

1. Bevezetés	3
2. Fizikai mennyiségekről a mérnök szemével	4
2.1. SI alapegységek	5
2.2. SI származtatott egységek	8
2.3. A Nemzetközi Mértékegység-rendszeren kívül, korlátozás nélkül használható további törvényes mértékegységek	15
3. A gépészmérnök tevékenységét meghatározó alapvető mechanikai törvények	17
3.1. Newton I. axiómája (A tehetetlenség törvénye)	17
3.2. Newton II. axiómája (A dinamika alaptörvénye)	17
3.3. Newton III. axiómája (Akcio-reakció törvénye)	17
3.4. Kibővített dinamikai alaptörvény	17
3.5. Impulzus- és perdület megmaradás törvénye	18
3.6. Erőhatások függetlenségének elve	18
3.7. Az egyensúly feltétele	18
3.8. Anyagmegmaradás törvénye	19
3.9. Energia megmaradás törvénye	19
4. A súrlódás üzemtani szerepe	20
4.1. A kötésúrlódás	23
4.2. A csapsúrlódás	24
4.3. A fékezés	24
4.4. A gördülőellenállás	25
5. Gépek csoportosítása	27
5.1. Erőgépek	28
5.1.1. Vízergyépek	28
5.1.2. Hőergyépek	30
5.1.3. Villamos motorok	34
5.2. Munkagépek	36
5.2.1. Emelőgép	36
5.2.2. Szivattyúk	38
5.2.3. Ventilátor	41
5.2.4. Generátorok	42
6. Közlőművek	44
6.1. A mechanikai munka átvitele	44
6.1.1. Vonó- vagy tolórúd	45
6.1.2. Tengelykapcsolók	45
6.1.3. Állócsiga	47
6.1.4. Mozcócsiga	48
6.1.5. Dörzshajtás	49
6.1.6. Szíjhajtás	50
6.1.7. Láncshajtás	50
6.1.8. Fogaskerékshajtás	51
6.1.9. Kulisszas hajtómű	52
6.1.10. Forgattyús hajtómű	54
7. Gépek egyenletes-, és változó sebességű üzeme	56
7.1. Egyenletes üzem	56
7.2. Egyenletesen változó sebességű üzem	58
7.3. A nem egyenletesen változó mozgás speciális esetei	60
7.4. Gépek egyenlőtlen járása	61
7.5. Relatív mozgás	62

8. Gépcsoport üzeme, és a munkapont	64
8.1. A gépcsoport hatásfoka	64
8.2. Az erőgépek jelleggörbéinek csoportosítása	65
8.3. A munkapont	65
9. A munka, a teljesítmény, és a hatásfok	68
10. Veszteségek és terhelés	72
10.1. Állandó- és változó veszteségek	72
10.2. Közepes terhelés, átlagos hatásfok	76
11. Az üzem gazdaságossága	80
12. Teljesítménymérés	81
12.1. A fordulatszám mérése	81
12.2. Nyomaték mérése	83
13. Energiaátvitel folyadékokban	85
13.1. A folyadékok műszaki jellemzői	85
13.2. A folyadékokra vonatkozó alapvető törvényszerűségek	86
13.3. Valós folyadékok és veszteségeik	88
13.3.1. Áramlási veszteségek egyenes csővezetékben	88
13.3.2. Az áramlás megzavarása okozta veszteségek	88
13.4. Erőátvitel nyomott folyadékkal	92
14. A nyomás és a térfogatáram mérése	93
14.1. Nyomásmérés	93
14.1.1. Folyadékos nyomásmérők	94
14.1.2. A mechanikus nyomásmérők	95
14.2. Térfogatáram-mérés	96
14.2.1. A köbözés	96
14.2.2. Venturi-cső	96
14.2.3. Mérőperem	98

1. Bevezetés

Ennek a jegyzetnek a célja Géptan címmel olyan általánosan használható alapozó tananyag bemutatása, amely a különböző mérnöki tanulmányokat folytatók számára megbízható elméleti alapokat biztosít a továbbiakban majd szerteágazó műszaki tudományok megértéséhez. Felépítésében, színvonalában igazodik az alapvetően gépészmérnöki képzésben résztvevő elsőéves hallgatók előtanulmányaihoz. Legfontosabb célkitűzése, hogy a középiskolából hozott természettudományos ismereteket egységes mérnöki szemlélettel összegezze, ezért az egyes anyagrészeknél megtalálhatók a tárgy hallgatásával párhuzamosan elsajátítandó matematikai eszköztárral való kapcsolódási pontok is.

Gépek ismertetésekor kizárólag a működés megértéséhez szükséges alapelvekre koncentrálunk, mivel a képzés során bőven nyílik még alkalom a szabatos kifejtésre is. A teljesség igénye nélkül, ilyenek lesznek majd a *hőtan, áramlástan, mechanika, gépelemek, elektrotechnika, mechatronika, mérés technika* tartalmú, majd a tanulmányok befejezéséhez közel a *differenciált szakmai ismereteket adó* további tantárgyak.

Az elméleti anyag nem lehet teljes gyakorlat nélkül, ezért ajánlott az elmélet elsajátítása után a forgalomban lévő **példatárak feladatainak önálló, módszeres megoldásával** elmélyíteni a megszerzett ismereteket.

A gép és a gépészmérnök

A tudomány előrehaladásának mozgatórugója az emberi szükségletek mind tökéletesebb kielégítésének igénye. Ehhez a mérnöki gyakorlatban elengedhetetlen a környezettudatos szemlélet alkalmazása, hogy környezetünk erőforrásainak kimerülése elkerülhetővé váljon.

A rendelkezésre álló anyagok és természeti erők e cél érdekében történő feldolgozásának és a felhasználókhoz való eljuttatásának feladatát alapvetően két nagy csoportra oszthatjuk: **anyag- és energiagazdálkodásra.**

Anyagok kitermelésekor, feldolgozása során sorozatos alakváltoztatás megy végbe, míg szállításuk, raktározásuk, elosztásuk, fogyasztókhöz való eljuttatásuk esetén helyváltoztatásról beszélünk. Energia „termelés”-kor a természeti erő átalakulása is alakváltozásnak tekinthető, az erőátvitel viszont helyváltoztatás.

Akár anyagról, akár energiáról beszélünk a műszaki feladat tehát ezek **alakjának, vagy helyzetének tervszerű megváltoztatására irányul**, ennek eszköze pedig a **gép**.

Felgyorsult világunkban a távközlési, informatikai eszközöket is gyakran gépeknek nevezzük, de a mi megközelítésünkben inkább a funkcionális szempontból is lényeges mechanikai elven működő szerkezeti elemeket tartalmazó eszközökre koncentrálunk. A megfogalmazás kissé bonyolultnak tűnhet, de gondoljunk csak arra, hogy bár a számítógépekben is van ventilátor, mégsem tekintjük őket gépészeti értelemben vett gépeknek, ugyanakkor a mai mosógépek már nem nélkülözik a vezérlőelektronikát, mégis inkább a gépészmérnök szakterületéhez tartoznak.

A gépészmérnök feladatát tehát a gépek, gépészeti berendezések és rendszerek tervezése, fejlesztése, gyártása és üzemeltetése jelenti. Igazodnia kell ugyanakkor a technikai fejlődés és a munkáltatók által támasztott követelményekhez, melyek nem biztos, hogy mindig szinkronban vannak egymással.

A minél szélesebb tudás és a termékre, cégre specifikált ismeretek igénye között célszerű megtalálni a középutat. A biztos elméleti alapok segítséget nyújtanak ahhoz, hogy együttműködhessünk más műszaki, és gyakran még gazdasági területek képviselőivel is. Az önálló megoldásnál olykor fontosabb lehet, hogy képesek legyünk eldönteni, mikor, melyik terület segítségére van még szükség egy komplexebb probléma megoldása során.

2. Fizikai mennyiségekről a mérnök szemével

A mérnöki gyakorlatban előforduló folyamatok leírása, mérése és számítása kizárólag a fizika és a matematika eszköztárának használatával valósítható meg.

Ebben a fejezetben a középiskolából hozott, és az alapozó képzésben még megszerezhető matematikai és fizikai ismereteket kapcsoljuk össze egy homogén, mérnöki gyakorlatban hasznosítható egységgé.

A fizikai jelenségek leírását azon jellemzők megválasztásával kezdjük, melyek a folyamatainkban előforduló **anyagok tulajdonságát** (ellenállás, hővezető-képesség stb.) vagy **állapotát határozzák meg**. Ezeket **fizikai mennyiségeknek** nevezzük.

Az állapotjellemzők *extenzívek*, ha az anyag kiterjedésének (tömeg, térfogat, energia stb.) leírására alkalmas additív mennyiségek. Ezek „maradó” tulajdonságúak, amelyekre a következő fejezetben szereplő megmaradási törvények vonatkoznak. Az *intenzív* jellemzők pedig valamilyen hatás erősségét (nyomás, hőmérséklet, mechanikai feszültség stb.) írják le.

A fizikai mennyiségek csoportosítása történhet az őket jellemző adatok darabszáma szerint is. Ez alapján *skalár*-, *vektor*-, *tenzor* mennyiségeket különböztethetünk meg.

A **skalármennyiségek** (tömeg, munka, idő stb.) egy adattal egyértelműen megadhatók. Skalármennyiség adódhat vektorok skaláris szorzataként is, melyre a későbbiekben még találhatunk majd példát.

Egy általános **vektort** három térbeli koordinátája egyértelműen meghatároz. Jegyzetünkben azonban csak síkvektorokkal (sebesség, erő, áramerősség stb.) és azok összetevőivel fogunk találkozni. A középiskolában már megszokott módon a vektormennyiség betűjelét aláhúzással jelöljük. Vannak olyan, e témakörben íródott irodalmak is, amelyekben a vektormennyiség jelölésére a vastagon szedést alkalmazzák.

A **tenzort** kilenc adat határozza meg, de ez matematikai és fizikai tárgyalásában is túlmutat e tantárgy határain.

Jelöléseinkben célszerű mindig megkülönböztetést tenni, és következetesen jelölni az időtől való függést is, amennyiben az adott fizikai mennyiség konstanstól eltérő időfüggvénnyel írható fel.

A fizikai mennyiségek mérhetőek kell legyenek, ez viszont feltételezi a számszerű kifejezhetőségüket. A fent említett csoportosításoktól függetlenül lényegüket a „*mennyiség = mérőszám * prefixum * alapegység*” szorzat fejezi ki.

Túl nagy és túl kicsi mérőszámok esetén a mértékegység előtt **prefixumok** használata válhat szükségessé, melyek 10 egész kitevős hatványaival való szorzást jelentenek, hasonlóan a számok normálalakjának használatához. Nevüket, jelüket, és a kitevő nagyságát a lenti táblázat tartalmazza. Itt hívjuk fel a figyelmet, hogy a bekeretezett előtagok csak meghatározott mértékegységekkel használhatók, továbbá több tagból álló összetett prefixumokat nem használunk.

prefixum neve	jele	10 kitevője
exa	E	18
peta	P	15
tera	T	12
giga	G	9
mega	M	6
kilo	k	3
hekto	h	2
deka	da	1
deci	d	-1
centi	c	-2
milli	m	-3
mikro	μ	-6
nano	n	-9
piko	p	-12
femto	f	-15
atto	a	-18

A mértékegység tehát a szóban forgó jellemző egy meghatározott része. A választott egységeket és nagyságuk definícióját nemzetközi megállapodások határozzák meg.

Célszerű néhány *alpmértékegységet* definiálni, és a többi ezekből *származtatni*.

Ezek együttesen egy meghatározott törvényszerűség szerint összeálló rendszert, mértékegységrendszert alkotnak. A ma használatos SI (Système International d'Unités) mértékegységrendszert az Általános Súly- és Mértékügyi Konferencia (General Conference on Weights and Measures) fogadta el 1960-ban. Használata Magyarországon a XX. század nyolcvanas éveitől kötelező. Elődeitől (CGS, MKS) különbözően koherens mértékegységrendszerről van szó, mert származtatott egységei konstans szorzók nélkül állíthatók elő az alapegységekből.

2.1. SI alapegységek

Magyarországon a törvényesen használható mértékegységeket az 1991. évi XLV. törvény - a mérésügyről szabályozza. E törvény 1. számú melléklete alapján a Nemzetközi Mértékegységrendszer alapegységei:

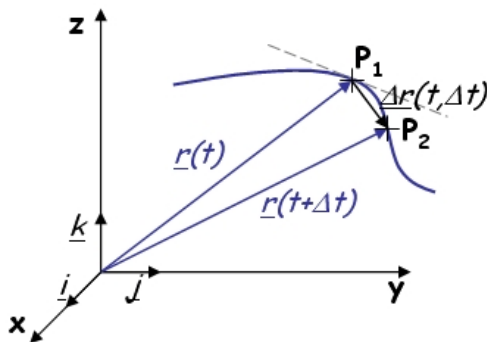
1. A **hosszúság** (*l*) mértékegysége a **méter**; jele: **m**. Szögletes zárójelbe kerül a mértékegység, ha mérőszámmal együtt használjuk, a más jelölésektől való könnyebb megkülönböztetőség érdekében: [m].

A méter annak az útnak a hosszúsága, amelyet a fény vákuumban $\frac{1}{299\,792\,458}$ [s] időtartam alatt megtesz.

Merev testek geometriai méreteinek megadásakor konstans skalármennyiségről beszélünk, és az ábécé kis betűit használhatjuk még a jelölésére: *a*, *b*, *c*, *k* stb.

A mérnöki gyakorlatban az elmozdulás (a helyvektor megváltozása) mértékének meghatározásakor viszont már időfüggő vektormennyiség, amelynek jelölésére használt további betűjelek: $\underline{s}(t)$, $\underline{r}(t)$, $\underline{x}(t)$ stb.

A Δr jelölés a mozgás pályájának két pontja közötti irányított távolságra utal, amely az időben később érintett pontba mutat.



1. ábra
Elmozdulás

2. A **tömeg (m)** mértékegysége a **kilogramm**; jele: **kg**.
A kilogramm a nemzetközi etalonnak elfogadott, a Nemzetközi Súly- és Mértékügyi Hivatalban, Sévres-ben őrzött platina-irídium henger tömege.
 A tömeg abszolút jellemző, az anyag mennyiségét földrajzi helytől és térerősségtől függetlenül, egyértelműen adja meg.
 Nem szabad összekeverni a *súly* fogalmával, ami a tömegnek azt a tulajdonságát jelenti, hogy térerő hat rá, így térerő hiányában el is tűnik. Tömegek összehasonlítását viszont erőméréssel végezzük. Ha tehát egy erőterben azonos helyen két tömegre ugyanakkora erő hat, súlyuk megegyezik, akkor a tömegük is.
 Alapvetően konstans skalármennyiségként kezeljük, de a hőtan és áramlástan témakörében előfordulhat időtől való függés is.
3. Az **idő (t)** skalármennyiség mértékegysége a **másodperc**; jele: **s**.
A másodperc az alapállapotú cézium-133 atom két hiperfinom energiaszintje közötti átmenetnek megfelelő sugárzás 9 192 631 770 periódusának időtartama.
 A mérnöki gyakorlatban az idő jelölésére használt további betűjelek: τ , T .
4. A **villamos áramerősség ($I(t)$)** mértékegysége az **amper**; jele: **A**. Érdekességgé jegezzük meg, hogy a tudósnevekből származó jelölések mindig nagy betűvel írandók.
Az amper olyan állandó villamos áram erőssége, amely két egyenes, párhuzamos, végtelen hosszúságú, elhanyagolhatóan kicsiny kör keresztmetszetű és egymástól 1 [m] távolságban, vákuumban elhelyezkedő vezetőben fenntartva, e két vezető között méterenként $2 \cdot 10^{-7}$ [N] erőt hozna létre.
 Bizonyos irodalmakban előfordulhat, hogy kisbetűvel jelzik az időben változó ($i \equiv I(t)$), és nagybetűvel pedig a konstans (pl. egyenáram „ I ”) értékeit. A gépészmérnöki gyakorlatban az ilyen megkülönböztetés értelemzavaró lehet, mivel az áttételt is „ i ”-vel jelöljük.
5. A **termodinamikai hőmérséklet (T)** skalármennyiség mértékegysége a **kelvin**; jele: **K**.

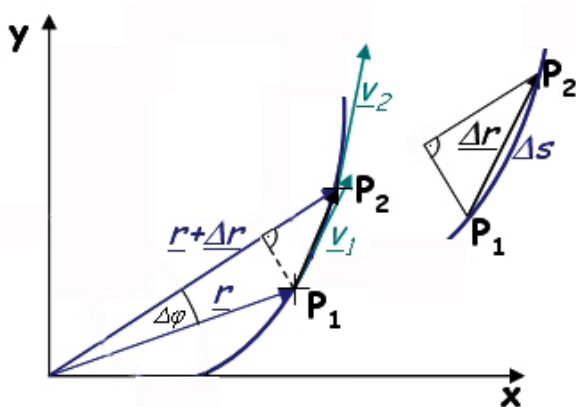
A kelvin a víz hármaspontja termodinamikai hőmérsékletének $\frac{1}{273,16}$ -szorososa.

A mérnöki gyakorlatban a termodinamikai hőmérséklet jelölésére használt további betűjelek: v , θ .

6. Az **anyagmennyiség** (n) skalármennyiség mértékegysége a **mól**; jele: **mol**.
A mól annak a rendszernek az anyagmennyisége, amely annyi elemi egységet tartalmaz, mint ahány atom van 0,012 [kg] szén-12-ben. (A mól alkalmazásakor meg kell határozni az elemi egység fajtáját; ez atom, molekula, ion, elektron, más részecske vagy ilyen részecskék meghatározott csoportja lehet.)

7. A **fényerősség** (I_v) skalármennyiség mértékegysége a **kandela**; jele: **cd**.
A kandela az olyan fényforrás fényerőssége adott irányban, amely $540 \cdot 10^{12}$ [Hz] frekvenciájú monokromatikus fényt bocsát ki és sugárerőssége ebben az irányban $\frac{1}{683}$ -ad $\left[\frac{W}{sr} \right]$.

Bizonyos feladatoknál célszerűbb az elmozdulásvektort derékszögű koordinátái helyett, a vektor hosszával és szögelfordulásával felírható, polárkoordinátás alakban megadni. Ehhez szükség van két kiegészítő mennyiség használatára is.



2. ábra
Elmozdulás polárkoordinátákkal

8. A **síkszög** (φ) mértékegysége a **radián**; jele: **rad**.
A radián a kör sugarával egyenlő hosszúságú körívhez tartozó középponti síkszög.
 A mérnöki gyakorlatban a síkszög jelölésére használt további betűjelek: α , β stb.
 Többnyire előjeles (óramutató járásával ellentétes a pozitív irány) skalármennyiségként, de rotáció mozgásjellemzőinek meghatározásakor vektorként kezeljük.
9. A **térszög** (Ω) mértékegysége a **szteradián**; jele: **sr**.
A szteradián a gömbsugár négyzetével egyenlő területű gömbfelületrészhez tartozó középponti térszög.

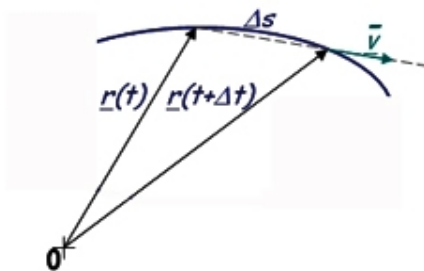
2.2. SI származtatott egységek

Olyan, a gépészetben gyakran előforduló, származtatott mennyiségeket és kifejezésük módját fogjuk megtalálni a következő bekezdésben, melyeket egyetlen alapmennyiségből hozunk létre.

1. A **terület** (A) skalármennyiség mértékegységének jele a m^2 . Szilárdságtanban szokványos betűjele még az S .
2. A **térfogat** (V) alapvetően skalármennyiség, mértékegységének jele a m^3 . A tömeghez hasonlóan, a hőtan és áramlástan témakörében itt is előfordulhat időtől való függés.
3. Forgó mozgásnál a **fordulatszámot** (n) a megtett fordulatok darabszáma és az eltelt idő hányadosa adja. Mértékegysége ezért $\frac{1}{\text{s}}$. A mérnöki gyakorlatban használt $\frac{1}{\text{min}}$ mértékegységet minden esetben át kell váltani SI-be.
4. Az idő egy speciális mértéke a **rezgésidő** (periódusidő) (T), amit így – értelemszerűen - s mértékegységben adunk meg.
5. Ennek reciproka a **frekvencia** (f), ami külön nevet (hertz) kapott, hogy a mértékegység $\left(1\text{Hz} = 1\frac{1}{\text{s}}\right)$ egyértelműen hozzárendelhetővé váljék a fizikai tartalomhoz.

Gyakori, hogy nem elegendő csupán egyetlen alapegység származtatott mennyiségeink kifejezéséhez, ilyenkor az alap- és a kiegészítő egységek hatványainak szorzataként vagy hányadosaként képezhetők, a megfelelő mennyiségekre vonatkozó fizikai egyenletek alapján.

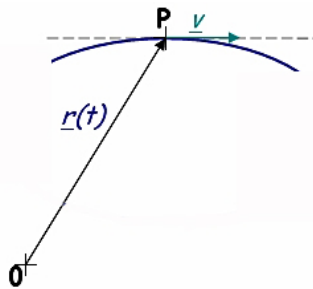
6. A mozgás leírásakor minden időpillanatban megadjuk, hogy hol tartózkodik a test, ehhez ún. mozgásjellemezőkre van szükség. A mozgás pályája általános esetben egy tetszőlegesen görbült térbeli görbe. Speciális esetei az egyenes vonalú-, a kör-, és a lengőmozgás. Amennyiben a mozgás változásának gyorsaságát szeretnénk meghatározni, az átlagsebesség vektor megadható az érkezési- és az indulási pont helyvektorainak különbsége, valamint az eltelt idő hányadosaként. Az értelmezésből következően, ennek iránya a pálya szelőjébe esik. A pálya a mozgástörvény grafikonja a térben, vagy a síkban.



3. ábra
Átlagsebesség

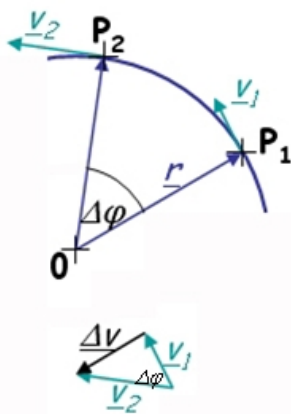
$$\bar{v} = \frac{\Delta r}{\Delta t} = \frac{r(t + \Delta t) - r(t)}{\Delta t} \quad (\text{az átlagértékeket felülvonással jelöljük})$$

Általánosságban megfogalmazható tehát, hogy a pillanatnyi (ilyenkor $\Delta t \rightarrow 0$ és a $\Delta s \equiv |\Delta \underline{r}|$) **sebesség** időfüggő vektormennyiség - $\underline{v}(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \underline{s}(t)}{\Delta t} = \frac{d\underline{s}(t)}{dt} = \dot{\underline{s}}(t)$ - a helyvektor pillanatnyi változási gyorsasága, mértékegysége pedig $\frac{m}{s}$. Az $\dot{\underline{s}}(t)$ alak, a matematikában, az idő szerinti első derivált szokványos jelölésére szolgál. A pillanatnyi sebesség iránya a pálya adott pontbeli érintőjébe esik. Az ábra „0” pontja a vonatkoztatási rendszer origója.



4. ábra
Pillanatnyi sebesség

7. Forgó mozgás kerületi sebessége - $\underline{v}(t) = \underline{r} \times \underline{\omega}(t)$ - függ a forgás középpontjától mért távolságtól is.



5. ábra
Kerületi sebesség

A legtöbb forgó géprészen nincs is olyan kitüntetett sugár, amelyre indokolt lenne a mozgástani jellemzőket vonatkoztatni, ezért inkább a **szögsebességgel** - $\underline{\omega}(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt} = \dot{\varphi}(t)$ - jellemezzük a körpályán mozgó ponthoz tartozó sugár szögelfordulásának pillanatnyi változási gyorsaságát. Ez a forgó rendszer minden egyes pontjára egyaránt jellemző. Az \underline{r} és $\underline{\omega}(t)$ vektorok mindig merőlegesek egymásra, ezért vektoriális szorzatuk olyan vektor, amely velük jobbsodrású vektorrendszert alkot, és nagysága a két vektor hosszának szorzata. A vektoriális szorzatot a két vektor közti „ \times ” jellel jelöljük.

A szögsebesség mértékegysége $\frac{rad}{s}$, hogy a fordulatszámától - $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ - egyértelműen megkülönböztethető legyen.

Valamilyen műszaki probléma megoldását lényegesen megkönnyíti, ha más problémák megoldásából következtetéseket lehet levonni az adott feladatra vonatkozóan. Erre akkor van lehetőség, ha a jelenségek hasonlóságának ismeretében az egyik rendszer viselkedése, működése alapján meg tudjuk mondani rendszerünk várható viselkedését. Analógnak nevezzük tehát azokat a rendszereket, amelyek változóit kölcsönösen egyértelmű leképezés kapcsolja össze.

Már ez utóbbi két mennyiség alapján is látszik, hogy egyenes vonalú mozgás és körmozgás a pálya „alakjában” különböznek egymástól, így a mozgás pillanatnyi „sebességét” a mindenkor „elmozdulás” idő szerinti első deriváltja adja.

Analógiát fedezhetünk fel tehát az elmozdulás (s)-elfordulás (φ), és sebesség (v)-szögsebesség (ω) között. Ez az analógia a továbbiakban tárgyalandó gyorsulás-szöggyorsulás, erő-nyomaték, és tömeg-tehetetlenségi nyomaték között is fennáll.

Levezetéseinkben utalni fogunk majd a megfeleltetés alkalmazásának előnyeire.

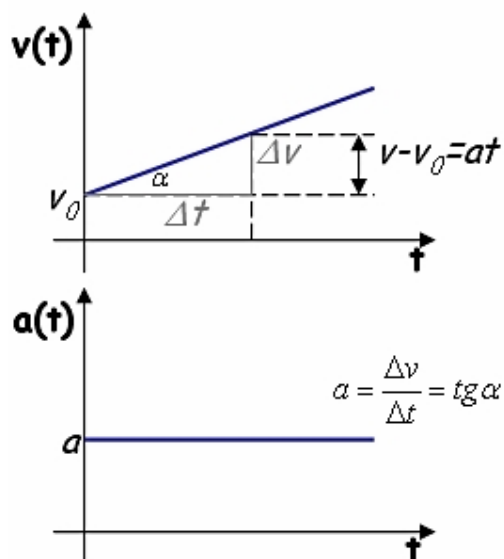
8. A pillanatnyi **gyorsulásvektort** - $\underline{a}(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2s(t)}{dt^2} = \underline{\ddot{s}}(t)$ - a sebesség pillanatnyi változási gyorsaságával definiáljuk. Mértékegysége tehát $\frac{m}{s^2}$.

9. **Szöggyorsulás** - $\underline{\varepsilon}(t) = \frac{d\omega(t)}{dt} = \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} = \underline{\ddot{\varphi}}(t)$ - a szögsebesség változási gyorsasága, mértékegysége $\frac{rad}{s^2}$. Jelölésére időnként (főként fizika tankönyvekben) előfordul, hogy $\underline{\beta}(t)$ -t is használunk.

A további mennyiségek felsorolása előtt matematikai kitérőt kell tennünk, hogy a - középiskolából hozott alapismeretekkel még komplikáltnak tűnő - fenti matematikai meghatározások grafikus értelmezését megadhatjuk, így segítve a lényeg megértését.

Az $s(t)$, $v(t)$, és $a(t)$ - foronómiai görbék a mozgáshoz kapcsolódó mennyiségek grafikus ábrázolásai az idő függvényében.

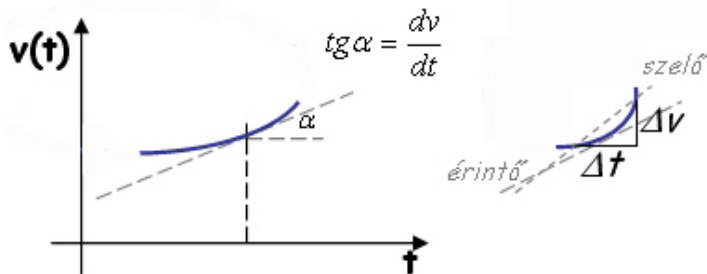
Nézzük az egyenes vonalú egyenletesen változó mozgáshoz tartozó sebesség-idő grafikont!



6. ábra

Egyenes vonalú egyenletesen változó mozgás

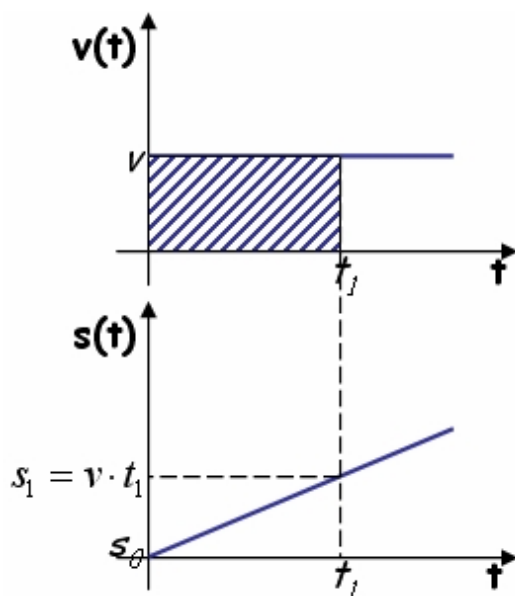
Mivel egyenletesen változó mozgásnál a **gyorsulás** ($a=konst.$) a $\frac{\Delta v}{\Delta t}$ hányadossal helyettesíthető, ezért, grafikusán értelmezve, a sebességet leíró egyenes meredekségét (iránytangensét) kapjuk. Ugyanez igaz tetszőlegesen változó mozgást leíró görbék esetében is, hiszen az érintő felfogható egy egyenletesen mozgó pont sebesség-idő grafikonjaként.



7. ábra
Nem egyenletesen változó mozgás menetábrája

Ekkor az érintési ponthoz tartozó időpillanat kis környezetében az ez által meghatározott egyenletesen változó mozgás helyettesíti legjobban az általunk tárgyalt mozgást. A $\frac{\Delta v}{\Delta t}$ hányados az időtengely mind finomabb felosztása ($\Delta t \rightarrow 0$) során $\frac{dv}{dt}$ differenciáhányadosba megy át, amely ugyanúgy a **sebességgörbe adott pontbeli érintője iránytangensének felel meg.**

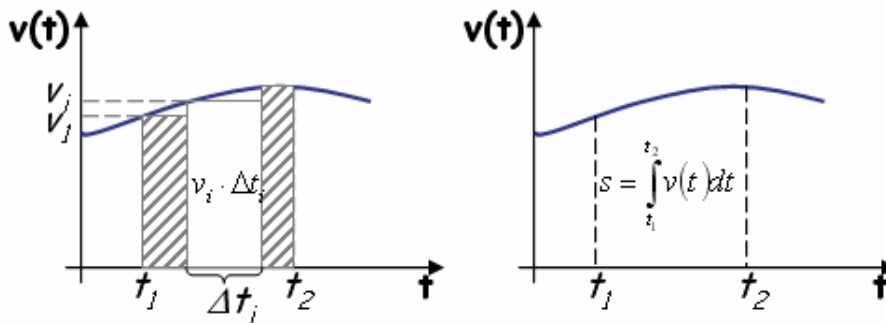
Vegyük most a legegyszerűbb, alap fizikai tanulmányainkból ismert egyenes vonalú egyenletes mozgáshoz tartozó menetábrát (sebesség-idő grafikon)!



8. ábra
Sebesség-elmozdulás összefüggése

Mint azt már megtanultuk, a $v \cdot t$ szorzat adja a **megtett út** (s) mértékét. Grafikusan ez annak a téglalaprak a területével egyenlő, ami a görbe alatt található. Ugyanígy, a görbe alatti terület adja a megtett út értékét tetszőleges függvény által felrajzolt sebesség-idő grafikon esetében is. Minden egyes időpillanat kis környezetében az ez által meghatározott egyenletes mozgás

helyettesíti legjobban a görbe grafikonnal jellemzett változó mozgást, ilyenkor a $t \in [t_1, t_2]$ tartományhoz tartozó területet az ábrán látható módon elemi téglalapokkal közelítjük.

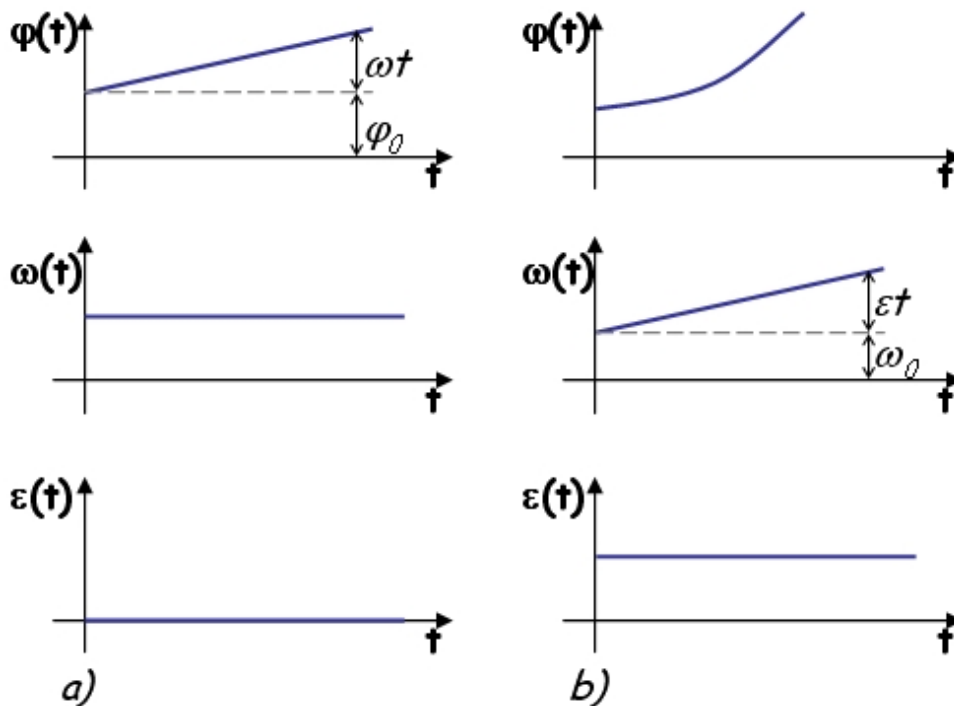


9. ábra
A megtett út

$|s| \approx \sum_{i=1}^n |v(t_i)| \cdot \Delta t_i$, amiből a pontos értékét a sebességfüggvény integrálásával kaphatjuk

meg $s = \int_{t_1}^{t_2} v(t) dt$ módon.

A foronómiai görbékénél elmondottak az analóg párjaikra, a körmozgás $\varphi(t)$, $\omega(t)$, $\varepsilon(t)$ függvényeire is ugyanúgy igazak, mivel a közöttük fennálló matematikai viszony is ugyanaz.



10. ábra
Foronómiai görbék egyenletes (a) és egyenletesen változó (b) körmozgásra

A matematikai kitérő után folytassuk a származtatott mennyiségek áttekintését!

10. Szintén differenciálhányadosként adható meg az áramlásban használatos, időfüggő, skaláris **tömegáram** - $q_m = \frac{dm(t)}{dt} = \dot{m}(t)$, melyet mindig egy adott ellenőrzött térfogatra (a tér egy meghatározott része, mely állandó nagyságú, alakja nem változik, és ellenőrzött felületek határolják) vonatkoztatunk, és mértékegysége $\frac{kg}{s}$.

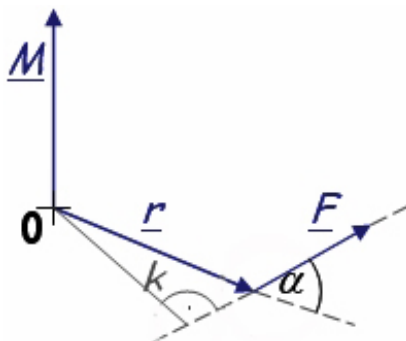
11. Áramló folyadékmenyiséget **térfogatárammal** - $q_V = \frac{dV(t)}{dt} = \dot{V}(t)$ - is jellemezhetünk, ennek mértékegysége $\frac{m^3}{s}$. Skaláris jellemzőkből számított skaláris mennyiség.
Az áramlásban a jelölésére használt további betűjel: Q.

12. A **sűrűséget** - $\rho = \frac{m}{V}$ - most csak konstans skalármennyiségként definiáljuk.
Mértékegysége $\frac{kg}{m^3}$.

13. Az impulzus, vagy **mozgásmennyiség** vektor - $\underline{I}(t) = m \cdot \underline{v}(t)$ - irányát a sebességvektor iránya határozza meg, mértékegysége pedig $\frac{kg \cdot m}{s}$.

14. Az impulzust idő szerint deriválva (hiszen definíció szerint a mozgásmennyiség megváltoztatásához erő szükséges) vektoriális mennyiséget, **erőt** - $\underline{F}(t) = \frac{d\underline{I}(t)}{dt} = \frac{d(m \cdot \underline{v}(t))}{dt} = m \cdot \frac{d\underline{v}(t)}{dt} = m \cdot \underline{a}(t)$ - kapunk, melynek a $\frac{kg \cdot m}{s^2}$ -el egyenértékű mértékegysége a newton - N - elnevezést kapta. Ha a tömeg és a gyorsulásvektor szorzataként értelmezzük, és a gyorsulás helyére nehézségi gyorsulást (g) helyettesítünk, a súlyerőhöz (G) jutunk.

15. **Forgatónyomaték** - $\underline{M}(t) = \underline{r} \times \underline{F}(t)$ - alatt valamely erővektornak adott pontra vonatkozó nyomatékát értjük.



11. ábra
Forgatónyomaték

Nagyságát a vektoriális szorzat definíciója alapján határozzuk meg:

$|\underline{M}(t)| = |\underline{r}| \cdot |\underline{F}(t)| \cdot |\sin \alpha| = |\underline{F}(t)| \cdot |\underline{r}| \cdot \sin \alpha = |\underline{F}(t)| \cdot k$, ahol k az erő karja, és a három vektor jobbsodrású rendszert alkot. Mértékegysége Nm.

16. Dimenzióját („a dimenzió a mennyiség fizikai lényegét fejezi ki”) tekintve ugyanezen két mennyiség skaláris szorzataként adódik az **energia** (E). Mértékegysége az $1Nm$ -nek megfelelő joule - J . Megkülönböztetünk helyzeti- (E_h), mozgási- (E_m), és belső (E_b) energiát.
17. A hőközlés hőenergia átadás, melynek során átadott energia mértéke egy előjeles skalármennyiség, a **hőmennyiség** (Q). Mértékegysége a J .
18. A munkavégzés mechanikai energia átadás, melynek során átadott energia mértéke egy előjeles skalármennyiség, a **munka** (W). A mechanikai energiát ezért munkavégző képességnek is nevezhetjük. Mértékegysége – értelemszerűen - a J .
19. A munka meghatározható a **teljesítmény** - $P(t) = \frac{dW(t)}{dt}$ - görbe alatti területből is. A teljesítmény egy, a műszaki berendezések jellemzéséhez is szükséges, időtől függő, erő kifejtést megadó skaláris érték. Mértékegysége - alapegységekkel kifejezve $\left[\frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right]$ - új elnevezést kapott, ez pedig a watt (W).
20. A **nyomás** - $p = \frac{F}{A}$ - olyan skaláris állapotjelölő, amely nyomóerő nagyság és a nyomott felület hányadosából számítható. Mértékegysége a pascal $\left(1Pa = 1 \frac{N}{m^2} \right)$. Nyomás dimenziójú, és vele megegyező mértékegységű a szilárdságtanban használt normális- (σ), és csúsztató feszültség (τ).
21. A **tehetetlenségi nyomaték** - $\Theta = \int r^2 dm$ - adott tengelyre vonatkozó skaláris szorzatösszeg. Annak az ellenállásnak a mértéke, amelyet egy test a forgási mozgásállapotának megváltoztatásával szemben támaszt. Függ a test alakjától, a forgástengely helyzetétől és az anyag sűrűségétől. Számításának ismertetése meghaladja e jegyzet kereteit. Fontos megemlíteni, hogy a forgómozgásnál használt összefüggéseinkben az egyenes vonalú mozgás képleteiben szereplő tömeg analóg megfelelője. Későbbi fejezeteinkben ezt a tulajdonságát ki fogjuk használni. Mértékegysége kgm^2 . Használatos jelölése még a „ J ”.
22. A rugómerevség (s) a rugóra jellemző szilárdsági mutató, mely a rugó által kifejtett erőt, vagy nyomatékot adja meg egységnyi elmozdulás vagy elfordulás hatására. Reciproka a **rugóállandó** - $c \left(= \frac{1}{s} \right) = \frac{\Delta l}{F}$, mely a rugó egységnyi terhelés alatti alakváltozását mutatja meg. Mértékegysége $\frac{m}{N}$.

2.3. A Nemzetközi Mértékegység-rendszeren kívül, korlátozás nélkül használható további törvényes mértékegységek

Alkalmazásukról mindenképpen fontos elmondani, hogy számításainkban mindig át kell váltani őket SI egységekre!

Ezek a következők:

A *térfogat* (űrtartalom) mértékegysége a **liter**, jele: **l**; ($1 \text{ l} = 10^{-3} \text{ m}^3$)

Síkszög-mértékegységek:

- a **fok**; jele: $^\circ$; ($1^\circ = \frac{\pi}{180} \text{ rad}$)
- a perc (**ívperc**), jele: $'$; ($1' = \frac{1}{60}^\circ = \frac{\pi}{10800} \text{ rad}$)
- a másodperc (**ívmásodperc**), jele: $''$; ($1'' = \frac{1}{60}' = \frac{\pi}{648000} \text{ rad}$)

A fokkal, az ívperccel és az ívmásodperccel kapcsolatban SI-prefixumok nem használhatók.

A *tömeg*-mértékegysége a **tonna**; jele: **t**; ($1 \text{ t} = 10^3 \text{ kg}$)

Idő-mértékegységek:

- a **perc**, jele: **min**; ($1 \text{ min} = 60 \text{ s}$)
- az **óra**, jele: **h**; ($1 \text{ h} = 60 \text{ min} = 3600 \text{ s}$)
- a **nap**, jele: **d**; ($1 \text{ d} = 24 \text{ h} = 86400 \text{ s}$)
- és a naptári időegységek: a hét, a hónap, az év.

A fenti időmértékegységekkel kapcsolatban SI-prefixumok nem használhatók.

Sebesség-mértékegység a **kilométer per óra**, jele: $\frac{\text{km}}{\text{h}}$; ($1 \frac{\text{km}}{\text{h}} = \frac{1}{3,6} \frac{\text{m}}{\text{s}}$), vele kapcsolatban SI-prefixumok nem használhatók.

A *munka* (energia) mértékegysége a **wattóra**, jele: **Wh**, ($1 \text{ Wh} = 3600 \text{ J}$)

Hőmérséklet-mértékegység a **Celsius-fok**, jele: $^\circ\text{C}$; ($0^\circ\text{C} = 273,15 \text{ K}$)

A Celsius- és a Kelvin skálaosztások megegyeznek. A Celsius-fokkal kapcsolatban SI-prefixumok nem használhatók.

Meghatározott szakterületeken használhatók még:

Hosszúságra a **tengeri mérföld** ($1 \text{ tengeri mérföld} = 1852 \text{ m}$), a **csillagászati egység** ($1 \text{ csillagászati egység} = 1,496 \cdot 10^{11} \text{ m}$), a **parsec** ($1 \text{ pc} = 3,0857 \cdot 10^{16} \text{ m}$), és a **fényév** ($1 \text{ fényév} = 9,460 \cdot 10^{15} \text{ m}$).

Területre a **hektár** ($1 \text{ ha} = 10^4 \text{ m}^2$).

Nyomásra a **bar** ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$), és a **higany-milliméter** ($1 \text{ Hgmm} = 133,322 \text{ Pa}$).

*Teljesítményre a **voltamper** ($1 \text{ VA} = 1 \text{ W}$), és a **var** ($1 \text{ var} = 1 \text{ W}$).
Ezekkel kapcsolatban SI-prefixumok nem használhatók.*

A fizikai összefüggések a valóság leegyszerűsítésén, a lényeg kiemelésén alapulnak, ezért a jelenséget csak véges pontossággal képesek leírni.

A *mérés* tehát a gépészmérnöki tevékenység alapvető momentuma, hiszen fizikai mennyiségeink nagyságának (számértékének) meghatározása, a számításon túl, történhet még kísérleti úton is. Végrehajtásához megfelelő módszerekre és technikai eszközökre van szükségünk, melynek során törekednünk kell az elérhető legjobb technikák alkalmazására a fenntartható fejlődés követelményeinek kielégítése céljából.

Ahhoz, hogy a számértéket meghatározhassuk, szintén szükségünk van mértékegységrendszerünk egységeire. Itt kell azonban megjegyezni, hogy a mérés lebonyolításakor, a mérőeszközök működése közben, és az adatok kiértékelésekor hibák keletkezhetnek, melyek befolyásolják a mérés pontosságát.

3. A gépészmérnök tevékenységét meghatározó alapvető mechanikai törvények

A fizika, a matematikához hasonlóan, olyan **axiómákkal** (bizonyítást nem igényelő alaptétel) dolgozik, amelyek alapján minden állítás levezethető.

Axiómát először, a geometriára vonatkozóan, Euklidész fogalmazott meg.

Isaac Newton alaptörvényeit is axiómákként kezeljük. A newtoni axiómák leírásánál a testeket kiterjedés nélküli, tömeggel bíró, anyagi pontoknak tekintjük.

3.1. Newton I. axiómája (A tehetetlenség törvénye)

Egy adott inerciarendszerben (vonatkoztatási) minden test nyugalomban (nem gyorsul, nem lassul) marad, míg más testek hatása mozgásállapotának megváltoztatására nem készíti.

A kinematika adhat választ arra kérdésre, hogy ilyen esetben nyugalomról, vagy egyenes vonalú egyenletes mozgásról van-e szó (együtt mozog-e a test és az inerciarendszer).

Az első axióma nem nevezi nevén sem a mozgásállapot megváltozását, sem a más testek hatását.

3.2. Newton II. axiómája (A dinamika alaptörvénye)

Newton az $\underline{F}(t) = m \cdot \underline{a}(t)$ képlettel azt az alaptörvényt fogalmazta meg, miszerint egy tömegpont \underline{a} gyorsulásának abszolút értéke egyenesen arányos a tömegpontra ható \underline{F} erő abszolút értékével, és fordítva arányos a test m tömegével.

A test mozgásállapota az erő hatására módosul, sebességének iránya és/vagy nagysága változik meg.

3.3. Newton III. axiómája (Akció-reakció törvénye)

Ha egy testre egy másik test \underline{F} erővel hat, akkor a másikra az egyik ugyanekkora erővel hat. Az erők hatásvonalai és nagysága megegyezik, de irányuk ellentétes.

A newtoni axiómákra építő, és azoktól független egyéb, a gépészmérnök tevékenységét meghatározó törvényeket tárgyaljuk a következőkben:

3.4. Kibővített dinamikai alaptörvény

Ha egy testre több erő is hat, akkor ezek eredőjére (\underline{F}_d) felírható, hogy

$$\underline{F}_d(t) = \sum_{i=1}^n \underline{F}_i(t) = m \cdot \underline{a}(t).$$

Megállapodás szerint, általában, a mozgás irányába mutató erők pozitív, a mozgással ellentétes erők pedig negatív előjelet kapnak.

A forgómozgás dinamikájának alaptörvénye – alkalmazva a hasonlóságról tanultakat – pedig kimondja, hogy valamennyi külső erő forgástengely körül eredő nyomatéka arányos az ugyanarra a tengelyre vonatkoztatott tömegtehetetlenségi nyomatékkal és a szöggyorsulással.

$$\underline{M}_d(t) = \sum_{i=1}^n \underline{M}_i(t) = \Theta \cdot \underline{\varepsilon}(t)$$

3.5. Impulzus- és perdület megmaradás törvénye

A dinamika alaptörvényéből következik, hogy egy tömegpont mozgásmennyiségének időbeli változása egyenlő a külső erők eredőjével:

$$\underline{F}_d(t) = m \cdot \underline{a}(t) = m \cdot \frac{d\underline{v}(t)}{dt} = \frac{d(m \cdot \underline{v}(t))}{dt} = \frac{d\underline{I}(t)}{dt}.$$

Másként fogalmazva, az egyenlet átrendezéséből következik, hogy ha az ellenőrzött m tömegre nem hat erő, illetve egyensúlyban van, akkor a rendszer mozgásmennyisége nem változik meg:

$$\underline{F}_d(t) \cdot dt = d(m \cdot \underline{v}(t)) = d\underline{I}(t).$$

Végesen kicsi Δt időre:

$$\underline{F}_d(t) \cdot \Delta t = \Delta \underline{I}(t) = \underline{I}_2 - \underline{I}_1.$$

Forgómozgásnál az impulzustól származó nyomatékot **perdületnek** (N) nevezzük.

Az impulzustételnek megfelelő analóg egyenlet, analóg mennyiségekkel felírva:

$$\underline{M}_d(t) = \Theta \cdot \underline{\varepsilon}(t) = \Theta \cdot \frac{d\underline{\omega}(t)}{dt} = \frac{d(\Theta \cdot \underline{\omega}(t))}{dt} = \frac{d\underline{N}(t)}{dt}.$$

A **perdületétel** szerint tehát: forgó test forgási impulzusának időbeli változása egyenlő a külső forgatónyomatékkal (M_d). Így egy tömegpontegyüttes tömegközéppontra vonatkoztatott eredő perdülete az idő függvényében megegyezik az egyes külső nyomatékok tömegközéppontra vonatkoztatott összegével.

$$\underline{M}_d(t) \cdot dt = d(\Theta \cdot \underline{\omega}(t)) = d\underline{N}(t).$$

Végesen kicsi Δt időre:

$$\underline{M}_d(t) \cdot \Delta t = \Delta \underline{N}(t) = \underline{N}_2 - \underline{N}_1.$$

3.6. Erőhatások függetlenségének elve

Ha egy anyagi pontra több erő hat, akkor hatásuk azonos az eredőjükkel jellemzett egy erő hatásával. Ennek értelmében egy erő is helyettesíthető a komponenseivel. Ha az eredő értéke nulla, akkor a test egyensúlyban van.

3.7. Az egyensúly feltétele

Ha a hajtóerők (F_h), ill. hajtónyomatékok (M_h) eredőjének nagysága megegyezik a terhelő erők (F_t), ill. nyomatékok (M_t) eredőjének nagyságával, egyensúlyról beszélünk.

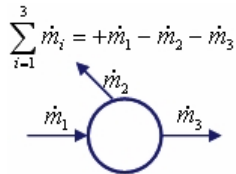
Gépek egyenletes üzemének feltétele az erők és a nyomatékok egyensúlya:

$$\sum_{i=1}^n \underline{F}_{hi} - \sum_{j=1}^m \underline{F}_{tj} = \sum \underline{F} = 0 \text{ és/vagy } \sum_{k=1}^a \underline{M}_{hk} - \sum_{l=1}^b \underline{M}_{tl} = \sum \underline{M} = 0$$

3.8. Anyagmegmaradás törvénye

A tömeg additív skalármennyiség.

Ellenőrzött térfogatra igaz, hogy a rendszerben lévő tömeg Δt idő alatti megváltozása egyenlő az ez idő alatt a rendszerbe bevitt, illetve az abból elvont tömegek előjeles összegével.



12. ábra
Anyagmegmaradás törvénye

A tömegek összege akkor is állandó, ha a test halmazállapota megváltozik, vagy bizonyos kémiai átalakulások játszódnak le a rendszerben.

Cseppfolyós vagy légnemű közegek áramlásakor egy csomópontra (pl. csőelágazás) felírható, hogy

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i = 0.$$

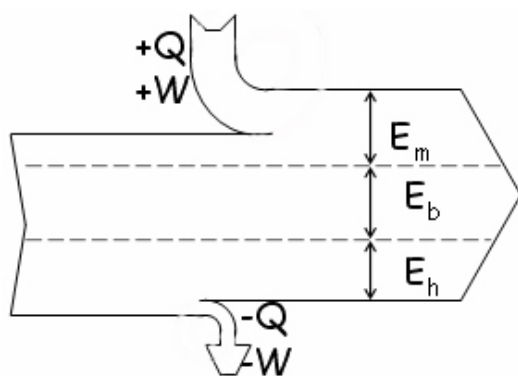
Megállapodás szerint a rendszerbe beáramló tömegek előjelét pozitívnak, a tőle elvontakat pedig negatívnak tekintjük.

3.9. Energia megmaradás törvénye

Munkavégzés (mechanikai munkavégzés vagy hőközlés) hiányában egy rendszer energia készlete nem változhat meg. Mint azt már láttuk, a hőmennyiség és a mechanikai munka az energia különböző megjelenési formái, így energetikai összevonásuk nem hibás. A rendszerbe áramló energiák előjelét pozitívnak, a tőle elvontakat pedig negatívnak tekintjük. Felírható tehát, a rendszer két egymást követő (1. \rightarrow 2.) állapotára, hogy:

$$E_{h1} + E_{m1} + E_{b1} + \sum W + \sum Q = E_{h2} + E_{m2} + E_{b2}, \text{ ahol a } \sum W \text{ és } \sum Q \text{ előjeles összeget jelent.}$$

A rendszer energiamérlege (energiaszalag) grafikusan:



13. ábra
Energiamérleg

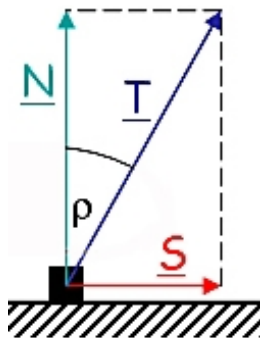
Energiamérleggel egyenértékű ábrát kapunk, ha adott időtartamra vonatkoztatunk, és teljesítményeket ábrázolunk. Ilyenkor teljesítményszalagról beszélünk.

4. A súrlódás üzemtani szerepe

A **súrlódás** általánosan azon jelenségek összessége, amelyek egymással érintkező testek - nem tökéletesen sima felszínének - az érintkezési felület mentén való relatív elmozdulásával kapcsolatosak.

Még a leggondosabban megmunkált felületeken is vannak egyenetlenségek, tehát a testek felszíne kisebb-nagyobb mértékben, de mindig érdes.

Az érintkező testek ún. **támasztóerőt** (\underline{T}) fejtenek ki egymásra. Ha a felületek szárazak, ennek az erőnek az érintkezési felület normálisával bezárt szöge (ρ) független a felületek nagyságától és relatív elmozdulásuk sebességétől.



14. ábra
Támasztóerő

A **súrlódási erő** ($\underline{F}_s \equiv \underline{S}$) a támasztóerőnek az érdes felületek közös érintősíkjaiba eső vetülete:
$$S = T \cdot \sin \rho$$

Aszerint, hogy a felületek egymáshoz képest elmozdulnak-e vagy sem, beszélhetünk **csúszó-** és **tapadási** (nyugvó) **súrlódásról**.

A **csúszó súrlódási erő** az egyik felület másikkhoz viszonyított elmozdulásával ellentétes irányú, tehát a relatív mozgást akadályozza. Nagysága a két testet összeszorító, normális irányú, támasztóerő-komponens ($\underline{F}_n \equiv \underline{N}$) és a felületminőségek függvénye:

$$S = \mu \cdot N = \operatorname{tg} \rho \cdot N.$$

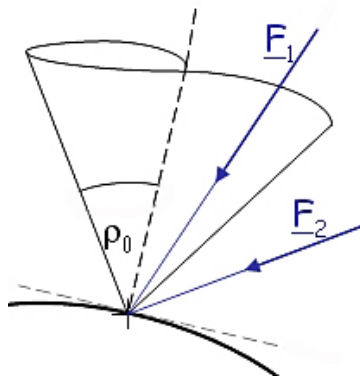
Az anyagpárra jellemző, homogén felületek esetén közelítőleg állandó nagyságú, dimenzió nélküli szám (μ) a **csúszó súrlódási tényező**. Értéke megegyezik a támasztóerő és az érintkezési felület normálisa által bezárt szög tangensével.

Itt kell azonban megjegyezni, hogy a csúszó súrlódási erő, valamint a közegellenállás nem általában a mozgást, hanem csak a relatív mozgást akadályozza. Hiszen a nyugvó vonatkoztatási rendszerünkben mozgó szállítószalagra ejtett doboz sebességét a súrlódási erő növeli.

Támasztóerőt egymáshoz képest nyugvó felületek is kifejtenek egymásra. *Tapadáskor* is értelmezhető a felületek közös érintősíkjaiba eső vetület (\underline{S}_{iap}). A támasztóerő és a felület normálisa által bezárt szög egy, a felületek minősége által meghatározott, ρ_0 határszögnél nem lehet nagyobb.

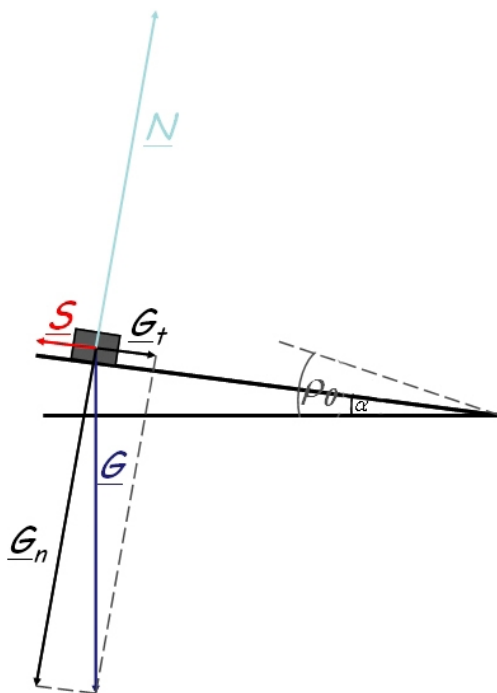
$$0 \leq S_{iap} \leq \mu_0 \cdot N = \operatorname{tg} \rho_0 \cdot N$$

Ahol μ_0 a **nyugvásbeli súrlódás tényezője**.



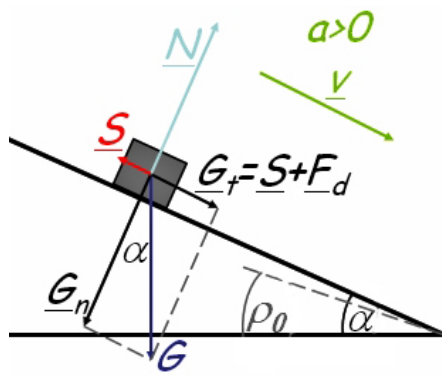
15. ábra
A súrlódás félkúpszöge

Ha a testre ható \underline{F}_1 eredő erő hatásvonala olyan $2\rho_0$ nyílásszögű körkúp belsejében van, melynek tengelye egybeesik a felületek érintkezési pontjában felvett normálissal, nem indít el csúszást, bármilyen nagy legyen is. Ez az önzárás esete. A kúpon kívül haladó \underline{F}_2 eredő erő hatására, nagyságától függetlenül, a test megcsúszik. A megcsúszást követően már a mozgásbeli súrlódási tényezővel számolunk, ami rendszerint kisebb, mint a nyugalásbeli érték ($\mu < \mu_0$). Ha a súrlódást egy irányba már legyőztük, akkor a felülettel érintkező test már minden irányban csúszni fog.



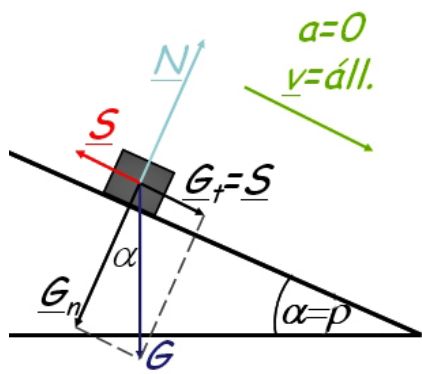
16. ábra
A test a lejtőn nem csúszik meg ($\alpha \leq \rho_0$)

Az ábrásor egy lejtőre helyezett testet mutat, melyre dinamikus erő nem hat. $\alpha \in [0, \rho_0]$ dőlésszögek esetén mindig éppen akkora nyugalásbeli súrlódási erő ébred, amennyi a doboz G súlya tangenciális összetevőjének kiegyensúlyozásához szükséges. A normális irányú összetevővel pedig a normális irányú támasztóerő tart egyensúlyt.



17. ábra
A test a lejtőn csúszik ($\alpha > \rho_0$)

Az $\alpha > \rho_0$ hajlásszögű lejtőn a test megcsúszik. A súrlódás a test súlyából származó erőt már nem fogja teljes mértékben kiegyenlíteni. A különbözethez keletkező dinamikus erő hatására megindul lefelé a lejtőn.



18. ábra
A lejtőn a test egyenletesen mozog

Ha a test már mozgásban van, akkor a lejtő mérséklésével, $\alpha = \arctg \mu$ szögnél elérhető, hogy egyenletesen mozogjon ($a=0$). Ekkor a rá ható tangenciális erők is egyensúlyba kerülnek. Az érintkező felületek minél precízebb megmunkálása - simábbra készítése - mérsékelheti a fellépő súrlódást. Kenőanyag, vagy forgó mozgásnál csapágyazás alkalmazásával pedig további csökkenés érhető el.

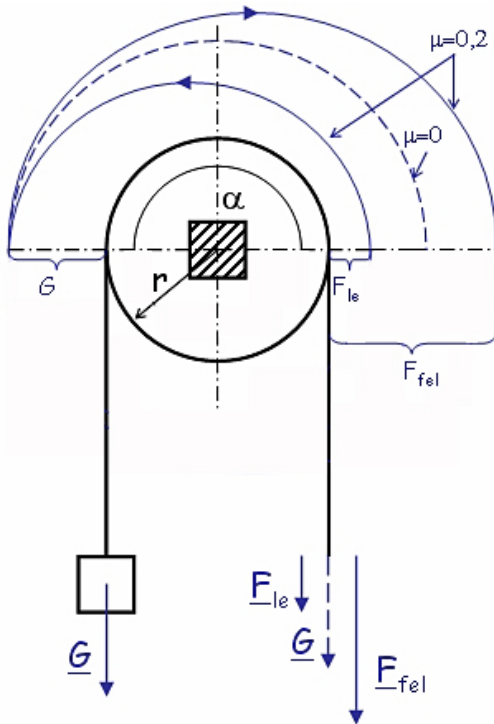
A mérnöki gyakorlatban azonban a súrlódás nem kizárólag kerülendő, zavaró hatás. Nélküle például dörzshajtásról, vagy szíjhajtásról nem is beszélhetnénk.

A továbbiakban áttekintjük azokat a műszaki életben előforduló eseteket, amelyeknél a súrlódás fontos szerepet játszik.

4.1. A kötél súrlódás

A műszaki gyakorlatban sokszor alkalmazott kötelek, hajtószíjak, és huzalok mechanikai viselkedésének vizsgálatakor ideális kötéllel számolunk, amely nyújthatatlan, tökéletesen hajlékony, és súlytalan. Rendszerint a kötélt vastagságát is elhanyagoljuk.

Ha egy érdes rögzített tárcsán átvett kötél egyik végén teher függ, akkor a másik végére gyakorolt viszonylag kis erővel (F_{le}) is biztosítható az egyensúly. De jóval nagyobb erő (F_{fel}) szükséges viszont ahhoz, hogy a terhet emelni tudjuk. Sima felületű súrlódásmentes dob esetén a két erő egyenlő, megegyezik az emelendő ill. süllyesztendő teher G súlyával.



19. ábra
Kötél súrlódás

Ha azt a legnagyobb erőt keressük, mely a teher egyensúlyban tartását még lehetővé teszi, vagyis az összefüggést a megcsúszás küszöbén lévő kötél darab végeire ható erők között az összefüggést a következő képletek írják le:

$$G = F_{le} \cdot e^{\mu_0 \cdot \alpha}, \text{ vagy}$$

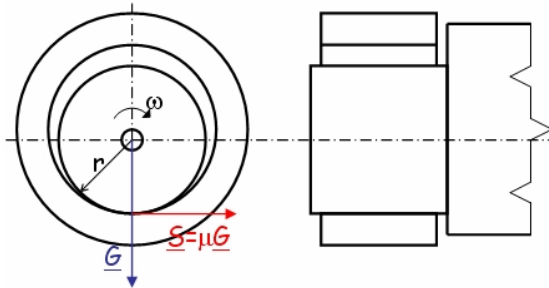
$$F_{fel} = G \cdot e^{\mu_0 \cdot \alpha}.$$

A rögzített érdes hengerre csévélte kötélt **felfekvési szöge** α , μ_0 pedig a kötélt és a henger közötti tapadási súrlódás tényezője.

4.2. A csapsúrlódás

Gépeink tengelyei csapágyakban forognak. A tengelyt a terhelése és a saját súlya a csapágy alsó részéhez nyomja. Ha oldalirányú erők is vannak, a felfekvés helye még oldalra is tolódhat.

Terheletlen állapotban is van pályanyomás, amely súrlódási ellenállást ébreszt.



20. ábra
A csapsúrlódás

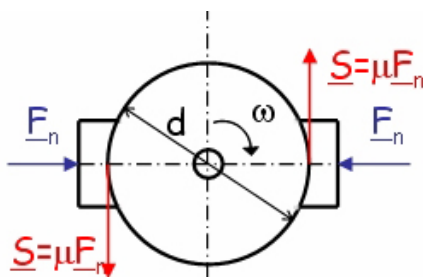
A súrlódási erő a tengely forgásával ellentétes értelmű

$$M_0 = r \cdot S = r \cdot \mu \cdot G$$

nyomatékot hoz létre, amelyet akkor is le kell győznünk, ha a tengelyt semmilyen más nyomaték nem terheli. A csapsúrlódás legyőzése érdekében végzett munka, ill. teljesítmény a **csapsúrlódási veszteség**. Ez olyan üresjárási veszteség, amelyet a csapágyak kenésével csökkenthetünk.

4.3. A fékezés

Fékdob palástjához szorított pofákkal megoldható a forgó géprészek fékezése. Akár kívül, akár belül vannak a féktuskók, a csapágyakat esetlegesen terhelő oldalirányú erők elkerülése miatt, szimmetrikusan, egymással szemben kell elhelyezni őket.



21. ábra
Dobfék

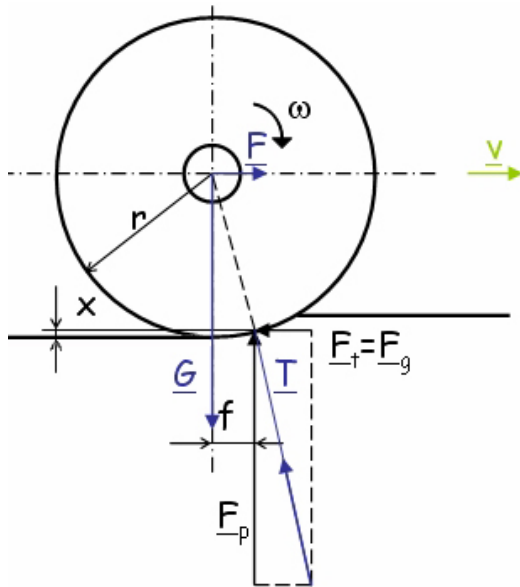
A súrlódó erőpár

$$M_0 = 2 \cdot r \cdot S = d \cdot \mu \cdot F_n$$

fékező nyomatékot hoz létre. Ezt a nyomatékot tudjuk felhasználni a tengely szögsebességének csökkentése érdekében. A féktuskók szorítására, oldására rugós, hidraulikus és pneumatikus szerkezeteket szoktak használni. A mozgási energia súrlódásos fékezéskor hőenergiává (és részben hangenergiává) alakul.

4.4. A gördülőellenállás

A testek a valóságban nem végtelen merevek, külső erő hatására deformálódhatnak. Ezek a deformációk bizonyos mozgásformák esetén a mozgással, vagy annak létrejöttével szemben ellenállást fejtenek ki. Gördülő mozgás esetén a pálya felülete deformálódik, vagyis a kerék haladási irányában bizonyos mértékű deformáció jelentkezik. Ez az elváltozás a gördülést gátolja, **gördülési ellenállásnak** (F_g) nevezzük.



22. ábra
A gördülőellenállás

A kerék egyenletes sebességgel való gördítéséhez egy pályairányú F erőre van szükség, amelynek nagysága egyenlő a gördülési ellenállás abszolút értékével.

Csúszásmentes a gördülés, ha a kerék kerületi sebessége és a haladás sebessége megegyeznek egymással.

F_p hatásvonalának az érintkezési ponttól mért f távolsága a **gördülési ellenállás karja**. A fontosabb esetekre vonatkozólag értéke táblázatokból olvasható ki. Nem állandó, hanem több tényező függvénye (r , v , gördülésben résztvevő anyagok minősége, faanyagnál a rostok iránya és a gördülés irányának viszonya stb.).

A gördülési ellenállás meghatározható, ha felírjuk a nyomatékegyensúlyt a kerék középpontjára. G és F nem fejt ki a középpontra nyomatékot, hiszen hatásvonaluk átmegy rajta.

$$\sum M_i = -F_p \cdot f + F_g \cdot (r - x) = 0$$

A deformáció miatt a pályanyomás ($F_p \equiv N$) hatásvonalja eltolódott f értékkel. A pálya elváltozásának geometriai viszonyai miatt x elhanyagolhatóan kicsi. Ezért az előző összefüggés átrendezésével, és az előzőekben említett egyszerűsítés után:

$$F_g = \frac{f}{r} \cdot F_p = \mu_g \cdot N$$

adódik.

Értelmezhető tehát, egy a súrlódási tényezőhöz hasonló ***gördülő ellenállás tényező***

$$\mu_g = \frac{f}{r}.$$

A gördülési sugarat a gördülési ellenállás csökkentése érdekében kívánatos minél nagyobbra választani. Ezért használtak pl. homokos vidékeken az átlagosnál nagyobb átmérőjű kocsikerekeket.

Az f értéke a mérnöki gyakorlatban igen kicsi, ezért a gördülés jelentősen kisebb ellenállást jelent, mint a csúszás. Ezt a tényt messzemenően kihasználja a műszaki gyakorlat, például a gördülő csapágyak alkalmazásánál.

5. Gépek csoportosítása

Ha a fentebb említett emberi szükséglet kielégítését vesszük alapul, csoportosíthatjuk a gépeket **rendeltetésük szerint**. Támpontot adnak hozzá azon felhasználási területek, melyekben hasznosítjuk őket. Ezek szerint beszélhetünk *háztartási, nehézipari* (pl. bányászat, villamosenergia-ipar, kohászat, járműipar, gépipar, vegyipar, építőanyag-ipar), *könnyűipari* (pl. fa-, papír-, textilipar, nyomdaipar, kézműipar), *élelmiszeripari, gyógyszeripari* valamint *orvostechnikai* gépekről.

Bármennyire egyszerűnek tűnik, mégis érdemes **nagyság szerinti** besorolást is végezni, így *egyedi gépekben, gépcsoportokban, üzemben, ipartelepben* gondolkodhatunk.

Definíciókat alapul véve a **munka minősége szerint** elkülöníthetők a *szállítás és alakváltozás* gépei. Tovább oszthatók anyag-, ill. energiaszállítás, és megmunkálás, ill. energiaátalakítás gépeire.

Az üzemeltetésben lényeges szerepet játszó **közegek minősége szerint** lehetnek *mechanikus* (merev szerkezeti elemekkel rendelkező), *hidraulikus* (folyadékkal üzemelő), *pneumatikus* (gázzal dolgozó), vagy *villamos* gépek. A gyakorlatban ezek többnyire kombináltak vannak jelen.

Szerkezettani szempontok alapján egyes géprészek adhatnak támpontot a csoportosítást illetően. Ilyenkor *forgó alkatrészt tartalmazó, dugattyús, és forgó alkatrészt nem tartalmazó* gépeket különíthetünk el.

Hagyományos értelmezésben a leggyakoribb **energetikai** csoportosítási **elv**, az *energia termelése, átalakítása/elosztása, felhasználása* szerinti osztályozás. Szűkebben értelmezve, tisztán gépész megközelítéssel, a **mechanikai munka átalakításában betöltött szerepük szerint** osztjuk gépeinket. A továbbiakban tehát az *erőgép, közlőmű, munkagép* rendszerben tárgyaljuk őket.

Erőgépekről beszélünk, ha külső energia felhasználásával mechanikai munkát állítunk elő.

A **közlőművek** ezt a munkát továbbítják.

A **munkagépek** pedig a rendelkezésükre bocsátott mechanikai munkát hasznosítják.

Nem is annyira egyszerű annak eldöntése, hogy egy gép hová tartozik, mint ahogyan elsőre látszik. Mivel ugyanaz a szerkezet üzemeltetésétől függően használható erő-, ill. munkagépként is.

Gondoljunk csak egy egyenáramú gépre, ami motoros üzemből villamos energiát hasznosítva tengelyén forgó mozgást hoz létre, tehát energiát hasznosít. Generátoros üzemből ugyanez az eszköz pedig tengelyének forgatása következtében mechanikai munkából villamos energiát állít elő.

Az erőgépet és a munkagépet a közlőmű kapcsolja össze gépcsoporttá, működésre képes rendszert hozva létre ezzel.

Közvetlen hajtás esetén a közlőmű akár ki is maradhat ebből az egységből.

Az erő-, és a munkagépek alapvető típusai

5.1. Erőgépek

A természetben többféle energiaforrás áll rendelkezésünkre (pl. szél, víz, szén stb.). Az erőgépek az ezekből nyerhető energiákat különféle célokra felhasználható mechanikai energiává alakítják át. Az energiaátalakítás azonban többszörös is lehet, hiszen például a belsőégésű motorban a tüzelőanyag vegyi energiája először hővé alakul, melyből nyomás, majd végül mechanikai munka lesz.

A gépészetben leggyakrabban használt erőgépek fő felosztási kritériuma az erőgépbe **belépő energia minősége**.

A folyadékok vagy az áramló levegő nyomását hasznosítják a **vízerőgépek** és a **szélerőgépek**. Az anyagok vegyi energiáját, vagy a gőz hőenergiáját a **hőerőgépek** alakítják át.

A villamos energia hasznosítására pedig a **villamos motorok** szolgálnak.

Napjainkban megnövekedett az érdeklődés a megújuló energiaforrások iránt. Piacot nyernek a napenergiát hasznosító, és a geotermikus energiák-, biomassza-, biogázok felhasználására alkalmas berendezések, valamint a hőszivattyúk is.

Gépeink működését legszemléletesebben, grafikusán, jelleggörbéjünkkel tudjuk bemutatni, melyről leolvashatók a lehetséges üzemiállapotok. A **jelleggörbe** a gép legfontosabb üzemi jellemzői között fennálló függvénykapcsolat.

Ezen üzemi jellemzők szorzata többnyire teljesítmény, vagy azzal arányos mennyiség. Forgó tengelyen nyomatékot szolgáltató gépeknél ez az $M(n)$ ill. $M(\omega)$; haladó mozgásúaknál az $F(v)$; áramlástani gépeknél pedig a $\Delta p(q_V)$ ill. $H(q_V)$ függvény.

5.1.1. Vízerőgépek

Forgó tengelyen nyomaték nyerhető a megújuló energiaforrásból, a vízenergiából, ha van kihasználható szintkülönbség (esés $H[m]$), és vízhozam (időegység alatt átfolyó vízmennyiség, azaz térfogatáram $q_V \left[\frac{m^3}{s} \right]$). Adott esés és vízhozam esetén az elméletileg

várható teljesítmény:

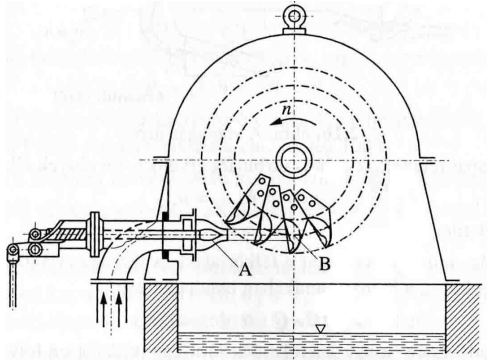
$$P = q_V \cdot \rho \cdot g \cdot H.$$

Vízturbinák

Az esés formájában rendelkezésre álló energiát vízerőgépek, a vízturbinák hasznosítják. Tengelyük lehet függőleges, vagy vízszintes. Ha a víz átömlésének iránya a tengely irányával megegyező, axiális, ha pedig sugárirányú, akkor radiális turbinákról beszélünk. Léteznek még félaxiális (ferde átömlésű) kivitelben is.

Az energiaátalakulás lefolyása szerint *akciós* (szabadsugar) vagy *reakciós* (réstúlnyomásos) turbinák vannak.

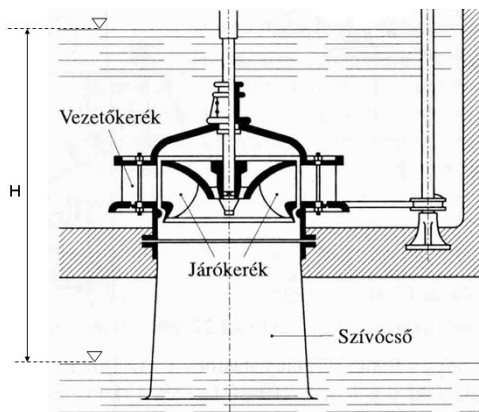
Az akciós Pelton-turbinát nagy esésnél (100-1600 m) és aránylag kis mennyiségeknél alkalmazzák, jórészt áramfejlesztés céljából.



23. ábra
Pelton-turbina elvi felépítése

A nagy geodetikus esésből származó víz az „A” jelű sugárcsővet - túszeleppel szabályozható - tömör szabadsugárként elhagyva érkezik a járókerék „B” jelű lapátjaira. A nagy mozgási energiájú vízszög impulzusereje pedig forgásra kényszeríti a járókereket. Több sugárcső alkalmazása esetén egyszerre több lapátot is ér vízszög, de mindig marad olyan, amely az adott pillanatban nem kap vizet, ezért részleges beömlésűnek hívjuk.

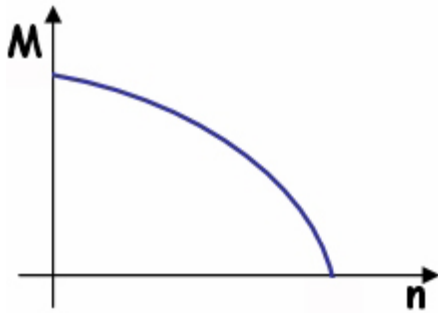
Réstúlnyomásos Francis-turbinánál a felduzzasztott folyóvíz a vezető lapátkoszorún át éri el a járókereket, és a szívócsőn távozik - a kilépő veszteségek csökkentése céljából. A vezető-, és a járókerék közötti résben túlnyomás uralkodik. A járókereket forgató erőhatás forrásai: a vezetőkerékből érkező-, és a járókeréken végbemenő energiaátalakulásból nyert mozgási energiák.



24. ábra
Francis-turbina

Az egész turbina víz alatt van, így a járókerék minden lapátja is, ezért teljes beömlésűnek nevezzük.

Turbinák a fordulatszám függvényében tengelyükről levehető nyomatékkal jellemezhetők.



25. ábra
Víz turbina jelleggörbéje

A jelleggörbét állandó esés és vízhozam mellett szokták megadni.

5.1.2. Hőerőgépek

A természetben szilárd, cseppfolyós vagy légnemű halmazállapotban megtalálható tüzelőanyagok kémiai kötött belső energiáját úgy alakíthatjuk át mechanikai munkává, ha elégetjük. Ahhoz, hogy a hőenergiát mechanikává alakíthassuk át, valamilyen közvetítő közegre van szükség (gőz, vagy gáz).

A felszabadított hőenergiának csak egy része alakítható át mechanikai munkává, a folyamatnak ez a része ezért viszonylag rossz hatásfokú (30-35%).

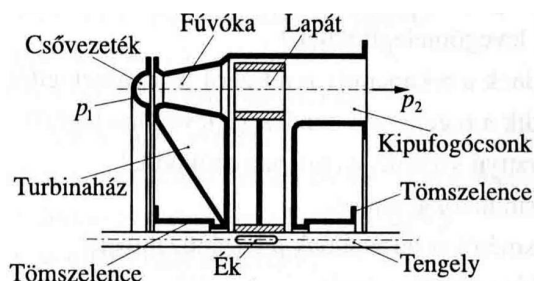
A hőerőgépek a közvetítő közegek segítségével működtetett speciális berendezések.

A gőzzel működtetett berendezések két gépegségből, a gőzt fejlesztő gőzkazánból és a **gőzerőgéből** (dugattyús gőzgép, vagy gőzturbina) állnak. Az elégetett tüzelőanyagban lévő vegyi energia hőenergiává alakulva a gőzkazánokban lévő vízből gőzt fejleszt. A felszabadult hőt a gőz viszi tovább a gőzerőgépekbe.

A **gázgépeknél** a kémiai átalakulás közvetlenül az erőgép hengerében vagy külön égéskamrában megy végbe. A gázgépek kialakításuktól függően az égés során keletkezett energiát alternáló (belsőégésű motor dugattyúja), vagy forgó mozgássá (gázturbina forgólapátjai) alakítják át.

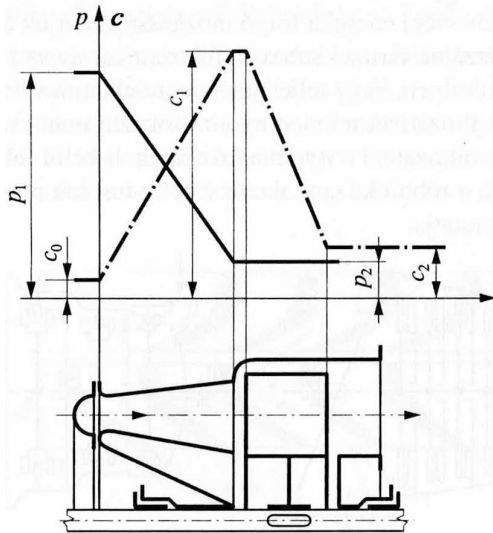
Gőzturbinák

Gőzturbinában a csővezetéken keresztül érkező nagy nyomású és hőmérsékletű gőz a fűvókán keresztül a járókerék lapátzására jut, és megforgatja azt.



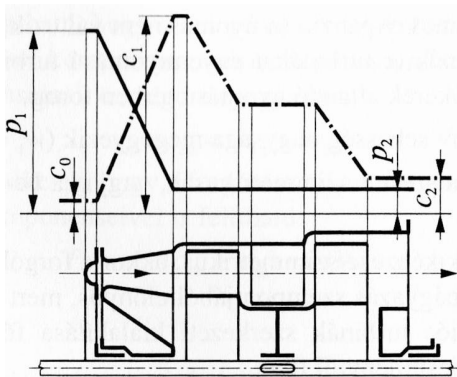
26. ábra
A gőzturbina felépítése

A fűvóka egy sebességnövelő szerkezet, amely két különböző nyomású teret kapcsol össze. A turbinaházban lévő alacsonyabb nyomás (p_2) hatására a fűvókán kiáramló gőz kiterjed, térfogata és sebessége megnő.



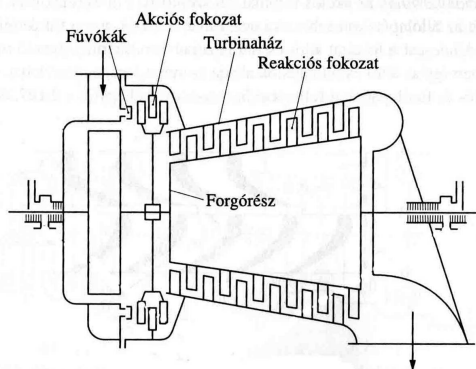
27. ábra
Nyomás és sebesség a gőzturbinában

A nagy mozgási energiájú gőz a járókerék lapátjaira erőhatást gyakorol, forgásra kényszerítve ezzel a kereket, ez az akciós turbina.
Egy vezető csatornarendszerből és egy járókerék lapátozásból álló egységet fokozatnak nevezünk.



28. ábra
Curtis-turbina

A gőzturbinák általában többfokozatúak, ilyen például a kétfokozatú akciós *Curtis-turbina*. Itt is értelmezhető a vízturbináknál megismert akciós- ill. reakciós működési elv. Nagyteljesítményű, többfokozatú turbinák általában vegyes rendszerűek.



29. ábra
Vegyes rendszerű turbina

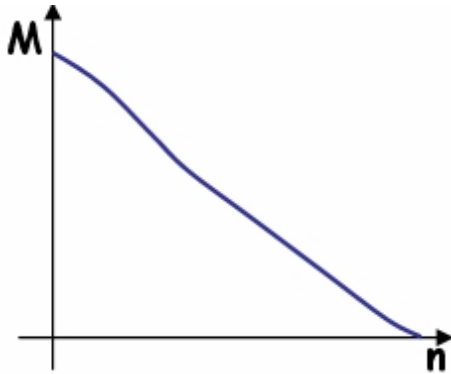
A friss gőz az akciós fokozatra érkezik, így a reakciós fokozatok már nem az eredeti, nagy nyomáson dolgoznak, és nem a gőz sebességéből, hanem a nyomásából származó energiát hasznosítják. A harangtengely mentén a gőz rendelkezésére álló tér egyre bővül – a gőz nyomásának és hőmérsékletcsökkenésének megfelelően.

Gázturbinák

A gázturbinák működési elve hasonló a gőzturbináéhoz, itt azonban levegő, vagy nagy hőtartalmú égéstermék végez munkát.

Elvileg mindenféle gáznemű, folyékony és szilárd tüzelőanyagot fel tudnak használni. Utóbbi két esetben a turbinalapátok szennyeződése (égéstermékek korrozív hatása, eléghetetlen anyagok lapátra tapadása) nehézségeket okozhat.

A gázturbinák előnye, hogy működtetésükhöz nem kell költséges kazán, lényegesen kevesebb hűtővíz szükséges, és üzemeltetésük is egyszerűbb, indításuk pedig gyorsabb. A munkát végző közeg nyomása is kisebb, ezért a turbinaház falai vékonyabbak lehetnek, csökkentve ezzel a szerkezet tömegét. Jelleggörbáját az ábra mutatja:



30. ábra
A gázturбина jelleggörbéje

Belsőégésű motorok

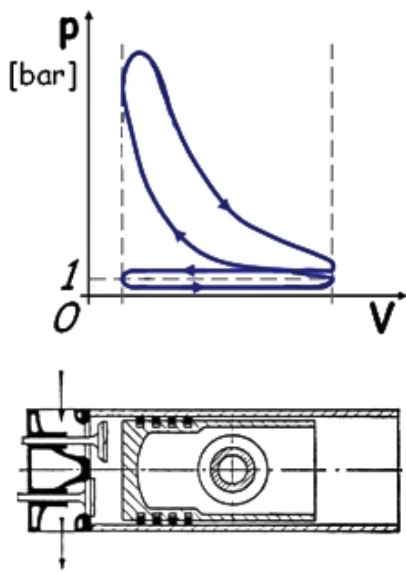
Belsőégésű motorok hengerterében az energiaátalakítás periodikusan történik. A munkafolyamat adott térfogathatárok között játszódik le.

Működési elv szerint benzin vagy dízelmotorokról beszélünk, melynek mindegyike lehet négyütemű vagy kétütemű.

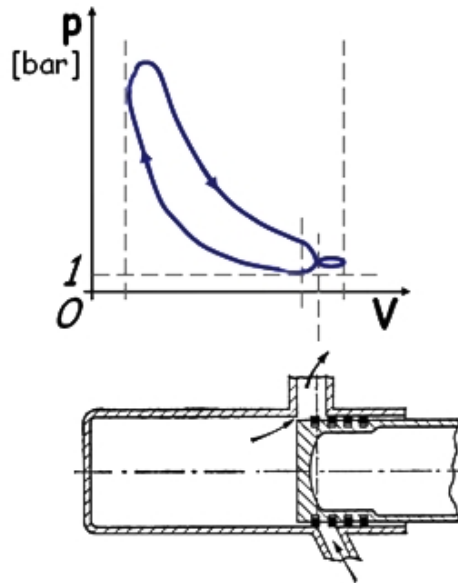
Benzinmotorokban a porlasztó, vagy befecskendező a szívócsőben áramló levegőbe porlasztja a tüzelőanyagot (benzin, petróleum, alkohol, földgáz stb.), így a levegő-üzemanyag keverék már a hengeren kívül létrejön. A sűrítés során a tüzelőanyag felmelegszik, elpárolog, és a keveréket adott időpontban villamos ív gyújtja meg. Az ilyen gépeket szikragyújtású motoroknak nevezzük.

Dízelmotorok tiszta levegőt szívnak, és sűrítenek. Üzemanyaguk dízelolaj, petróleum stb. lehet. Ezt az égéstérben felmelegedett, összenyomott levegőbe a befecskendező rendszer nagy nyomással porlasztja be, így a magas hőmérséklettől a keverék meggyullad. Ezért kompresszió-gyújtású motoroknak nevezzük őket.

A motorok p - V diagramja, az indikátordiagram, a motor hengerében fellépő nyomásváltozást ábrázolja a löket (dugattyú elmozdulása) függvényében, a bezárt terület pedig a munkát adja.



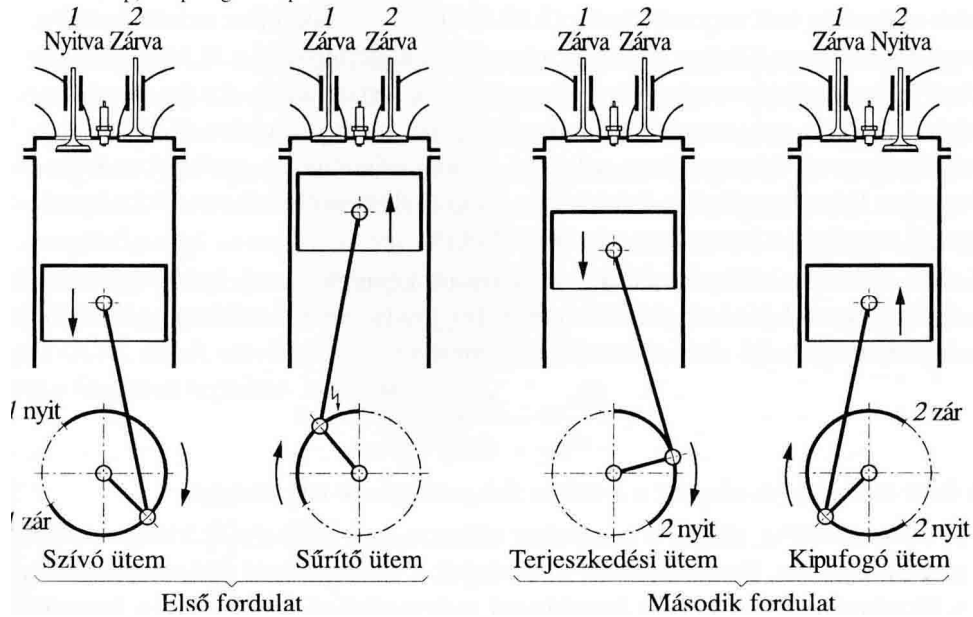
31. ábra
A négyütemű motor p - V diagramja



32. ábra
A kétütemű motor p - V diagramja

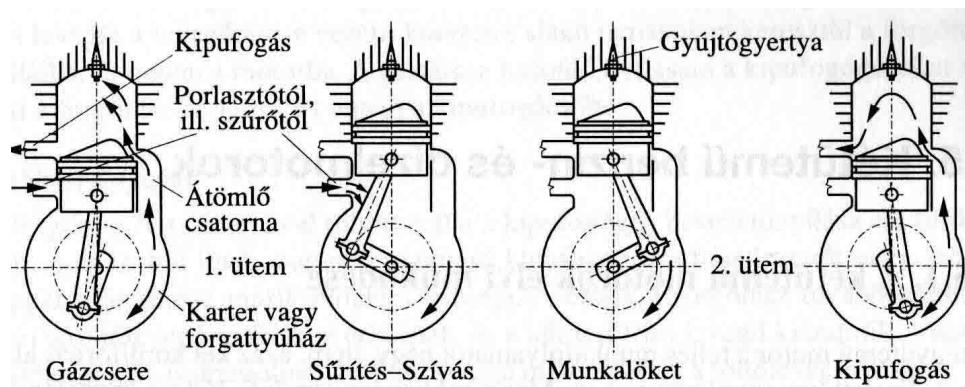
A négyütemű motor a teljes munkafolyamatot négy ütem, azaz két körülfordás alatt végzi.

1 szívószelep, 2 kipufogószelep



33. ábra
Négyütemű motor működési ciklusa

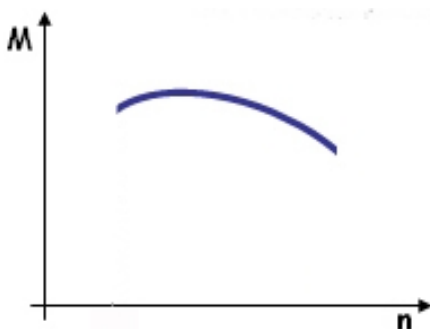
Kétütemű motorokban is végbemegy minden, a négyütemű motorokban lezajló, jól definiálható, négy részfolyamat, de itt nem egymás után, hanem egymással részben párhuzamosan mennek végbe.



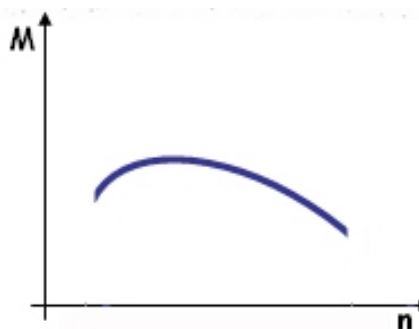
34. ábra
Kétütemű motor működési ciklusa

Bennük minden fordulatra jut egy teljes munkafolyamat, vagyis a négyütemű motorokkal azonos fordulatszám mellett a munkafolyamatok száma megkétszereződik. Ez azonos motorméret mellett növeli a motor teljesítményét.

Belsőégésű motorok jelleggörbéit az ábra mutatja:



35. ábra
A benzínmotor jelleggörbéje



36. ábra
A dízelmotor jelleggörbéje

5.1.3. Villamos motorok

Napjainkban elterjedt és viszonylag könnyen hozzáférhető energiafajta a villamos energia. A villamos motorok felhasználása ezért igen gyakori és sokrétű.

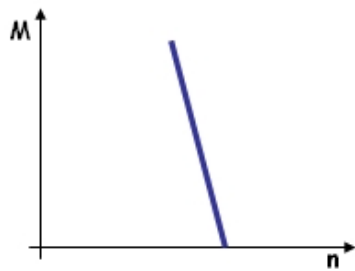
A hálózatra kapcsolt motor a rá adott feszültség hatására a tengelyén hasznosítható nyomatékot szolgáltat.

Működtetésüktől függően **egyenáramú**, vagy **váltakozóáramú** motorokat különböztethetünk meg.

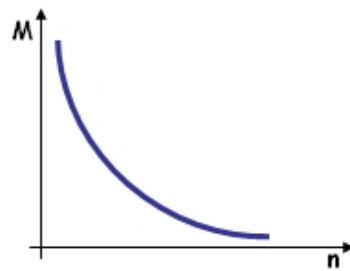
Egyenáramú motorok

Egyenáramú motor - állórésze által gerjesztett - mágneses térben lévő forgórészében (armatúra) egyenáram folyik. A forgórészt alkotó vezető tekercsre ún. átlagos sugáron erőpárok hatnak, ezek hozzák létre a villamos forgatónyomatékot, amely az armatúrát forgatja. Attól függően, hogy a gerjesztő tekercsüket, amelyek a gép belsejében keletkező mágneses mezőt hozzák létre, villamosan hogyan kapcsoljuk a forgórész tekercselésével, *külső*-, *soros*- (főáramkörű), vagy *párhuzamos* (sönt gerjesztésű, mellékáramkörű) *gerjesztésű* motorokat különböztetünk meg.

Jelleggörbéiket az ábra mutatja:



37. ábra
Külső- és párhuzamos gerjesztésű motor

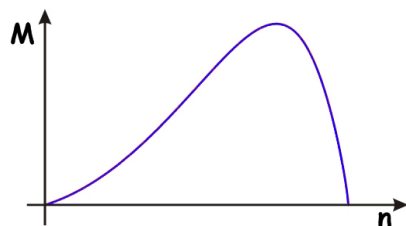


38. ábra
Soros motor

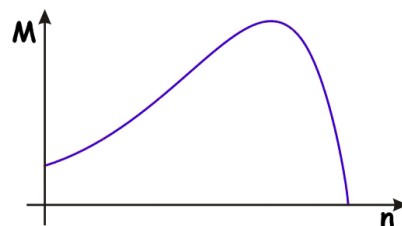
Váltakozóáramú motorok

Váltakozóáramú motorok belsejében - az állórészen szimmetrikusan elhelyezett három villamos tekercs, és a rájuk adott szimmetrikus feszültségek hatására - forgó mágneses mező jön létre. A **háromfázisú** forgórésztekercselésben ez feszültséget indukál, amely áramot hajt az armatúrában. A forgórésztekercsekre ható erópárok által kifejtett nyomaték hatására a motor tengelye forogni fog.

Ha a tengely fordulatszáma elmarad a mágneses mező fordulatszámához (szinkron fordulatszám) képest, *aszinkron* („nem szinkron”) gépekről beszélünk. E pár százalékos eltérés relatív viszonyozsáma a szlip (megcsúszás).



39. ábra
Egyfázisú aszinkron motor jelleggörbéje



40. ábra
Háromfázisú aszinkron motor jelleggörbéje

Aszinkron motorok készülnek **egyfázisú** kivitelben is, ilyenkor az állórészükön csak egy fázistekercs van. A háztartási gépekben, kéziszerszámokban és ahol nem áll rendelkezésre háromfázisú hálózat, vagy ahol nincs igény túl nagy teljesítményekre, használjuk őket.

Szinkron motor forgórészét egyenárammal táplált tekercseléssel, vagy állandómágnesekkel gerjesztik, állórészén pedig többfázisú váltakozó áramú tekercselés található. Fordulatszám megegyezik a szinkron fordulatszámmal.

A villamos hajtástechnika gyors ütemű fejlődését befolyásolják azon felhasználói igények, hogy a termékek megfeleljenek - az automatizálási igények és a minőségi követelmények hatására egyre szélesedő - alkalmazási területeken.

Az egyenáramú hajtás - viszonylag kiforrott technológia lévén - nem halt ki, inkább csak szűk keretek közé szorult.

Az ipari, és háztartási hajtások legnagyobb részében a viszonylag olcsó és megbízható aszinkron motorokat használják. Nagyobb teljesítőképesség és energiasűrűség igénye esetén az állandó mágneses szinkron motorok felhasználása kerül előtérbe.

5.2. Munkagépek

A mechanikai energiát hasznosító munkagépeket gyakran szilárd, cseppfolyós vagy légnemű anyagok szállítására használjuk.

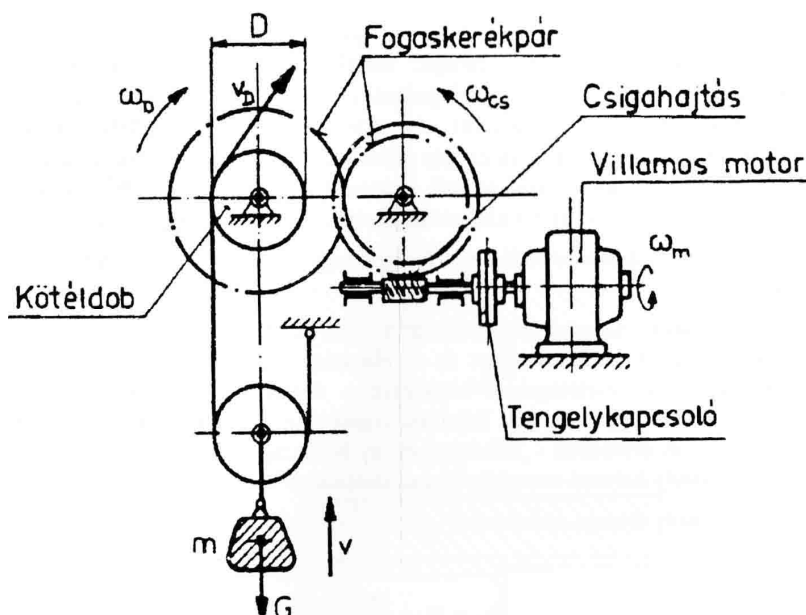
A **szállítógépek** az ömlesztett anyagot vagy darabárut, vízszintesen, lejtőn, emelkedőn vagy függőleges irányban továbbítják. A logisztika, és az anyagmozgatás tantárgyak feladata ezek bővebb kifejtése. Most egyetlen példát emelünk ki közülük, az emelőgépet, amelyekkel szilárd anyagok helyzeti energiáját tudjuk megváltoztatni.

A **folyadékok és gázok szállítógépeinek** közös jellemzője, hogy külső energia felhasználásával megnövelik az általuk szállított közeg helyzeti, és/vagy kinetikai energiáját.

Mechanikai energiát hasznosítanak a **villamos generátorok** is, amelyek villamos energiává alakítják át. Hajtásuk gőz-, gáz- vagy vízturbinával, valamint belsőégésű-, vagy villamos motorral történhet.

5.2.1. Emelőgép

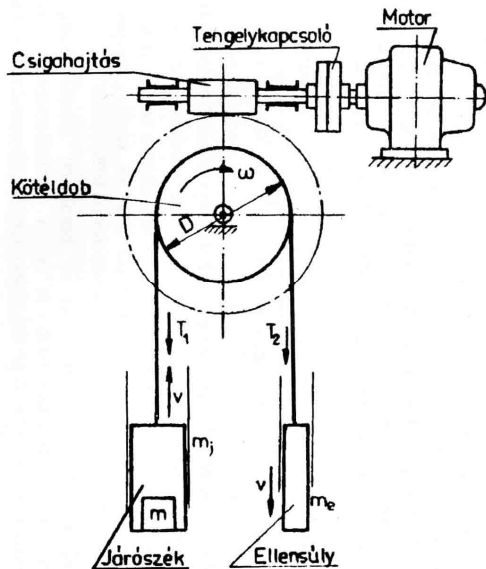
Ha viszonylag kis emelési sebességgel nagy terheket kívánunk megemelni, az emelőgépet alkalmazunk, amelyek általában nagy módosítás beépítésével viszik át a hajtóteljesítményt a kötéldob tengelyére.



41. ábra
Emelőgép

Az ábrán látható gépcsoportban a hajtómotor és a közlőművek láncolata maga az emelőmű. A motor, a csigahajtás és a fogaskerékpár segítségével, hajtja a kötéldobot. A kötélpedig, mozgócsiga közbeiktatásával, emeli a terhet.

Ha az emelőgép a hasznos teherrel együtt holt súlyt is emel (pl. liftszeke), akkor ellensúllyal szokás felszerelni. Az elnevezése ilyenkor: felvonó.

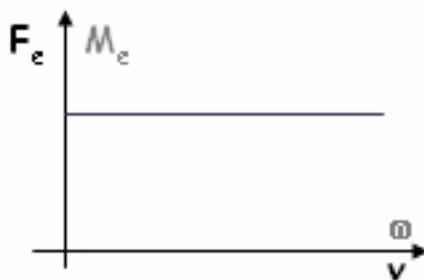


42. ábra
Felvonó

Az ellensúly süllyedése közben munkát szolgáltat. Ezért, a teher emeléséhez szükségeshez viszonyítva, kisebb teljesítményű erőgép is elláthatja a feladatot. Minden emelési folyamat végén a süllyedő járószék és a motor az ellensúlyt felhúzza, így biztosítva, hogy az emelési folyamat kezdetén az ellensúly helyzeti energiája újra rendelkezésre álljon.

A kötél Dob tengelyét terhelő elméleti nyomaték a teljes m teher emelésekor:

$$M_e = (T_1 - T_2) \cdot \frac{D}{2} = F_e \cdot \frac{D}{2}.$$



43. ábra
A felvonó ideális jelleggörbéje

Látszik, hogy a nyomaték nem függvénye a teheremelés sebességének, ezért az ideális jelleggörbe konstans.

5.2.2. Szivattyúk

A szivattyúk folyadékszallító gépek, amelyek megnövelik a folyadékok helyzeti energiáját, vagy kisebb nyomású térből nagyobb nyomásúba szállítanak.

A súlyegységre vonatkoztatott energianövekedést, amellyel a gép megváltoztatja a folyadék energiátartalmát, szállítómagasságnak $-H \left[\frac{J}{N} \equiv m \right]$ - nevezük. A szállítómagasság két

összetevője a szívó- (H_1), és a nyomómagasság (H_2). A szívómagasságnak a légköri nyomás szab határt, mivel a szívócsőben lévő folyadékoszloppal ez tart egyensúlyt.

Szivattyúk elégítik ki az ipar, a mezőgazdaság, valamint a háztartások vízigényét. Ugyanakkor szivattyúkkal szállítjuk a tüzelő- vagy kenőanyagokat, hűtőfolyadékot, és egyéb folyadékokat.

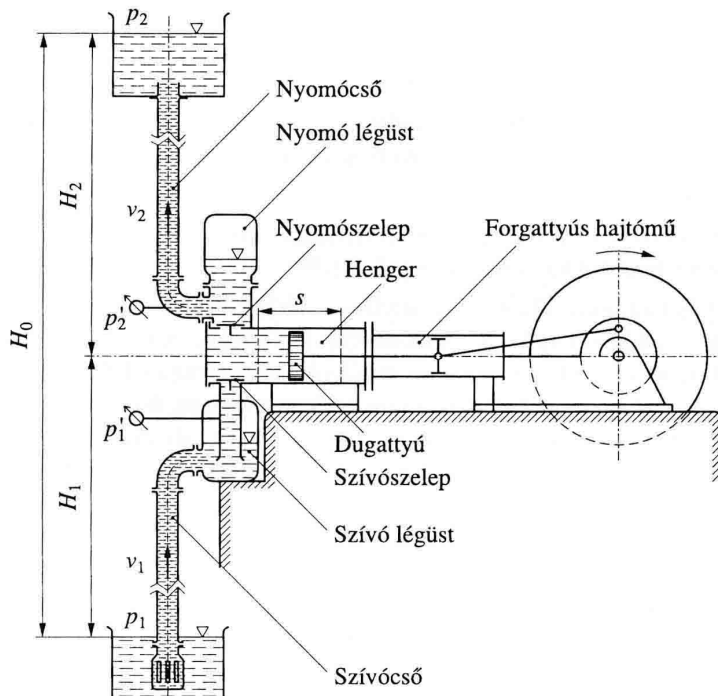
A szivattyúkat alapvetően két nagy csoportba sorolhatjuk.

A **dugattyús szivattyú** a térfogat-kiszorítás elvén működnek. Jellemzőjük a hengerben alternáló mozgást végző dugattyú.

Az **örvényszivattyú** tisztán forgómozgással járó gépek, melyeknek két fő része, a lapátos járókerék és a csigaház.

Dugattyús szivattyú

Nagy szállítómagasságokra és nagy nyomásokra hengerben mozgó dugattyúval, szelepekkel és hajtóművel felszerelt folyadékszallító gépeket használunk. Megkülönböztethetünk egyszeres működésű, kettős működésű és differenciálszivattyúkat. Az előbbi két fajtát tárgyaljuk a továbbiakban.

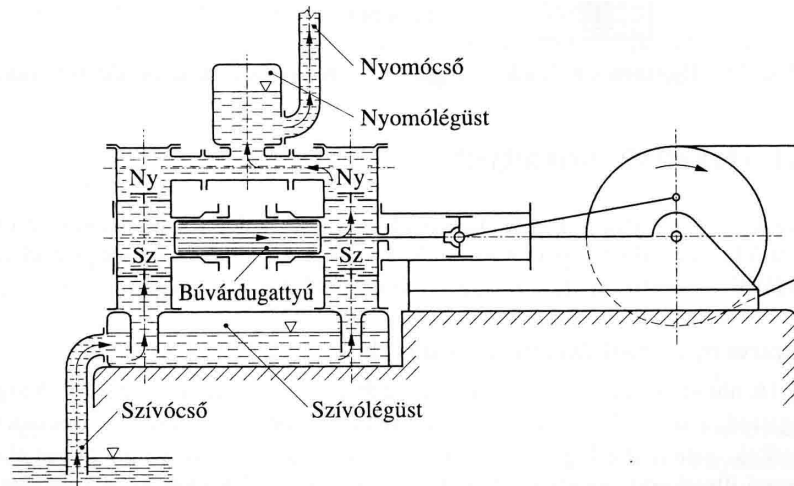


44. ábra
Egyszeres működésű dugattyús szivattyú

Az *egyszeres működésű dugattyús szivattyú* hengerébe tárcsa alakú dugattyú (homloklapjának felülete: A) illeszkedik, amelyet a forgattyús hajtómű $s = 2 \cdot r$ úton (löket) mozgat. A

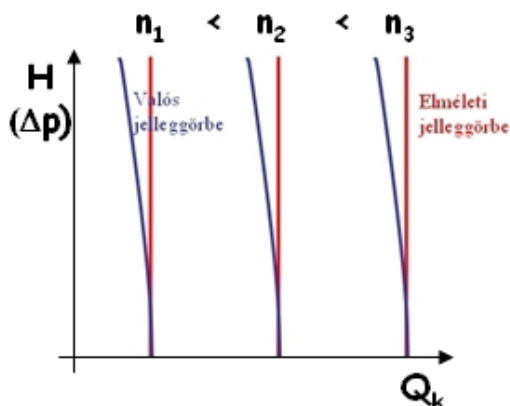
szívószelep önműködően kinyit, ha a dugattyú balról jobbra mozog, mivel a hengertérben vákuum keletkezik. Jobbról balra haladva pedig a dugattyú kiszorítja a folyadékot a hengertérből, tehát a nyomószelep nyit ki. A főtengely egy fordulata alatt -

$q_{ve} = A \cdot s \cdot n = V \cdot n$ - a gép egyszer szív és egyszer nyom. Az $A \cdot s$ szorzat neve a lökettérfogat. A valóságos szivattyú ennél kevesebbet szállít a veszteségek miatt. A vízszállítás ingadozását légüstökkel csökkenthetjük, de teljesen kiküszöbölni nem tudjuk.



45. ábra
Kettős működésű dugattyús szivattyú

A kettős működésű dugattyús szivattyú nagyobb teljesítőképességű, és egyenletesebb vízszállítást tud végrehajtani. A dugattyú a hengertér két részre osztja. Közös szívó-, és nyomótérhez kapcsolódó szelepházak vannak mindkét oldalon. Míg az egyik oldalon szívóütem, addig ezzel egyidejűleg a másik oldalon nyomóütem játszódik le. A dugattyú ezért mindkét irányba haladva szállít. Egy fordulat alatt így az elméleti folyadékcszállítása - $q_{ve} = 2 \cdot A \cdot s \cdot n$ - duplája az egyszeres működésű szivattyúénak.



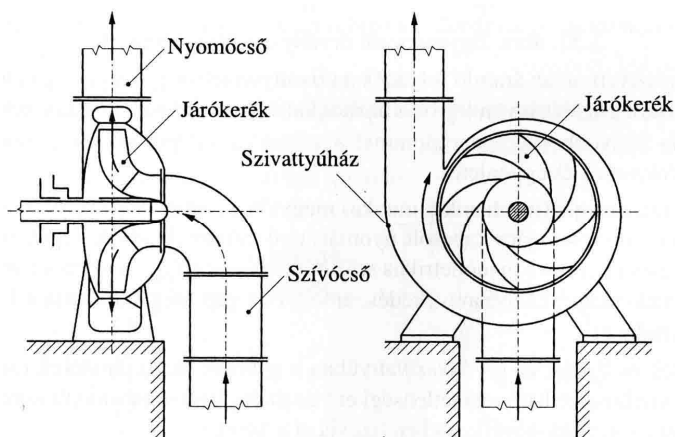
46. ábra
A dugattyús szivattyú jelleggörbéje

A geometriai szállítás csak a szivattyú méreteitől és a fordulatszámától függ, így az ideális jelleggörbe függőleges egyenes.

A jelleggörbe ábrázolási módján is tetten érhető az a gyakorlatban elterjedt tévhit, miszerint a szivattyú nyomást állít elő. Bár a különböző kialakítású szivattyúk – elfogadható összhatásfok és élettartam mellett – különböző nyomással terhelhetők, de a szivattyú térfogatáramot szolgáltat. A nyomócsonkján mérhető nyomást pedig mindig a külső mechanikai terhelés határozza meg.

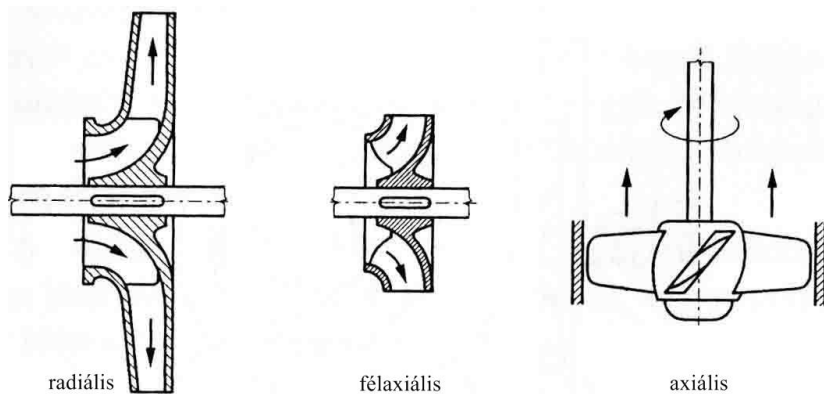
Örvényszivattyú

Nagy folyadékmennyiség szállítására alkalmasak a cseppfolyós közegben mozgatott, megfelelően kialakított lapátok, melyeknek két oldalán sebesség-, illetve nyomáskülönbség keletkezik. Szerkezeti kialakításánál fogva az örvényszivattyú üzembiztosabb, és élettartama is hosszabb a dugattyús szivattyúénál.



47. ábra
Örvényszivattyú

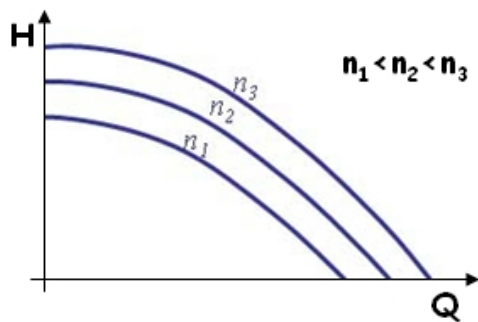
A közeg tengelyirányú áramlással lép - a gyorsan forgó járókerék szívóhatására - a szivattyúházba, majd a tengelyre merőlegesen áramlik tovább a csigaház alakú diffúzorba (bővülő keresztmetszet). Ezután pedig a nyomócsonton keresztül távozik a szivattyúból. Mivel a folyadék a tengelyre merőleges síkban halad át a forgó járókeréken, ezért **radiális átömlésűnek** nevezzük. Kis- és középnyomású szivattyúk járókereke *félaxiális*, vagy *axiális* átömlésű. Az egyes járókerék kialakításokat az ábra mutatja.



48. ábra
Örvényszivattyú-járókerék kialakítások

Az áramlás az örvényszivattyúban folytonos és egyenletes. Szívómagasság szempontjából tehát kedvezőbb ez a szerkezet. Nyomómagassága viszont elmarad a dugattyús kialakításhoz képest, mivel ez elsősorban a fordulatszámmal növelhető, aminek a növekvő tömegerők szabnak határt.

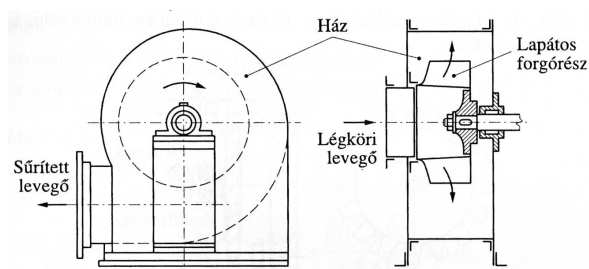
Különböző fordulatszámokhoz tartozó jelleggörbéit az ábra mutatja.



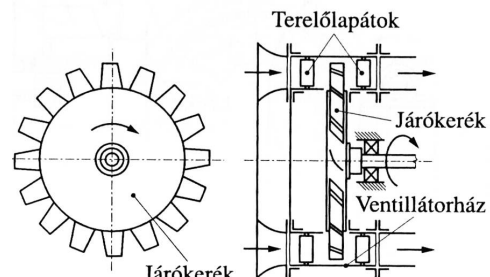
49. ábra
Örvényszivattyú jelleggörbe

5.2.3. Ventilátor

A légszállító gépek (kompresszorok, fűvők, szellőzők) széles palettájáról csak a ventilátort (szellőző) tárgyaljuk. Működési elve megegyezik az örvényszivattyú működési elvével. Elsősorban abban különbözik a kompresszoroktól, és a fűvőktől, hogy sűrítési foka igen alacsony. A kis nyomásnövekedés ($\max. 10^4 \text{ Pa} = 0,1 \text{ bar}$) miatt a szállított gáz sűrűségváltozásától eltekinthetünk.

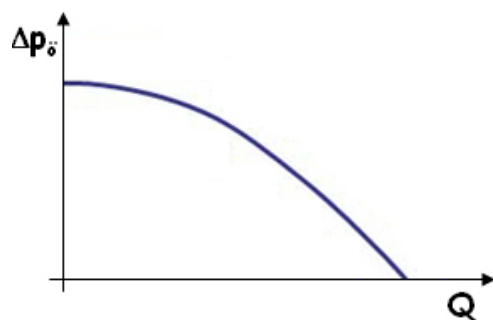


50. ábra
Radiális ventilátor



51. ábra
Axiális ventilátor

Készülhet *radiális* és *axiális* kivitelben.



52. ábra
Ventilátor jelleggörbe

Jelleggörbéjének menete az örvényszivattyúéhoz hasonló.

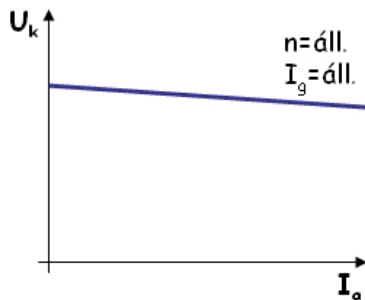
Az automatizált gyártásban a kompresszorok legalább olyan fontosak, mint a ventilátorok. Tárgyalásuktól azonban most eltekintünk.

5.2.4. Generátorok

A mechanikai energiát villamos energiává transzformáló gépeinknél is - csakúgy, mint villamos motorok esetében - alkalmazhatjuk az **egyenáramú**, és **váltakozóáramú** besorolást.

Egyenáramú generátor

Külső gerjesztésű egyenáramú generátor állórészét külső gerjesztő hálózatra kapcsolják, és a forgórészt egy hajtógép segítségével állandó fordulatszámmal forgatják.

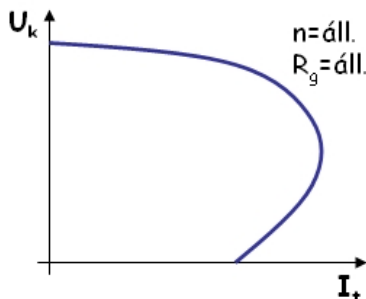


53. ábra

A külső gerjesztésű egyenáramú generátor jelleggörbéje

A külső terhelési ($U_k(I_a)$) jelleggörbéjéből látszik, hogy feszültségtartó. Ha a gerjesztő tekercs kapcsait felcseréljük, a kapocsfeszültség polaritása megváltozik.

Amikor a gerjesztő tekercsek az armatúra tekercselésével párhuzamosan vannak kötve, akkor a generátor gerjesztő árama a gerjesztőkör zárása után fokozatosan alakul ki.



54. ábra

A párhuzamos gerjesztésű egyenáramú generátor jelleggörbéje

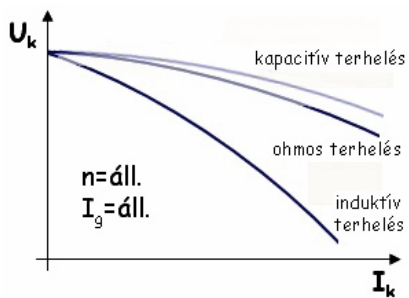
A *párhuzamos gerjesztésű egyenáramú generátor* külső terhelési jelleggörbéje erősen visszahajló.

A gép a külső gerjesztésű generátornál kevésbé feszültségtartó. Ha a terhelőáram nő, akkor a gép kapocsfeszültsége csökken, ezért csökken a gerjesztő áram (I_g) is, és ez tovább csökkenti a kapocsfeszültséget.

Szinkrongenerátor

Szinkrongép üzemeltethető motoros és generátoros üzemmódban is, tehát a szinkron generátor és a szinkron motor szerkezetileg nem különbözik egymástól.

Az egyenárammal gerjesztett forgórészt állandó fordulatszámmal forgatják, így az állórésztekercsekben háromfázisú szinuszos feszültség indukálódik.



55. ábra

A szinkron generátor jelleggörbéje

6. Közlőművek

6.1. A mechanikai munka átvitele

Gépcsoportban gyakran előfordul, hogy az erőgép és a hasznos munkát végző eszköz nem kapcsolható össze közvetlenül. Vagy azért, mert egymástól bizonyos távolságban helyezkednek el; vagy, mert a teljesítményforrás által szolgáltatott erő ill. nyomaték és sebesség ill. fordulatszám nem felel meg a munkagép által igényeltnek. Ilyenkor a teljesítmény átszarmaztatása válik szükségessé. A hajtástól elvárjuk a jó hatásfokot, hogy a teljesítményt minél kevesebb veszteséggel továbbítsa.

A mechanikai munka továbbításának eszközei a közlőművek.

Haladó mozgásnál a **vonó-** vagy **tolórúd** és az **állócsiga**, forgó mozgásnál pedig a **tengelykapcsolók** a *munka sebességén nem módosítanak*. Ha a teljesítmény továbbításán túl a *munkasebesség is módosul*, sőt a munka szétosztása is feladat, akkor beszélünk szűkebb értelemben közlőműről. Ilyen feladatot láthat el a **mozgócsiga**, a **dörzs-**, a **szíj-**, **lánc-**, ill. a **fogaskerékhajtás**.

A jegyzetben tárgyalt közlőműveken túl napjainkban kiemelkedő szerepe van a hidraulikus energiaátvitelnek. Nagy energiák vihetők át például szivattyú és hidromotor segítségével.

Más csoportosítási elvet követünk, ha alakkal-, ill. erővel záró tulajdonságuk alapján osztályozzuk hajtásainkat.

Kényszerhajtás (alakkal záró) kis tengelytávokra - egymással kis szöget bezáró, egymást metsző, vagy kitérő tengelyek esetén - és nagy teljesítményekre a fogaskerékhajtás; míg párhuzamos tengelyek között közepes tengelytávokra, és közepes teljesítményekre a lánchajtás.

Súrlódásos (erővel záró) *hajtások* a dörzshajtások, amelyeket - egymással kis szöget bezáró, egymást metsző, vagy kitérő tengelyeknél - kis tengelytáv, és kis teljesítmények esetén használhatunk. Közepes vagy nagy tengelytávokra párhuzamos tengelyeknél, és közepes teljesítményekre a szíjhajtás a megfelelő.

Közlőművek jellemzésére használjuk az **áttétel** (i) fogalmát, amely a munkasebességek hányadosaként értelmezett viszonyszám:

$$i = \frac{v_1}{v_2}.$$

Már tárgyaltuk, hogy forgó mozgás esetén a munkasebességek helyett a fordulatszámot, ill. a szögsebességet használjuk a mozgás gyorsaságának meghatározására. Ezért

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Az indexelés a munkaátvitel irányát követi ($1 \rightarrow 2$). Ezért lassító áttételnél $i > 1$, gyorsítónál pedig $i < 1$.

Ideális, veszteségmentes gépeknél a közlőmű felvett (P_1) és leadott (P_2) teljesítménye megegyezik. Egyenes vonalú mozgásra

$$(P_1 =) F_1 \cdot v_1 = F_2 \cdot v_2 (= P_2),$$

Forgómozgásra pedig

$$(P_1 =) M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 (= P_2).$$

Átrendezés után adódik, hogy

$$i = \frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}, \text{ ill.}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1}.$$

Valós gépeknél tehát csak az eredeti, a munkasebességekkel definiált módon számítható az áttétel.

Erő vagy nyomaték továbbításának feltétele még, hogy a szerkezet szilárdságilag is megfelelő legyen.

Létezik azonban a mechanikai munka átalakításának egy *speciális* esete is.

Gépeink egy részénél szükség lehet az eddig tárgyaltakon túl a mozgás jellegének megváltoztatására is. Forgómozgás alternálóvá való átalakítására, vagy a periodikus ide-oda mozgás forgássá transzformálására.

Gondoljunk csak arra, hogy pl. dugattyús szivattyúk hajtásához leggyakrabban villamos motorokat használunk, így az erőgép által szolgáltatott nyomatékból a dugattyút mozgató erőt kell előállítani. Míg belsőégésű motorok dugattyúja két holtpont között periodikus lengőmozgást végez, ezért hajtórúdja részben leng, forgattyúcsaphoz kapcsolódó vége pedig forog.

Váltakozó irányú egyenes vonalú mozgást körmozgássá, ill. fordítva, **kulisszás** vagy **forgattyús hajtóművel** alakíthatunk át.

6.1.1. Vonó- vagy tolórúd

Az erő átszármaztatására szolgáló legegyszerűbb szerkezet a vonó- vagy tolórúd, amely az erő nagyságának és irányának módosítása nélkül látja el a feladatát.

Vontatásnál a továbbítandó erő nagyságát a rúd keresztmetszete korlátozza. Szilárdságtani szempontok határozzák meg a megfelelő keresztmetszet kiválasztását. Vontatóelemnél nem csak a törés elkerülésére kell törekednünk, de a megnyúlás sem haladhat meg egy jól meghatározott értéket.

Tágabb értelemben a nem merev szerkezetek, pl. kötél vagy lánc, is lehetnek vonórúd, viszont tolórúdként nem használhatók.

Tolórúd esetén az eszközt kihajlásra is méreteznünk kell.

Ha egy csőbe zárt folyadékoszlopot vizsgálunk, az nyomóerők átvitelére alkalmas, így tolórúdnak tekinthető. Amennyiben a cső nem egyenes, keresztmetszet változik, akkor a nyomott folyadékoszlop az erő irányát és nagyságát is képes módosítani.

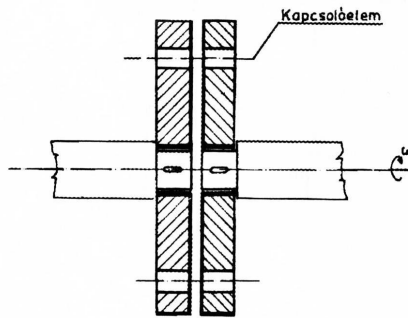
6.1.2. Tengelykapcsolók

Forgó mozgásnál - ha a tengelyek egy egyenesbe esnek, egymást legfeljebb kis szögben metszik, vagy egymáshoz közel párhuzamosan futnak - a nyomaték átvitelére tengelykapcsolókat alkalmazunk.

Bizonyos kivitelek csak álló helyzetben bonthatók, ezeket **nem oldható tengelykapcsolóknak** nevezzük. *Merev* és *rugalmas* kivitelben készülnek.

Ha üzem közben a tengelyek kapcsolatát mégis megszakíthatóvá kívánjuk tenni, **oldható** tengelykapcsolókat kell alkalmaznunk. Kivitelüktől függően lehetnek *alak-*, ill. *erőzárók*.

Merev tengelykapcsolónál (tokos, héjas, tárcsás) a két tengely fordulatszámra megegyezik. A hajtó- és a hajtott tengelyre is egy-egy tárcsát húzunk, melyek a tengelyekkel együtt forognak.

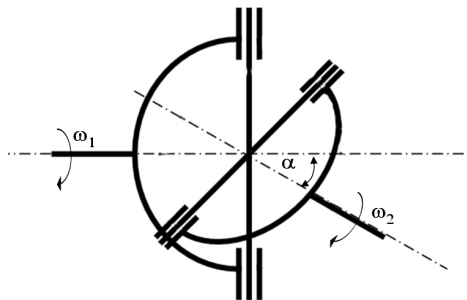


56. ábra
Merev tengelykapcsoló

A tárcsák kerületén, az egymással szemben lévő furatokat összekapcsolva a két tengely együttforgásra kényszeríthető. A kapcsoló a tengelyvégeket úgy köti össze, mintha egy darabból lennének. Összeszereléskor a tengelyek között csekély egytengelyűségi-, és/vagy szöghiba engedhető meg.

Bár a teljesen merev tengelykapcsolók hatásfoka a legjobb, de sok követelményt azonban nem tudnak kielégíteni. Ilyenek lehetnek az oldhatóság, rugalmasság. Ez utóbbira lehet szükség, ha pl. a hajócsavar szárnyai közé uszadékfa kerül, hiszen a hirtelen lefékeződés megrongálhatná a hajócsavart hajtó motort, vagy szárnytöréshez vezetne.

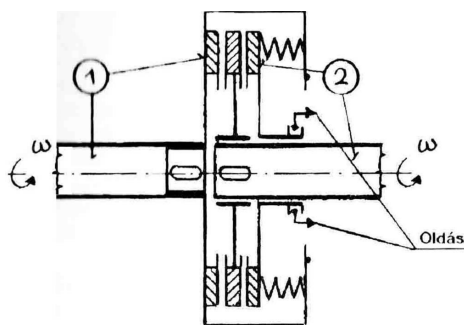
Hajlékony tengelykapcsolók az egymással szöget bezáró tengelyek állandó kapcsolatát biztosítják. Nagyobb tengelyszög ($5-8^\circ$) és nyomaték esetében kardánkapcsolót alkalmazunk.



57. ábra
A kardáncsukló elve

Rugalmas tengelykapcsolókról beszélünk, ha a nyomatékátvitel valamilyen rugózó ill. elasztikus elemen keresztül történik. Ilyenkor az üzem közben bekövetkező lökésszerű terhelések csillapíthatóvá válnak. A rugalmas elemek (gumidugók, bőrdugók, acélszalagok, acéltűk) a kerületi erő változásakor deformálódnak, így a két tengelykapcsolófél egymáshoz képest torziósan elmozdulhat.

A **súrlódó (erőzáró) tengelykapcsolók** segítségével részleges nyomatékátvitel valósítható meg. Üzem közben oldhatók, ill. zárhatók.



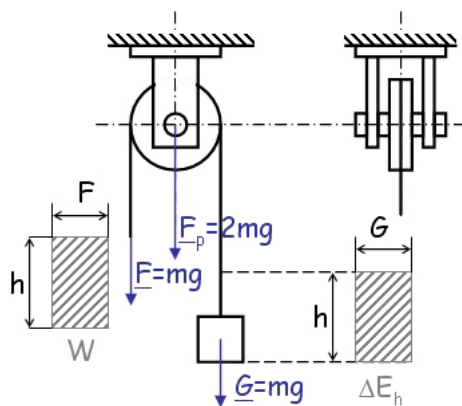
58. ábra
Száras lemezes kapcsoló

Többségük olyan kialakítású, hogy a legnagyobb nyomaték átviteléhez szükséges összeszorító erőt egy vagy több, megfelelően előfeszített acélrugó biztosítja. Szükség esetén a zárást a rugóerő ellenében kifejtett oldóerővel lehet megszüntetni.

Az eddigiekben felsorolt mechanikus kapcsolók távműködtetésre és automatizált berendezésekben kevésbé használhatók. A **pneumatikus**-, a **hidraulikus**- és az **elektromágneses tengelykapcsolók** többségükben száraz lemezes kapcsolók, melyek lényegileg csak a súrlódó felületeket összenyomó erő létrehozásának módjában különböznek az eddiegtől, ill. egymástól.

6.1.3. Állócsiga

Állócsiganál a teljesítményforrás és a munkavégző szerkezet sebessége, valamint az erők abszolút értékei azonosak - $|F| = |G|$, de - párhuzamos kötélágak esetén - ellentétes előjelűek. Ideális állócsiga csak az erőkifejtés irányát módosítja.



59. ábra
Állócsiga

A kötéltárcsa felfüggesztett álló csap körül forog. A köté a kerületén lévő horonyban van. Emeléskor a szabad kötélvégen mechanikai munkát vezetünk be, amely - ideális esetben - teljes egészében a teher helyzeti energiájának megváltoztatására fordítódik.

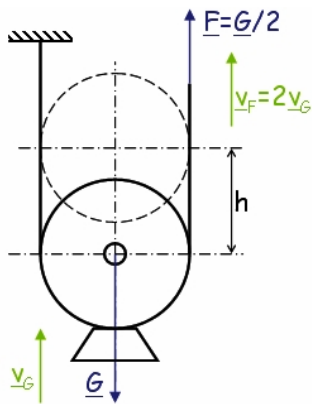
$$W = F \cdot h = G \cdot h = m \cdot g \cdot h = \Delta E_h$$

A tömeg süllyesztésekor a munka a teher megtartására, ill. egyenletes sebességgel való mozgatására fordítódik.

Valós gépnél emeléskor a teher súlyánál nagyobb erőt kell kifejtenünk, hogy a csapsúrlódás - $S = \mu \cdot F_p = \mu \cdot 2 \cdot G$ - által keltett ellenállást is legyőzhessük.

6.1.4. Mozcócsiga

A mozcócsiga már az erő irányát és a teheremelés sebességét is módosítja.



60. ábra
Mozgócsiga

Az ábrán látható elrendezés mellett - ha a csiga veszteségeitől eltekintünk - a teher helyzetének h -val való megváltoztatása a kótel $2h$ -nyi hosszváltozását okozza. Így a kótel v_F sebessége kétszerese lesz a teheremelésének (v_G). Az áttétel lassító ($i = 2$), mivel a teljesítményátszármaztatás irányában a munkasebesség a felére csökken.

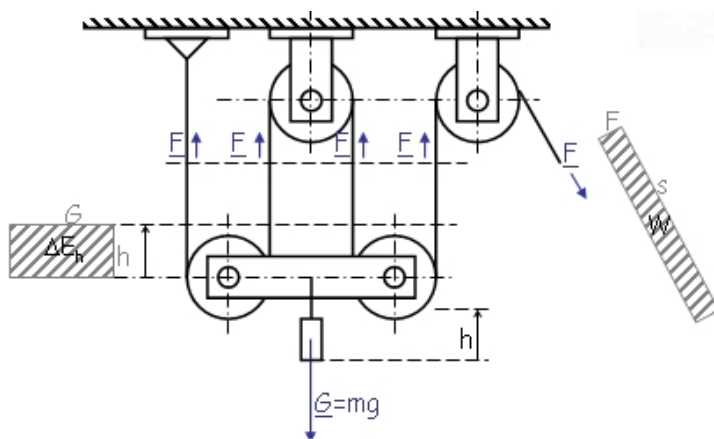
Az F erő teljesítménye egyenlő tehát a teheremelés teljesítményigényével:

$$P_1 = |F| \cdot |v_F| = P_2 = |G| \cdot |v_G|.$$

A sebességek arányát figyelembevéve adódik, hogy a kótelvégre kifejtendő erő a teher súlyának a fele.

$$|F| = \frac{|G|}{2}$$

Az áttétel tovább módosítható, amennyiben az álló és a mozcócsigákat csigasorba rendezzük.



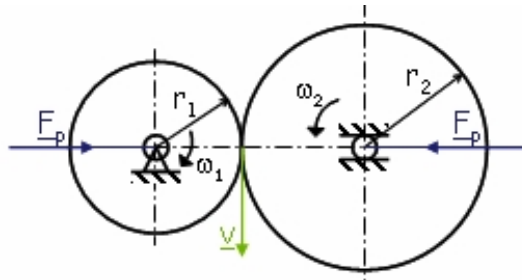
61. ábra
Csigasor

A tárcsák ilyenkor többnyire páros számúak, amelyek fele állócsiga - a kótel visszafordítására szolgál.

Az ábrán egy négytárcsás csigasort láthatunk, ahol - az előbbi gondolatmenetet alkalmazva - a kifejtendő erő a szabad kötélvégén a teher súlyának egynegyede, és az s kötél-elmozdulás a h teher-elmozdulás négyszerese. Ez utóbbi határozza meg a teheremelés és a kötél sebességeinek arányát.

6.1.5. Dörzshajtás

Dörzshajtásnál az érintkező érdes felületű tárcsák közötti nyomatékátvitelt a tárcsákat összeszorító F_p erő által keltett, kerület mentén ébredő, súrlódási erő hatása biztosítja.



62. ábra
A dörzshajtás elve

Csúszásmentes esetet feltételezve a kerek kerületi sebességei megegyeznek egymással, a forgásirány viszont ellentétes:

$$v_1 = v_2 = v$$

$$r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2$$

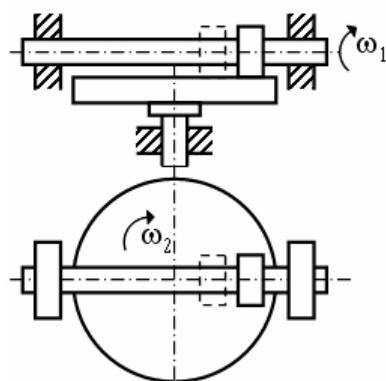
⇓

$$\left(\frac{d_1}{2}\right) \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_1) = \left(\frac{d_2}{2}\right) \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_2)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

az áttétel tehát a sugarak hányadosaként is meghatározható.

A módosítás változtathatósága pl. az alábbi szerkezeti kialakítással oldható meg.



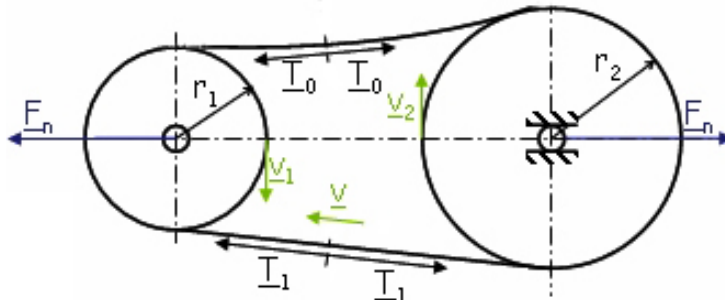
63. ábra
Fokozatmentesen állítható dörzshajtás

Minél nagyobb nyomaték átszármasztására van szükség, annál nagyobb összeszorító erő kell, amely jelentősen megnöveli a csapágyazásoknál ébredő súrlódási ellenállást. Az erőzárás hajtás tehát, a jelentős csapsúrlódási veszteségek miatt, nagy teljesítmények továbbítására

nem alkalmas. További hátránya, hogy mivel nincs kényszerkapcsolat a tárcsák között, így megcsúszhat.

6.1.6. Szíjhajtás

Egymástól viszonylag távol lévő párhuzamos tengelyek között a teljesítmény átvitelét a hajtó- és a hajtott tengelyre erősített tárcsák között kifeszített, végtelenített szíjjal oldhatjuk meg.



64. ábra
Szíjhajtás

Ideális szíjhajtás esetén a hajtó tárcsa, a szíj és a hajtott tárcsa kerületi sebességei megegyeznek. Veszteségmentes esetben tehát az áttétel, hasonlóan a dörzshajtáshoz:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{M_2}{M_1}.$$

Ahhoz, hogy nyomatékot tudjunk átvinni, a tárcsákon a szíjat meg kell feszíteni (F_n). A szíj két ága - a forgásiránytól függően - nem azonos mértékben feszül meg ($T_1 \neq T_0$). Nem szabad elfelejteni azonban, hogy a szíj egy rugalmas elem, így a megnyúlásával is kalkulálnunk kell. A csapsúrlódáson túl további veszteségeket okoz, hogy a szíj mindkét tárcsán megcsúszhat, nem halad a tárcsákkal teljesen együtt.

A csúszás jellemzésére használt relatív viszonyszám a **szlip**:

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} [\%],$$

amely laposszíj hajtásoknál (2-4)%.

Nagy erők átvitelére ez a hajtás sem alkalmas.

A modern gépiparban a legkülönlegesebb térbeli elrendezéseket és módosításokat fogazott szíjas mozgás-átalakítókkal lehet megvalósítani. Fogazott szíjknál nincs megcsúszás.

A járműipar ma már elképzelhetetlen ezen - zajmentességet és egyenletes járást biztosító - hajtások nélkül.

Precíziós helyeztesszabályozásokra ezeket és a golyósorsós mozgás-átalakítókat alkalmazzák.

6.1.7. Lánchajtás

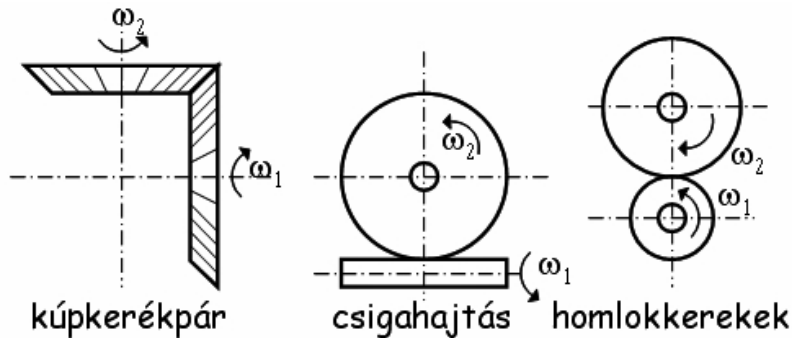
Ha a végtelenített továbbító elem és a tárcsák között kényszerkapcsolatot hozunk létre, nagy erők átvitelére alkalmas alakzáró hajtáshoz jutunk. Lánchajtásnál ezért megcsúszással nem kell számolni.

A lánckerék egy fogazott tárcsa, ehhez kapcsolódik a csuklósan egymáshoz rögzített tagokból álló végtelenített vonóelem.

6.1.8. Fogaskerék-hajtás

Szintén kényszerkapcsolat teszi csúszásmentessé a gördülést fogaskerék-hajtás alkalmazása esetén. Nincs szükség az érintkező felületek összeszorítására, mivel a fogaskerekek egymásba kapcsolódó fogai biztosítják a teljesítmény átszarmaztatását. Egy kerékpár hatásfoka (90-98)%.

A tengelyek viszonylagos elhelyezkedése lehet pl. a fogaskerék párok csoportosításának alapja.



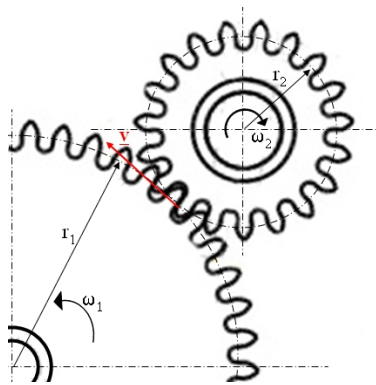
65. ábra
Fogaskerék-hajtások fajtái

Egymást metsző tengelyeknél *kúpkerékpárt* kapunk.

Egymásra merőleges kitérő tengelyek *csigahajtással* kapcsolhatók össze.

Párhuzamos tengelyek esetén pedig *hengeres, vagy homlok fogaskerekeket* alkalmazunk.

A fogazatok kapcsolódása miatt a két fogaskerék kerületi sebessége egyenlő.



66. ábra
Homlok fogaskerekek

A fogaskerék névleges átmérője a gördülőkör (*osztókör*) átmérője. Ha az egyik keréken z_1 , a másikon pedig z_2 fog van, akkor a kapcsolódás érdekében a **fogosztásnak** (t) a két fogaskeréken egyenlőnek kell lennie. Az osztás az egy fogra és fogárokra jutó, az osztókörre felmért ív hossza:

$$t = \frac{2 \cdot r_1 \cdot \pi}{z_1} = \frac{d_1 \cdot \pi}{z_1} = \frac{d_2 \cdot \pi}{z_2}$$

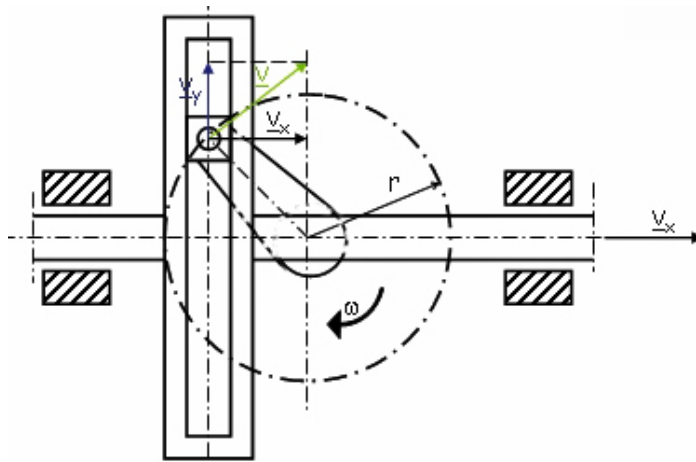
Ebből a csúszásmentes gördülés esetén megismert áttétel még a fogszámokkal is felírható:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

A mérnöki gyakorlatban szükség lehet több fogaskerékpár egymáshoz kapcsolására nagy áttétel létrehozása, vagy egyéb konstrukciós szempont (pl. ha elvárás, hogy a be- és kihajtó tengelyek egy egyenesbe essenek) miatt. Így kapjuk a fogaskerék hajtóműveket.

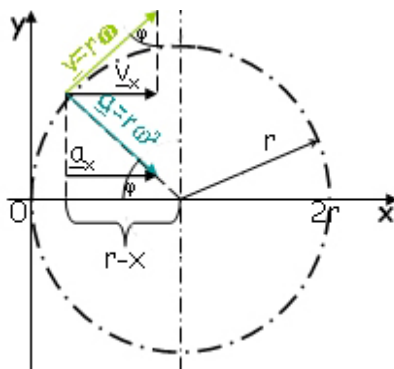
6.1.9. Kulisszás hajtómű

Kulisszás hajtóműben a tengellyel együtt forgó forgattyú a végén lévő forgattyúcsappal egyenletes körmozgást végez. A forgattyúcsaphoz elforgathatóan rögzített kulisszakő egy kulisszakeretben függőleges lengőmozgást végez. A kulisszakerethez mereven csatlakozik a vezetett csúszórúd, amely vízszintes kényszerpályán tartja a kulisszakeretet.



67. ábra
Kulisszás hajtómű

A csúszórúd két holtpont között nem egyenletesen változó egyenes vonalú mozgást végez. A holtpontok távolsága a körmozgás sugarának kétszerese, ez az $s=2r$ **lökethossz**.



68. ábra
Kulisszás hajtómű mozgástörvényeinek származtatása

Az r hosszúságú forgattyú tetszőleges helyzetét a φ szögelfordulással adhatjuk meg. Mind az elmozdulás, mind a sebesség és a gyorsulás esetében is csak a vízszintes összetevőket kell megadnunk, hiszen a kényszermozgás miatt csupán ezen összetevők határozzák meg a csúszórúd mozgását.

Ha az egyenletes körmozgás szögsebessége

$$\omega = \text{áll.} = \frac{\varphi}{t},$$

akkor a kerületi sebesség x tengely irányú összetevője a merőleges szárú szögek miatt:

$$v_x(t) = v \cdot \sin(\varphi(t)) = r \cdot \omega \cdot \sin(\varphi(t)) = r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t).$$

Az ábrán látható koordináta-rendszerben a csap ill. a csúszórúd x tengely irányú elmozdulása a **lökethossz**:

$$x(t) = r - [r - x(t)] = r - r \cdot \cos(\varphi(t)) = r \cdot [1 - \cos(\varphi(t))] = r \cdot [1 - \cos(\omega \cdot t)].$$

A centripetális gyorsulásból származik a csúszórúd gyorsulása, amely

$$a_x(t) = a \cdot \cos(\varphi(t)) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi(t)) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

módon adható meg.

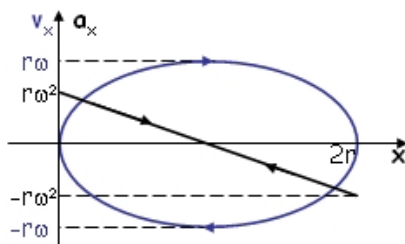
A harmonikus rezgőmozgást végző csúszórúd mozgástörvényeit tehát trigonometrikus függvények írják le.

A sebesség és a gyorsulás függvények (foronómiai görbék) az elmozdulás idő szerinti deriválása útján is megkaphatók.

$$v_x(t) = \frac{dx(t)}{dt} = \frac{d(r - r \cdot \cos(\omega \cdot t))}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$a_x = \frac{d^2x(t)}{dt^2} = \frac{dv_x(t)}{dt} = \frac{d(r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t))}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

Ha a fenti egyenletekből kiküszöböljük az időt, megkaphatjuk a sebességet és a gyorsulást is a lökethossz függvényében.



69. ábra

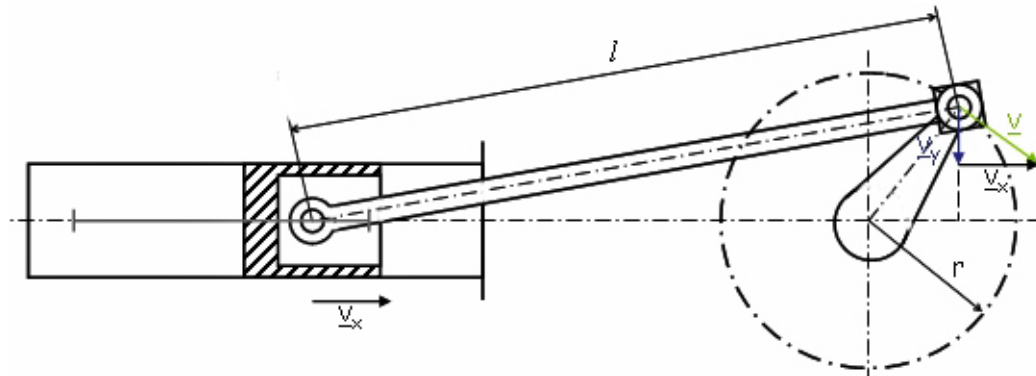
Kulisszás hajtómű sebesség- és gyorsulásfüggvénye az elmozdulás függvényében

Mivel a sebesség az időben szinuszosan változik, az átlagsebesség egy körülfordulásra vonatkoztatva:

$$v_{köz} = 2 \cdot s \cdot n = \frac{v_{max}}{\pi}.$$

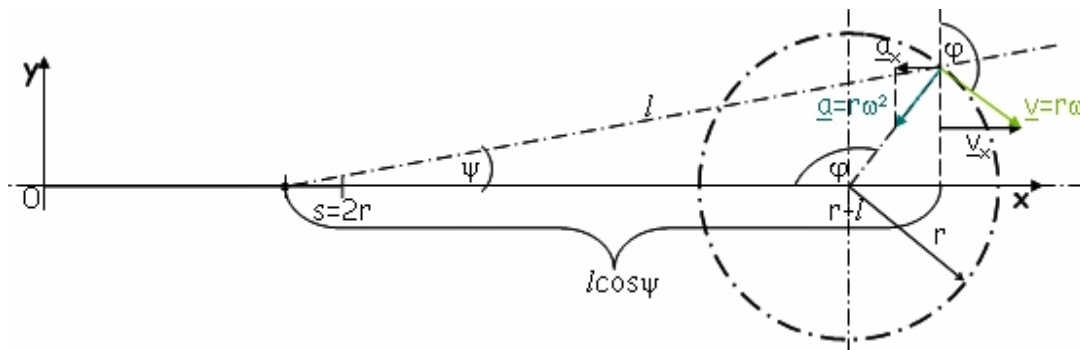
6.1.10. Forgattyús hajtómű

A forgattyús hajtómű szerkezete lényegesen különbözik a kulisszás hajtóműétől.



70. ábra
Forgattyús hajtómű

Az r hosszúságú forgattyú itt is egyenes körmozgást ($\omega = \text{áll.}$) végez. Hozzá kapcsolódik az l hosszúságú hajtórúd, amelynek másik vége egyenes vonalú kényszerpályán mozog. A kényszerpályát általában a dugattyús gép hengerében mozgó dugattyú határozza meg.



71. ábra
Forgattyús hajtómű elve

A szerkezet fontos jellemzője a hajtórúd viszony:

$$\lambda = \frac{r}{l}.$$

A hajtómű geometriájából a pillanatnyi lökethossz levezethető.

$$x(t) = (r + l) - r \cdot \cos \varphi - l \cdot \cos \psi$$

A hajtórúd hosszának növelésével $\psi \rightarrow 0$, ezért *végtelen hosszú hajtórudat* feltételezve $\cos \psi \rightarrow 1$

⇓

$$l \cdot \cos \psi \rightarrow l$$

A mozgástörvény ekkor megegyezik a kulisszás hajtóműnél felírtakkal:

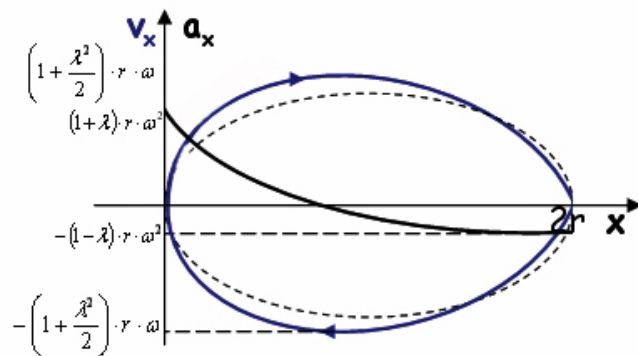
$$x'(t) = (r + l) - r \cdot \cos \varphi - l = r \cdot (1 - \cos \varphi) = r \cdot (1 - \cos(\omega \cdot t)).$$

Ahogy az előző fejezet levezetésénél láttuk, a lökethossz idő szerinti deriválásával a sebesség- és a gyorsulásfüggvényekhez juthatunk.

Ha a *hajtórúd nem végtelen hosszú*, akkor a $v_x(x)$ grafikon torzul, eltér a kulisszás hajtómű ellipszis alakjától, mivel az x tengely irányú elmozdulás is $(l - l \cdot \cos \psi)$ mértékben különbözik az ott leírtaktól. A forgattyú negyed szögelfordulása alatt a $\cos \psi$ pozitív, ezért $l - l \cdot \cos \psi \geq 0$

Tehát - az általunk megjelölt forgásirányban - az első negyed fordulat alatt a dugattyú a lökethossz felénél nagyobb utat tesz meg, így a következőre kevesebb marad. $\frac{\pi}{2}$

szögelfordulásig a kulisszás hajtómű sebességénél nagyobb, $\frac{\pi}{2} \rightarrow \pi$ szögekhez pedig annál kisebb adódik. Így a gyorsulás sem lehet egyenletesen változó.



72. ábra

Forgattyús hajtómű sebesség- és gyorsulásfüggvénye az elmozdulás függvényében

Differenciálással meghatározhatók a sebesség- és a gyorsulásfüggvények szélsőértékei is. A levezetések mellőzésével az eredmény:

$$|v_{x \max}| = \left(1 + \frac{\lambda^2}{2}\right) \cdot r \cdot \omega$$

$$|a_{x \max}| = (1 \pm \lambda) \cdot r \cdot \omega^2$$

7. Gépek egyenletes-, és változó sebességű üzeme

Általánosságban már megismertük, hogy a kibővített dinamikai alaptörvény szerint hogyan írhatók fel a dinamikus erők és nyomatékok.

Egyenletes mozgás esetén ezek a dinamikus hatások nem lépnek fel. Nincs olyan erő, és nincs olyan nyomaték, amely gyorsítaná vagy lassítaná a rendszert; az erők és a nyomatékok egyensúlyban vannak. Ilyenkor

$$\underline{F}_d(t) = m \cdot \underline{a}(t) = 0,$$

$$\underline{M}_d(t) = \Theta \cdot \underline{\varepsilon}(t) = 0.$$

Ebből az következik, hogy

$$\underline{a}(t) = 0,$$

$$\underline{\varepsilon}(t) = 0.$$

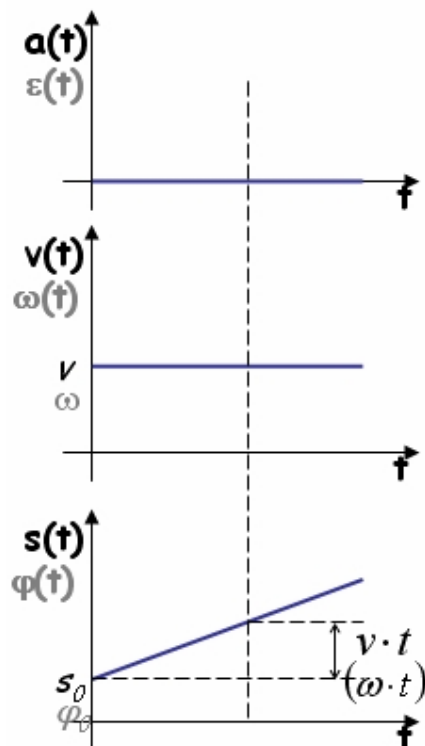
Egyenletesen változó sebességű mozgásról pedig akkor beszélhetünk, ha a dinamikus erő ill. nyomaték konstans. Ebből következik, hogy

$$\underline{a}(t) = \text{áll.},$$

$$\underline{\varepsilon}(t) = \text{áll.}.$$

7.1. Egyenletes üzem

A dinamika törvényszerűségei jelentősen leegyszerűsödnek, ha a gép sebessége állandó.



73. ábra
Egyenletes mozgás

Differenciális összefüggések helyett algebrai egyenletekkel dolgozhatunk.

Mivel a sebesség időben nem változik, így egyenes vonalú mozgásra, vagy a körmozgás kerületi sebességére felírható, hogy

$$v = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{s(t) - s_0}{\Delta t},$$

egyenletes körmozgás szögsebességére pedig az

$$\omega = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \frac{\varphi(t) - \varphi_0}{\Delta t}$$

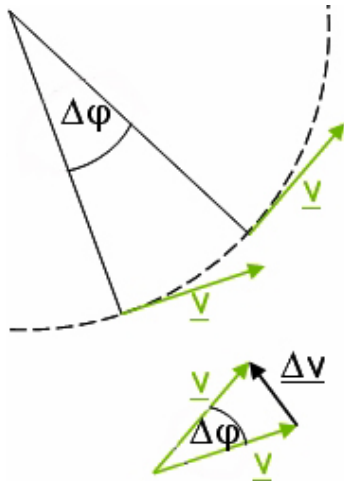
összefüggés adódik.

Ebből következik, hogy

$$s(t) = s_0 + v \cdot t \quad \text{ill.} \quad \varphi(t) = \varphi_0 + \omega \cdot t$$

Egyenletes körmozgás fenntartásához azonban szükséges egy erő, mely a testet körpályán tartja. Ez a **centripetális erő** (F_{cp}).

A tömeg sebessége ugyan állandó nagyságú, de iránya folyamatosan változik - a körpálya pontjainak érintőjével egyezik meg.



74. ábra

A centripetális gyorsulás származtatása

Az egymástól Δt időkülönbséggel, $\Delta \varphi$ -re lévő, azonos nagyságú kerületi sebességvektorokat önmagukkal párhuzamosan eltolva egy vektorháromszögben ábrázoltuk. Látszik, hogy a Δv sebességvektor nem nulla, belőle gyorsulás származik. Ez a **centripetális gyorsulás**. Nagyságát tekintve

$$a_{cp} = \frac{\Delta v}{\Delta t}.$$

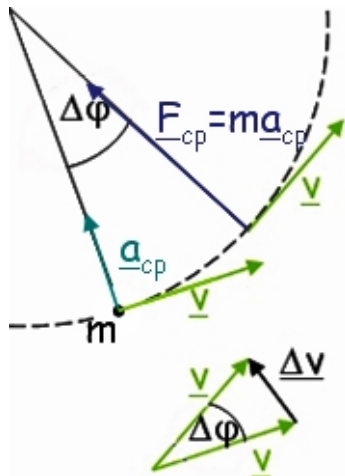
Kis szögekhez tartozó húrra és ívre megtanultuk, hogy egyenlőnek tekinthetők. Így

$$\Delta v = v \cdot \Delta \varphi.$$

Behelyettesítés után a centripetális gyorsulás nagysága kifejezhető

$$a_{cp} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v \cdot \Delta \varphi}{\Delta t} = v \cdot \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = v \cdot \omega = r \cdot \omega^2 = r \cdot \left(\frac{v}{r}\right)^2 = \frac{v^2}{r}.$$

Iránya a mindenkorai sebességvektorra merőleges. Mivel a $\Delta \varphi \rightarrow 0$, ezért az egyenlőszerű sebesség-vektorháromszög alapon fekvő két szögére igaz, hogy $\alpha \rightarrow 90^\circ$.



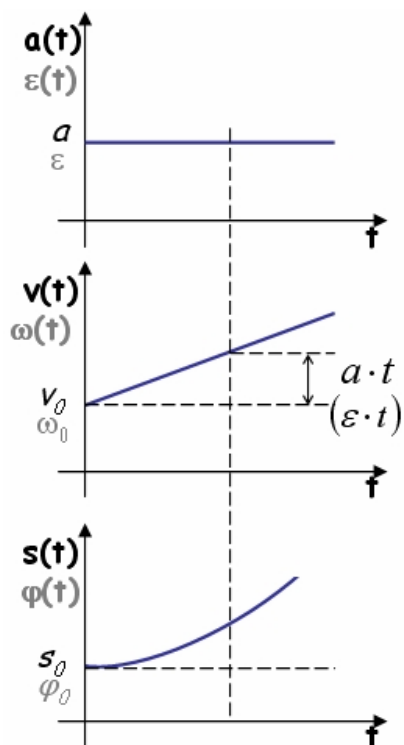
75. ábra
A centripetális erő és gyorsulás

A centripetális gyorsulás, és a belőle származó, m tömegre ható $\underline{F}_{cp} = m \cdot \underline{a}_{cp}$ erő tehát a forgás középpontja felé mutat. Mivel a mozgásra merőleges, mozgásirányú összetevője nincs, így munkát nem végez.

Ha a centripetális erőt valamilyen okból már nem tudjuk fenntartani (pl. kötélen forgó m tömeg esetében elszakad a kötél), akkor a test a pillanatnyi sebességének megfelelő érintőirányban elhagyja a körpályát.

7.2. Egyenletesen változó sebességű üzem

Amennyiben a gyorsulás állandó, az aktuális elmozdulás még meghatározható csupán algebrai műveletek segítségével is.



76. ábra
Egyenletesen változó mozgás

Mivel a sebesség már nem konstans, hanem lineárisan függ a gyorsulástól

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v(t) - v_0}{\Delta t}, \text{ ezért } v(t) = v_0 + a \cdot t, \text{ ill.}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta \omega}{\Delta t} = \frac{\omega(t) - \omega_0}{\Delta t}, \text{ ezért } \omega(t) = \omega_0 + \varepsilon \cdot t.$$

A sebességfüggvény alatti terület növekménye minden időpillanatban egy trapéz, melyet síkgeometriai ismeretek segítségével is kiszámíthatunk:

$$s(t) = s_0 + \frac{v_0 + (v_0 + a \cdot t)}{2} \cdot t = s_0 + v_0 \cdot t + \frac{a}{2} \cdot t^2$$

Forgó mozgás szögelfordulása analóg módon adódik:

$$\varphi(t) = \varphi_0 + \omega_0 \cdot t + \frac{\varepsilon}{2} \cdot t^2.$$

Nem csupán mozgástani ismereteinket hasznosíthatjuk az egyenletesen változó mozgás jellemzésekor. Az energiamegmaradás törvényének alkalmazásával is eljuthatunk például a következő részben tárgyalandó szabad kifutás útjának képletéhez.

Ehhez szükségünk lesz a dinamikus hatások által végzett munka meghatározásához. Az előzőekben kapott elmozdulásfüggvényt és az egyenes vonalú egyenletesen változó mozgás jellemzőjét ($a = \text{áll.}$) figyelembe véve levezethető a **haladásból származó mozgási energia megváltoztatására fordított munka**. Mivel a mozgás két állapota ($1 \rightarrow 2$) között eltelt időtartományban vizsgálódunk, ezért $s_0 = 0$ ill. $\varphi_0 = 0$.

A gyorsító $F_d = m \cdot a = m \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} = m \cdot \frac{v_2 - v_1}{\Delta t}$ erő $\Delta t = t_2 - t_1$ idő alatt, s úton

$$W = F_d \cdot s = \left(m \cdot \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} \right) \cdot \left(v_1 \cdot \Delta t + \frac{v_2 - v_1}{2} \cdot (\Delta t)^2 \right) = \left(m \cdot \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} \right) \cdot \left(\frac{v_1 + v_2}{2} \cdot \Delta t \right) = m \cdot \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

munkát ($\Delta E_m = W$) végez.

A **forgásból származó mozgási energia változás** pedig, alkalmazva az egyes mennyiségek közt fennálló analógiát:

$$\Delta E_m = \Theta \cdot \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2}.$$

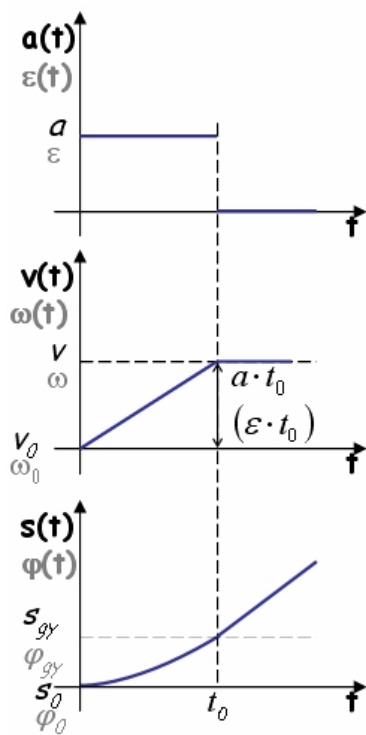
A képletünkben szereplő tehetetlenségi nyomaték meghatározása sokszor bonyolult, ezért a mechanikai rendszerek tárgyalásakor visszavezethetjük őket velük egyenértékű, egyszerűbb rendszerekre. Ez a **redukálás**. Ha a forgó testet egy pontszerű, a forgás középpontjától r (általában a legnagyobb sugár) távolságban lévő, redukált tömeggel helyettesítjük, akkor tehetetlenségi nyomatéka

$$\Theta = m_{red} \cdot r^2.$$

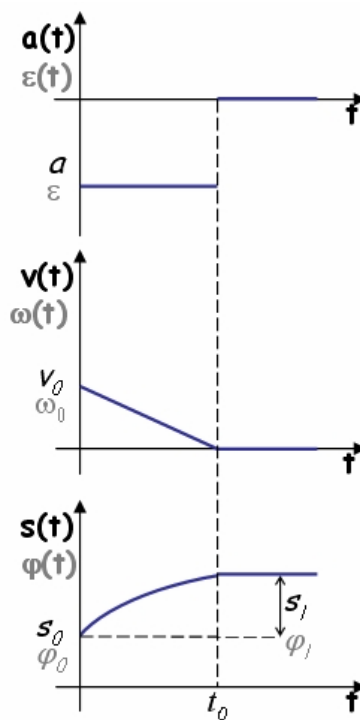
A redukált és a tényleges tömeg közti $m_{red} = \lambda \cdot m$ kapcsolatot a λ **redukálási tényezővel** adhatjuk meg. Értéke pl. gyűrűre 1 , tömör tárcsákra $0,5$, szíjtárcsákra pedig $0,7-0,8$ körül van.

Álló helyzetből való gyorsítás vagy szabad kifutás, ill. kiforgás

Akár nulla sebességről gyorsítunk egy rendszert, akár magára hagyjuk (lassít pl. a súrlódás, a közegellenállás), a lényeg ugyanaz. Állandó nagyságú erő fogja a sebességét megváltoztatni. A sebességváltozás ill. a gyorsulás előjelében van csupán különbség.



77. ábra
Gyorsítás



78. ábra
Fékezés

Álló helyzetből való gyorsításkor $s_0 = 0$ ($\varphi_0 = 0$), $v_0 = 0$ ($\omega_0 = 0$) és $a > 0$ ($\varepsilon > 0$).

Behelyettesítés után a gyorsítás t_0 időtartama alatt az elmozdulás:

$$s_{gy} = \frac{\Delta v}{2} \cdot t_0 = \frac{v - v_0}{2} \cdot t_0 = \frac{v - 0}{2} \cdot t_0 = \frac{v \cdot t_0}{2} \text{ ill.}$$

$$\varphi_{gy} = \frac{\omega \cdot t_0}{2}.$$

Szabad kifutás ill. kiforgás esetén a rendszer sebessége nullára fékeződik le.

A lassítás t_0 időtartama alatt az elmozdulást a menetábrán ugyanaz a derékszögű háromszög terület adja:

$$s_l = \frac{v_0 \cdot t_0}{2} \text{ ill.}$$

$$\varphi_l = \frac{\omega_0 \cdot t_0}{2}.$$

7.3. A nem egyenletesen változó mozgás speciális esetei

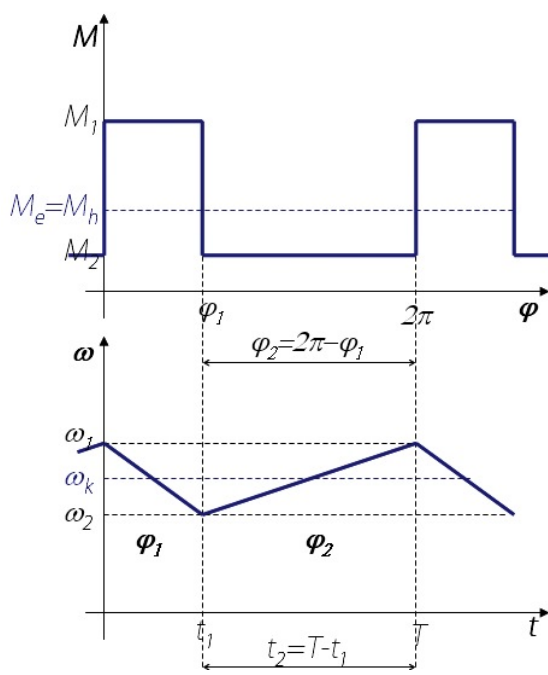
A nem egyenletesen gyorsuló egyenes vonalú mozgások között is találhatunk egyedi törvényszerűségekkel bíró csoportot, amely jól elkülöníthető.

Ha a tömeg két szélső helyzet között mozog, és ezt periodikusan ismétli, **rezgő** vagy lengő mozgásról beszélünk. Ilyen alternáló mozgást végez például egy belsőégésű motor dugattyúja is.

Mozgástörvényeiket majd a kulisszás-, és a forgattyús hajtóműveknél ismertetjük.

7.4. Gépek egyenlőtlen járása

Dugattyús motoroknál a dugattyúra ható erők periodikusan lépnek fel. Ezért a motor főtengelyének szögsebessége ingadozik, szinuszos jelleget mutat ω_{min} és ω_{max} között. De nem csak a konstrukciós sajátosságok miatt fordulhat elő egyenlőtlen munkasebesség, hiszen forgó gépeinknél gyakran a hajtó- és a terhelő nyomaték - az indítási és a megállási szakaszokon kívül is - nem minden pillanatban egyenlő. Munkagépeink egy része ütemesen változó hajtónyomatékot igényel. Gondoljunk például olyan esztergára, amelynél a befogásnál kör keresztmetszetű munkadarab forgácsoló kés síkjába eső keresztmetszete már nem teljes kör – egy képzeletbeli θ és φ_1 szöghelyzet közötti tartományában van csak anyag.



79. ábra
Az eszterga nyomatékigénye és sebességviszonyai

Amikor a kés dolgozik, a terhelő nyomaték M_1 . Amíg pedig újra anyagot nem ér a kés, csak az üresjárási veszteségeket kell fedezni (M_2). Az erőgépeink többnyire állandó nyomatékot szolgáltatnak, ezért az ilyen ciklikusan változó nyomatékigényt a hajtónyomaték nem tudja követni. Az egyenértékű teljesítményeknél már megtanulhattuk, hogyan lehet változó teljesítményigényhez egyenértékű teljesítményt rendelni. Mivel az $M(\varphi)$ görbe alatti terület ugyanúgy munka, mint a $P(t)$ görbe esetében láttuk, így az egyenértékű nyomaték meghatározása is ugyanúgy történik:

$$M_e = \frac{W}{2 \cdot \pi} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot \varphi_i}{\sum_{i=1}^n \varphi_i} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i} \leq M_h.$$

A menetábrából látszik, hogy $\omega_1(=\omega_{max})$ és $\omega_2(=\omega_{min})$ szélsőértékek között mozog a szögsebesség. A **közepes szögsebesség**, akár csak a szinuszosan változó jelleg esetében, a két szélsőérték számtani közepeként adható meg:

$$\omega_k = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}.$$

Ha az erőgép hajtónyomatéka meghaladja a számított egyenértéket, a gép gyorsulni fog, nem alakulhat ki a közepes szögsebesség. Ezért a hajtónyomatéknak pontosan az egyenértékű nyomatékkal kell egyenlőnek lennie.

$$M_h = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot \varphi_i}{\sum_{i=1}^n \varphi_i}$$

A gép járásának ingadozását a $\Delta\omega = \omega_{\max} - \omega_{\min}$ szögsebesség-differencia jellemzi. Relatív módon adjuk meg a közepes értékhez viszonyítva. Ez az ún. **egyenlőtlenségi fok**:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_k}$$

Az egyenlőtlenségi fok megengedhető mértéke nagyban függ a gép funkciójától.

Egy cérnát csévéelő berendezés esetében a túl nagy ingadozás a cérna szakadásához vezetne, ezért nagyon kicsi δ értéket engedhetünk csak meg. Gépjárművek esetében viszont az üresjáratra kell az egyenlőtlenségi fokot megállapítani, hogy a motor le ne álljon. Menetközben ugyanis a nyomatékingadozást a jármű teljes tömege szinte alig érzékeli.

A δ értékének befolyásolására (csökkentésére) az egyik legáltalánosabban alkalmazott eszköz a **lendítőkerék**. Feladata, hogy a maximális szögsebesség környezetében eltárolt forgási energiáját a minimális szögsebesség környezetében leadja.

A gép forgó részeinek Θ_g tehetetlenségi nyomatéka adott, de a járást egyenletesebbé tevő lendítőkerék alkalmazásával növelhető. Ha a gép közepes szögsebessége adott, és előírjuk a megkívánt egyenlőtlenségi fokot, akkor az energiamegmaradás törvényének felhasználásával kiszámíthatóvá válik a lendkerék Θ_{lk} tehetetlenségi nyomatéka:

$$\begin{aligned} \Delta E_m = W &= \Theta \cdot \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \Theta \cdot \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min}) \cdot (\omega_{\max} + \omega_{\min})}{2} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_k} = \\ &= \Theta \cdot \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{\omega_k} \cdot \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min})}{2} \cdot \omega_k = \Theta \cdot \delta \cdot \omega_k^2 \end{aligned}$$

A Θ a δ egyenlőtlenségi fok eléréséhez szükséges tehetetlenségi nyomaték. Ha ez az érték nagyobb a géprészek Θ_g tehetetlenségi nyomatékánál, akkor különbözetként adódik a lendkeréké:

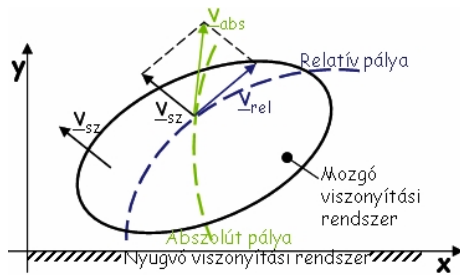
$$\Theta_{lk} = \Theta - \Theta_g$$

7.5. Relatív mozgás

Eddigi vizsgálatainkban mindig nyugvó vonatkoztatási rendszerben vizsgáltuk mozgó gépeinket. Sokszor előfordul azonban, hogy ez nem elég.

Gondoljunk csak arra az igen egyszerű példára, amikor egy folyóban egyenletes sebességgel mozgó komp kikötési helyét szeretnénk meghatározni. Ilyenkor már nem hagyható figyelmen kívül a folyóvíz áramlása sem.

Relatív mozgásról tehát akkor beszélünk, ha egy test mozgását olyan vonatkoztatási rendszerben vizsgáljuk, amely maga is mozog egy nyugalmi állapotban levőként definiált rendszerhez viszonyítva.



80. ábra
Relatív mozgás

A test mozgó viszonyítási rendszerben mért sebessége a *relatív* sebesség. A mozgó rendszer nyugvó rendszerhez képest mért sebessége pedig a *szállítósebesség*.

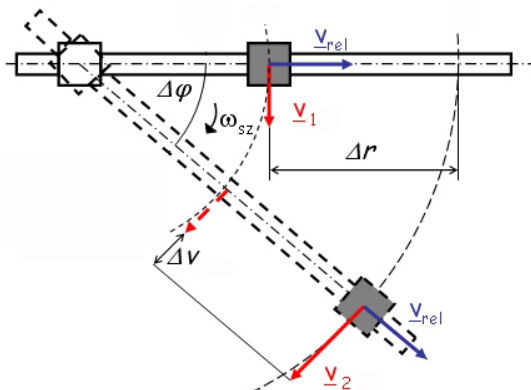
$$\underline{v}_{abs} = \underline{v}_{sz} + \underline{v}_{rel}$$

E kettő vektoriális összege adja az *abszolút* mennyiséget, amely a testnek a nyugvó rendszerben való mozgását jellemzi.

Ha a mozgó rendszer csak translációs mozgást végez (nem forog), akkor a gyorsulásokra is ugyanez az $\underline{a}_{abs} = \underline{a}_{sz} + \underline{a}_{rel}$ kapcsolat érvényes.

Azonban, ha a szállítómozgás nem translációs, hanem ω_{sz} szögsebességű forgómozgás - mint az ábrán látható forgódaru esetében - akkor a relatív sebesség vektora is forogni fog.

Hasonlóan a centripetális gyorsuláshoz tehát egy a \underline{v}_{rel} irányára merőleges, ω_{sz} értelmében forgató gyorsulásvektor is fellép. E járulékos gyorsulás neve a **Coriolis-gyorsulás**.



81. ábra
Forgódaru gékje horogkocsival

Nagysága $\underline{a}_c = 2 \cdot \omega_{sz} \cdot \underline{v}_{rel}$, iránya pedig jobbsodrású vektorrendszert ($\underline{a}_c = -2 \cdot \underline{\omega}_{sz} \times \underline{v}_{rel}$) alkot a forgó rendszer szögsebesség vektorával és a relatív sebesség vektorával.

A relatív sebesség irányának megváltozása $\underline{a}'_c = \frac{d\underline{v}_{rel}}{dt} = v_{rel} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = v_{rel} \cdot \omega_{sz}$ gyorsulást okoz, a centripetális gyorsuláshoz tanultak értelmében. Míg a kerületi sebesség nagyságának megváltozása - mivel a kocsi nagyobb sugárra kerül - $\underline{a}''_c = \frac{dv}{dt} = \omega_{sz} \cdot \frac{dr}{dt} = \omega_{sz} \cdot v_{rel}$ gyorsulást eredményez. Az $\underline{a}'_c + \underline{a}''_c$ gyorsulások összege adja tehát a Coriolis-gyorsulást. Belőle származik a **Coriolis-erő**

$$\underline{F}_c = m \cdot \underline{a}_c.$$

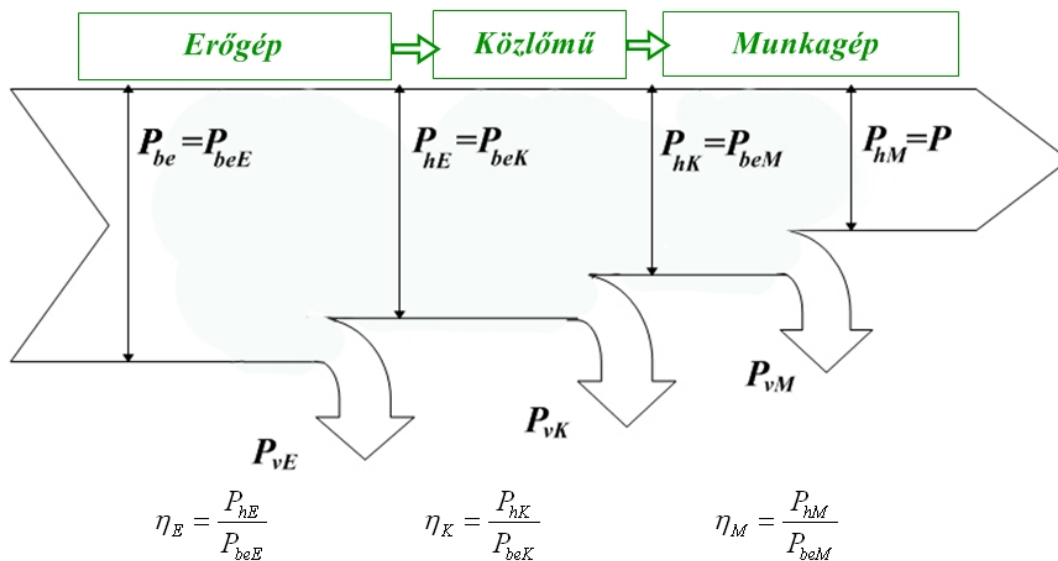
8. Gépcsoport üzeme, és a munkapont

Az előzőekben már megismerkedtünk az erőgép, a közlőmű és a munkagép definíciójával. Összekapcsolásukkal **gépcsoportot**, illetve rendszert hozunk létre.

Egy rendszer akár több gépcsoportot is magába foglalhat. Ha például egy vasúti szerelvényre gondolunk, akkor a mozdonyt hajtó motor (erőgép), a hajtómű (közlőmű) és a futómű (munkagép) egy gépcsoportot alkotnak. A szerelvény szempontjából viszont az egész mozdony az erőgép, a horogszerkezet a közlőmű, és a vagonok töltik be az anyagszállítási feladatot ellátó munkagép szerepét.

Minden ilyen rendszer egy energetikai folyamat, melyet a teljesítményáram jellemez.

8.1. A gépcsoport hatásfoka



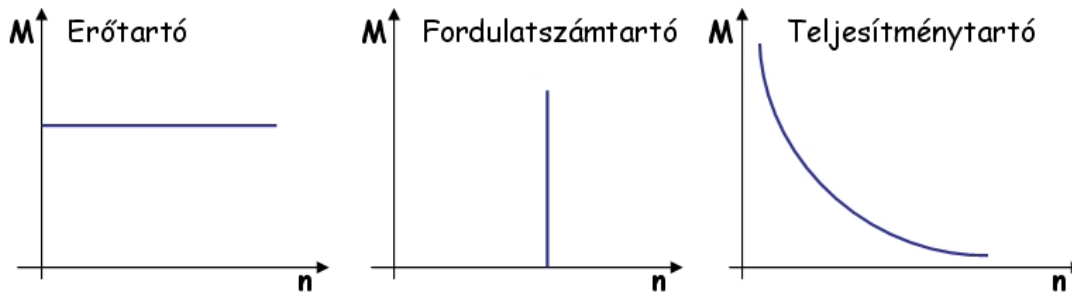
$$\eta = \frac{P}{P_{be}} = \frac{P_{hM}}{P_{beE}} = \frac{P_{hM}}{P_{beE}} \cdot 1 = \frac{P_{hM}}{P_{beE}} \cdot \frac{P_{beK}}{P_{beK}} \cdot \frac{P_{beM}}{P_{beM}} = \frac{P_{hM}}{P_{beE}} \cdot \frac{P_{hE}}{P_{beK}} \cdot \frac{P_{hM}}{P_{beM}} = \frac{P_{hE}}{P_{beE}} \cdot \frac{P_{hK}}{P_{beK}} \cdot \frac{P_{hM}}{P_{beM}} = \eta_E \cdot \eta_K \cdot \eta_M$$

A gépcsoport által felvett teljesítmény azonos az erőgépbe befektetett teljesítménnyel, a gépcsoport hasznos teljesítménye pedig a munkagép névleges teljesítménye. Segítségükkel, a fenti levezetés alapján, megadható az összhatósfok (η), amely a gépcsoportot alkotó gépek hatásfokainak szorzata.

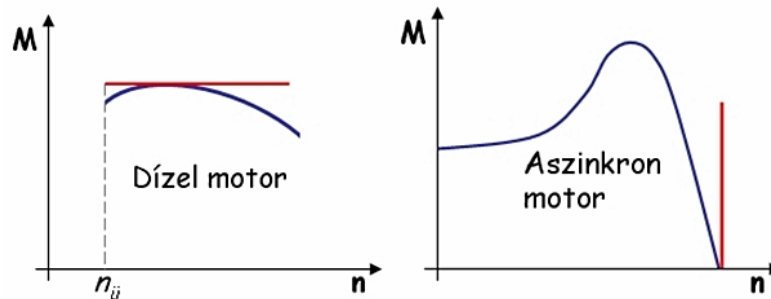
A hatásfok fogalmát részletesen a 9. fejezet tárgyalja.

8.2. Az erőgépek jelleggörbéinek csoportosítása

Az erőgépek jelleggörbéit csoportosíthatjuk aszerint, hogy a valós görbealakok milyen egyszerűsített függvényhez közelíthetnek adott szakaszukon. Eszerint *erőtartó* (nyomatéktartó), *fordulatszám-tartó*, és *teljesítmény-tartó* jelleget különböztetünk meg.



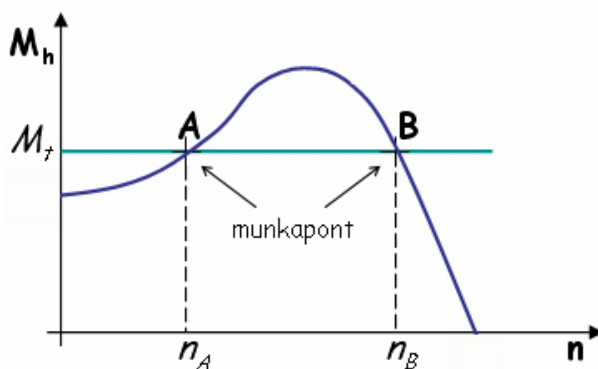
82. ábra
Elméleti görbealakok



83. ábra
Elméleti görbealakok érvényesülése a valós erőgépek jelleggörbéin

8.3. A munkapont

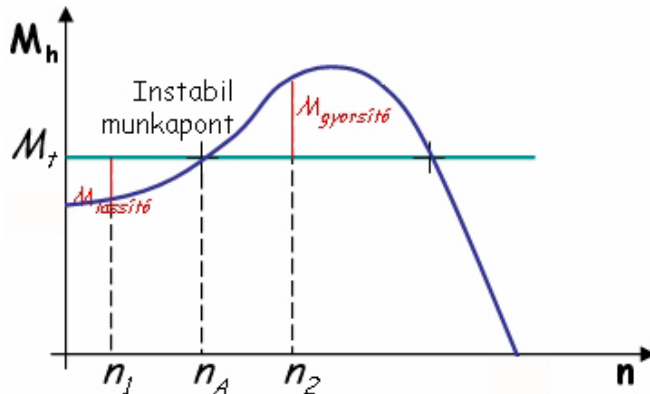
Gépcsoportban dolgozó munkagép akkor tud megfelelően működni, ha az üzemi fordulatszámon az erőgép által szolgáltatott M_h hajtónyomaték (külső jelleggörbe) a munkagép M_t nyomatékigényét (terhelési jelleggörbe) kielégíti. Grafikusan értelmezve a két jelleggörbe metszéspontjáról van szó. Az így definiált pont a **munkapont**. A két gép együttműködésének feltétele tehát, hogy, közös diagramban ábrázolva, jelleggörbéik messék egymást.



84. ábra
Munkapont

Az ábrán egy háromfázisú aszinkron motor, és egy állandó nyomatékot igénylő munkagép jelleggörbéi láthatók. Jól szemléltetik azt a tényt, hogy a grafikonoknak több metszéspontja is lehet, így több munkapont is adódhat. A munkapontok n_A és n_B abszcisszái megadják azokat a fordulatszámokat, amelyeknél a gépcsoport egyenletesen képes üzemelni. Ezek az üzemi fordulatszámok.

Érdeemes mindkét munkapontban külön-külön megvizsgálni, mi történik akkor, ha valamilyen zavarás a rendszert az egyensúlyi helyzetéből kimozdítja, és sebessége megváltozik.



85. ábra
Instabil munkapont

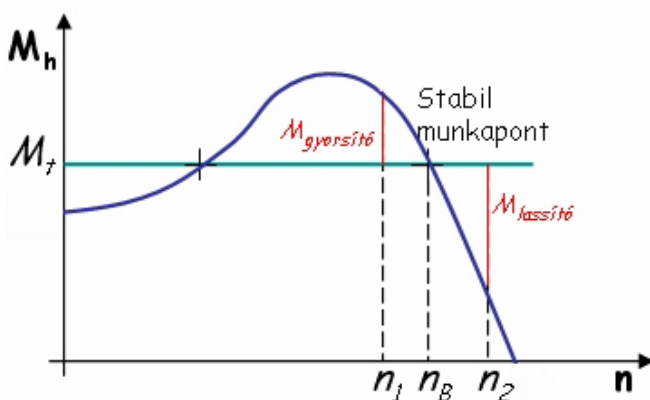
Ha az n_A üzemi fordulatszámon működő rendszer n_1 fordulatszámra lassul, akkor az ehhez a sebességhez tartozó terhelő nyomaték a hajtónyomatékot meghaladja.

$$M_h - M_t = M_{lassító} < 0$$

Különbségük a fordulatszámot tovább fogja csökkenteni. A rendszer n_2 -re való gyorsulása esetén keletkező hajtónyomaték-többlet pedig a fordulatszámot növelni fogja.

$$M_h - M_t = M_{gyorsító} > 0$$

Ebből látszik, hogy a munkapont a kis zavarásokkal szemben **instabil**. A rendszer egyensúlyi helyzetéből kitérítve oda nem tér vissza.



86. ábra
Stabil munkapont

Az n_B üzemi fordulatszámnál kisebb fordulatszámon üzemelő rendszernél, a hajtónyomaték haladja meg a terhelő nyomatékot. Különbségük pozitív, tehát a fordulatszámot növelni igyekezik.

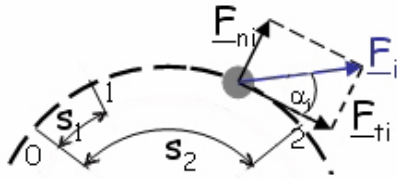
Az n_2 fordulatszámnál meglévő terhelőnyomaték-többlet pedig a fordulatszámot csökkenteni fogja.

Ez a munkapont viszont a kis zavarásokkal szemben stabil. A rendszer egyensúlyi helyzetéből kitérítve oda visszatér.

Gépcsoport létrehozásakor mindig arra törekszünk, hogy a munkapont *stabil* legyen. Közlőművek közbeiktatásával mód nyílik a jelleggörbék összehangolására is, amennyiben erre szükség lenne.

9. A munka, a teljesítmény, és a hatások

Mechanikai **munka** mozgás közben keletkezik.

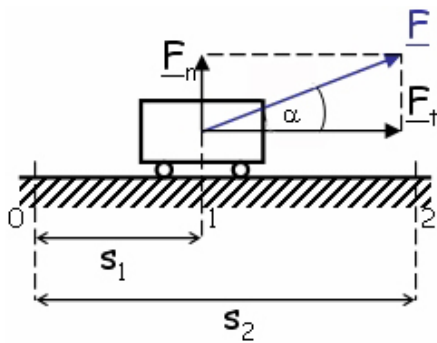


87. ábra
Görbe vonalú mozgás

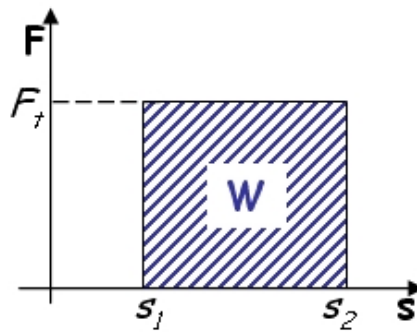
Tetszőleges görbe vonalú mozgást végző testre ható erő a mozgás minden (t_i) pillanatában felbontható egy pályára merőleges $|F_{ni}| = |F_i| \cdot \sin \alpha_i$, és egy pályairányú $|F_{ti}| = |F_i| \cdot \cos \alpha_i$ összetevőre. Ekkor

$$\underline{F}_i = \underline{F}_{ni} + \underline{F}_{ti}$$

A normális irányú erőösszetevő nem végez munkát, ezért, ha a pályairányú erőt használjuk, visszavezethetünk bármilyen mozgást elemi egyenesvonalú mozgások összegére.

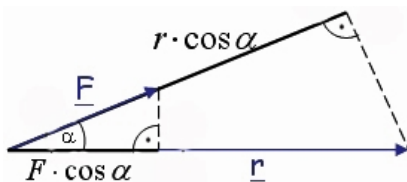


88. ábra
Egyenes vonalú mozgás



89. ábra
Egyenes vonalú mozgás során végzett munka

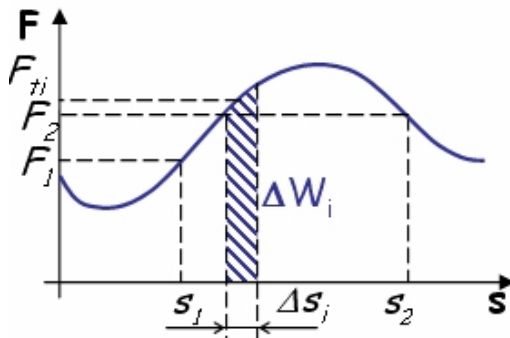
A munkavégző erő (F_t) nagyságát az elmozdulás ($s_1 \rightarrow s_2$) függvényében ábrázolva – hasonlóan az elmozdulás sebességalapú meghatározásához – a végzett munka a görbe alatti terület mértékével egyenlő. Az állandó nagyságú erő állandó szöget zár be a pillanatnyi sebesség irányával, tehát



90. ábra
Erő-elmozdulás vektorábra

$$W = |\underline{F}_t| \cdot |s| = |\underline{F}| \cdot |s| \cdot \cos \alpha$$

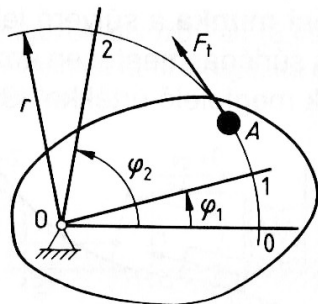
Tetszőleges pályára vonatkoztatva a pályairányú erő már nem állandó, így a Δs_i útszakaszon végzett rész munka ΔW_i egy trapézzal közelíthető. Ha minden határon túl finomítjuk a felosztást, akkor $\Delta s_i \rightarrow ds_i \rightarrow 0, \Delta W_i \rightarrow dW_i$, és trapéz helyett F_{ti} magas téglalappal számolhatunk.



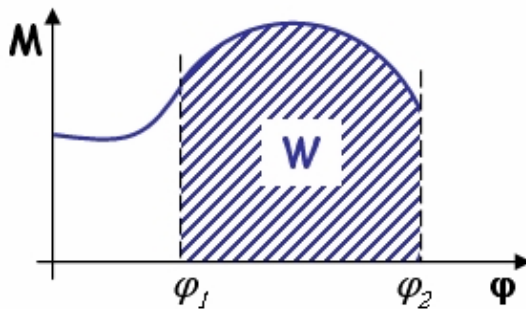
91. ábra
Munkaterület

Ekkor az $s_1 \rightarrow s_2$ szakaszon végzett teljes munka:

$$\sum_{i=1}^n \Delta W_i = \sum_{i=1}^n F_{ti} \cdot \Delta s_i \rightarrow \int_{s_1}^{s_2} dW = \int_{s_1}^{s_2} F_t \cdot ds.$$



92. ábra
Forgó mozgás



93. ábra
Forgó mozgás során végzett munka

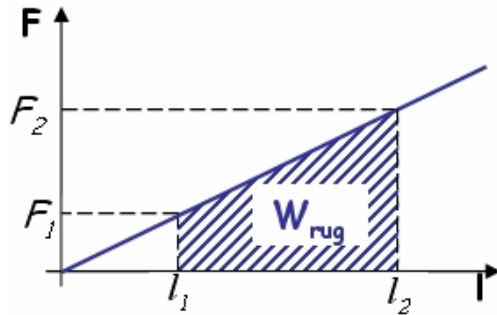
Forgómozgásnál az ív $- ds_i = r \cdot d\varphi_i$ - a sugár és a szögelfordulás szorzataként adódik. A kerületi erő és a sugár szorzata pedig nyomatékot ad. Behelyettesítve:

$$\int_{s_1}^{s_2} dW = \int_{s_1}^{s_2} F_t \cdot ds = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_t \cdot r \cdot d\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M \cdot d\varphi.$$

Grafikus megközelítésben tehát a végzett munka egyenesvonalú mozgás esetén a pálya irányába eső erő-elmozdulás $- W = \int_{s_1}^{s_2} F_t(s) ds$, forgómozgásnál a nyomaték-elfordulás -

$$W = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M(\varphi) d\varphi - \text{görbe alatti területtel adható meg.}$$

Speciális erők munkája a kapott képletekből levezethető. Ilyen a rugalmas erő, a nehézségi erő, a súrlódás, és a gyorsító erő. Képleteink integrálásból egyszerű algebrai egyenletekké transzformálódnak a speciális helyzetekre alkalmazott egyszerűsítő feltevéseink miatt.



94. ábra
Rugóerő munkája

Ha egy rugót összenyomunk, a rugóra ható erő munkájával egyenlő mértékben megnő a rugóban felhalmozott energia ($W_{rug} \equiv \Delta E_h$). A rugó feszítését végző erő és a rugó hossza közti lineáris összefüggést a rugómerevséggel ($s = \frac{1}{c}$, az egyenes meredeksége) jellemezzük. Az 1. és 2. állapot által meghatározott görbe alatti terület egy trapéz, amely elemi geometriai tudással is meghatározható:

$$W_{rug} = \int_{l_1}^{l_2} F(l) dl \equiv \frac{(F_1 + F_2) \cdot \Delta l}{2} = \frac{(F_1 + F_2) \cdot (l_2 - l_1)}{2}.$$

Emeléskor a nehézségi erő ($\underline{G} = m \cdot \underline{g}$) leküzdésére fordított munka ($W_{emel} \equiv \Delta E_h$) a test helyzeti energiáját növeli. A súlyerő iránya adott, ezért az elmozdulásból csak a magasságkülönbség (h) játszik szerepet az energianövekmény meghatározásában:

$$W_{emel} = \int_s F(s) ds = \int_h G dh \equiv G \cdot \Delta h = m \cdot g \cdot (h_2 - h_1).$$

A súrlódás ellenhatás, a mozgással ellentétes irányú. Hatására a végzett munka hővé ($W_{súrl} \equiv Q$) alakul:

$$W_{súrl} = \int_s F_s(s) ds.$$

A súrlódás üzemtani szempontból igen fontos, ezért külön fejezetben foglalkoztunk vele. Gyorsítás, ill. lassítás hatására egyenes vonalú pályán a testek sebessége ($v_1 \rightarrow v_2$), körmozgáskor a szögsebessége ($\omega_1 \rightarrow \omega_2$) változik. A dinamikus erő - $\underline{F}_a(t) = m \cdot \underline{a}(t)$ - munkája ($W_{gy} \equiv \Delta E_m$) mozgási energiaváltozásban nyilvánul meg. Gyorsításkor előjele pozitív, lassításkor pedig negatív.

$$W_{gy} = \int_{s_1}^{s_2} F_a ds = \int_{s_1}^{s_2} m \cdot a \cdot ds = \int_{s_1}^{s_2} m \cdot \frac{dv}{dt} ds = \int_{v_1}^{v_2} m \cdot \frac{ds}{dt} \cdot dv = \int_{v_1}^{v_2} m \cdot v \cdot dv = \frac{m \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{2} \equiv \Delta E_m$$

Hasonlóan adódik a forgás mozgási energiaváltozása is az analógia figyelembevételével:

$$W_{gy} = \frac{\Theta \cdot (\omega_2^2 - \omega_1^2)}{2} \equiv \Delta E_m.$$

A munka elvégzéséhez szükséges erő kifejtés az időtől függően nagyon különböző lehet. Műszaki berendezéseink jellemzésére használt időtől függő erő kifejtést megadó mérték a **teljesítmény**:

$$P(t) = \frac{dW(t)}{dt} = \frac{F_t \cdot ds}{dt} = F_t \cdot \frac{ds}{dt} = F_t \cdot v(t) = F_t \cdot r \cdot \omega(t) = M \cdot \omega(t).$$

Gépeink a rendelkezésükre álló teljesítményt nem tudják maradéktalanul hasznosítani. Veszteségnek tekintünk minden olyan energiát, amely nem használható a célul kitűzött energiaátalakítás szempontjából. Ilyen lehet például mechanikus szerkezeteinkben a súrlódás okozta hőveszteség.

A **hatásfok** (η) olyan relatív viszonyt testesít meg, amely megadja a hasznos (W_h) és a befektetett munka (W_{be}), ill. teljesítmény arányát:

$$\eta = \frac{W_h}{W_{be}} = \frac{P_h}{P_{be}} = \frac{P_{be} - P_v}{P_{be}} = 1 - \frac{P_v}{P_{be}} \leq 1.$$

Az energiamegmaradás törvényéből következően ez a hányados legfeljebb 1 lehetne, ha nem lennének veszteségek. Értéke nem szükségszerűen állandó a gép teljes működési tartományában.

A két teljesítmény különbsége pedig, az előbb említett, veszteség.

Itt kell megjegyezni, hogy a katalógusokban megtalálható névleges teljesítmény ($P \equiv P_{névl} = P_h$) többnyire megegyezik a gép által szolgáltatott hasznos teljesítménnyel. Ezért előfordul, hogy nem is indexeljük. A felvett teljesítmény pedig az egyéb (névleges) katalógusadatok alapján számítható.

Hőerőgépeknél a hatásfok reciproka, a **fajlagos hőfogyasztás** $\left(q = \frac{1}{\eta}\right)$ is gyakran használt jellemző. Az egységnyi hasznos munkára jutó bevezetett energiát adja meg. Számítható még a

fajlagos fogyasztás $\left(b \left[\frac{kg}{J} \right] \right)$ és a tüzelőanyag **fűtőértékének** - hasznosítható

energiatartalmának - $\left(H \left[\frac{J}{kg} \right] \right)$ szorzataként is. Ahol a fajlagos fogyasztás az erőgép

hasznos munkájára vonatkoztatott üzemanyagtömeg:

$$b = \frac{m_t}{W_h} = \frac{m_t/t}{W_h/t} = \frac{\dot{m}_t}{P_h}.$$

Az erőgép felvett teljesítménye pedig:

$$P_{be} = \dot{m}_t \cdot H.$$

Tehát:

$$q = \frac{P_{be}}{P_h} = \frac{\dot{m}_t \cdot H}{\dot{m}_t \cdot b} = \frac{H}{b}.$$

10. Veszteségek és terhelés

Gépeinknek azt az üzemállapotát, amikor a működtetéshez teljesítményt kell befektetni anélkül, hogy a gép hasznos teljesítmény produkálna, **üresjárásnak** nevezzük. Veszteség ilyenkor is keletkezik, amit a terheléskor is figyelembe kell venni.

Célszerű bevezetni egy olyan jellemző paramétert, amely a pillanatnyi hasznos teljesítmény (P_x) és a névleges érték viszonyát jellemzi. Ez a hányados a **terhelés**:

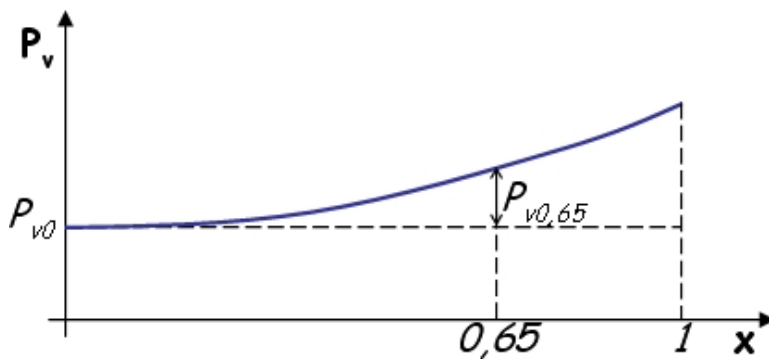
$$x = \frac{P_x}{P}$$

10.1. Állandó- és változó veszteségek

A berendezések **vesztéségteljesítménye** - $P_v = P_{be} - P$ - egy terhelésfüggetlen, állandó nagyságú, üresjárási veszteségből (P_{v0}) és egy terhelésfüggő ($P_{vx}(x)$), a gép hasznos teljesítményétől függő változó veszteségből áll:

$$P_v(x) = P_{v0} + P_{vx}(x).$$

A fejezetben szereplő grafikonok vízszintes tengelyein az x tehát a terhelés értékeit jelöli!



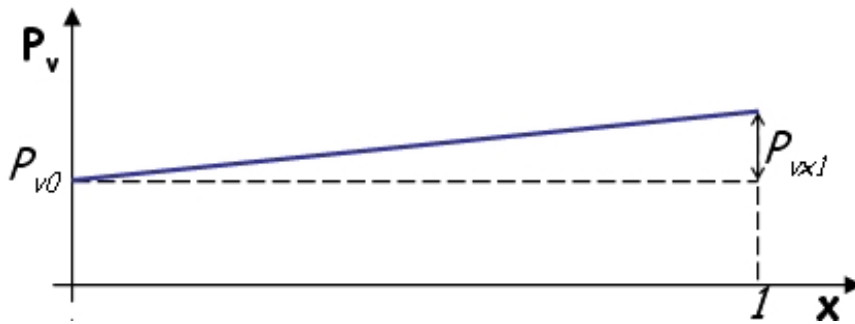
95. ábra
Állandó és változó veszteségek

A gép méretezésekor alapul vett legnagyobb teljesítményt, amely mellett a gép a tervezett élettartamig üzemképes, névleges teljesítménynek nevezzük. Ez azonban egy, a gyártó által szavatolt, garanciális érték. A terhelés ennél lehet kevesebb, sőt, bizonyos esetekben - például villamos motorok rövid ideig tartó üzemében -, akár meg is haladhatja ezt az értéket.

Az előzőekből általánosan felírható az összefüggés az adott terheléshez tartozó felvett- (P_{bex}), leadott- (P_x), és veszteségteljesítmények között:

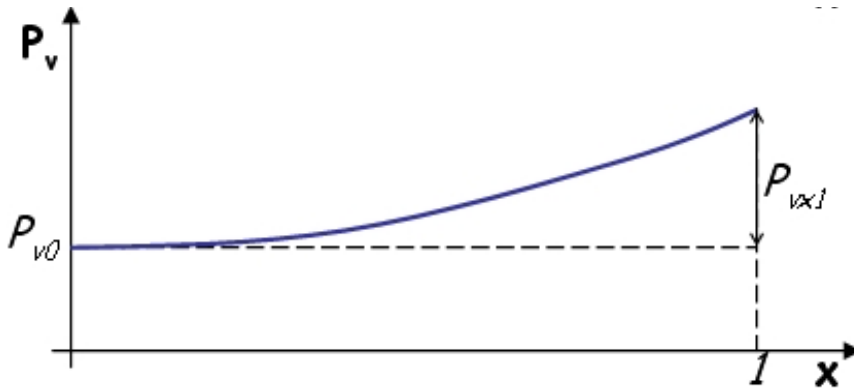
$$P_{bex}(x) = P_x(x) + P_{v0} + P_{vx}(x).$$

A változó veszteségek terhelésfüggését befolyásolja a gépek működtetésének módja.



96. ábra
A mechanikus gépek veszteségei

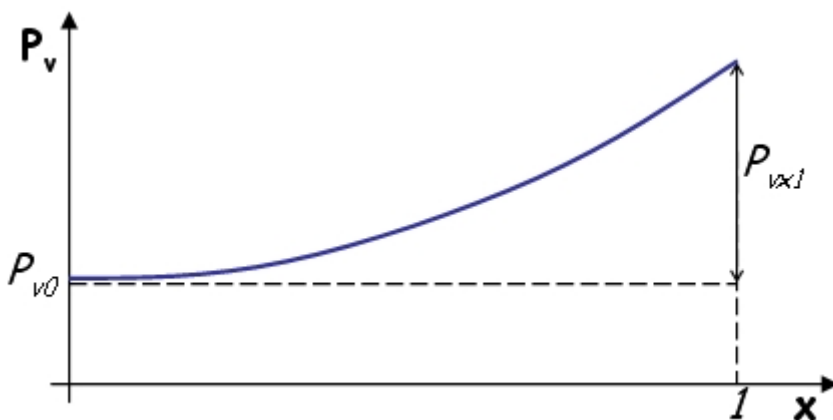
Mechanikus berendezéseinkben a veszteségek mechanikus eredetűek (súrlódás, ventiláció stb.), ezért ezek egyenesen arányosak a terheléssel. A példánkban tárgyalt felvonó esetén a géprészek súlyából eredő csapsúrlódás legyőzéséhez, és a járószék emeléséhez szükséges teljesítmény állandó veszteséget okoz. Míg a járószék terhelésekor fellépő további kötélterők hatására kialakuló csapsúrlódás-növekmény pedig a változó összetevő.



97. ábra
A villamos gépek veszteségei

Villamos gépek változó vesztségei többnyire az áramerősség négyzetével arányosak. Gondoljunk csak egy áramjárta tekercs melegedéséből keletkező hőveszteség kifejezésére:

$$P_v = I^2 \cdot R .$$



98. ábra
A hidraulikus és pneumatikus gépek veszteségei

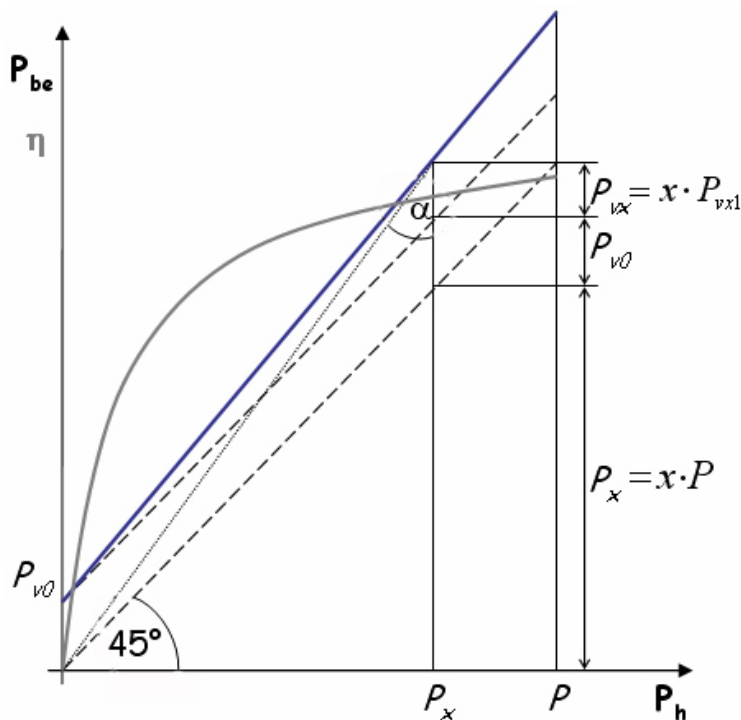
Mechanikus elven működő berendezések esetén a függvény lineáris ($n=1$), villamos gépeknél négyzetes ($n=2$), hidraulikus és pneumatikus szerkezeteknél pedig köbös ($n=3$). Általánosítva az összefüggés:

$P_{bex} = P_x + P_{v0} + P_{vx} = P_x + P_{v0} + x^n \cdot P_{vx1}$, ahol P_{vx1} a teljes terheléshez tartozó változó veszteség érték.

Tetszőleges terhelés ismeretében, az aktuális hatásfok felhasználásával, a következő összefüggés adódik:

$$P_{bex} = \frac{P_x}{\eta_x} = P_x + P_{v0} + x^n \cdot P_{vx1}$$

$$\frac{x \cdot P}{\eta_x} = x \cdot P + P_{v0} + x^n \cdot P_{vx1}$$



99. ábra

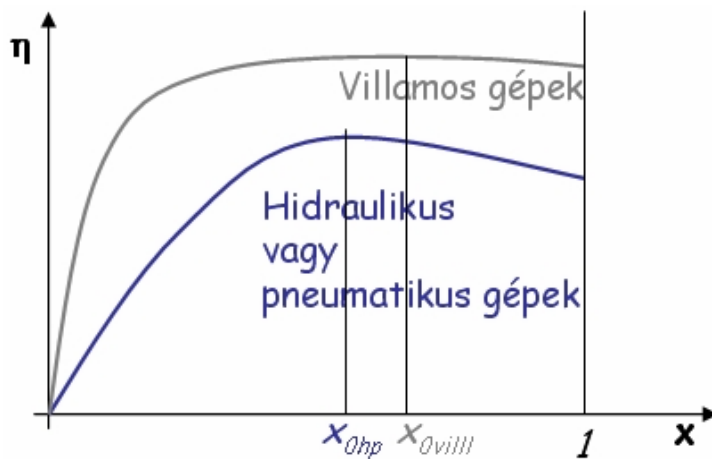
Mechanikus gépek hatásfoka a terhelés függvényében

Az ábrán a 45° -os egyenes a veszteségmentes gépek teljesítményviszonyait szemlélteti. Erre rakódik az állandó nagyságú üresjárási veszteség és a - működtetéstől függő jellegű - változó veszteség.

A görbe koordinátáinak hányadosa a hatásfok, ami a $P_{be}(P_h)$ függvény pontjaihoz húzott helyvektorok iránytangense:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_x}{P_{bex}} = \eta_x = \frac{P_x}{P_x + P_{v0} + x^n \cdot P_{vx1}} = \frac{x \cdot P}{x \cdot P + P_{v0} + x^n \cdot P_{vx1}}$$

A hatásfok tehát szintén terhelésfüggő jellemző. Mechanikus gépek ($n=1$) esetén monoton növekvő függvény. Maximuma tehát a névleges terhelésnél van.



100. ábra

A villamos gépek és az áramlástani gépek hatásfoka a terhelés függvényében

Mivel a villamos, és az áramlástani gépek teljesítményviszonyait leíró függvények a lineáristól eltérnek, így a hatásfok görbéknek maximumuk van az $x \in [0,1]$ terhelési tartományban. A legjobb hatásfokot adó terhelés (x_0) - koordinátageometriai és differenciálási műveletekkel egyértelműen megadható - az állandó veszteség és a teljes terhelés változó összetevőjéből számítható a következő összefüggés alapján:

$$P_{v0} = (n-1) \cdot x_0^n \cdot P_{vx1}$$

Villamos gépekre tehát

$$P_{v0} = x_0^2 \cdot P_{vx1}$$

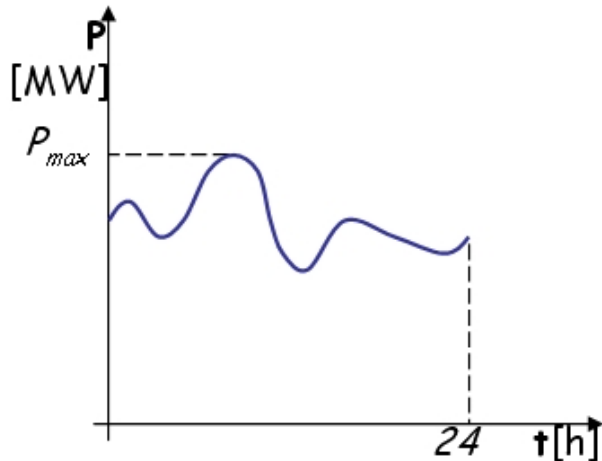
hidraulikus, ill. pneumatikus berendezésekre pedig

$$P_{v0} = 2 \cdot x_0^3 \cdot P_{vx1}$$

adódik.

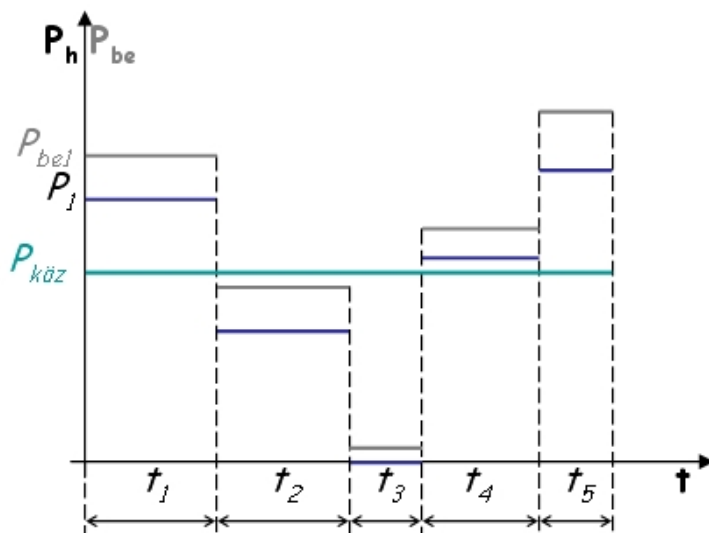
10.2. Közepes terhelés, átlagos hatásfok

Az előzőekben még nem foglalkoztunk azzal a ténnyel, hogy a gépeket nem szükségszerűen ugyanazzal a terheléssel járattuk teljes üzemidejük alatt. Ilyenkor az adott időszakra (periódus) közepes terhelést határozzunk meg, és a hatásfokot is az átlagértékével vesszük figyelembe.



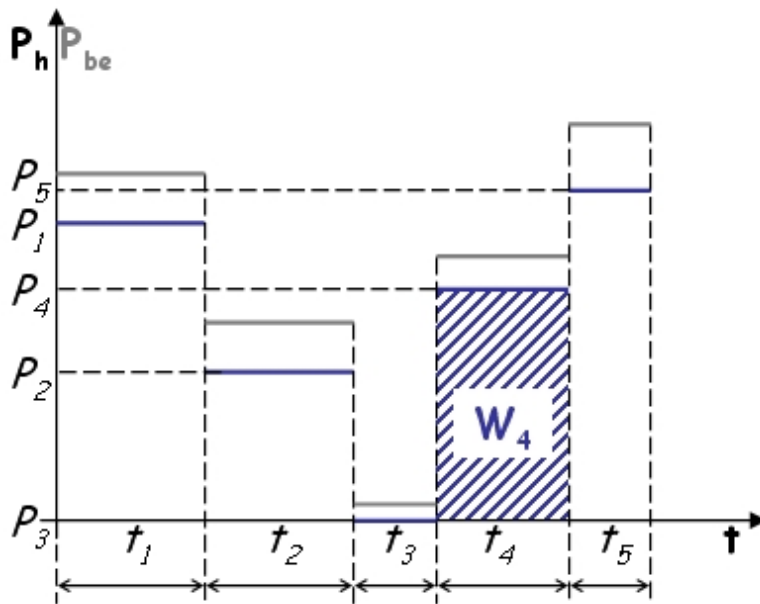
101. ábra
Egy ipartelep napi terhelése

Egy ipartelep napi terhelési görbéje az ábra szerinti terhelésváltozást mutatja. Ebből is látszik, hogy gondos mérlegelést igényel a periódus definiálása is, amelyre a középértékeket meg kívánjuk határozni. Példánkban helytelen lenne órára, vagy műszakra vonatkoztatni. Teljesen általános esetet véve a feladat integrálásra vezetne. Ennél most lényegesen egyszerűbb üzemet, egyenletes terhelési szakaszokból álló ciklust fogunk vizsgálni.



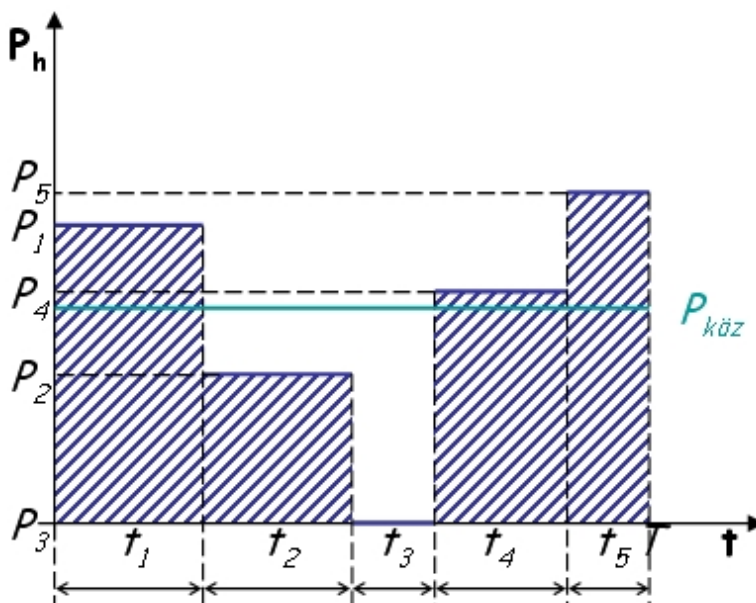
102. ábra
Terhelési ciklus

Tegyük fel, hogy egy sorozatgyártásban dolgozó esztergapadot hajtó villamos motor terhelését mutatja az ábra a megmunkálási folyamat során.



103. ábra
Villamos motor terhelési ciklusa

A görbe alatti terület (W_i) az eszterga energiaigénye. A szürke görbe pedig a motor által felvett teljesítménye.



104. ábra
Közepes teljesítmény

A legnagyobb teljesítményigényű szakaszhoz választott villamos motor biztosan képes kielégíteni a hajtott gép igényét, de - a közepes terhelés figyelembevételével - adott esetben lényegesen kisebb teljesítményű motor is elegendő lehet.

Az egyes t_i szakaszokban a motor által végzett munka egy téglalap területével adható meg:

$$W_i = P_i \cdot t_i.$$

Az egy periódus - $T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 = \sum_{i=1}^5 t_i$ - alatt végzett munka e részterületek összege:

$$W = \sum_{i=1}^5 W_i = \sum_{i=1}^5 P_i \cdot t_i .$$

Általánosítva

$$W = \sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i .$$

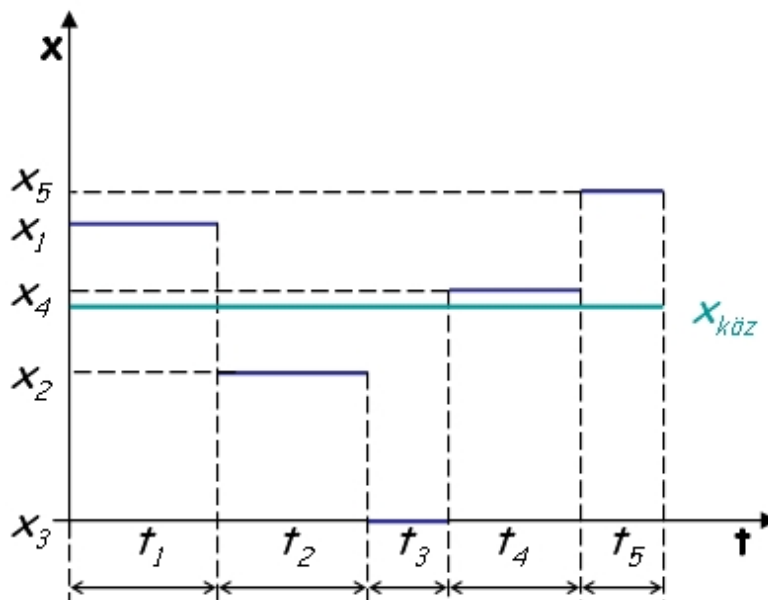
A **közepes hasznos teljesítmény** olyan teljesítmény, amely T idő alatt ugyanennyi munkát végez.

$$P_{köz} = \frac{W}{T} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i} .$$

A munkafolyamat minden egyes szakaszához tartozik egy hatásfok érték (η_i), amelynek ismeretében a befektetett teljesítmények - $P_{bei} = \frac{P_i}{\eta_i}$ - is meghatározhatók. Ugyanezen gondolatmenet alapján a közepes felvett teljesítmény:

$$P_{beköz} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{bei} \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{P_i}{\eta_i} \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i} .$$

Itt kell azonban megjegyezni, hogy ez utóbbi képlet csak akkor használható, ha a periódusidő alatt a gép nem üzemel üresjárásban ($\eta=0$).



105. ábra
Közepes terhelés

Mivel a terhelés a pillanatnyi hasznos és a névleges teljesítmény hányadosa, így a terhelésekre a teljesítmény függvényétől csak amplitúdójában különböző, de jellegre megegyező grafikont kapunk. A **közepes terhelés** ($x_{köz}$) számítható tehát éppúgy a közepes-, és a névleges teljesítmény hányadosaként, mint a részterhelések - $x_i = \frac{P_i}{P}$ - idővel súlyozott átlagaként:

$$x_{köz} = \frac{P_{köz}}{P} = \frac{\frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}}{P} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot P \cdot t_i}{P \cdot \sum_{i=1}^n t_i} = \frac{P \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot t_i}{P \cdot \sum_{i=1}^n t_i} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}.$$

Az **átlagos hatásfok** meghatározásához a hasznos-, és a befektetett munka -

$$W_{be} = \sum_{i=1}^n P_{bei} \cdot t_i = P_{beköz} \cdot T \text{ - hányadosát használjuk:}$$

$$\eta_{átl} = \frac{W}{W_{be}} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n P_{bei} \cdot t_i} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n \frac{P_i}{\eta_i} \cdot t_i},$$

ugyanaz terhelési tényezőkkel kifejezve, $\eta_i = 0$ esetén:

$$\eta_{átl} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n \frac{P_i}{\eta_i} \cdot t_i} = \frac{\sum_{i=1}^n P \cdot x_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n \frac{P \cdot x_i}{\eta_i} \cdot t_i} = \frac{P \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot t_i}{P \cdot \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\eta_i} \cdot t_i} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\eta_i} \cdot t_i}.$$

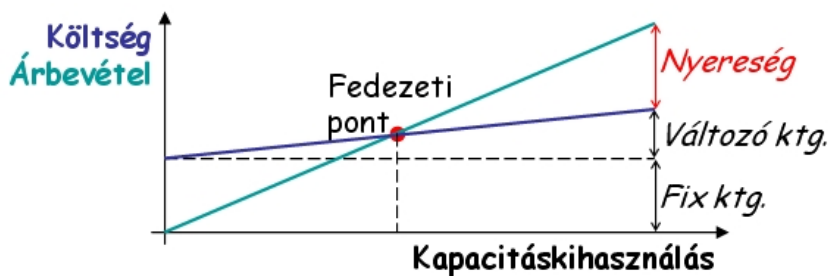
11. Az üzem gazdaságossága

Gépek üzemeltetésekor nem csupán a műszaki szempontok teljesülése meghatározó. A jegyzet nem fog mélyebb gazdasági ismeretek kifejtésébe bocsátkozni, de a napi mérnöki gyakorlatban nem hagyhatók figyelmen kívül a gazdaságossági megfontolások sem. Az elvárások nem mindig vannak összhangban egymással, ezért szükséges, hogy a műszakin túl valamennyi gazdasági ismeretre is szert tegyünk.

E kitekintés célja csupán annyi, hogy könnyebben szót érthessünk a beruházási döntésekért felelős munkatársakkal, és hogy a rendelkezésünkre álló minimális információ alapján is megítélhessük az általunk választott műszaki megoldás megvalósíthatóságának esélyeit.

A gondolatmenet, amelyet a gépek állandó és változó veszteségeiről szóló részben már elsajátítottunk, könnyedén átültethető a gazdasági gyakorlatba is.

Gyakran előfordul, hogy a drágább, nagyobb beruházást igénylő korszerűbb gépek gyártásba állítása hosszabb távon kifizetődőbb, mint az elsöre olcsóbbnak tűnő megoldások. A mérnökkel együttműködő gazdasági szakembernek tudnia kell, hogy mekkora mennyiséget kell értékesíteni ahhoz, hogy az ebből származó bevétel a kiadásokat már éppen fedezni tudja. Ez a **fedezeti pont**.



106. ábra
Fedezeti diagram

A fedezeti diagram tehát megmutatja, hogy a növekvő értékesítés egyes szintjeihez mekkora nyereség tartozik. Megadja minden értékesített mennyiségre a költségek, és az árbevétel kapcsolatát az eladott mennyiség, vagy a kapacitáskihasználás mértékének függvényében.

A tengelyeken ábrázolt mennyiségeket - csakúgy, mint ahogyan azt a gépek vesztségeinél láttuk - valamilyen időszakra célszerű vonatkoztatni.

A ciklusidő megválasztását viszont a gazdasági tényezők befolyásolják, és mértékegysége is a gazdasági időmértékekhez (többnyire: év) igazodik.

A **nyereséget** az árbevétel és a költségek különbsége adja.

A változó költségek - hasonlóan a műszaki példánk változó veszteségeihez - nem szükségszerűen mutatnak lineáris függést a független változótól, de a nyereség értelmezése ettől nem változik meg.

Az összeg, amit a berendezés megvásárlására, beüzemelésre, betanításra költünk, fix költségként jelenik meg - egyszer, az üzembehelyezési folyamat elején jelentkező beruházás.

Az anyag-, energia-, bérköltség már az üzemeltetés folyamatához tartozik, így mértéke a gyártott mennyiséggel arányosan változik.

A karbantartási költségek viszont tipikusan olyan kiadások, amelyek progresszív jelleget mutatnak, hiszen az elhasználotabb berendezéseknél egyre gyakoribbak a meghibásodások, és többször igényelnek karbantartást is, mint az újak.

A bevétel grafikonja is eltérhet a lineáristól (degresszív jelleggel), hiszen előfordulhat, hogy a növekvő mennyiségű termékértékesítés következménye az árak mérséklődése.

12. Teljesítménymérés

A gépek által végzett munkák sokfélesége miatt merült fel az az igény, hogy összehasonlíthatóvá kellene tenni az általuk kifejtett teljesítményeket. Legelőször James Watt hasonlította össze az általa feltalált gőzgép teljesítményét az akkori univerzális munkaeszköz, azaz egy ló teljesítményével.

A teljesítménymérés közvetett mérés, amelyhez minimum két fizikai mennyiség mérésre van szükség. Meghatározásához segítségünkre vannak a jelleggörbék tengelyein ábrázolt mennyiségek.

$$P(t) = \frac{dW(t)}{dt} = \frac{d(F \cdot s(t))}{dt} = F \cdot v(t)$$

egyenesvonalú mozgásra

$$P(t) = \frac{dW(t)}{dt} = \frac{d(M \cdot \varphi(t))}{dt} = M \cdot \omega(t) = M \cdot (2 \cdot \pi \cdot n(t))$$

forgómozgásra

$$P(t) = \frac{dW(t)}{dt} = \frac{d(p \cdot V(t))}{dt} = \underbrace{p \cdot q_V(t)}_{\text{(ld. Energiaátvitel folyadékokban)}}$$

áramló közegekre

$$P(t) = u(t) \cdot i(t)$$

villamos mennyiségekkel

Célszerű tehát áttekinteni, hogyan lehet ezeket a mennyiségeket mérni, amelyek a fenti lehetőségek közül most a **nyomaték**, a **fordulatszám**, a **nyomás** és a **térfogatáram** lesznek.

Az áram és a feszültség villamos mennyiségek, mérésük inkább a villamosmérnöki gyakorlathoz tartozik, ezért mérőeszközeiket nem mutatjuk be.

A nyomás-, és térfogatáram-mérést, a könnyebb érthetőség kedvéért, a folyadékok energiaátvitelének tárgyalása után fogjuk majd bemutatni.

Mivel a méréstechnika részletesen tárgyalja majd az egyes mérőműszereket és alkalmazásukat, most csak áttekintésükre, és a mérési elvek ismertetésére szorítkozunk.

Mérés *érintéses* vagy *érintésmentes műszerekkel* is lehetséges. Érintésmentes mérőkészülékek egyetlen tartozéka sem érintkezik a mérendő berendezéssel. Ezeknél a mérés elve többnyire optikai, vagy mágneses jelenségeken alapul.

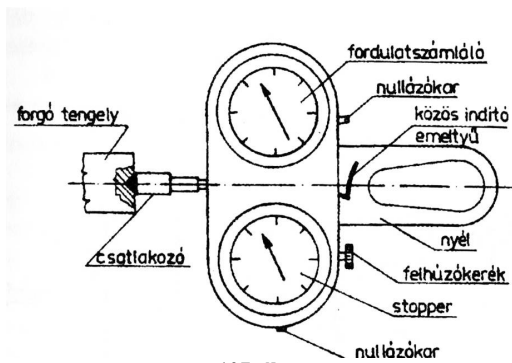
12.1. A fordulatszám mérése

Kis fordulatszámok $\left(\approx 2,5 \left[\frac{1}{s} \right] - ig \right)$ mérését egy **stopper-óra** segítségével a forgó tárgyat

szabad szemmel megfigyelve, is el lehet végezni. Ha a forgó alkatrészen elhelyezett jel egy jól meghatározott helyzetbe ér, elkezdhetjük a fordulatok számlálását és az időmérést. Néhány fordulat után, az eredményt a mért idővel osztva, megkapjuk a fordulatszámot.

Nagyobb fordulatszámok esetén már külön számlálóműszert kell használni.

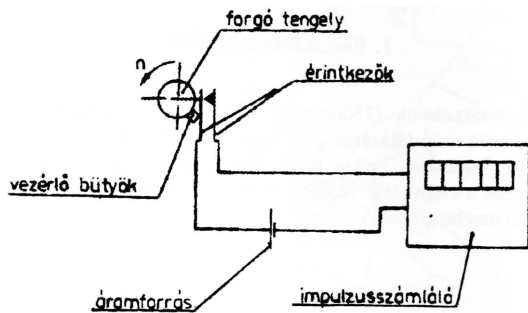
Legegyszerűbb megoldás a villanyórákban is megtalálható **ugrószám fordulat számláló**, amely a tengely minden körülfordulásával egytizednyit fordítja el a 0-9 számokkal jelzett, egyenletesen osztott számhengereket.



107. ábra
Tachoszkóp

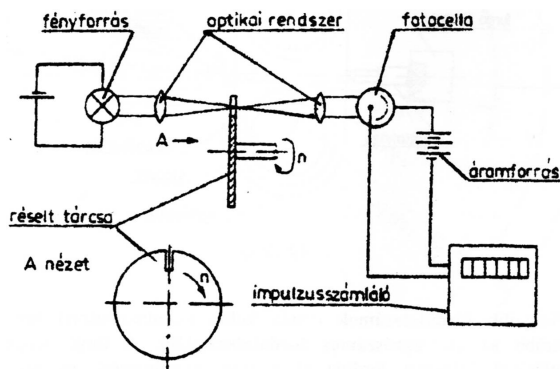
Tachoszkópnak nevezzük a közös házba épített fordulatszámológót és stopper, amelyek egyszerre indíthatók és megállíthatók.

Mivel a jelek feldolgozása ma már többnyire **villamos** elven történik, így célszerű egy, a forgó tengelyre szerelt, jeladó és egy villamos impulzusszámláló segítségével megvalósítani a **fordulatszámérő** eszközt.



108. ábra
Villamos fordulatszámérő

A jeladó lehet egy olyan érintkező, amely fordulatonként egy áramkört nyit vagy zár.



109. ábra
Fordulatszámérő optikai jeladóval

De egy fotocella előtt elforduló, a forgó tengelyre ékelt, tárcsa is alkalmas lehet ugyanerre, ha fordulatonként ad egy vagy több megvilágítást.

Igen elterjedt érintésmentes fordulatszám-mérő eszköz még a **stroboszkóp**. Láthatóvá tesz gyors, ismétlődő mozgássorozatokat, amelyeket az emberi szem már nem tudna követni.

Az ötletet az a megfigyelés adta, hogy egy forgómozgást végző tárgyat egy, a fordulatszám ütemében kis ideig szabaddá váló, nyíláson keresztül megfigyelve mindig ugyanazt a részét látjuk, így a tárgy állni látszik.

Elektronikus stroboszkóppal mérve, a mozgással szinkron fényvillanások következtében, a mozgásfolyamatok látszólagos állóképként jelennek meg. A forgó tárgyra rögzített jel állni látszik. Így rezgések is részletesen megfigyelhetők. A villanófrekvencia a készülék gombjainak segítségével beállítható, és a kijelzőjén leolvasható.

Bizonyos kivitelei lehetővé teszik a mérést akár nagyon kis tárgyakon, vagy közvetlenül nem hozzáférhető helyeken is. A piacon kapható műszerek pontossága pár század százalék mértékű. Mérési tartományuk a tízes nagyságrendtől egészen a több tízezres percenkénti fordulattig terjedhet.

Forgalmaznak stroboszkópot optikai és mechanikus fordulatszám-mérés kombinációjával is. Egy adapter egyszerű rádugaszolásával a tapintóhegyre vagy a kerékre az optikai mérés mechanikussá alakítható.

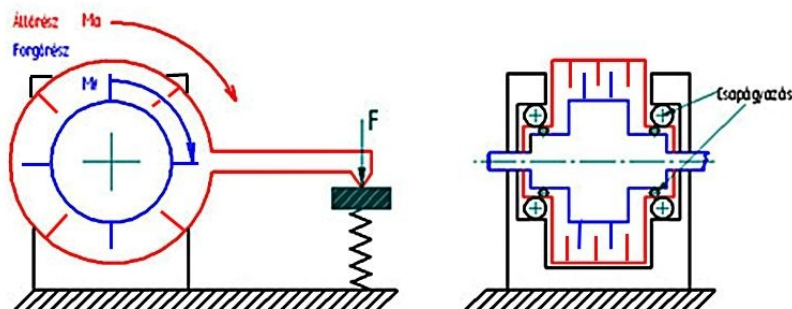
Nagy pontosságú **lézeres fordulatszám-mérőknél** a mérés lézerral, érintés nélkül történhet. A lézer lehetővé teszi a fordulatszám mérését úgy, hogy - az érintéses elven működő dörzskerék segítségével való méréssel ellentétben - a súrlódási veszteség nem hamisítja meg az eredményt.

12.2. Nyomaték mérése

Tengelyen átvitt nyomatékot megadhatunk ismert hosszúságú tengelyszakasz elcsavarodásának mérésével, hiszen az arányos a rá ható nyomatékkal. Ilyenkor a mérendő nyomatékot továbbító tengelybe egy közdarabot iktatunk be. Ez a motor által leadott nyomatékot gyakorlatilag veszteség nélkül közvetíti a munkagép felé, miközben méri annak nagyságát. A deformációt **nyúlásmérő bélyegek** segítségével határozzuk meg. Majd az elektrotechnika, és a mérés-technika tantárgyak keretében pontosabb képet fogunk kapni a mérés elvéről és a mért adatok feldolgozásának folyamatáról.

A továbbiakban a nyomatékmérés feladatát egyensúlyban lévő kerületi erők mérésére vezetjük vissza.

Ismert és széles körben elterjedt eszköz a teljesítménymérő **fékpád**. Míg a torziós eszköz a hajtáslánc részévé válik, addig a fékpád a hajtáslánc végén helyezkedik el. Tengelykapcsoló segítségével csatlakozik a motorhoz, és a különféle paraméterek üzem közben mérhetők általa. A fékpád biztosítja a változó terhelést, és egyben méri is annak nagyságát.

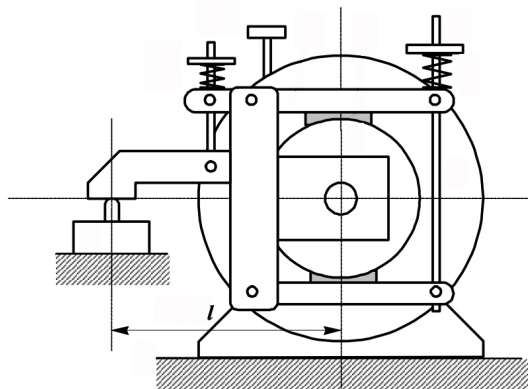


110. ábra
Fékpád

Működésének az a lényege, hogy a motor által hajtott forgórészről a fékgép állórészére munkaközeg (víz, olaj, elektromágneses mező, vaspár, levegő) továbbítja a nyomatékot. Az állórészen, amely a csapágyazásának köszönhetően hossz tengelye körül el tud billenni, fékezőnyomaték keletkezik. Az állórész adott hosszúságú kar segítségével támaszkodik a mérlegre vagy erőmérő cellára, amelynek ellenerejéből és a kar hosszúságából számítható a hajtómotor nyomatékával egyensúlyt tartó reakciónyomaték.

Kis fordulatszám esetén is nagy fékezőnyomaték kifejtésére képes a *dörzsfékes* (Prony-fékes) konstrukció, amit ritkán alkalmaznak önmagában. Többnyire más kialakítású fékező mechanizmussal együtt használják.

Így tehát meg kell ismerkedjünk a **Prony-fékkal** (ejtsd: próni).



111. ábra
Prony-fékes mérőberendezés

A motor tengelyére erősített tárcsa palástjára féktuskók illeszkednek, melyeket a tárcsához szorítva lehet a motort terhelni. A tárcsa felületén keletkező súrlódási erő a tárcsát elforgatni igyekszik, amit a hozzáerősített karral, függesztett súlyokkal, vagy mérlegen történő alátámasztással akadályozunk meg.

A kiegyensúlyozó erő nagysága és a k karhossz szorzatából számítható a keresett nyomaték.

A mérendő motor teljesítménye a fékező tuskó és a tárcsa palástja közt fellépő súrlódás miatt hővé alakul, ezért a berendezést hűteni kell. Ilyen berendezéssel ezért csak kis teljesítményű motor fékezhető.

A nyomaték méréséhez alkalmazott további eszköz még a nyomatékmérő tengelykapcsoló is.

Nagy teljesítményű gépek nyomatékának méréséhez a generátoros, vagy az örvényáramok elvén működő *villamos fékeket* (mérleggépek) használhatjuk, melyekkel a motorfékezés pontosan és egyszerűen hajtható végre.

Generátoros fékek esetén a gép forgásából származó energia villamos energia formájában a hálózatba visszatáplálható, vagy más berendezések hajtásra, táplálására is felhasználható.

Munkagépek hajtásához szükséges nyomaték meghatározásához mérlegmotort használunk.

Villamos folyamataikat az elektrotechnika tantárgy elsajátítása során fogjuk majd megismerni.

13. Energiaátvitel folyadékokban

A gépészmérnöki gyakorlatban gyakran játszanak fontos szerepet a folyadékok, gázok és gőzök áramlásával kapcsolatos folyamatok. Erőgépeink jó része, de pl. a hajózás, a repülés, a kenéstechnika, és az anyagszállítás sem lehet meg ezen folyamatok hasznosítása nélkül.

A folyadék- és gázszállító gépek a külső energiát arra használják, hogy megnöveljék az általuk szállított közeg potenciális, ill. mozgási energiáját. Ehhez általában csővezetékekben szállítják az anyagot, ezért energetikai viszonyaik és teljesítményszükségletük meghatározásához az áramlástan törvényszerűségeinek megismerése nélkülözhetetlen.

Nyugalomban lévő, vagy nagyon lassan mozgó közegekben kialakuló, vagy azokra ható erőkkel a *hidrosztatika* foglalkozik.

Áramló folyadékokat a *hidrodinamika* témakörében szokás tárgyalni, a bennük fellépő sebességek, nyomások, valamint az ezekből következő átáramló mennyiségek és nyomóerők vizsgálatával.

13.1. A folyadékok műszaki jellemzői

Az **ideális folyadék** homogén, összenyomhatatlan és áramlása súrlódásmentes. Bár a folyadékok jó része ideálisnak tekinthető, a valós folyadékok esetében számolni kell az áramlási súrlódással. Az áramlási jelenségek analitikai vizsgálatánál célszerű az ideális folyadékokra vonatkozó feltevéseket használni, mivel így lényegesen leegyszerűsíthető a matematikai tárgyalásmód. A folyadéksúrlódás hatását az áramlástani alap törvényszerűségek felállítása után viszont majd már figyelembe fogjuk venni.

A gázok és a gőzök nem képeznek szabad felszint és térfogatuk változó (összenyomhatóak), ezért áramlástani viselkedésük eltérést mutat a cseppfolyós anyagokétól.

A továbbiakban elsősorban a folyadékokkal fogunk foglalkozni.

A folyadékmennyiség jellemzésére a térfogat és a tömeg, ill. a súly egyaránt használatos.

Belőlük származik a sűrűség, mely folyékony halmazállapotú anyagok esetében lényeges jellemző az egyes anyagok egymástól való megkülönböztetésére. Értékét táblázatokban, adott nyomáson és hőmérsékleten, szokták megadni.

A folyadékok munkavégző képességét a rájuk ható vagy a bennük uralkodó **nyomás** befolyásolja.

A szilárd testekkel ellentétben a folyadékok csak nyomóerőket vihetnek át, húzóerőket és nyíróerőket nem. Mivel a folyadék nem vehet fel nyíróerőket, felszíne minden pontjában merőleges a támadóerőre. A hidrosztatikai nyomást (p_h) a folyadék súlyereje hozza létre.

Ha egy nyugvó, h magasságú, folyadékkal telt hengeres cső alján a folyadék súlyából származó hidrosztatikai nyomást kívánjuk meghatározni, akkor a következő összefüggés írható fel:

$$p_h = \frac{F}{A} = \frac{G}{A} = \frac{m \cdot g}{A} = \frac{(\rho \cdot V) \cdot g}{A} = \frac{(\rho \cdot (A \cdot h)) \cdot g}{A} = h \cdot \rho \cdot g$$

Mivel a folyadékoszlop tetejére p_0 légköri nyomás hat, ezért a cső alján ható **abszolút nyomás**:

$$p = p_0 + p_h = p_0 + h \cdot \rho \cdot g.$$

Műszaki berendezésekben gyakran a kis szintmagasság miatt a nehézségi erőből eredő nyomás elhanyagolható a statikus nyomás mellett. Sokszor előfordul az is, hogy a mérnököt, pl. egy kazánfal igénybevételeinek vizsgálatakor, sokkal inkább a külső és belső nyomás különbsége érdekli, mint a mérhető abszolút nyomás.

Célszerű tehát a **túlnyomás** (p_t) fogalmának bevezetése:

$$p = p_0 + p_t.$$

A túlnyomás tehát az abszolút és a légköri nyomás különbsége, így nincs határozott nulla pontja. Amikor a légköri nyomás pontos értéke nem ismert, akkor - a Föld felszínén - $10^5 Pa$ -al számolunk.

A légkörinél kisebb nyomást **vákuumnak** nevezünk, és a légköri nyomás százalékában ($v\%$ -os vákuum) szokás megadni:

$$p = p_0 \cdot \left(1 - \frac{v}{100}\right).$$

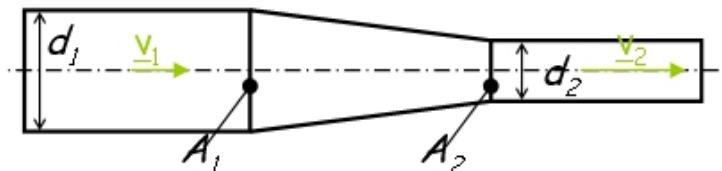
13.2. A folyadékokra vonatkozó alapvető törvényszerűségek

Pascal törvényének értelmében zárt rendszerben lévő folyadékokban a nyomás minden irányban gyengítetlenül terjed, mivel az ideális és a nyugvó valós folyadék a nyomóerőket belső súrlódás nélkül továbbítja.

Az anyagmegmaradás törvénye speciálisan az áramló folyadékokra a folytonosság, vagy a **kontinuitás törvénye** néven újrafogalmazható. Mivel az áramlást minden esetben nyomáskülönbség hozza létre, így mindaddig tart, amíg a nyomáskülönbség fennáll. Állandó A keresztmetszetű csőben a folyadék állandósult (a sebesség csak a hely függvénye), súrlódásmentes áramlása esetén a cső bármely pontjában a v sebesség állandó, tehát a keresztmetszeten időegység alatt átáramló folyadékmennyiség ($q_v = Q = \text{áll.}$) is konstans.

$$q_v = \frac{dV}{dt} = \frac{d(A \cdot x)}{dt} = A \cdot \frac{dx}{dt} = A \cdot v$$

ahol x a folyadék egységnyi idő alatti elmozdulása a csőben.



112. ábra
Kontinuitás

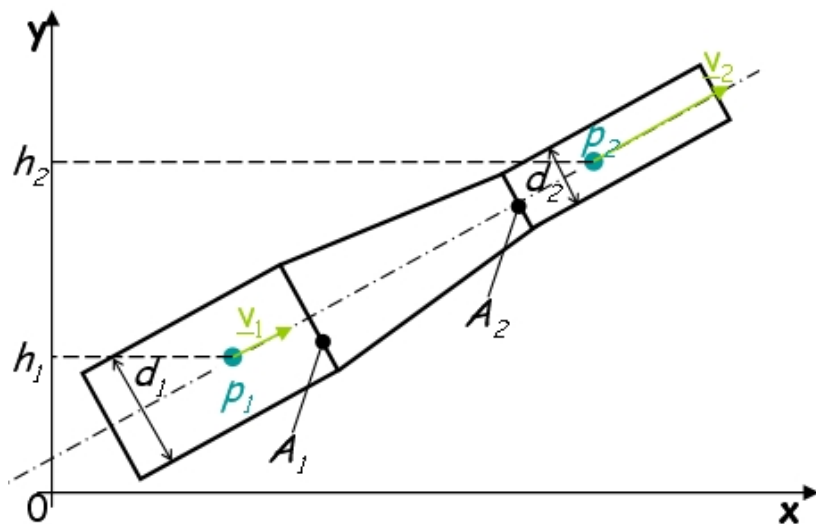
Amennyiben a cső keresztmetszete nem állandó (ld.: 112. ábra), tehát a belépő A_1 és a kilépő A_2 keresztmetszet különböző, akkor

$$A \cdot v = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = \text{áll.}$$

⇓

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}}{\frac{d_2^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{d_1^2}{d_2^2} = \frac{v_2}{v_1}$$

Hasonlóan az anyagmegmaradás törvényéhez, áramló folyadékokra az energiamegmaradás törvénye is újrafogalmazható. Ennek értelmében, ha az áramlási folyamat alatt nincs a rendszerhez sem energia hozzá-, sem elvezetés, akkor az áramlás közben a tömegegység összes energiája állandó marad.



113. ábra
Energiamérleg csőben

A 112. ábrán látható csövet megdöntve a külső nyomásból származó erők által végzett munka a folyadék E_p potenciális és E_m mozgási energiájának megváltozását okozza. Folyadékoknál a potenciális energia két részből tevődik össze, a helyzeti ($E_h = m \cdot g \cdot h$) és a nyomási energiából (E_{ny}).

Kiinduló feltételezéseink megegyeznek a kontinuitás törvényénél alkalmazottakkal.

Ha egy függőleges hengerben lévő folyadék - dugattyúra gyakorolt p nyomásából származó - F nyomóerőt gyakorol a henger alján lévő A felületű dugattyúra, akkor a dugattyú ennek hatására s úton elmozdul. A végzett munka a dugattyú lökettérfogatával lesz arányos:

$$W = F \cdot s = (p \cdot A) \cdot s = p \cdot V = E_{ny}.$$

Ha tehát rögzített vonatkoztatási rendszerünkben a csőben áramló folyadék az 1 helyről a 2 helyre jut, energiataralma nem változik

$$E_p + E_m = (p_1 \cdot V + m \cdot g \cdot h_1) + \frac{m \cdot v_1^2}{2} = (p_2 \cdot V + m \cdot g \cdot h_2) + \frac{m \cdot v_2^2}{2} = (p \cdot V + m \cdot g \cdot h) + \frac{m \cdot v^2}{2} = \text{áll.}$$

Az egyenletet tömeggel, térfogattal, vagy súllyal végigosztva a megfelelő egységekre vonatkoztatott energiát kapjuk:

$$\frac{p}{\rho} + g \cdot h + \frac{v^2}{2} = \text{áll. tömegegységre} \left[\frac{m}{s} \right],$$

$$p + h \cdot \rho \cdot g + \rho \cdot \frac{v^2}{2} \text{ térfogategységre } [Pa].$$

Daniel Bernoulli svájci matematikus írta fel először a súlyegységre vonatkoztatott energiamérleget, a **Bernoulli-egyenletet**, melynek minden tagja hosszúság mértékegységű. A H **energiamagasság** kifejezhető:

$$H = \frac{p \cdot V + m \cdot g \cdot h + \frac{m \cdot v^2}{2}}{m \cdot g} = \frac{p \cdot \left(\frac{m}{\rho}\right)}{m \cdot g} + \frac{m \cdot g \cdot h}{m \cdot g} + \frac{\frac{m \cdot v^2}{2}}{m \cdot g} = \underbrace{\frac{p}{\rho \cdot g}}_{\text{nyomásmagasság}} + \underbrace{h}_{\text{geometriai magasság}} + \underbrace{\frac{v^2}{2 \cdot g}}_{\text{sebességmagasság}} = \text{áll.}$$

Ha mindezekhez hozzávesszük még a folyadékok belső energiáját, akkor az anyag kémiaileg kötött, és a hőállapotával jellemezhető energiataralmát is bevonhatjuk a fenti összefüggésbe. A belső energia megváltozása az állandó térfogaton bekövetkező hőmérsékletváltozással

arányos. A tömegegységre vonatkoztatott fajlagos belső energia (u) figyelembevételével átalakított egyenletünk a **fajlagos összentalpiát** (i) adja

$$i = \frac{p}{\rho} + g \cdot h + \frac{v^2}{2} + u \left[\frac{J}{kg} \right],$$

amely megváltozik, ha a rendszerrel hőt közlünk/elvonunk, vagy rajta munkát végzünk/végez. Légnemű közeg munkaképességének változása - hő be-, ill. elvezetéssel járó folyamatoknál - jellemezhető a fajlagos entalpia megváltozásával.

Összenyomhatatlan folyadékokra is értelmezhető az entalpia fogalma, használatának azonban csak akkor van értelme, amennyiben az összenyomhatatlan folyadék összenyomhatóval érintkezik.

13.3. Valós folyadékok és veszteségeik

Az áramló folyadékok eddigi vizsgálatánál a rendszer energiatartalmát állandónak feltételeztük, de **valóságos folyadék** áramlásakor súrlódás lép fel mind a csőfal és a folyadék, mind a folyadékrészecskék között, ha valamilyen okból sebességkülönbség van köztük. Ezeket a veszteségeket veszteségtagnak kell a Bernoulli-egyenletbe illeszteni.

13.3.1. Áramlási veszteségek egyenes csővezetékben

Az l hosszúságú kör keresztmetszetű csővezetékben bekövetkező $\Delta p'$ nyomásesés számításához bevezetjük a λ csősúrlódási tényezőt.

$$\Delta p' = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot g \cdot h'$$

A fenti összefüggésben az áramlás jellemzőinek mérésrel meghatározott együtthatója a **veszteségtényező** - $\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{d}$.

A Bernoulli-egyenletben ezt a veszteséget h' veszteségmagasság tényezővel vehetjük figyelembe, ahol

$$h' = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

⇓

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + h_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + h'.$$

Ugyanígy az energia hozzá-, ill. elvezetések hatását is egy újabb energiatag beiktatásával érvényesíthetjük.

13.3.2. Az áramlás megzavarása okozta veszteségek

További veszteségeket okozhat még az áramlás megzavarása is.

Gyakorlati feladatok nagy részénél a csővezetékbe különböző idomdarabok, elzárószervezetek lehetnek beépítve, melyek tovább növelik az állandó keresztmetszetű csővezeték áramlási veszteségeit. A csővezeték munkagép, amelynek energiaigénye az ellenállásának legyőzéséhez szükséges munka.

Csapok, könyökök, leágazások, átmérőváltozások által okozott nyomáseséseket gyakorlati úton meghatározott tényezőkkel szoktunk számolni.

Belépési veszteségről akkor beszélünk, amikor egy tartályhoz cső csatlakozik. Ehhez hasonló jelenségek játszódnak le a csővezeték nem folytonos keresztmetszet szűkülése esetén is. Ilyenkor a folyadék a tartályból, ill. a nagyobb keresztmetszetből a csőbe való belépéskor nem tudja pontosan követni a jelentős irányváltozást, és ez örvényképződéshez vezet.

Csőívek, szegmensívek és könyökidomok esetén a centrifugális erő hatására a cső keresztmetszetében nem egyenletes a nyomáeloszlás, ezért az áramlás rendezetlenné válik. Kellően nagy eltérítés esetén (pl. könyök) az ív belső részén áramlási holtter alakul ki.

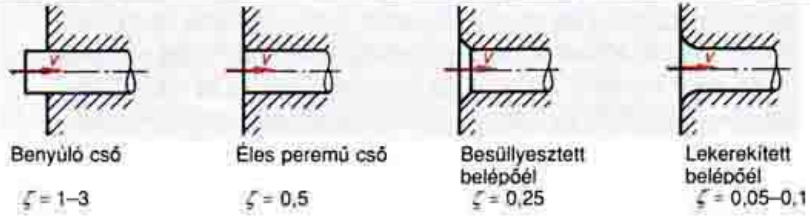
A **konfúzorban** a csőkeresztmetszet folytonos szűkülésével a folyadék mozgási energiája nő, ezért ez az elem csak nagyon kis veszteséget okoz.

Folytonosan bővülő csőszakaszban, azaz a **diffúzorban**, a folyadék mozgási energiája csökken. Az egyre kisebb sebességgel áramló folyadékelemek egyre nagyobb nyomással kerülnek szembe, ami az áramlás rendezettségét veszélyezteti. A kúposág növekedésével a fal mentén leválások keletkezhetnek. A veszteségek 4-6°-os tágulási szögnél még optimális értéken tarthatók.

A csővezeték keresztmetszetének **nem folytonos tágulása** esetén a szűk torkolatból kilépő folyadék fokozatosan tölti ki a bővebb keresztmetszetet. Nem tudja a csőfalat követni, örvények és ütközési veszteségek keletkezhetnek. Ez a *Borda-Carnot veszteség*.

Folyadékáramlások elágaztatása és egyesítése során mindkét részáramban veszteségek keletkeznek.

Az eddig tárgyalt esetekre vonatkozó ellenállástényezőket a következő oldalon lévő táblázat foglalja össze.



Csőív



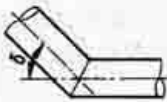
$\varphi = 90^\circ$						ha $\varphi \neq 90^\circ : \zeta = k \zeta_{90}$						
R/d	1	2	4	6	10	φ	30°	60°	120°	150°	180°	
ζ_{90}	sima	1,22	0,14	0,11	0,09	0,10	k	0,4	0,7	1,25	1,5	1,7
	érdes	0,51	0,30	0,23	0,18	0,21						

Szegmensív



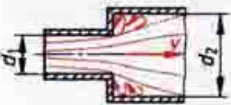
φ	30°	45°	60°	90°
ζ	0,10	0,15	0,20	0,25

Megtört könyökcsőidom



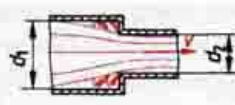
δ	22,5°	30°	45°	60°	90°	téglalap keresztmetszetű						
ζ	sima	0,07	0,11	0,24	0,47	1,13	φ	30°	45°	60°	75°	90°
	érdes	0,11	0,17	0,32	0,68	1,27	ζ	0,15	0,52	1,08	1,48	1,60

Lépcsős táguló szakasz



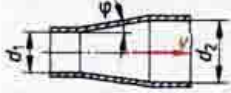
$$\zeta = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2$$

lépcsős szűkülő szakasz



A_2/A_1	0,2	0,5	0,8	1,0
ζ	0,45	0,3	0,13	0

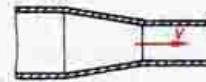
Folytonos táguló szakasz



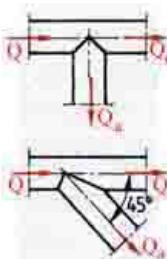
φ	$\frac{d_2}{d_1} = 1,2$	1,4	1,6	1,8	2,0
4°	0	0,1	0,4	0,7	1,3
6°	0	0,2	0,6	1,2	2,0
8°	0	0,3	0,8	1,7	2,7
10°	0,1	0,4	1,1	2,2	3,5

folytonos szűkülő szakas:

$$\zeta = 0,05$$

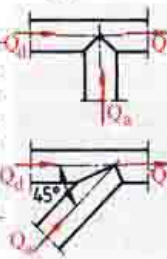


Leágazás



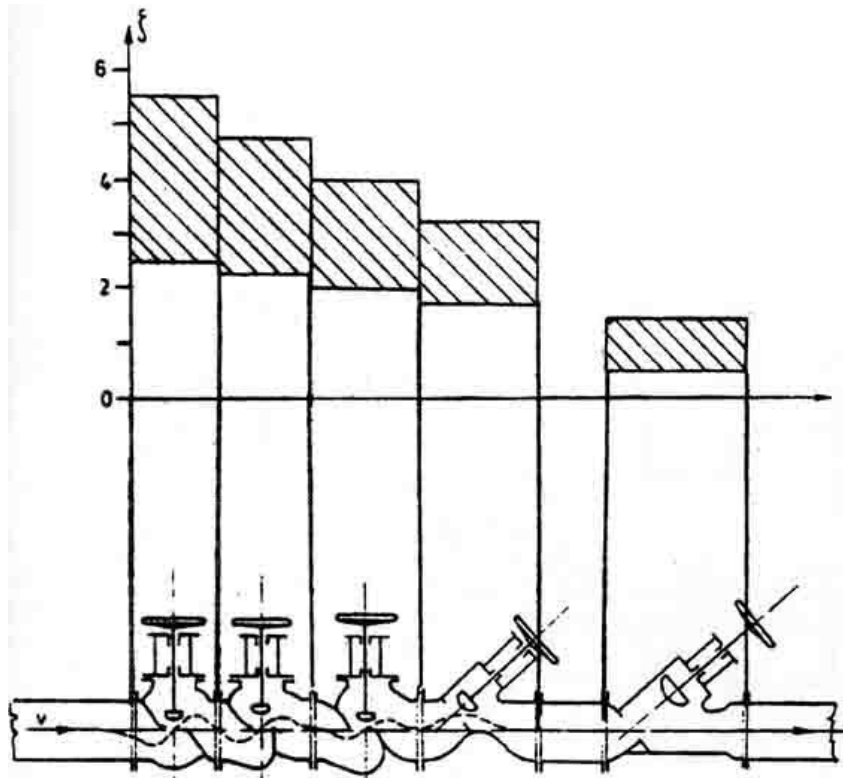
$\frac{Q_2}{Q_1}$	90° ζ_a	ζ_d	45° ζ_a	ζ_d
0	0,95	0,04	0,90	0,04
0,2	0,88	-0,08	0,68	-0,06
0,4	0,89	-0,05	0,50	-0,04
0,6	0,95	0,07	0,38	0,07
0,8	1,10	0,21	0,35	0,20
1,0	1,28	0,35	0,48	0,33

egyesítés



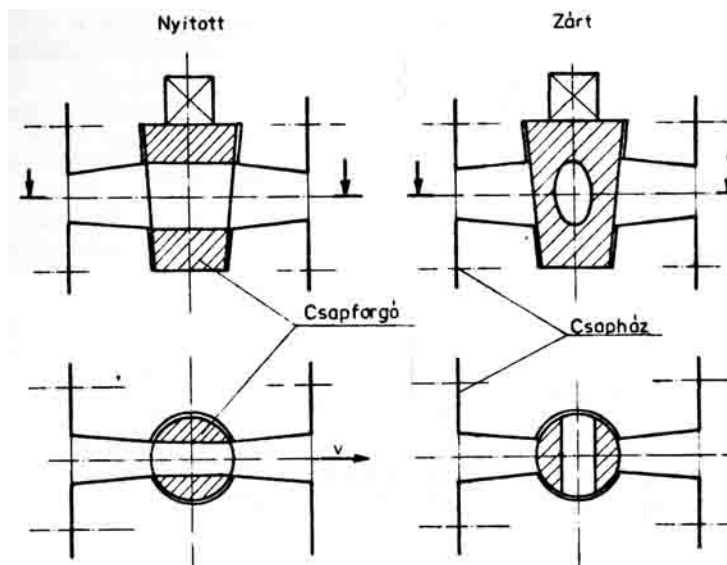
$\frac{Q_2}{Q_1}$	90° ζ_a	ζ_d	45° ζ_a	ζ_d
0	-1,2	0,04	-0,92	0,04
0,2	-0,4	0,17	-0,38	0,17
0,4	0,08	0,30	0,00	0,19
0,6	0,47	0,41	0,22	0,09
0,8	0,72	0,51	0,37	-0,17
1,0	0,91	0,60	0,37	0,54

Csővezetékek fontos elemei még az **elzárószerkezetek** is: a szelep, a csap és a tolózár. *Szelepb*en a szeleptányért a nyílás síkjára merőlegesen, a kézikerékkel működtetett, szelepszó mozgatja.



114. ábra
Veszteségtényező a szelep iránytörésének függvényében

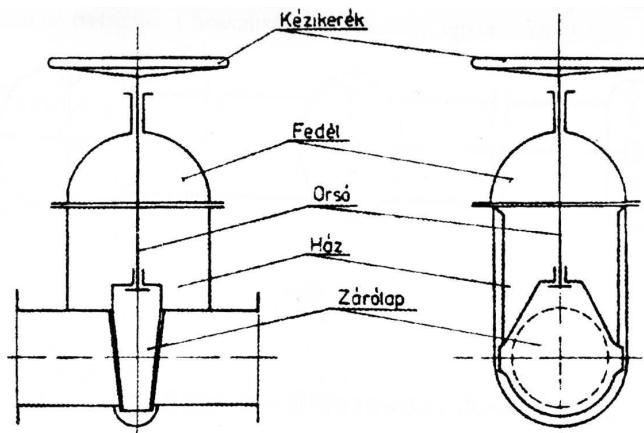
A veszteség az iránytörés mértékének mérséklésével csökkenthető. A legegyszerűbb, de korlátozottan alkalmazható elzáró elem a *csap*. Az elzárótestet, az elfordításának következményeként fellépő, kopás miatt, utánállítás céljából, kúposra készítik.



115. ábra
Nyitott és zárt csap

Ahhoz, hogy az áramló közeg rendelkezésére álló keresztmetszet ne változzon, az elzárótestben ovális nyílás van, amely a csap teljesen nyitott állapotában is zavarja kissé ($\zeta \approx 0,1$) az áramlást.

A *tolózár* a legegyszerűbb, és az áramlást legkevésbé zavaró elzáró szerkezet.

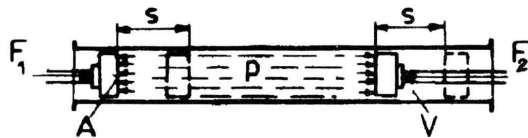


116. ábra
Tolózár

Jól kialakított tolózár nyitott állapotban nem zavarja az áramlást, veszteségtényezője közel nulla.

13.4. Erőátvitel nyomott folyadékkal

Az előző részben tárgyalt Pascal törvényt használjuk ki, amikor a nyomott folyadékoszlopot közlőműként hasznosítjuk. Hidraulikus erőátvitellel az erőt nem csupán továbbítani, hanem módosítani is képesek vagyunk.



117. ábra
Hidraulikus erőátvitel

Amikor az A felületű dugattyút F_1 erővel toljuk, a folyadékoszlopban

$$p = \frac{F_1}{A}$$

nyomás alakul ki.

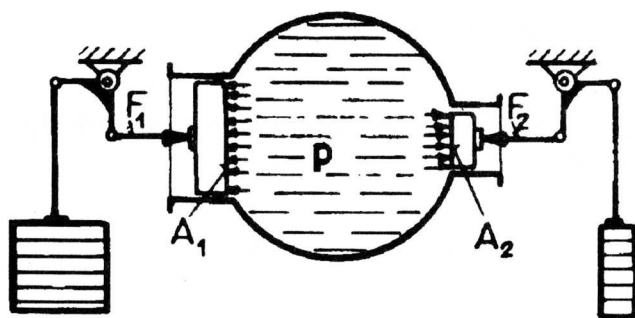
Ha továbbra is elhanyagoljuk a súrlódást, és a feltételezzük a folyadék összenyomhatatlanságát, akkor az

$$F_2 = p \cdot A = F_1.$$

A dugattyú s úton való elmozdítása során

$$W_1 = F_1 \cdot s = p \cdot (A \cdot s) = p \cdot V = W_2$$

munkát végzünk, amely a második dugattyú rúdján levehető.



118. ábra
Hidraulikus erőátvitel módosítással

Módosítható a munkasebesség, ha különböző átmérőjű dugattyúkat használunk. Ekkor

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2},$$

azaz az erő a dugattyúfelületekkel arányosan változik. Az elmozdulások pedig fordítottan arányosak vele, hiszen

$$V = A_1 \cdot s_1 = A_2 \cdot s_2 = \text{áll.}$$

Veszteségmentes közlőmű esetén, amikor az átvitt (P_2) és a bevezetett (P_1) teljesítmények megegyeznek egymással, a módosítás

$$i = \frac{v_2}{v_1} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}.$$

14. A nyomás és a térfogatáram mérése

Áramlástan gépek által szolgáltatott teljesítmény ill., a teljesítményszükségletük meghatározásához szükség van a nyomás és a térfogatáram mérésére. Mint minden mérésnél, ilyenkor is fontos szempont, hogy a mérőeszköz az áramlást csak a lehető legkisebb mértékben zavarhatja meg.

Hasonlóan, ahogyan azt a Teljesítménymérés c. fejezetben tettük, itt is inkább csak a mérési elvek bemutatására szorítkozunk.

14.1. Nyomásmérés

Nyomást többnyire folyadékos, vagy mechanikus elven működő mérőeszközökkel mérhetünk. Laboratóriumokban és alkalmi, ipari légtechnikai mérések esetén *folyadékos nyomásmérőket* használunk. Előnyük az egyszerűség, olcsóság, és a viszonylag nagy pontosság; azonban sérülékenyek, és csak kis nyomáskülönbségek meghatározására alkalmasak.

Ipari berendezéseknél és a szabályozástechnikában *mechanikus nyomásmérőket* használunk. Nem sérülékenyek, tetszőszerinti nyomásra készíthetők, egyszerűen leolvashatók, és a szabályozó eszközök vezérlésére könnyen felhasználhatók. Pontosságuk azonban korlátozott és alkalmazásuknál rendszeres hitelesítés szükséges.

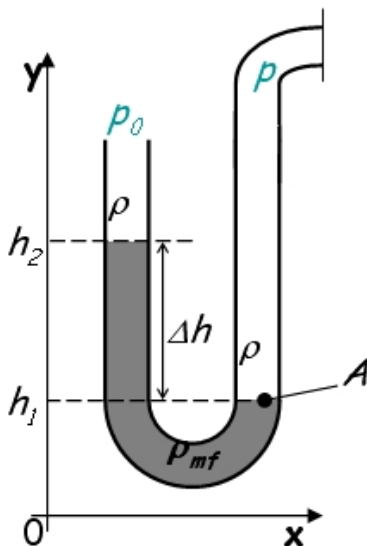
A *hagyományos megoldásokon túl* a mérőeszközeinkben lévő deformációs elem nyomás (különbség) hatására történő alakváltozását, vagy elmozdulását egy rugalmas vezetőken piezoelektromos, száloptikás, nyúlásmérőbélyeges, vagy kapacitív elven is detektálhatjuk.

14.1.1. Folyadéknyomásmérők

A közlekedő edények törvénye szerint két, egymással összeköttetésben lévő térben a folyadék ugyanazon szintig emelkedik fel, ha a folyadékfelszín felett azonos a nyomás. Tehát, ha a két folyadékfelszín között szintkülönbség van, akkor ez a felettük lévő nyomások különbségével arányos. Az ezt az elvet hasznosító mérőeszközöket manométereknek nevezzük. Készülhetnek *U-csöves*, fordított U-csöves, ferdecsőves, és egycsőves kivitelben is. Mérőfolyadékuk víz, alkohol, higany stb. lehet.

U-csöves manométer

A műszer mérőeleme síklapra szerelt, U-alakban hajlított egyszerű üvegcső. A milliméterosztású mérce az üvegcső két szára között helyezkedik el. Nullpontja pedig a mérce közepén van. Az üvegcső két végére adott nyomás különbsége a csőben lévő folyadékoszlopot egyik irányban elmozdítja.



119. ábra
U-csöves manométer elve

A legalsó közegváltás szintjére felírható a nyomásokra vonatkozó egyensúlyi egyenlet. Megadásakor kihasználjuk a hidrosztatikai nyomás tulajdonságairól tanultakat is. Mivel az *A* felszín nyugalomban van, a rá ható nyomások kiegyenlítik egymást:

$$p = p_0 + \Delta h \cdot \rho_{mf} \cdot g.$$

A manométer egyensúlyi egyenlete bonyolultabb bekötések esetén, az előzőekhez képest, több tagból is állhat.

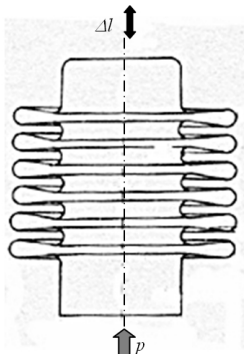
A skála úgy van beosztva, hogy a műszer nyomás nélküli állapotában a folyadékoszlopnak nem szükséges a „nulla” ponton állnia. Leolvasáskor az alsó és a felső folyadékszint távolságát két szám jelzi, melyeket összeadva kapjuk a teljes nyomásra utaló számértéket (Δh).

A műszer nyomás, huzat, vagy differenciálynomás mérésére egyaránt alkalmas.

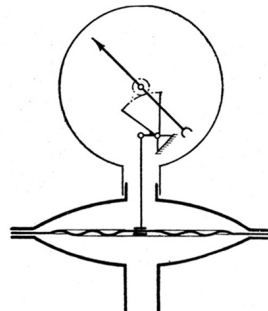
14.1.2. A mechanikus nyomásmérők

A mechanikus nyomásmérők a nyomás hatására létrejövő rugalmas alakváltozás alapján működnek.

A mérés alapelve, hogy a nyomás hatására deformálódott membrán kitérése és az azt létrehozó nyomás között egyértelmű összefüggés van. Az érzékelő anyaga lehet fém, műanyag, kerámia stb.



120. ábra
Csőmembrán

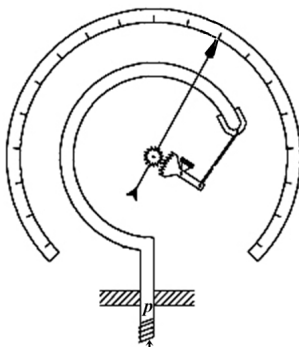


121. ábra
Membrános nyomásmérő

Rugalmas alakváltozáson alapuló nyomásmérőkhöz alkalmazható sík-, bordázott, szelence-, vagy csőmembrán.

A Bourdon-csőves manométer

A manométer működésének elve, hogy belső túlnyomás hatására a körív formára meghajlított, üreges, ellipszis vagy lekerekített sarkú téglalap keresztmetszetű, egyik végén zárt cső görbületi sugara megváltozik. Pozitív túlnyomás növeli, a vákuum pedig csökkenti a görbületet.



122. ábra
Bourdon-csőves manométer

A Bourdon-cső egyik végét a műszerházban rögzítik, a másik végét fémkupakkal zárják le. A csőrugó szabad vége nyomás hatására elmozdul, melynek nagysága a cső anyagának rugalmassági határán belül arányos a terhelő nyomással. Az elmozdulás mértéke a csőrugó anyagától is függ, ezért kis- és közepes méréstartományú csövek anyaga általában színesfém, nagy nyomások mérésére szolgáló műszerekben pedig acél. A szabad vég elmozdulását karos áttétel továbbítja a mutatószerkezethez. Az elmozduló végpont a mutató elfordulását eredményezi.

14.2. Térfogatáram-mérés

A közezáram kivételes folyamatjellemző, amelynek mérésére az ipari folyamatokban a teljesítmény meghatározásán túl, még szabályozási célból is szükség lehet.

Közezáram mérésére nincs univerzális módszer. A mérőműszer alkalmassága függ, többek közt, a mérendő köze halmazállapotától, az áramlási csatorna geometriai viszonyaitól, a köze viszkozitásától, a mérendő köze és a mérőműszer járulékos kölcsönhatásától és a kívánt mérési tartománytól, ill. pontosságtól.

A térfogatáram mérésére alkalmas eszközöket, a sebességeloszlástól való függés alapján, három csoportba szoktuk sorolni.

A "**köböző**" vagy "**térfogat-kiszorításos**" eljárások számára az áramlás sebességeloszlása közömbös. Közös vonásuk, hogy a mérés alkalmával jól meghatározott térfogat telik meg, majd ürül ki, és a berendezés a leürülések frekvenciáját számlálja. Ide sorolhatók pl. vegyszerek adagolószivattyúi, ömlesztett, szemcsés anyagok cellás adagolóberendezései, vagy a forgódugattyús gázmérő stb. Hátrányuk, hogy viszonylag terjedelmesek, elhasználódásra hajlamosak, karbantartás- és kalibrálásigényük jelentős, és drágák.

Az **átlagsebesség-mérő eljárások** alapelve változatos. Közös vonásuk, hogy a sebességeloszlás kisebb hibái a mérési pontosságot alig befolyásolják. Alkalmazási körük széles. Egy német felmérés szerint az iparban alkalmazott áramlásmérő eszközök túlnyomó része ide tartozik. A megosztásban még a szűkítő elemes (38%) eszközök vezetnek, de figyelemre méltó az indukciós mérők (15%) előretörése is. Ide sorolható a szűkítő elemes eszközökön kívül pl. a mérőturbina, az indukciós-, az örvényes-, és az ultrahangos elven működő mérők.

A szűkítő elemes áramlásmérő eszközök közül jegyzetünkben a **Venturi-csővet**, és **mérőperemet** fogjuk bemutatni. Egyszerűségével és elterjedt használatával kiemelkedik közülük a mérőperem.

A **pontbeli sebességmérésre alapozott eljárások** akkor alkalmazhatók, ha a sebességeloszlás állandó, ilyenkor a rögzített ponton mért áramlási sebesség a térfogatárammal arányos.

14.2.1. A köbözés

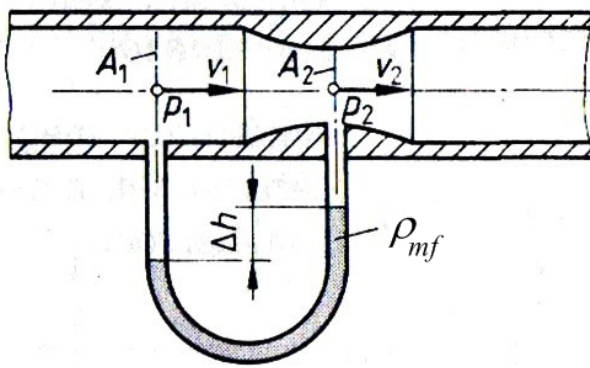
A köbözés a folyadékot szállító nyitott rendszerek esetén a legegyszerűbb, és pontos módszer a közezáram meghatározására.

A csővezetékben áramló folyadékot egy olyan tartályba vezetik, amely alkalmas a beömlő köze mennyiségének meghatározására súlyméréssel, vagy - ismert A keresztmetszet esetén - Δh szintváltozás mérésével. Az adott mennyiség beömlése közben eltelt Δt időt külön kell mérni, és a mért értékek hányadosaként a térfogatáramot meghatározni:

$$q_v \equiv Q = \frac{A \cdot \Delta h}{\Delta t}.$$

14.2.2. Venturi-cső

A Venturi-csővet áramlási sebességek méréséhez használják, és lehetőséget biztosít a térfogatáram meghatározására is. Zárt csővezetékbe épített konfúzorból és diffúzorból áll, melyek között rövid, állandó keresztmetszetű szakasz van. Az elrendezés a konfúzor előtti és utáni nyomás különbségének mérésére alkalmas úgy, hogy a megcsapolásokat egy U csöves manométerhez csatlakoztatjuk.



123. ábra
Venturi-cső

Mivel az 1 és 2 pontok geometriai magassága megegyezik, így ezek a tagok a csőre felírt Bernoulli-egyenletről elhagyhatók:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

⇓

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2)$$

Ha a manométerben ρ_{mf} sűrűségű mérőfolyadék van, akkor a manométer legalsó közegváltási szintjére felírt egyensúlyi egyenlete:

$$p_1 + \Delta h \cdot \rho \cdot g = p_2 + \Delta h \cdot \rho_{mf} \cdot g$$

⇓

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \Delta h \cdot g \cdot (\rho - \rho_{mf})$$

Mivel a kontinuitás törvénye miatt

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2,$$

így a három egyenletről a folyadékáram már kiszámítható:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta h \cdot \left(\frac{\rho_{mf}}{\rho} - 1\right)}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}}$$

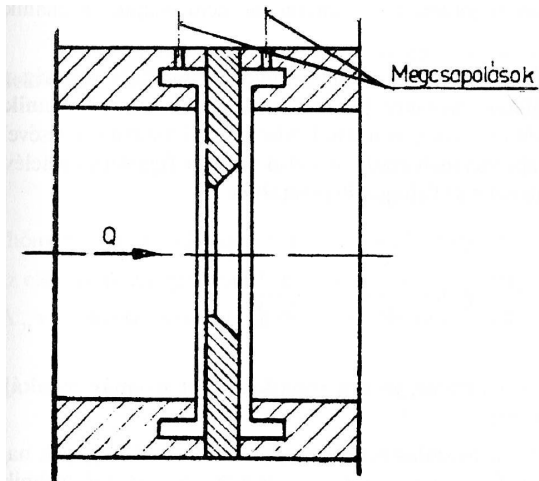
⇓

$$q_V \equiv Q = A_1 \cdot v_1 = A_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta h \cdot \left(\frac{\rho_{mf}}{\rho} - 1\right)}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}}$$

Levezetésünkben a keresztmetszetet módosító elemek veszteségeit elhanyagoltuk. A pontos mérés érdekében a Venturi-csövet kalibrálni kell.

14.2.3. Mérőperem

A Venturi-cső elvén működő szabványosított mérőeszköz a mérőperem.



124. ábra
Mérőperem

Előnye a Venturi-csővel szemben, hogy a megcsapolások nem az örvénylő zónába nyúlnak, így ingadozásoktól mentes értékeket mérhetünk vele.

Irodalomjegyzék

Könyvek:

1. Kovács Attila: Általános géptan (egyetemi tankönyv, Műegyetemi Kiadó, 1999., ISBN 963 420 609 3)
2. Steger – Sieghart – Glauning: Szilárdságtan, kinematika, kinetika, hidromechanika (B+V Lap- és Könyvkiadó, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1994., ISBN 963 7746 10 2)
3. Dr. Horváth Károly – Dr. Simonyi Alfréd – Dr. Zobory István: Mérnöki fizika (jegyzet, Műegyetemi Kiadó, 1995.)
4. Csizmadia Ferenc: Géptan (Tankönyvmester Kiadó, Budapest, 2005., ISBN 9639460 85 0)
5. Holics László: Fizika összefoglaló (kézikönyv, Typotex Kiadó, Budapest, 2010., ISBN 978 963 279 080 0)
6. N. Bronstejn – K. A. Szemengyajev – D. Musiol – H. Mühling: Matematika kézikönyv (Typotex Kiadó, Budapest, 2006., ISBN 963 9326 53 4)
7. Szücs Ervin: Hasonlóság és modell (Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972., ETO 53.072, 530.17, 62.001.57)
8. Pattantyús Ábrahám Géza: A gépek üzemtana (Tankönyvkiadó, Budapest, 1950.)
9. Csengeri Pintér Péter: Mennyiségek, mértékegységek (Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1987.)

Kiadványok:

10. Villamos hajtások 2002-2003 (Invest-Marketing Bt. 2003. május) ISSN:1416-2296

Weboldalak:

11. http://wiki.git.bme.hu/images/8/89/Ellen%C5%91rz%C5%91_k%C3%A9rd%C3%A9sek_leng%C3%A9stanb%C3%B3l.pdf
12. http://wiki.git.bme.hu/images/4/4b/Ellen%C5%91rz%C5%91_k%C3%A9rd%C3%A9sek_Kinematika_%C3%A9s_dinamik%C3%A1b%C3%B3l.pdf
13. <http://www.noise.physx.u-szeged.hu/Education/ELabor/IIILab/ASI.pdf>
14. http://net.jogtar.hu/jr/gen/hjegy_doc.cgi?docid=99100045.TV (1991. évi XLV. Törvény – a mérésügyről)
15. <http://elfiz2.kee.hu/jegyzet/mechanika/newton.html>
16. http://www.aht.uni-miskolc.hu/wp-content/uploads/2010/12/ATG_EMG_Eloadasvazlat_2011_01_13.pdf
17. <http://www.railveh.bme.hu/targyak/jegyzet/Jarmudin-Hajt-2.pdf>
18. <http://siva.banki.hu/jegyzetek/Logisztika/Ipari%20folyamatok/KIVONAT%20az%20anyagmozgat%C3%B3%20g%C3%A9pek%C5%91/Szallitoberendezesek.pdf>
19. http://siva.banki.hu/jegyzetek/Ho_es_aramlastechnika_II/vizsziv.pdf
20. <http://www.vet.bme.hu/okt/val/nt/minen/tananyag/Terhelesszamitas.pdf>
21. www.adocsokkentes.com/fedpont.doc
22. www.conrad.hu
23. www.galath.hu
24. http://e-oktat.pmmf.hu/webgui/www/uploads/images/1745/MAJF_2_EA_SCHIFFER.pdf
25. <http://www.tesla.hu/varanyi/nyomatek.htm>
26. http://www.dp-automotive.hu/dpa_teljesitmeny_1.html

27. <http://www.railveh.bme.hu/targyak/ajg/AJG-labor.pdf>
28. http://www.nyme.hu/uploads/media/Hajdu_E_Mechanika_I_01.pdf
29. <http://www.dgf.hu/mechanika1-statika.pdf>
30. muabra.sze.hu/segedletek/nappali.../TENGYLYKAPCSOLOK.ppt