



NYÍREGYHÁZI
EGYETEM

EFOP-3.5.1-16-2017-00017

**„NYE-DUÁL- Új utakon a duális felsőoktatással a Nyíregyházi Egyetemen,
az Északkelet-Magyarországi térség felemelkedéséért”**

GÉPTAN

2019.



Készült az EFOP-3.5.1-16-2017-00017 pályázat támogatásával.

Szerzők: Dr. Sikolya László főiskolai tanár

Dr. Páy Gábor főiskolai tanár

Lektor: Bódi Gabriella

műszaki oktató

Tartalomjegyzék

Előszó.....	5
1. ALAPOZÓ FOGALMAK	6
1.1. Mennyiségek, mértékegységek	6
1.2. A haladó- és a forgó mozgás	6
1.3. A mechanikai munka és teljesítmény	7
1.4. A forgómozgás munka - és teljesítményviszonyai	8
1.5. A test energiája.....	8
1.6. A tehetetlenségi nyomaték	10
1.7. A redukált tehetetlenségi nyomaték	11
1.8. A tehetetlenségi nyomaték hatása a gyorsulásra és a mozgatóerőre	12
1.9. Forgó kerék felgyorsításának folyamata	17
1.10. A tehetetlenségi nyomaték mérése	18
1.11. A járókerék szlipje	20
1.12. Az önzárás fogalma, a súrlódás hatása a mozgatóerőre	21
1.13. Vontatás vízszintesen és lejtőn.....	25
1.14. Az ék erőhatásai	30
1.15. A koriolisz erő.....	33
1.16. A sugárirányú sebesség (w) alakulása a szórótárcsán	35
2. NÉHÁNY FONTOSABB ELEMZÉS GÉPEK MECHANIKAI VIZSGÁLATÁHOZ.....	37
2.1. Gépek tömegközéppontjának meghatározása.....	37
2.2. Cséplődob gyorsító munkája és behúzó ereje	39
2.3. A paralellogrammás felfüggesztés és hajtás.....	41
2.4. A hárompont felfüggesztés mechanikája.....	45
2.5. A kardánhajtás elméleti összefüggései.....	46
2.6. Kaszahajtó szerkezetek kinematikai elemzése	51
2.7. A lendítőkerék szerepe és méretezésének elve.....	58
2.8. Bolygókerékes hajtóművek áttétele.....	66
2.9. Tengelyek kritikus fordulatszáma	68
2.10. A triórral kapcsolatos mechanikai problémák.....	70
3. ÁRAMLÁSSAL KAPCSOLATOS FOGALMAK ÉS ELEMZÉSEK	74
3.1. A Bernoulli- egyenlet és alkalmazása	74
3.2. Kifolyás nyitott és nyomás alatti zárt tartályból.....	76
3.3. Áramlási veszteségek csővezetékben	78
3.4. Az áramlás fenntartásának teljesítményigénye	81
3.5. Impulzus, mozgásmennyiség, anyagáram	82
3.6. A levegő tolóereje	85
3.7. Az eldobott szemcse mozgása.....	87
3.8. Anyagáram iránytörésekor fellépő erők	89
3.9. Permetcseppek ülepedése és elsodródása.....	92
4. ENERGIÁVAL KAPCSOLATOS FOGALMAK, HASZNOSULÁSI FOLYAMAT ÉS GÉPEI	95
4.1. Az energia és az energiahordozók.....	95

4.2. Energiaátalakítók.....	99
4.2.1. Belsőégésű motorok	99
4.2.2. Villamos gépek.....	113
4.2.3. Hidraulikus energiaátalakítók.....	128
4.3. Energiatovábbító berendezések (közlőművek).....	139
4.3.1. Mechanikus energiaátviteli rendszerek	139
4.3.2. Elektromos energiaátviteli rendszerek	145
4.3.3. Hidraulikus- és pneumatikus energiaátviteli rendszerek	150
4.4. Energiafelhasználók (munkagépek)	154
4.4.1. Anyagmozgatás gépei	155
4.4.2. Szántóföldi mezőgazdasági munkagépek.....	155
5. GYAKORLÓ FELADATOK ÉS MEGOLDÁSOK	164
IRODALOMJEGYZÉK.....	211

Előszó

A **Géptan** c. tárgynak fontos szerepe van a képzésben. Fontos azért, mert a középiskolában ill. a főiskolai alaptárgyakban tanult elméleti ismeretek mérnöki alkalmazását kívánja bemutatni példákon keresztül.

Egyes alkalmazási példáinknál feltételezzük a gép, illetve géprész felépítésének és működésének, valamint a géprészek elnevezésének ismeretét. Ezeket itt helyszűke miatt nem tudjuk leírni, de az órákon szemléltető eszközök bemutatásával ismertetjük.

A megírásnál fő szempont volt, hogy a hallgatóság a fizika tárgy alaptételeinek a felelevenítésével megismerje a gépekben lejátszódó folyamatok leírásának és követésének elméleti módszereit és képes legyen a gépek ill. géprészek terhelésének az elemzésére, valamint az üzemeltetéssel kapcsolatos számítások elvégzésére.

Elsősorban a mozgások és az erőhatások vizsgálatára szorítkozunk.

Az általános összefüggések levezetését elsősorban az alapos megismerés céljából részletezzük, de azért is, hogy ezek ismeretében a számításokat meggyorsító és a tanulást is elősegítő számítógépes programokat és grafikákat tudjunk készíteni.

Nem volt szándékunk a hőtani és a fénytani jelenségek vizsgálata, ezért ezek nem szerepelnek az anyagban. A jegyzet tehát a fizika fontosabb tételeinek szemelvényyszerű gyakorlati alkalmazása. Felhívjuk a figyelmet a geometriai ismeretek fontosságára, ami elősegítheti egyes műszaki problémák megértését, megoldását és hosszabb távra szóló emlékezetben tartását.

Nagyon fontos, hogy az elméleti anyagokat alaposan megtanuljuk és példákon keresztül begyakoroljuk, mert így később lesz mire visszaemlékezni. A számpéldák megoldása kifejleszti az arányérzéklet és a becslőképességet.

Számításaink megbízhatóak, pontosak és áttekinthetőek legyenek.

Tartsuk mindig szem előtt **Pattantyús Á. Géza műegyetemi tanár** híres mondását, mely szerint a tudatlansággal rendszerint együttjáró merészség a technika legnagyobb ellensége.

Nyíregyháza, 2019.

Dr. Sikolya László

főiskolai tanár

1. ALAPOZÓ FOGALMAK

1.1. Mennyiségek, mértékegységek

A mennyiséget a mértékszám és a mértékegység szorzata adja:

$$\text{Mennyiség} = \text{Mértékszám} \cdot \text{Mértékegység}$$

Ha pl. egy test tömege 5 kg, akkor itt az 5 a mértékszám és a kg a mértékegység.

Hazánkban az SI mértékrendszert 1976-ban vezették be. Jelöléseinek használata kötelező. Az SI a Systéme International d'Unités rövidítése.

Az SI rendszer hét alapmennyiségből és két kiegészítő mennyiségből áll.

<u>Alapmennyiségek</u>	<u>Mértékegysége</u>	<u>Jele</u>
Hosszúság	méter	m
Tömeg	kilogramm	kg
Idő	másodperc	s
Elektr.áramerősség	amper	A
Hőmérséklet	kelvin	K
Fényerősség	kandela	cd
Anyagmennyiség	mol	mol
<u>Kiegészítő mennyiségek</u>		
Síkszög, szög	radián	rad
Térszög	szteradián	sr

A származtatott mennyiségeket az alapmennyiségek megfelelő szorzatai, hányadosai hatványai adják.

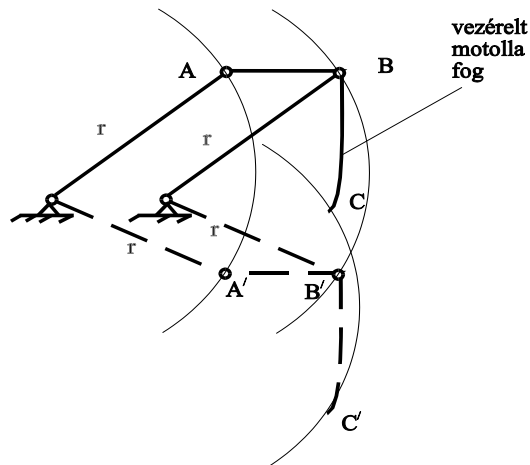
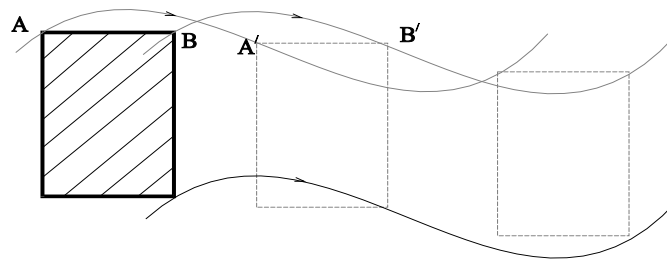
A származtatott mechanikai mértékegységek kifejezéséhez csupán három alaplómértékegység, a méter (m), a kilogramm (kg), a másodperc (s), továbbá egy kiegészítő egység a szög (rad) szükséges.

A származtatott mértékegységek az írásbeli egyszerűsítés kedvéért külön jelet kapnak, pl.

Az erő egysége	N (Newton)	kgm/s^2
A munka egysége	J (Joule)	$\text{Nm} = \text{Ws}$
A teljesítmény egysége	W (Watt)	$\text{J/s} = \text{Nm/s}$
A nyomás egysége	Pa(Pascal)	$\text{Pa} = \text{N/m}^2$

1.2. A haladó- és a forgó mozgás

Vegyünk egy síkidomot, pl.egy téglalapot és azt állítsuk függőleges helyzetbe. Ezután a téglalapot önmagával párhuzamosan tartva - tehát forgatás nélkül - mozdítsuk el valamilyen vonalon(**1.1. ábra**). A téglalap a vonal mentén haladó mozgást végez.



1.1. ábra

Haladó mozgásnál a test minden pontja azonos, párhuzamos pályát ír le. Ezek a párhuzamos pályák egybetolhatóak (kongruensek). Ez egyszerűsíti a test mozgásának vizsgálatát, mert bármely pont elemzésénél ugyanazt a pályát kell vizsgálni.

Haladó mozgást végezhet a test egyenes vonalon, vagy bármilyen görbe vonal mentén. A kombájn motollájának vezérelt foga pl. körpályán végez haladó mozgást, ha a kombájn álló helyzetében forog a motolla, de hurkolt cikloispályán végez haladó mozgást, amikor a kombájn halad.

Forgó mozgást akkor végez a test, ha pontjai egy álló pont körül koncentrikus köröket írnak le. Az álló pont a forgás középpontja bárhol lehet. Elemi haladó- és forgómozgásokkal bármilyen összetett mozgás leírható.

1.3. A mechanikai munka és teljesítmény

Mechanikai munkavégzés akkor van, ha az erő egy meghatározott úton mozog. Az erő egyenesen, vagy bármilyen görbe vonalon - így körön is - mozoghat.

A munka kifejezése:

$$W = F \cdot s$$

Az erő jele **F**, mértékegysége **N** (newton), 1 newton = 1kgm/s²

Az út jele **s**, mértékegysége **m** (méter).

A munka jele **W**, mértékegysége **J** (Joule).

$$1 \text{ J} = 1 \text{ Nm (newtonméter)} = 1 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$$

Ha az erő és az út α szöget zárnak be, akkor a vetületek szorzatával kell kiszámítani a munkát:

$$W = s \cdot F \cdot \cos\alpha$$

Ez azt jelenti, hogy az erőnek az út irányába eső vetületét szorozzuk az úttal, de ugyanazt az eredményt kapjuk, ha az útnak az erő irányába eső vetületét szorozzuk az erővel.

$$W = F \cdot s \cdot \cos\alpha$$

Az erő teljesítménye az időegység alatt végzett munka.

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot s}{t} = F \cdot v$$

A teljesítmény jele **P**, mértékegysége **W** (Watt). Az erő (F), az út (s), a munka (W), a teljesítmény (P) betűjeleit leírásokban, vagy példák kidolgozásánál lehetőleg hagyjuk meg, de szükség esetén természetesen más betűket is használhatunk ezek jelzésére. A mértékegységek jelzését azonban nem szabad megváltoztatni.

1.4. A forgómozgás munka - és teljesítményviszonyai

Ha az erő egy **O** pont körül **r** karra merőlegesen forgó mozgást végez, akkor **t** idő alatt egy **r** sugarú körön $S = r \cdot \varphi$ utat, azaz körívet tesz meg.

Ebben az esetben az erő és az általa kifejtett nyomaték munkája:

$$W = F \cdot s = F \cdot r \cdot \varphi = M \cdot \varphi$$

Itt $M = F \cdot r$ az erő forgatónyomatéka. Az egyenlőségből látható, hogy az erő munkája azonos az általa kifejtett nyomaték munkájával.

A nyomaték teljesítménye:

$$P = W/t = M \cdot \varphi/t = M \cdot \omega$$

ahol ω a forgómozgás szögsebessége. Mértékegysége 1/s.

1.5. A test energiája

A test energiája alatt a benne rejlő munkavégzőképességet értjük. Testeknél helyzeti és mozgási energiáról lehet szó. A felemelt testnek helyzeti energiája, a mozgó testnek mozgási energiája van.

Az energia nagyságát a munkavégző képességgel mérjük.

A helyzeti energia

Ha egy **m** tömegű ($G = m \cdot g$ súlyú) testet **h** magasságra felemelünk, akkor a nehézségi erővel szemben munkát végzünk.

A test helyzeti energiája az emelési munkával egyenlő:

$$E = m \cdot g \cdot h = G \cdot h$$

Nemcsak a felemelt testnek van helyzeti energiája, hanem a felhúzott rugónak, az összenyomott levegőnek, gőznek is.

A mozgási energia

A mozgási energia a test mozgásából eredő munkavégzőképesség. Nézzük meg, hogy mennyi a gyorsítóerő munkája, ha az a testet álló helyzetből v sebességre gyorsítja fel.

A gyorsítási munka:

$$W = F \cdot s = m \cdot a \cdot s$$

Egyenletes gyorsítás esetén :

$$a = \frac{v}{t} \quad \text{és} \quad s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = \frac{v}{2} \cdot t$$

Ezekkel a gyorsítási munka:

$$W = m \cdot \frac{v}{t} \cdot \frac{v}{2} \cdot t = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

Ez a gyorsító munka a mozgási energia mértéke.

$$E_m = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

A forgó test energiája

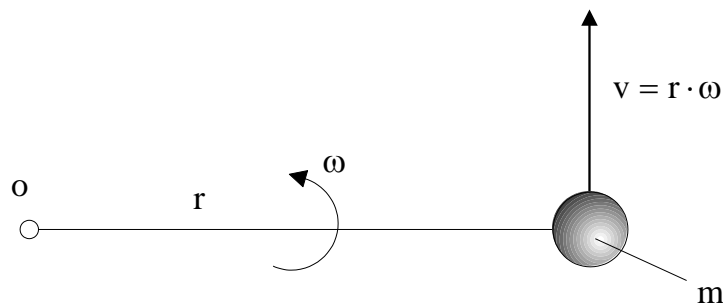
Tegyük fel, hogy m tömegpont r sugáron O pont által jelzett forgástengely körül ω szögsebességgel forog (1.2 ábra) Kerületi sebessége:

$$v = r \cdot \omega$$

Mozgási energiája:

$$E_m = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{m \cdot r^2 \cdot \omega^2}{2} = \frac{\Theta \cdot \omega^2}{2}$$

ahol $\Theta = m \cdot r^2$ az m tömegpontnak a forgástengelyre vonatkoztatott tehetetlenségi nyomatéka.



1.2. ábra

A tehetetlenségi nyomaték mértékegysége : $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

1.6. A tehetetlenségi nyomaték

A merev test m_1, m_2, m_3 stb. tömegpontok összességéként fogható fel. Forgáskor ezek a tömegpontok r_1, r_2, r_3 , stb. sugáron forognak az **O** forgástengely körül (1.3.ábra).

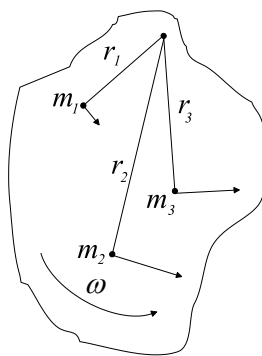
A tömegpontok mozgási energiájának összege:

$$E_m = \sum \frac{1}{2} m_i \cdot r_i^2 \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \Theta \cdot \omega^2$$

Itt Θ az m_i tömegpontok összességéből álló merev testnek az **O** forgástengelyre vonatkoztatott tehetetlenségi nyomatéka.

Általános esetben:

$$\Theta = \sum m_i r_i^2$$



1.3. ábra

A tehetetlenségi nyomatékot nemcsak a test tömege, hanem tömegeloszlása és a forgástengely helye együttesen befolyásolják.

Pl. motorok, szénaprések lendítőkerekeinél, szíjtárcsáknál, centrifugálszivattyúk, ventilátorok lapátkerekeinél, villanymotorok forgórészeinél különösen fontos a tehetetlenségi nyomaték ismerete.

A tehetetlenségi nyomatékot a következő általános formában jelölik:

$$\Theta = \lambda \cdot m \cdot r^2$$

Itt m a forgórész tömege, r a sugara, λ pedig a forgórész alaki tényezője, ami a tengely körüli tömegeloszlásra jellemző szám. Egy adott tömegű keréknél minél nagyobb a kerék koszorú súlya, annál nagyobb a λ értéke. Tömör tárcsánál λ értéke $1/2$, nagy koszorú súlyú lendkeréknél pl $0,8 \dots 0,9$ is lehet.

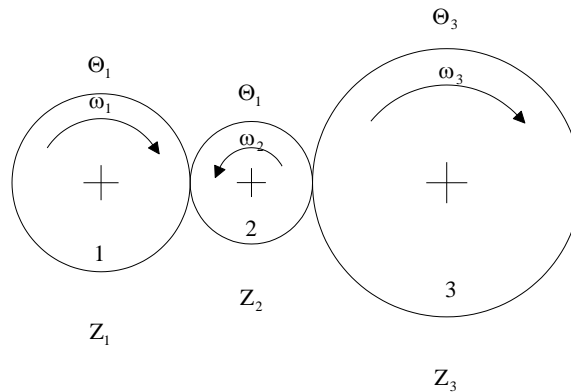
Néhány szabályos test tehetetlenségi nyomatéka:

tömör körtárcsa	$1/2 \cdot m \cdot R^2$
körgyűrű(cső)	$1/2 \cdot m \cdot (R^2 + r^2)$
gömb	$2/3 \cdot m \cdot R^2$
vékony rúd	$1/12 \cdot m \cdot l^2$
(középen forgatva)	
vékony rúd	$1/3 \cdot m \cdot l^2$
(végén forgatva)	

1.7. A redukált tehetetlenségi nyomaték

Több forgó tömeg összekapcsolása esetén van szükség a redukált tehetetlenségi nyomatékra. Ilyenkor az egyes tengelyekre eső tehetetlenségi nyomatékokat az egyik tengelyre (rendszerint a hajtóra) redukáljuk és úgy tekintjük a rendszert mintha az összes tömeg ekörül a tengely körül forogna (1.4. ábra).

A gépekben általában több forgó tömeg van összekapcsolva. Ezek gyorsításához szükséges nyomaték ill. teljesítmény kiszámításához szükség van a redukált tehetetlenségi nyomatékra.



1.4. ábra

Az ábrán látható forgó tömegek együttes mozgási energiája:

$$E_m = \frac{1}{2} \cdot [\Theta_1 \cdot \omega_1^2 + \Theta_2 \cdot \omega_2^2 + \Theta_3 \cdot \omega_3^2]$$

Az áttételek ismeretében felírható:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot i_{1-2} \quad \text{és} \quad \omega_3 = \omega_1 \cdot i_{1-3}$$

Ezeket behelyettesítve és rendezve a mozgási energia:

$$E_m = \frac{1}{2} \cdot \omega_1^2 \cdot [\Theta_1 + \Theta_2 \cdot i_{2-1}^2 + \Theta_3 \cdot i_{1-3}^2]$$

$$E_m = \frac{1}{2} \cdot \omega_1^2 \cdot \Theta_R$$

ahol Θ_R a három kerékből álló rendszernek az 1 kerék tengelyére vett, azaz az 1 kerék tengelyére redukált tehetetlenségi nyomatéka:

$$\Theta_R = \Theta_1 + \Theta_2 \cdot i_{1-2}^2 + \Theta_3 \cdot i_{1-3}^2 \quad / 1 /$$

A három kerék az 1 tengelyen, Θ_R tehetetlenségi nyomatékú kerékkal helyettesíthető.

1.8. A tehetetlenségi nyomaték hatása a gyorsulásra és a mozgatóerőre

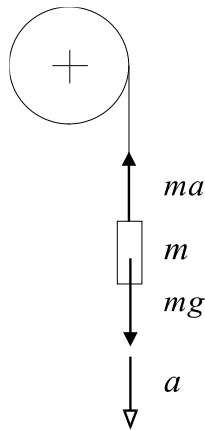
Itt abból indulunk ki, hogy a gyorsuló test, vagy a több testből álló rendszer dinamikai egyensúlyban van. A testre ható erők összege zérus. Jól áttekinthető az egyenlőség, ha a gyorsulást elősegítő, aktív gyorsító erőket az egyenlet bal oldalára, a gyorsulást csökkentő, passzív erőket pedig az egyenlet jobb oldalára írjuk. Az egyes erők az egyenlet mindkét oldalán pozitív $/+ /$ előjellel szerepelnek. A gyorsulást csökkentő erők lehetnek pl. a tehetetlenségi (inercia) erő, továbbá a tárcsa tehetetlenségi nyomatéka miatt előálló kerületi erő, súrlódó erők stb.

A jobb megértéshez nézzük a következő eseteket:

a) eset (1.5.a ábra)

A tárcsa tehetetlenségi nyomatékát nem vesszük figyelembe

Ha a tárcsa tömegét és az egyéb járulékos ellenállásokat elhanyagoljuk, akkor úgy kezelhetjük az m tömeget, mintha szabadon esne.



1.5.a ábra

Szabadesésnél a test gyorsulása $a = g$ és a sebessége $v = g \cdot t$ összefüggés szerint alakul. Az erők egyensúlyát kifejező egyenlőség:

$$m \cdot g = m \cdot a$$

Innen a test gyorsulása:

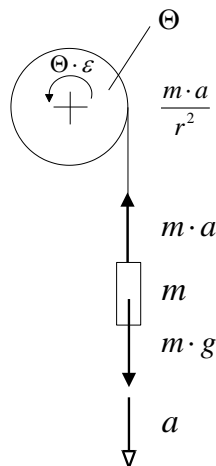
$$a = g$$

b) eset (1.5.b ábra)

A tárcsa tehetetlenségét is figyelembe vesszük

Ha a tárcsa tömegét is figyelembe vesszük akkor a súlyerőnek nem csak saját magát, hanem a tárcsát is fel kell gyorsítania.

Példánkban nem vesszük figyelembe a tárcsa tengelyének súrlódását és az egyéb járulékos ellenállásokat, mint pl. a légellenállás, a kötéł hajlítását, csapsúrlódás stb.



1.5.b. ábra

A tárcsa gyorsításhoz szükséges nyomaték:

$$M = \Theta \cdot \varepsilon \quad / 2 /$$

Az ehhez szükséges kerületi erő:

$$F_k = \frac{M}{r} = \frac{\Theta \cdot \varepsilon}{r}$$

Az az aktív és a passzív erők egyenlősége:

$$m \cdot g = m \cdot a + \frac{\Theta \cdot \varepsilon}{r}$$

A test lefelé mutató gyorsulása \mathbf{a} , a tárcsánál kerületi (tangenciális) gyorsulásnak tekinthető. A tárcsa szöggyorsulásának értéke:

$$\varepsilon = \frac{a}{r}$$

Behelyettesítve ε kifejezését az előző kifejezésbe

$$m \cdot g = m \cdot a + \frac{\Theta \cdot a}{r^2}$$

Rendezés után az \mathbf{m} tömegű test esési gyorsulása, figyelembe véve a tárcsa tehetetlenségi nyomatékát is:

$$a = g \cdot \frac{m}{m + \frac{\Theta}{r^2}} \quad / 3 /$$

A /3/ összefüggés szerint az esés gyorsulása kisebb mint szabadesésnél. Látható, hogy ha $\Theta = 0$, akkor $a = g$, tehát a test szabadeséssel mozog. Tegyük fel, hogy a tárcsa tömege azonos a függő m tömegével.

Tömör tárcsát feltételezve

$$\Theta = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

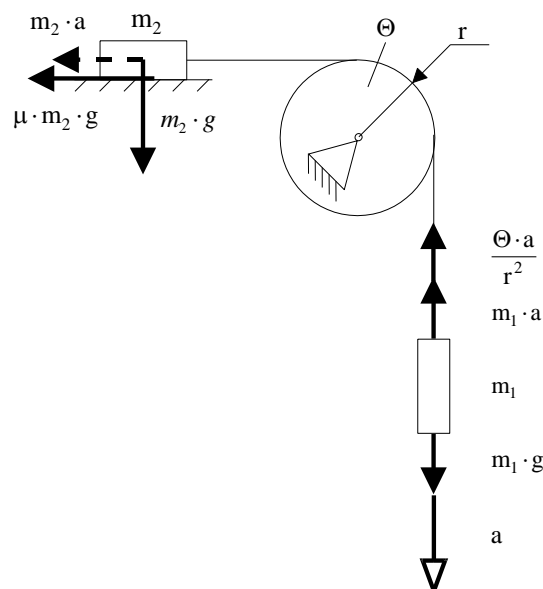
Behelyettesítés és rendezés után az eső test gyorsulása:

$$a = g \cdot \frac{m}{\left(m + \frac{m}{2}\right)} = \frac{2}{3} \cdot g$$

c) eset (1.5.c ábra)

Két test és tárcsa gyorsulása

A b) eset itt úgy módosul, hogy a függőlegesen eső test még vízszintesen is mozgat egy testet, amely a tárcsán átvetett zsinaghoz van kapcsolva. Itt több aleset lehetséges. Pl. van súrlódás, nincs súrlódás, figyelembe vesszük a tárcsa tömegét, vagy nem.



1.5.c ábra

Valamennyi kidolgozására itt nincs lehetőség, ezért csak azt az esetet vizsgáljuk, amikor van súrlódás és figyelembe vesszük a tárcsa tömegét is.

Ebben az esetben az aktív és a passzív erők egyenlőségét kifejező egyenlet:

$$m_1 \cdot g = m_1 \cdot a + m_2 \cdot a + \mu \cdot m_2 \cdot g + \frac{\Theta \cdot a}{r^2}$$

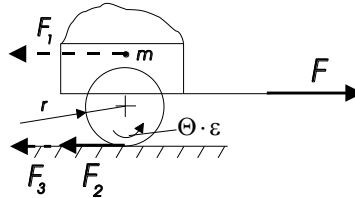
Ebből a keresett esési gyorsulás:

$$a = g \cdot \frac{m_1 - \mu \cdot m_2}{m_1 + m_2 + \frac{\Theta}{r^2}}$$

d) eset (1.5.d ábra)

Kocsi gyorsítva indítása

Vegyünk egy kétkerekű kocsit és azt álló helyzetből kezdjük el vontatni a gyorsulással. Tegyük fel hogy van gördülési ellenállás is. A csapágy súrlódást elhanyagoljuk, de figyelembe vesszük a kerekek tehetetlenségi nyomatékát.



$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

1.5.d ábra

A szükséges vonóerő:

$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

$F_1 = m \cdot a$	a kocsi tömegének a felgyorsításához szükséges erő.
$F_2 = \mu \cdot m \cdot g$	a gördülési ellenállás legyőzéséhez szükséges erő
$F_3 = \Theta \cdot a / r^2$	a kerekek forgásának gyorsításához szükséges erő

Ezeket behelyettesítve, a szükséges vonóerő:

$$F = m \cdot a + \mu \cdot m \cdot g + \Theta \cdot \frac{a}{r^2} \quad /5/$$

1.1. Példa

Gyorsulások számítása

Az 1.8 fejezet c) esethez kapcsolódó adatok:

$$m_1 = 2 \text{ kg}, m_2 = 3 \text{ kg}, \mu = 0 \text{ ill. } \mu = 0,2, \Theta = 0,2 \text{ kgm}^2, r = 0,15 \text{ m}$$

Kérdések:

Mennyi a gyorsulás ha

- $\mu = 0$ és $\Theta = 0$
- μ nem nulla, Θ nem nulla

c) $\mu = 0$ de Θ nem nulla

Megoldás:

Mindhárom esetben a / 4 / képletet használjuk:

$$a = g \cdot \frac{m_1 - \mu \cdot m_2}{m_1 + m_2 + \frac{\Theta}{r^2}}$$

a) $a = 9,81 \frac{2-0}{2+3+0} = 3,92 \text{ m/s}^2$

b) $a = 9,81 \frac{2-0,2}{2+3+\frac{0,2}{0,15^2}} = 0,98 \text{ m/s}^2$

c) $a = 9,81 \frac{2+0}{2+3+\frac{0,2}{0,15^2}} = 1,41 \text{ m/s}^2$

1.2. Példa

Gyorsítva indított kocsi vonóereje

A d) esethez kapcsolódó adatok a következők:

$m = 600 \text{ kg}$, $r = 0,5 \text{ m}$, $\Theta = 1,2 \text{ kgm}^2$, $\mu = 0,2$, $a = 3 \text{ m/s}^2$, lassításkor $a = -3 \text{ m/s}^2$

Kérdések:

a) Mekkora vonóerő szükséges gyorsításkor?

b) Mekkora tolóerőt fejt ki lassításkor a kocsi a vontató vonóhorgára?

Megoldás:

a) A gyorsításhoz szükséges vonóerő:

$$F = m \cdot a + \mu \cdot m \cdot g + \Theta \cdot \frac{a}{r^2}$$

$$F = 600 \cdot 3 + 0,2 \cdot 600 \cdot 9,81 + \frac{1,2 \cdot 3}{0,5^2} = 1800 + 1177,2 + 14,4 = 2991,6 \text{ N}$$

(%) $60,16 + 39,17 + 0,48 = 100$

b) A lassításkor fellépő tolóerő:

$$F = m \cdot a - \mu \cdot m \cdot g + \Theta \cdot \frac{a}{r^2}$$

$$F = 600 \cdot 3 - 0,2 \cdot 600 \cdot 9,81 + \frac{1,2 \cdot 3}{0,5^2} = 637,2 \text{ N}$$

1.9. Forgó kerék felgyorsításának folyamata

Vegyünk egy vízszintes tengelyen csapágyaiban szabadon elforgó kereket. Ezt kell egyenletesen, tehát állandó szögsebességgel, felgyorsítani ω_1 -ről ω_2 -re t_1 idő alatt.

A kerék tehetetlenségi nyomatéka Θ .

Elhanyagoljuk a csapágy súrlódást és egyéb járulékos ellenállásokat.

Kérdések:

a) Mekkora nyomaték kell a gyorsításhoz?

b) A nyomaték (M), a szögsebesség (ω), a teljesítmény (P) időbeni alakulása

Megoldás:

$$a) \quad \varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_1} \quad M = \Theta \varepsilon$$

b) A nyomaték M nem függ az időtől, a gyorsítás egész időtartama alatt állandó, ha ε is állandó. A szögsebesség ω egyenletesen nő. A gyorsításhoz szükséges teljesítmény alakulása:

$$P = M \cdot \omega$$

A teljesítmény az ω - nak megfelelően változik, mivel M állandó.

1.3. Példa

Forgó kerék felgyorsítása

Egy cséplődob tehetetlenségi nyomatéka: $\Theta = 5 \text{ kgm}^2$. A percnkénti fordulatszámot $t_1 = 5 \text{ s}$ alatt $n_1 = 0$ -ról $n_2 = 955$ -re növeljük.

Példánkban elhanyagoljuk az ellenállásokat (csapsúrlódás, légellenállás, ékszíjak hajlítgatása stb.). Az itt felvett adatok a kombájnnoknál gyakran előfordulnak, esetenként a gyorsítási idő még rövidebb is.

Kérdés:

a) Mekkora nyomaték kell a gyorsításhoz?

b) Ábrázoljuk az $M - \omega - P$ változását a gyorsítási szakaszban 0-6 s alatt!

Megoldás:

$$a) \quad \omega_1 = 0 \quad \omega_2 = \frac{2\pi \cdot n_2}{60} = \frac{n_2}{60} = \frac{n_2}{9,55} = \frac{955}{9,55} = 100 \text{ 1/s}$$

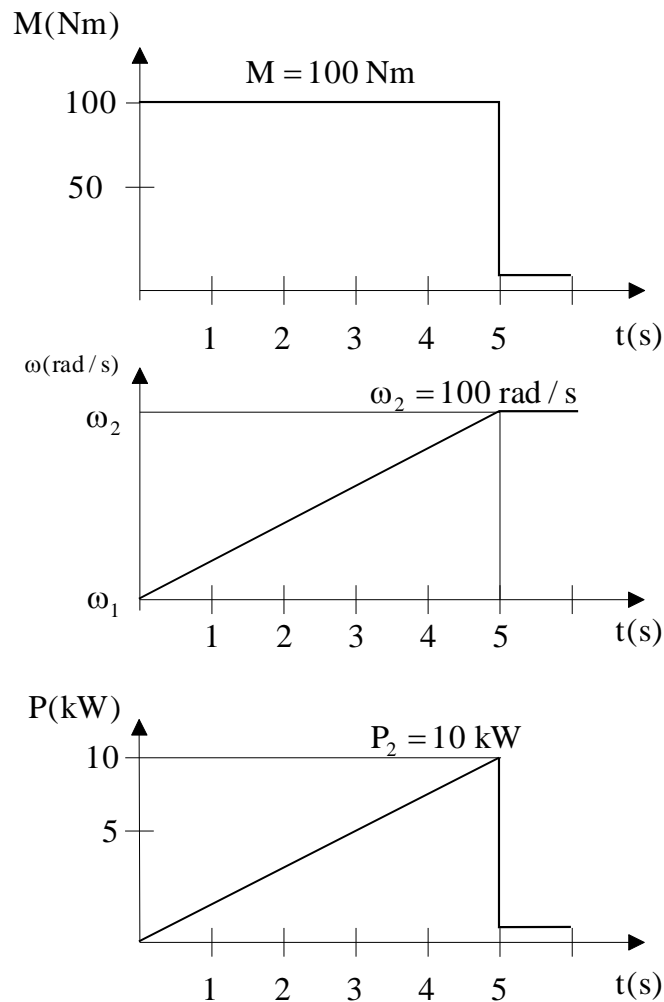
$$\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_1} = \frac{100 - 0}{5} = 20 \text{ 1/s}^2$$

$$M = \Theta \cdot \varepsilon = 5 \cdot 20 = 100 \text{ Nm}$$

$$P_2 = M \cdot \omega_2 = 100 \cdot 100 = 10000 \text{ W}$$

b) Lásd a **1.6. ábrát!**

A gyorsításhoz szükséges maximális teljesítmény a példa szerint $P = 10 \text{ kW}$. Ez nem elhanyagolható, ha figyelembe vesszük, hogy egy ekkora tehetetlenségi nyomatékú dobnak a teljesítményigénye pl. gabona aratásánál $40 - 60 \text{ kW}$. Ezért kerüljük a gázpedál nyomogatását és csak akkor gyorsítuk a dobot és egyéb rotorokat (pl. fűkasza rotorok, szecskázódob stb.), ha arra szükség van, különben fölöslegesen megnő az üzemanyag-fogyasztás és rongálódnak az ékszíjak és egyéb alkatrészek.



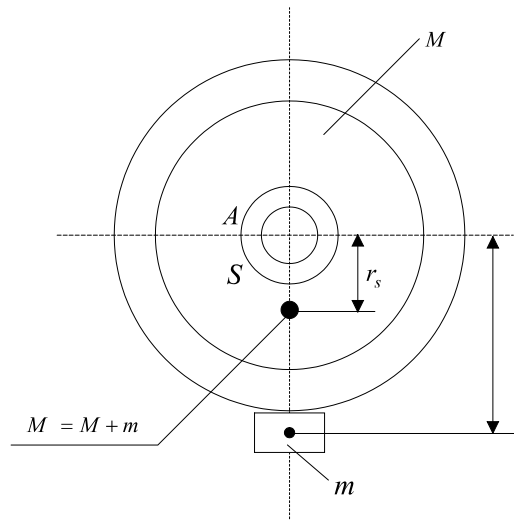
1.6. ábra

Az 5. s után a felgyorsított dob fordulaton tartásához az ellenállások elhanyagolása esetén elméletileg nem kell nyomaték ill. teljesítmény. Ha figyelembe vesszük az ellenállásokat is, akkor ezek legyőzéséhez M_s nyomaték ill. P_s teljesítmény szükséges.

1.10. A tehetetlenségi nyomaték mérése

Forgó géprészek - pl. villanymotor rotorja, ventilátor vagy centrifugálszivattyú lapátkereke - tehetetlenségi nyomatékát rendszerint szakkatalógusban adják meg. Ha valamely forgó géprészről nincs gyári adat, akkor a tehetetlenségi nyomatékot mérésel kell meghatározni.

A mérés lényege, hogy vízszintes helyzetben csapágyaira helyezett, **M** tömegű forgórészt, egy **m** tömegű pótsúly felerősítésével az **A** tengelypontban felfüggesztett, **S** súlypontú fizikai ingává alakítjuk át és mérjük a lengésidejét (1.7. ábra).



1.7. ábra

Lengéside alatt egy oda-vissza lengés ideje értendő.

A levezetés mellőzésével a tehetetlenségi nyomaték kiszámítására a következő kifejezést kapjuk:

$$\Theta = \left[\frac{T^2 \cdot g \cdot e}{4 \cdot \pi^2} - e^2 \right] \quad / 6/$$

ahol Θ_A a dobnek az A forgástengelyre vett tehetetlenségi nyomatékát jelenti.

A /6/ kifejezésben nem szerepel a nyomaték **M**, tehát a méréshez nem szükséges ismerni a dob tömegét. Bármekkora póttömeget is alkalmazunk, mindig ugyanazt a tehetetlenségi nyomaték értéket kapjuk. Az **m** póttömeg változtatásánál (ha ez szükséges), az **m** és az **e** összetartozó értékeit kell a /6/ kifejezésbe helyettesíteni. Az **m** változtatásával a lengéside **T** is változik.

1.4. Példa

Cséplődob tehetlenségi nyomatéka

Vízszintes helyzetű, szabadon elforgatható cséplődobra a tengelytől $e = 370$ mm távolságra, $m = 2$ kg pótsúlyt szereltek. A így előálló fizikai inga 45 s alatt 7-et lengett, így az átlagos lengéside $T = 6,42$ s.

A /6/ kifejezés felhasználásával a tehetlenségi nyomaték:

$$\theta_A = \left(\frac{T^2 \cdot g \cdot e}{4 \cdot \pi^2} - e^2 \right)$$

$$\theta_A = 2 \cdot \left(\frac{6,42^2 \cdot 9,81 \cdot 0,37}{4 \cdot \pi^2} - 0,37^2 \right) = 7,3 \text{ kgm}^2$$

1.11. A járókerék szlipje

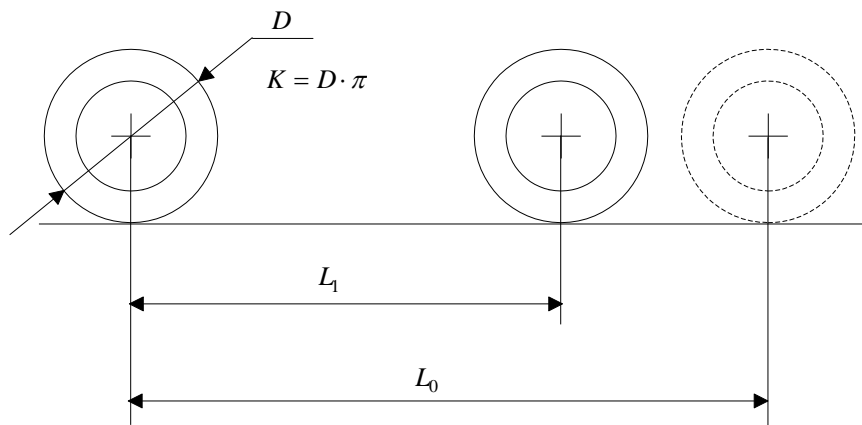
Ma a korszerű mérés technika révén a szlip mérésére olyan műszerek állnak rendelkezésre, amelyek mérik a szlip pillanatnyi értékét, az értékeket tárolják, majd számítógépen értékelik és grafikusán megjelenítik.

Ha nincs műszerünk a szlip mérésére, akkor a szlip mérés hagyományos ún. "gyalog"-módszere jó szolgálatot tesz. Ezt azért is célszerű megismerni, mert a műszer ellenőrzésénél is szükség lehet rá.

A talajon haladó keréknek szlipje van. Különbséget kell tenni a motorról hajtott kerék és a talajhajtású kerék között. Előbbi pl. egy traktor hajtott hátsó kereke, utóbbi lehet pl. egy vetőgép, vagy ültetőgép kereke, de talajhajtású a traktor szabadon futó első kereke is.

Vizsgáljuk egy traktor hajtott hátsó kerekét (**1.8. ábra**).

Azt kell megállapítani, hogy a traktornak vontatás közben mennyi a szlipje



1.8. ábra

Első teendő, hogy a traktor gumiján alul krétával egy jelet teszünk (I). A talajon is megjelöljük ezt a helyet (x). Ezután elindítjuk a traktort és megfigyeljük, hogy bizonyos **n** egész számú fordulat alatt mennyit haladt előre. Amikor a krétajel **n** fordulat után ismét alulra kerül, a talajra egy újabb jelet (x) teszünk. Jelöljük a traktornak a két jel között megtett útját L_1 -gyel. Ezután a kerék átmérőjével kiszámítjuk a kerületet és ezt beszorozzuk **n**-nel, a megtett fordulatok számával. Jelöljük az így kiszámított utat L_0 -val. A kerék **n** fordulat alatt ennyi utat tett volna meg, ha nincs szlip.

A szlip a mért utakkal kifejezhető:

$$s = \frac{L_0 - L_1}{L_0}$$

Mivel hajtott keréknél $L_0 > L_1$, tehát a számláló pozitív szám, ezért itt pozitív a szlip értéke. Ha az így kiszámított értéket 100-zal szorozzuk, akkor a szlip %-os értékét kapjuk.

Ugyanez értelemszerűen vonatkozik a talajhajtású kerékre is. Itt azonban az $L_0 < L_1$ azaz a kerék n fordulat alatt a számítottnál több utat tesz meg. Ilymódon a talajhajtású kerék szlipje negatív lesz. A szlipet a lehető legkisebb értéken kell tartani. Vetőgépnél különösen fontos, hogy a vetőgép hajtókerékének a szlipje állandó legyen, egyébként vele együtt változik a tőtáv is, ami miatt egyenlőtlen lenne a vetés. A traktorkerék szlipje elvileg nem befolyásolja a tőtávot, mivel a vetőtengelyt talajkerék hajtja, tehát szinkronhajtás valósul meg.

1.12. Az önzárás fogalma, a súrlódás hatása a mozgatóerőre

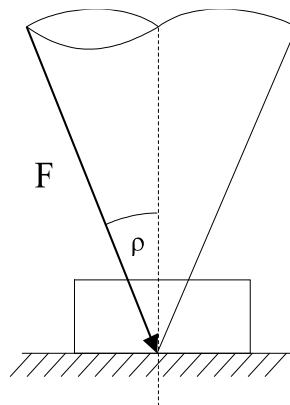
Önzárásról beszélünk, ha egy testre az erő a súrlódási kúpon belül hat. Ez számos esetben előfordul a gyakorlatban.

Nézzünk néhány fontosabb esetet (1.9 a - f ábrák):

a) Csúszó test vízszintes pályán (1.9.a ábra)

Legyen az erő bármilyen nagy, de ha a súrlódási kúpon belül, vagy határesetben a kúp palástján hat, akkor a testet nem tudja a lapon elmozdítani.

A súrlódási kúpot a súrlódási tényező ismeretében tudjuk megrajzolni u_i . $\mu = \operatorname{tg} \rho$ és ebből $\rho = \operatorname{arctg} \mu$. A súrlódási kúp fél csúcshöge a súrlódási szög.

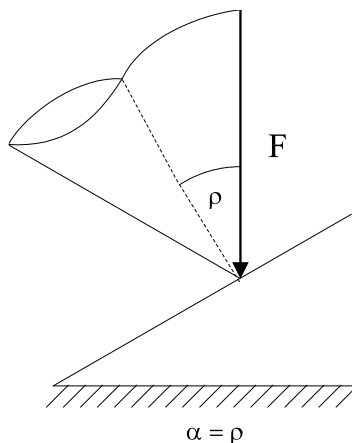


1.9.a. ábra

b) Önzáró lejtő (1.9.b ábra)

Helyezzünk egy testet sík lapra, majd fokozatosan emeljük meg a lap egyik oldalát. A test mindaddig nem csúszik le a lejtőn, amíg a súlyerő a súrlódási kúpon belül hat. Az elindulás határán mérhető lejtőszög egyenlő a súrlódási szöggel, azaz $\alpha = \rho$. Ennek a tangense a súrlódási tényező, tehát

$$\mu = \operatorname{tg} \rho$$

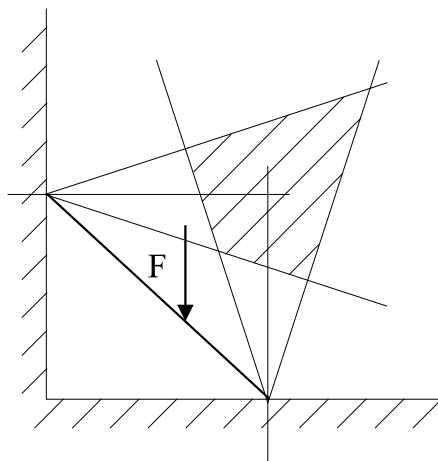


1.9.b ábra

Ez az eljárás alkalmas testek súrlódási tényezőjének a mérésére. Ha a test a lejtőn megindul, akkor már kisebb lejtőszögnél is csúszik lefelé. Ez a kisebb lejtőszög a mozgásbeli súrlódás szöge.

c) Sarokba támasztott létra (1.9.c ábra)

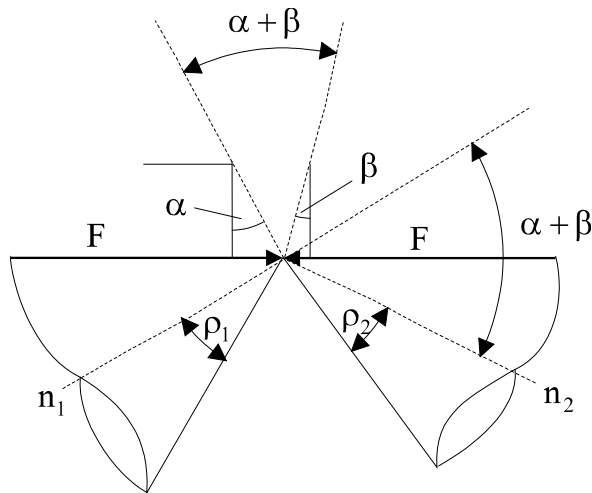
Tegyük fel, hogy a sarokba támasztott létrán egy ember mászik fölfelé. A létra mindaddig nem csúszik meg, amíg az ember súlyereje átmegy a súrlódási kúpok közös területén (sraffozott rész).



1.9.c ábra

d) Vágóélek záródása (1.9.d ábra)

Az ábrán alternáló kasza mozgópengéje (1) és állópengéje (2) látható. Az élek által bezárt szög $\gamma = \alpha + \beta$



1.9.d ábra

A vágóéleknek úgy kell működni, hogy a közrezárt anyag vágáskor ellentartás nélkül se csússzon előre az éleken. Ez az ábrán vázolt kasza vágószerkezetnél akkor áll elő, ha az 1 és a 2 pengeélek metszéspontjában lévő szálra ható F_1 , F_2 erők egyenlőek és egy egyenesbe esnek. Az 1.9.d ábra a határesetet szemlélteti.

$$(\alpha + \beta) \leq (\rho_1 + \rho_2)$$

Az élmenti elcsúszás nélküli vágás akkor van, ha $\alpha + \beta$ egyenlő, vagy kisebb mint $\rho_1 + \rho_2$.

Lemezollónál, vagy a közönséges szabóollónál, $\alpha = \beta$ és $\rho_1 = \rho_2$ tehát a fenti kifejezés a következőképpen módosul:

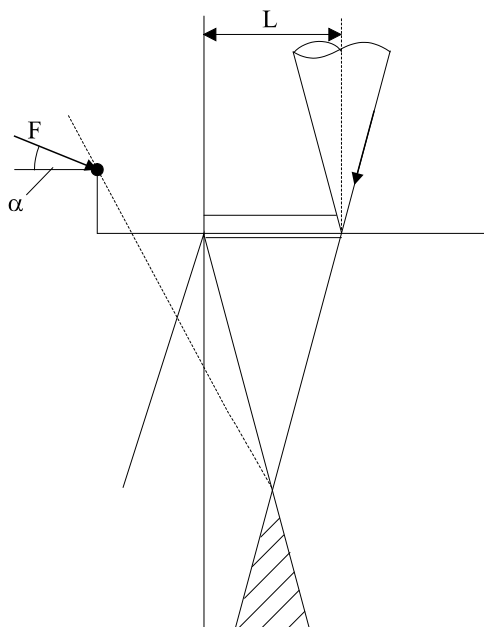
$$2\alpha \leq 2\rho \quad \text{azaz} \quad \gamma \leq 2\rho$$

ahol γ az olló élei által bezárt szög.

Ha tehát az élek által bezárt szög egyenlő, vagy kisebb, mint a súrlódási szög kétszerese, akkor az anyag vágáskor nem csúszik előre az élek között.

e) Kaszatolattyú önzárása (1.9.e ábra)

Az ábrán látható kaszatolattyú L hosszúságú vezetékben mozog. A súrlódási tényező $\mu = \operatorname{tg} \rho$.



1.9.e ábra

Az F erő a tolattyút csak akkor mozgíthatja el a vezetékben, ha az erő vonala nem megy át a súrlódási kúpok közös területén (a sraffozott rész), amint az az **1.9.e ábrán** is látható. Az F meghosszabbítása a K pont fölött halad. A pontozott vonal a határesetet jelzi. Az erő működés közben előforduló legnagyobb állásszögének ismeretében a minimális kasza-vezeték hossz meghatározható. Ennél rövidebb vezeték esetén a tolattyú már befeszülne.

f) Továbbító fogak (1.9.f ábra)

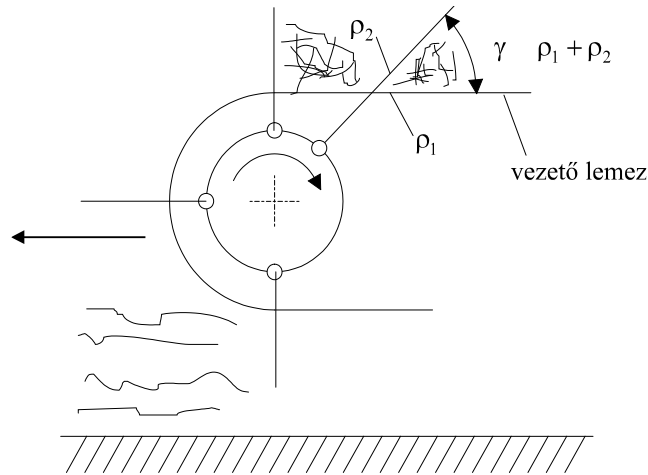
Az ábrán vázolt rendfelszedő fogak csak akkor tolják tovább az anyagot a vezetőlemezen, ha

$$\gamma > \rho_1 + \rho_2$$

ahol ρ_1 a fog, ρ_2 a vezetőlemez és a termény közötti súrlódás szöge.

A fogvezérlő szerkezetet úgy szerkesztik, hogy a fogak az alsó és a felső helyzet között kb. sugárirányban állnak. A szaggatott vonallal rajzolt helyzetben azonban a fogat már kissé vissza kell forgatni (szaggatott vonal), különben a γ szög nagyon kicsi lenne és a fog továbbítás helyett az anyagot rászorítaná a vezetőlemeze.

A fognak ezt a menet közbeni visszaforgatását a vezérpálya végzi. Utóbbi az ábrán nem tüntettük fel.



1.9.f. ábra

1.13. Vontatás vízszintesen és lejtőn

Mozgatás vízszintes síkon

Helyezzük a testet vízszintes lapra.(1.10. ábra). A test és a lap között súrlódás van. Vizsgáljuk meg, hogy mekkora erővel tudjuk a testet a lapon elcsúsztatni. Az összes lehetséges esetre választ kapunk az **d ábrán** megszerkesztett vektorháromszögekből. Az erő állhat szög alatt, vagy vízszintesen, lehet toló vagy húzóerő.

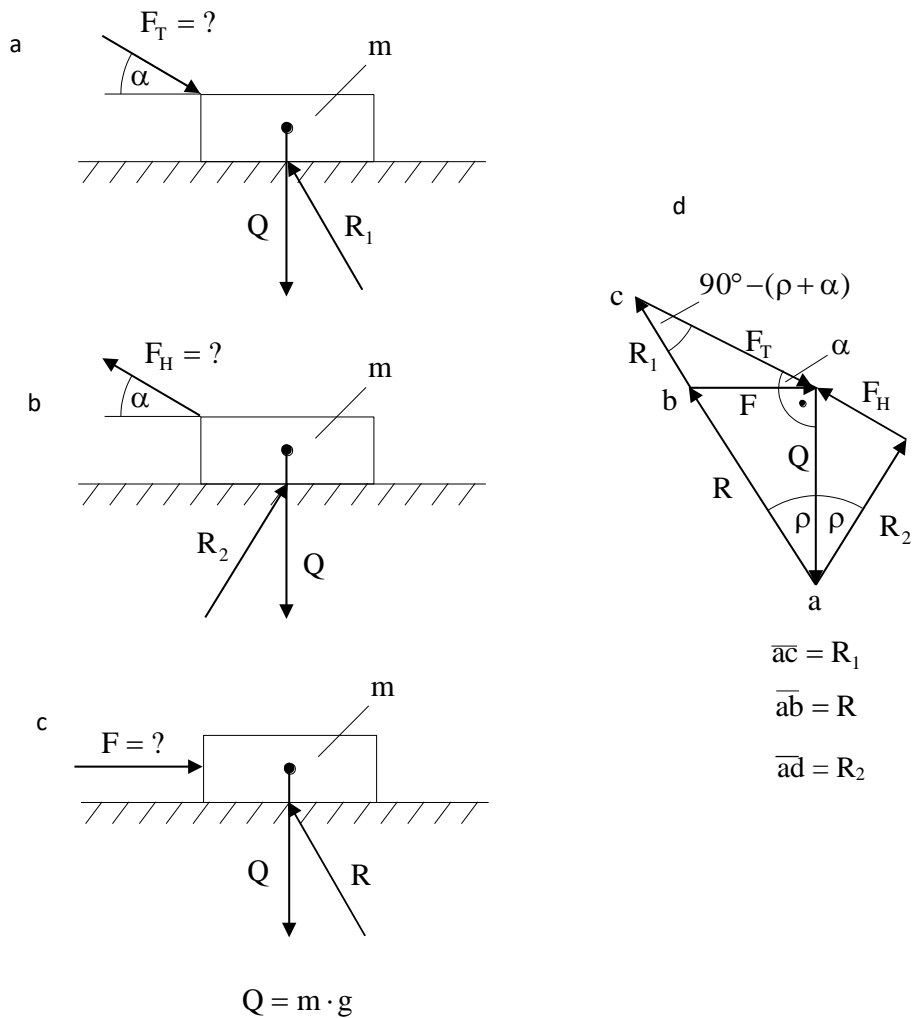
A tolóerő meghatározása:

A szinusztétel alapján a vektorháromszögből felírható (**a ábra**):

$$\frac{F_T}{Q} = \frac{\sin \rho}{\sin(90 - (\rho + \alpha))} = \frac{\sin \rho}{\cos(\rho + \alpha)}$$

Innen a tolóerő:

$$F_T = Q \frac{\sin \rho}{\cos(\rho + \alpha)} \quad /8/$$



1.10. ábra

Hasonló megfontolás alapján számítható a húzóerő is (**b. ábra**):

$$F_H = Q \frac{\sin \rho}{\cos(\rho - \alpha)} \quad /9/$$

A vízszintesirányú mozgatóerő (**c. ábra**):

$$F = Q \cdot \operatorname{tg} \cdot \rho \quad /10/$$

1.5. Példa

Toló- és húzóerő vízszintes síkon

A 1.10. ábrához kapcsolódó adatok :
 $m = 10 \text{ kg}$, $\alpha = 10^\circ$, $\rho = 12^\circ$

Kérdések:

a) Mennyi az α szög alatti tolóerő?

- b) Mennyi az α szög alatti húzóerő?
 c) Mennyi a vízszintes tolóerő?

Megoldás:

- a) Az α szög alatti tolóerő kiszámítása a /8/ formulával:

$$F_T = Q \frac{\sin \rho}{\cos(\rho + \alpha)}$$

$$F_T = 10 \cdot 9,81 \frac{\sin(12^\circ)}{\cos(12^\circ + 10^\circ)} = 21,99 \text{ N}$$

- b) Az α szög alatti húzóerő kiszámítása a /9/ formulával:

$$F_H = Q \frac{\sin \rho}{\cos(\rho - \alpha)}$$

$$F_H = 10 \cdot 9,81 \frac{\sin(12^\circ)}{\cos(12^\circ - 10^\circ)} = 20,40 \text{ N}$$

- c) A vízszintes erő kiszámítása a / 10 / formulával:

$$F = Q \cdot \operatorname{tg} \rho$$

$$F = 10 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg}(12^\circ) = 20,85 \text{ N}$$

Mozgatás lejtőn

Helyezzük a testet α szögű lejtőre. Vizsgáljuk, hogy mekkora vízszintes erővel lehet a testet a lejtőn felfelé tolni (**1.11. ábra**).

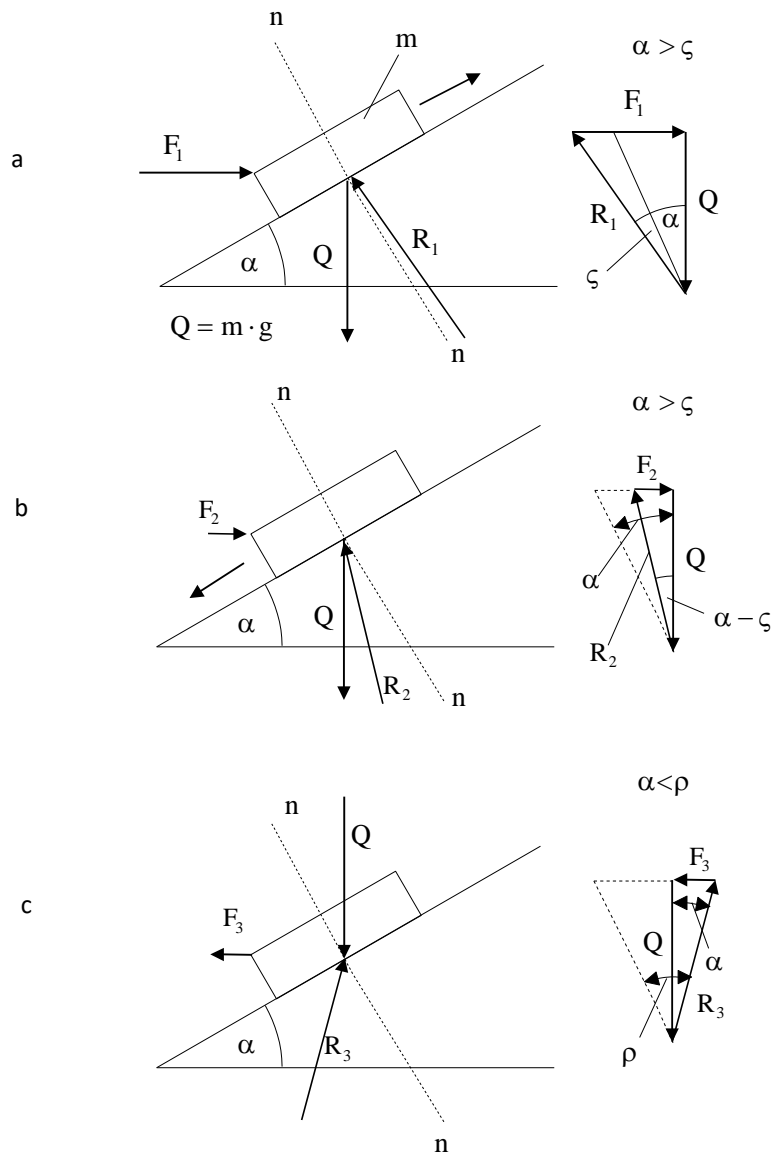
Az ábrán megrajzolt vektorháromszög alapján felírható a tolóerő (**a. ábra**):

$$F_1 = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad / 11 /$$

ahol $Q = m \cdot g$

Ha a lejtő nem önzáró, akkor a test magától is lecsúszik. Ilyenkor a test visszatartásához szükséges erő (**b. ábra**):

$$F_2 = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \quad / 12 /$$



1.11. ábra

Ha a lejtő önzáró, akkor a testet lefelé is húzni kell. Mivel ilyen esetben $\alpha < \rho$, ezért az erő (-) előjelű lesz (**c. ábra**).

Fentiek alapján a test lejtőn való mozgásához szükséges vízszintes (a lejtő alapjával párhuzamos) erő általános kifejezése:

$$F = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm \rho) \quad / 13 /$$

Hasonló gondolatmenet alapján fejezhetjük ki a lejtőirányú mozgatóerőket is. A levezetés mellőzésével a lejtőirányú mozgatóerő általános kifejezése:

$$F_L = Q(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha) \quad /14/$$

1.6. Példa

Test mozgása lejtőn (lásd a 1.11. ábrát)

Adatok: $m = 10 \text{ kg}$, $\alpha = 30^\circ$, $\mu = 0,1$

Kérdések:

Mekkora vízszintes ill.lejtőirányú erő kell

a) a test fölfelé tolásához?

b) a test visszaengedéséhez?

c) a visszahúzáshoz, ha a lejtő önzáró és a súrlódási szög pl. 40° ?

Megoldás:

a) A súrlódási szög: $\rho = \arctg(0,1) = 5,71^\circ$

A vízszintes erő:

$$F_1 = m \cdot g \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 10 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg}(30^\circ + 5,71^\circ)$$
$$F_1 = 70,51 \text{ N}$$

A lejtőirányú erő:

$$F_{1L} = mg(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) = 10 \cdot 9,81(\sin 30^\circ + 0,1 \cos 30^\circ) = 57,45 \text{ N}$$

b) A vízszintes erő:

$$F_2 = m \cdot g \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho) = 10 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg}(30^\circ - 5,71^\circ)$$
$$F_2 = 44,27 \text{ N}$$

A lejtőirányú erő:

$$F_{2L} = mg(\sin \alpha - \mu \cos \alpha) = 10 \cdot 9,81(\sin 30^\circ - 0,1 \cos 30^\circ) = 40,55 \text{ N}$$

c) A súrlódási tényező $\mu = \operatorname{tg} 40^\circ = 0,83$

A vízszintes erő:

$$F_3 = m \cdot g \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho) = 10 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg}(30^\circ - 40^\circ)$$
$$F_3 = -17,29 \text{ N}$$

A lejtőirányú erő:

$$F_{3L} = mg(\sin \alpha - \mu \cos \alpha) = 10 \cdot 9,81(\sin 30^\circ - 0,83 \cdot \cos 30^\circ) = -21,46 \text{ N}$$

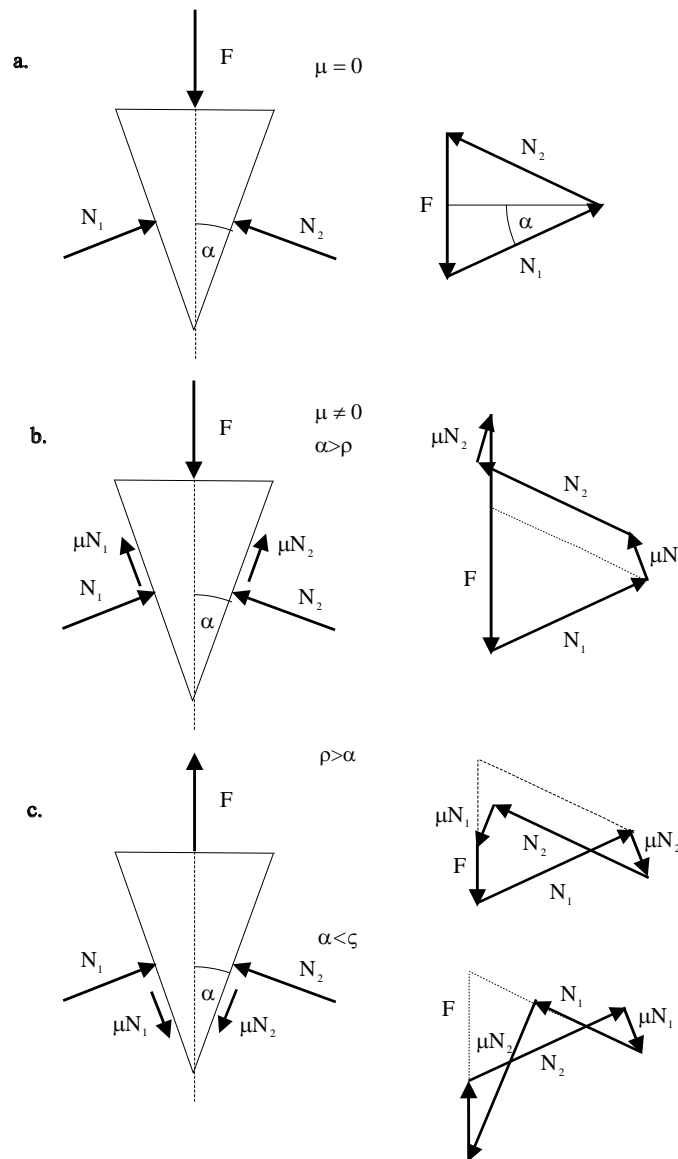
1.14. Az ék erőhatásai

A talajművelőgépek szerszámai, de számos más gépalkatrész az ékhatáson alapul. Ezért fontos részletesebben is megismernünk az ék munkáját. Nagyban elősegíti az ék munkájának a megértését, ha a gyakorló példánál megszerkesztjük a vektorábrákat is. A számítás a szerkesztéssel ellenőrizhető és fordítva.

Az ék lényege abban áll, hogy aránylag kis tolóerővel nagy oldalirányú feszítőerőt lehet kifejteni. Ezért gyakran alkalmazzák különösen nagy terhek megemelésére.

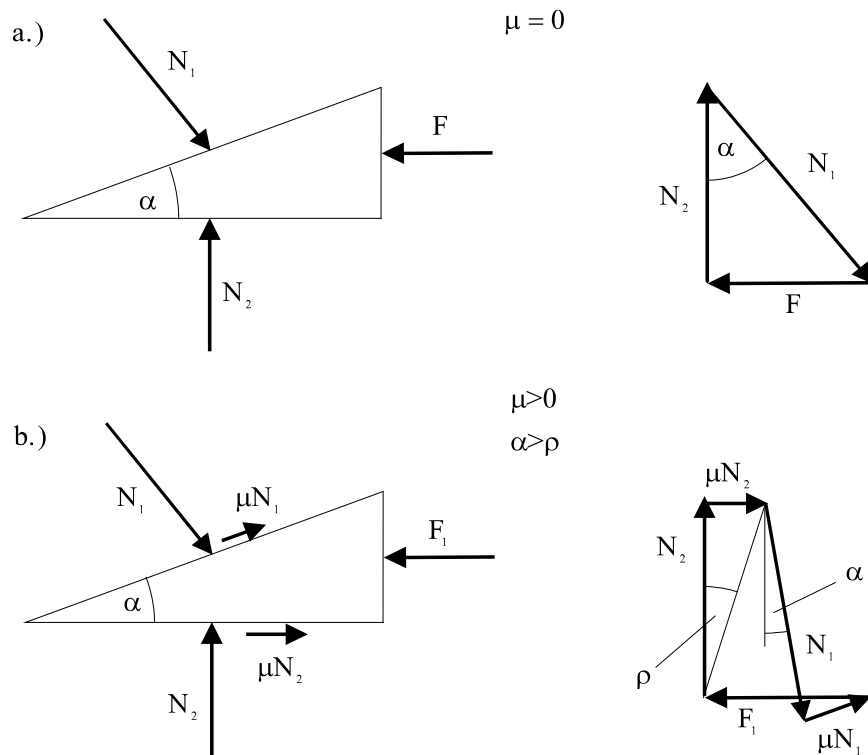
Vizsgáljuk a szimmetrikus és az egyoldalú éket.

A szimmetrikus ékre ható erőket az **1.12. ábra**, az egyoldalú ékre ható erőket az **1.13. ábra** szemlélteti.



1.12. ábra

Az **1.12.** és **1.13.** ábrák alapján felírhatók az erők egyensúlyát kifejező $\Sigma X_i = 0$ és $\Sigma Y_i = 0$ összefüggések, amelyekből a keresett F erő nagysága meghatározható. Az F erő helyét a $\Sigma M_i = 0$ összefüggés alapján határozhatjuk meg.



1.13. ábra

A szimmetrikus ékre ható erők egyensúlya

Az x-és az y-irányú erőkomponenseket az az ábráról a szemlélet alapján tudjuk felírni. Az ábrán feltüntettük a +X és a +Y irányokat. A fölfelé és a jobbra mutató erőkomponenseket (+) előjellel, a balra és a lefelé irányulókat (-) előjellel írtuk be az alábbi kifejezésekbe. A keresett **F** erőt (+) előjellel írjuk, mert így az egyensúlyozó **F** erőt kapjuk. Ha az egyenletekbe az F erőt (-) előjellel írjuk, úgy az eredő **F** erőt kapjuk.

Azt az esetet vizsgáljuk, amikor súrlódás van és az éket befelé nyomjuk (lásd **1.12. ábra**). A súrlódási tényező $\mu = \text{tg } \rho$.

$$\begin{aligned} \sum X_i &= 0 \\ N_1 \cos \alpha - \mu N_1 \sin \alpha + \mu N_2 \sin \alpha - N_2 \cos \alpha &= 0 \end{aligned}$$

Ebből:

$$\begin{aligned} N_1(\cos \alpha - \mu \sin \alpha) + N_2(\mu \sin \alpha - \cos \alpha) &= 0 \\ N_1 = N_2 = N & \quad /15/ \\ \sum Y_i &= 0 \\ N \sin \alpha + \mu N \cos \alpha + N \sin \alpha + \mu N \cos \alpha + F_{BE} &= 0 \end{aligned}$$

A /15/ figyelembevételével:

$$F_{BE} = -2N(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad /16/$$

Ugyanezzel a módszerrel írhatjuk fel az ék visszatartásához ill. kihúzásához szükséges F_{KI} erőt. Visszatartásról akkor beszélünk, ha $\alpha > \rho$, tehát az ék nem önzáró. Ilyenkor az anyag kinyomja az éket, amit F_{KI} erővel lehet visszatartani (**1.12.c ábra**).

A levezetés mellőzésével a visszatartó erő:

$$F_{KI} = -2N(\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \quad /17/$$

A /15/ és /16/ alapján a szimmetrikus ékre a következő általános kifejezéseket írhatjuk fel:

$$F = -2N(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha) \quad /18/$$

ahol a (+)-jel az ék befelé mozgásánál, a (-)-jel az ék kifelé mozgásánál érvényes.

Ha az ék önzáró, tehát $\alpha > \rho$, akkor az F-re a tényleges (tehát nem visszatartó) kihúzóerőt kapjuk. Ha a súrlódás elhanyagolható, azaz $\mu = 0$, akkor a betoló és a visszatartó erő azonos:

$$F_0 = -2N \sin \alpha \quad /19/$$

Az előző gondolatmenet alapján az egyoldalas ékre vonatkozó kifejezések értelemszerűen ehhez hasonlóan írhatók fel, de ezzel itt már nem foglalkozunk, hanem gyakorlásképpen azt az olvasóra bizzuk.

1.7. Példa

Szimmetrikus ék

Adott értékek:

$$\alpha = 10^\circ; \quad \rho = 8^\circ, \quad \mu = \operatorname{tg} 8^\circ = 0,14, \quad N = 1000 \text{ N}$$

Kérdések:

Mennyi F_{BE} , F_{KI} , és F_0 értéke ?

A /17/ alapján a betoló erő:

$$F_{BE} = -2N(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) = -2 \cdot 1000(\sin 10^\circ + 0,14 \cdot \cos 10^\circ) = -623,04 \text{ N}$$

A visszatartó erő:

$$F_{KI} = -2N(\sin \alpha - \mu \cos \alpha) = -2 \cdot 1000(\sin 10^\circ - 0,14 \cdot \cos 10^\circ) = -71,54 \text{ N}$$

A súrlódás elhanyagolása esetén:

$$F_0 = -2N \sin \alpha = -2 \cdot 1000 \cdot \sin 10^\circ = -347,29 \text{ N}$$

A három esetet összehasonlítva látható, hogy a súrlódás milyen mértékű változást okoz:

$F_0 = -347,29 \text{ N}$	100 %
$F_{BE} = -623,04 \text{ N}$	179,4%

$$F_{ki} = -71,54 \text{ N} \quad 20,5\%$$

A (-) előjel azt jelzi, hogy az erő iránya a -y irányába mutat, ami az 1.12. ábrán lefelé van. Változatlan $\alpha=10^\circ$ és $N= 1000 \text{ N}$ mellett növeljük a súrlódási szög értékét $\rho= 15^\circ$ -ra, a súrlódási tényező ekkor $\mu = \text{tg } 15^\circ = 0,26$ lesz. Ebben az esetben az ék önzáróvá válik és kifelé húzni kell.

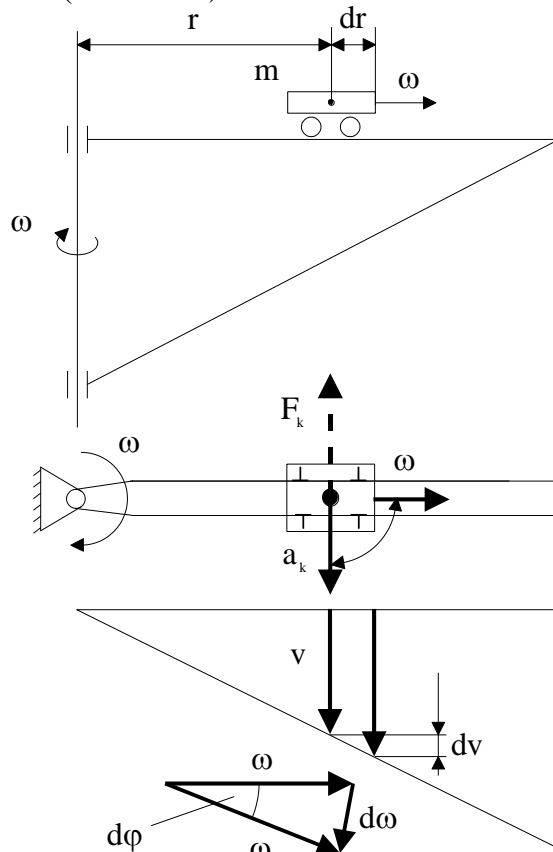
A kihúzóerő a /17/ alapján:

$$F_{ki} = -2N(\sin \alpha - \mu \cos \alpha) = -2 \cdot 1000(\sin 10^\circ - 0,26 \cdot \cos 10^\circ) = +164,8 \text{ N}$$

1.15. A koriolisz erő

Koriolisz erő akkor lép fel, ha egy forgó rendszerben mozog egy test. A koriolisz erő merőleges a pillanatnyi relatív sebességre és a forgástengelyre. Ha a forgási sugár csökken, akkor a koriolisz erő elősegíti a forgást, tehát "ráhajt" a rendszerre, ha a forgási sugár nő, akkor "fékezi" azt, azaz a forgás ellen hat.

Most pedig nézzük meg részletesebben a koriolisz gyorsulás kialakulását, irányának és nagyságának meghatározását (1.14. ábra).



1.14. ábra

Az ábrán látható ω szögsebességgel egyenletesen forgó darun az m tömegű futómacska állandó w relatív sebességgel halad kifelé. A futómacskának folytonosan változik a kerületi sebessége és változik az állandó nagyságú w sebesség iránya is.

Az igen rövid dt idő alatt előálló kerületi sebességváltozás dv , a w sebesség változása pedig dw .

Ezek okozzák a koriolisz gyorsulást, amely e két okra vonatkoztatva

$$a_k = a_1 + a_2 \quad /20/$$

összefüggéssel fejezhető ki. Tudjuk, hogy a gyorsulás az időegységre eső változást jelenti.

Ezek után felírható:

$$a_1 = \frac{dv}{dt} \quad \text{és} \quad a_2 = \frac{dw}{dt} \quad /21/$$

A pillanatnyi kerületi sebesség az r sugárnál $r \cdot \omega$. A sugár dt idő alatt dr -rel változik, s az ennek megfelelő sebességváltozás

$$dv = dr \cdot \omega$$

A pillanatnyi macskasebesség w , dt idő alatt $d\phi$ -vel elfordul.

Az ábra alapján a w változása:

$$dw = w \cdot d\phi$$

Mivel a $d\phi$ igen kicsi, ezért a dw vektor, mint húr, jó közelítéssel a $w \cdot d\phi$ körívnek tekinthető.

Ezeket behelyettesítve a /21/ kifejezésekbe:

$$a_1 = \frac{dr \cdot \omega}{dt} \quad a_2 = \frac{w \cdot d\phi}{dt} \quad /22/$$

Mivel a $dr/dt = w$ és a $d\phi/dt = \omega$, így a koriolisz gyorsulás:

$$a_k = a_1 + a_2 = w \cdot \omega + w \cdot \omega = 2 \cdot w \cdot \omega \quad /23/$$

Mértékegysége m/s^2 .

Írányát úgy kell meghatározni, hogy a w sebességvektort a forgásirányban 90° -kal elforgatjuk, ami az ábrán lefelé mutat. A koriolisz erő ezzel ellentétes irányú:

$$F_k = m \cdot a_k \quad /24/$$

Látható, hogy a kifelé haladó futómacskára ható koriolisz erő, a forgással ellentétesen hat. Itt a forgási sugár nő.

Ha a futómacska változatlan forgásirány mellett befelé halad, akkor a koriolisz erő ellentétes az előzővel. Ha az erő nyomatéka elég nagy, akkor a forgórészt esetleg fékezni kell.

Koriolisz erő hat pl. a szórótárcsa lapátjain kifelé haladó műtrágyaszemcsére is, de a természetben is több megjelenési formája van. Pl. az északi féltekén, az észak-dél irányú vasutakon a dél felé haladó vonatok a jobb oldali sínt jobban koptatják, mert a vonatra ható koriolisz erő nyugat felé mutat. Ez esetben a vonat dél felé haladva a Föld forgástengelyétől távolodik. Emiatt az észak-dél irányú folyók is erősebben mossák a nyugati partot.

1.8. Példa

Tegyük fel, hogy a vízszintes síkban $\omega = 10$ 1/s szögsebességgel forgó rúdon $m = 5$ kg-os tömeg $w = 3$ m/s sebességgel halad kifelé. A tömeg és a rúd között motorikus kapcsolat van, tehát nem a centrifugális erő röpti kifelé.

Kérdés:

Milyen irányú és mekkora a testre ható korigolisz erő?

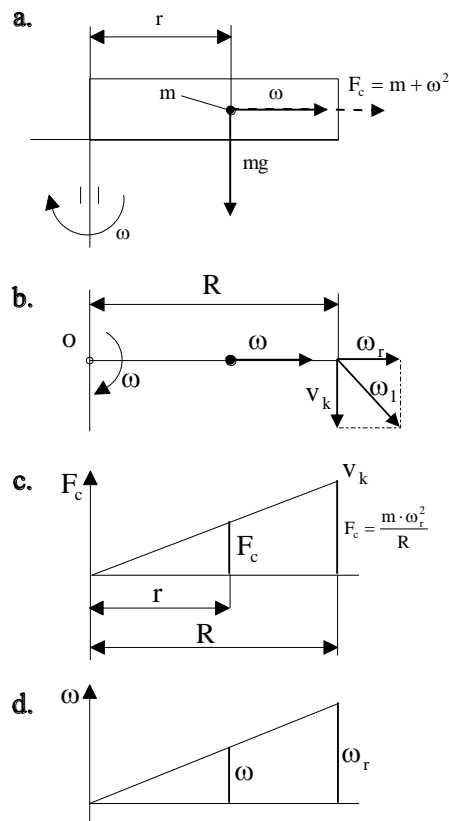
$$F_k = 2 \cdot m \cdot w \cdot \omega = 2 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 10 = 300 \text{ N}$$

A test súlya: $G = m \cdot g = 5 \cdot 9,81 = 49,5$ N. A korigolisz erő esetünkben a súlyerőnek kb.6-szorosa.

Az erő nyomatéka - amint azt az előzőekben már láttuk - ellentétes a forgással.

1.16. A sugárirányú sebesség (w) alakulása a szórótárcsán

Radiális lapátozású, vízszintes szórótárcsára a középpontban m tömegpont a pillanatnyi r sugáron w sugárirányú sebességgel mozog kifelé (**1.15. ábra**). Feltételezzük, hogy a tömegpontot közvetlenül a tengely közelében helyeztük a tárcsára, tehát a pont kifelé gyakorlatilag R utat tehet meg.



1.15. ábra

Számítsuk ki, hogy a tömegpont a tárcsa pereméig mekkora sugárirányú sebességre tesz szert.

A mechanikából ismeretes, hogy a testre ható erők munkája adott úton egyenlő a test mozgási energiájának változásával.

Esetünkben a mozgás irányában csak a centrifugális erő hat. Ki kell számítani annak munkáját a sugár mentén $\mathbf{0-R}$ között.

A centrifugális erő a sugár mentén egyenletesen nő (c részlet), ezért annak munkáját az erő átlagértéke és az út – itt az \mathbf{R} sugar – szorzata adja:

$$W_C = \frac{F_{CR} \cdot R}{2} = \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2}$$

ami a c) ábrán látható sraffozott háromszög területével egyenlő.

Ez a W_C munka adódik át a testnek és alakul át mozgási energiává:

$$E_m = \frac{m \cdot w_R^2}{2}$$

A munka és energia egyenlősége alapján:

$$W_C = E_m \quad \text{azaz} \quad \frac{mR^2\omega^2}{2} = \frac{mw_R^2}{2} \quad /25/$$

és ebből a lapát végén a lelépésnél a sugárirányú sebesség:

$$w_R = R \cdot \omega \quad /26/$$

A lelépés pillanatában a sugárirányú sebesség tehát megegyezik a kerületi sebességgel.

A tárcsáról lelépő szemcse eredő sebessége \mathbf{w} az érintővel 45° -os szöget zár be.

Ez az eset csakis akkor van, ha nincs súrlódás és az anyagot a tárcsa közepére adagoljuk. Mivel a valóságban van súrlódás és az anyagot nem pontosan a tárcsa közepére adagolják, ezért a lelépő szemcse sugárirányú sebessége kisebb, mint a kerületi sebesség. Ezáltal változik az eredő sebesség iránya is, ami befolyásolja az oldalirányú dobási távolságot és ezáltal a munkaszélességet. A valóságban a súrlódáson kívül a légellenállás is befolyásolja a szemcse sugárirányú sebességét.

Az eljárás a következő:

Mérleggel állapítsuk meg az A_0 és a B_0 támasztóerőket. Ezek összege a G súlyerővel egyenlő. A "B" pontra felírt nyomatékkal a súlyerő vízszintes irányú helye (b_0) meghatározható:

$$A_0 + B_0 = G$$
$$A_0 \cdot l = G \cdot b_0 \quad \text{ebből} \quad b_0 = \frac{l \cdot A_0}{G}$$

Ezután α szöggel megemeljük a testet és a megemelt helyzetben ismét megmérjük a támaszerőket és kapjuk A_1 , B_1 értékeket. B pontra vett nyomaték felírásával nyerjük a b_1 értéket.

$$A_1 \cdot l \cdot \cos \alpha = G \cdot b_1 \quad \text{ebből} \quad b_1 = \frac{A_1 \cdot l \cdot \cos \alpha}{G} \quad /1/$$

A levezetésben szereplő távolságokat az ábrán számokkal jelölt pontokkal szemléltetjük:

$$l \cos \alpha = 5,6$$
$$b_0 \cos \alpha = 1,3$$
$$b_1 = 2,3$$

Ezekkel a h érték az 1, 2, 4 derékszögű háromszögből kifejezhető:

$$h = \frac{b_0 \cdot \cos \alpha - b_1}{\sin \alpha} \quad /2/$$

A h érték a tömegközéppont talaj fölötti magassága. A tömegközéppont tehát h magasságban helyezkedik el, de hogy keresztirányban hol lesz, azt külön le kell mérni. Ehhez a bal első és a bal hátsó, majd a jobb első és a jobb hátsó kerekkel külön-külön ráállunk a hídmérlegre. Az eddigi vizsgálatok szerint az esetek többségében a bal oldali illetve a jobb oldali kerek tengelynyomása eltér egymástól, ami azt bizonyítja, hogy a súlypont nem a hosszirányú szimmetriásíkban van.

A tömegközéppont helyét szerkesztéssel is kijelölhetjük. Alapállásban a téglát oldalán meghúzzuk a súlyvonalat (a-a), majd felemelt helyzetben szintén behúzzuk a súlyvonalat (b-b), de akkor az (a-a) vonal már (a'-a') helyzetben lesz. Az (a'-a') és (b-b) súlyvonalak metszéspontjában van az S tömegközéppont.

Ezeket a súlyvonalakat a téglatesten közvetlenül is meghúzhatjuk, traktor vizsgálatánál viszont a vázra erősített rajztáblán húzzuk meg a súlyvonalakat. A rajztábla a traktor billentésekor együtt mozog a traktorral. Ezzel a szerkesztéssel ellenőrizhető a számítás és fordítva.

2.1. Példa

Traktor tömegközéppontjának a meghatározása (2.1.b ábra)

Az MTZ-80 traktor adatai:

$$G = 33530 \text{ N}$$

$$A_0 = 10693 \text{ N}$$

$$B_0 = 22837 \text{ N}$$

tengelytáv

$\alpha = 15^\circ$ -kal megemelt helyzetben:

$$A_1 = 6737 \text{ N}$$

$$B_1 = 26791 \text{ N}$$

$$\ell = 2380 \text{ mm}$$

Kérdés:

Mennyi a traktor tömegközéppontjának talajfölötti magassága?

Megoldás:

$$b_0 = \frac{\ell \cdot A_0}{G} = \frac{2380 \cdot 10693}{33530} = 759 \text{ mm}$$

$$b = \frac{A_1 \cdot \ell \cdot \cos 15^\circ}{33530} = 462 \text{ mm}$$

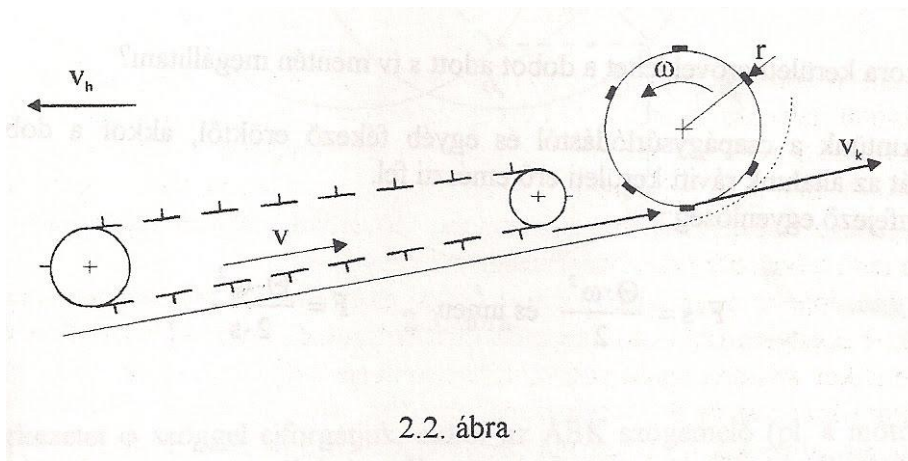
Ezekkel a tömegközéppont magassága:

$$h = \frac{b_0 \cdot \cos \alpha - b_1}{\sin \alpha} = \frac{759 \cdot \cos 15^\circ - 462}{\sin 15^\circ} = 1047 \text{ mm}$$

2.2. Cséplődob gyorsító munkája és behúzó ereje

a) Vizsgáljuk meg, hogy a cséplődobon mekkora kerületi erő és hajtóteljesítmény szükséges a ferde felhordóból érkező anyagáram felgyorsításához (2.2. ábra). A felhordóból kilépő anyag v sebessége jóval kisebb a dob v_k kerületi sebességénél. A két sebesség iránya kb. egybeesik, csak nagyságuk különböző.

A szükséges kerületi erő és nyomaték:



2.2. ábra

$$F = m' \cdot (v_k - v)$$

$$M = F \cdot r$$

/3/

A gyorsításhoz szükséges teljesítmény:

$$P = F \cdot v_k = m' \cdot (v_k - v) \cdot v_k \quad /4/$$

ahol:

$$\begin{aligned} v_k & \text{ - a dob kerületi sebessége (m/s)} \\ r & \text{ - a dob sugara (m)} \\ v & \text{ - a felhordólánc sebessége (m/s)} \\ m' & \text{ - az anyagáram (kg/s)} \end{aligned}$$

2.2. Példa

Az anyagáram gyorsítása cséplődobnál

Adatok:

$$v_k = 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \quad v = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \quad m' = 10 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \quad r = 250 \text{ mm}$$

Kérdés:

Mennyi az anyagáram gyorsításának erő-, nyomaték- és teljesítményigénye?

Megoldás:

$$F = m' \cdot (v_k - v) = 10 \cdot (30 - 4) = 260 \text{ N}$$

$$M = F \cdot r = 260 \cdot 0,25 = 65 \text{ Nm}$$

$$P = F \cdot v_k = 260 \cdot 30 = 7800 \text{ W}$$

A szögsebesség:

$$\omega = \frac{v_k}{r} = \frac{30}{0,25} = 120 \frac{1}{\text{s}}$$

A teljesítmény a nyomatékkal számolva:

$$P = M \cdot \omega = 65 \cdot 120 = 7800 \text{ W}$$

b) Mekkora kerületi erővel lehet a dobot adott s ív mentén megállítani?

Ha eltekintünk a csapágy súrlódástól és egyéb fékező erőktől, akkor a dob mozgási energiáját az általunk rávitt kerületi erő emészti fel.

Az ezt kifejező egyenlőség:

$$F \cdot s = \frac{\Theta \cdot \omega^2}{2} \quad \text{és innen} \quad F = \frac{\Theta \cdot \omega^2}{2 \cdot s}$$

2.3. Példa

Cséplődob megállítása

Adatok:

$$\Theta = 7 \text{ kgm}^2, \quad \omega = 10 \frac{1}{\text{s}}$$

Kérdés:

Mekkora kerületi erővel lehet a dobot $s=100 \text{ mm}$ ívhosszon megállítani?

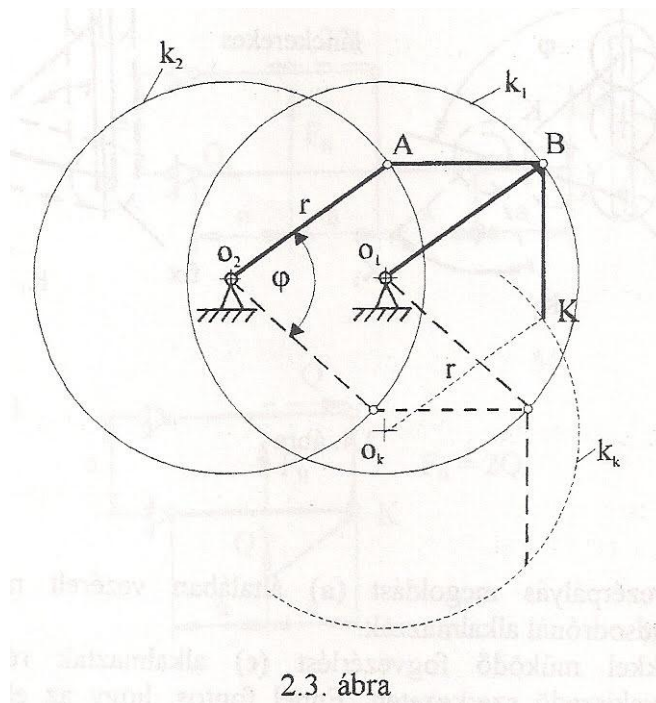
Megoldás:

$$F = \frac{7 \cdot 10^2}{2 \cdot 0,1} = 3500 \text{ N}$$

A példából látható, hogy a viszonylag lassan forgó dob is csak nagy erővel állítható meg, ezért különösen veszélyes. Fenti adatok értelemszerű alkalmazásával természetesen más forgórészeknél is kiszámíthatjuk a szükséges értékeket. Minden forgórész veszélyes, de különösen azok, amelyek testközelben vannak. Ezek közé tartozik pl. a kombájn motollája.

2.3. A paralellogrammás felfüggesztés és hajtás

A paralellogrammás mechanizmusnál a működést biztosító négy csuklót paralellogramma négy sarkában helyezik el. Működését a **2.3. ábra** szemlélteti.

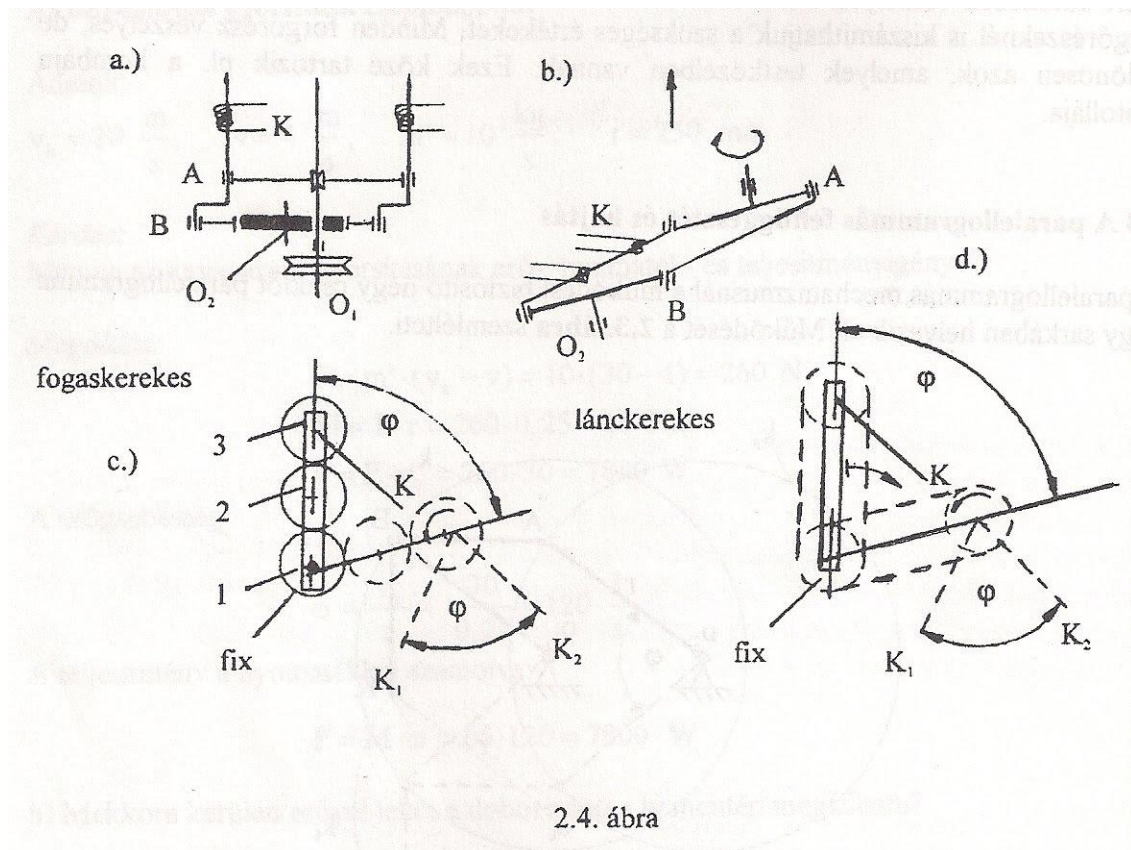


2.3. ábra

Ha a szerkezet φ szöggel elforgatjuk, akkor az ABK szögemelő (pl. a motolla foga) önmagával párhuzamosan mozdul el. A K pont, éppúgy, mint az A és a B pont r sugarú körpályán mozog. A k_1 a hajtó tag köre, a k_2 a vezérlő kör. A K pont a k_k körön mozog. Mindkét forgattyú forgómozgást végez, azonban a A BK darab nem forgó mozgást, hanem körpályán haladó mozgást végez.

A paralellogrammás szerkezet lehet függesztő vagy hajtószerkezet.

Olyan helyeken alkalmazzák, ahol a szögtartás fontos, pl. vetőgép csoroszlya-felfüggesztése, motolla fogak, rendsodrófogak vezérlése, dohánytörőgépnél a levélvágó kés vezérlése, stb. A feladattól függően a paralellogrammás vezérlés többféle szerkezeti megoldással valósítható meg. Néhány jellemző változat a **2.4. ábrán** látható. A szerkezet készülhet úgy is, hogy az O_2 pont az O_1 körül egy bizonyos köríven elforgatható, s ezáltal a BK kar (a motolla fog) állása változik.



2.4. ábra

Az excentrikus vezérpályás megoldást **(a)** általában vezérelt motollánál, míg a csatlórudast **(b)** rendsodrónál alkalmazzák.

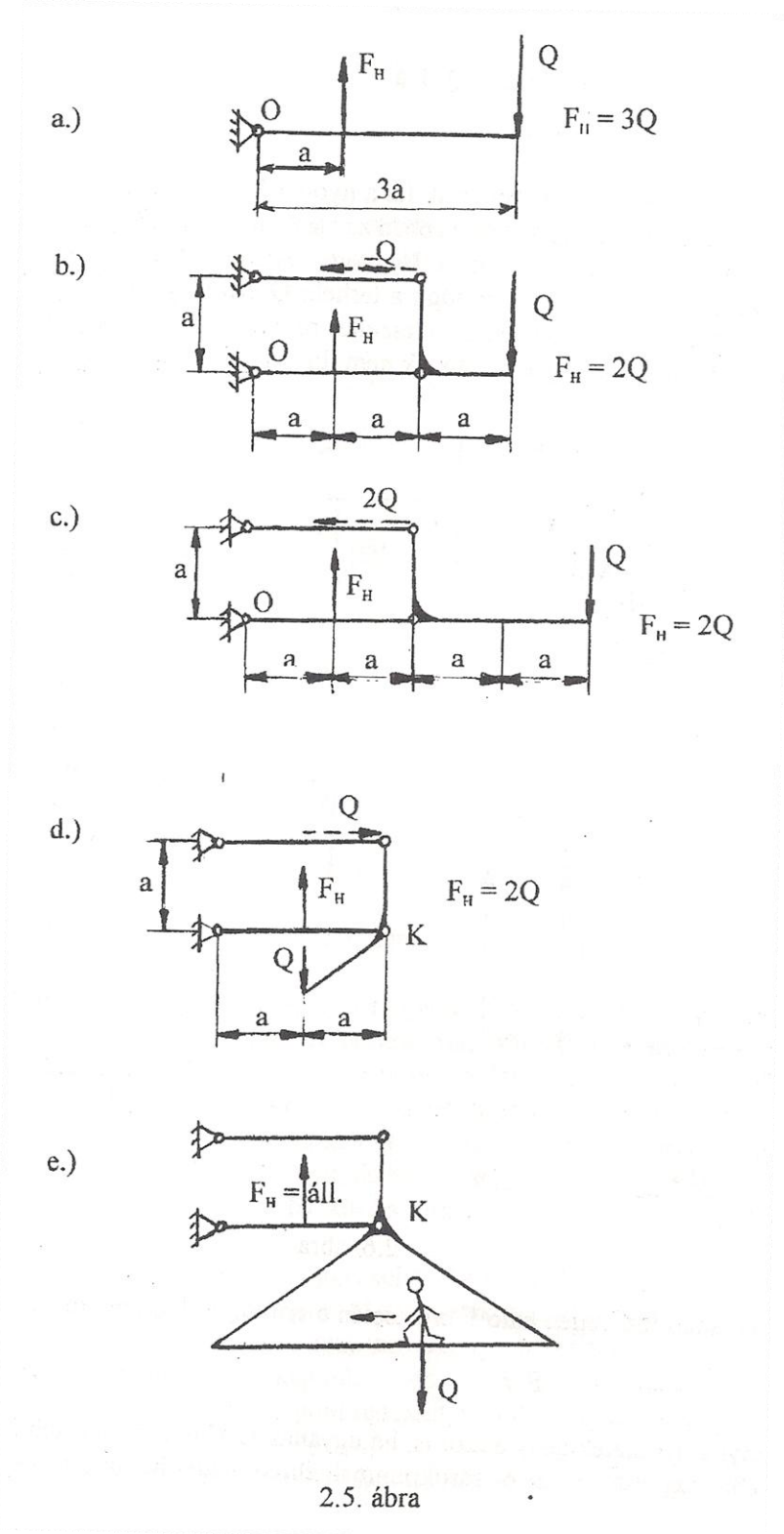
Három fogaskeréssel működő fogvezérlést **(c)** alkalmaztak régebbi gyátmányú forgóvillás burgonyakiszedő szerkezeten. Ennél fontos, hogy az első és a harmadik fogaskerék fogszáma azonos legyen.

Az 1 kerék - a napkerék - a vázhoz van rögzítve, tehát áll. Ha a kerekeket összefogó tagot φ szöggel elforgatjuk, akkor a 3 kerék tengelyéhez rögzített fog vezérlés nélkül K_1 helyzetbe kerülne. A 3 kerék azonban a vezérlés (itt a bolygómozgás) miatt éppen φ szöggel balra forog, s így a K_2 helyzetbe kerül. A fog tehát az eredeti állását nem változtatja, önmagával párhuzamosan forog körbe.

Ugyanez megy végbe a lánckerekes fogvezérlésnél is **(d)**. Itt a kerekeket összekötő merev rúd elforgatáskor a bal oldali lánc lesz a feszes ág, a bolygó lánckerék balra forog. Ilyen bolygólánckerekes terelőt alkalmaznak pl. az egyik NewHolland típusú kisbálázógépen a felszedett rend hátrafelé terelésére.

Erőhatások a paralellogrammás szerkezeten

A paralellogrammás szerkezet a szögtartás mellett az erőhatások terén is előnyöket nyújt. Ezt a **2.5. ábrán** tanulmányozhatjuk. Az ábra egy merev rúdra **(a)**, ill. a paralellogramm felfüggesztésre **(b)** ható erőket szemlélteti.



Az (a) ábrából látható, hogy merev rúd esetén a Q teher egyensúlyozására $F_H=3 \cdot Q$ nagyságú erő kell, míg paralellogrammánál, változatlan elrendezés és karok esetén csak $F_H=2 \cdot Q$ erő szükséges.

Erre az erőmegtakarításra akkor kapunk választ, ha felírjuk a nyomatékot az O pontra. Itt figyelembe kell venni, hogy a felső vízszintes karban is van erő.

Pl. a nyomaték O pontra a (b) ábrán:

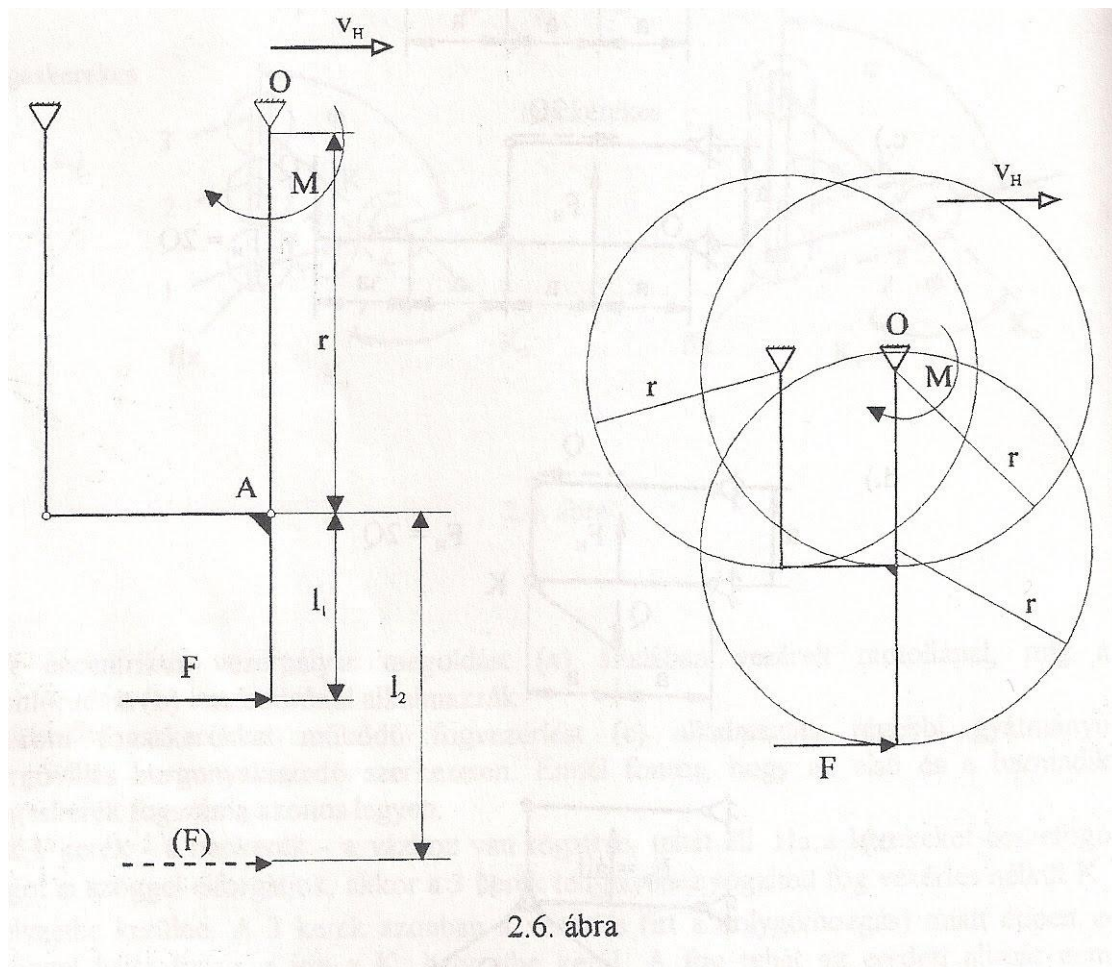
$$F_H \cdot a + Q \cdot a = Q \cdot 3 \cdot a$$

$$F_H = 2 \cdot Q$$

Ha a (c) ábrán látható szerkezetenél írjuk fel a nyomatékot O pontra, akkor ugyanerre az eredményre jutunk. Ne feledjük, hogy ebben az esetben a felső rúdban $2Q$ erő lép fel.

Ebből azt a következtetést vonhatjuk le, hogy paralellogrammás felfüggesztésnél az egyensúlyozó F_H erő nagysága nem függ a terhelő Q erő helyétől. Ezt szemlélteti az (e) ábra is. A Q súlyú ember bárhol lehet a vízszintes rúdon, az F_H erő nem változik.

A motolla hajtásához szükséges nyomaték nem függ a motollafog hosszától (2.6. ábra).



2.6. ábra

Az l_1 hosszúságú fog végén ható F erő esetén a szükséges hajtónyomaték:

$$M = F \cdot r$$

Ugyanennyi a nyomatékigény akkor is, ha ugyanaz az F erő a hosszabb l_2 fog végén hat. A hosszabb fog esetén az A sarokpontnál ébred nagyobb nyomaték, ami fogtörést okozhat.

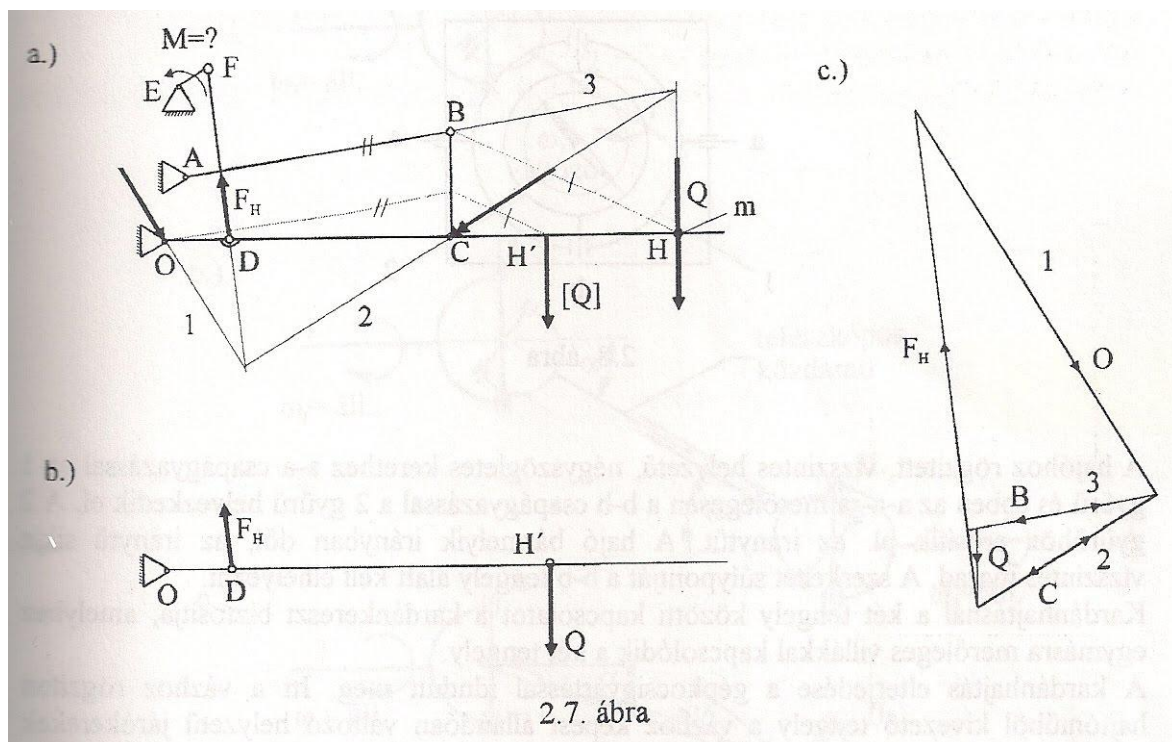
2.4. A hárompont felfüggesztés mechanikája

A Ferguson féle hárompont-függesztőszerkezet vázlatát a **2.7. ábra** szemlélteti. Ezt az elnevezést a szerkezet azért kapta, mert a traktorhoz a munkagép három ponton kapcsolódik, mégpedig a B pontban és a C pontban két helyen, a jobb és bal oldalon. A C pont az ábrán egymást fedő két pontnak tekinthető.

Tegyük fel, hogy egy m tömegű, $Q=m \cdot g$ súlyú munkagép van a függesztőszerkezeten. A gép súlypontja legyen H ban.

Kérdések:

- Mekkora M nyomaték szükséges a gép kiemeléséhez?
- Milyen nagyságú rúderők és csuklóerők keletkeznek?



2.7. ábra

a) Első lépésben a jobb áttekinthetőség és az egyszerűsítés céljából redukáljuk a Q erőt az O pontra. Ez úgy történik, hogy B pontot összekötjük H ponttal. Ezután O -ból párhuzamosot húzunk AB -vel, majd ahol ez a BC rudat metszi, onnan BH -val. Így a vízszintes gerendán nyerjük H' pontot. A szerkezet most már úgy kezelhető, mintha Q súly H' pontban hatna. Az O pontra redukált Q súlyerő vektorát szögletes zárójelbe téve, áthelyeztük a H' pontba. Az OH' ismeretében megrajzolható az **a) ábrán** látható szerkezet helyettesítő vázlat, ami a **b) ábrán** látható. Az erő redukálásával a feladat leegyszerűsíthető.

Az O pont körül a Q erő és az F_H tart egyensúlyt. Az O ra felírt nyomatékból az F_H és ennek ismeretében az E pont körül forgató M nyomaték már meghatározható.

Itt megjegyezzük, hogy ha az AB rudat az OC-vel párhuzamossá tesszük, akkor paralellogrammás felfüggesztést kapunk. Az előző szerkesztést alkalmazva paralellogrammás felfüggesztésnél a **H** pont redukálta a **H'** pont a C-be kerül.

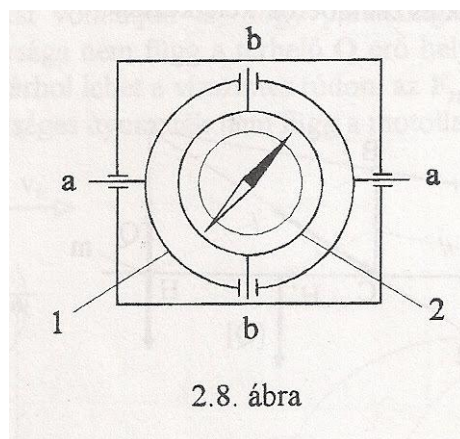
b) A csuklóerőket és a rúdererőket a **c) ábrán** követhető szerkesztéssel határozhatjuk meg.

2.5. A kardánhajtás elméleti összefüggései

A kardánszerű szerkezetek felfüggesztésre, vagy hajtás átvitelre szolgálnak. Utóbbi esetben két egymással szöget bezáró tengely összekapcsolására használják. A tengelyek iránya forgás közben változhat is.

Mint függesztőszerkezet már az i.e. a hajózásban ismert volt. Működésének elméleti magyarázatát **Hieronimus Cardano (1501-1576)** olasz természettudós adta meg. Ezért óróra nevezték el a szerkezetet.

Hajókon a vízszintes tartás céljából olajlámpa, iránytű, óra elhelyezésére használták a Cardano féle felfüggesztést. **2.8. ábra** szemlélteti.



A hajóhoz rögzített, vízszintes helyzetű, négyszögletes kerethez a-a csapágyazással az 1 gyűrű és ebben az a-a-ra merőlegesen a b-b csapágyazással a 2 gyűrű helyezkedik el. A 2 gyűrűhöz erősítik pl. az iránytűt. A hajó bármelyik irányban dől, az iránytű síkja vízszintes marad. A szerkezet súlypontját a b-b tengely alatt kell elhelyezni.

Kardánhajtásnál a két tengely közötti kapcsolatot a kardánkereszt biztosítja, amelyhez egymásra merőleges villákkal kapcsolódik a két tengely.

A kardánhajtás elterjedése a gépkocsigyártással indult meg. Itt a vázhoz rögzített hajtóműből kivezető tengely a vázhoz képest állandóan változó helyzetű járókerekek tengelyét hajtja. Traktoroknál a hajtás a kardántengelyen át jut a munkagépre. Alkalmazását itt is a traktoron lévő hajtó és a munkagépen lévő hajtott tengely irányváltozása teszi szükségessé. Ez kanyarodáskor, irányváltatáskor, vagy bukkanón való áthaladáskor állhat elő. Erőleadótengelyt traktorokon 1918. óta alkalmaznak. Szélesebb körben a 20-as évek végétől terjedt el.

Az erőgépen lévő TLT-t (teljesítményleadó tengelyt) és a munkagépen lévő TFT-t (teljesítményfelvevő tengelyt) kardántengellyel kapcsolják össze.

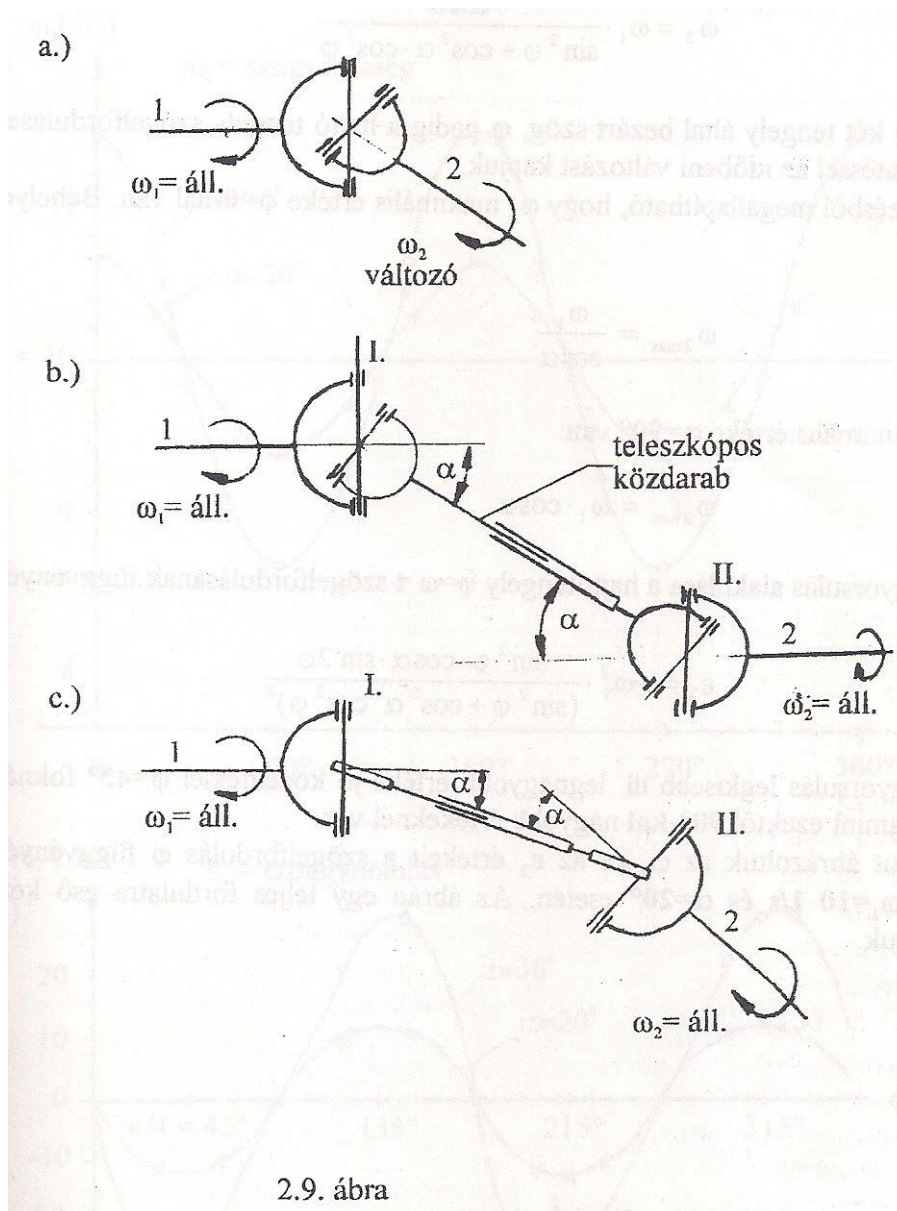
A kardántengely hátránya, hogy állandó szögsebességű forgást, változó szögsebességű forgássá alakít át. A változó szögsebesség azonban szöggyorsulással jár, ami miatt nagy tömegű forgórészek esetén jelentős nagyságú és váltakozó irányú tömegerők lépnek fel. Ezt a méretezéskor figyelembe kell venni. Egyetlen kardáncsuklóval meghajtott tengely tehát változó szögsebességgel forog (**2.9. ábra**). A szögsebesség-változás periódikus. Az 1. és 2.

tengely fordulatszáma természetesen azonos. A szögsebesség egy fordulaton belül változik. A szögsebesség definíciója szerint $\omega = d\varphi/dt$ végtelen (infinitezimális) kis időre eső szögváltozást jelenti. A szögsebesség-változás azonban két alkalmasan elrendezett kardáncsuklóval kiküszöbölhető (**b** és **c** ábra).

A kiegyenlítés feltételei:

- az 1-2 tengelyeknek egy síkban kell lenni,
- a hajtó és a hajtott tengely a közdarabban azonos szöget zárjanak be,
- a közdarab villái egy síkba essenek.

A szögsebességek kiegyenlítése a **b**) és **c**) ábrán vázolt esetekben azáltal jön létre, hogy a II csuklón azonos nagyságú, de ellentétes értelmű változás áll elő. Pl. az I csukló az ω_1 -hez képest növeli a szögsebességet, a II csukló azonban ugyanennyivel csökkenti azt, tehát az ω_2 ugyanannyi lesz, mint az ω_1 .



2.9. ábra

A traktor és a munkagép közé iktatott kétcuklós TLT hajtás esetén a közdarabon kanyarodáskor vagy a talajegyenetlenségek miatt előálló iránytörésnél hosszváltozás áll elő.

Ezért a közdarab teleszkóposan készül. A teleszkóp bordázatát úgy kell kialakítani, hogy a két tengelyrészt ne lehessen rosszul összedugni, vagyis a villák egy síkban legyenek. Ennek egyszerű változata az, amikor a teleszkópos tengely téglalap keresztmetszetű.

Azt, hogy a kardántengely végeredményben miért okoz szögsebesség-változást e helyen nem részletezzük, mert az kissé hosszadalmas. Megadjuk azonban az itt nem közölt levezetés végeredményét, a szögsebesség és a szöggyorsulás-változását a szög ill, az idő függvényében. Állandó ω_1 hajtó szögsebességet feltételezve, az ω_2 alakulása az elfordulási szög függvényében:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi} \quad /5/$$

ahol α a két tengely által bezárt szög, φ pedig a hajtó tengely szögelfordulása. A $\varphi = \omega \cdot t$ helyettesítéssel az időbeni változást kapjuk.

A kifejezésből megállapítható, hogy ω_2 maximális értéke $\varphi = 0$ -nál van. Behelyettesítve az /5/-be:

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha} \quad /6/$$

Az ω_2 minimális értéke $\varphi = 90^\circ$ van:

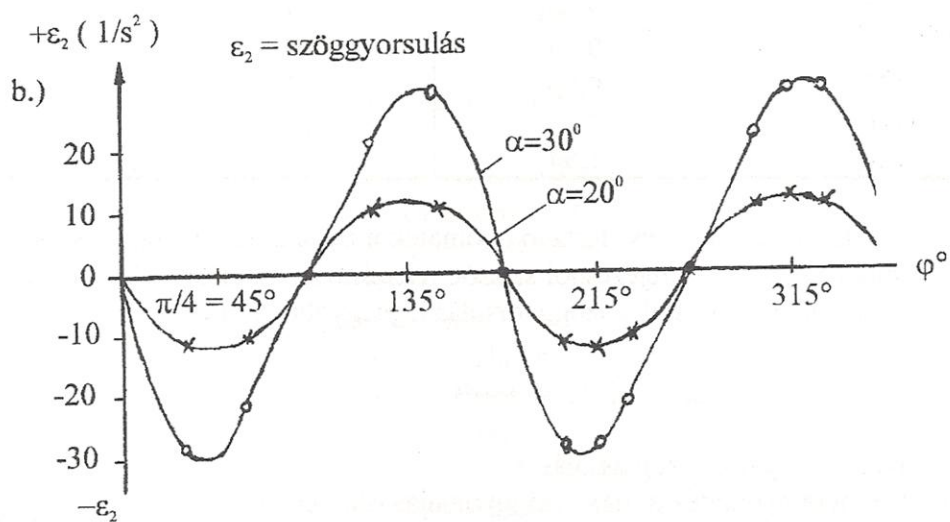
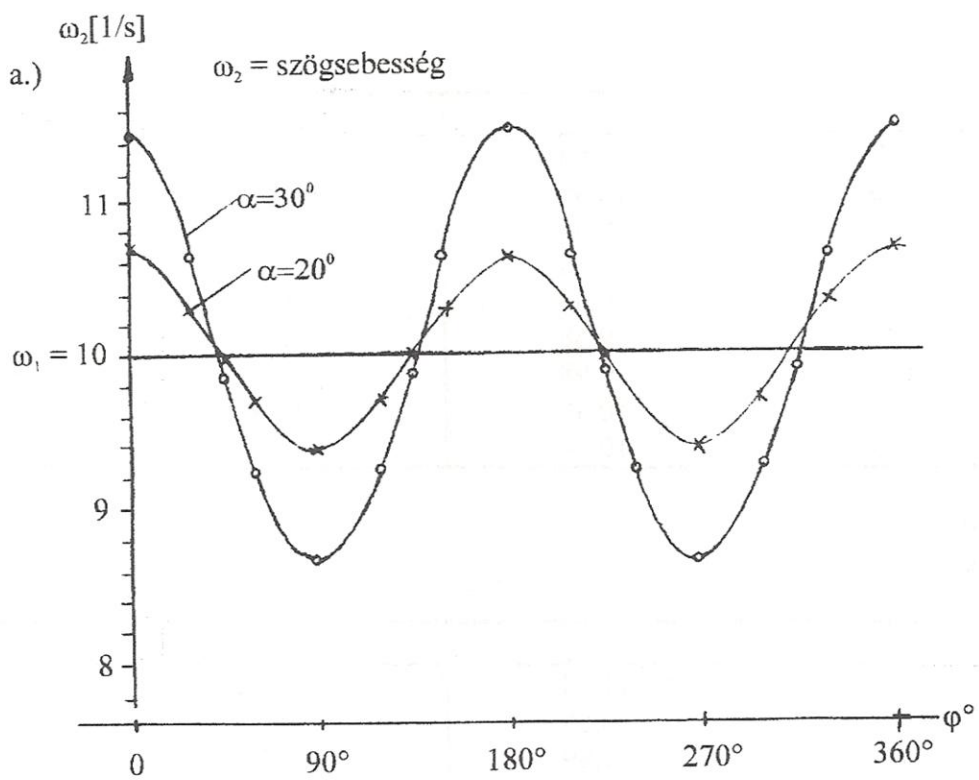
$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha \quad /7/$$

A szöggyorsulás alakulása a hajtótengely $\varphi = \omega \cdot t$ szögelfordulásának függvényében:

$$\varepsilon_2 = -\omega_1^2 \cdot \frac{\sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha \cdot \sin 2\varphi}{(\sin^2 \varphi + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi)^2} \quad /8/$$

A szöggyorsulás legkisebb ill. legnagyobb értéke jó közelítéssel $\varphi = 45^\circ$ foknál ill. **135°-nál**, valamint ezektől **90°-kal** nagyobb értékeknél van.

Példaként ábrázoltuk az ω_2 és az ε_2 értékeit a szögelfordulás φ függvényében (**2.10. ábra**), $\omega_1 = 10$ 1/s és $\alpha = 20^\circ$ esetén. Az ábrán egy teljes fordulatra eső két periódust ábrázoltuk.



2.10. ábra

A 0-180°-os első periódusra eső értékeket az 2.1. táblázatban tüntetjük fel.

2.1. táblázat

Kardántengely szögsebessége és szöggyorsulása

$$\varphi = 10 \text{ 1/s}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

φ^0	ω_2	ε_2	$k = \omega_2 / \omega_1$
0	10,64	0	1,064
30	10,30	-11,43	1,030
45	9,98	-12,40	0,998
60	9,68	-10,10	0,968
90	9,38	0	0,939
120	9,68	10,10	0,968
135	9,98	12,40	0,998
150	10,30	11,43	1,030
180	10,64	0	0,064

$$\varphi = 10 \text{ 1/s}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

φ^0	ω_2	ε_2	$k = \omega_2 / \omega_1$
0	11,54	0	0,115
30	10,65	-28,40	1,065
45	9,89	-28,27	0,989
60	9,23	-21,33	0,923
90	8,66	0	0,865
120	9,23	21,33	0,923
135	9,89	28,27	0,989
150	10,65	28,40	1,069
180	11,54	0	1,154

A szöggyorsulás miatt a tengelyt terhelő nyomatékot a maximális szöggyorsulás értékével kell kiszámítani. Ezt a /8/ kifejezésből szélsőértékszámítással kaphatjuk meg, azonban ez kissé bonyolult. Jó közelítéssel a szöggyorsulás legnagyobb értéke:

$$\varepsilon_{2\max} = \omega_1^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \cos \alpha \quad /9/$$

Ugyanennyi a legnagyobb szöggyorsulás is.

A tengelyt terhelő nyomaték a max. szöggyorsulás ismeretében:

$$M_2 = \Theta \cdot \varepsilon_{2\max}$$

kifejezéssel számítható.

A következő példa keretében nézzük meg, hogy adott körülmények között mekkora értékekről van itt szó.

2.4. Példa

Szöggyorsulás és nyomaték kardánnal hajtott tengelyen

Tegyük fel, hogy egy $n=540$ 1/min fordulatszámú teljesítményleadó-tengely (TLT) kardáncsukló közbeiktatásával hajt egy tengelyt, amelyen $m=60$ kg-os lendkerék van, aminek a tehetetlenségi nyomatéka $\Theta=1,44$ kgm². A tengelyek szögtörése $\alpha=10^\circ$.

Kérdés:

Mennyi a szögsebesség és a szöggyorsulás legnagyobb és legkisebb értéke, továbbá mekkora tömegnyomaték lép fel a szöggyorsulások miatt?

Megoldás:

A hajtó tengely szögsebessége:

$$\omega_1 = \frac{540}{9,55} = 56,54 \frac{1}{s}$$

A hajtott tengely max. ill. min. szögsebessége az /2/ és /3/ kifejezéssel:

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha} = \frac{56,54}{\cos 10^\circ} = 57,41 \frac{1}{s}$$

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha = 56,54 \cdot \cos 10^\circ = 55,68 \frac{1}{s}$$

A szöggyorsulás szélső értékei az /5/ kifejezéssel:

$$\varepsilon_{\max} = 56,54^2 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ \cdot \cos 10^\circ = 97,88 \frac{1}{s^2}$$

A tömegnyomaték nagysága:

$$M_2 = \Theta \cdot \varepsilon_{2\max} = 1,44 \cdot 97,88 = 140,94 \text{ Nm}$$

2.6. Kaszahajtó szerkezetek kinematikai elemzése

A kaszahajtások a forgómozgást alakítják át alternáló mozgássá. A ma gyártott fűkaszák, rendrevágó gépek, arató-csélőgépek és egyéb szárvágók kaszálószerkezetein található hajtószerkezetek a következő csoportokba sorolhatók:

- forgattyús hajtóművek,
- billenőcsapágyas kaszahajtás,
- bolygókerekes kaszahajtás,
- lengőkeretes kaszahajtás.

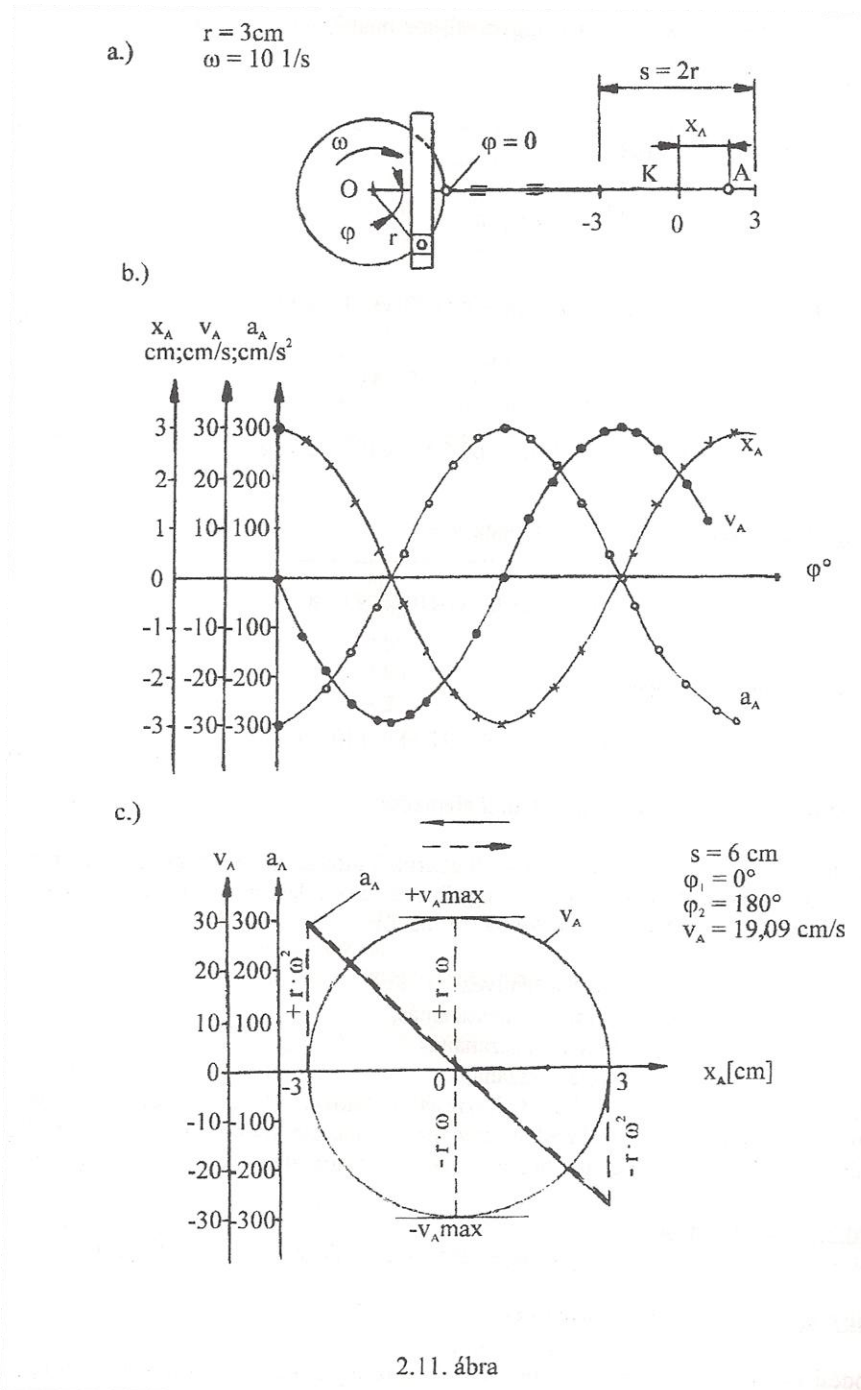
A felsorolás a konstrukció időbeli fejlesztését is tükrözi. A következőkben csak a forgattyús hajtóművekkel foglalkozunk, mert ezek a kaszán kívül számos más gépen is megtalálhatók. Részletes ismeretük hozzátartozik a mérnök alapvető ismeretanyagához.

Forgattyús hajtóművek

Megkülönböztetünk kulisszás, centrikus és excentrikus (dezaxiált) hajtóműveket.

A kulisszás hajtómű mozgásviszonyai

Működési vázlatát a **2.11. ábra** szemlélteti. A mozgásjellemzők a forgattyú elfordulási szögének ($\varphi = \omega \cdot t$) függvényében a harmonikus rezgőmozgásnak megfelelően változnak. A löket $s = 2 \cdot r$. A tolattyú középállását a löket felénél **K** pont jelzi. Ez egyben az út nulla pontja is.



Feladatainkhoz "mini" méretű forgattyús hajtószerkezeteket választottunk, mert így a szerkezet kicsinyítés nélkül megrajzolható A4-es lapon.

A forgattyú a jobb szélső helyzetből ($\varphi=0$) indul, akkor a tolattyú A pontja a jobb szélső helyzetben van. Az A pont φ szög megtétele után a K-tól x_A távolságra lesz.

Az út változása:

$$x_A = r \cdot \cos \varphi \quad /10/$$

A sebesség változása:

$$v_A = -r \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad /11/$$

A gyorsulás változása:

$$a_A = -r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad /12/$$

A mozgásjellemzők φ szerinti változását példán mutatjuk be. A hajtómű sugara $r=3$ cm, a szögsebesség $\omega=10$ (1/s).

Az /10/, /11/, /12/ kifejezésekkel kiszámított x - v - a értékeket a **2.2. táblázat** tartalmazza és a **2.11.b ábra** szemlélteti.

2.2. táblázat

Kulisszás hajtómű mozgásjellemzői

$$s = 6 \text{ cm}$$

$$\alpha_1 = 0^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ$$

$$v_A = 19,1 \text{ cm/s}$$

φ°	X_A cm	v_A cm/s	a_A cm/s ²
0	3,00	0	-300,00
20	2,81	-10,26	-281,90
40	2,29	-19,28	-229,81
60	1,50	-25,98	-150,00
80	0,52	-29,54	-52,09
90	0	-30,00	0
100	-0,52	-29,54	52,09
120	-1,50	-25,98	150,00
140	-2,29	-19,28	229,81
160	-2,81	-10,26	281,90
180	-3,00	0	300,00
200	-2,81	10,26	281,90
220	-2,29	19,28	229,81
240	-1,50	25,98	150,00
260	-0,52	29,54	52,09
270	0	30,00	0
280	0,52	29,54	-52,09
300	1,50	25,98	-150,00
320	2,29	19,28	-229,81
340	2,81	10,26	-281,90
360	3,00	0	-300,00

A sebesség és a gyorsulás értékeit az x függvényében a **2.11.c ábra** mutatja.

A **O** ponttól távolabbi holtpontot külső holtpontnak, a közelebbit belső holtpontnak nevezik. A külső holtponthoz tartozó forgattyúszöveget φ_1 -gyel, a belsőét φ_2 -vel jelöljük. Esetünkben a kulisszás hajtóműnél $\varphi_1=0$, $\varphi_2=180^\circ$.

A centrikus és a dezaxiált (excentrikus) forgattyús hajtómű mozgásviszonyai

Centrikusnak nevezzük a hajtóművet akkor, ha az egyenesbevezetés vonala átmegy a forgattyú középpontján és excentrikusnak, ha nem megy át az **O** ponton. Az excentricitást e -vel jelöljük.

A centrikus hajtómű tulajdonképpen $e=0$ excentricitású dezaxiált hajtóműnek is felfogható, ezért az általános összefüggéseket csak a dezaxiált hajtóműre adjuk meg, amelyekből $e=0$ helyettesítéssel a centrikus hajtómű összefüggéseit kapjuk.

A dezaxiált hajtómű vázlata a **2.12. ábrán** látható.

A kifejezések könnyebb kezelhetősége céljából vezessük be a következő jelöléseket:

$$\lambda = \frac{r}{\ell} \quad \text{és} \quad \kappa = \frac{e}{\ell}$$

A mozgásjellemezők számításához szükséges kifejezések a levezetés mellőzésével a következők:

Az út:

$$Z_A = r \cdot \cos\varphi + \sqrt{\ell^2 - (e - r \cdot \sin\varphi)^2} \quad /13/$$

A z_A az **A** pont helyét a forgattyú középpontjából mért vízszintes távolsággal adja meg. Jobban érzékelhető azonban az **A** pont helye, ha azt a löket középpontjától a **K** ponttól adjuk meg $x_A = z_A - (O_1K)$ értékkel. A **2.2. táblázatban** ez szerepel.

A sebesség:

$$v_A = r \cdot \omega \left[-\sin\varphi + \kappa \cdot \cos\varphi \cdot (1 + \kappa^2) - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \cdot \left(\frac{1 + 3\kappa^2}{2} \right) \right] \quad /14/$$

A gyorsulás

$$a_A = -r \cdot \omega^2 \left[\cos\varphi + \kappa \cdot \sin\varphi \left(\frac{1 + \kappa^2}{2} \right) + \lambda \cdot \cos 2\varphi \left(\frac{1 + 3\kappa^2}{2} \right) \right] \quad /15/$$

A tolattyú lökete:

$$s = \sqrt{(1+r)^2 - e^2} - \sqrt{(1-r)^2 - e^2} \quad /16/$$

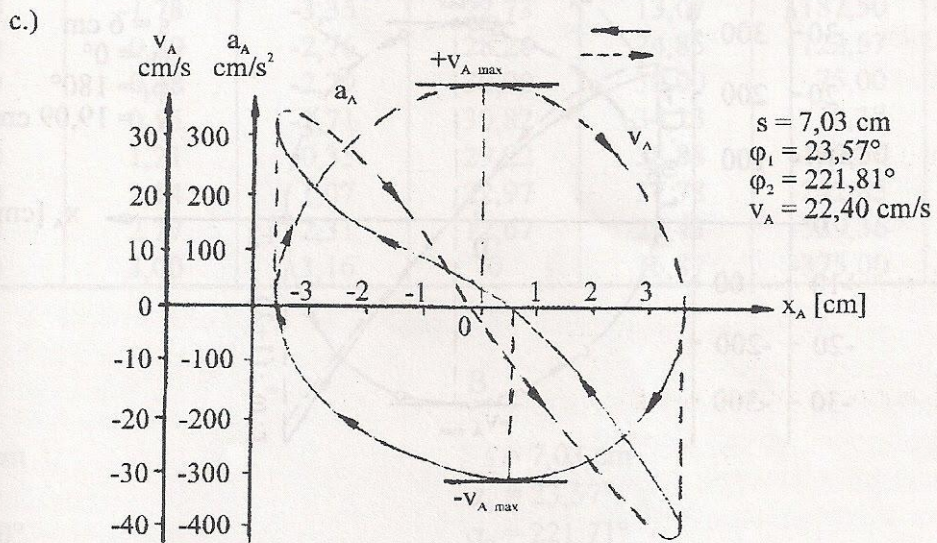
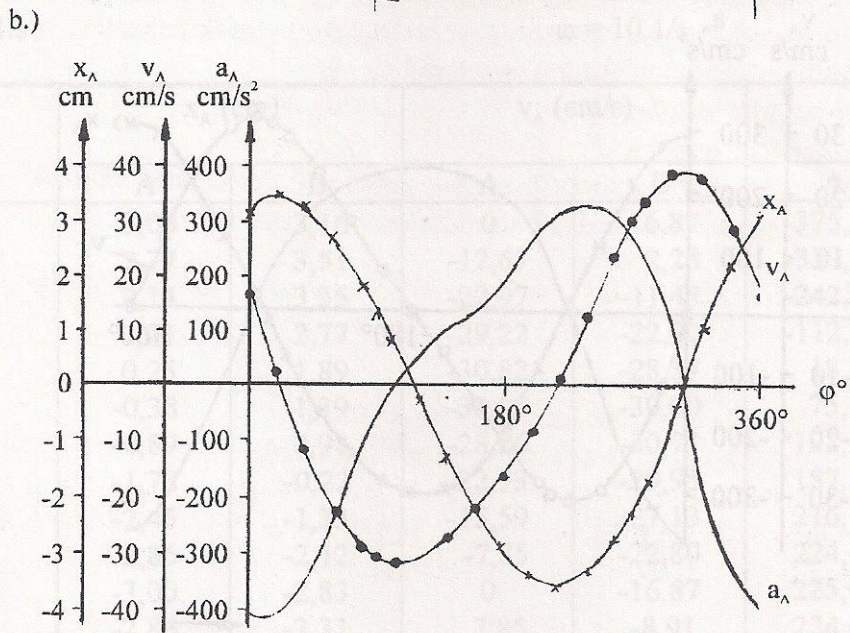
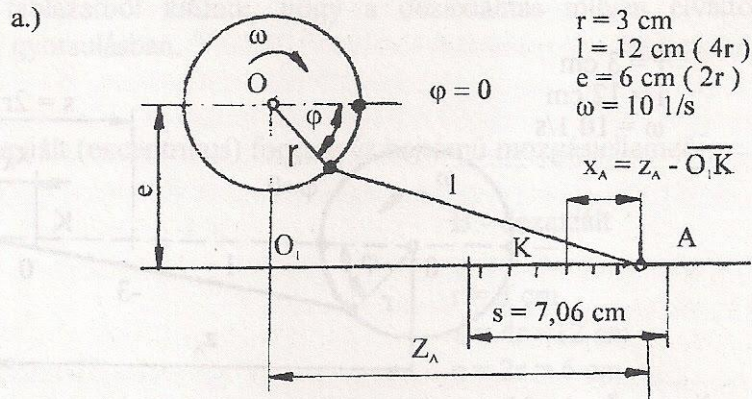
A belső holtponthoz tartozó forgattyúszöge:

$$\varphi_1 = \arctg \frac{\kappa}{1 + \lambda} \quad /17/$$

A külső holtponthoz tartozó forgattyúszöge:

$$\varphi_2 = 180^\circ + \arctg \frac{\kappa}{1 - \lambda} \quad /18/$$

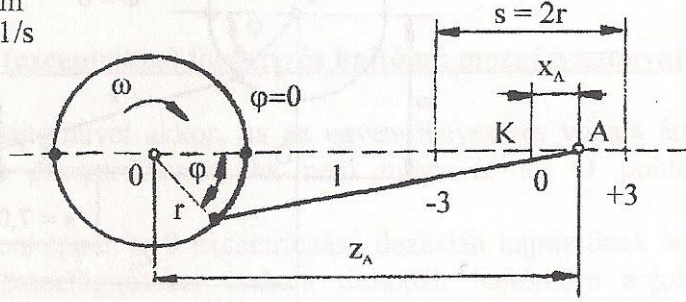
A kiszámított értékeket a **2.3. táblázat** tartalmazza és a **2.12. ábra** szemlélteti. A **b) ábrán** a szög függvényében, a **c) ábrán** az út függvényében ábrázoltuk az értékeket.



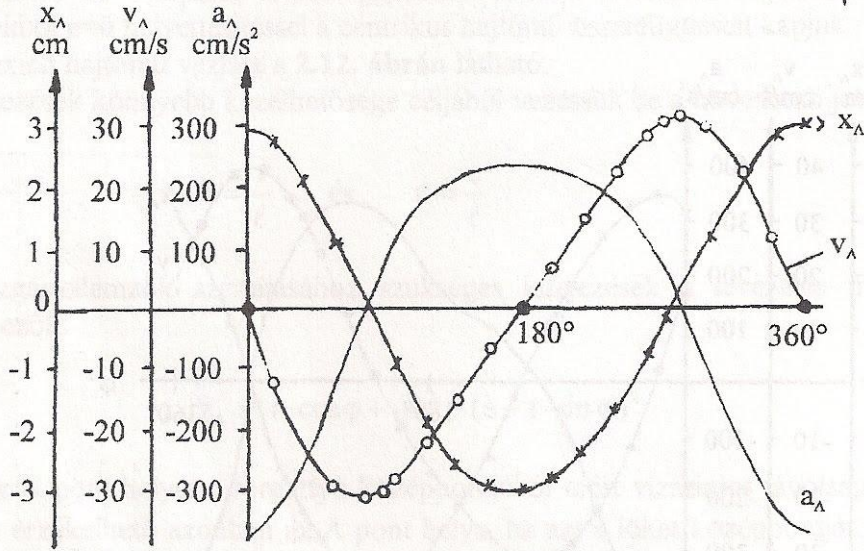
2.12. ábra

a.)

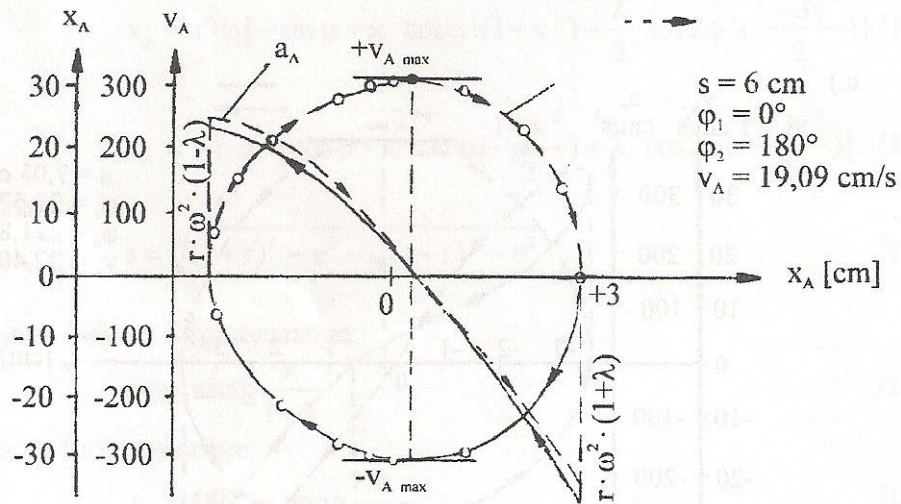
$r = 3 \text{ cm}$
 $l = 12 \text{ cm}$
 $\omega = 10 \text{ 1/s}$



b.)



c.)



2.13. ábra

A **2.13. ábra** ugyanezekkel az adatokkal rendelkező centrikus hajtóművet mutatja, a hozzátartozó diagramokkal együtt. Az értékeket szintén a **2.3. táblázat** tartalmazza. Az ábrákból és a táblázatból kitűnik, hogy a dezaxialitás milyen elváltozást okoz a sebességben és a gyorsulásban.

2.3. táblázat

Centrikus és dezaxiált (excentrikus) forgattyús hajtómozgás jellemzői

A - centrikus

B - dezaxiált

$r = 3 \text{ cm}$
 $\ell = 4r = 12 \text{ cm}$
 $e = 0$
 $\omega = 10 \text{ 1/s}$

$r = 3 \text{ cm}$
 $\ell = 4r = 12 \text{ cm}$
 $e = 2r = 6 \text{ cm}$
 $\omega = 10 \text{ 1/s}$

φ°	$x_A \text{ (cm)}$		$v_A \text{ (cm/s)}$		$a_A \text{ (cm/s}^2\text{)}$	
	A	B	A	B	A	B
0	3,00	3,16	0	16,87	-375,00	-403,12
20	2,77	3,51	-12,67	2,28	-339,36	-418,62
40	2,14	3,35	-22,97	-11,43	-242,83	-356,19
60	1,21	2,77	-29,22	-22,00	-112,50	-244,57
80	0,25	1,89	-30,82	-28,37	18,38	-121,37
90	-0,38	1,39	-30,00	-30,00	75,00	-65,62
100	-0,89	0,98	-28,26	-30,71	122,57	-17,18
120	-1,78	-0,22	-22,73	-29,95	187,50	55,42
140	-2,45	-1,23	-15,59	-27,13	216,78	103,43
160	-2,86	-2,12	-7,85	-22,80	224,45	145,19
180	-3,00	-2,83	0	-16,87	225,00	196,87
200	-2,86	-3,31	7,85	-8,91	224,45	260,62
220	-2,45	-3,51	15,59	1,27	216,78	320,37
240	-1,78	-3,35	22,73	13,07	187,50	347,70
260	-0,89	-2,76	28,26	24,85	122,57	315,18
270	-0,38	-2,29	30,00	30,00	75,00	271,87
280	0,15	-1,71	30,82	34,23	18,38	210,99
300	1,21	-0,35	29,22	38,88	-112,50	47,70
320	2,14	1,07	22,97	37,78	-242,83	-139,25
340	2,77	2,31	12,67	29,43	-339,36	-303,19
360	3,00	3,16	0	16,87	-375,00	-403,12

A
 $s = 6 \text{ cm}$
 $\alpha_1 = 0^\circ$
 $\alpha_2 = 180^\circ$
 $v = 190,9 \text{ cm/s}$

B
 $s = 7,03 \text{ cm}$
 $\alpha_1 = 23,57^\circ$
 $\alpha_2 = 221,71^\circ$
 $v = 22,40 \text{ cm/s}$

A fontosabbak a következők:

- A dezaxialitás miatt megnő a löket. Ugyanilyen mértékben nő a tolattyú közepes sebessége is.

- A dezaxialitás miatt az oda-vissza menetben a tolattyúsebességek maximumai nem egyenlők és a löketnek nem azonos helyén vannak, amint az a centrikus hajtóműnél van.
- Az oda- és a visszamenetben nem csak a maximális sebességek térnek el, hanem az átlagsebességek is. Emiatt egyenlőtlen a tolattyú járása és nehezebb kiegyensúlyozni. Az egyenlőtlen járást azonban anyagszállításnál lehet hasznosítani. Vízszintes lemezen is halad a rátett anyag, ha azt dezaxiált hajtómű mozgatja. Kaszáknál a hajtómű A pontjához van kötve a mozgó pengesor. Ha a kaszagerenda külső vége megemelkedik, úgy megváltozik a dezaxialitás (**e**) és ezzel együtt a kasza lökete (**s**) is.

2.7. A lendítőkerék szerepe és méretezésének elve

Az erő- és munkagépek forgórészei általában nem egyenletes járásúak. A szögsebességben és a kerületi sebességben kisebb-nagyobb ingadozás tapasztalható.

A gépek egyenlőtlen járása két fő okra vezethető vissza:

- nem állandó a hajtóerő,
- nem állandó a terhelés.

Harmadiknak azt az esetet tekinthetjük, amikor mindkettő egyidejűleg változik.

A gépek járásának egyenlőtlenségét az egyenlőtlenségi fokkal (δ) fejezik ki:

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_k} \quad \text{ahol} \quad \omega_k = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad /19/$$

Itt ω_1 a legnagyobb, ω_2 a legkisebb szögsebességet jelenti.

Ugyanez a forgattyúcsap kerületi sebességével is kifejezhető:

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{v_k} \quad v_k = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad /20/$$

Gyakorlati szempontok és a célszerűség megszabják, hogy a gép járásában mekkora egyenlőtlenség engedhető meg. Szövőgépeknél pl. csak igen kicsi lehet az egyenlőtlenség, különben gyakori lenne a szálszakadás.

Néhány gépfajta szokásos egyenlőtlenségi foka:

	δ (%)
szövőgép	0,25.....0,40
villamos erőmű gépei	0,5.....1,00
szerszámgépek, egyéb munkagépek	2,0.....10,00

A régebben elterjedten alkalmazott gőzgépeknél és a gázmotoroknál a hajtóerő egyenlőtlensége meglehetősen nagy volt, amihez hozzájárult még a forgattyús hajtómű és a keresztfej nagy tömegeinek a zavaró hatása is. A hajtó erőgép tehát már eleve magában hordott bizonyos egyenlőtlenséget.

A gyorsjáratú, korszerű erőgépek és a villanymotorok az említett egyenlőtlenséget csaknem teljesen kiküszöbölik és állandó hajtóerőt ill. nyomatékot biztosítanak. Ezért a továbbiakban a lendítőkerék méretezésénél csak a munkagépen fellépő ütemesen változó terhelést vesszük figyelembe.

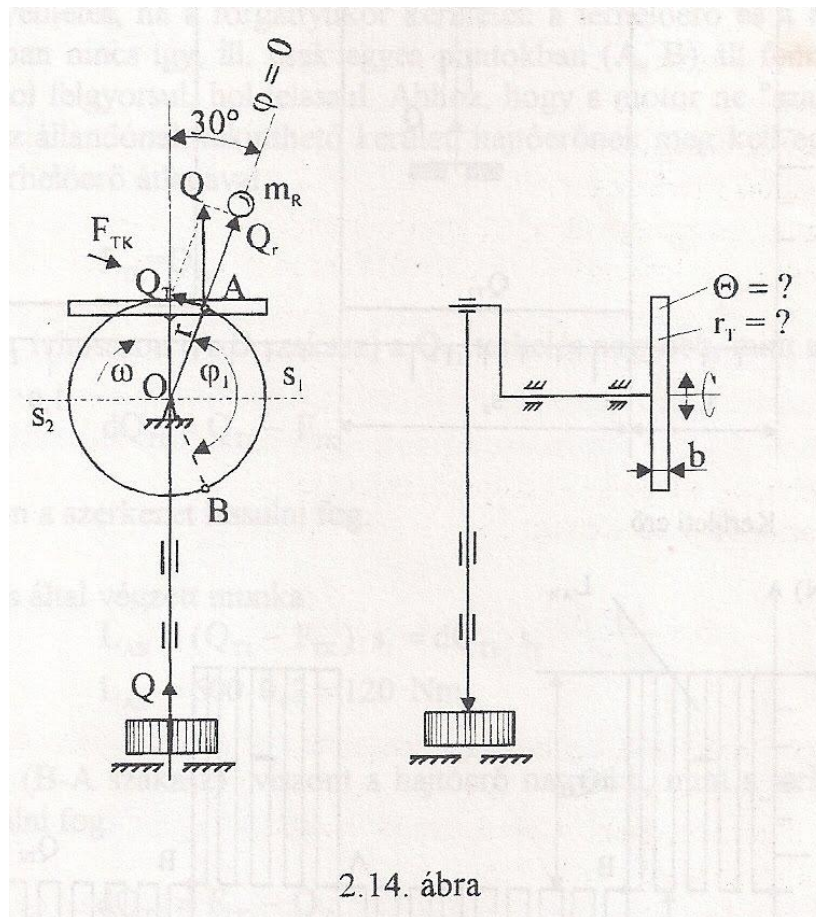
Megfelelő nagyságú lendítőkerék alkalmazásával a váltakozó terhelés által okozott egyenlőtlenség az előírt határok közé szorítható.

Példaként nézzünk egy kulisszás hajtóművel működtetett lyukasztógépet (**2.14. ábra**). Az ábrán vázolt szerkezetet tekintjük **fiktív modellnek**, ami csupán a számítóeljárás bemutatására szolgál célszerűen felvett adatokkal.

A forgattyú sugara $r = 95,54$ mm; a forgattyúkör kerülete $K=600$ mm; a munkavégzés íve

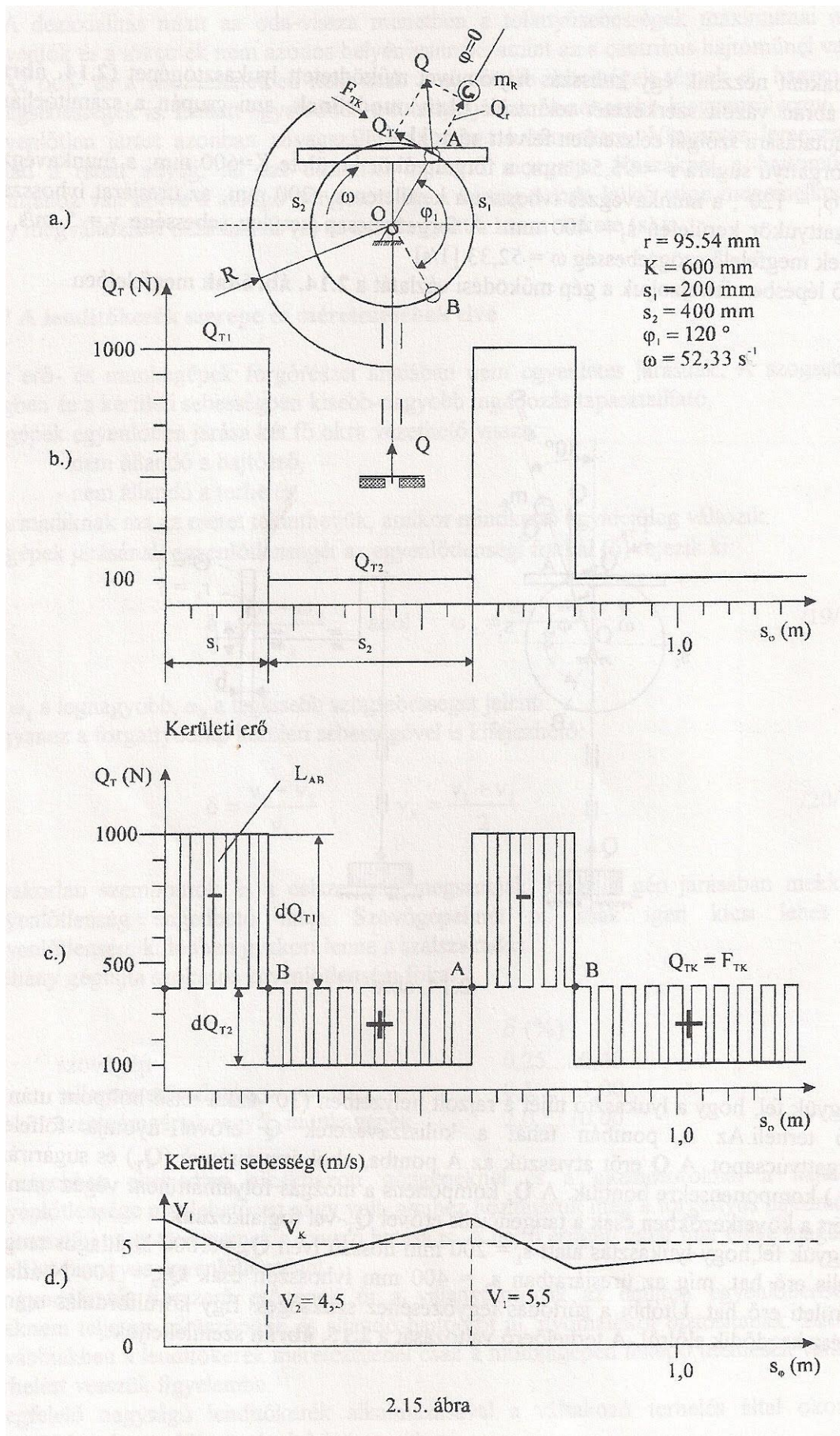
$\varphi_1=120^\circ$; a munkavégzés ívhossza a kerületen $s_1=200$ mm; az üresjárat ívhossza a forgattyú kör kerületén $s_2=400$ mm. A forgattyúcsap kerületi sebessége $v_k=5$ m/s, az ennek megfelelő szögsebesség $\omega = 52,33$ [1/s].

Első lépésben felrajzoljuk a gép működési vázlatát a **2.14. ábrának** megfelelően.



Tegyük fel, hogy a lyukasztó tűjét a rajzolt helyzetben (30° -kal a felső holtpont után) Q erő terheli. Az **A** pontban tehát a kulisszavezeték Q erővel nyomja fölfelé a forgattyúcsapot. A Q erőt átvisszük az **A** pontba, ahol érintőirányú (Q_T) és sugárirányú (Q_r) komponensekre bontjuk. A Q_r komponens a mozgás folyamán nem végez munkát, ezért a következőkben csak a tangenciális erővel Q_T -vel foglalkozunk.

Tegyük fel, hogy lyukasztás alatt $s_1=200$ mm hosszú íven $Q_{T1}=1000$ N átlagos tangenciális erő hat, míg az üresjáratban $s_2 = 400$ mm ívhosszon csak $Q_{T2}=100$ N átlagos kerületi erő hat. Utóbbi a súrlódás legyőzéséhez szükséges. Egy körülfordulás után az egész kezdődik előlről. A terhelőerő változását a **2.15. ábrán** szemléltetjük.



2.15. ábra

A tangenciális erőnek egy körülfordulás alatt a kerület mentén végzett munkája:

$$L = Q_{T1} \cdot s_1 + Q_{T2} \cdot s_2 \quad /21/$$

$$L = 1000 \cdot 0,2 + 100 \cdot 0,4 = 200 + 40 = 240 \text{ Nm}$$

Az átlagos erő:

Az L -értékével számítható az átlagos tangenciális erő Q_{TK} :

$$Q_{TK} = \frac{L}{K} = \frac{240}{0,6} = 400 \text{ N}$$

A diagram alatti terület munkát jelent, mert erő és út szorzataként adódik. A gép járása akkor lenne egyenletes, ha a forgattyúkör kerületén a terhelőerő és a hajtóerő egyenlő lenne. Ez azonban nincs így, ill. csak egyes pontokban (A, B) áll fenn az egyenlőség, ezért a motor hol felgyorsul, hol lelassul. Ahhoz, hogy a motor ne "szaladjon" meg, ill. ne "álljon le", az állandónak tekinthető kerületi hajtóerőnek meg kell egyeznie a kerületi (tangenciális) terhelőerő átlagával:

$$F_{TK} = Q_{TK}$$

Esetünkben az s_1 ívhosszon (A-B szakasz) a Q_{T1} terhelés nagyobb, mint az F_{TK} hajtóerő.

A különbség:

$$dQ_{T1} = Q_{T1} - F_{TK}$$

Ezen a szakaszon a szerkezet lassulni fog.

A többletterhelés által végzett munka:

$$L_{AB} = (Q_{T1} - F_{TK}) \cdot s_1 = dQ_{T1} \cdot s_1$$

$$L_{AB} = 600 \cdot 0,2 = 120 \text{ Nm}$$

Az s_2 ívhosszon (B-A szakasz) viszont a hajtóerő nagyobb, mint a terhelés, ezért itt a szerkezet gyorsulni fog.

A különbség:

$$dQ_{T2} = F_{TK} - Q_{T2}$$

A többlet hajtóerő munkája ugyanannyi, mint a munkaszakaszon a többlet terhelőerő munkája:

$$L_{BA} = (F_{TK} - Q_{T2}) \cdot s_2 = dQ_{T2} \cdot s_2$$

$$L_{BA} = 300 \cdot 0,4 = 120 \text{ Nm}$$

/22/

A forgattyúcsap kerületi sebességét 5 m/s-ra vettük fel. Szabjuk meg, hogy az egyenlőtlenségi fok $\delta = 20\%$, ami azt jelenti, hogy a sebességingadozás, tehát a $v_1 - v_2$ sebességkülönbség a közepes értéknek 20%-a lehet.

Ebből következően a legnagyobb és a legkisebb kerületi sebesség:

$$v_1 = 5,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \quad v_2 = 4,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \quad v_k = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Mivel a lassítóerő és a gyorsítóerő állandó, ezért a sebesség változását egyenes vonal jelzi az időtől függő s_ϕ függvényében. (ui. $s_\phi = r \cdot \omega_k \cdot t$) (Lásd a **2.15.c ábrát**).

A lendítőkerék Θ tehetetlenségi nyomatékát akkorára kell választani, hogy az s_1 íven előálló lendületcsökkenéssel lehessen fedezni az L_{AB} többletterhelés munkáját.

Ezt kifejező összefüggés:

$$L_{AB} = \frac{\Theta \cdot \omega_1^2}{2} - \frac{\Theta \cdot \omega_2^2}{2}$$

$$L_{AB} = \Theta \cdot \left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \right) \cdot (\omega_1 - \omega_2) \quad /22/$$

Ugyanezt az eredményt kapjuk, ha a tömeggel és a kerületi sebességgel számolunk:

$$L_{AB} = m \cdot \left(\frac{v_1 - v_2}{2} \right) \cdot (v_1 - v_2) \quad /23/$$

Felhasználva a /19/ kifejezést:

$$L_{AB} = m \cdot \delta \cdot v_k^2$$

Itt m azt a pontszerű tömeget jelenti, amely képzeletben a forgattyúcsapra, tehát a kerületi sebesség mozgásvonalába helyezve, biztosítja az előírt egyenlőtlenséget.

Az előző kifejezéssel kiszámított pontszerű m tömeg forgáspontra vett tehetetlenségi nyomatéka $\Theta = m \cdot r^2$. Ez a Θ meghatározásának egyik módja.

A /23/ kifejezés alapján az m tömeg:

$$m = \frac{L_{AB}}{\delta \cdot v_k^2} = \frac{120}{0,2 \cdot 5^2} = 24 \text{ kg}$$

Pontszerű tömegről lévén szó, így annak a tengelyre vett tehetetlenségi nyomatéka:

$$\Theta = m \cdot r^2 = 24 \cdot 0,09554^2 = 0,219 \text{ kgm}^2$$

Visszatérve a /23/ kifejezéshez és figyelembevéve a /19/ kifejezést is a többletterhelés munkája:

$$L_{AB} = \Theta \cdot \delta \cdot \omega_k^2 \quad /24/$$

Ezzel a lendítőkerék tehetetlenségi nyomatéka:

$$\Theta = \frac{L_{AB}}{\delta \cdot \omega_k^2} \quad /25/$$

A /25/ (ez a meghatározás másik módja) kifejezésből látható, hogy a δ egyenlőtlenégi fok növelésével csökkenthető a lendkerék tehetetlenségi nyomatéka.

Azzal is csökkenthető a lendkerék tehetetlenségi nyomatéka, ha növeljük ω_k értékét.

A /25/ alapján a keresett tehetetlenségi nyomaték:

$$Q = \frac{L_{AB}}{\delta \cdot \omega_k^2} = \frac{120}{0,2 \cdot 52,33^2} = 0,219 \text{ kgm}^2$$

Végezetül megállapíthatjuk, hogy ha ezt a lyukasztógépet a kiszámított és közvetlenül az **O** forgattyútengelyre szerelt $\Theta=0,219 \text{ kgm}^2$ tehetetlenségi nyomatékú lendítőkerékkel szereljük fel, akkor az adott terhelés mellett és $n_k = 500 \text{ 1/min}$ közepes fordulatszám esetén, az egyenlőtlenégi fok $\delta=20\%$ lesz.

Ha a lendítőkereket nem a forgattyútengelyre, hanem az arra ráhajtó és pl. gyorsabban forgó előtét tengelyen kívánjuk elhelyezni, akkor kisebb tehetetlenségi nyomatékú kerék is elegendő, amit a /6/ összefüggés alapján számíthatunk ki.

A /25/ kifejezésből látható az is, hogy ha a túmozgató forgattyú szögsebességét kétszeresére emeljük, akkor 1/4 tehetetlenségi nyomatékú lendkerék is elegendő.

Fenti adatokkal a lyukasztógép hajtásához szükséges teljesítmény az átlagos tangenciális erő és a kerületi sebesség szorzataként számítható:

$$P_t = Q_{TK} v_k = 2000 \text{ W}$$

Ugyanezt az eredményt kapjuk, ha az átlagos tangenciális erő nyomatékát ($M_{TK} = Q_{TK} \cdot r = 400 \cdot 0,09554 = 38,216 \text{ Nm}$) szorozzuk a szögsebességgel:

$$P_t = M_{TK} \cdot \omega = 38,216 \cdot 52,33 = 2000 \text{ W}$$

A példa befejezéseként nézzük meg, hogy milyen méretek adódnak a lendkerékre, ha azt pl. egy tömör acéltárcsával kívánjuk megvalósítani.

A tömör tárcsa tehetetlenségi nyomatéka:

$$\Theta = \frac{1}{2} \cdot m_T \cdot r_T^2$$

Ebből a tárcsa tömege:

$$m_T = \frac{2\Theta}{r_T^2}$$

Előző számításunkból $\Theta=0,219 \text{ kgm}^2$

Vegyük a tárcsa sugarát pl. $r_T = 0,2 \text{ m}$ -re.

Ezzel a tárcsa tömege:

$$m_T = \frac{2 \cdot 0,219}{0,2^2} = 10,9 \text{ kg}$$

Legyen a tárcsa acélból, így $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$

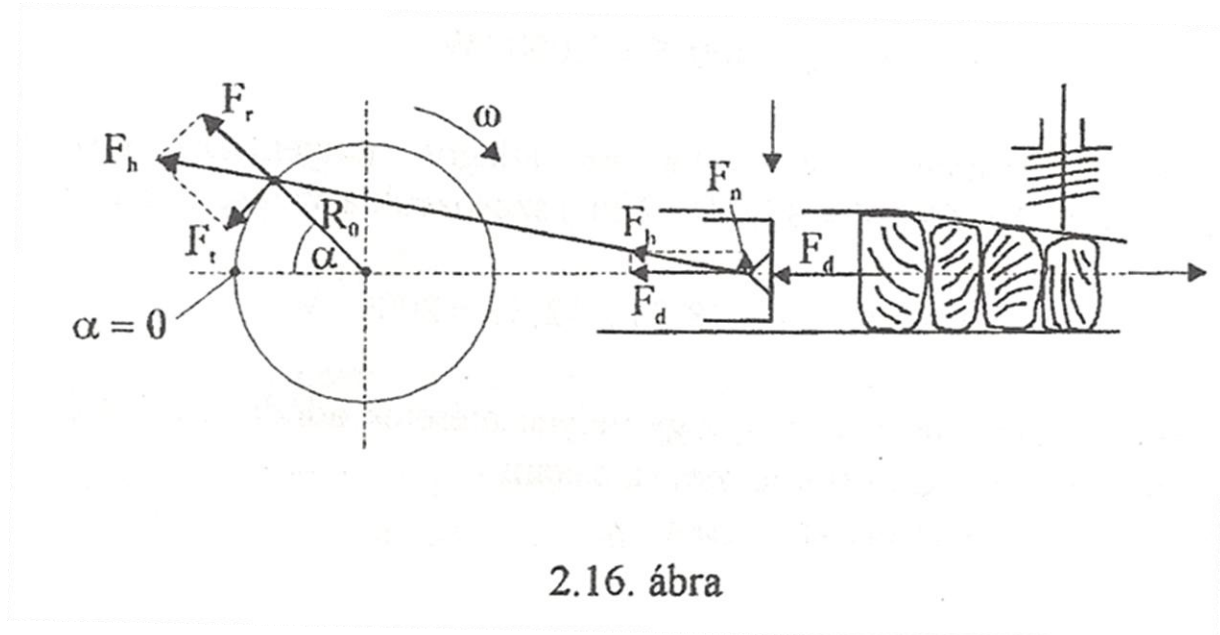
Ezzel a tárcsa vastagsága:

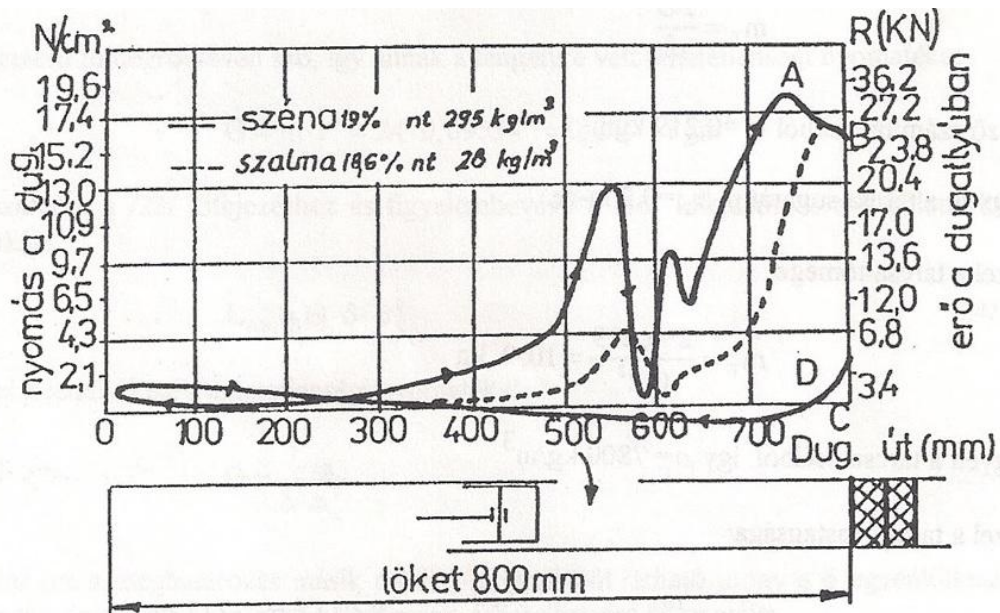
$$b = \frac{m_T}{r_T^2 \cdot \pi \cdot \rho} = \frac{10,9}{0,2^2 \cdot \pi \cdot 7800} = 0,011 \text{ m} \quad (11 \text{ mm})$$

Példaként bemutatjuk egy csúszódugattyús szénaprés vázlatát (**2.16. ábra**) a hozzátartozó diagrammal együtt (**2.17. ábra**). A diagrammok ténylegesen mért értékeket tartalmaznak. Itt a B-C pontoknak a **2.18. ábra** A-B pontjai felelnek meg és a W_{BC} munkaterületnek az L_{AB} .

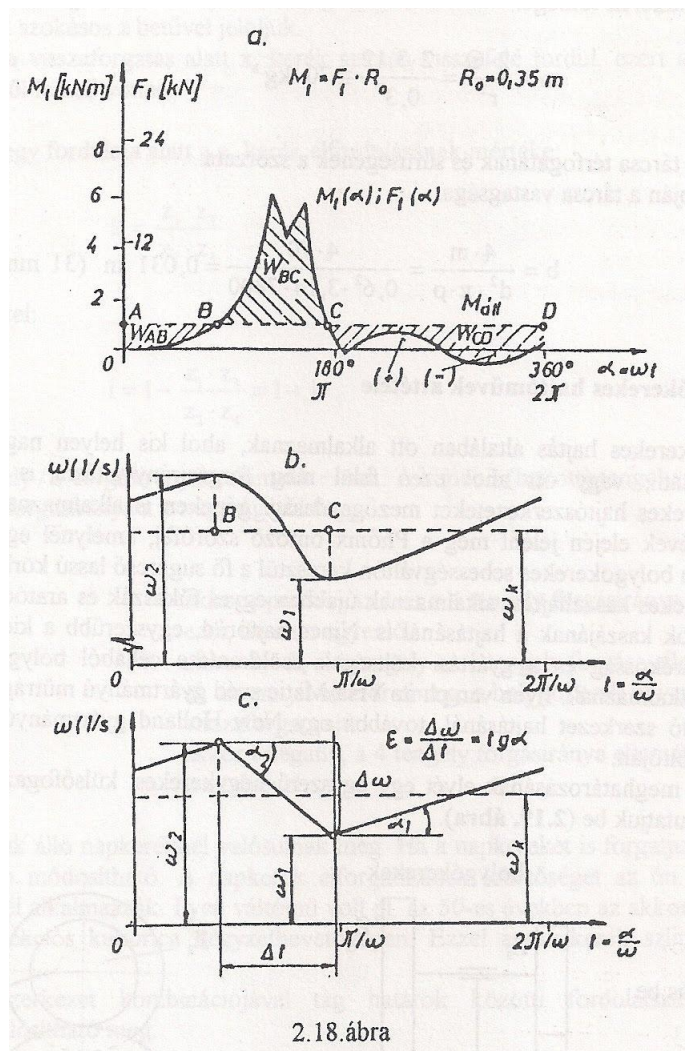
Az előző magyarázat értelemszerű alkalmazásával a szénaprés lendítőkerekének a méretezése elvégezhető.

A **2.18. ábra** a szénaprés-dugattyú forgattyújának az elfordulása függvényében mutatja a dugattyúra ható, vízszintes irányú erő (F_x) és a tangenciális erő (F_t szaggatott vonal) változását. Ügyeljünk azonban arra, hogy a lendítőkereket nem a prés forgattyús tengelyére, hanem a TLT-által közvetlenül hajtott tengelyre szerelik, ami kb. 4-5-ször gyorsabban forog mint a forgattyús tengely. A szénaprés lendítőkerekét tehát a TLT fordulatszámára kell méretezni.





2.17. ábra



2.18. ábra

Adatok szénaprés lendítőkerekének a méretezéséhez

A tangenciális diagram alapján megszerkesztett munkatöbblet $L_{AB} = 1500$ Nm, a lendkerék fordulatszáma $n = 540$ [1/min], szögsebessége ennek megfelelően $\omega_k = 56,53$ 1/s. A lendítőkerek legyen tömör tárcsa, aminek az átmérőjét vegyük fel $d = 600$ mm-re. Az egyenlőtlenlégi fokot válasszuk $\delta = 0,15$ -re. Ezekkel az értékekkel a lendkerék tehetlenségi nyomatéka a /25/ összefüggés felhasználásával:

$$\Theta = \frac{L_{AB}}{\delta \cdot \omega_k^2} = \frac{1500}{0,15 \cdot 56,54^2} = 3,12 \text{ kgm}^2$$

Ha a lendkerék tömör tárcsa lenne, akkor annak a tehetlenségi nyomatéka:

$$\Theta = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

Ebből a lendkerék tömege:

$$m = \frac{2 \cdot \Theta}{r^2} = \frac{2 \cdot 3,12}{0,3^2} \cong 70 \text{ kg}$$

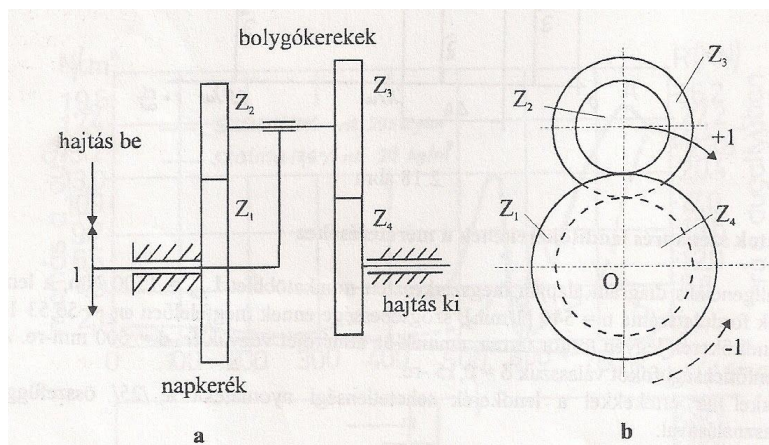
A tömeg a tárcsa térfogatának és sűrűségének a szorzata. Ennek alapján a tárcsa vastagsága:

$$b = \frac{4 \cdot m}{d^2 \cdot \pi \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 70}{0,6^2 \cdot 3,14 \cdot 7800} = 0,031 \text{ m (31 mm)}$$

2.8. Bolygókerékes hajtóművek áttétele

A bolygókerékes hajtás általában ott alkalmaznak, ahol kis helyen nagy áttételt kell megvalósítani, vagy ott ahol ezen felül még forgásirányváltásra is szükség van. Bolygókerékes hajtószerkezeteket mezőgazdasági gépeken is alkalmaznak. Hazánkban az 50-es évek elején jelent meg a Phönix öntöző szórófej, amelynél egy melléksugár biztosította bolygókerékes sebességváltón keresztül a fő sugárcső lassú körbeforgatását.

Bolygókerékes kaszahajtást alkalmaznak újabban egyes fűkaszák és aratócséplők, illetve rendrevágók kaszájának a hajtásánál is. Nincs hajtórúd, egyszerűbb a kiegyensúlyozás. Anyagtakarékosság és a gyártási költségek csökkentése céljából bolygó lánckerekes hajtást is alkalmaznak. Ilyen van pl. az Yrsa-Matic svéd gyármányú műtrágyaszórógépen a kiadagoló szerkezet hajtásánál, továbbá egy New Holland gyármányú kisbálázógép rendtövébítőjén. Az áttétel meghatározásának elvét egy egyszerű négykerékes, külsőfogazású váltószerkezeten mutatjuk be (2.19. ábra).



2.19. ábra

Forgassuk el képzeletben az egész szerkezetet a napkerékkel együtt jobbra egy fordulattal. Ezt a **b)** ábrán +1-gyel jelöltük. Mivel ezalatt minden kerék és tengely együtt forog, ezért a fogakon nincs legördülés.

A napkerék üzem közben áll. Annak érdekében, hogy a valóságos helyzet előálljon, csak a napkereket 1-gyel vissza kell forgatni. Ezt a **b)** ábrán szaggatott nyíllal -1-gyel jelöltük. Ezalatt a visszaforgatás alatt rögzítve tartjuk a bolygókerék tengelyét és megnézzük, hogy a kimenő tengelyen lévő z_4 kerék milyen irányban és mennyit fordul el. A kerekeket a fogszámnál szokásos z betűvel jelöljük.

Példánkban a visszaforgatás alatt z_4 kerék szintén visszafelé fordul, ezért az elfordulás mértékét 1-ből le kell vonni.

A napkerék egy fordulata alatt a z_4 kerék elfordulásának mértéke:

$$k = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \quad /26/$$

Ezzel az áttétellel:

$$i = 1 - \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = 1 - k \quad /27/$$

A hajtó tengely /1/ forgásirányát tekintjük + -nak. A kimenő (hajtott) tengely z_4 fogszámú kerekének a forgásiránya a k nagyságától függ:

Ha

- $k < 1$ akkor i pozitív, az 1 és a 4 tengely forgásiránya megegyezik, de nem egyenlő
- $k = 1$ akkor $i=0$, a 4 tengely az 1 tengely forgása ellenére áll, ui. amennyit az előre forog, a bolygókerék ugyanannyit visszaforgat rajta
- $k > 1$ akkor i negatív, a 4 tengely forgásiránya ellentétes az 1 tengelyével

Mindezek csak álló napkeréknél valósulnak meg. Ha a napkereket is forgatjuk, akkor az áttétel tovább módosítható. A napkerék elforgatásának lehetőségét az ún. korrekciós váltóműveknél alkalmazzák. Ilyen váltómű volt pl. az 50-es években az akkori SZU-ban

gyártott korrekciós kukorica négyzetbevetőgépen. Ezzel a talajkerék szlipjét lehetett korrigálni.

Két bolygószerkezet kombinációjával tág határok közötti fordulatszámváltás és irányváltás valósítható meg.

2.5. Példa

Bolygókerekes hajtómű áttétele

Számítsuk ki az áttételt a **2.19. ábrán** vázolt hajtóműnél a következő adatok esetén:

$$n_1 = 1000 \frac{1}{\text{min}}, \quad z_1 = 13, \quad z_2 = 14, \quad z_3 = 15, \quad z_4 = 14$$

$$i = 1 - \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = 1 - \frac{13 \cdot 15}{14 \cdot 14} = 1 - 0,9948 = 0,0052$$

Ezzel a hajtott tengely fordulatszáma:

$$n_2 = i \cdot n_1 = 0,0052 \cdot 1000 = 5,2 \text{ 1/min}$$

Mivel itt i pozitív, ezért a hajtott tengely ugyanabba az irányba forog, mint a hajtó tengely, csak sokkal lassabban.

A bolygómű működésének szemléltetésére jó példa az, amikor egy leszorított forintos pénzérme körül egy másik forintost gördítünk le. Azt látjuk, hogy az 1-es szám egy körbekerülés alatt kétszer fordul meg.

Itt az előző gondolatmenet szerint az áttétel:

$$i = 1 + \frac{z_1}{z_2}$$

de itt $z_1 = z_2$ (a pénzek peremén azonos a recék száma) ezért

$$i = 1 + 1 = 2$$

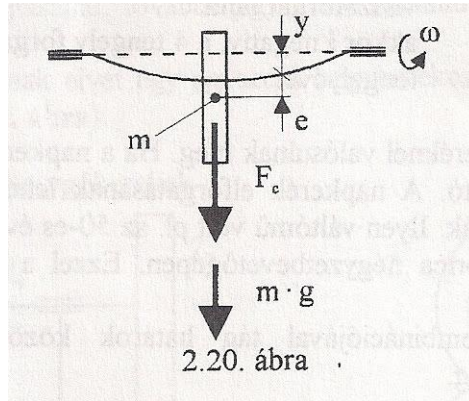
Az áttétel tehát 2.

2.9. Tengelyek kritikus fordulatszáma

Tengely kritikus fordulatszámának azt a fordulatszámot nevezzük, amelynél a tengely szögsebessége egyenlő az önlengésszám körfrekvenciájával.

A **2.20. ábra** erős torzítással olyan tengelyt ábrázol, amelyre "e" külpontossággal szereltek egy "m" tömegű kereket.

A fellépő centrifugális erő és a súlyerő együttesen "y" lehajlást okoznak a vázolt pillanatban.



A centrifugális erő:

$$F_c = m \cdot (y + e) \cdot \omega^2 \quad /28/$$

Az y irányú kitérítő erő a centrifugális erő és a súlyerő összege:

$$F_y = F_c + m \cdot g = m \cdot (y + e) \cdot \omega^2 + m \cdot g \quad /29/$$

Az irányítóerő a kitérítőerő és a kitérés hányadosa:

$$k = \frac{F_y}{y} \quad \text{innen} \quad F_y = k \cdot y \quad /30/$$

Ezt behelyettesítve az /29/-be:

$$y \cdot k = m \cdot y \cdot \omega^2 + m \cdot e \cdot \omega^2 + m \cdot g$$

A kitérés kifejezése:

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega + m \cdot g}{k - m \cdot \omega^2} \quad /31/$$

A /31/ kifejezésből látható, hogy

$$k - m \cdot \omega^2 = 0$$

esetén y végtelen lesz, azaz elvileg "végtelen" kitérés jön létre.

Az ehhez tartozó ω érték:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad /32/$$

A k irányítóerő ismert tömeggel végzett terheléssel, vagy az önsúly hatására előálló lehajlással határozható meg.

Tegyük fel, hogy a saját súly (**m**g) alatti lehajlás "**f**", akkor az irányítóerő:

$$k = \frac{m \cdot g}{f}$$

Ezt behelyettesítve a /32/-be:

$$\omega = \sqrt{\frac{m \cdot g}{m \cdot f}} = \sqrt{\frac{g}{f}}$$

Ez a tengely **kritikus szögsebessége**.

Helyettesítsük be $g = 981 \text{ cm/s}^2$ értéket és az "**f**"-et cm-ben:

$$\omega = \sqrt{\frac{981}{f(\text{cm})}} = \frac{31,32}{\sqrt{f(\text{cm})}}$$

Ezzel a kritikus fordulatszáma:

$$n = \frac{60}{2\pi} \cdot \omega = \frac{60 \cdot 31,32}{2\pi \cdot \sqrt{f(\text{cm})}} = 299,08 \frac{1}{\sqrt{f(\text{cm})}} \cong \frac{300}{\sqrt{f(\text{cm})}}$$

A kritikus fordulatszámon a tengelyt járatni nem szabad, azon minél gyorsabban át kell haladni, különben a tengely berezonál, ami törést idézhet elő.

2.6. Példa

Tengely kritikus fordulatszáma

Egy tengely az alátámasztások felénél rászzerelt kerék súlya alatt $f = 0,2 \text{ mm}$ -t hajlik le.

Kérdés:

Mennyi a tengely kritikus fordulatszáma?

Megoldás:

$$N = \frac{300}{\sqrt{f(\text{cm})}} = \frac{300}{\sqrt{0,02}} = 2121,32 \frac{1}{\text{min}}$$

2.10. A triórral kapcsolatos mechanikai problémák

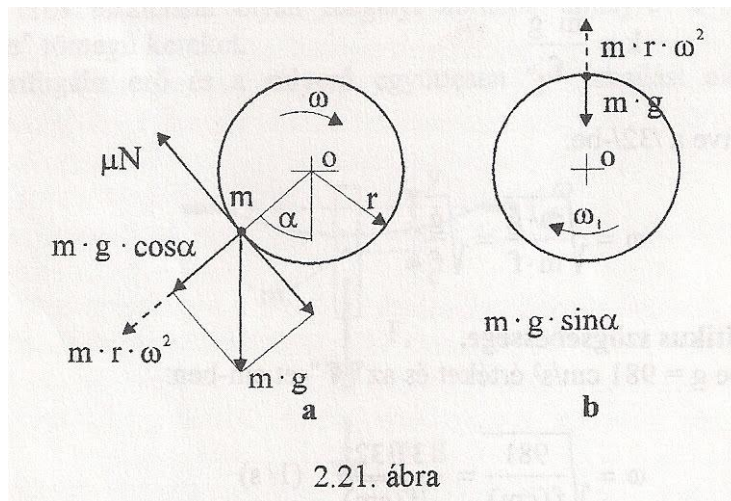
Helyezzünk egy **m** tömegpontot forgó, vízszintes, sima cső belsejébe. A súrlódási tényező μ , a szögsebesség ω .

Kérdés, hogy a csőben milyen magasra emelkedik a tömegpont. Bár a triór belső köpenyén sejtek vannak, a mag mozgására némi módosítással az itt meghatározott összefüggések jellemzők.

A feladat megoldásával a triórben a hengerpalást alján lassan áramló "magvese" helyzetére kapunk felvilágosítást.

A magvese helyzetéből lehet megállapítani a henger nyomaték és teljesítményigényét.

Az összefüggést a **2.21. ábra** alapján vizsgáljuk.



2.21. ábra

A henger palástját belülről kifelé nyomó erő:

$$N = m \cdot g \cdot \cos \alpha + m \cdot r \cdot \omega^2 \quad /33/$$

Az érintő irányában egyensúlyt tartó erők:

$$\mu \cdot N = m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

Ezt behelyettesítve a /33/-ba:

$$m \cdot g \cdot \sin \alpha = \mu \cdot (m \cdot g \cdot \cos \alpha + m \cdot r \cdot \omega^2)$$

Tudjuk, hogy:

$$\mu = \operatorname{tg} \rho = \frac{\sin \rho}{\cos \rho}$$

Behelyettesítés és rendezés után:

$$\begin{aligned} m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \cos \rho &= m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \rho + \sin \rho \cdot m \cdot r \cdot \omega^2 \\ m \cdot g \cdot \sin(\alpha - \rho) &= m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \rho \end{aligned}$$

Innen:

$$\alpha = \rho + \arcsin \frac{r \cdot \omega^2 \cdot \sin \rho}{g} \quad /34/$$

Látjuk, hogy az α szög a súrlódási tényezőtől és a $k = \frac{r \cdot \omega^2}{g}$ hányadostól függ a /34/

összefüggés szerint. A k tényező trióröknél alkalmazott értékei 0,3.....0,75. A nagyobb értékeket a gyorsjáratú trióröknél alkalmazzák.

A 2.21. ábrából látható az is, hogy az **mg** súlyerőnek az **O** pontra vett nyomatéka:

$$M = m \cdot g \cdot r \cdot \sin \alpha \quad /35/$$

Ezzel a teljesítményigény:

$$P = M \cdot \omega = m \cdot g \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad /36/$$

A határfordulatszám meghatározását a **b)** ábra alapján végezhetjük. A határfordulatszámnál a súlyerő egyenlő a centrifugális erővel. Ilyenkor a mag a felső holtpontban sem hull vissza, a henger magával viszi:

$$m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot g \quad \text{itt} \quad k = \frac{r \cdot \omega^2}{g} = 1$$

innen a határ-szögsebesség és fordulatszám:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} \quad n = 9,55 \cdot \omega \quad \left(\frac{1}{\text{min}}\right)$$

A triőrök teljesítményigényének a meghatározására egyébként van egy tapasztalati képlet:

$$P = \frac{Q}{5000 \cdot \eta}$$

ahol **Q** (t/h) anyagáram, **η** pedig a hatásfok, ami 0,7...0,8 szokott lenni.

Néhány fontosabb érték triőröknél:

D (mm)	400	500	600	800
Q (t/h)	1..1,2	1..2,5	2,5..3,5	3,5..5

A fajlagos anyagáram **q**(kg/h/m²) 5...15 között, a percnkénti fordulatszám **n**(1/min) 15...60 között van.

A **Q** (t/h) anyagáram és a magvese keresztmetszetéből meghatározható, hogy egy adott időpillanatban mennyi a hengerpalást alján elhelyezkedő magtömeg.

2.7. Példa

Mag helyzete a triőrhengerben

Kérdés:

Mennyi lesz **α** értéke, ha a súrlódási tényező **μ** = 0,2 és a henger sugara **r** = 0,3 m, **k**= 0,7 (gyorsjáratú triőr)?

Megoldás:

$$\rho = \arctg \mu = \arctg 0,2 = 11,3^\circ$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k \cdot g}{r}} = \sqrt{\frac{0,7 \cdot 9,81}{0,3}} = 4,78 \frac{1}{s}$$

$$\alpha = \rho + \arcsin(k \cdot \sin \rho) = 11,3^\circ + \arcsin(0,7 \cdot \sin 11,3^\circ)$$

$$\alpha = 11,3^\circ + 7,88^\circ = 19,18^\circ$$

Ha a triőr belsejében lévő tömeg $m = 5$ kg, kérdés, hogy mekkora nyomaték és teljesítmény kell a forgatáshoz?

$$M = m \cdot g \cdot r \cdot \sin \alpha = 5 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \cdot \sin 19,18^\circ = 4,83 \text{ Nm}$$

$$P = M \cdot \omega = 4,83 \cdot 4,78 = 23,08 \text{ W}$$

Itt az m tömeget egy összefüggő darabnak tekintettük, amelynél a test teljes súlyával részt vesz a súrlódó erő kialakulásában. A triőrben valójában maganyag áramlik, amely csak részben érintkezik a hengerrel, a mag egy része önmagán gördülve mozog. A fentiek alapján kiszámított adatok azonban irányértékül szolgálhatnak.

3. ÁRAMLÁSSAL KAPCSOLATOS FOGALMAK ÉS ELEMZÉSEK

A mezőgazdasági erő- és munkagépek működésében fontos szerepe van az áramló folyadékoknak, levegőnek és az ömlesztett anyagok áramlásának. Ezért közelebbről is meg kell ismernünk az itt érvényesülő alapvető összefüggéseket, az elemzések módszerét és a példák kiszámításának menetét.

3.1. A Bernoulli- egyenlet és alkalmazása

Szilárd testeknél mozgási energiáról és helyzeti energiáról beszélhetünk. Folyadékoknál ezeken kívül még van a mechanikai munkavégzésnek egy harmadik forrása is: a **nyomás**. Csővezetékben nyomás alatt szintkülönbséggel szállított **m** tömegű folyadék összenergiája a következőkből tevődik össze:

- mozgási energia E_v
- nyomóenergia E_p
- helyzeti energia E_z

Az **m** tömegű folyadék összenergiája:

$$E = E_v + E_p + E_z \quad /1/$$

A mozgási energia

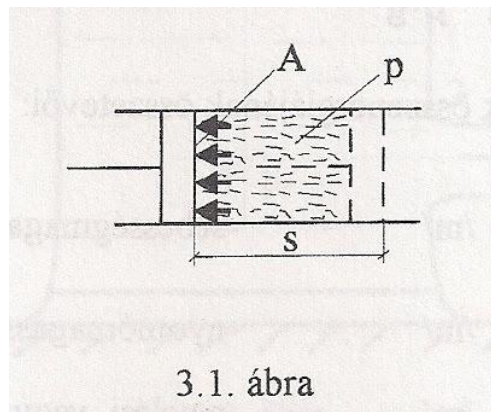
Az **m** tömegű folyadék mozgási energiája

$$E_v = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad /2/$$

A nyomóenergia

A folyadék nyomása munkavégző képességet jelez. Áramlás közben a folyadék nyomásából származó erők munkát végeznek. Ennek a munkavégző képességnek a lényegét dugattyús szivattyúval, nyomás alatt végzett folyadék szállításnál követhetjük nyomon.

Az **A** felületű dugattyúra **p** nyomás hat, ami ellenében a dugattyú **s** úton elmozdul. A dugattyú elmozdulása közben végzett munka (**3.1. ábra**):



$$W_p = p \cdot A \cdot s = p \cdot V = \frac{p \cdot m}{\rho} \quad /3/$$

A nyomás alatt lévő folyadék tehát úgy tárolja az energiát, mint az összenyomott rugó. A kettő között a lényeges különbség az, hogy a rugó előfeszítéséhez erőnek kell elmozdulni, az összenyomhatatlan folyadék "előfeszítéséhez" azonban a dugattyút terhelő erőnek nem kell elmozdulnia. Gondoljunk egy folyadékkal töltött edényre, amelyet dugattyú zár le. A a nyomás, vagyis az "előfeszítés" a dugattyú elmozdulása nélkül is előáll, ha terheljük a dugattyút.

Ezek alapján **m** tömegű folyadék nyomóenergiája, helyesebben munkavégző képessége:

$$E_p = \frac{p \cdot m}{\rho} \quad /4/$$

A helyzeti energia

Az **m** tömegű folyadék helyzeti energiája, ha az egy alapszinttől **z** magasságban van:

$$E_z = m \cdot g \cdot z$$

Fentiek ismeretében most már az **m**-tömegű folyadék összenergiáját mutató /1/ kifejezés a következőképpen alakul:

$$E = \frac{mv^2}{2} + \frac{pm}{\rho} + mgz \quad /5/$$

$m=G/g$ behelyettesítése után

$$E = \frac{G \cdot v^2}{2 \cdot g} + \frac{p \cdot G}{\rho \cdot g} + G \cdot z \quad /6/$$

A /6/ összefüggés minden tagjának **Nm** a mértékegysége.

Eltérően a szilárd testektől a folyadék összefüggő halmazának a kiterjedése rendszerint nincs meghatározva, ezért a **súlyegységre vonatkoztatott (azaz 1 N súlyú)** folyadék energiáját vizsgáljuk. Ezt a /6/ összefüggésből **g**-vel való osztással nyerjük.

Így a csővezeték egy adott pontján az áramló folyadék súlyegységének összenergiája:

$$e = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + z \quad /7/$$

Az **egységnyi súlyú** folyadék összenergiájának összetevői:

$\frac{v^2}{2g}$	/m/	-sebességmagasság
$\frac{p}{\rho \cdot g}$	/m/	-nyomómagasság
z	/m/	-emelési, vagy esési magasság ($z=0$ szinthez viszonyítva)

Ha az áramlás veszteségmentes, akkor a folyadék energiatartalma az áramvonal minden pontján azonos.

Ez **Bernoulli tétele**. A tétel végeredményben az energiamegmaradás törvényét fejezi ki, áramló folyadékoknál.

Az áramlás egy-egy jellemzőjét az áramlási vonal két pontjára felírt energiaegyenlőségből számítjuk ki. Számításainkhoz a /7/ összefüggést használjuk.

Fentieknek megfelelően a két pont közötti energiaegyenlőség általános alakja:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 \quad /8/$$

Ez a részletezés azért fontos, mert egyes szakanyagokban esetleg a megszokottól eltérő formában közlik a Bernoulli-egyenletet, s így magyarázott tudunk adni arra.

3.2. Kifolyás nyitott és nyomás alatti zárt tartályból

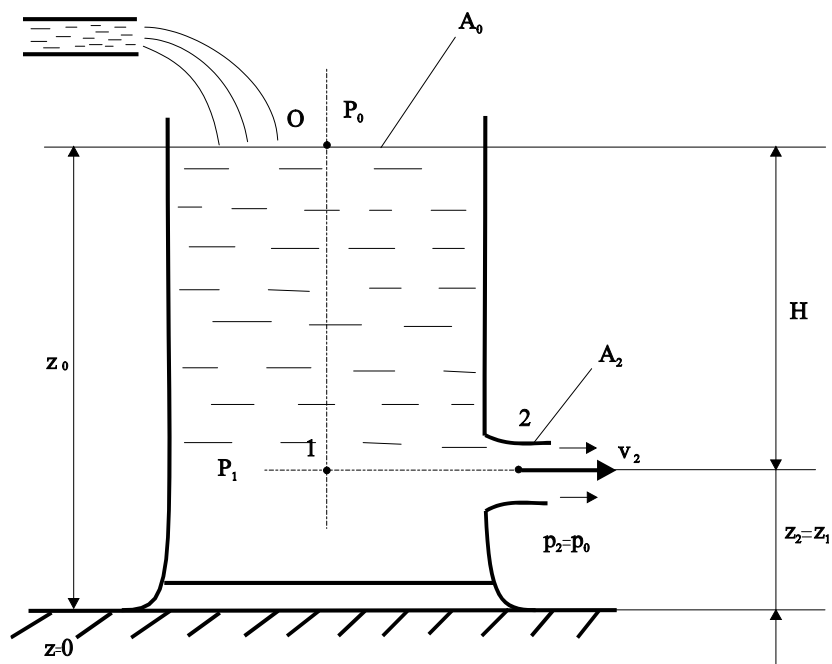
A szabad kifolyásnál energiaátalakulás áll elő, amit a **3.1. ábra** alapján követhetünk nyomon. A nyitott tartályban a víz szintjét egy tápvezetékekkel állandó szinten tartjuk.

Az előző fejezet alapján írjuk fel az összenergiát kifejező Bernoulli egyenletet **0 - 1 - 2** pontra a helyi értékek figyelembe vételével.

$$e_0 = 0 + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_0$$

$$e_1 = 0 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1$$

$$e_2 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_2$$



3.2. ábra

$e_0=e_1=e_2$ alapján az áramlás jellemzői kiszámíthatók. Az energiák egyenlősége csak veszteségmentes áramlás esetén áll fenn:

$$e_0 = e_1$$

$$0 + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_0 = 0 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1$$

ebből

$$z_0 - z_1 = \frac{p_1 - p_0}{\rho \cdot g}$$

$$H = z_0 - z_1 \quad \text{behelyettesítésével}$$

$$H = \frac{p_1 - p_0}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad /9/$$

A /9/ összefüggésből kiszámítható a nyomások ismeretében a **H** nyomómagasság, vagy a **H** ismeretében az **1** pontban a nyomás:

$$p_1 = p_0 + H \cdot \rho \cdot g \quad /10/$$

$$e_1 = e_2$$

$$0 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_2$$

mivel $z_1 = z_2$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_1 - p_0}{\rho \cdot g}$$

Ebből a kifolyási sebesség:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_0)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad /11/$$

Ez a kifejezés alkalmas a nyomások vagy azok különbségének ismeretében a kifolyási sebesség kiszámítására, tehát a nyomás alatti tartályoknál a kifolyási sebesség is ezzel számítható.

$$e_0=e_2$$

$$0 + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_0 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_2$$

Ebből a kifolyási sebesség **H = z₀ - z₂** figyelembe vételével

$$v_2 = \sqrt{2g \cdot (z_0 - z_2)} = \sqrt{2g \cdot H} \quad /12/$$

Itt fontos kiemelni, hogy a **kiömlési sebesség nem függ a kifolyónyílás nagyságától**. A kifolyási sebesség elvileg csak a szintkülönbségtől, ill. a belső és a külső nyomás különbségétől függ.

Ha $z_0 = 0$ szintnek a kifolyónyílás magasságát vesszük, akkor $z_1 = 0$ és $z_0 = H$, amivel egyszerűsödik a számítás.

A valóságban a kifolyási sebesség a veszteségek miatt néhány százalékkal kisebb. Ezt egy φ sebességi tényezővel vesszük figyelembe. A nyílás minősége szerint $\varphi = 0,97-0,99$. A sebesség és a kifolyónyílás keresztmetszetének (**A**) ismeretében az időegység alatt kifolyt térfogat kiszámítható. Itt azonban a folyadéksugár összehúzódásával, kontrakciójával is számolni kell. A kontrakciót egy α tényezővel vesszük figyelembe. Értéke jól lekerekített nyílásnál $\alpha = 1$, de élesfalú nyílásnál $\alpha = 0,5$ is lehet.

Így a valóságot jól megközelítő eredményt ad az 1 s alatt kiömlő vízmennyiségre a következő kifejezés:

$$V' = \alpha \cdot \varphi \cdot A \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad /13/$$

Itt megjegyezzük, hogy áramlástani szempontból a levegő, vagy egyéb gázok is "folyadéknak" tekinthetők, mert áramlás közben éppúgy viselkednek, mint a víz. Ezért az itt közölt és a későbbiekben szereplő - a veszteségekre vonatkozó - áramlástani kifejezések az áramló levegőre is érvényesek. Ez azonban csak addig indokolható, amíg a levegő hőfoka munkavégzés közben is állandónak tekinthető és a nyomásingadozás 5% alatt marad. Ezen feltételek kielégítése esetén ui. a levegőre is érvényes a kontinuitás szabálya, tehát a levegő is összenyomhatatlan "folyadéknak" tekinthető.

3.3. Áramlási veszteségek csővezetékben

Csővezetékben áramló folyadék áramlási veszteségei a következő képlettel számolhatók:

$$h' = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad /m/ \quad /14/$$

ahol:

λ		- a csősúrlódás tényezője
L	/m/	- a csővezeték hossza
D	/m/	- a csővezeték átmérője
v	/m/s/	- az áramlási sebesség

A λ -értéke acél cső esetén 0,03-nak vehető.

A $h' / m /$ értéket veszteségmagasságnak nevezik. Ez **1 N súlyú** folyadék veszteségét adja meg. Mértékegysége tehát a Bernoulli egyenlet tagjainak mértékegységével azonos.

A veszteségmagasság ismeretében a Bernoulli egyenlet /8/ a következőképpen alakul:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 + h' \quad /15/$$

A kilépő csővégen a folyadék energiájához a h' értékét hozzá kell adni, hogy a bemenő oldal energiáját megkapjuk.

3.1. Példa

Nyomáskereső csőúrlódás esetén

Egy $D=20$ mm belső átmérőjű csőben $v=2$ m/s sebességgel áramlik a víz. Vizsgáljuk az ismeretlen hosszúságú vízszintes csővezetékéből $L= 50$ m hosszúságú szakaszt. Tegyük fel, hogy a szakasz elején $p_1=6$ bar nyomást mértek.

1 bar = 100.000 Pa, azaz 100.000 N/m². Egyes esetekben a nyomást atmoszférában (atm) adják meg. 1 atm = 98.100 N/m²

Kérdés:

Mennyi lesz a nyomáskereső és mennyi lesz a nyomás az 50 m-es csőszakasz szakasz végén?

$$\lambda = 0,03 \quad \rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Nézzük most erre az esetre a **Bernoulli egyenlet** alkalmazását.

Írjuk fel az 50 m-es csőszakasz belépő és kilépő keresztmetszetére a Bernoulli egyenletet:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 + h$$

Állandó keresztmetszetű vízszintes csővezetékéről van szó, ezért a kontinuitás értelmében

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad \text{de} \quad A_1 = A_2 \quad \text{ezért} \quad v_1 = v_2,$$

tehát a bemenő keresztmetszetben a folyadék sebessége azonos a kimenő keresztmetszet folyadéksebességével. Mivel nincs szintkülönbség, ezért $z_1 = z_2$.

Ezek behelyettesítésével:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = h' \quad /16/$$

Ha ismerjük h' értékét, a nyomáskereső kiszámítható.

A veszteségmagasság a példa adataival:

$$h' = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,03 \cdot \frac{50 \cdot 2^2}{0,020 \cdot 2 \cdot 9,81} = 15,29 \text{ m}$$

A veszteségmagasságnak megfelelő nyomáskereső a /16/ összefüggés alapján:

$$\Delta p = h' \cdot \rho \cdot g = 15,29 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 149994,9 \text{ Pa}$$

Nyomás a csőszakasz végén:

$$p_2 = p_1 - \Delta p = 6 \cdot 100000 - 149994,9 = 600000 - 149994,9 = 450005,1 \text{ Pa}$$

Ha a $p_1=6$ bar nyomást 100%-nak vesszük, akkor a $p_2=4,5$ bar 75 %-nak felel meg. A túlzott mértékű nyomásesés elkerülése érdekében, hosszú nyomóvezetékeknel, bizonyos szakaszok után nyomásnövelő, átemelő szivattyúkat építenek be a vezetékbe.

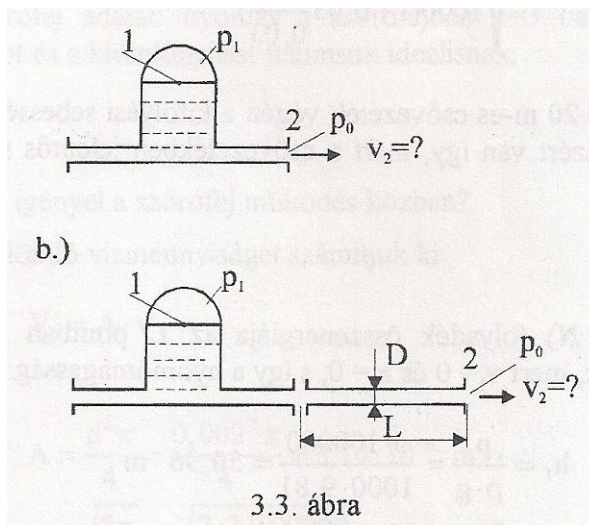
3.2. Példa

A csőúrlódás sebességcsökkentő hatása

Vegyünk egy légüstöt. Feltételezzük, hogy a légüstben a víztükör fölött $p_1= 5$ bar túlnyomás van (3.3. ábra). Itt a túlnyomás azt jelenti, hogy a légköri nyomáshoz képest ennyivel több a nyomás.

Számítsuk ki a következőket!:

- Mennyi a kifolyási sebesség a légüstből kivezető rövid csőcsonkon?
Itt feltételezzük, hogy a kifolyás alatt a nyomás állandó.
- Mennyi lesz a kifolyási sebesség a légüsthöz kapcsolt $L = 20$ m hosszúságú $D = 30$ mm belső átmérőjű csővezeték végén? $\rho = 1000$ kg/m³, $\lambda = 0,03$.



Megoldás:

- Alkalmazzuk az előbbieken megismert /11/ kifejezést:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2,5 \cdot 100000}{1000}} = 31,62 \text{ m/s}$$

A rövid csőcsonk végén a kifolyási sebesség tehát 31,62 m/s.

- A légüsthöz kapcsolt hosszú csődarab esetében a problémát először általános formában oldjuk meg.

Írjuk fel a Bernoulli-egyenletet az áramló folyadék két pontjára. Az **1**-pont a légüst belsejében van, a **2**-pont az $L = 20$ m -es cső végén van, ahol a kifolyási sebességet akarjuk kiszámítani. A cső végén légköri nyomás van. A légüstben lévő folyadékoszlop magasságát elhanyagoljuk. A Bernoulli egyenlet általános alakja:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 + h$$

A példa aktuális értékeivel ez az összefüggés a következőképpen alakul:

$$0 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + 0 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + 0 + \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$$

Ebből rendezés után:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_0)}{\rho(1 + \lambda \frac{L}{D})}} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho(1 + \lambda \frac{L}{D})}}$$

Behelyettesítve a példában megadott értékeket, a 20 m-es cső végén a kifolyási sebesség:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2,5 \cdot 100000}{1000(1 + 0,03 \frac{20}{0,03})}} = \sqrt{\frac{10^6}{21,10^3}} = 6,9 \text{ m/s} \quad /17/$$

A légüsthöz kapcsolt 20 m-es csővezeték végén a kifolyási sebesség jóval kisebb, mint a rövid csonknál. Ez azért van így, mert a csővezetékben jelentős súrlódási veszteség áll elő.

Energiamérleg

Egységnyi súlyú (1 N) folyadék összenergiája az **1.** pontban (a légüstben) csak a nyomásból származik, mert $v_1 = 0$ és $z_1 = 0$, s így a nyomómagasság:

$$h_1 = \frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{5 \cdot 100000}{1000 \cdot 9,81} = 50,96 \text{ m}$$

Egységnyi súlyú folyadék összenergiája a **2.** pontban a kifolyásnál a sebesség magassággal egyenlő ui. $p_2 = p_0 = 0$ és $z_2 = 0$.

$$h_2 = \frac{v_2^2}{2g} = \frac{6,9^2}{2 \cdot 9,81} = 2,42 \text{ m}$$

A kettő közötti különbség:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 50,96 - 2,42 = 48,54 \text{ m}$$

Ezt a különbséget a csővezeték ellenállása emésztette fel, ami az idevonatkozó formulával számolva is

$$h' = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v_2^2}{2g} = 0,03 \frac{20}{0,03} \cdot \frac{6,9^2}{19,62} = 48,54 \text{ m}$$

3.4. Az áramlás fenntartásának teljesítményigénye

A közeg áramoltatása teljesítményt igényel, ami az áramlás fenntartásához szükséges nyomás **p** (Pa) és a térfogatáram **V'** (m³/s) szorzataként adódik.

$$P = V' \cdot p \quad /W/$$

Ez a kifejezés a dugattyús szivattyú munkájával magyarázható. Egy A felületű dugattyúra p nyomás hat, miközben a dugattyú t idő alatt s úton elmozdul.

A teljesítmény az időegység alatt végzett munka:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{p \cdot A \cdot s}{t} = \frac{p \cdot v}{t} = pV'$$

ahol: W - a t idő alatt végzett munka.

3.3. Példa

Permetező szórófej teljesítményigénye

Egy permetező szórófej adatai: nyomás a szórófejben $p=3$ bar, a fúvóka átmérője $d=2$ mm, a folyadékot és a kiömlőnyílást tekintjük ideálisnak.

Kérdés:

Mennyi teljesítményt igényel a szórófej működés közben?

Először az 1 s alatt kiömlő vízmennyiséget számítjuk ki.

$$V' = A \cdot v$$

ahol:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0,002^2 \cdot \pi}{4} = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$v = \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3 \cdot 100000}{1000}} = 24,49 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ezekkel:

$$V' = 3,14 \cdot 10^{-6} \cdot 24,49 = 7,69 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$/4,57 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}/$$

Az áramlás fenntartásához szükséges teljesítmény:

$$P = V' \cdot p = 7,69 \cdot 10^{-5} \cdot 3 \cdot 100000 = 23,07 \text{ W}$$

3.5. Impulzus, mozgásmennyiség, anyagáram

Egy m tömegű test a gyorsulással történő mozgatásához szükséges erő:

$$F = m \cdot a$$

A gyorsítóerővel a tehetetlenségi (inercia) erő tart egyensúlyt. Egyenletesen változó mozgás esetén a gyorsulás:

$$a = \frac{v - v_0}{t}$$

Ezzel a gyorsítóerő:

$$F = m \frac{v - v_0}{t} \quad /18/$$

Ebből

$$Ft = mv - mv_0 = m(v - v_0) \quad /19/$$

Az erő és az idő szorzatát **impulzusnak**, a tömeg és a sebesség szorzatát **mozgásmennyiségnek** nevezzük.

A /19/ összefüggés alapján a test impulzusa egyenlő a mozgásmennyiség változásával. **Ez az impulzustétel.**

Szilárd test mozgásánál a /18/ és /19/ összefüggés könnyen belátható és számolásra alkalmas.

3.4. Példa

Az impulzustétel alkalmazása

Egy $m=1000$ kg tömegű személygépkocsit álló helyzetből, tehát $v_0=0$ sebességről, egyenletesen $v = 100$ km/h (27,77 m/s) sebességre gyorsítunk $t = 20$ s alatt.

Kérdés:

Mekkora erő, illetve teljesítmény kell a gyorsításhoz?

Az értékeket a /14/ -be helyettesítve az erő kiszámítható:

$$F = m \frac{v - v_0}{t} = 1000 \frac{27,77 - 0}{20} = 1388,5 \text{ N}$$

Feltételezzük, hogy a hajtott kerekek és a talaj érintkezésénél fellépő **F** erő, a gyorsítási szakaszban állandó. A teljesítményigény azonban a sebességgel arányosan nő.

A mozgáshoz szükséges teljesítmény a gyorsító szakasz végén:

$$P = F \cdot v = 1388,5 \cdot 27,77 = 38588,6 \text{ W}$$

$$P \cong 38,5 \text{ kW} \quad (52,3 \text{ Le})$$

Az F mozgatóerő kifejtését a hajtott kerekeken fellépő tapadóerő teszi lehetővé.

A kiszámított teljesítmény csupán az autó tömegének a gyorsításához szükséges. A gördülési és a légellenállás, valamint az erőátviteli szerkezeteknél fellépő veszteségek miatt, a fentieknél jóval nagyobb motorteljesítmény szükséges a gyorsításhoz.

Itt példaként megemlíthetjük a Porsche 928-as autót, amelynek 177 kW-os motorja az előző példaéval kb. egyező tömeget 6,8 s alatt gyorsít fel 0-ról 100 km/h sebességre. Itt már jól érezhető menetirányú gyorsulás lép fel induláskor:

$$a = v / t = 27,77 / 6,8 = 4,08 \text{ m/s}^2$$

ami a $g=9,81\text{-m/s}^2$ -nek 41,8 %-a.

Anyagáram, gyorsítva mozgatásánál a /18/ összefüggést úgy értelmezzük, hogy az m/t hányados az 1 s alatt szállított anyagmennyiség, amit **anyagáramnak** nevezünk. Szokásos jelölése m' :

$$m' = \frac{m}{t}$$

Ezzel a /18/ összefüggés új alakja:

$$F = m'(v - v_0) \quad /20/$$

Ez az összefüggés az anyagáram sebességváltozásakor fellépő erő kiszámítására alkalmas. Mivel a sebesség vektormennyiség, ezért sebességváltozás akkor áll elő, ha állandó irány mellett a sebesség nagysága változik, vagy állandó sebesség mellett annak iránya változik. Utóbbi lép fel pl. görbe csőben áramló folyadékknál. Erről a következő fejezetben lesz szó. A /20/ összefüggésben F az 1 s-ra eső impulzust jelenti, amit röviden **impulzuserőnek** nevezünk. Megkülönböztetésül I -vel szokás jelölni, de természetesen lehet bármilyen betűjele is.

Ha a /20/ kifejezésben $v_0 = 0$, akkor az F azt az erőt jelenti, amelyik az m' anyagáramot $v_0=0$ sebességről v -re gyorsítja:

$$F = m' \cdot v \quad /21/$$

Ha A -keresztmetszeten v -sebességű anyag halad át, akkor az 1 s alatt átáramlott anyagmennyiség, az anyagáram:

$$m' = A \cdot v \cdot \rho$$

Ezt behelyettesítve a /21/-be:

$$F = m' \cdot v = A \cdot \rho \cdot v^2 \quad /22/$$

Az anyagáram impulzuserője tehát négyzetesen függ a sebességtől. Ezzel magyarázható, hogy pl. autóknál a sebesség növekedésével erőteljesen nő a légellenállás.

Az anyagáram gyorsításának (sebességváltoztatásának) teljesítményigénye:

$$P = F \cdot v = A \cdot \rho \cdot v^2 \cdot v = A \cdot \rho \cdot v^3 \quad /23/$$

Az **anyagáram emelésének** teljesítményigényét a szilárd test emelési teljesítményigényének általános kifejezéséből tudjuk levezetni:

$$P = \frac{m \cdot g \cdot h}{t} \quad /24/$$

Ebből $m'=m/t$ helyettesítéssel kapjuk az **anyagáram emeléséhez** szükséges teljesítményt:

$$P = m' \cdot g \cdot h \quad /25/$$

3.5. Példa

Anyagáram emelése

Egy serleges felhordóval 36 t szemesterményt kell óránként 16 m magasra emelni.

Kérdés:

Mennyi teljesítmény szükséges az emeléshez?

Megoldás:

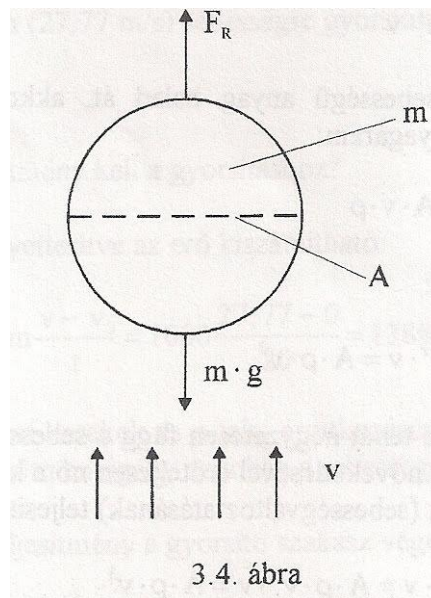
$$m' = 36 \text{ t/h} = 36000/3600 = 10 \text{ kg/s}$$

$$P = m' \cdot g \cdot h = 10 \cdot 9,81 \cdot 16 = 1569,9 \text{ W}$$

Ez a teljesítmény csupán az emeléshez szükséges. A különböző veszteségek miatt ennél nagyobb teljesítményű motor kell a hajtáshoz.

3.6. A levegő tolóereje

Helyezzünk egy m tömegű testet alulról fölfelé irányított légáramba (3.4. ábra).



A testre hat a levegő tolóereje:

$$F_R = \kappa \cdot A \cdot \frac{\rho_\ell}{2} \cdot v^2 \quad /26/$$

ahol

- κ - alaki tényező
- A - a testnek a légáramra merőleges legnagyobb keresztmetszete (m^2)
- ρ_ℓ - a levegő sűrűsége (kg/m^3)
- v - a levegő sebessége (m/s)

A légsebesség növelésével elérünk egy olyan állapothoz, amelynél a test súlya ($m \cdot g$) egyenlő lesz a levegő F_R tolóerejével. Ebben az esetben a test elvileg lebeg. Ehhez az állapothoz tartozó légsebességet (v_0) **lebegtetési sebességnek** nevezzük:

$$m \cdot g = \kappa \cdot A \cdot \frac{\rho_l}{2} \cdot v_0^2$$

Innen a lebegtetési sebesség:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot g}{\kappa \cdot A \cdot \rho_l}} \quad (\text{m/s}) \quad (27)$$

A /27/ kifejezés más formában felírva:

$$v_0 = \sqrt{\frac{g}{\frac{\kappa \cdot A \cdot \rho_l}{2 \cdot m}}} = \sqrt{\frac{g}{k_v}} \quad (28)$$

Itt k_v a test **vitrolahatási tényezője**:

$$k_v = \frac{\kappa \cdot A \cdot \rho_l}{2 \cdot m} \quad (1/\text{m}) \quad (29)$$

Ha mindent az alapegységekben helyettesítünk be a /29/ -be, akkor k_v mértékegysége 1/m lesz.

A **vitrolahatási tényező** a test aerodinamikai jellemzésére szolgál. Ha ismerjük k_v értékét, akkor a lebegtetési sebesség a /28/ alapján kiszámítható.

Néhány anyag vitrolahatási tényezője:

	$k_v(1/\text{m})$
búza	0,065...0,151
borsó	0,190...0,230
könnyű gyommagvak	0,306...0,452
granulált műtrágya	0,2...0,750
poralakú műtrágya	0,01...0,1

Az alaki tényező κ , a test alakjától függő, dimenzió nélküli szám. Ennek értékét szélcsatornában végzett méréssel állapítják meg. Értéke a légáramra merőleges síklapnál $\kappa=1$ körül van, domború testnél (konvex) $\kappa < 1$, homorú testnél (konkáv) $\kappa > 1$. Gömbnél pl. $\kappa=0,7$ körüli érték, míg gömbsüvegnél (pl.ejtőernyő) $\kappa=1,3$ körüli érték.

3.6. Példa

A levegő tolóereje sík lapnál

Kérdés:

Mekkora tolóerő hat egy $A=2 \text{ dm}^2$ területű sík lapra, ha ezt merőlegesen $v=108 \text{ km/h}$ (30 m/s) sebességű légáramba állítjuk? A κ -értékét vegyük 1-nek és a levegő sűrűségét $\rho_l=1,25 \text{ kg/m}^3$ -nek.

A levegő tolóereje az /26/ szerint:
(az értékeket alapegységekben kell behelyettesíteni!)

$$F_R = \kappa \cdot A \cdot \frac{\rho_\ell}{2} \cdot v^2 = 1 \cdot 0,02 \cdot \frac{1,25}{2} \cdot 30^2 = 11,25 \text{ N}$$

3.7. Az eldobott szemcse mozgása

A szántóföldi munkagépek szórószerkezetei által kidobott szemcsék mozgásának vizsgálatához tekintünk át a fizikában tanultakat.

a) A szabadesés

Az elejtett szemcse sebessége és megtett útja az elejtés pillanatától eltelt t idő után:

$$v = g \cdot t \quad y = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2$$

Az esés ideje h magasságból elejtve:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}} \quad /30/$$

A szemcse sebessége a talajraérés pillanatában:

$$v_1 = g \cdot t_1 \quad /31/$$

3.7. Példa

Elejtett szemcse esési ideje

Egy $h = 10$ m magasban elejtett szemcsénél az esés ideje:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2,10}{9,81}} = 3,13 \text{ s}$$

Sebesség a földreérés pillanatában:

$$t_1 = 9,81 \cdot 3,13 = 30,70 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

b) Vízszintes hajítás légellenállás nélkül és légellenállás esetén

A h magasságban v sebességgel eldobott szemcsét vizsgáljuk. Mivel nincs légellenállás, a vízszintes sebesség nem változik. A szemcse helyzete t idő után:

$$x = v_0 \cdot t \quad y = h - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad /32/$$

Az x és y irányú sebesség:

$$v_x = v_0 \quad v_y = g \cdot t$$

Az esési idő:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}}$$

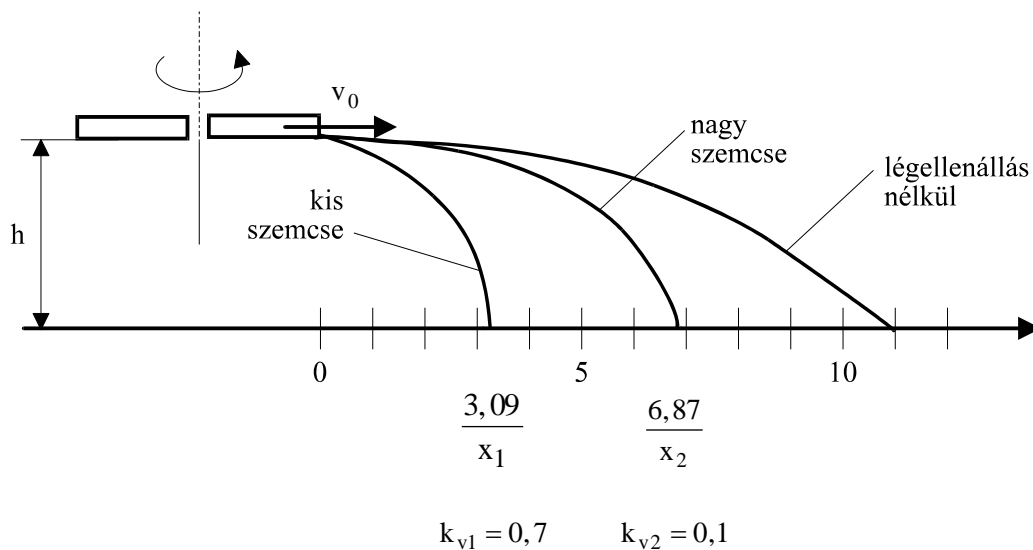
Ezzel a talajon mért dobási távolság:

$$x_1 = v_0 \cdot t_1 \quad /33/$$

A vízszintesen eldobott szemcse levegőben való mozgásának leírása meglehetősen bonyolult kifejezésekhez vezet. A levegőtést mellőzve, példán mutatjuk be a dobási távolság kiszámítását légellenállás esetén.

3.8. Példa

Műtrágyaszemcse dobási távolsága (3.5. ábra)



3.5. ábra

Két műtrágyaszemcsét $v_0=20$ m/s vízszintes sebességgel eldobunk $h=1,5$ m magasságban. Az egyik - a kisebb - szemcse vitorlahatás-tényezője $k_{v1} = 0,7$, a nagyobbé $k_{v2} = 0,1$.

Kérdés:

Mennyi a dobási távolság légüres térben ill.légellenállás esetén?

Az esési idő:

$$t_0 = \sqrt{2 \cdot \frac{h}{g}} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,5}{9,81}} = 0,55 \text{ s}$$

A dobási távolság légüres térben:

$$x_0 = v_0 \cdot t_0 = 20 \cdot 0,55 = 11 \text{ m}$$

A dobási távolság általános kifejezése légellenállás esetén:

$$x = \frac{\ln(k_v \cdot v_0 \cdot t_0 + 1)}{k_v}$$

Behelyettesítve a példában megadott értékeket:

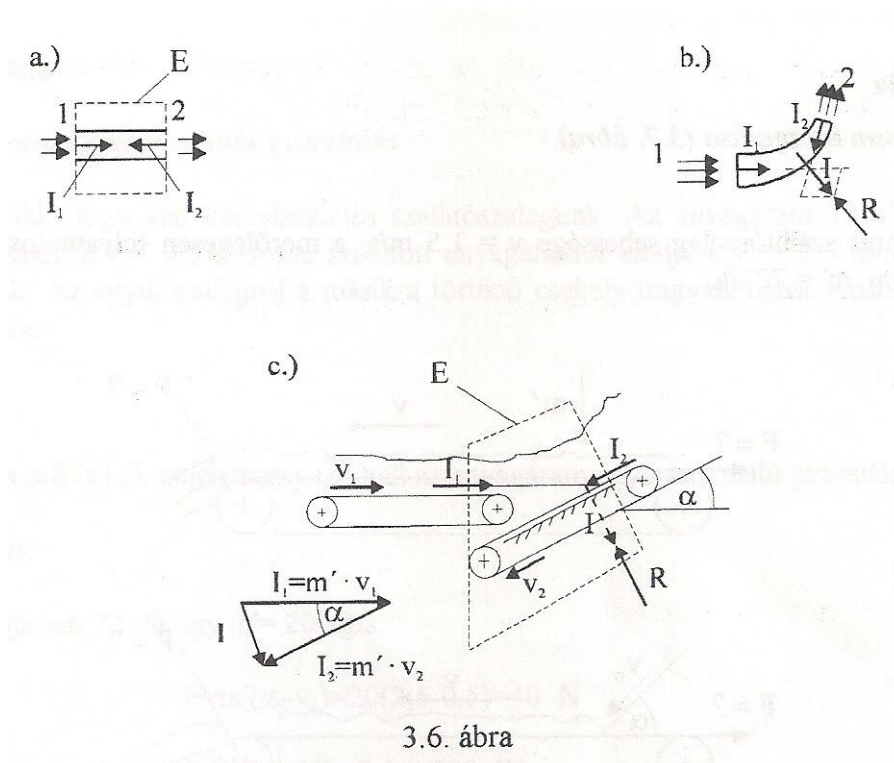
$$x_1 = \frac{\ln(0,1 \cdot 20 \cdot 0,55 + 1)}{0,1} = 7,42 \text{ m}$$

Ugyanezzel a kifejezéssel számítható a dobási távolság a /2/ szemcsénél is:

$$x_2 = 3,09 \text{ m}$$

3.8. Anyagáram iránytörésekor fellépő erők

Állandó keresztmetszetű egyenes csőben folyadék áramlik. A cső 1 és 2 pontja közötti csőszelvényre hatnak az I_1 és I_2 impulzuserők. Az I_1 és I_2 erők egyensúlyban vannak, mert egyenlő nagyságúak és ellentétes irányúak (3.6. ábra).



3.6. ábra

A 3.6.c ábrán látható szállítószalagoknál az $I_1 = m' \cdot v_1$; és az $I_2 = m' \cdot v_2$ impulzuserők eredője hat a ferde ponyvára. Ezzel tart egyensúlyt az R támasztóerő, amit a felső ponyvaszakasz

alátámasztása biztosít. Ez az alátámasztás szerkezetileg úgy van megoldva, hogy a felső ponyvaszakaszt a belógás kiküszöbölésére ill. az előbb említett impulzuserők felvételére a két szélén megvezetik.

Az impulzuserők hatásának a vizsgálatát megkönnyíti egy alkalmasan választott, zárt ellenőrzőfelület (**E**) kijelölése. Ezzel az ellenőrzőfelülettel kihalított folyadéktestet az impulzuserők mindig kívülről befelé támadják. A folyadéktest belsejében ui. nincs energiaforrás, ezért belülről kifelé ható erő nem léphet fel.

Az impulzuserők hatása úgy érzékelhető, hogy az érkezőfolyadék az **1** keresztmetszetre ráhat és azt jobbramutató I_1 erővel terheli. A **2** keresztmetszeten kilépő folyadék a továbbáramláshoz úgy kap lendületet, hogy a **2** keresztmetszetet balra nyomja I_2 erővel.

Ennek jobb megértéséhez kövessük a következő gondolatmenetet.

Vágjuk ki a csővezetékéből az **1-2** szakaszt és azt függesszük fel olyképpen, hogy az jobbra-balra kissé elmozdulhasson, de a középvonal helyzete ne változzon.

Tegyük fel, hogy a csőben egy ember halad állandó sebességgel. Itt a folyadékot az ember helyettesíti. A mereven álló csőrészről az **1** ponton átlépve a kivágott lengő csőszakaszra, érzékeljük, hogy a lengő darab az ember lendülete következtében jobbra mozdul el (I_1 erő), a **2** ponton átlépve a merev csődarabra, a lengő részt hátrafelé, azaz itt balra nyomja, hogy lendületet nyerjen a továbbhaladáshoz (I_2 erő).

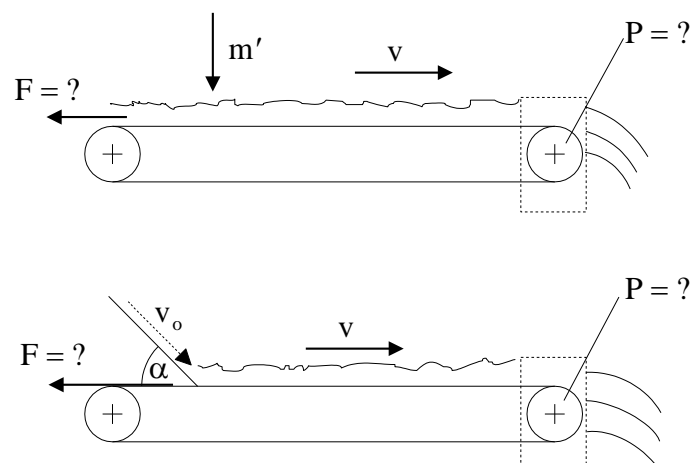
Görbe csatornában (**3.6.b ábra**) az impulzuserők eredője (**I**) a belső, homorú csatornafalat terheli. Az ívdarab terhelését a megtámasztóerővel lehet tehermentesíteni. Erről főleg 90° -os csőkönyöknél van szükség.

A **3.6.c ábrán** vízszintes és ferde szállítószalag csatlakozásánál fellépő erőket tanulmányozhatjuk.

3.9. Példa

Anyagáram mozgatása (3.7. ábra)

A vízszintes szállítószalag sebessége $v = 1,5$ m/s, a merőlegesen folyamatosan ráömlő anyagáram $m' = 72$ t/h.



3.7. ábra

Kérdések:

- a) Mekkora erő és teljesítmény kell a függőlegesen lefelé irányuló anyagáram vízszintes irányú eltereléséhez?
b) Mekkora erő és teljesítmény kell akkor, ha az anyag $\alpha = 30$ fokos lejtőn csúszik a szalagra $v_0 = 1,7$ m/s sebességgel?

Megoldás:

- a) Az anyagáram: $m' = 72 \text{ t/h} = 20 \text{ kg/s}$

$$F = m' \cdot v = 20 \cdot 1,5 = 30 \text{ N}$$

$$P = F \cdot v = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ W}$$

- b)

$$F = m'(v - v_0 \cdot \cos\alpha) = 20 \cdot (1,5 - 1,7\cos30) = 0,55 \text{ N}$$

$$P = F \cdot v = 0,55 \cdot 1,5 = 0,825 \text{ W}$$

A surrantó célszerű megválasztásával jelentős erő és teljesítmény-megtakarítást lehet elérni.

3.10. Példa

Anyagáram egyenesvonalú gyorsítása

Tegyük fel, hogy van két vízszintes szállítoszalagunk. Az anyagáram 72 t/h. Az első szállítoszalag a $v_1 = 0,5$ m/s-mal szállított anyagáramot átadja a $v_2 = 2,5$ m/s sebességű szalagnak. Az egyik szalagról a másikra történő csekély irányváltozást most ne vegyük figyelembe.

Kérdés:

Mekkora erő (a) ill. teljesítmény (b) kell az anyagáram egyenesvonalú gyorsításához?

Megoldás:

Az anyagáram 72 t/h, így $m' = 20$ kg/s.

a) $F = m'(v_2 - v_1) = 20(2,5 - 0,5) = 40 \text{ N}$

b) $P = F \cdot v_2 = 40 \cdot 2,5 = 100 \text{ W}$

3.9. Permetcseppek ülepedése és elsodródása

A talaj felszíne fölött H magasságban elejtett permetcsepp függőlegesen esik lefelé. Ha a légellenállással nem számolunk, akkor a test g gyorsulással szabadon esik.

Ha figyelembe vesszük a levegő fékezőerejét is, akkor a permetcsepp egy ideig növekvő sebességgel esik, majd gyakorlatilag állandónak tekinthető sebességgel esik tovább. Ez utóbbi szakaszban a súlyerő egyenlő a testre ható légellenállással.

Ha az esés időtartama alatt vízszintes irányba fúj a szél, akkor a permetcseppet az esés helyétől elsodorja.

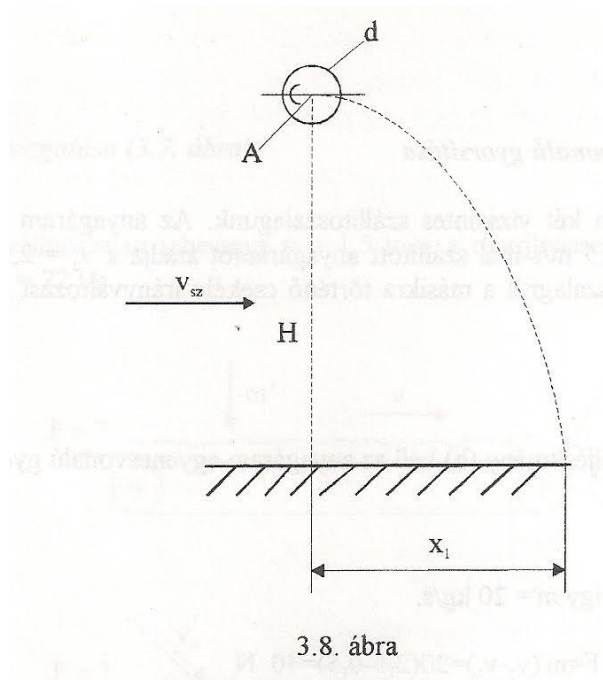
A permetcsepp esésével kapcsolatos mozgási egyenletek meglehetősen bonyolultak, ezért itt részletesen nem tárgyaljuk azokat. Helyette ismertetünk egy közelítő számítást, amelyet a **GATE Gépszerkezettani Tanszékén** dolgoztak ki.

Az általános elvi magyarázatot mellőzve az eljárást egy példán mutatjuk be.

3.11. Példa

Permetcsepp esési ideje és elsodródása

Tegyük fel, hogy egy $d=50 \mu\text{m}$ átmérőjű permetcseppet ejtünk el $H=10 \text{ m}$ magasságban, miközben $v_{sz}=2,5 \text{ m/s}$ sebességű szél fúj. Feltételezzük, hogy a permetcsepp együtt mozog a széllal, tehát nincs lemaradás. **(3.8.ábra)**



3.8. ábra

Kérdés:

Mennyi idő alatt és hol ér földet a csepp?

Megoldás:

Első lépésben kiszámítjuk a csepp állandósult sebességét:

$$v_0 = \sqrt{15 \cdot d(\text{mm})}$$

$$v_0 = \sqrt{15 \cdot 0,05} = 0,866 \text{ m/s}$$

/34/

Ezután kiszámítjuk t_0 értékét:

$$t_0 = \frac{v_0}{g} \quad /35/$$
$$t_0 = \frac{0,866}{9,81} = 0,088 \text{ s}$$

A t_0 -értékre szükség van a további számításoknál. A t_0 az az idő, ami alatt a csepp g gyorsulással szabadon esve elérné az állandósult v_0 sebességet.

A következő lépés az összes esési idő kiszámítása:

$$t_{\text{ö}} = 3t_0 + \frac{H - 2,3 \cdot v_0 \cdot t_0}{v_0} \quad /36/$$
$$t_{\text{ö}} = 3 \cdot 0,088 + \frac{10 - 2,3 \cdot 0,866 \cdot 0,088}{0,866} = 0,264 + 11,34 = 11,60 \text{ s}$$

A csepp tehát $3t_0=0,264$ s alatt gyorsul fel $v_0=0,866$ m/s sebességre és ezzel a sebességgel 11,49 s ideig esik, amíg földet nem ér.

Az elsodródás távolsága:

$$x_1 = v_{sz} \cdot t_{\text{ö}} = 2,5 \cdot 11,60 = 29 \text{ m}$$

Nagyon tanulságos a számítást többféle cseppátmérővel elvégezni és az eredményeket összehasonlítani, ábrázolni.

A számítás ismeretében most már egy permetező szórófej egész cseppspektrumának várható elsodródását ki tudjuk számítani.

Tartsuk szem előtt, hogy a számítás eredményei csupán irányértékül szolgálnak, mert a valóság gyakran eltér az itt ideálisnak tekintett körülményektől.

Pl. a légáram nem pontosan vízszintes, a cseppnek a légáramhoz képest lemaradása van, a csepp esés közben párolog, ezért az átmérője csökken, esetleg el is tűnik, mert teljesen elpárolgott stb.

Fenti példa alapján számítógépes programot és grafikát készíthetünk.

A permetcsepphez hasonlóan megy végbe az ejtőernyős süllyedése is, amint a gépből kiugorva közeledik a föld felé. Az előzőekben megismert összefüggések itt is használhatók.

3.12. Példa

Ejtőernyő felületének kiszámítása

Tegyük fel, hogy egy $m=80$ kg-os ember ejtőernyős ugrásához kell megfelelő felületű ernyőt készíteni. Azt szeretnénk, hogy az ugró személy úgy érjen földet, mintha 2 m magasról ugrott volna le.

Vegyük fel a következő adatokat:

$$\begin{array}{ll} \text{alaki tényező gömbsüvegre} & \kappa = 1,3 \\ \text{a levegő sűrűsége} & \rho_1 = 1,25 \text{ kg/m}^3 \end{array}$$

Kérdés:

Mekkora keresztmetszetű ernyőre van szükség?

Megoldás:

Először kiszámítjuk az állandósult lebegési sebességet:

$$s = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad \text{és} \quad v_0 = g \cdot t$$

alapján

$$v_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot s} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2} = 6,26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Az ugró ekkora állandó sebességgel fog közeledni a földhöz. Az ejtőernyős súlya egyenlő a légellenállással:

$$m \cdot g = \kappa \cdot A \cdot \frac{\rho_\ell}{2} \cdot v_0^2$$

Innen az ernyő keresztmetszetének területe:

$$A = \frac{2 \cdot m \cdot g}{\kappa \cdot \rho_\ell \cdot v_0^2} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 9,81}{1,3 \cdot 1,25 \cdot 6,26^2} = 24,64 \text{ m}^2$$

Ha az ugró még 20 kg felszerelést is magával visz, akkor a szükséges ernyőfelület:

$$A = \frac{2 \cdot (80 + 20) \cdot 9,81}{1,3 \cdot 1,25 \cdot 6,26^2} = 30,81 \text{ m}^2$$

szemben a 24,64 m²-rel.

Ha nem növeljük meg az ernyő felületét akkor a 20 kg-os felszereléssel ugró 80 kg-os ember földetérési sebessége:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 100 \cdot 9,81}{1,3 \cdot 1,25 \cdot 24,64}} = 7,07 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

szemben a felszerelés nélküli 6,26 m/s-mal.

Itt megjegyezzük, hogy ezzel a számítással csupán az ejtőernyő méretezésének elvét próbáltuk demonstrálni. A tényleges használatra alkalmas ernyők felülete az itt figyelmen kívül hagyott hatások és a biztonság miatt nagyobb.

4. ENERGIÁVAL KAPCSOLATOS FOGALMAK, HASZNOSULÁSI FOLYAMAT ÉS GÉPEI

Bevezető gondolatok a 4. fejezethez

Az anyag ismertetése előtt meg kell jegyeznünk, hogy itt egy eredeti, teljesen egyéni szemléletű csoportosítás szerepel, aminél az alapot és a fejezetek közötti összekötő kapcsot az **energia jelenti**. A gépeknek és a berendezéseknek ez a felosztása nagyon egyszerű, áttekinthető és mindennek megvan a maga helye, hiszen az energia mindenütt jelen van. A motorok közé bevihető a turbina is.

Ezek már több évtizede megjelent tankönyvekben is megtalálhatók.

A teljes fejezet az energia átalakítás továbbítás és felhasználás témaköreit foglalja magába.

4.1. Az energia és az energiahordozók

A fizikai munkavégző képesség, az anyagok olyan sajátossága, mellyel munkát lehet végezni. A fizikai definíció szellemében a műszaki gyakorlatban mindig gondolnunk kell arra az anyagra, amely hordozza, sőt ezen túlmenően az átalakulás folyamatára és az eszközökre, amelyekkel hasznosítjuk.

1. Az anyagtól elválaszthatatlan - mint fény és árnyék egymást feltételezik.
2. Egyetemleges: a különböző formái egymásba átalakíthatók. Az átalakítás gyakran irreverzibilis folyamat. Az átalakulás mennyiségi arányait jellemzi a hatásfok.
3. Mértékegysége azonos a munkáéval, mert rokon fogalom. /"Konzervált munka"/

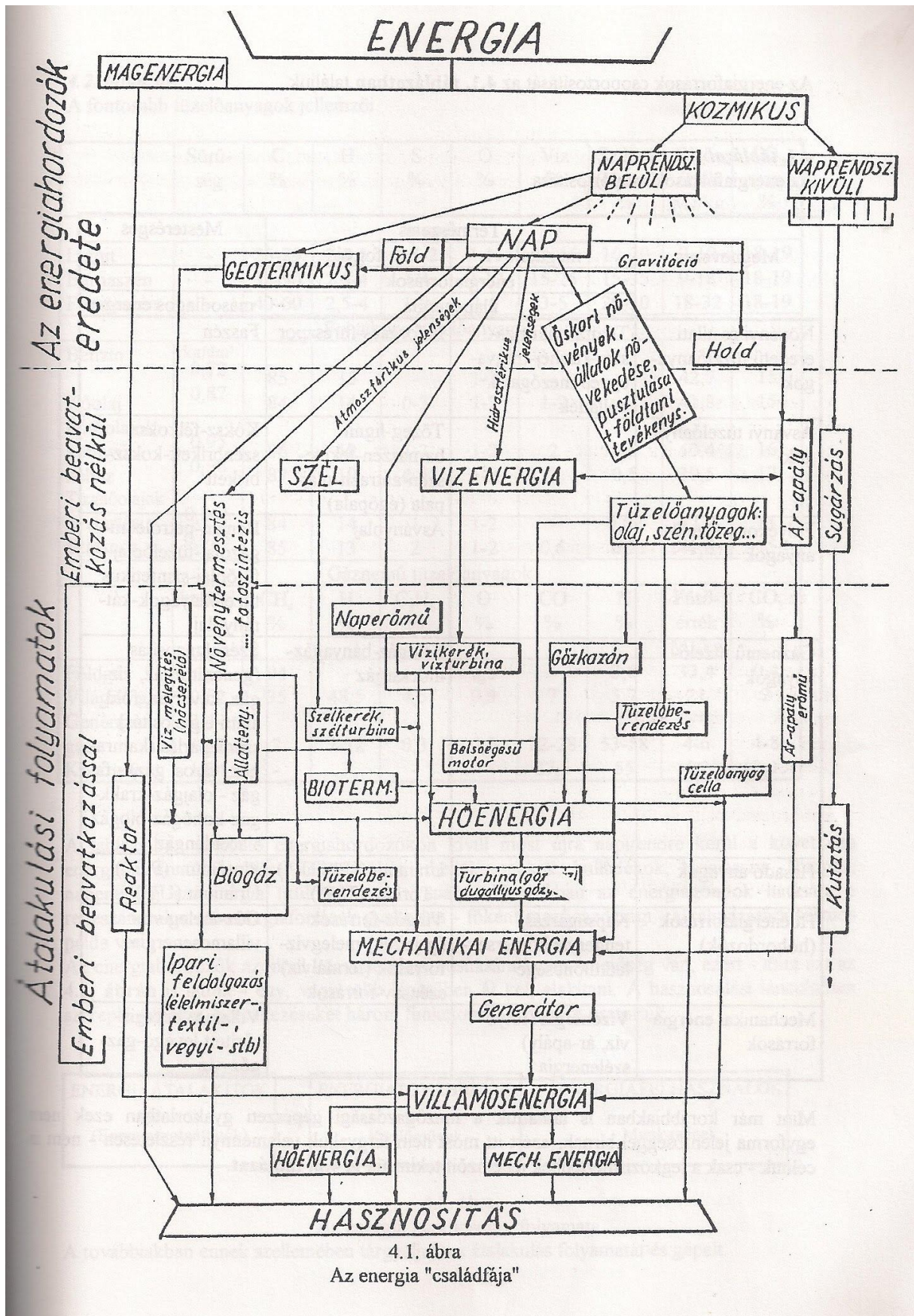
A mezőgazdaság valaha szinte önellátó volt energiahordozók tekintetében. A nagyüzemi - főleg az iparszerű - termelés terjedésével az energia felhasználásban megindult egy növekedési tendencia. 1970-ben a mezőgazdaság az ország összes energiafelhasználásának csak 6%-át igényelte, napjainkra ez az érték 12-14%-ra növekedett. Különösen jelentős a motorikus fogyasztók /és az egyéb kőolajszármazékot felhasználó berendezések/ részaránya.

Először tekintsük át az energiahordozókat.

Az energiahordozókat származásuk szerint, további felhasználásukat, átalakulási fázisaikat az **4.1. ábrán** látjuk.

Közvetve lényegében minden energiát visszavezethetünk az anyag átalakulási folyamatai során felszabaduló magenergiára. Ennek keletkezési helyét és idejét illetően különbséget kell tennünk. A fényekkel mérhető távolságból érkező kozmikus energiának a gyakorlati munkánkban nincs jelentősége, sőt a Naprendszerünkön belül is lényegében csak a napenergiának, a geometrikus energiának és a Holdnak van szerepe. A paksi atomerőmű belépésével már hazánkban is ipari méretekben hasznosítjuk az atomenergiát.

A mezőgazdaságban megkülönböztetett jelentőséggel kell szólnunk a napenergiáról, hiszen a termelés főfolyamatai /növénytermesztés, állattartás/ nem nélkülözhetik a napfényt. A fő folyamatok optimális lejátszódását elősegítő munkafolyamatok azonban rendszerint más energiahordozók felhasználását igénylik és gépészeti szempontól ezek ismerete a legfontosabb.



4.1. ábra
Az energia "családfája"

Az energiaforrások csoportosítását az 4.1. táblázatban találjuk.

4.1. táblázat

Az energiaforrások csoportosítása

Megnevezés	Természetes		Mesterésges
	megújuló	fogyó	
	energiaforrások		
	alapenergia		másodlagos energia
Növényi és állati eredetű tüzelőanyagok	Tüzifa-kukorica-szár-rizshéj-trágya-egyéb mezőgazd. hulladék	Faforgács-fűrészpor	Faszén
Ásványi tüzelőanyagok		Tőzeg-lignit barnaszén-feketeszén-antracit-olajpala (égőpala)	Koksz-félkoksz szénbrikett-kokszbrikett
Folyékony tüzelőanyagok		Ásványolaj	Benzin-petroléumgázolaj-tüzelőolaj-fűtőolaj-szintetikus tüzelőanyagok-kát-rányolaj
Gáznemű tüzelőanyagok		Földgáz-bányagáz-mocsárgáz	Szénelgázosítás (generátorgáz, vízgáz, kevertáz, föld alatti elgázosítás) - szénlepárlás (kamragáz, városi gáz) - fagáz - olajgáz-krackgáz-kohógáz-biogáz - acetiléngáz
Hasadó anyagok		Uránium (U^{235} , U^{238}) - Tórium (Th^{232})	Plutónium (Pu^{239}) Uránium (U^{233})
Hőenergiaforrások (hőhordozók)	Napsugárzás, tengervíz hőmérsékletkülönbsége	Vizgőz-források (gejzírek) melegvízforrások (termálvíz) szénsav-források	Gőz-meleg víz-villamosenergia
Mechanikai energiaforrások	Vízenergia (folyóvíz, ár-apály) szélenergia		Villamos energia-sűrített levegő-gázgőz-víz

Mint már korábbiakban is láthattuk a mezőgazdasági gépészeti gyakorlatban ezek nem egyforma jelentőséggel bírnak, ezért itt most nem tárgyaljuk valamennyit részletesen - nem is célunk - csak a legközismertebbek jellemzőit tekintsük át **4.2. táblázat**.

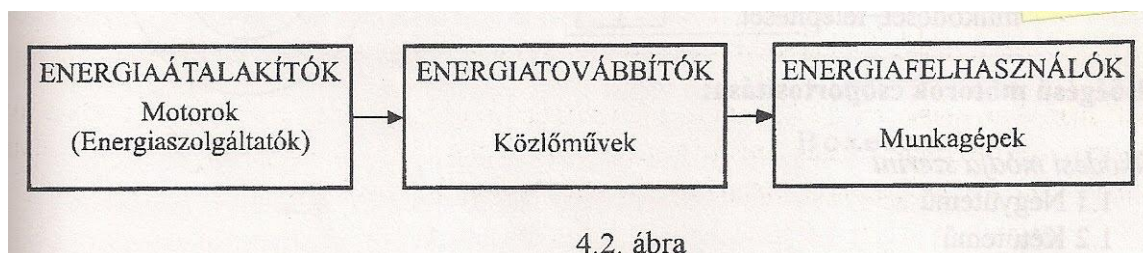
4.2. táblázat

A fontosabb tüzelőanyagok jellemzői

	Sűrűség	C %	H %	S %	O %	Víz %	Szilárd (Hamu) %	Fűtőérték MJ/kg	CO ₂ max. %
Szenek									
Lignit	-	25-29	2-2,5	1,5-2	7-11	44-46	10-20	7-10	18-19
Barnaszén	-	35-50	2,5-4	1-4	9-12	15-25	15-35	9-18	18-19
Feketeszén	-	40-60	2,5-4	1-2	3-6	3-5	20-30	18-32	18-19
Folyékony tüzelőanyagok									
Benzin	kg/dm ³ 0,72	85	15	-	1-2	-	-	42,7	15
Kőolaj	0,87	84	14	0-3	1-2	1-2	0,2	41,8	15
Fűtőolajok: könnyű	0,95	86	12	1-3	1-2	2	0,5	40,4	16
nehéz	0,98	87	10	4-5	1-2	2	0,5	39,5	17
Tüzelőolajok háztartási	0,845	84	14	1	1-2	-	0,02	42,2	15
általános	0,925	85	13	2	1-2	0,5	0,2	41,8	15
Gáznemű tüzelőanyagok									
	kg/Nm ³	CH ₄ %	H %	C ₂ H ₆ %	O %	CO %	N %	Fűtőérték MJ/kg	CO ₂ %
Földgáz	1,2	94	-	1,5	0,5	-	3,6	33,4	0,4
Világító gáz	0,52	35	48,5	4,5	0,3	7	3,7	21	2
Generátor-gáz	1,1-1,2	2	7-12	0,3	0,2	22-28	53-58	4-6	4-8
Kohógáz	1,24	-	3	-	-	27,5	55	4,2	10-13

A táblázatban szereplő energiahordozókon kívül most újra napirendre kerül a következő energiahordozók kutatása, felhasználása: melléktermékek, hulladékok, biomassza - biogáz, napenergia, szélenergia (külföldön ár - apály). Hazánkban az energiagondok hatására a reneszánszukat élő energiaforrások gyakorlati - főként mezőgazdasági - alkalmazására számos példa van.

Az energiahordozók azonnal közvetlen hasznosítására kevés lehetőség van, ezért - mint azt az **4.1. ábrán** is láttuk - egy, vagy több lépcsőben át kell alakítani. A hasznosulási láncolatban szereplő gépeket, berendezéseket három funkcionális egységre osztottuk.



4.2. ábra

Az energia hasznosulási folyamata

A továbbiakban ennek szellemében tárgyaljuk az átalakulás folyamatát és gépeit.

4.2. Energiaátalakítók

Az energiaátalakítókhoz soroljuk mindazokat az eszközöket, amelyek az energiát egyik megjelenési formájából a másikká alakítják, vagy egyazon energia féleségnél annak jellemzőit jelentősen megváltoztatják.

A mezőgazdasági gépészeti gyakorlatban a következő három átalakító csoportnak van különösen jelentősége:

1. Termikus-mechanikai: hőerőgépek. Ezen belül is elsősorban a belsőégésű motorok. Az átalakítás ellentétes irányba (mechanikai-termikus) is lehetséges - sőt ez a legjobb hatásfokú átalakítás - ami a fékeknél fordul elő, de mint passzív elemekkel itt a motoroknál nem foglalkozunk velük.
2. Mechanikai-villamos: dinamók, generátorok. Sok hasonlóság van szerkezeti felépítésben is a villamos motorokkal, ezért a villamos forgógépekkel együtt tekintjük át.
3. Mechanikai-hidraulikus: hidroszivattyúk. Minthogy a hidroszivattyúk többsége hidromotorként (hidraulikus-mechanikai) is felhasználható, ezért ezeket is együttesen tárgyaljuk.

4.2.1. Belsőégésű motorok

Azokat a gépeket, amelyek a tüzelőanyagban rejlő termikus energiát mechanikai munkává alakítják hőerőgépeknek nevezzük.

A hőerőgépeknek két fő csoportját különböztetjük meg:

- **Külsőégésű**: Az égéstér (kazán) és a munkatér (henger-dugattyú) jól elkülönül. A munkaközeg valamilyen gőz (leggyakrabban vízgőz, de ma már mást is használnak), ami zárt vagy nyitott rendszerben áramlik a két fő funkcionális egység között. A gőzgépeket a mezőgazdaságban ma már nem alkalmazzák.
- **Belsőégésű**: Az égés a munkatérben - a hengerben - zajlik le, és az égéshez szükséges levegő, valamint az égéstermékek egyben a munkaközeg szerepét is betöltik. A mezőgazdasági gépeken a belsőégésű motorok használata a legáltalánosabb, ezért áttekintjük ezek főbb típusait, működését, felépítését.

A belsőégésű motorok csoportosítása:

1. Működési módja szerint

- 1.1 Négyütemű
- 1.2 Kétütemű
- 1.3 Bolygó dugattyús
- 1.4 Gázturbinák

2. Működési elvük és használatos tüzelőanyaguk szerint:

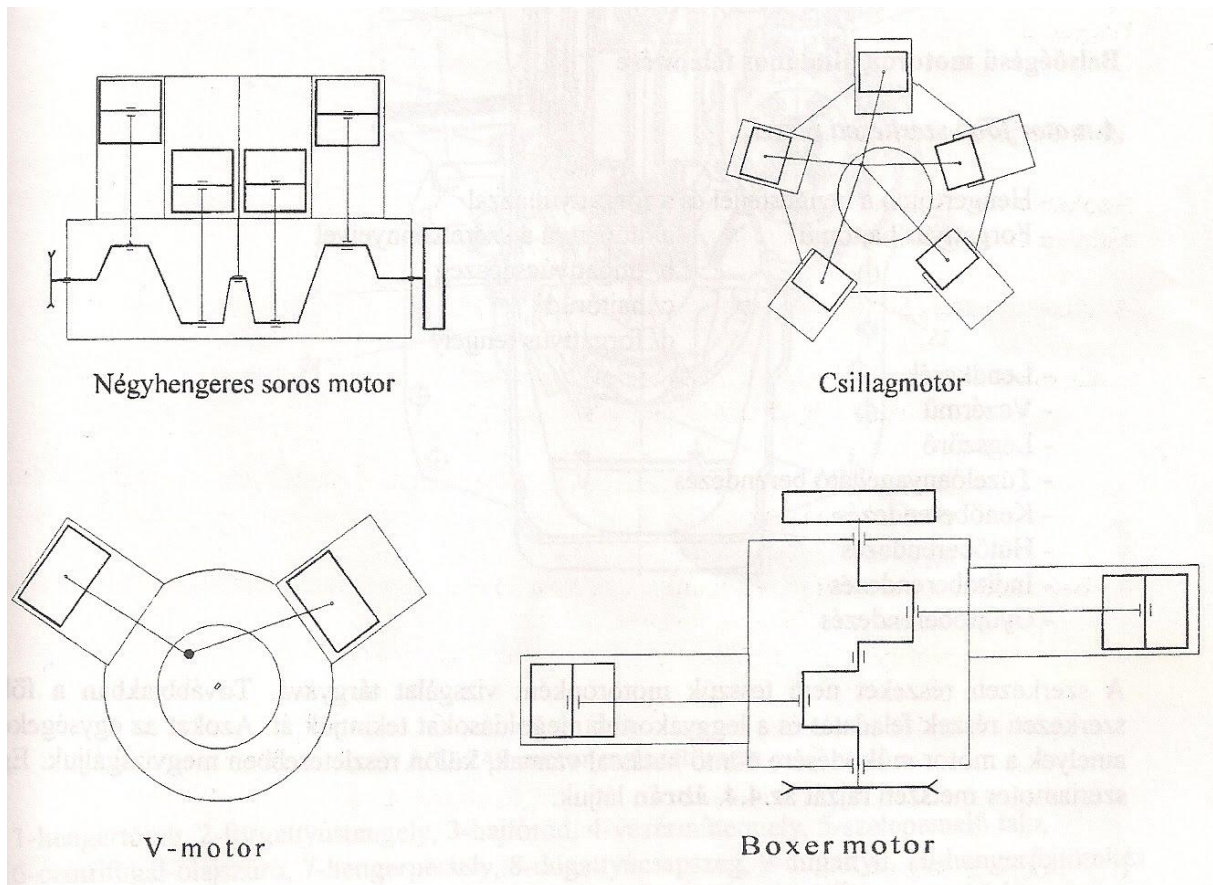
- 2.1. Benzin motor (Otto-munkaciklus alapján működő)
- 2.2. Gázolaj üzemű motor (Diesel- ill. Sabathier munkaciklust megvalósító)
- 2.3. Egyéb tüzelőanyaggal üzemelő (gázüzemű, szilárd tűz. anyag, benzol, petróleum, stb.)
- általában Otto-elven működő motorok
- 2.4. Mindevő motorok: alternatív hajtóanyag használat

3. A dugattyú mozgása szerint:

- 3.1. Alternáló mozgást végző
- 3.2. Forgó ill. bolygó mozgást végző

4. Hengerszám szerint:

- 4.1. Egy hengeres
- 4.2. Több hengeres: 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 12, 14,
(Csillagmotoroknál: 5, 7, 9, 11, 14=2 · 7)



4.3 ábra

Belsőégésű motorok hengerelrendezése

5. Hengerelrendezés szerint:

- 5.1. Soros (álló, döntött, fekvő, függő)
- 5.2. Boxer

- 5.3. V-motor
- 5.4. X-motor
- 5.5. Csillag-motor
- 5.6. Különleges

6. Más szempontok szerinti osztályozások:

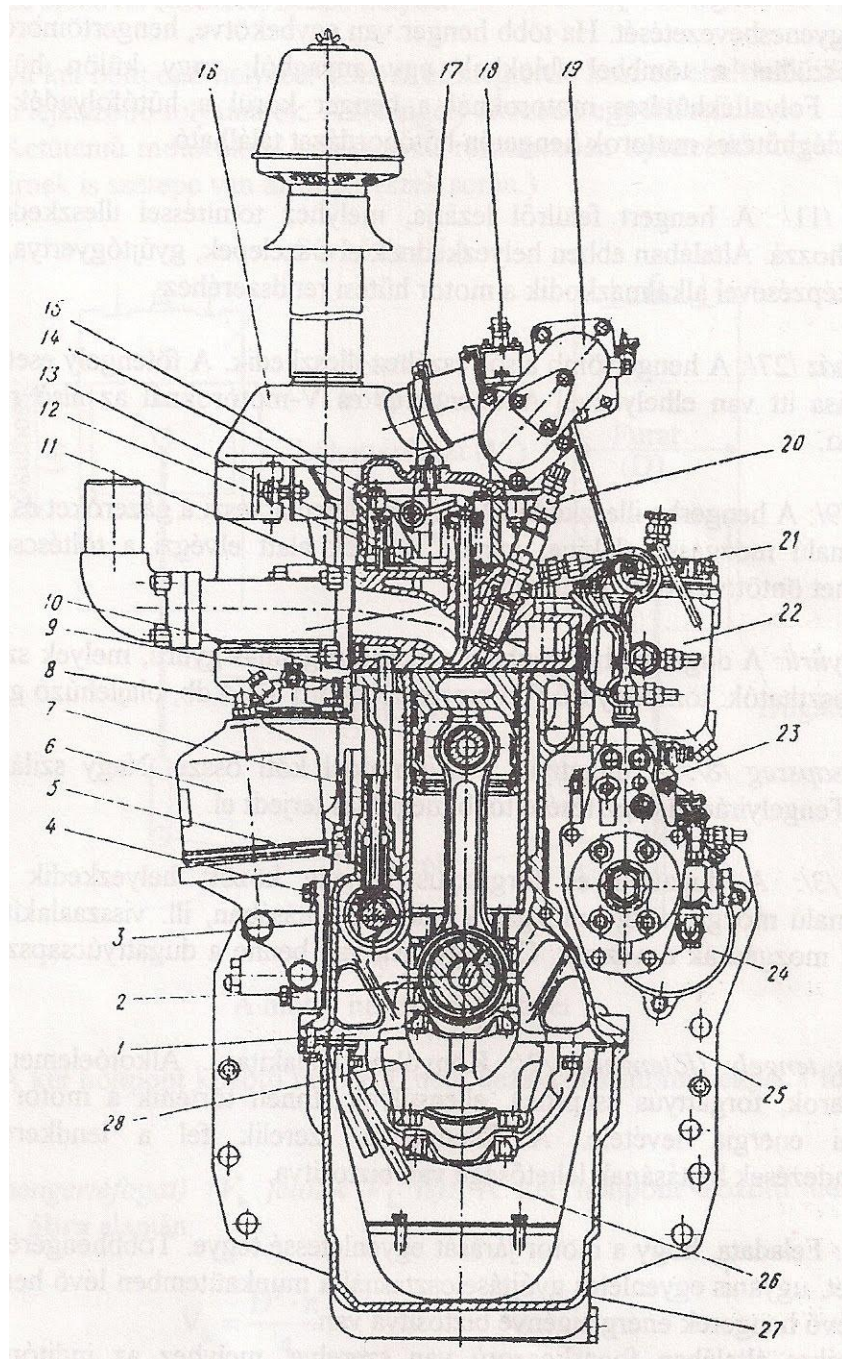
- 6.1. Alkalmazási terület (közúti jármű, traktor, stabil gép, stb.)
- 6.2. Vezérlési rendszer
- 6.3. Hűtési rendszer
- 6.4. Kenési rendszer
- 6.5. Feltöltési mód
- 6.6. Egyéb

Belsőégésű motorok általános felépítése

A motor főbb szerkezeti részei:

- Hengertömb a hengerfejjel és a forgattyúházzal
- Forgattyús hajtómű:
 - a/ dugattyú a szerelvényeivel
 - b/ dugattyúcsapszeg
 - c/ hajtórúd
 - d/ forgattyús tengely
- Lendkerék
- Vezérmű
- Légszűrő
- Tüzelőanyagellátó berendezés
- Kenőberendezés
- Hűtőberendezés
- Indítóberendezés
- Gyújtóberendezés

A szerkezeti részeket nem tesszük motoronként vizsgálat tárgyává. Továbbiakban a főbb szerkezeti részek feladatát és a leggyakoribb megoldásokat tekintjük át. Azokat az egységeket, amelyek a motor működésére döntő hatással vannak, külön részletesebben megvizsgáljuk. Egy szériamotor metszeti rajzát az **4.4. ábrán** látjuk.



4.4. ábra
A D-240 motor metszeti rajza

1-hengertömb, 2-forgattyústengely, 3-hajtórúd, 4-vezérműtengely, 5-szelepemelő talp, 6-centrifugál olajsűrő, 7- hengerpersely, 8-dugattyúcsapszeg, 9-dugattyú, 10-hengerfejtömítés, 11-hengerfej, 12-szelep, 13-szelepemelő szár, 14-szelephimba, 15-állítócsavar, 16-légsűrő, 17-szelephimbatengely, 18-előmelegítő izzító, 19-hengerfejfedél, 20-porlasztó, 21-kipufogó gyűjtőcső, 22-gázolaj finomsűrő, 23-adagolószivattyú, 24-önindító, 25-hátsó felfogólemez, 26-nívópálca, 27-forgattyúsház, 28-főcsapágy fedél

Henger /7/: A hengerben játszódnak le a munkaciklus folyamatai, ugyanakkor biztosítja a dugattyú egyenesbevezetését. Ha több henger van egybekötve, hengertömből /1/ beszélünk. A henger készülhet a tömbbel /blokkal/ egy anyagból, vagy külön hüvelyként /persely/

beszerelve. Folyadékűtéses motoroknál a henger körül a hűtőfolyadék számára tér van kiképezve, léghűtéses motorok hengerén hűtőbordázat található.

Hengerfej /11/: A hengert felülről lezárja, melyhez tömítéssel illeszkedik és csavarokkal szorítható hozzá. Általában ebben helyezkednek el a szelepek, gyújtógyertya, porlasztó, esetleg kamra. Kiképzésével alkalmazkodik a motor hűtési rendszeréhez.

Forgattyúház /27/: A hengertömb alsó részéhez illeszkedik. A főtengely esetleg a vezértengely csapágyazása itt van elhelyezve. Állóhengeres és V-motoroknál az alsó részéből olajteknőt képeznek ki.

Dugattyú /9/: A hengerbe illeszkedik. Munkaütemben átveszi a gázerőket és azok nyomóerejét egyenesvonalú mozgássá alakítja, meddő ütemek alatt elvégzi a töltéscserét és a sűrítést. Anyaga lehet öntöttvas vagy könnyűfém.

Dugattyúgyűrű: A dugattyú hornyaiba illeszkedő rugalmas gyűrű, melyek szerepük szerint két csoportra oszthatók: tömítőgyűrű ("kompressziógyűrű") 2-4 db, olajlehúzó gyűrű 1-2 db.

Dugattyúcsapszeg /8/: A dugattyút a hajtórúddal köti össze. Nagy szilárdságú, cső alakú alkatrész. Tengelyirányú rögzítésére több megoldás terjedt el.

Hajtórúd /3/: A dugattyú és forgattyús tengely között helyezkedik el. Résztvesz az egyenesvonalú mozgás forgó mozgássá való átalakításában, ill. visszaalakításában. Mozgását "ostorozó" mozgásnak nevezzük. Csapágyazva van benne a dugattyúcsapszeg és a forgattyús tengely.

Forgattyús tengely (főtengely) /2/: Könyökös kialakítású. Alkotóelemei: nyugvó csapok, forgattyúkarok, forgattyús csap/ok/, ellensúlyok. Innen történik a motor által szolgáltatott mechanikai energia levétele. A főtengelyre szerelik fel a lendkereket, valamint a segédberendezések hajtásának lehetősége van biztosítva.

Lendkerék: Feladata, hogy a motor járását egyenletessé tegye. Többhengeres motornál mérete kisebb lehet, ugyanis egyenletes gyújtáselosztásnál a munkaütemben lévő hengerektől a meddő ütemben lévő hengerek energiaigénye biztosítva van.

A lendkerékre általában fogaskoszorú van szerelve, melyhez az indítómotor fogaskereke kapcsolódik.

A belsőégésű motorok nevezetes pontjai, térfogatai

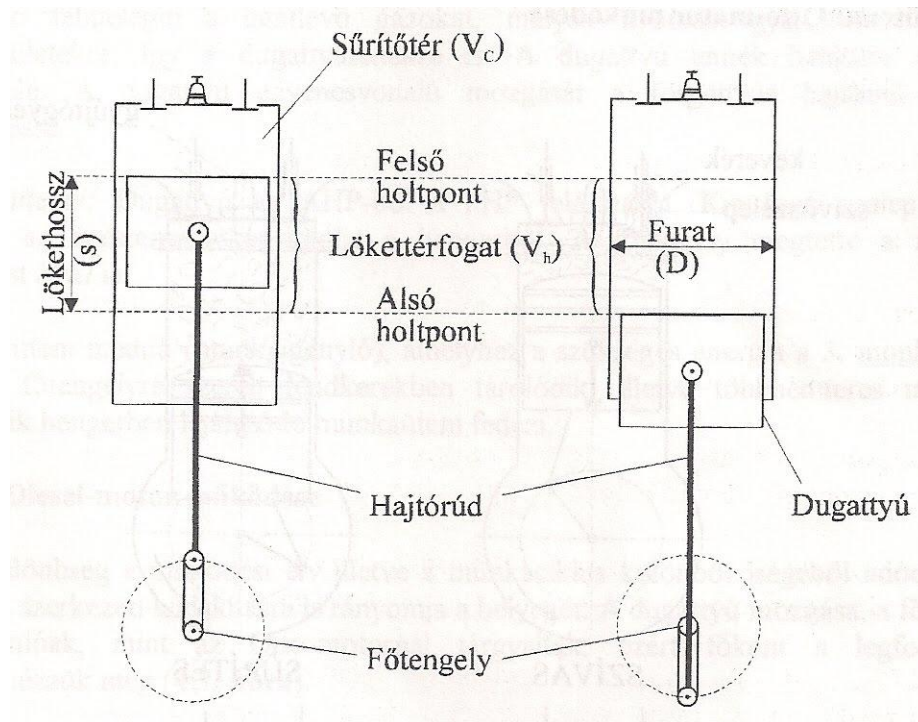
A dugattyús motorok legfontosabb jellemzőit a **4.5. ábrán** látjuk.

Holtpont: Az alternáló mozgást végző dugattyúnak az a helyzete, ahol a sebessége zérus és haladási irányát megváltoztatja.

Felső holtpont: Bármilyen hengerelhelyezés esetén a forgattyús tengelyhez távolabb, illetve a hengerfejhez közelebb eső holtpont.

Alsó holtpont: Az előzővel ellentétes szélső helyzet.

Ütem: A dugattyú két holtponti helyzete közötti út megtétele közben eltelt idő, illetve ezen idő alatt a hengerben lejátszódó folyamatok. A főtengely eközben egy félfordulatot π tesz meg. (Kétütemű motoroknál találkozunk részütemben lejátszódó folyamatokkal és a dugattyú alatti térnek is szerepe van az ütemrészek során.)



4.5 ábra
A motor nevezetes méretei

Lökethossz /s/: A két holtpont közötti távolság, nem dezaxiált hajtóműveknél a forgattyúsugár kétszerese.

Lökettérfogat (hengertérfogat) /V_h jelölik V_L is/: A két holtpont közötti hengertérfogat. Számítása az 4.5. ábra alapján:

$$V_h = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s$$

Többhengeres motoroknál z hengerszámmal szorozva kapjuk az összlökettérfogatot /V_H/.

$$V_H = z \cdot V_h = z \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s$$

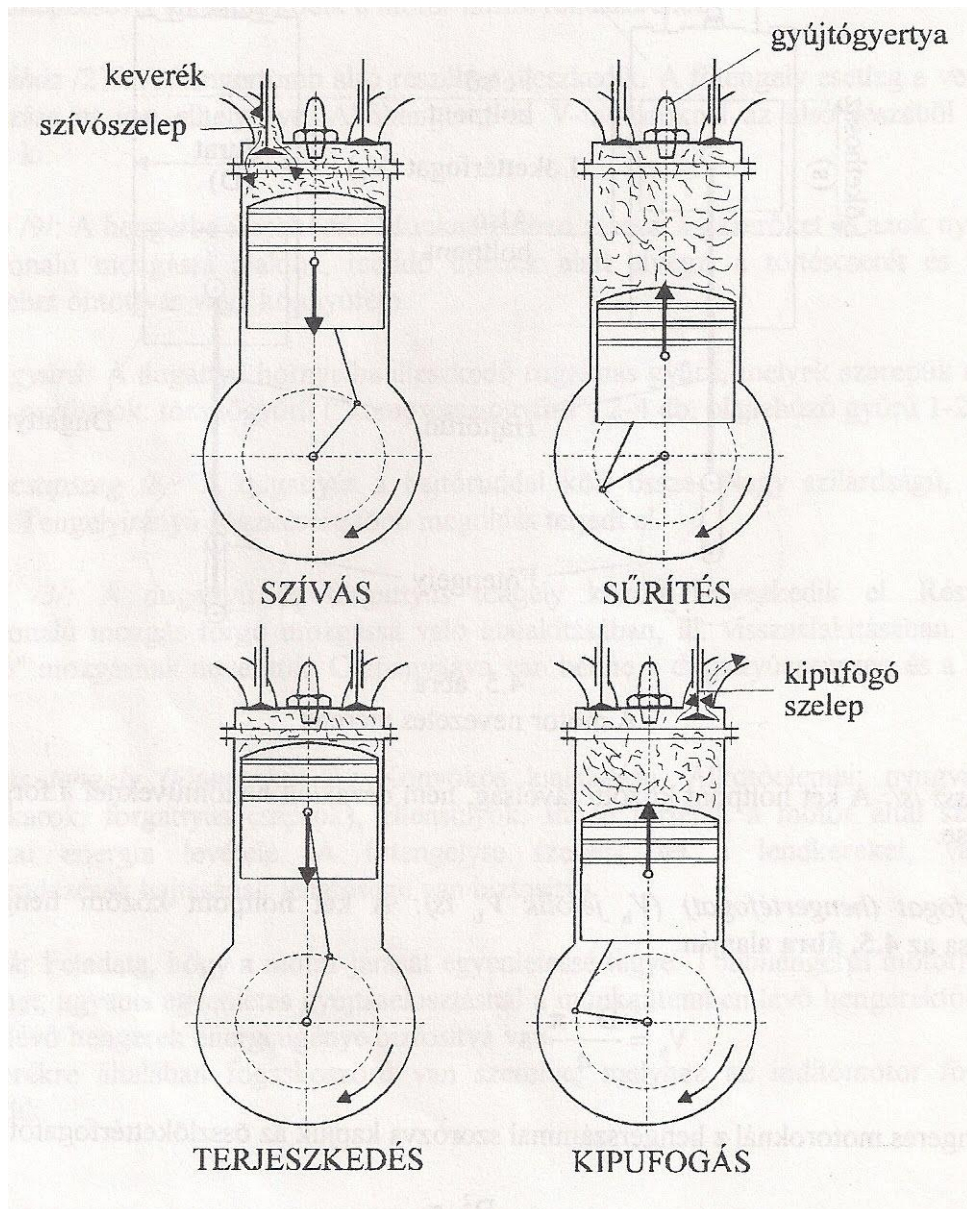
Kompressziótérfogat /V_c/: A sűrítési ütem végén (FHP-ban lévő dugattyúállásnál) a bentlévő gázok által kitölthető térfogatrész nagysága. Rendszerint bonyolult, tagolt felületekkel határolt.

Kompresszióviszony /ε-epszilon/: Az a viszonyszám, amely megmutatja, hogy a dugattyú a motorba beszívott gáztöltetet (levegő, keverék) hányad részére sűríti össze.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

A belsőégésű motorok működése: Itt a leggyakrabban alkalmazott motorok működését alapszinten tekintjük át. Részletekbe menő - termodinamikai alapokra épített - vizsgálatokat a későbbiekben tanulandó szaktantárgyakban még el fogják végezni, de ott már az itt tanultakat ismertnek tekintik.

A négyütemű Otto-motor működése



4.6. ábra

A négyütemű Otto-motor működése

1. *Szívás üteme:* Dugattyú a FHP-ból halad az AHP felé, a szívószelep nyitva. A henger feltöltődik a tüzelőanyag-levegő meghatározott arányú (1:13.8-1:16) keverékével.
2. *Sűrítés üteme:* Dugattyú az AHP-ból a FHP felé halad. Mindkét szelep zárva. Az előző ütemben beszívott keveréket összesűríti $\epsilon=5-9$ /. Az ütem utolsó szakaszában

a FHP előtt elektromos szikra meggyújtja a keveréket. A főtengely az ütem végéig megteszi az első fordulatot $/2\pi/$.

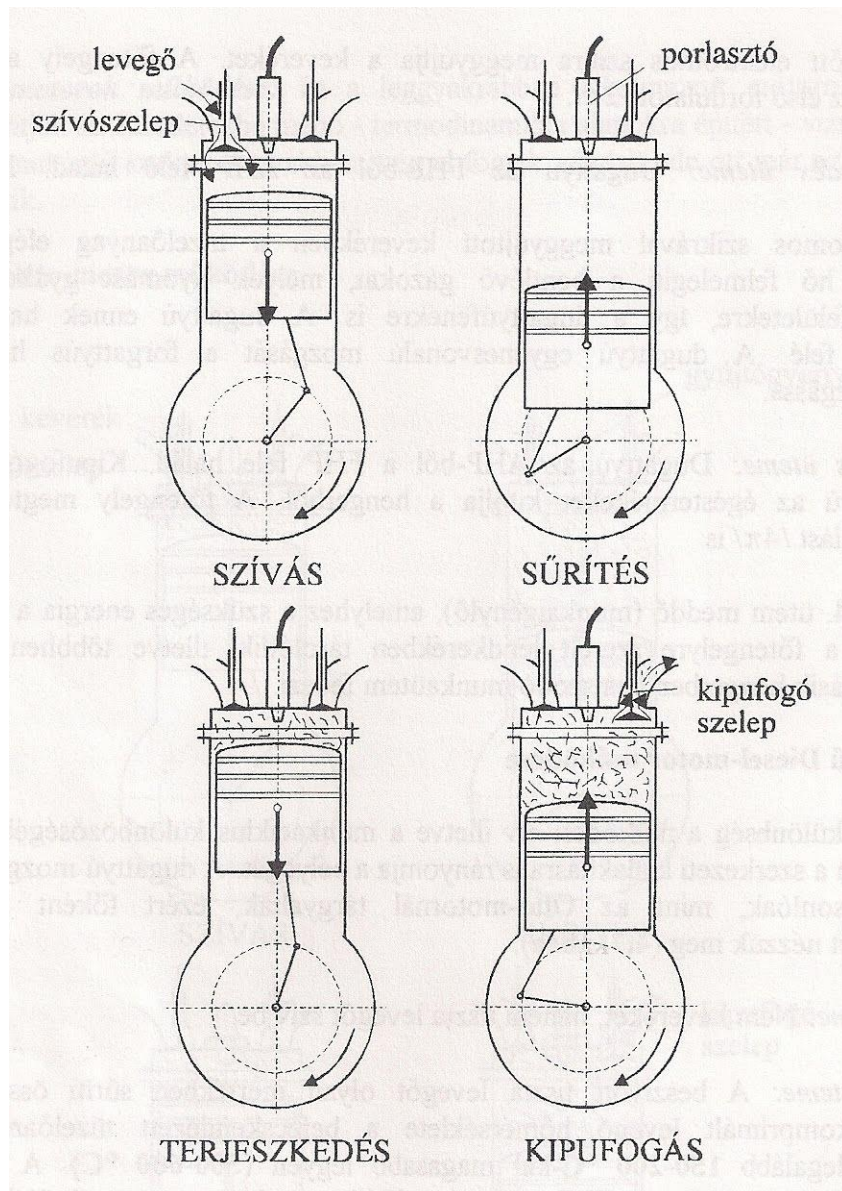
3. *Terjeszkedés üteme:* Dugattyú az FHP-ból az AHP felé halad. Mindkét szelep zárva. Az elektromos szikrával meggyújtott keverékben a tüzelőanyag elég. Az égésből származó hő felmelegíti a bentlévőgázokat, melyek nyomást gyakorolnak az azt határoló felületekre, így a dugattyúfenékre is. A dugattyú ennek hatására indul el az AHP felé. A dugattyú egyenesvonalú mozgását a forgattyús hajtómű alakítja forgó mozgássá.
4. *Kipufogás üteme:* Dugattyú az AHP-ből a FHP felé halad. Kipufogó szelep nyitva. A dugattyú az égéstermékeket kitolja a hengerből. A főtengely megtette a második körülfordulást $/4\pi/$ is.

Az 1., 2. és 4. ütem meddő (munkaigénylő), amelyhez a szükséges energia a 3. munkavégző ütem során a főtengelyre szerelt lendkerékben tárolódik, illetve többhengeres motornál valamelyik másik hengerben lejátszódó munkaütem fedezi.

A négyütemű Diesel-motor működése

Az alapvető különbség a működési elv illetve a munkaciklus különbözőségéből adódik, ami természetesen a szerkezeti kialakításra is rányomja a bélyegét. A dugattyú mozgása, a főtengely helyzetei hasonlóak, mint az Otto-motornál tárgyaltak, ezért főként a legfontosabb különbségeket nézzük meg (4.7. ábra).

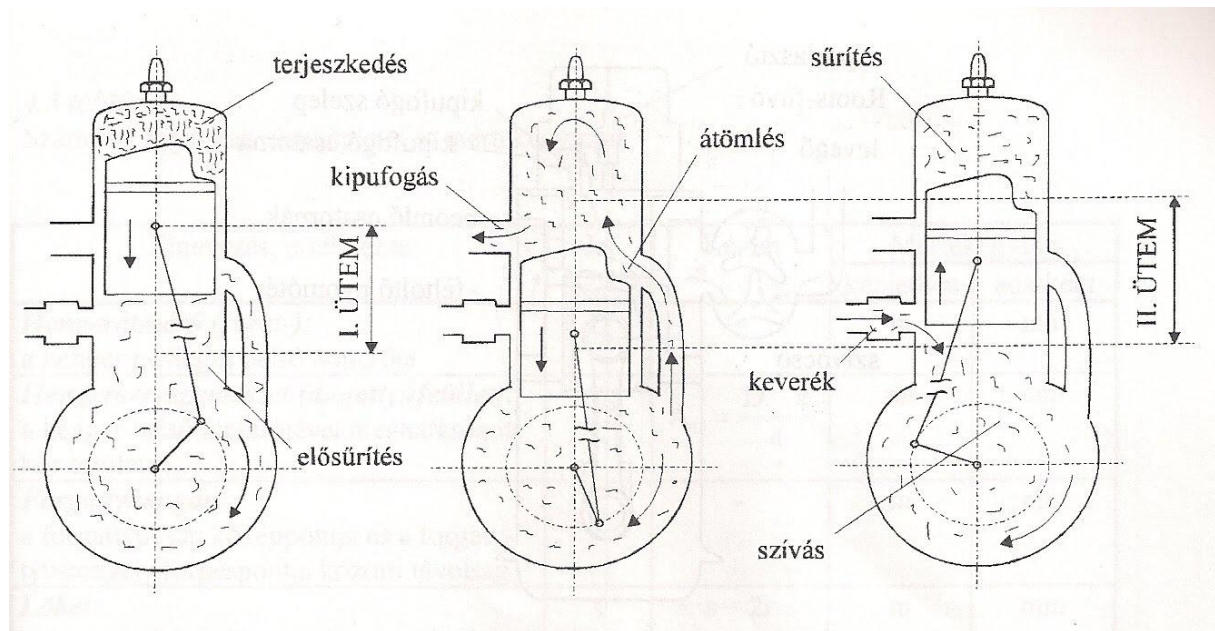
1. *Szívás üteme:* Nem keveréket, hanem tiszta levegőt szív be.
2. *Sűrítés üteme:* A beszívott tiszta levegőt olyan mértékben sűríti össze ($\epsilon = 13 - 22$) hogy a komprimált levegő hőmérséklete a befecskendezett tüzelőanyag gyulladáspontjánál legalább **150-200 °C**-kal magasabb legyen (**500-600 °C**). A befecskendezés a sűrítési ütem végén, a FHP előtt kezdődik, és bizonyos gyulladási késedelemmel ugyan, de a befecskedés ütemében megindul az égés is.
3. *Terjeszkedés (munkaütem):* A keverékképzés, a gyújtás és az égés lefolyása eltér az Otto-motorétól, így a terjeszkedés üteme is különbözik attól, de funkciója és a működő részek mozgásviszonyai hasonlóak.
4. *Kipufogás üteme:* Itt is az égéstermékek hengerből való eltávolítása a cél.



4.7. ábra
A négyütemű Diesel-motor működése

A kétütemű Otto-motor működése:

Az energiaátalakításhoz szükséges égés- és gázcseré folyamatok két ütem (2π főtengely elfordulás) alatt játszódik le. A munkafolyamatokban résztvesz a dugattyú alatti tér (forgattyús ház) is. A motor működését az **4.8. ábra** szemlélteti.

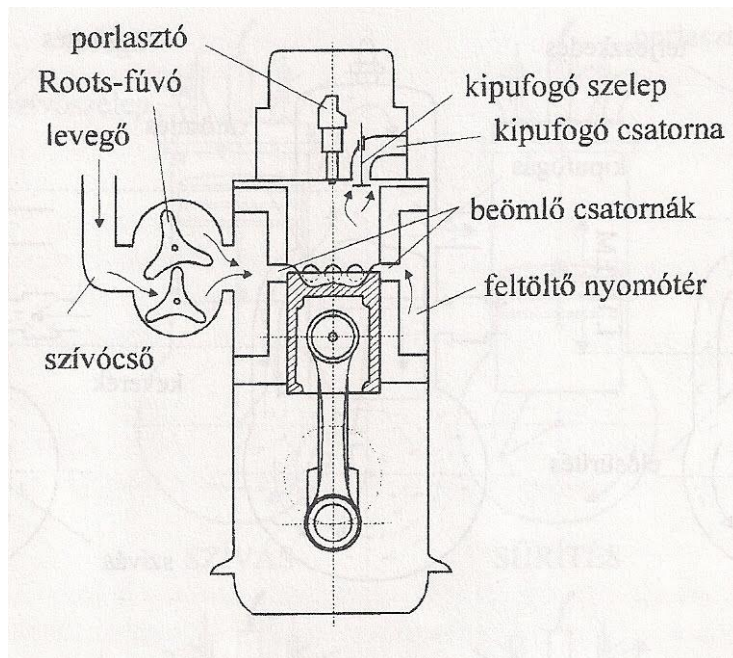


4.8. ábra
A kétütemű Otto-motor működése

1. ütem: Dugattyú a FHP-ból az AHP felé mozog. A dugattyú feletti térben (munkahengerben) terjeszkedés a dugattyú alatt, miután a dugattyúpalást alsó éle elzárta a szívórést, elősűrítés zajlik le. Az AHP előtt a dugattyúpalást felső éle kinyitja előbb a kipufogórést, megkezdődik a kipufogás, majd az átömlőrést nyitja ki és megkezdődik a gázcsere.
2. ütem: A dugattyú az AHP-ból a FHP felé mozog. Miután a dugattyúpalást felső éle elzárta az átömlő- és kipufogó réseket, a dugattyú fölötti térben megkezdődik a keverék sűrítése, melyet a FHP előtt elektromos szikra gyújt meg. A dugattyú alatti térben a dugattyú felfelé történő elmozdulása révén keletkező növekvő tér szívóhatást fejt ki. Amikor a dugattyú alsó éle kinyitja a szívórést, beáramlik a keverék, mely a következő ütemben elősűrítés után átjut a hengerbe.

A kétütemű Diesel-motor működése

Tekintettel arra, hogy itt is minden főtengelyfordulatra jut egy munkáütem, a henger feltöltéséről külön kell gondoskodni. Régebben készítettek forgattyúház feltöltéses motorokat (mint a kétütemű Otto-motor), illetve a főtengelyről működtetett (segéd) dugattyús kompresszoros motorokat. Mai kétütemű Diesel-motoroknál körforgó rendszerű légkompresszorok biztosítják a henger levegővel való feltöltését. A kipufogógázok a hengerfejbe épített vezérelt kipufogó szelepen át távoznak. A motor felépítési vázlatát a **4.9. ábrán** látjuk.



4.9. ábra

A kétütemű Diesel-motor működése

1. ütemben a dugattyú a FHP-ból az AHP felé halad és terjeszkedés (munkaütem) játszódik le a hengerben. A kipufogó szelep zárva van. Mielőtt a dugattyú az AHP-ba érne, a kipufogó szelep nyit és elkezdődik a kipufogás. Az alsó holtpont közvetlen közelében a dugattyú kinyitja a henger oldalán lévő beömlő csatornákat és szabad utat biztosít a kompresszor által nyomott levegőnek, ami feltölti a hengert, ugyanakkor kiszorítja az égéstermékeket (öblítés).
2. ütemben a dugattyú az AHP-ból a FHP felé halad. A dugattyú palástja lezárja a beömlő csatornákat, bezáródik a kipufogó szelep és elkezdődik a levegő sűrítése. A FHP előtt megkezdődik a tüzelőanyag befecskendezése, amely a kompresszióhő hatására meggyullad.

Számítási fogalmak jelölése, alapképletei és mértékegységei

A számítási fogalmak alapképleteit és mértékegységeit az **4.3. táblázat** tartalmazza. A táblázatban megkülönböztetjük az egyes jellemzők számításokban felhasználandó és műszaki leírásokban szokásos ill. javasolt mértékegységeit.

4.3. táblázat

Számítási fogalmak alapképletei és mértékegységei

Elnevezés, értelmezés	Jel	Képlet	Mértékegység	
			képletben	adatként
Hengerátmérő (furat-): a henger névleges belső átmérője	D	-	m	mm
Hengerkeresztmetszet (dugattyúfelület): a henger belső átmérőjével meghatározott kör területe	A_D	$A_D = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$	m ²	cm ²
Forgattyúsugár: a forgattyúcsap középpontja és a forgattyústengely forgáspontja közötti távolság	r	-	m	mm
Löket: a dugattyú két holtpontja közötti távolság	s	$s = 2r$	m	mm
Hajtórúd hossz: a hajtórúd dugattyúcsapfuratának és forgattyúcsapfuratának középpontjai közötti távolság	l	-	m	mm
Lökettérfogat (hengertérfogat): a hengerkeresztmetszet (dugattyúfelület) és a löket szorzata	V_h	$V_h = A_D \cdot s$	m ³	cm ³
Sűrítési arány	ε	$\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c}$	-	-
Névleges (geometriai) sűrítési arány (kompresszióviszony): az alsó és felső holtponthez tartozó munkatér térfogatának a hányadosa				
Valóságos sűrítési arány (kompresszióviszony): a zárt munkatér legnagyobb és legkisebb térfogatának a hányadosa. Ezt a fogalmat részvezérlésű motoroknál használják				
Hengerszám	z	-	-	-
Összlökettérfogat: a lökettérfogat és a hengerszám szorzata	V_H	$V_H = z \cdot V_h$	m ³	dm ³
Dugattyú-középssebesség: a löket és a megtételéhez szükséges idő hányadosa	c_k	$c_k = 2 \cdot s \cdot n$	m/s	m/s
Égési csúcshőmérséklet: a munkaközegnek a munkafolyamat során elért legnagyobb hőmérséklete	T_{\max} t_{\max}	-	K	°C

Elnevezés, értelmezés	Jel	Képlet	Mértékegység	
			képletben	adatként
Egési csúcsnyomás: a munkaközegnek a munkafolyamat során elért legnagyobb nyomása	P_{max}	-	Pa	MPa, bar
Sűrítési csúcsnyomás: a motor munkaterében égés nélkül kialakult legnagyobb nyomás	p_c	-	Pa	MPa, bar
Indikált munka: az indikátordiagram görbéje által határolt területből számított munka	W_i	-	J	N · m
Középnnyomás (energiasűrűség)				
Indikált középnyomás: az indikátordiagram pozitív és negatív területei előjel szerinti összegzésének megfelelő indikált munka és a lökettérfogat hányadosa	p_i	$p_i = \frac{W_i}{V_h}$	Pa	MPa, kPa, bar
Súrlódási középnyomás: a motor saját mozgatásához felhasznált súrlódási munka és a lökettérfogat hányadosa	p_s		Pa	kPa, bar
Veszteség-középnyomás: a motor saját mozgatásához, továbbá a figyelembe vett segédberendezések működtetéséhez együttesen felhasznált munka és a lökettérfogat hányadosa	p_v	$p_v = p_i - p_e$	Pa	kPa, bar
Tényleges (effektív) középnyomás: a motor tengelyéről ténylegesen levett munka és a lökettérfogat hányadosa	p_e	$p_e = p_i - p_v$	Pa	MPa, kPa, bar
Teljesítmény:				
Indikált teljesítmény: az indikált munkából számított teljesítmény	P_i	$P_i = 2 \frac{p_i \cdot V_H \cdot n}{i}$	W	kW
Súrlódási teljesítmény: a motor saját mozgatásához szükséges, a súrlódások legyőzésére felhasznált teljesítmény	P_s	$P_s = 2 \frac{p_s \cdot V_H \cdot n}{i}$	W	kW
Mechanikai teljesítményvesztés: a súrlódási teljesítmény és a figyelembe vett segédberendezések hajtásához felhasznált teljesítmény együttesen	P_v	$P_v = 2 \frac{p_v \cdot V_H \cdot n}{i}$	W	kW
Tényleges (effektív) teljesítmény: a ténylegesen leadott (mért) teljesítmény	P_e	$P_e = 2\pi nM$	W	kW
Fajlagos teljesítmények				
Teljesítménysűrűség: a teljesítmény viszonya a lökettérfogathoz	P_f	$P_f = \frac{P_e}{V_H}$	W/m ³	kW/dm ³
Literteljesítmény: a teljesítménysűrűség gyakorlati kifejezése: a lökettérfogat 1 dm ³ -ére vonatkoztatott teljesítmény	P_l	$P_l = \frac{P_e}{V_H}$	W/m ³	kW/dm ³

Elnevezés, értelmezés	Jel	Képlet	Mértékegység	
			képletben	adatként
Legnagyobb üresjárat fordulatszám: benzinmotoroknál az a legnagyobb üresjárat fordulatszám, amellyel a motor károsodás nélkül tartósan foroghat. Dizelmotoroknál az a fordulatszám, ameddig a terhelés nélküli motor az alkalmazott regulátornak megfelelően felpörög.	$n_{u\max}$		s^{-1}	min^{-1}
Indítási fordulatszám: az a legkisebb fordulatszám, amelyre a motort küldő erőforrással fel kell gyorsítani, hogy adott üzemszervek mellett üzemszerűen működni kezdjen	n_i		s^{-1}	min^{-1}
Forgatónyomaték: a forgattyústengelyről ténylegesen levehető forgatónyomaték	M	-	$N \cdot m$	$N \cdot m$
Rugalmasság: a terhelésváltozással szembeni viselkedésre jellemző viszonyszám	e			
Nyomatékrugalmasság: a legnagyobb forgatónyomaték és a legnagyobb üzemi fordulatszámhoz tartozó forgatónyomaték hányadosa	e_M	$e_M = \frac{M_{\max}}{M_{p_{\max}}}$	-	-
Fordulatszám-rugalmasság: a legnagyobb üzemi fordulatszám és a legnagyobb forgatónyomatékhoz tartozó fordulatszám hányadosa	e_n	$e_n = \frac{n_{\max}}{n_{M_{\max}}}$	-	-
Üzemanyag-fogyasztás: a motor üzemeltetése során felhasznált tüzelő-, kenő-, hűtő-, stb. anyagok mennyisége valamilyen működési vagy üzemeltetési mutatóra (pl. idő, munka, teljesítmény) vetítve				
Tüzelőanyag-fogyasztás: a motor által időegység alatt elfogyasztott tüzelőanyag (hajtóanyag) mennyisége (m_t), vagy energiatartalma	B_t	$B_t = \frac{m_t}{t}$	kg/s	kg/h
Fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás: a teljesítményre vonatkoztatott tüzelőanyag-fogyasztás	b_t	$b_t = \frac{B_t}{P}$	$\text{kg}/(\text{W} \cdot \text{s})$	$\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$
Alapjárat tüzelőanyag-fogyasztás: tüzelőanyag-fogyasztás alapjáratban	B_{t0}	$B_{t0} = \frac{m_t}{t}$	kg/s	kg/h
Hőfogyasztás: időegység alatt beadagolt tüzelőanyagból keletkező hőmennyiség	Q	$Q = B_t \cdot H$	J/s	MJ/s
Fajlagos hőfogyasztás: a teljesítményegységre vonatkoztatott hőfogyasztás	q	$q = b_t \cdot H$	$\text{J}/(\text{W} \cdot \text{s})$	$\text{MJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$

4.2.2. Villamos gépek

A villamos gépek energia fajtája szerint csoportosítva beszélhetünk egyenáramú és váltakozóáramú gépekről.

Egyenáramú gépeket elsősorban a járműiparban használnak.

A váltakozóáramú gépek sokkal elterjedtebbek.

A villamos gépek alaptípusait a következőképpen lehet csoportosítani:

- egyenáramú forgógépek
- váltakozóáramú forgógépek
- transzformátorok.

Egyenáramú gépek

A forgó villamos gépeket két fő csoportba osztjuk:

- generátorokra,
- motorokra.

Az egyenáramú gépekben végbemenő energiaátalakulási folyamat megfordítható. A pólusok, segédpólusok, kommutátorok, kefék, tekercselések elrendezése ugyanaz lehet, akár motorként, akár generátorként működik a gép. Különbség pusztán az armatúraáram vagy gerjesztés irányában van.

Egyenáramú gépek szerkezete, működési elve és jellemzői

Az egyenáramú gép két fő részből áll:

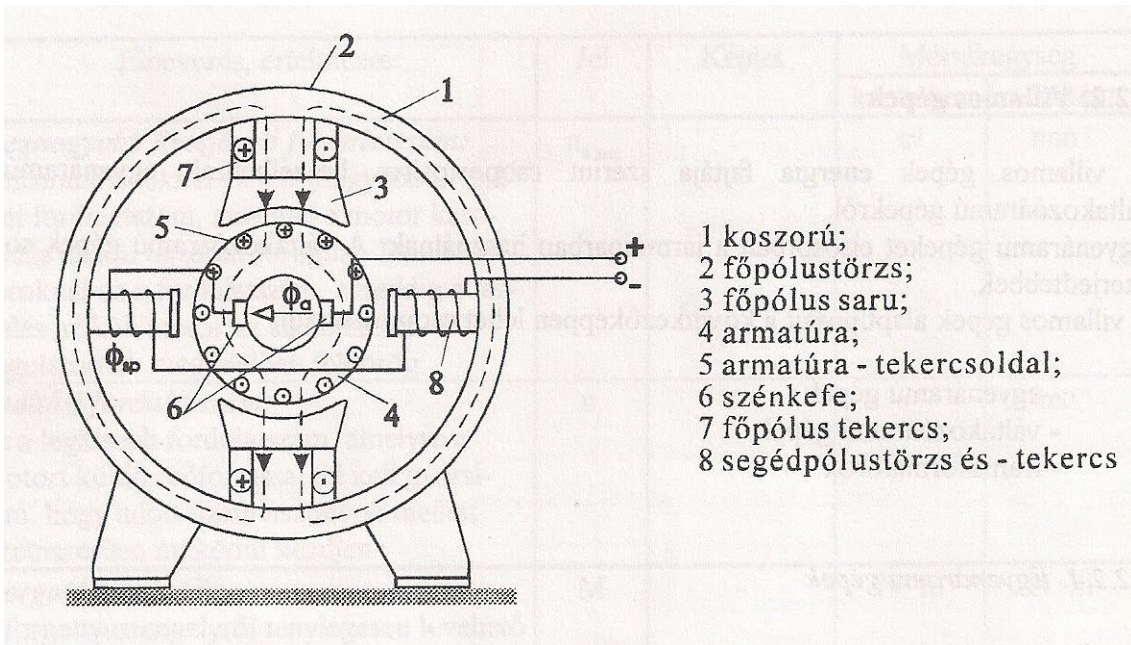
- állórészből,
- forgórészből.

Az állórész acélöntvény vagy acéllemez henger, amelyre csavarokkal erősítik a főpólusokat és segédpólusokat a rajtuk levő gerjesztőtekercsekkel.

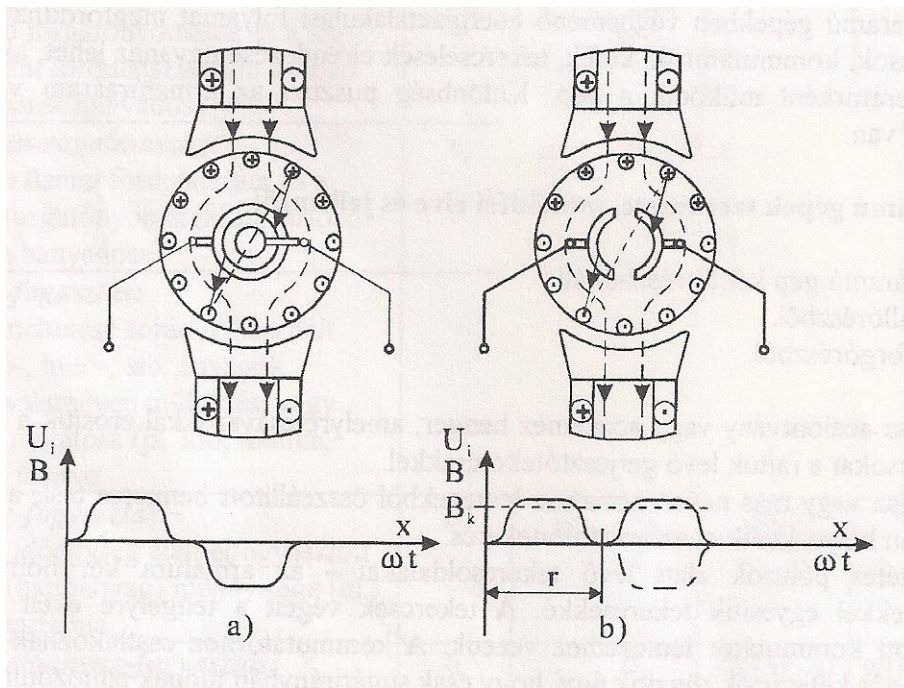
A forgórész vagy más néven armatúra lemezekből összeállított hengeres test, amelynek külső hornyaiban helyezkedik el az armatúratekerccs.

Az ellentétes pólusok alatt levő tekercsoldalakat - az armatúra két homlokfelületén - tekercsfejekkel egyesítik tekercsekké. A tekercsek végeit a tengelyre ékelt rézlemezekből összeállított kommutátor lemezeihez vezetik. A kommutátorhoz csatlakoznak az áramszedő kefék. Rugós kefetartók rögzítik úgy, hogy csak sugárirányban tudnak elmozdulni.

Kétpólusú gép elvi felépítése az **4.10. ábrán** látható.



4.10. ábra
Egyenáramú gép elvi vázlata



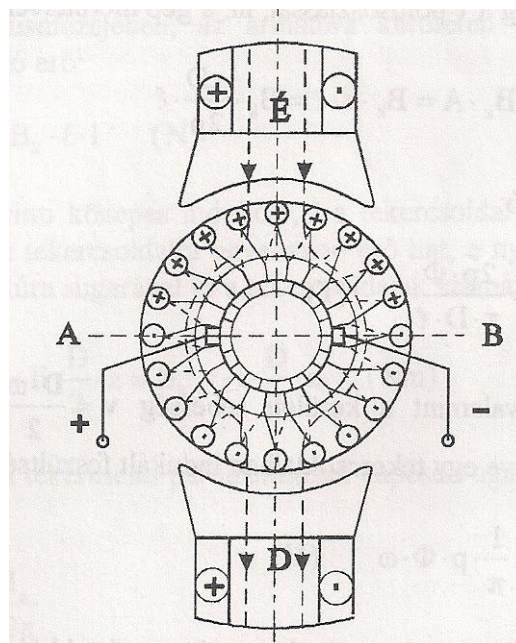
4.11. ábra
A pólusok mágneses terében forgatott keret

- a) csúszógyűrűs kivezetésnél váltakozófeszültség indukálódik
- b) kommutátoros kivezetés egyenirányítja a váltakozófeszültséget

A kommutátor szerepét a generátorüzemben végbemenő folyamaton keresztül ismerhetjük meg. Miként a váltakozóáramoknál már megismertük: homogén mágneses térben egyenletes szögsebességgel forgatott vezetőkeretben szinuszos feszültség indukálódik. Ha a vezetőkeret

két végét az **4.11.a ábrájának** megfelelően - csúszógyűrűkön keresztül - csatlakoztatjuk a kefékhez, akkor a vezetőkeret egyenletes és teljes körülfordatásával a diagram szerinti, a szinuszos alaktól kissé eltérő váltakozófeszültséget kapunk. Ennek oka, hogy a főpólusok közötti térben az indukció eloszlása nem homogén, hanem a diagram szerinti. A továbbiakban a vezetőkeret két végét csatlakoztassuk az **4.11.b ábra** szerint két, egymástól elszigetelt fél gyűrűhöz, akkor a kefék kapcsain - egyenletes szögsebességű körülfordatás esetén - a diagram folytonos vonala szerinti egyenirányított feszültséget tapasztaljuk. Az egyenirányított feszültség ingadozása - a gyakorlat igényeit kielégítő módon - megszüntethető nagyobb számú kollektorszelet és ennek megfelelő tekercselés alkalmazásával. A kommutátor tehát mechanikus egyenirányító.

A **gép működési elvét** az **4.12. ábrán** látható egyszerűsített vázlaton tanulmányozhatjuk. A vázlat szerinti gyűrűs tekercselést ma már nem használjuk de azon a tekercsek és kollektorszeletek kötése szemléletesebbé tehető.



4.12.

Egyenáramú gép egyszerűsített vázlata gyűrűs tekercseléssel

Generátorüzemben az armatúrát külső mechanikai nyomaték állandó szögsebességgel forgatja. A főpólus által gerjesztett mágneses mezőben forgó armatúra vezetőiben feszültség indukálódik. Az egymás mellett levő, egy pólus alatt elhelyezkedő tekercseket sorba kötjük, így a bennük indukált feszültségek összeadódnak. A tekercselés **A** és **B** pontjai között kapjuk a legnagyobb feszültséget, ezért a gép kapcsait két pont közé csatlakoztatjuk. A két pont összekötő vonalat a gép **semleges zónájának** mondjuk. Ha a vezető ezen a zónán halad át, benne az indukált feszültség és az áram irányt vált. A kommutátor az armatúrával együtt forog, a szénkefék pedig a semleges zónában levő vezetővel kapcsolódnak. E két vezető között sorba kapcsolt vezetők mindig azonos pólusok hatása alatt állnak, ezért a kefék kapcsain egyenfeszültség jelenik meg.

A kommutátorhoz csatlakozó szénkefék az armatúra tekercselését két **párhuzamos ágra** osztják. A párhuzamos ágak száma - amint azt a tekercselések ismertetésekor látni fogjuk - a tekercselés módjától és a póluspárok számától függően kettő vagy kettőnél több is lehet. A párhuzamosan kapcsolt ágakból egyet **a**-val, az ágpárokat **2a**-val jelöljük.

Motorüzemben a nyomaték a főpólus által keltett mágneses erőtér és az armatúravezetőben folyó áram kölcsönhatásaként jön létre. A nyomaték hatására a forgórész forgásba jön.

Állandó irányú nyomaték úgy keletkezhet, hogy forgás közben az egyik pólus alól a másik alá forgó tekercsekben az áram iránya megfordul. Ez az irányváltás a kommutátor révén mehet végbe, és akkor történik helyesen, ha a szénkefék éppen a semleges zónában vannak.

Az indukált feszültség meghatározása

A mozgási indukció törvénye szerint a **4.12. ábra** szerinti B_k indukciójú térben v kerületi sebességgel forgó armatúra egyetlen hosszúságú tekercsoldalában indukált feszültség:

$$U'_i = B_k \cdot \ell \cdot v \quad (V)$$

Egy pólus alatti fluxus pedig a τ pólusosztással, ill. a gép méreteivel kifejezve:

$$\Phi = B_k \cdot A = B_k \cdot \tau \cdot \ell = B_k \cdot \frac{\pi D}{2p} \cdot \ell$$

és ebből a közepes indukció:

$$B_k = \frac{2p \cdot \Phi}{\pi \cdot D \cdot \ell} \quad (T)$$

Ez utóbbi összefüggést, valamint a kerületi sebesség $v = \frac{D \cdot \omega}{2}$ értékét az $U'_i = B_k \cdot \ell \cdot v$

összefüggésbe behelyettesítve egy tekercsoldalban indukált feszültség:

$$U'_i = \frac{1}{\pi} \cdot \rho \cdot \Phi \cdot \omega \quad (V)$$

Az armatúra kerülete mentén azonos z számú vezető van, és ebből csak a párhuzamos ágakban levő vezetők vannak sorba kapcsolva. Ezért a teljes indukált feszültséget úgy kapjuk, hogy az egy tekercsoldalban indukált feszültséget megszorozzuk a sorba kapcsolt ($z/2a$) tekercs oldalak számával:

$$U_i = \frac{z}{2a} \cdot U'_i = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{p}{a} \cdot z \cdot \Phi \cdot \omega \quad (V)$$

A gép jellemzői és az állandókat egyetlen k állandóba összevonva:

$$k = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{p}{a} \cdot z$$

és ezzel az indukált feszültség:

$$U_i = k \cdot \Phi \cdot \omega \quad (V)$$

Ez utóbbi összefüggés $\omega = 2\pi \cdot n$ helyettesítéssel:

$$U_i = \frac{p}{a} \cdot z \cdot \Phi \cdot n$$

A gép állandóinak $c = \frac{pz}{a}$ helyettesítésével:

$$U_i = c \cdot \Phi \cdot n \quad (V)$$

Az indukált feszültség tehát egy adott gépnél a főpólus által gerjesztett fluxus és a forgórész fordulatszámának szorzatával arányos.

A nyomaték meghatározása

Az egyenáramú gép pólusmezejében, az armatúra kerületén levő horonyban elhelyezett egyetlen tekercsoldalra ható erő:

$$F = B_k \cdot \ell \cdot I \quad (\text{N})$$

ahol B_k az **4.11. ábra** szerinti közepes indukció, ℓ a tekercsoldal hossza, I a tekercsoldalban folyó áram. Mivel minden tekercsoldalra ugyanazon erő hat, a nyomatékot úgy kapjuk, hogy az erőt szorozzuk az armatúra sugarával és a tekercsoldalak számával:

$$M' = F \cdot \frac{D}{2} \cdot z = B_k \cdot \ell \cdot I \cdot \frac{D}{2} \cdot z \quad (\text{Nm})$$

Ha az armatúraáram I_a és a tekercselés párhuzamosan kapcsolt ágainak száma $2a$, akkor az egy vezetőben folyó áram:

$$I = \frac{I_a}{2a}$$

Ennek, valamint a közepes indukcióra kapott összefüggés helyettesítésével:

$$M = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{p}{a} \cdot z \cdot I_a \cdot \Phi$$

A gépre jellemző állandókat vonjuk össze egyetlen állandóba:

$$k = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{p}{a} \cdot z$$

akkor a nyomaték:

$$M = k \cdot I_a \cdot \Phi \quad (\text{Nm})$$

A gép nyomatéka tehát a gerjesztett fluxus és az armatúraáram szorzatával arányos.

A nyomatékot a belső teljesítményből is meghatározhatjuk. A belső teljesítmény az indukált feszültség és az armatúraáram szorzata: $P_b = U_i \cdot I_a$. Generátorüzemben a mechanikai teljesítmény alakul át elektromos teljesítménnyé, motornál fordítva.

Ennek alapján írható:

$$P_b = M \cdot \omega = U_i \cdot I_a \quad (\text{W})$$

és ebből a nyomaték:

$$M = \frac{P_b}{\omega} = \frac{U_i \cdot I_a}{\omega} \quad (\text{Nm})$$

Egyenáramú gépek üzeme

Az egyenáramú gépek mind generátor-, mind motorüzemben működhetnek. Ha a gép mint generátor működik és kapcsai nyitottak, akkor a kapcsokon $U_i = c \cdot \Phi \cdot n$ indukált feszültség jelenik meg. A gép kapcsaira fogyasztót kapcsolva, az armatúra tekercseiben áram indul. Ez az I_a áram a tekercsek R_a belső rezisztenciáján belsőfeszültség-esést okoz, amelynek nagysága $U_b = I_a \cdot R_a$.

Ezt a feszültségcsökést le kell vonni az indukált feszültségből és így a generátor kapcsain terhelt állapotban

$$U_k = U_i - U_b = U_i - I_a R_a \quad (V) \quad \text{feszültséget mérhetünk.}$$

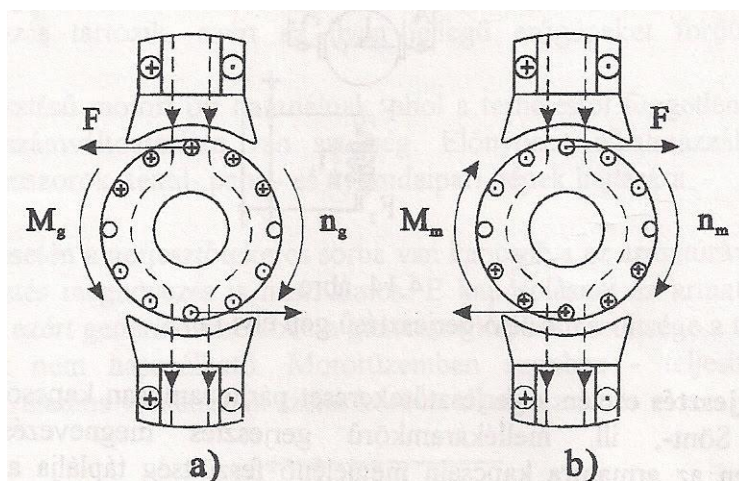
Motorüzem esetén a motort állandó feszültségű hálózatra kapcsoljuk. Ebben az esetben a hálózat kapocsfeszültsége tart egyensúlyt az indukált feszültség és a belsőfeszültség-esés összegével:

$$U_k = U_i + I_a R_a \quad (V)$$

A generátor- és motorüzem áram-, nyomaték- és fordulatszámviszonyainak áttekintéséhez kövessük végig a következő gondolatmenetet. Hajtóberendezéssel egyenáramú gépet generátorként járátunk n fordulatszámmal úgy, hogy az rádolgozik az U_k kapocsfeszültségű egyenáramú hálózatra, mivel a generátor indukált feszültsége nagyobb, mint a hálózat kapocsfeszültsége. Az összefüggés értelmében a generátor

$$I_A = \frac{U_i - U_k}{R_a} \quad (A)$$

áramot ad a hálózatra, ha a hálózati veszteségektől eltekintünk. A generátor armatúratekerccselésén áthaladó áram iránya olyan, hogy a főpólus fluxusával kölcsönhatásban a forgás irányával ellentétes erőhatást, ill. nyomatékot hoz létre (**4.13.a ábra**). Ha a hajtóberendezés fordulatszámát csökkentjük, akkor egy meghatározott fordulatszámnál $U_i = U_k$ és ennek megfelelően $I_a = 0$ lesz. Tovább csökkentve a fordulatszámot, az áramirány megváltozik, mivel most már az indukált feszültség kisebb, mint a hálózat kapocsfeszültsége. Ezzel együtt megváltozik az áram és a főfluxus kölcsönhatásából származó erő, ill. nyomaték aránya is (**4.13.b ábra**).



4.13. ábra

Az egyenáramú gép üzeme

- a) generátorüzem
- b) motorüzem

A hajtómotort lekapcsolva, a gép mint üresen járó motor tovább forog, tehát a gép már motorüzemben dolgozik.

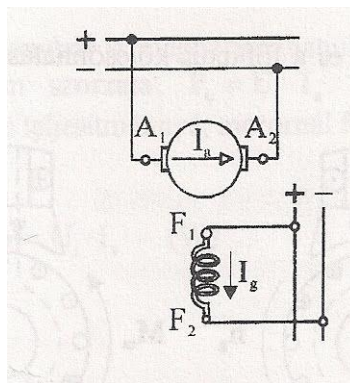
Előző gondolatmenetünkben a következő - a gyakorlat számára fontos - tapasztalatokat szűrhetjük le:

A motor forgásirányát a főpólusok által gerjesztett fluxus és az armatúratekerccselésben folyó áram iránya egyértelműen meghatározza. A motor forgásirányának megváltoztatása történhet akár a gerjesztés irányának, akár az armatúratekerccselésben folyó áram irányának megváltoztatásával. Ha mindkettőt megváltoztatjuk, a forgásirány nem változik.

A gerjesztőtekercek kapcsolása

Az egyenáramú gépek (generátorok és motorok) üzemi tulajdonságait lényegében az határozza meg, hogy a főpólus gerjesztőtekerce által létrehozott fluxus milyen mértékben függ a terheléstől. Ez pedig a két tekercselés: az állórész (főpólus) gerjesztőtekerce és a forgórész (armatúra) tekercselés egymáshoz viszonyított kapcsolásától függ. A lehetséges kapcsolások a következők:

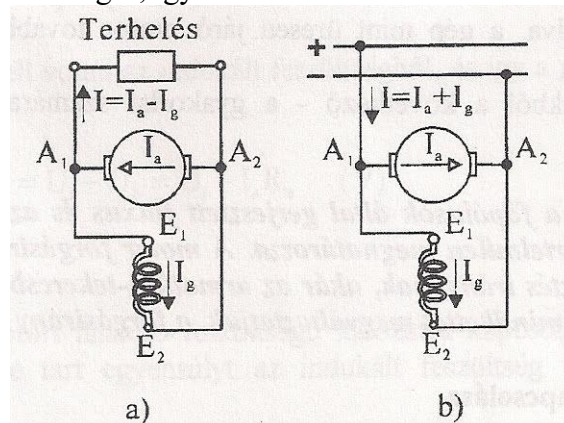
Külső gerjesztés esetén az I_g gerjesztőáram teljesen független az I_a armatúraáramtól. A főpólus gerjesztőtekercsét az armatúrától független energiaforrás táplálja (4.14. ábra). A fluxus csak az armatúra-visszahatás révén - kismértékben - függ a terheléstől. Ennek megfelelően generátorüzemben a generátor kapocsfeszültsége, motorüzemben pedig a motor fordulatszám a terhelés függvényében gyakorlatilag állandó, ezért mind generátorként, mind motorként jól felhasználható. Tulajdonságaik hasonlóak a következő pontban említett párhuzamos gerjesztésű gépekéhez, de azoknál bonyolultabbak, költségesebbek, így a gyakorlatban ritkábban alkalmazzák elsősorban azokon a helyeken, ahol a szigorúbb üzemi követelmények feltétlenül megkövetelik.



4.14. ábra

Külső gerjesztésű gép elvi rajza

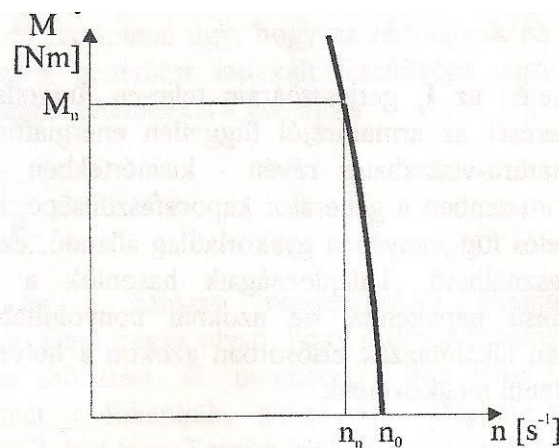
Párhuzamos gerjesztés esetén a gerjesztőtekercsét párhuzamosan kapcsolják az armatúrával (4.15. ábra). Sönt-, ill. mellékáramkörű gerjesztés megnevezés is használatos. Generátorüzemben az armatúra kapcsain megjelenő feszültség táplálja a gerjesztőtekercsét, motorüzemben pedig ugyanez a hálózat mindkettőt, így a kettő közötti kapcsolat, ill. egymásra hatás már nem hanyagolható el. Mégis generátorüzemben a kapocsfeszültségnek, motorüzemben a fordulatszámának közel állandósága a terhelés függvényében a legtöbb gyakorlati feladat igényeit kielégíti, így - főként motorként - széles körben alkalmazzák.



4.15. ábra

Párhuzamos gerjesztésű gép elvi rajza
a) generátorüzem b) motorüzem

A párhuzamos gerjesztésű motor nyomaték-fordulatszám jelleggörbéje



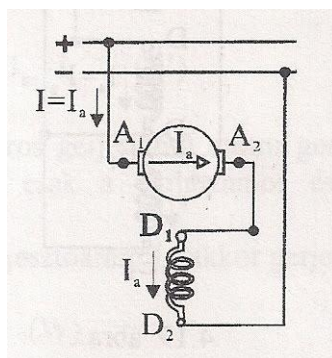
4.16 ábra

Párhuzamos gerjesztésű motor $M=f(n)$ jelleggörbéje

$M=f(n)$ jelleggörbe gépészeti szempontból a legfontosabb; **mechanikai jelleggörbének** is nevezik. A jelleggörbéből látható, hogy viszonylag nagy nyomatékváltozáshoz csak kis fordulatszám-változás tartozik, ezért az ilyen jellegű erőgépeket fordulattartó gépeknek nevezzük.

Párhuzamos gerjesztésű motort ott használnak, ahol a terheléstől független fordulatszámra és egyszerű fordulatszámváltoztatásra van szükség. Előnyösen alkalmazzák, szerszámgépek, szivattyúk, kompresszorok, textil-, papír- és nyomdaipari gépek hajtására.

Soros gerjesztés esetén a gerjesztőtekercs sorba van kapcsolva az armatúrával (4.17. ábra). A főáramköri gerjesztés megnevezés is használatos. E kapcsolásnál az armatúraáram azonos a gerjesztőárammal, ezért generátorüzemben a generátor kapocsfeszültsége a terheléssel arányos, így generátorként nem használható. Motorüzemben azonban - teljesítménytartó jellege következtében - a villamos vontatásban széles körben alkalmazzák.

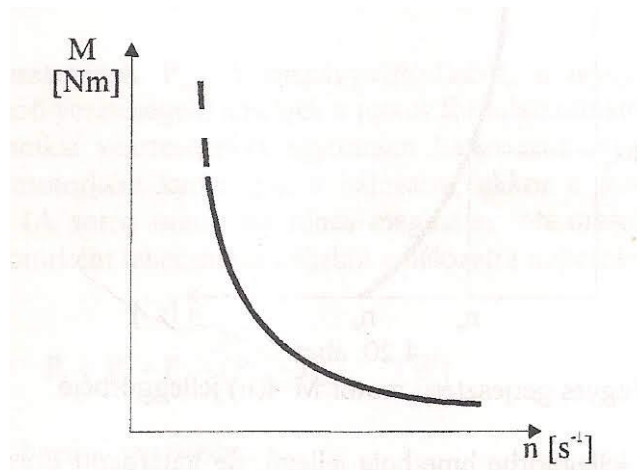


4.17. ábra

Soros gerjesztésű gép elvi rajza

A soros gerjesztésű motor nyomaték-fordulatszám jelleggörbéje hiperbolaszerű. Üresjáratban ($M=0$) a végtelen nagy fordulatszám felé tart, a nyomaték növekedésével viszont a fordulatszám csökken.

Az ilyen jellegű motorokat teljesítménytartó motoroknak nevezzük.

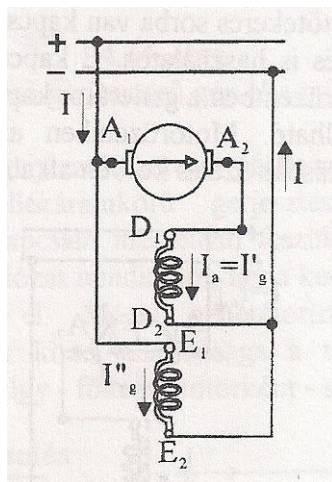


4.18 ábra

Soros gerjesztésű motor $M=f(n)$ jelleggörbéje

A soros gerjesztésű motor fő alkalmazási területe a vasútüzem, a közúti villamos vontatás. Itt a motor sohasem járhat üresen, továbbá nagy indító és gyorsítónyomatékra és terheléstől függő fordulatszámra van szükség.

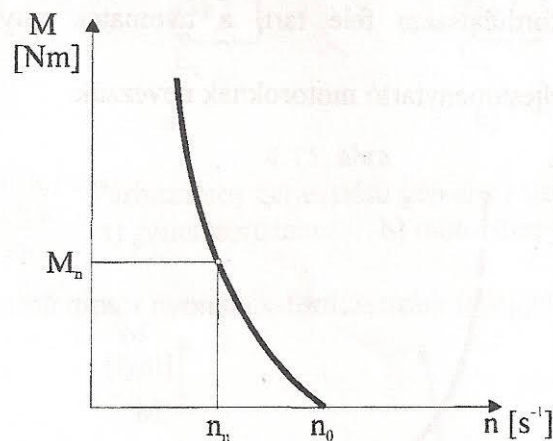
Vegyes (kompaund) gerjesztés esetén a főpólusokon két gerjesztőtekercs helyezkedik el, az egyik párhuzamos, a másik soros kapcsolású (**4.19. ábra**). Ha a két gerjesztés iránya megegyezik, tehát erősíti egymást, akkor **kompaund** gerjesztésről, ha pedig irányuk ellentétes, akkor **antikompaund** gerjesztésről van szó. A két gerjesztés arányának megfelelő megválasztásával a párhuzamos és soros gerjesztésű gépek - adott feladat által megkövetelt - kedvező tulajdonságait tudjuk érvényesíteni. E gerjesztési mód mind generátorüzemben, mind motorüzemben alkalmazható.



4.19. ábra

Vegyes gerjesztésű gép elvi rajza

A mechanikai jelleggörbe vagyis a nyomaték változása a fordulatszám függvényében az **4.20. ábrán** látható.



4.20. ábra

Vegyes gerjesztésű motor $M=f(n)$ jelleggörbéje

Mint a soros motornál a jelleggörbe hiperbola jellegű, de határozott üresjárási fordulatszáma van.

Vegyes gerjesztésű motorok legtöbb alkalmazási területe ott van, ahol lökésszerű terhelések üresjárással változnak, mint pl. hengesorok, felvonók, sajtológépek. Igen nagy előnyük, hogy a soros és párhuzamos gerjesztés arányának megválasztásával a különleges hajtási igényeket is kielégítik.

Az egyenáramú motorok veszteségei és hatásfoka

Egyenáramú gép hatásfokát a leadott és a felvett teljesítmény arányából határozzuk meg. Motorüzemben a gép villamos teljesítményt vesz fel, generátorüzemben pedig villamos teljesítményt ad le. E villamos teljesítmény mindkét esetben a gépben létrejövő veszteségekkel különbözik a tengelyteljesítménytől, amit motorüzemben P_h hasznos teljesítménynek nevezünk. A veszteségek a következők:

a) **Főáramkörü veszteség** P_f . A főáramkörü (armatúrakörü) veszteség két részből tevődik össze. Egyik része az armatúrán, a segédpóluson, a kompenzálótekercsen és a soros gerjesztőtekercsen hővé alakuló teljesítmény, a másik pedig a kefék vesztesége. Utóbbi a kefék és a kommutátorszeletek közötti átmeneti ellenálláson fellépő feszültségesséssel vehető figyelembe, amit a gyakorlatban $U_{ke} = 2 \text{ V}$ - tal veszünk számításba.

Ha a főáramkörü eredő ellenállás R , akkor a főáramkör vesztesége:

$$P_f = I_a^2 \cdot R + U_{ke} \cdot I_a \quad (\text{W})$$

b) **Gerjesztési veszteség** P_g . A soros gerjesztésű motor gerjesztési veszteségét a főáramkörü veszteséghez számítjuk, ezért itt csak a párhuzamos és a külső gerjesztésű tekercsek veszteségeit kell tekintetbe venni.

Ha a gerjesztési feszültség U_g , a gerjesztőáram I_g , akkor gerjesztőtekercs vesztesége:

$$P_g = U_g \cdot I_g \quad (\text{W})$$

c) **Vasveszteség** P_{va} . A vasveszteség két részből tevődik össze: örvényáram- és a hiszterézisveszteségből. A forgó armatúra vasteste is metszi a pólus erővonalait, a vasban

feszültség indukálódik, amely örvényáramot hoz létre, és melegíti a vasat. Az örvényáram-veszteség csökkentése céljából a vastestet lemezelik. A forgó armatúra vasteste a pólusok alatt forog, és elfordulása után átmágneseződik, ami a hiszterézishurok területével arányos hiszterézisveszteséggel jár. A két veszteség együtt a vasveszteség. Megállapítása a d) pont szerinti.

d) **Mechanikai veszteségek** P_m . A csapágysúrlódásból, a levegősúrlódásból és a kefék súrlódásából keletkező veszteségek, amelyek a motor fordulatszámától függenek.

A vas- és a mechanikai veszteségeket együttesen határozzuk meg üresjárási méréssel. Az egyenáramú gépet motorként kapcsoljuk a hálózatra, ekkor a felvett teljesítmény a motor veszteségeit fedezi. (A soros motornak nincs meghatározott üresjárási fordulatszáma, ezért külső gerjesztésű motorként lehet mérés céljából a hálózatra kapcsolni.) Az üresjárásban felvett teljesítmény:

$$P_0 = P_f + P_g + (P_{VA} + P_m) \quad (W)$$

amiből a vas- és mechanikai veszteség:

$$(P_{va} + P_m) = P_0 - (P_f + P_g)$$

e) **Járulékos veszteségek** P_j . A felsorolt veszteségeken kívül egyéb veszteségek is vannak, amelyeket nehezen lehet mérni vagy számítani. Ilyenek: üresjáratban mért vas- és mechanikai veszteségek - az armatúra-visszahatás következtében - kisebbek, mint terheléskor, az armatúrafogakban sűrűsödő erővonalak forgás közbeni pulzációja ún. fogpulzációs veszteséget okoz. A névleges teljesítményhez tartozó járulékos veszteség kompenzálatlan gépeknél a névleges teljesítmény 1%-a, kompenzált gépeknél pedig 0,5 %-a.

Az **összes veszteség** tehát:

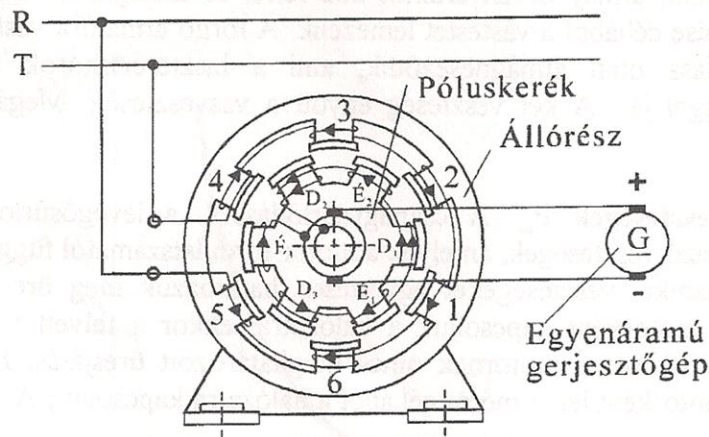
$$P_v = P_f + P_g + (P_{va} + P_m) + P_j \quad W.$$

A **motor hatásfoka** pedig:

$$\eta_M = \frac{P_h}{P} = \frac{P - P_v}{P} = \frac{U_k \cdot I - P_v}{U_k \cdot I}$$

Szinkron motorok

A villamos hálózatról a generátor állandó szinten tartott fordulatszámára, illetve körfrekvenciájára visszavezethető szinuszos lefutású 50 Hz frekvenciájú elektromos energia nyerhető. A szinkron gépek elnevezése is arra mutat, hogy forgórészük együtt forog az állórészben kialakuló mágneses mezővel. Ellentétben az aszinkron motorokkal - mint majd látjuk - működésükben nincs szerepe az indukciónak. Az állórész tekercseit a hálózatról táplálják. A forgórészük lehet tekercselt, ez esetben egyenárammal gerjesztett mágneses pólusokat alakítunk ki a forgórészen, de lehet permanens mágnes is. Az **4.21. ábra** egy szinkron gépet mutat egyenáramú külső gerjesztésű forgórészsel.



4.21. ábra
Szikron motor

Az állórész tekercselése általában háromfázisú (de lehet egyfázisú is). Működése a mágneses erők kölcsönhatásán alapul. Az állórész forgó (vagy lüktető) mágneses mezőjének fordulatszámával forog a forgórész, vagyis egy póluspár esetén 50 s^{-1} (3000f/min), két póluspár esetén 25 s^{-1} (1500 f/min) stb. A szinkron gépek indítása nehézkes, ezért alkalmazási területe szűk (főként műszerekben).

Aszinkron motorok

Az aszinkron motoroknak számos előnyük van a többi villamos motorral szemben, ezért a villamos hajtás legfontosabb villamos gépeinek tekinthetők. Ezen **előnyök** közül a legfontosabbak:

- a háromfázisú, váltakozóáramú elosztóhálózat széles körű elterjedése következtében táplálásuk problémamentes
- egyszerű kapcsoló- és indítóberendezéseken keresztül kapcsolhatók közvetlenül a hálózatra
- egyszerű szerkezeti felépítésük és működésük következtében kezelésük és karbantartásuk nem igényes
- tömeggyártásukat nemzetközi előírások egységesítik, így olcsóbbak és könnyen beszerezhetők
- szögsebességük (fordulatszámuk) a terhelés változásával csak elhanyagolható mértékben változik, ezért az állandó szögsebességet igénylő munkagépek hajtásához elterjedten alkalmazzák.

Az aszinkron motorok **hátránya** viszont, hogy veszteségmentes indítás, szögsebesség-változtatás és a fékezési energia visszatáplálása szempontjából nehezkesebbek, mint pl. az egyenáramú motorok. Ezért nagyobb teljesítményű motoroknál (kb. 100 kW teljesítményen felül) főként gyakoribb kapcsolások és szélesebb tartományú szögsebesség-változás esetén alkalmazásuk megfontolandó.

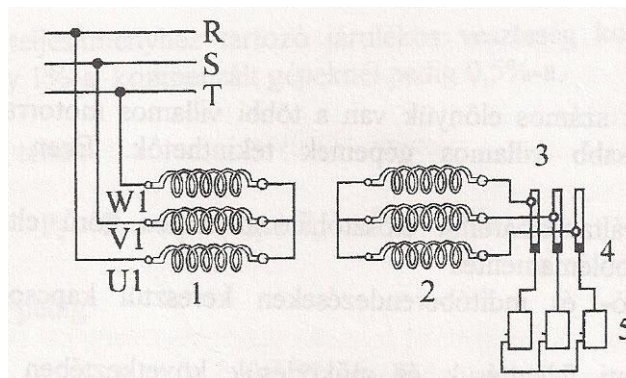
Az aszinkron motorok forgórészének szögsebessége - a terheléstől függő mértékben - néhány százalékkal elmarad az állórész tekercsében folyó háromfázisú áram által keltett forgó mágneses mező szögsebességétől, tehát nem forog azzal szinkron, innen kapta aszinkron elnevezését. Mivel az álló- és forgórész közötti villamos kapcsolatot az elektromágneses indukció teremti meg, ezért **indukciós motoroknak** is nevezik.

Az aszinkron motorok túlnyomó többsége háromfázisú, ezért részletesebben ezzel foglalkozunk. Oka ennek az is, hogy egyrészt az ipari berendezések - a kézi munkagépek kivételével - zömmel háromfázisúak, másrészt pedig a háromtól eltérő fázisszámúak a működése is visszavezethető a háromfázisúak működésére.

Háromfázisú aszinkron motorok felépítése és működési elve

Elvi felépítés

A csúszógyűrűs tekercselte forgórész is dinamólemezből készül. A tekercselés ékekkel lezárt hornyokban helyezkedik el, és az állórészszel azonos pólusszámú. A tekercsfejeket acélhuzalból készült bandázzsal szorítjuk le rögzítés céljából. A tekercsek kivezetéseit a tengelyen levő, egymástól és a tengelytől szigetelt bronz **csúszógyűrűhöz** vezetjük és keféken keresztül csatlakoztatjuk a motor pajzsán elhelyezett forgórész-kapocsszekrényhez, amelyhez az indító-ellenállás csatlakozik (**4.22. ábra**). A legtöbb motornál az indítás után a csúszógyűrűket - egy, a tengelyen e célra kiképzett szerkezettel - fémesen rövidre zárjuk, és a keféket felemeljük a kefékopás csökkentése céljából. A tekercsek végeit pedig általában csillagba és ritkán kapcsoljuk háromszögbe.



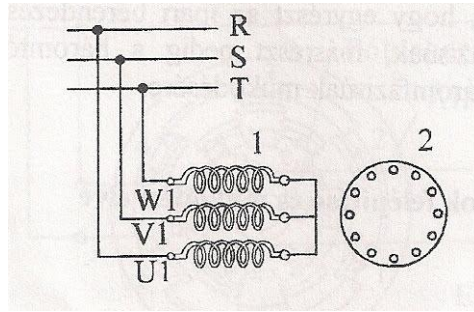
4.22 ábra

Csúszógyűrűs forgórészű, háromfázisú aszinkron motor elvi vázlata
 1-állórész-tekercselés, 2-forgórész-tekercselés, 3-csúszógyűrűk,
 4-szénkefék, 5-indító-ellenállás

A rövidre zárt, kalickás forgórész is dinamólemezből készül. A tekercselés ennél a hornyokban elhelyezett rudakból áll, amelyeket a forgórész homlokoldalán egy-egy rövidre zárt gyűrű kalickává egyesít. Villamos szempontból a kalicka olyan többfázisú tekercselésnek tekinthető, amelynek annyi fázisa van, ahány rúdja, ill. hornya, ezenkívül tetszőleges pólusszámúra készíthető. Az **4.23.a ábra** ilyen kalickás forgórészű háromfázisú aszinkron motor elvi rajzát szemlélteti.

A nagyobb teljesítményű motorok befűzött, csupasz rézrudakkal és rövidre zárt gyűrűkkel, a kisebb teljesítményűek pedig alumíniumkalickával készülnek. Ez utóbbi tömeggyártással készül úgy, hogy az összerakott forgólemez-csomagot öntőformába helyezik, és a rudakat, valamint a rövidre zárt gyűrűket egy műveletben öntik alumíniumból. Az **4.23.b ábra** egy ilyen kalickás forgórészt ábrázol.

A rövidre zárt forgórészű kalickás aszinkron motor szerkezete egyszerűbb, gyártása könnyebb, hatásfoka és fázistényezője jobb, mint a csúszógyűrűsé.



4.23. ábra

- Rövidre zárt, kalickás forgórészű, háromfázisú aszinkron motor
 a) elvi vázlata, 1-állórész-tekerceselés, 2-rövidre zárt, kalickás forgórész,
 b) a forgórész szerkezeti rajza

A működési elv, nyomaték keletkezése

A háromfázisú aszinkron motor állórész-tekerceselését a hálózatra kapcsolva abban, forgó mágneses mező alakul ki, aminek szinkron fordulatszáma, ill. szinkron szögsebessége:

$$n_0 = \frac{f_1}{p}, \quad \text{ill.} \quad \omega_0 = 2\pi \cdot n_0 = 2\pi \cdot \frac{f_1}{p}$$

ahol f_1 a hálózat frekvenciája, p a gép póluspárjainak a száma. A forgómező erővonalai metszik mind az állórész, mind a forgórész tekercseit és bennük feszültséget indukálnak. Az állórész tekercseiben indukált feszültség és a tekercseken létrejövő feszültségesések összege a hálózat feszültségével tart egyensúlyt. A forgórész tekercseiben indukált feszültség a forgórész tekercselés zárt áramköreiben áramot indít. A forgómező és a forgórészáram egymásra hatásából erő, ill. nyomaték keletkezik, amely a Lenz-törvény értelmében a forgómező és a forgórész fordulatszám-különbségét csökkenteni igyekszik. Ha a forgórész n fordulatszáma kisebb a forgómező n_0 szinkron fordulatszámánál - a nyomaték iránya megegyezik a forgásiránnyal -, a nyomaték hajtónyomaték, amely a forgórészt gyorsítja. Ebben az esetben az állórész villamos energiát vesz fel a hálózatról és a motor tengelyén mechanikai energiát ad le: a gép **motorüzemben dolgozik**. Ha pedig a forgórész fordulatszáma nagyobb a szinkron fordulatszámánál - a nyomaték iránya ellentétes a forgásiránnyal -, a nyomaték fékezónyomaték, amely a forgórészt lassítja. Ebben az esetben a forgó mágneses tér a kapcsolófeszültségnél nagyobb feszültséget indukál az állórész tekercseiben, és ennek következtében a villamos energia áramlik a motorból a hálózat felé, miközben a motor tengelyén mechanikai energiát vesz fel. Ekkor a gép **generátorüzemben dolgozik**.

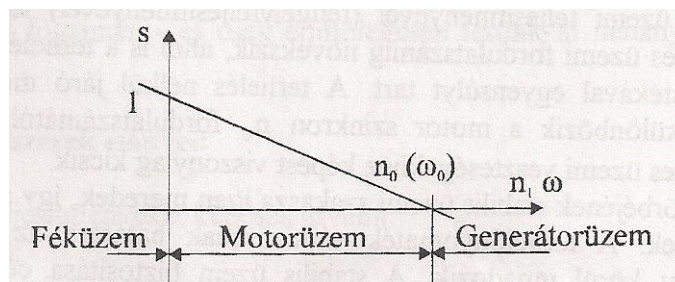
A forgómező és a forgórész fordulatszámának, ill. szögsebességének eltérése:

$$\Delta n = n_0 - n, \quad \text{ill.} \quad \Delta \omega = \omega_0 - \omega$$

amelynek viszonylagos értéke a szlip (csúszás):

$$s = \frac{n_0 - n}{n_0} = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}$$

A szlip értéke a terheléssel változik, névleges terhelésnél a gép nagyságától függően 0.01.....0.1 (1.....10%). A fenti összefüggés szerint az $s=f(n)=f(\omega)$ függvény egyenessel ábrázolható (4.24. ábra).



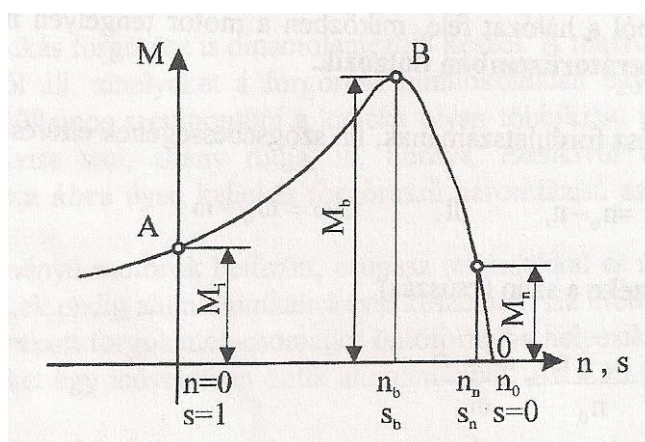
4.24. ábra

A szlip változása a fordulatszám (szögsebesség) függvényében

Ha a forgórész áll: $s=1$ szinkron forog: $s=0$. A két szlipérték között van az aszinkron gép motorüzeme. Ha a forgórészt külső mechanikai nyomaték segítségével a szinkron fordulatszámánál nagyobb értékkel forgatjuk, akkor az aszinkron gép generátorüzemben dolgozik, amikor is $n > n_0$ és $s < 0$, azaz a szlip negatív. Előfordulhat az az eset, amikor az emelendő teher nyomatéka nagyobb a motor nyomatékánál, és a teher a motort lefékezi, sőt ellenkező irányba forgatja, mint pl. daru hajtásakor a teher süllyesztése. A motor ekkor féküzemben dolgozik, amikor is $n < 0$ és $s > 1$.

Az aszinkron motor nyomaték és fordulatszám jelleggörbéje

A forgatónyomaték változását a fordulatszám, ill. a szlip függvényében az 4.25. ábra szemlélteti. Eszerint a forgatónyomaték az $n = n_0$ ($s = 0$) szinkron fordulatszámánál (O pont) nulla, majd a fordulatszám csökkenésével eleinte gyorsan nő, és a szlip s_b értékén eléri csúcspontját (B). E pontban az M_b nyomatékot **billenőnyomatéknak**, az n_b fordulatszámot **billenő-fordulatszám**nak, ill. az s_b szlipet **billenőszlipnek** nevezzük. Ezt a szakaszt (OB), mivel a forgatónyomaték a fordulatszám csökkenésével nő, stabilis szakasznak nevezzük. Ha a fordulatszám a billenő-fordulatszámától tovább csökken, akkor a motor nyomatéka is csökken. Az $n=0$ ($s=1$)-hez tartozó M_i nyomatékot **indítónyomatéknak** nevezzük. Mivel az AB szakaszon a motor nyomatéka és fordulatszáma is csökken, labilis szakasznak mondjuk, mert ezen a szakaszon a motor általában nem tud tartósan működni. Ha a terhelőnyomaték nagyobb az indítónyomatéknál, akkor a motor nem képes megindulni.



4.25. ábra

Az aszinkron motor nyomaték-fordulatszám jelleggörbéje

A motort névleges üzemi teljesítményével (tengelyteljesítményével) terhelve fordulatszáma $n=0$ -tól $n=n_n$ névleges üzemi fordulatszámig növekszik, ahol is a terhelés nyomatéka a motor

M_n névleges nyomatékával egyensúlyt tart. A terhelés nélkül járó motor üzemi (bejárásai) fordulatszáma alig különbözik a motor szinkron n_0 fordulatszámától, mivel az üresjárási veszteségek a névleges üzemi veszteségekhez képest viszonylag kicsik.

A motor nyomatékgörbéjének stabilis üzemi szakasza igen meredek, így az aszinkron motorok fordulattartó jellegűek. A terhelőnyomaték változásának hatására az üzemi pont az M_n névleges üzemi pont körül ingadozik. A stabilis üzem biztosítása céljából a motor főbb jellemzőit a tervezéskor úgy választják meg, hogy a stabilis OB szakaszon az $\frac{M_b}{M_n}$ viszony

1.6.....2.5 között legyen. Különleges feladatokat ellátó motoroknál ez a viszony az adott értéktől eltérő is lehet. Az $\frac{M_b}{M_n}$ viszonyt a motorok katalógusai tartalmazzák.

Tantárgyunkban a villamos motorokkal, mint energiaátalakítókkal foglalkozunk, és funkcionálisan gyakran az érdekel bennünket, hogy milyen mechanikai teljesítményt várhatunk az adott motortól, bár a jelleggörbe a tendenciákról ad némi tájékoztatást, de számolnunk kell az elektromos teljesítményekkel is. A következőkben tekintsük át a teljesítmény számítására alkalmas összefüggéseket.

Váltakozóáramú teljesítmény:

- ohmos terhelésnél: $P = U \cdot I$ [W]

(megegyezik az egyenáram teljesítmény számításával)

- vegyes terhelés esetén:

látszólagos (virtuális): $S = P_1 = U \cdot I$ [VA]

hatásos (wattos): $P_w = U \cdot I \cdot \cos \phi$ [W]

meddő teljesítmény: $Q = P_m = U \cdot I \cdot \sin \phi$ [var]

Háromfázisú áram teljesítménye (vegyes terhelés esetén):

látszólagos: $S = P_1 = U_v \cdot I_v \cdot \sqrt{3}$ [VA]

hatásos: $P_w = U_v \cdot I_v \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \phi$ [W]

meddőteljesítmény: $Q = P_m = U_v \cdot I_v \cdot \sqrt{3} \cdot \sin \phi$ [var]

Számításaink során figyelembe kell még venni a különböző veszteségeket, amit vagy mint veszteség levonunk, vagy pedig a hatásfok fogalmát értelemszerűen alkalmazva szorzó, illetve osztó tényezőként veszünk számításba.

4.2.3. Hidraulikus energiaátalakítók

Ma már modern mezőgazdasági gép el sem képzelhető hidraulikus berendezések nélkül. Rendkívül fontos a hidraulikus hajtások és szabályozások minél alaposabb ismerete. Amit most elkezdünk, annak behatóbb vizsgálatát más szaktantárgyakban még folytatják. Először is nézzük meg, hogy mit értünk hidraulikán, általában, majd tovább szűkítjük a kört.

A hidraulika fogalma: Az áramlástan egyik ága, ami a folyadékok mozgásának és egyensúlyi állapotának tana. Vizsgálatának körébe tartozik az ilyen elven működő berendezések (hajtások és szabályozások) vizsgálata, tárgyalása. A hidraulika szó a görög hydor-ból származik, ami vizet jelent. Hidraulikáról beszélünk akkor is, ha a közvetítő közeg: víz, olaj,

gázolaj, emulzió, glicerin stb., azonban mi elsősorban a szűkebb értelemben vett olajhidraulikával foglalkozunk - ezt értjük hidraulika fogalmán - és csak érintőlegesen térünk ki néhány speciális alkalmazási területre.

A hidraulikus rendszerek előnyei:

1. Nagy erőket és teljesítményeket képes átvinni.
2. Jól szabályozható.
3. Egyszerű és gyors irány- és mozgásváltás.
4. Nagy kapcsolási pontosság.
5. Lökés- és rázkódásmentes járás (lökéscsillapító hatás)
6. Teljesítményátvitel nagy távolságokon és bonyolult úton (zeg-zugosan) biztosítható.
7. Túlterhelés ellen egyszerűen védhető.
8. Szabványosított elemekkel csereszabatoság elérhető.

A kép teljesebbé tétele miatt említsünk meg néhány hátrányát is:

1. Az olaj hőmérsékletérzékenysége.
2. Tömítési problémák, szivárgási veszteségek.
3. Nagy gyártási pontosság, igényes, tiszta üzemeltetés, ezért viszonylag drága.

A hidraulikus rendszerek osztályozása:

A Bernoulli-tétel szerint – amint azt a 3. fejeztben láttuk – az áramló folyadékokban a nyomások összessége állandó=helyzeti+sztatikus nyomási+dinamikus nyomási (ezzel még a későbbiekben részletesebben is foglalkozunk). A hidraulikus rendszerekben a magasságkülönbségekből származó helyzeti nyomás változása nem számottevő, ezért ezt figyelmen kívül hagyhatjuk.

Attól függően, hogy a másik kettő (sztatikus, dinamikus) közül a teljesítményátvitelben melyik a meghatározó, beszélhetünk:

- hidrosztatikáról és
- hidrodinamikáról.

Hidrosztatika:

1. Egyenáramú zárt és nyitott körök
2. Váltakozóáramú, valamint egyenesvonalú és körmozgást létrehozó rendszerek

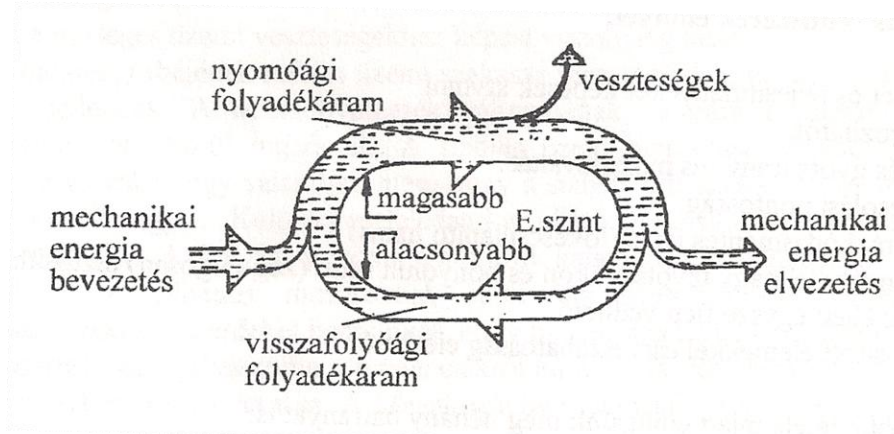
Hidrodinamika:

1. Tengelykapcsoló
2. Nyomatékváltó.

Bármilyen hidraulikus rendszerről is beszélünk, általában a mechanikai teljesítmény átvitelét, közvetítését (szabályozottan) végzi. A hajtásátvitel energetikai modelljét az **4.26. ábrán** látjuk.

Megjegyzés: Az ábrán jelzett veszteség nem egyetlen ponton jelentkezik, hanem a körfolyamat végéig, csak ábrázolástechnikai okok miatt egyetlen pontra koncentráltunk.

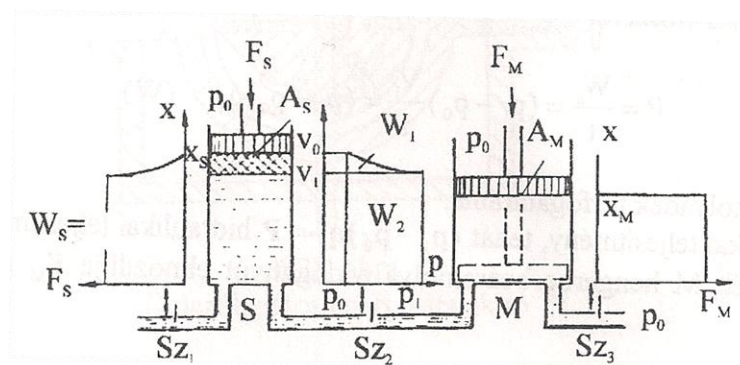
Továbbá: az egyes energiaféleségek arányai a különböző rendszereknél, változó üzemiállapotokban más-más lehet - az ábrázolttól lényegesen eltérhet.



4.26. ábra
Hidraulikus kör energiamérlege

Hidrosztatikus energiaátalakítók

A hidrosztatikus energiaátalakítás folyamatát vizsgáljuk meg az **4.27. ábra** segítségével. Az ábrán látható S és M henger egy csővel össze van kötve. Az összekötő vezeték Sz_2 szeleppel lezárható. Mindkét henger egy szeleppel lezárható csővel p_0 atmoszferikus nyomású térrel van összekötve. Az M henger dugattyúját F_M erő terheli. Ha a folyadékra és a dugattyúra ható súlyerőtől eltekintünk, továbbá veszteségmentesnek tekintjük a folyamatokat, az Sz_1 szelep nyitása és az Sz_2 zárása után az S henger dugattyúja munkavégzés nélkül felemelhető, miközben V_0 térfogatú folyadék áramlik az S hengerbe.



4.27. ábra
A hidrosztatikus teljesítményátvitel működése

F_M terhelőerő következtében a két hengert összekötő vezetékben az Sz_2 mögött és az M hengerben

$$P_1 = \frac{F_M}{A_M} \quad (\text{Pa})$$

nyomás uralkodik. Ahhoz, hogy a folyadékot az S hengerből az M hengerbe nyomjuk át W munka szükséges, amelynek egyik része (W_1) a folyadék összenyomására, a másik része (W_2) pedig a folyadék áttolására fordított munka

$$W = W_1 + W_2 \quad (\text{J})$$

Az S hengerben V_0 térfogatú, p_0 nyomású folyadék van. Ha az Sz_1 szelep zárása után a dugattyút elkezdjük lefelé mozgatni, a térfogat V_0 -ról V_1 -re csökken, miközben a nyomás p_0 -ról p_1 -re növekszik. Az összenyomás munkája

$$W_1 = - \int_{x_2}^{x_1} (p - p_0) A_s dx = - \int_{V_2}^{V_1} (p - p_0) dV$$

Ekkor nyitjuk az Sz_2 szelepet, és a folyadékot áttoljuk az összekötő vezetéken keresztül az M hengerbe. Az ekkor végzett munka

$$W_2 = - \int_{x_1}^0 (p - p_0) A_s dx = - \int_{V_1}^0 (p - p_0) dV = (p_1 - p_0) V_1$$

Ha a veszteségektől eltekintünk, a W munka megegyezik a dugattyú mozgásakor végzett mechanikai munkával:

$$W_s = - \int_{x_s}^0 F_s dx = W$$

A gyakorlatban használt munkafolyadékánál az összenyomás munkája kis hányada a teljes munkának, jó közelítéssel tehát igaz

$$W \approx W_2 = (p_1 - p_0) V_1 \quad (J)$$

A folyamat idejével elosztva:

$$P = \frac{W_s}{t} = (p_1 - p_0) q_v \quad (J)$$

ahol q_v a munkafolyadék térfogatárama.

A $\frac{W_s}{t}$ mechanikai teljesítmény, tehát $(p_1 - p_0) q_v = P$ hidraulikai teljesítményt hozott létre.

A munkafolyadék M hengerbe beáramolva a dugattyút elmozdítja F_M terhelőerő ellenében, miközben az

$$W_M = F_M x_M \quad (J)$$

mechanikai munkát végez.

Az Sz_2 szelepet lezárva, az Sz_3 szelepet nyitva, a folyadék M hengerből kiürül, és az előbb leírt folyamat ciklikusan ismétlődik.

Az előzőekből látható, hogy a vázolt energiaátalakító a $\frac{W}{t}$ mechanikai teljesítményt

$(p_1 - p_0) q_v$ hidraulikai teljesítménnyé, majd azt ismét mechanikai teljesítménnyé alakították. Visszatérve az ábrán vázolt berendezésre, annak működéséhez szükség van az S elemre, amely az egyenlet szerint

$$P = (p_1 - p_0) q_v = \Delta p \cdot q_v \quad (W)$$

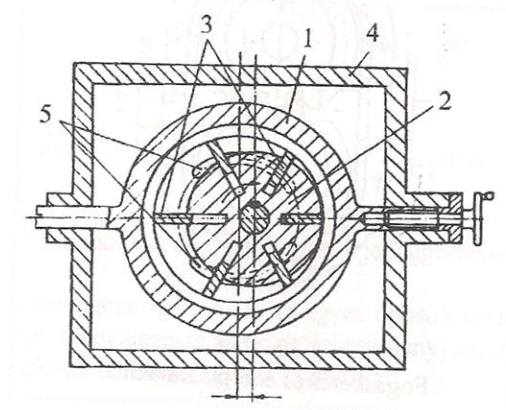
hidraulikai teljesítményt hoz létre, és az M elemre, amely azt mechanikai teljesítménnyé alakítja.

Működési elvük az ábráról kiolvasható. Egy zárt tér (jelen esetben a hengerfalak és a dugattyú által körülzárt) térfogatát változtatjuk (növeljük, ill. csökkentjük), miközben a teret változtatva a szívó- és a nyomótérrel kötjük össze.

Ez az elv a **térfogat-kiszorítás elve**, az ennek alapján működő gépek az ún. volumetrikus vagy térfogat-kiszorítás elvén működő energiaátalakítók. Ha az energiaátalakító hidraulikai teljesítményt hoz létre (mint az **S** elem), **szivattyúnak**, ha a hidraulikai teljesítményt alakít át mechanikai teljesítménnyé (mint az **M** elem), **hidromotornak** nevezzük. A volumetrikus elv igen sokféle szerkezeti megoldással megvalósítható.

A térfogat-kiszorítás elvén működő energiaátalakítók

a) Csúszólapátos energiaátalakítók



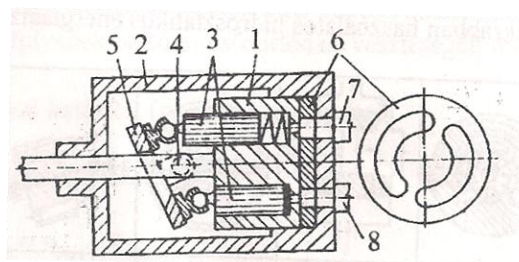
4.28. ábra

Csúszólapátos energiaátalakító

Az **4.28. ábrán** vázlatosan ábrázolt gép működése a következő:

Az 1 házhoz képest excentrikusan elhelyezett 2 forgó belső tárcsa hornyaiban téglalap alakú 3 lapátok vannak elhelyezve, amelyek sugárirányban el tudnak mozogni. A lapátok a centrifukális erő következtében az excentrikusan elhelyezett ház falához szorulnak. Két szomszédos lapát, a ház és a tárcsa palástjai, valamint a rajz síkjába eső hát- és homloklapok egy olyan teret (munkatér) zárnak körül, amely a belső tárcsa körülfordulása közben térfogatát egy maximum és egy minimum között változtatja. Ha a hátlapon az ábra szerinti 5 kivágásokat készítünk, és azokon keresztül oda-, ill. elvezetjük a folyadékot, a gépben megvalósul a térfogat-kiszorítás elve. A tengelyen mechanikai energia bevezetésekor folyadékot szállít, ill. munkaképes folyadék bevezetése esetén motorként működik.

b) Axiáldugattyús energiaátalakítók



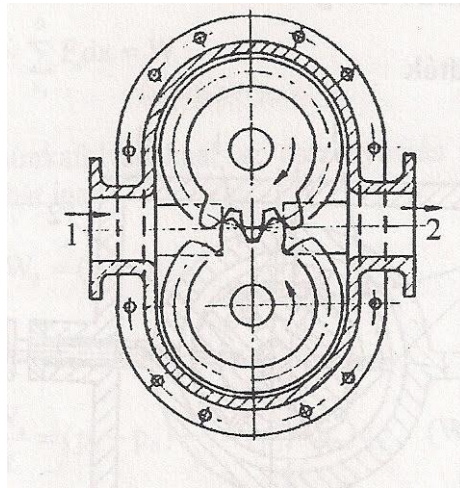
4.29. ábra

Ferdetárcsás axiáldugattyús energiaátalakító

A **4.29. ábrán** vázlatosan ábrázoltunk egy axiáldugattyús energiaátalakítót. Az álló, hornyolt 6 tárcsa felett tengelye körül forog az 1 henger, amelynek axiális furataiban d átmérőjű 3 dugattyúk vannak. A dugattyúk a ferdén elhelyezett 5 tárcsán támaszkodnak, és így a henger körülfordulása közben egyszer lesüllyednek, majd kiemelkednek. A munkaterek az axiális furatok dugattyúk alatti terei, amelyeknek kivezetései a munkatér növekedésekor az álló 6 tárcsa egyik, a munkatér csökkenésekor a másik hornyával, ill. az ahhoz kapcsolt 7 szívó- vagy a 8 nyomócsővel kapcsolódnak. A 2 házba benyúló 4 csap segítségével az 5 ferde tárcsa tengellyel bezárt szöge állítható. Ezzel változik az axiáldugattyúk lökete, ill. a térfogatáram.

c) Fogaskerekes energiaátalakítók

A fogaskerekes energiaátalakító működési vázlata az 4.30. ábra.



4.30. ábra

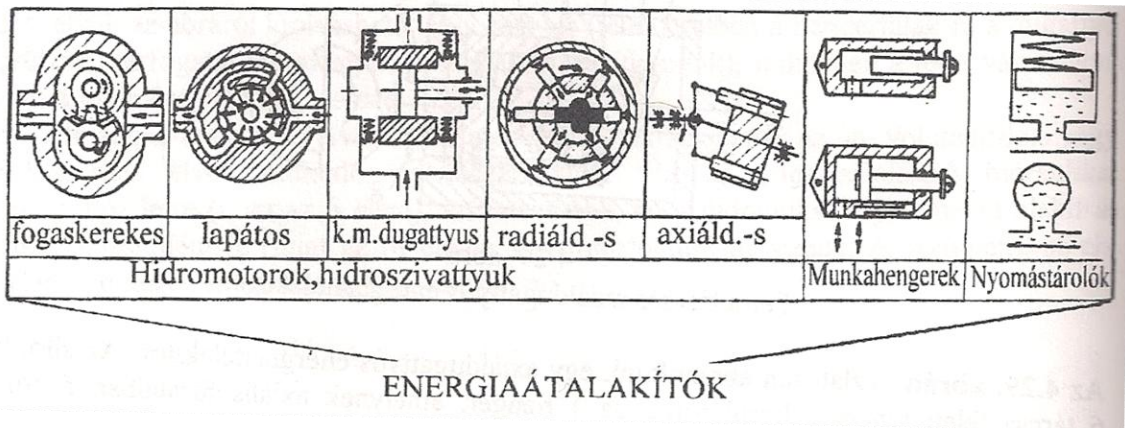
Fogaskerekes energiaátalakító

A két egymással kapcsolódó fogaskerék forgása közben az egyik fogaskerék foga a másik fogárkába süllyed és az ott levő folyadékot kiszorítja, míg a másik oldalon egy fog kiemelkedik a másik kerék fogárkából és helyére folyadék áramlik. Így a munkatér minden egyes fog kapcsolódásakor a fog térfogatával növekszik, ill. csökken. A leírt működés következtében az 1 tér szívó-, a 2 nyomóterként működik. Ha a nyomóterbe nagy nyomású folyadékot vezetünk, a berendezés hidromotorként működik.

d) Egyenes vonalú mozgást létesítő energiaátalakító (hidraulikus hengerek)

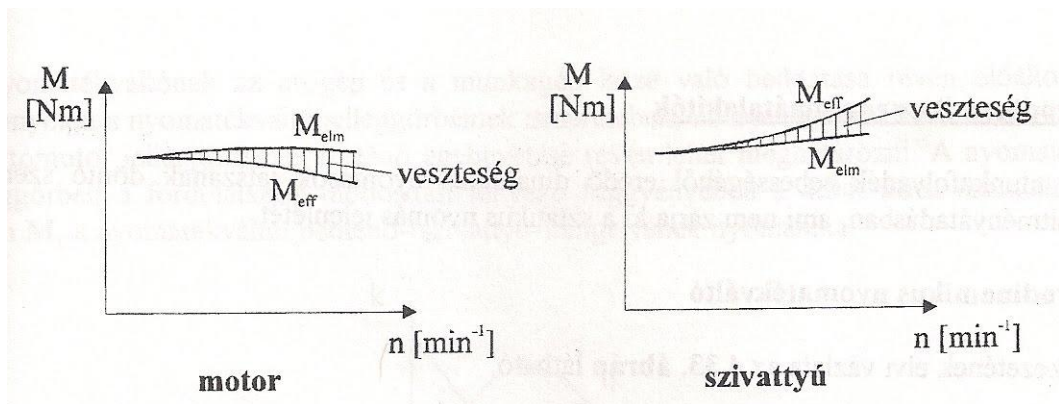
Berendezéseinknek sok esetben szakaszos, egyenes vonalú mozgást kell létrehozniuk. A dugattyús szivattyú működéséhez hasonlóan ilyen hidromotor is egyszerűen megvalósítható egy megfelelő vezérlésű hengerrel, amelyben dugattyú mozog. A nagy nyomású munkafolyadékot egyszer a dugattyú egyik, majd a másik oldalára vezetjük. Az ellenkező oldalról a folyadékot elvezetjük.

Az **4.31. ábrán** a leggyakrabban használatos hidrosztatikus energiaátalakítók láthatók:



4.31. ábra
Hidrosztatikus energiaátalakítók

Az előzőekben tárgyalt energiaátalakítókkal való összehasonlítás kedvéért nézzük meg az **4.32. ábrán** a hidroszivattyúk (és motorok) jelleggörbéjét.



4.32. ábra
Hidraulikus energiaátalakítók jelleggörbéje

A jelleggörbe csak általánosságban igaz, mert az egyes típusok esetén, valamint szabályozás, vagy korlátozó tényező (pl. rendelkezésre álló hajtóteljesítmény) mellett ezek eltérnek.

A hidraulikus energiaátalakítók teljesítményének számítása:

$$P_{elm} = q_v \cdot p$$

$$q_v \quad - \text{folyadékáram} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$p \quad - \text{nyomásesés} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] = [\text{Pa}]$$

$$P_{elm} \quad - \text{teljesítmény} [\text{W}]$$

Ez tájékoztatást ad a szivattyú tengelyére viendő és a hidromotor tengelyén levehető teljesítmény vonatkozásában. Így elméleti teljesítményt kapunk, a valóságban még figyelembe kell venni a különböző veszteségeket.

A tényleges teljesítmény tehát így számolható:

$$P_{\text{eff}} = \eta_{\text{össz}} \cdot P_{\text{elm}}$$

P_{eff} - effektív teljesítmény

Könnyen belátható, hogy a mechanikai és hidraulikus paraméterek között az alábbi összefüggés van:

$$M=f(p)$$

$$n=f(q_v)$$

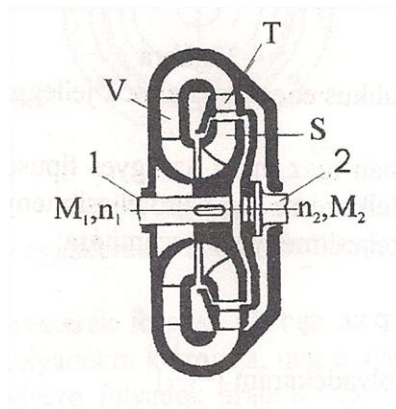
A konkrét számítás azonban csak az energiaátalakító típusának és geometriai méreteinek ismeretében végezhető el.

Hidrodinamikusan energiaátalakítók

Itt a munkafolyadék sebességéből eredő dinamikus nyomások játszanak döntő szerepet a teljesítményátadásban, ami nem zárja ki a statikus nyomás jelenlétét.

Hidrodinamikusan nyomatékváltó

Szerkezetének elvi vázlatát az **4.33. ábrán** látható.



4.33. ábra

A hidrodinamikusan nyomatékváltó szerkezeti felépítése

Az erőgép az **1** szivattyútengelyen keresztül n_1 fordulatszámmal hajtja az **S** szivattyú-kereket, amely a nyomatékváltó töltőfolyadékát a **T** turbinakeréken áthajtva azt n_2 fordulatszámmal forgatja. A folyadék a **V** vezetőkoszorún keresztül jut vissza a szivattyúhoz.

A nyomatékváltó hasznos teljesítménye $P_2 = M_2 \omega_2$, míg a motoroldáról bevezetett teljesítmény $P_1 = M_1 \omega_1$, ahol M_1 és M_2 a szivattyúoldali, ill. a turbinaoldali tengelyen mérhető nyomaték.

Ezekből következően a nyomatékváltó hatásfoka:

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1}$$

Az

$$\frac{M_2}{M_1} = k$$

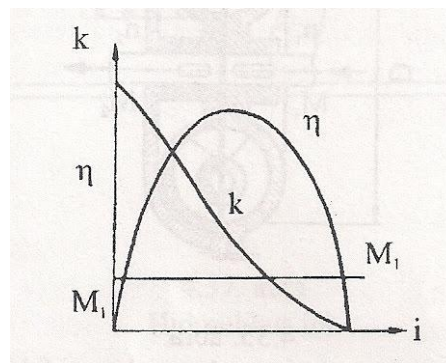
nyomaték áttétel (nyomatékmódosítási tényező) és az

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

kinematikai áttétel (fordulatszám-módosítási tényező) bevezetésével

$$\eta = i \cdot k$$

A nyomatékváltónak az erőgép és a munkagép közé való beiktatása révén előálló üzemi viszonyokat a nyomatékváltó jelleggörbéinek ismeretében, ill. a jelleggörbéknek a munkagép és a hajtómotor jelleggörbéivel történő egybevetése révén lehet meghatározni. A nyomatékváltó jelleggörbéit a fordulatszám-módosítási tényező függvényében az **4.34. ábra** szemlélteti. Az ábrán M_1 a nyomatékváltó bemenő-(szivattyú-) tengelyének nyomatéka.



4.34. ábra

A nyomatékváltó jelleggörbéi az i kinematikai áttétel függvényében

Hidrodinamikus tengelykapcsoló

A hidrodinamikus tengelykapcsoló a hidrodinamikus nyomatékváltó speciális változata, abból a vezetőkerék elhagyásával származtatható.

Szerkezetének és működésének elvét az **4.35. ábra** mutatja be.

Az S szivattyúkerék radiális, általában sík lapátos, a motortengellyel közvetlen kapcsolatban van. (A szivattyúkerék egyben a tengelykapcsoló egyik házfelét is képezheti.)

Vele szemben van a T turbinakerék elhelyezve, amelynek lapátosága hasonló a szivattyúéhoz.

Az A vezetőmagot egyes tengelykapcsoló-szerkezetnél el is hagyják.

A hidrodinamikus tengelykapcsolóban a nyomatékegyenlet tehát:

$$M_1 + M_2 = 0$$

A hidrodinamikus tengelykapcsoló hatásfoka

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

összefüggéssel fejezhető ki. A hidrodinamikus tengelykapcsoló hatásfoka tehát k_i - és bemeneti fordulatszámok arányával, az i fordulatszám-módosítási tényezővel fejezhető ki.

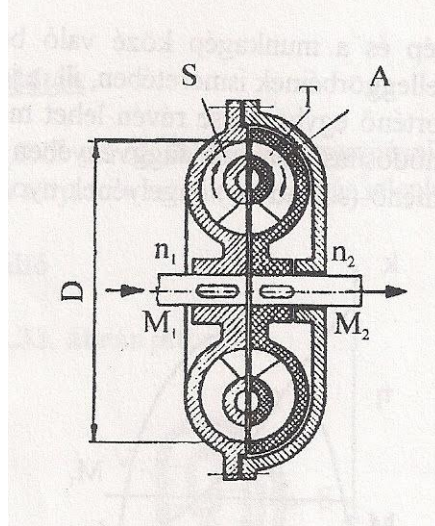
Tengelykapcsolóknál az

$$i = \frac{n_2}{n_1}$$

fordulatszám-módosítás helyett gyakran az

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - i$$

kifejezéssel definiált **csúszás (szlip)** értéket használják az üzemállapotok meghatározására.



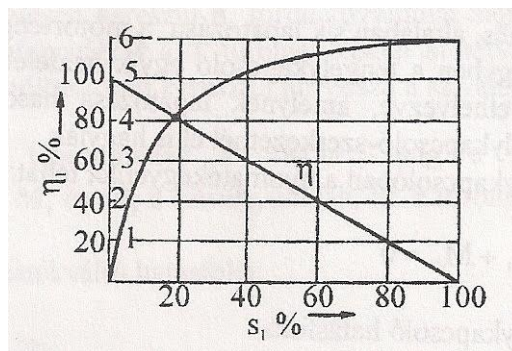
4.35. ábra

A hidrodinamikus tengelykapcsoló szerkezeti felépítése (vázlat)

A hatásfok meghatározható a csúszás függvényében is:

$$s = 1 - i \quad s = 1 - \eta \quad \eta = 1 - s \quad \eta = i$$

A következő ábra a hidrodinamikus tengelykapcsoló jelleggörbéit ábrázolja.



4.36. ábra

Hidrodinamikus tengelykapcsoló jelleggörbéi a csúszás függvényében

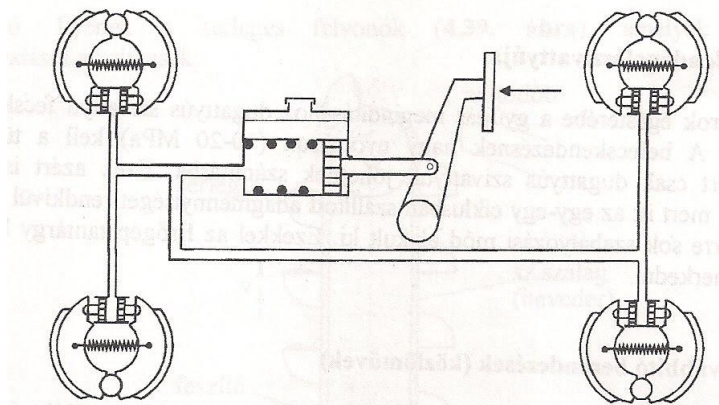
A hidrodinamikus tengelykapcsolók és nyomatékváltók alkalmazási területei:

közúti gépjárművek, vasúti vontatójárművek. Mezőgazdasági gépeken ritkán találkozunk velük pl. főtengelykapcsolóként, de használják hűtőventilátor hajtására hőmérsékletszabályozás céllal is.

Speciális területek:

Végül nézzünk meg néhány olyan példát, ami nem a szűkebben vett hraulika témakörébe tartozik, de működésük a folyadékok mozgásával, szállításával kapcsolatos.

Hidraulikus fék: Elvi felépítése az **4.37. ábrán** látható



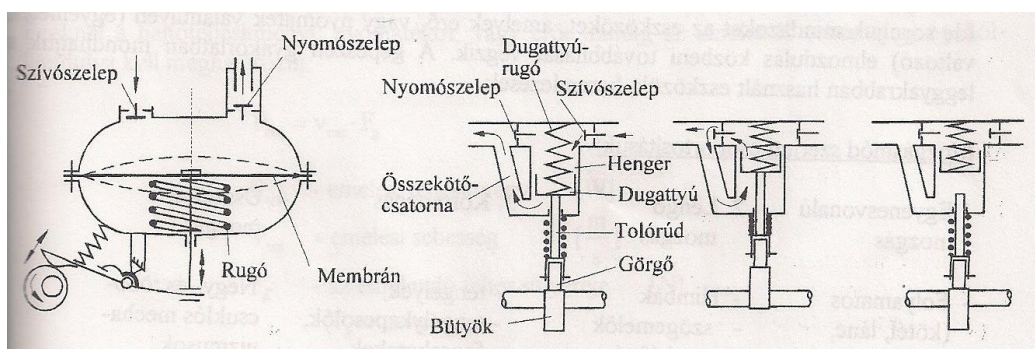
4.37. ábra
Hidraulikus fék

Eltérősége az előzőekben tárgyaltaktól abban rejlik, hogy folyadékáramlás és nyomásemelkedés csak a pedál megnyomásakor (a gépjármű fékezésekor) van, nincs külön tápláló szivattyúja, ami állandó olajáramot tartana fenn, valamint csak egyenesvonalú dugattyúelmozdulások vannak. Az erőhatások a dugattyúfelületek arányában áttételeződnek.

Hajtóanyagszivattyúk:

4.38. ábrán egy gázolaj szállítására szolgáló dugattyús és egy benzin szállítására használatos membrános tápszivattyút látunk, melyeknek a feladata a motor hajtóanyagának szállítása a tartályból a befecskendező, ill. keverékképző berendezéshez.

Ebből látható, hogy nem egy zárt munkafolyadékrendszerrel dolgozik, hanem a fogyasztásnak megfelelő mennyiséget továbbítja. Azért, hogy mindig a szükséges mennyiséget szállítsa, önszabályozónak kell lennie. A hasznos lökethossz a továbbító nyomás változtatja meg, így a szállított mennyiség ennek függvényében változik.



AC-pumpa

“Bosch” egyszeres működésű hajtóanyag szivattyújának működési elve

4.38. ábra
Hajtóanyag tápszivattyúk

Diesel-motorok adagolószivattyúja:

A Diesel-motorok égésterébe a gyújtás megindításához dugattyús szivattyú fecskendezi be a hajtóanyagot. A befecskendezésnek nagy nyomáson (10-20 MPa) kell a hajtóanyagot szállítania, ezért csak dugattyús szivattyúk jöhetnek számításba. Ezek azért is számítanak különlegesnek, mert itt az egy-egy ciklusban szállított adagmennyiséget rendkívül finoman kell szabályozni. Erre sok szabályozási mód alakult ki. Ezekkel az Erőgép tantárgy keretén belül fognak megismerkedni.

4.3. Energiatovábbító berendezések (közlőművek)

Amint már az ábrán is láttuk, az energiaátalakítók és a felhasználók (munkagépek, megmunkáló gépek stb.) közé valamilyen közvetítő elemeket kell iktatni, amelyek a paraméterek megfelelő módosítását és esetleg a szükséges szabályozás lehetőségét biztosítják. Ezek az energiaátviteli eszközök sokfélék lehetnek még az azonos célra készült, ugyanazon energiaféleséget továbbító láncolat esetén is, de különösen sokszínű ez a kép a különböző energiaféleségeket közlő rendszereknél.

A továbbiakban mi kiemelten három fő csoportot tárgyalunk:

1. mechanikus-,
2. elektromos-,
3. hidraulikus- és pneumatikus
energiatovábbító berendezések.

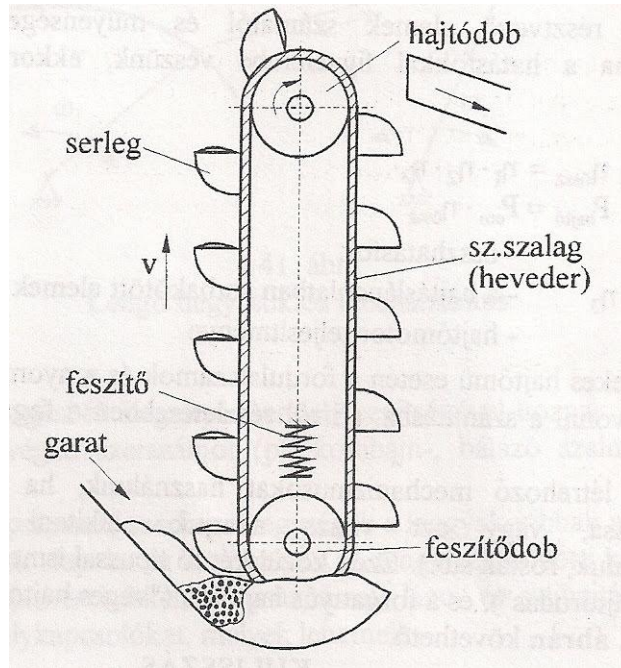
4.3.1. Mechanikus energiaátviteli rendszerek

Ide soroljuk mindazokat az eszközöket, amelyek erő, vagy nyomaték valamilyen (egyenletes, változó) elmozdulás közbeni továbbítását végzik. A gépészeti gyakorlatban mondhatjuk a leggyakrabban használt eszközök, berendezések.

Mozgásmód szerinti csoportosításuk:

1. Egyenesvonalú mozgás	2. Lengő mozgás	3. Körmozgás	4. Összetett mozgás
Folyamatos (kötés, lánc, szíj, vonórúd stb.) Alternáló kuliszszás, forgattyús mechanizmusok.	Himbák szögemelők vezérlőpályás bütykös mechanizmusok.	- tengelyek, - tengelykapcsolók, - fogaskerekek, - csigakerekek, - dörzshajtások, stb.	- Négy- és többcsuklós mechanizmusok, - Vezérlőpályák.

Folyamatos egyenesvonalú mozgást létrehozó hajtóműveknél is természetesen találunk körmozgást végző elemeket, de a tényleges munkát végző szerkezeti egységet vesszük alapul. Az egyenesvonalú mozgást végző gépelemre (pl. láncra). Egyúttal a munkaeszköz is felszerelhető. Ilyenek a serleges felvonók (4.39. ábra), amelyek egyenesvonalú anyagmozgatásra alkalmasak.



4.39. ábra
Serleges felvonó

Itt a láncnak (vagy hevedernek) mint energiatovábbító elemnek az effektív munkát végző szakasza folytonos egyenesvonalú mozgást végez, de egyúttal a serlegek (munkavégző elemek) is rá vannak szerelve.

Hasonló a helyzet a folyamatosan működő felvonó (páternoszter) esetében is. A teher- vagy személyszállításra készült járószékek a lánc(ok)ra van csuklósan rögzítve.

Létrehozhatunk - bizonyos határok között - folytonos egyenesvonalú mozgást csavarorsós, fogaslécés emelővel, vagy kötél-dobos csörlővel.

Ezeknél a hajtóteljesítményt, nyomatékot, vagy erőt mindig az emelendő teher nagyságából kiindulva kell meghatározni.

$$P_{em} = v_{em} \cdot F_g$$

P_{em} - emelési teljesítmény [W]

v_{em} - emelési sebesség [$\frac{m}{s}$]

F_g - az emelendő teher súlyereje [N]

$$(F_g = m \cdot g)$$

A kötél-dob (lánckerék, szíjtárcsa) átmérőjének (D) ismeretében már a körmozgás paraméterei (M, n) is számolhatók, ha az előző értékeket mint kerületi sebességeket, ill. kerületi erőket vesszük számításba.

$$M = F_g \cdot \frac{D}{2} \quad \text{ebből: } P_{em} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n \quad (W)$$

$$n = \frac{v_{em}}{D \cdot \pi}$$

A hajtásláncolatban résztvevő elemek számától és milyenségétől függő veszteségek jelentkeznek, amit ha a hatásfokkal figyelembe veszünk, akkor a hajtóteljesítmény is számolható:

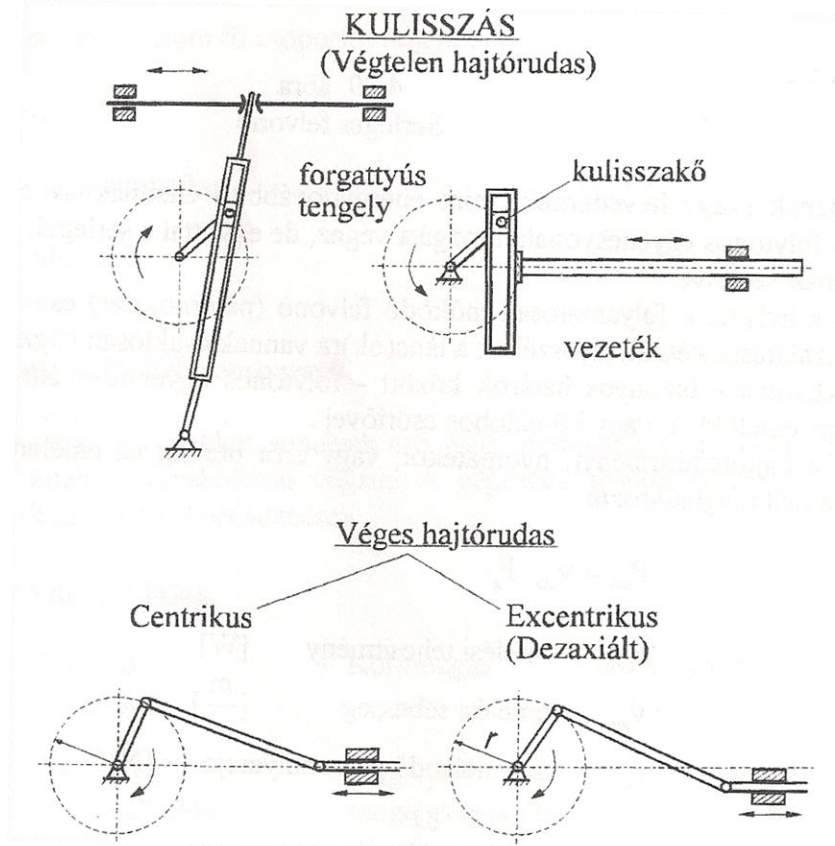
$$\eta_{\text{össz}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots$$

$$P_{\text{hajtó}} = P_{em} \cdot \eta_{\text{össz}}$$

- | | |
|--------------------------|---|
| $\eta_{\text{össz}}$ | - összh hatásfok |
| η_1, η_2, η_3 | - a hajtásláncolatban sorbakötött elemek hatásfokai |
| $P_{\text{hajtó}}$ | - hajtómotor teljesítménye |

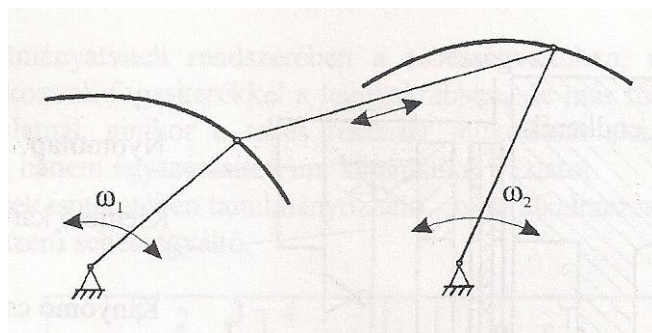
A közbenső fogaskerekes hajtómű esetén a fordulatszámok és a nyomatékok alakulásánál még az áttételt is be kell vonni a számításba. (Erről részletesebben a fogaskerekes hajtóműveknél beszélünk.)

Alternáló mozgást létrehozó mechanizmusokat használunk, ha egyenesvonalú mozgást akarunk körmozgássá, vagy azt vissza akarjuk alakítani (belsőégésű motorok, kaszahajtóművek, gyaluk, rosták stb.). Ezek közül két fő típussal ismerkedünk meg: a kulisszás hajtómű ("végtelen hajtórudas"), és a forgattyús hajtómű ("véges hajtórudas"), vonalas vázlatuk és működésük az **4.42. ábrán** követhető.



4.40. ábra
Forgattyús hajtóművek

A **lengő mozgást** végző mechanizmusok vagy önálló egységként nyernek elhelyezést, vagy összetett hajtásláncolat részeként. Lengő mozgást továbbító szerkezeti egység vonalas vázlatát az 4.41. ábrán látjuk.



4.41. ábra
Lengő négycsuklós mechanizmus

Legtöbbször a forgó mozgásból forgattyús tengely segítségével hoznak létre lengő mozgást és ez működteti a munkavégző szerszámot (pl. kombajn-, bálázó szalmatömörítő, továbbító villáit).

A **körmozgást** végző gépelemek, szerkezeti egységek a leggyakoribbak a gépészet területén. A körmozgás továbbításának alapelemei a tengelyek. A tengelyek közötti kapcsolat létrehozható: tengelykapcsolókkal, fogaskerekkel, dörzshajtással, lánc- és szíjhajtással, stb. Ezek közül nézzük először is a tengelykapcsolókat, melyek lehetnek:

- Rugalmas és rugalmatlan kapcsolatot biztosítók

- Működés közben

oldhatók - zárhatók,

oldható, de nem zárható,

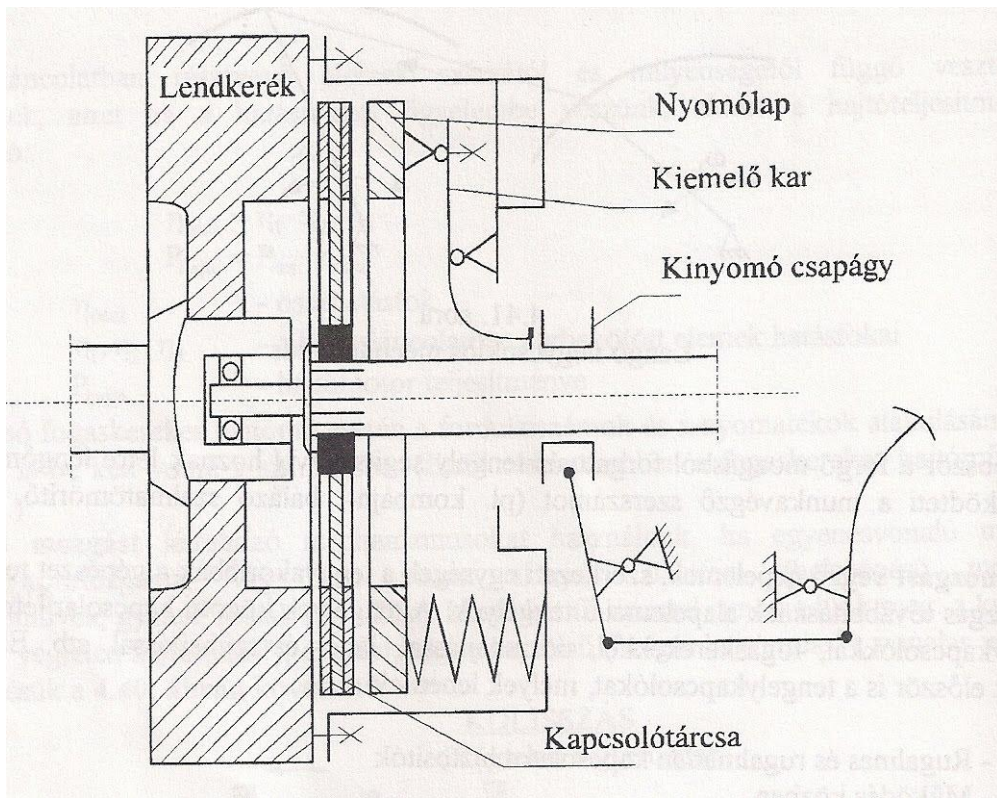
oldhatatlan

Egytengelyű
tengelyek
kapcsolására

Szögben álló
tengelyek
kapcsolására

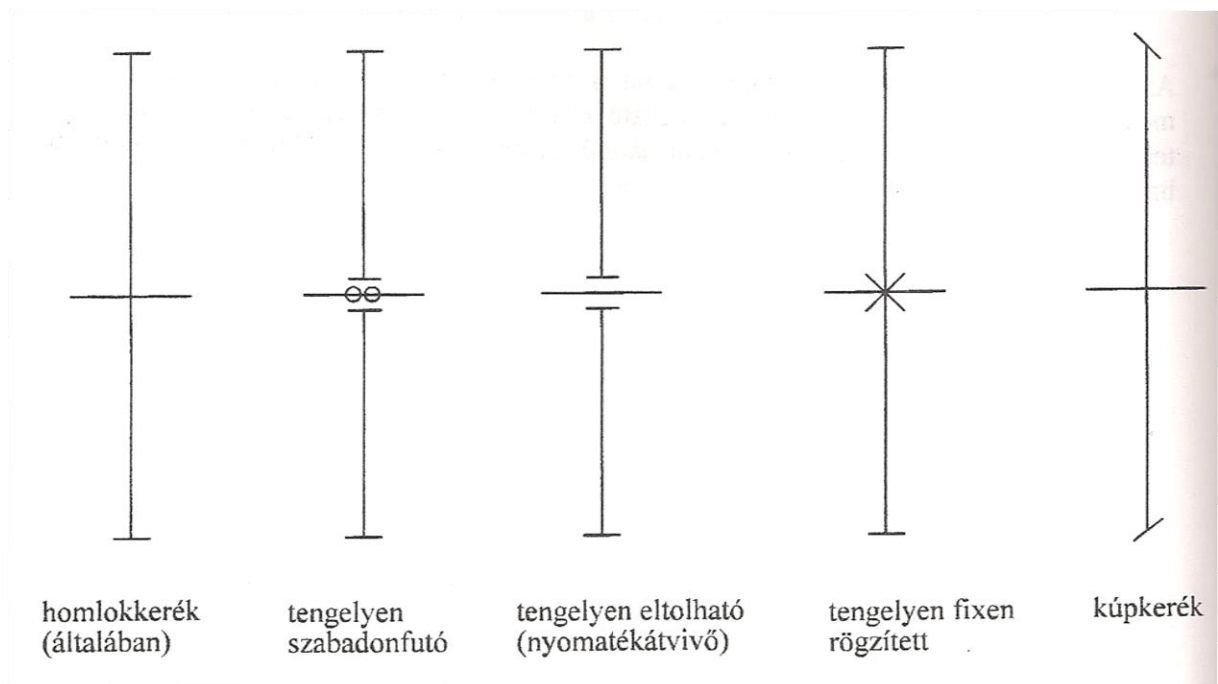
Kitérő ten-
gelyek kap-
csolására.

Az osztályozás még más szempontok szerint is elvégezhető, ezek részletesebb tárgyalásától most eltekintünk. Kiemelten csak az oldható-zárható csoportból az egytárcsás súrlódásos tengelykapcsolót nézzük meg, amit közúti járművekben, traktorokban főtengelykapcsolóként használnak (4.42. ábra).



4.42. ábra
Egytárcsás tengelykapcsoló

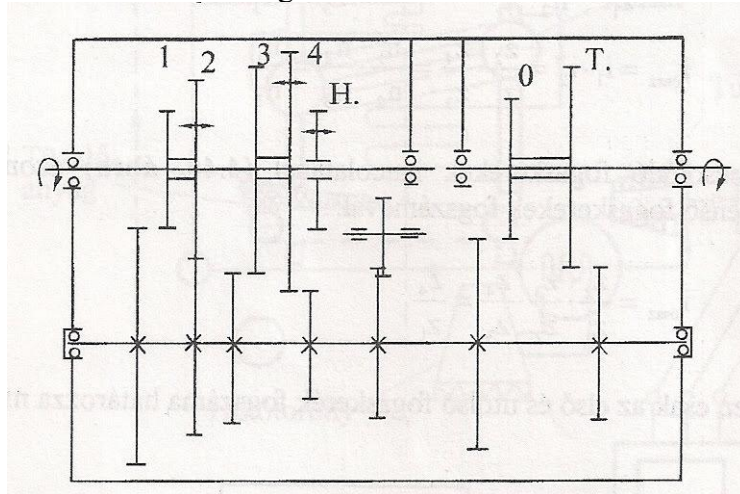
A körmozgás továbbítására általánosan elterjedt gépelem a fogaskerék. Az **4.43 ábrán** néhány alaptípus fogaskerék vonalas vázlata látható.



4.43. ábra
Fogaskerek vonalas vázlata

A traktorok teljesítményátviteli rendszerében a sebességváltóban, differenciálműben, és a véglehajtásban találkozunk fogaskerékkel a leggyakrabban, de más fődarabban is (pl. motor). Funkcionális vizsgálatnál, amikor a teljes rendszer működését akarjuk áttekinteni itt sem készítünk géprajzot, hanem egyszerűsített ún. kinematikai vázlatot.

Az egyszerűsített jelek ismeretében tanulmányozható - mint alkalmazási példa - az **4.44. ábrán** látható szorzó rendszerű sebességváltó.



4.44. ábra
Szorzó rendszerű sebességváltó

A fogaskerekes hajtóműveknek a feladata nem pusztán az, hogy az energiát, ill. a teljesítményt egyszerűen csak továbbítsák, hanem a főbb paramétereket (**M**, **n**) meg is változtatják.

A változtatás mértékére ad választ az áttétel (vagy módosítás)(**i**):

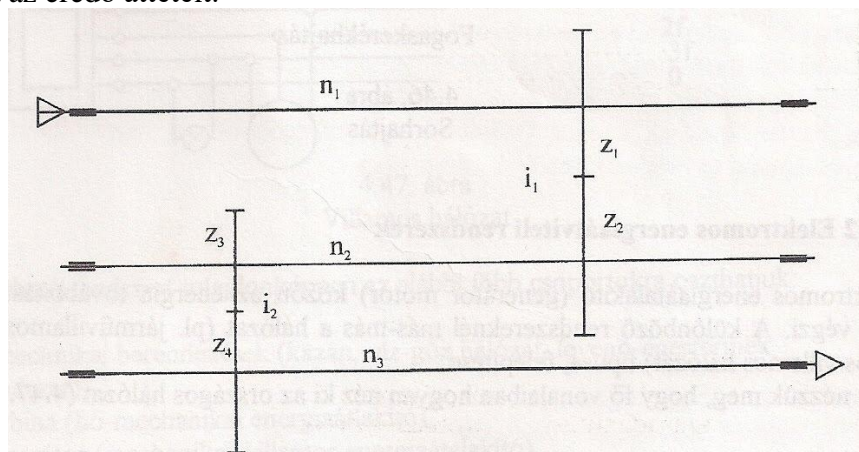
$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{M_1}{M_2}$$

$z_{1,2}$ - fogsók

$n_{1,2}$ - fordulatszámok

$M_{1,2}$ - nyomatékok

Több lépcsőben létrehozott áttételnél az egyes fogaskerékpároknál kialakuló részáttételek szorzata adja az eredő áttételt.



4.45. ábra
Lépcsős áttétel

Az 4.45. ábra szerinti hajtóműben a bemenő (n_1) és a kimenő (n_3) közötti arány a következőképpen számítható ki:

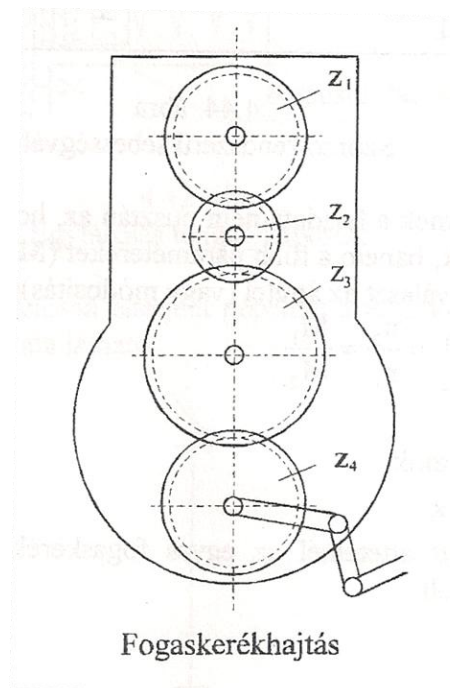
$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{n_2}{n_3}$$

$$i_{\text{össz}} = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_1}{n_3}$$

Az egymásba kapcsolódó fogaskerekek láncolatánál (4.46. ábra) azonban már egyszerűsíthetünk a közbenső fogaskerekek fogszámával:

$$i_{\text{össz}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1}$$

Vagyis ilyen esetben csak az első és utolsó fogaskerék fogszáma határozza meg az áttételt.

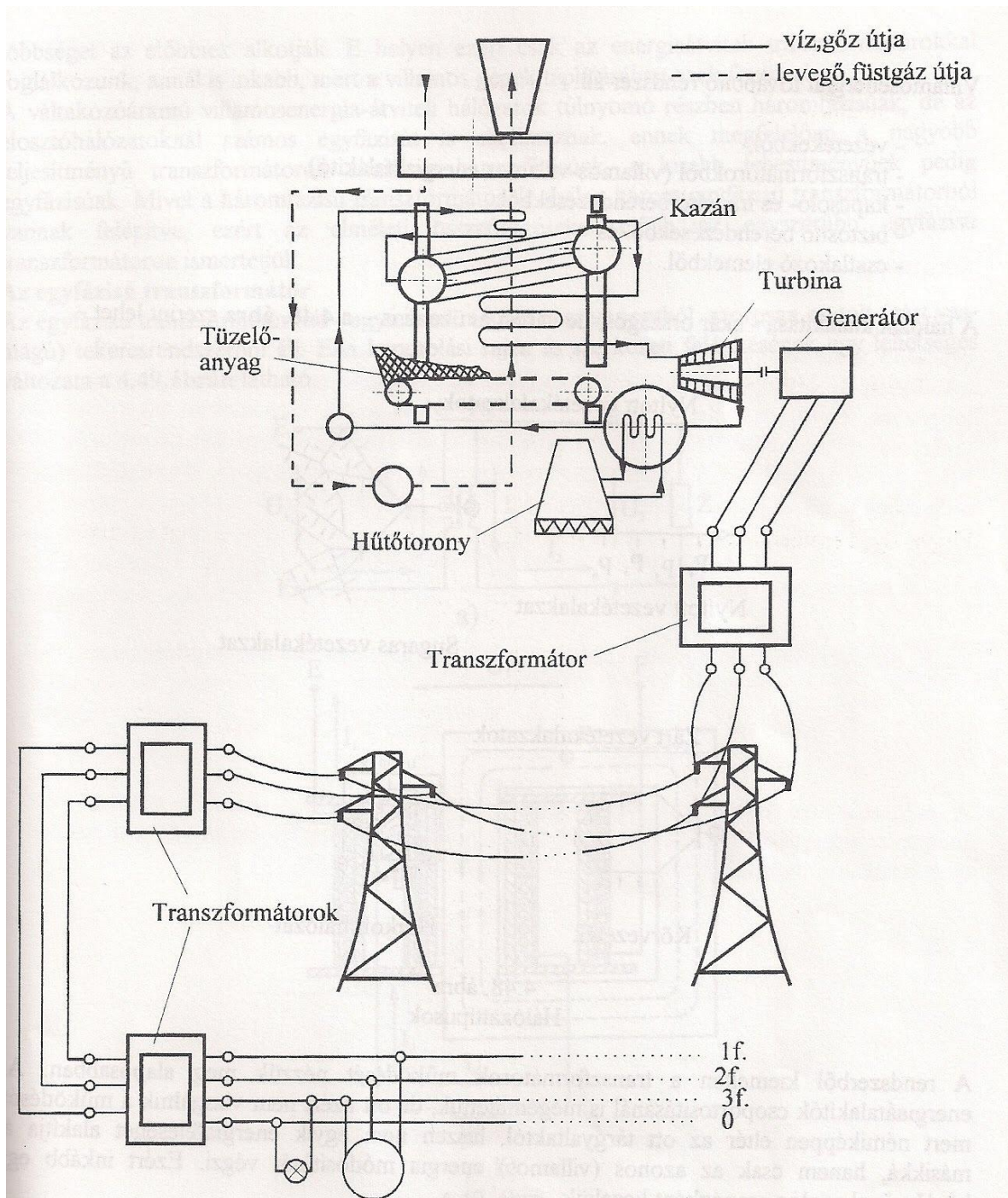


4.46. ábra
Sorhajtás

4.3.2. Elektromos energiaátviteli rendszerek

Az elektromos energiaátalakító (generátor motor) között az energia továbbítását a villamos hálózat végzi. A különböző rendszereknél más-más a hálózat (pl. járművillamossági hálózat, országos villamos hálózat) típusa, felépítése.

Először nézzük meg, hogy fő vonalaiban hogyan néz ki az országos hálózat (4.47. ábra).



4.47. ábra
Villamos hálózat

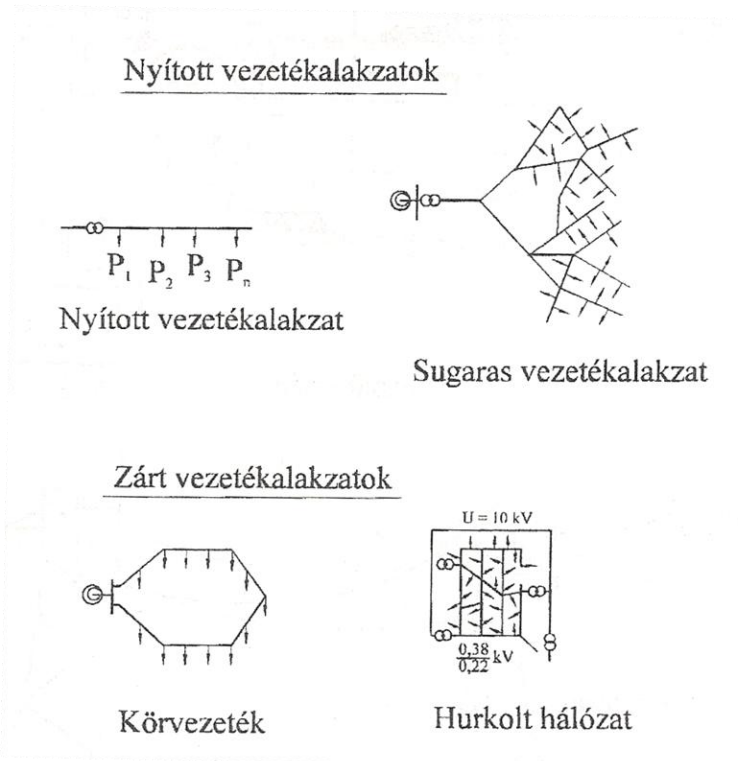
Az ábrán látható rendszert tulajdonképpen az alábbi főbb csoportokra oszthatjuk:

- hőtechnikai berendezések (kazán, víz-gőz hálózat, levegő-égéstermék rendszer),
- turbina (hő-mechanikai energiaátalakító),
- generátor (mechanikai-villamos energiaátalakító),
- villamosenergia továbbító és átalakító rendszer (magas-, közép- és kisméretű hálózat),
- fogyasztók (villamos-mechanikai, villamos-fény/hő/ energiaátalakítók).

Villamosenergiát továbbító rendszer áll:

- vezetékekből,
- transzformátorokból (villamos-villamos energiaátalakító)
- kapcsoló- és irányító berendezésekből,
- biztosító berendezésekből és
- csatlakozó elemekből.

A hálózat kialakítása - akár országos, de városi és üzemi is - az **4.48. ábra** szerint lehet.



4.48. ábra
Hálózattípusok

A rendszerből kiemelten a transzformátorok működését nézzük meg alaposabban. Az energiaátalakítók csoportosításánál is megemlítettük, de ott azért nem vizsgáltuk a működését, mert némiképpen eltér az ott tárgyaltaktól, hiszen nem egyik energiaféléseget alakítja át másikká, hanem csak az azonos (villamos) energia módosítását végzi. Ezért inkább egy közlőművel analóg egységként kezeljük.

Transzformátorok

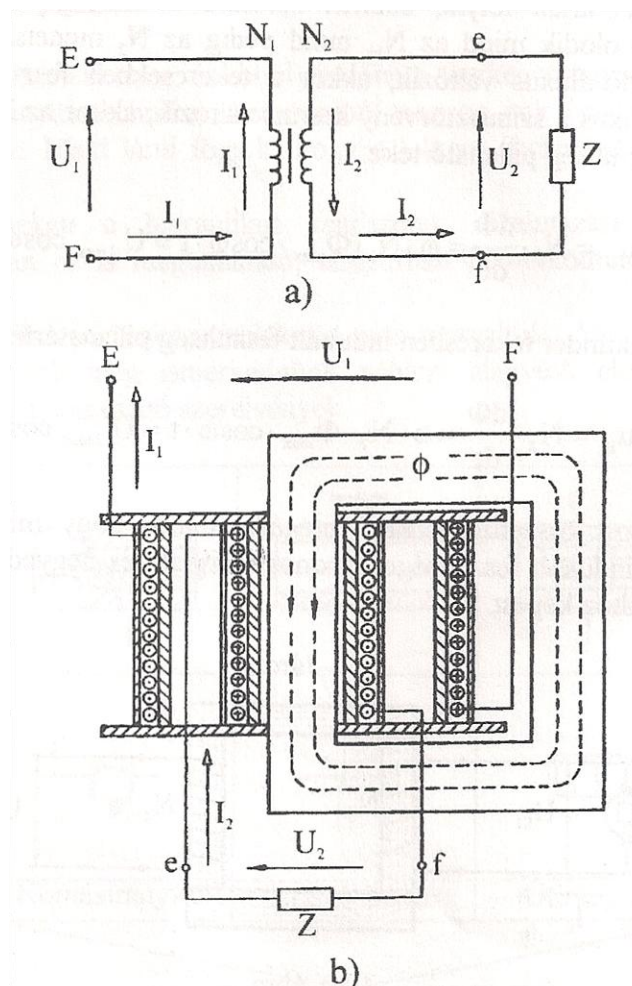
A transzformátorok olyan villamos gépek, amelyek az ön- és kölcsönös indukció elvén működnek és feladatuk a váltakozóáramú villamos energia jellemzőinek megváltoztatása. Legtöbbször adott feszültségű villamos teljesítményt más feszültségű villamos teljesítménnyé alakítanak át az átviteli veszteségek csökkentése érdekében. Eközben a fázisszám és a frekvencia - egyes különleges transzformátoroktól eltekintve - nem változik. Ezek a transzformátorok a villamosenergia-átviteli transzformátorok. Ezeken kívül számos más, különleges feladatokat ellátó transzformátorok is vannak, pl. feszültségszabályozó, szigetelő-, illesztő-, fázisszámváltoztató, mérő-, hegesztő-, stb. transzformátorok, azonban a túlnyomó

többséget az előbbieket alkotják. E helyen ezért csak az energiaátviteli transzformátorokkal foglalkozunk, annál is inkább, mert a villamos gépek táplálásában ezek fontosak.

A váltakozóáramú villamosenergia-átviteli hálózatok túlnyomó részben háromfázisúak, de az elosztóhálózatoknál számos egyfázisút is alkalmaznak, ennek megfelelően a nagyobb teljesítményű transzformátorok általában háromfázisúak, a kisebb teljesítményűek pedig egyfázisúak. Mivel a háromfázisú transzformátorok elvileg három egyfázisú transzformátorból vannak felépítve, ezért az elméleti összefüggéseket előbb az egyszerűbb egyfázisú transzformátoron ismertetjük.

Az egyfázisú transzformátor

Az egyfázisú transzformátor két - egymással mágneses szempontból - szorosan csatolt (zárt vasmagú) tekercsrendszerből áll. Elvi kapcsolási rajza és szerkezeti felépítésének egy lehetséges változata a **4.49. ábrán** látható.



4.49. ábra

Transzformátor elvi rajza

a) kapcsolási rajz, b) szerkezeti rajz

A b ábrán vázolt két tekercs általában többrétegű, köztük rétegszigeteléssel, a rajzon azonban - az áttekinthetőség érdekében - csak egy réteg látható. A villamos energiát felvevő, N_1 menetszámú tekercset primer tekercsnek, kapcsait primer kapcsoknak, az energiát leadó N_2 menetszámú tekercset pedig szekunder tekercsnek, kapcsait szekunder kapcsoknak nevezzük.

Mivel a transzformátor mindkét irányban transzformálható, a tekercsek jelölésére a nagyobb feszültségű és kisebb feszültségű, ill. a generátoros oldal és fogyasztói oldal megnevezéseket is használjuk. A csatolás minél szorosabbá tételére, tehát az erővonal-szóródás csökkentésére a primer és a szekunder tekercsüket tekercsrészekre bontva, egymással váltogatva egymás fölé helyezik el ugyanazon vasoszlopon. Az elvi működés könnyebb áttekinthetősége érdekében mi ettől eltérünk és a két tekercset - a vasmag két oszlopán - külön-külön rajzoljuk.

a) Az egyfázisú transzformátor működési elve

Leírásukkal kapcsolatban tekintsük meg az 4.50. ábra elvi kapcsolási vázlatát.

Feszültségviszonyok

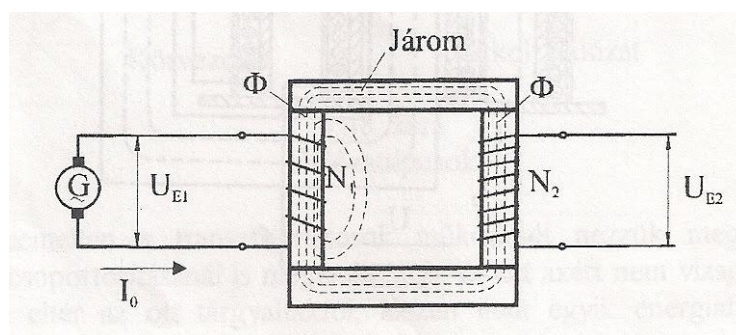
Tételezzük fel, hogy a szekunder tekercsen nincs terhelés, úgy mondjuk, hogy a transzformátor üresjárású állapotban van. Az U_1 hálózati feszültség hatására (az ábrába nem rajzoltuk be) a tekercsben I_0 üresjárású áram folyik, aminek hatására a vasmagban Φ **mágneses fluxus** keletkezik és ez kapcsolódik mind az N_1 , mind pedig az N_2 menetszámú tekercsrel. Ha a tekercsekkel kapcsolódó fluxus változik, akkor a tekercsekben feszültségek indukálódnak. Feltételezve, hogy a fluxus a szinusztörvény szerint változik, akkor az N_1 menetszámú primer tekercsben indukált feszültség pillanatértéke:

$$u_{i1} = N_1 \cdot \frac{d\Phi}{dt} = \omega \cdot N_1 \cdot \Phi_{\max} \cdot \cos \omega \cdot t = U_{i1\max} \cos \omega \cdot t$$

Az N_2 menetszámú szekunder tekercsben indukált feszültség pillanatértéke pedig:

$$u_{i2} = N_2 \cdot \frac{d\Phi}{dt} = \omega \cdot N_2 \cdot \Phi_{\max} \cdot \cos \omega \cdot t = U_{i2\max} \cos \omega \cdot t$$

A pillanatértékre kapott összefüggésekből megállapítható, hogy mind a primer, mind a szekunder tekercsben indukált feszültségek azonos fázisúak és negyed periódussal késnek az őket indukáló fluxusokhoz képest.



4.50. ábra
Transzformátor üresjárásban

Az indukált feszültségek effektív értékeit kapjuk, ha a maximális értékeket $\sqrt{2}$ -vel osztjuk:

$$U_{i1} = \frac{U_{i1\max}}{\sqrt{2}} = \frac{\omega}{\sqrt{2}} \cdot N_1 \cdot \Phi_{\max} = \frac{2\pi f}{\sqrt{2}} \cdot N_1 \Phi_{\max} = 4.44 f \cdot N_1 \Phi_{\max}$$

$$U_{i2} = \frac{U_{i2\max}}{\sqrt{2}} = \frac{\omega}{\sqrt{2}} \cdot N_2 \cdot \Phi_{\max} = \frac{2\pi f}{\sqrt{2}} \cdot N_2 \Phi_{\max} = 4.44 f \cdot N_2 \Phi_{\max}$$

A primer és a szekunder indukált feszültség hányadosa a primer és a szekunder tekercs menetszámának arányát adja, amit a **transzformátor áttételének** nevezünk:

$$\frac{U_{i1}}{U_{i2}} = \frac{N_1}{N_2} = a$$

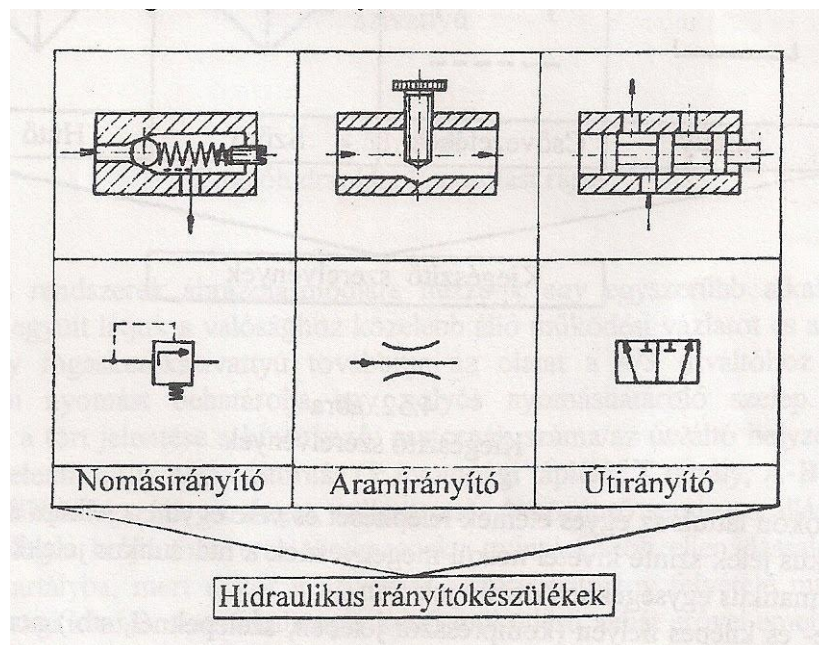
Ha az igen csekély üresjárási feszültségeséstől eltekintünk, akkor az üresen járó transzformátor kapcsain mért feszültségek aránya - gyakorlatilag elfogadható pontossággal - a transzformátor áttételét adja.

4.3.3. Hidraulikus- és pneumatikus energiaátviteli rendszerek

A két rendszerben a munkaközeg és ebből eredően a szerkezeti egységek is eltérőek, azonban funkcionálisan és irányítástechnikai szempontból nagyon sok hasonlóságot mutatnak, ezért együttesen tárgyaljuk. Majd látni fogjuk, hogy a jelképi ábrázolásban is nagyon sok közös vonás van.

Mezőgazdasági gépeken a hidraulikus rendszerek alkalmazása széleskörűbb, mint a pneumatikáé, azonban ezek is megtalálhatóak, elsősorban fékműködtető rendszerekként.

A hidrosztatikus rendszerek energiaátalakítóit már tárgyaltuk. Ahhoz, hogy teljes rendszert alakítsunk ki, meg kell még ismerkednünk néhány alapvető elemcsoporttal, ilyenek az irányítókészülékek és a kiegészítő szerelvények.



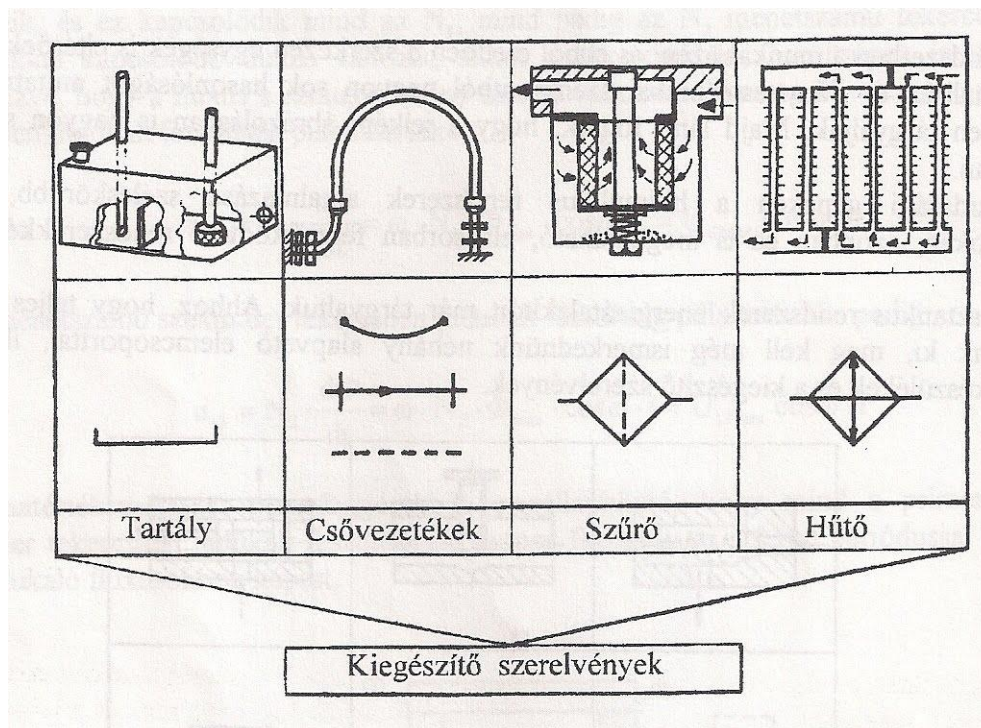
4.51. ábra

Hidraulikus irányítókészülékek

Az **irányítókészülékek** csoportosítását az **4.51. ábrán** látjuk. Az ábra csak egy áttekintést ad, és a legjellemzőbb készülék reprezentálja az adott csoportot. Meg kell jegyezni, hogy egy-egy csoporton belül sok változat készül. A csoportosítás olyan alapon történt, hogy az adott típusú készülék melyik hidraulikus paramétert változtatja meg. Eddig is használtuk a nyomás és az áram fogalmát, ezek azonban vektormennyiségek, tehát irányuk van, útjukat meg kell határozni, erre szolgálnak az útirányítók.

A legalapvetőbb **kiegészítő szerelvényeket** a **4.52. ábrán** látjuk. Ezekre is érvényes az a korábbi megjegyzés, hogy a tényleges szerkezeti kivitelük rendkívül sokféle lehet. A közös csoportba sorolt elemek funkciójukat tekintve is heterogének. Azt kell még a csoportról megjegyezni, hogy a hidraulikus rendszereknek ezek az elemek is fontos funkcionális egységei, vagyis szerepük van a főfolyamatok alakulásában, tehát az elnevezés némiképpen megtévesztő.

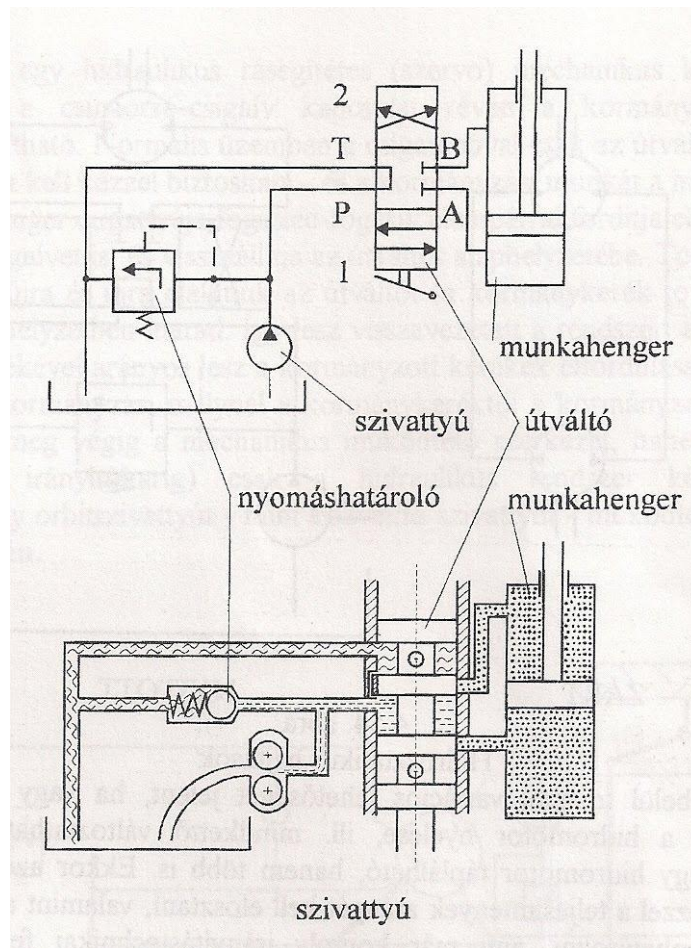
Megismerkedtünk azokkal a legfontosabb elemekkel, amelyek szükségesek ahhoz, hogy egyszerűbb hidrosztatikus energiaátviteli (hajtás-) rendszert össze tudjunk állítani és azt ábrázolva funkcionálisan vizsgáljuk.



4.52. ábra
Kiegészítő szerelvények

A vázlatrajzokon láttuk az egyes elemek felépítését és vele együtt a jelképi ábrázolás módját is. A pneumatikus jelek szinte kivétel nélkül megegyeznek a hidraulikus jelekkel, természetesen a tipikus pneumatikus egységeknek önálló jele van.

A levegő be- és kilépés helyén (kompresszor jelében, szelepeknél, stb.) nem sötétre satírozott nyilat, hanem üres egyenlőoldalú háromszöget rajzolunk. Hidropneumatikus rendszerekben, ahol egyaránt megtalálhatók a hidraulikus és pneumatikus jelek, ott is így különböztetjük meg a két kört.

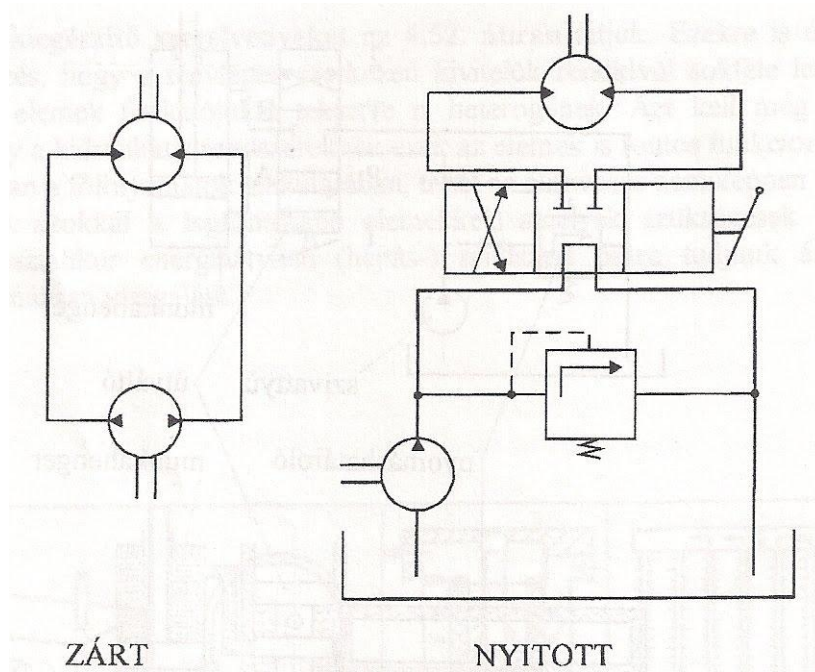


4.53. ábra
Emelőhidraulika kapcsolási rajza

A hidrosztatikus rendszerek ábrázolásmódjára nézzünk egy egyszerűbb alkalmazási példát (4.53. ábra). Itt együtt látjuk a valósághoz közelebb álló működési vázlatot és a jelképi rajzot. A tartályból egy fogaskerékszivattyú továbbítja az olajat a 4/3 útváltóhoz úgy, hogy a maximális üzemi nyomást behatárolja egy golyós nyomáshatároló szelep. Az útváltók megnevezésében a tört jelentése a következő: csatornák száma/az útváltó helyzeteinek száma. A 4/3 tehát azt jelenti, hogy négycsatornás (P-nyomóági tápláló, T-tartály, A-B-munkahenger terei) és három állású (emelés, semleges, süllyesztés). A középső semleges állásban - minden útváltónál a semleges helyzetben erre törekszenek - minél kisebb ellenállással kell az olajat visszavezetni a tartályba, mert ekkor a szivattyú hajtóteljesítmény felvétele minimális és ez energiatakarékossági kérdés. A munkahenger kettősműködésű, tehát erővel emel és süllyeszt.

A mezőgazdasági gépeken kezdetben többnyire csak a függesztőszerkezet működtetésére szolgáló emelőhidraulikákat használtak, de ma már hidrosztatikus járókerék-, TLT- hajtások, kormányhidraulikákat és sebességváltó kapcsoló hidraulikákat is széleskörűen alkalmaznak. Az önjáró betakarító gépek pedig elképzelhetetlenek a különböző egységek működtetésére, vezérlésére és szabályozására szolgáló hidrosztatikus rendszerek nélkül.

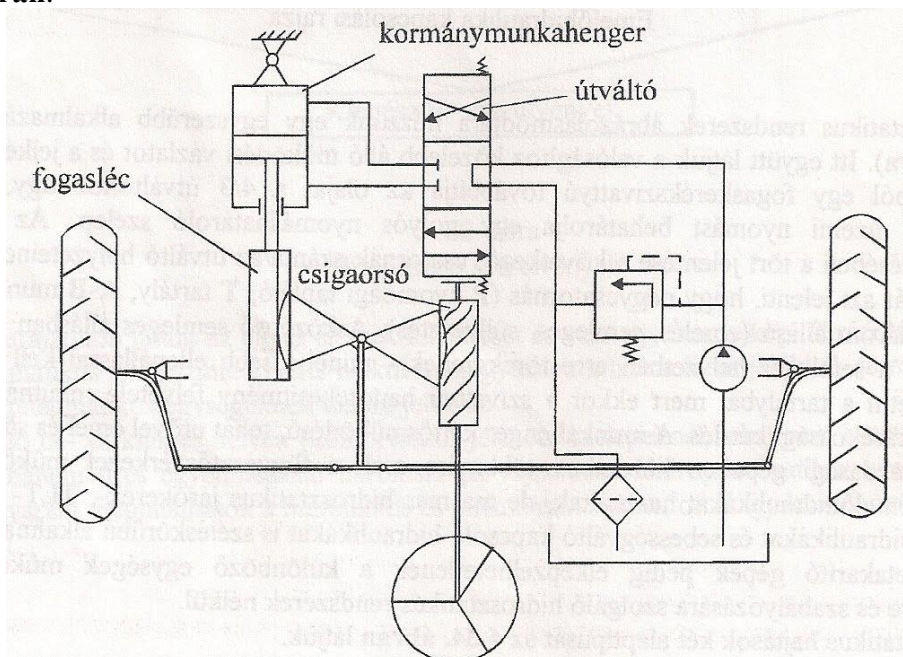
A hidrosztatikus hajtások két alaptípusát az 4.54. ábrán látjuk.



4.54. ábra
Hidrostatikus hajtások

A két alaptípuson belül további variációs lehetőséget jelent, ha vagy a szivattyú szállítóteljesítménye, vagy a hidromotor nyelése, ill. mindkettő változtatható. Egy szivattyúról azonban nemcsak egy hidromotor táplálható, hanem több is. Ekkor azonban ezek között a folyadékáramot és ezzel a teljesítmények arányát kell elosztani, valamint a működés sorrendjét (prioritást) kell meghatározni, ami már komoly irányítástechnikai feladat erre pedig az irányítókészülékek egész sorát kell beépíteni.

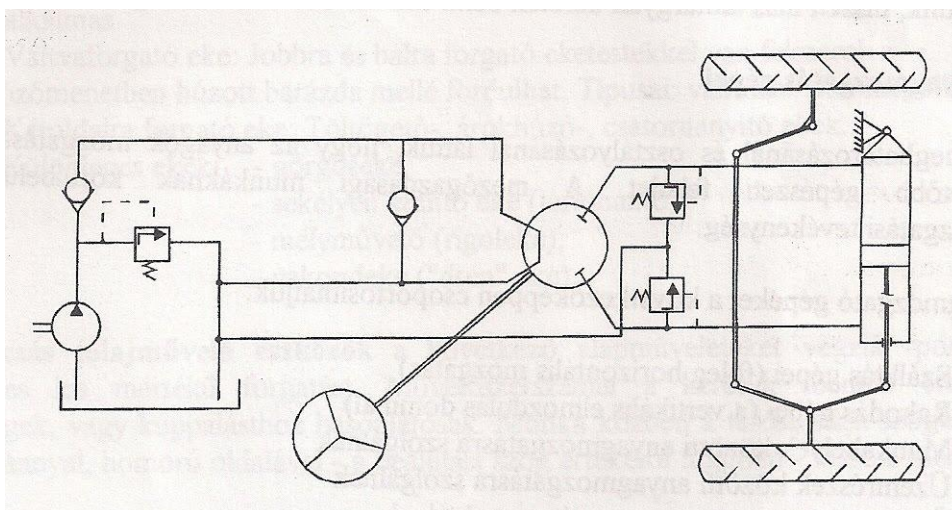
A hidrostatikus körök gyakori alkalmazási területe a kormányhidraulika. Erre látunk példát az **4.55. ábrán**.



4.55. ábra
Hidraulikus rásegítéses kormány szerkezet

Ez tulajdonképpen egy hidraulikus rásegítéses (szervo) mechanikus kormánymű, ugyanis üzemzavar esetén a csigaorsó-csigaív kapcsolat révén a kormánykerékkel a traktor mechanikusan irányítható. Normális üzemben a csigaorsóval csak az útváltót kell elállítani - az ehhez szükséges erőt kell kézzel biztosítani - és a kormányzási munkát a hidraulikus kör végzi.

A kormány munkahenger dugattyúja fogasléc-fogasív elempárral fordítja el a kormánytengelyt, de ezzel együtt a csigaívet is és visszaállítja az útváltót alaphelyzetébe. További elfordulás csak akkor jön létre, ha újra és újra elállítjuk az útváltót (a kormánykerék további elfordításával), egyébként az adott helyzetben marad. Így lesz visszavezetett a rendszer, azaz a kormánykerék elforgatásának mértékével arányos lesz a kormányzott kerekek elfordulása. Használatos még a tisztán hidraulikus kormányzás, melynél a kormánykeréktől a kormányzott kerekéig terjedő hatásláncban nincs meg végig a mechanikus működtető szerkezet, hanem egy szakaszon (a kormányműtől az irányítókarig) csak a hidraulikus rendszer közvetít. Ezeknél a kormánykerékkel egy orbítszivattyút - mint közvetítő szivattyút - működtetünk. Ilyen rendszer látható az **4.56. ábrán**.



5.56. ábra
Hidraulikus kormányrendszer

4.4. Energiafelhasználók (munkagépek)

Az energia hasznosulási folyamatának első két láncszeme után már csak a ténylegesen hasznos munkát végző egységeket - a munkagépeket - kell áttekintenünk. Ha az előző egységekről megállapíthattuk, hogy rendkívül sokszínűek, akkor ez méginkább igaz a megmunkáló és munkagépekre. Egy mezőgazdasági üzemben a műhelyfelszerelésektől az állattartási gépekig, a talajművelő gépektől a betakarítás gépeiig hosszan lehetne sorolni az ember munkáját helyettesítő, ill. segítő gépeket, berendezéseket.

Az a hármas tagozódás, néha önkényesnek tűnik, de a rendszerezés érdekében elengedhetetlen. Ugyanaz a részegység az egyik rendszerben más funkciót tölthet be, mint a másikban. Például nézzük meg egy öntöző berendezésben a vízszivattyú szerepét:

- A szivattyú aggregáton belül van: motor (belsőégésű vagy villamos), tengelykapcsoló és szivattyú - itt mint munkagép,

- Az öntözőrendszeren belül: szivattyú (mint energiaátalakító), csőhálózat(elosztórendszer) és szórófejek (vízkiadagoló munkavégző egység).

Láttuk tehát, hogy a szivattyú az egyik megközelítésben munkagépként (energiafelhasználóként) szerepelt, a másokban pedig energiaátalakítóként (mechanikai-hidraulikus).

A mezőgazdasági munkagépeket alapvetően kétféle módon sorolhatjuk be géprendszerekbe, ugyanis vannak:

1. **Funkcionális** géprendszerek: a gépeket munkafüggvényük szerint soroljuk egy csoportba, függetlenül attól, hogy melyik ágazatban használják. Pl. a talajművelés géprendszere, a traktorok funkcionális géprendszere, az anyagmozgatás funkcionális géprendszere, stb.

2. **Ágazati** géprendszerek: aszerint különítünk el egy-egy gépláncot, hogy a természet melyik ágazatában használják. Pl. a kukoricatermesztés ágazati géprendszere, a gyümölcsstermesztés ágazati géprendszere, a sertésartatás ágazati géprendszere, stb.

Nincs lehetőségünk és e tantárgyban nem is célunk, hogy valamennyi létező funkció és ágazat géprendszerét részletesen megvizsgáljuk, ezért a későbbiekben csak a csoportosításukkal foglalkozunk, hiszen más tantárgyak keretén belül ezekkel részletesen megismerkedhetnek.

4.4.1. Anyagmozgatás gépei

A gép meghatározásánál és osztályozásánál láttuk, hogy az anyagok mozgatása az egyik legalapvetőbb gépészeti feladat. A mezőgazdasági munkáknak körülbelül a fele anyagmozgatási tevékenység.

Az anyagmozgató gépeket a következőképpen csoportosíthatjuk:

1. - Szállítás gépei (főleg horizontális mozgatás)
- Rakodás gépei (a vertikális elmozdulás dominál)
2. - Munkahelyek közötti anyagmozgatásra szolgálnak
- Üzemrészek közötti anyagmozgatásra szolgálnak
- Üzemek közötti anyagmozgatásra szolgálnak
3. A szállított anyag halmazállapota szerinti osztályozás
4. - Mechanikus anyagmozgató gépek
- Pneumatikus anyagmozgató gépek
- Hidraulikus anyagmozgató gépek

4.4.2. Szántóföldi mezőgazdasági munkagépek

A mezőgazdasági termelésben legjelentősebb részt a járómunkák (mobilüzemű gépekkel végzendő) képviselik. Ezekhez traktoros gépcsoportokat és önjáró célgépeket használnak.

A szántóföldi mezőgazdasági munkagépek legfontosabb csoportjai:

- a) - talajművelő gépek
- b) - talajerő visszapótlás gépei
- c) - vető- és ültetőgépek
- d) - betakarítás gépei

A) TALAJMŰVELŐ GÉPEK

1. Ekék

Az eke a következő alpműveleteket végzi: forgat, porhanyít és kever.

Az alátámasztás-, valamint a **traktorral való kapcsolat szerint** az ekék (itt csak traktorekékről beszélünk) lehetnek:

1. - vontatottak,
2. - félig függesztettek,
3. - függesztettek.

Munkamódjuk alapján az ekéket megkülönböztetjük:

1. Ágyeke: Jobbra forgató ekék, fogásban (össze- vagy széjjel szántás) való munkára alkalmas
2. Váltvaforgató eke: Jobbra és balra forgató eketestekkel van felszerelve. Előző menetben húzott barázda mellé fordulhat. Típusai: váltóeke, ikereke, billenőeke.
3. Kétoldalra forgató eke: Töltőgető-, árokhúzó-, csatornanyitó ekék.
4. Különleges ekék:
 - görgőseke,
 - sekélyen szántó eke (tarlólhántó),
 - mélyművelő (rigoleke),
 - vakondeke ("drén" eke).

2. A **tárcsás talajművelő eszközök** a következő alpműveleteket végzik: porhanyítást, keverést és kis mértékű forgatást. Művelőszerszámjai a keretük mentén élezett acél gömbsüvegek, vagy kúppalásthöz hasonlatosak. Munka közben a tárcsa síkja szöveget zár be a haladási iránnyal, homorú oldalával - a beállítási szög értékétől függően - kissé a menetirányba néz.

A tárcsás talajművelő gépek típusai:

1. Tárcsás boronák:
 - egysoros V elrendezésű,
 - kétsoros V és X elrendezésű,
 - oldalazó tárcsa kétsoros V elrendezésű.
2. Egyirányú tárcsa ("Disk-tiller")
3. Különleges tárcsák (csipkézett, excentrikus felfűzésű, stb.)
4. Tárcsás ekék

3. A **kultivátor** porhanyít és kever, de egyes típusainál döntő lehet a felszín kialakítás és a gyomirtás.

A kultivátorok alkalmazási területük szerint lehetnek:

- szántóföldi kultivátorok,
- sorközművelő kultivátorok,
- különleges kultivátorok:
 - töltőgető és barázdahúzó lapok,
 - növénytápláló kultivátorok,
 - ritkítók,
 - talajmarók.

4. Egyéb talajművelő gépek:

- simítók,
- fogasboronák,
- hengerboronák,
- hengerek.

B) TALAJERŐ VISSZAPÓTLÁS GÉPEI

A talajerő-visszapótlás anyagai a trágyák. A kijuttatásukra szolgáló gépek kialakítása függ a trágya fizikai, mechanikai és kémiai tulajdonságaitól.

A trágyaszóró gépeket két csoportra osztjuk

- szervestrágyaszórás gépei,
- műtrágyaszóró gépek.

Szervestrágyaszórás gépei

1. Istállótrágya-szóró gépek

Az istállótrágya tárolása külön trágyatelepen, vagy a tábla szélén lévő trágyaszarvasban történhet. Feladat a trágya szarvasból való felrakása, kiszállítás a táblára és ott szétszórás, terítés. A rakodást önjáró vagy traktorral meghajtott rakodógépekkel (trágyamarkolókkal) végzik.

2. Hígtrágyaszóró gépek

A folyékony állapotú szervestrágyát hígszállító kocsikba teszik, melyek tartályból, valamint feltöltést és kiszórást biztosító egységekből állnak.

Műtrágyaszóró gépek

A műtrágya kijuttatása történhet:

1. Felszínre szórva:

- egyenletesen szétterítve, majd bedolgozva (alaptrágya),
- egyenletesen szétterítve vegetációs időben (fejtrágyázás),
- sávosan vagy sorba (vegetációs időben).

2. Felszín alá közvetlen:

Vetéssel vagy növényápolással egyidőben (starterek, sortrágyák) - kombinált vetőgépekkel (egyidejűleg vegyszerezés is lehet), növénytápláló kultivátorokkal.

3. Öntözővízzel:

Adagoló-keverő szerkezet az öntözővízbe juttatja a műtrágyát.

4. Növényvédelemmel egyidőben:

Általában nyomelemeket tartalmazó levéltrágyákat juttatnak így ki.

Műtrágyaszóró gépek felosztása:

1. Traktoros vontatott vagy függesztett műtrágyaszórók:

- a) hengeres szórószerkezetű,
- b) motollás szórószerkezetű,

- c) tányéros szórószerkezetű,
- d) csillagkerekű szórószerkezetű,
- e) röpítőtárcsás szórószerkezetű,
- f) pneumatikus,
- g) kombinált.

2. Kombinált vetőgépek,
3. Növénytápláló kultivátorok,
4. Gépkocsira vagy pótkocsira rászerezhető adapterek (rendszerint röpítőtárcsásak).
5. Légi gépek (merevszárnyú, helikopter)

C) VETŐ- ÉS ÜLTETŐGÉPEK

Vetőgépek

Feladatuk, hogy a magvakat a beállításnak megfelelően egyenletesen a talajba juttassák. A vetésnél fontos, hogy a mag optimális - viszonylag szűk - vetési idő alatt a földbe kerüljön, ezért megfelelően nagy teljesítményű gépekre van szükség. A gépek kialakítása függ a vetőmag-féleségtől, a vetés módjától, az üzemeltető erőgépektől, stb.

Vetési módok:

1. **Szóróvetés** a magkijuttatás legkezdetlegesebb, legősibb formája. A mag rendszertelenül kerül a felszínre. Jelenleg ritkán és főként aprómagvak vetésére alkalmazzák (rét-legelő telepítés).
2. **Egyszerű sorbavetés** gabonafélék vetésénél a legelterjedtebb. A sorok egymástól egyenlő távolságra vannak de a sorokon belül a tötávolság változó.
3. **Keresztsorú vetés**. Ma már ritkán használatos, mert a jelenlegi vetőgépekkel kellő egyenletesség érhető el. A keresztsorú vetésnél a mennyiség egyik felét hosszában, a másikat keresztbe vetették el. Kétszer járva a táblát nagyon költséges.
4. **Ikersoros vetés**. A vetés sorközei váltakozva keskenyebbek és szélesebbek. Az ilyen vetés szélesebb sorközeit rendszerint műveljük.
5. **Szélessorú vetés**. Az egyszerű sorba vetéshez hasonló, csupán a sortáv nagyobb.
6. **Fészekbe vetés** jellemzője, hogy a gép egyazon helyre (fészekbe), 2-4 magot helyez el. A fészek távolsága nagyjából azonos.
7. **Négyzetbe vetés**. Akkor volt jelentősége, amikor a mechanikus növényápolást alkalmazták. A hossz- és keresztirányban egyenletes távolságra lévő sorok ugyanis lehetővé tették a kétirányú gépi sorközművelést. Ma már nincs jelentősége.
8. **Szemenkénti vetés**. A vetőmagot sorba vetjük, de a soron belül a magvak egyenként is meghatározott távolságra helyezkednek el. Ipari- és egyes takarmánynövények vetésénél használják igen elterjedten.

A vetőgépek típusai lehetnek: szóróvető gépek (földi és légi), sorbavető gépek, szemenként vető gépek.

A vetőgépek általános felépítése, főbb szerkezeti egységek: magláda vagy magtartály, boltozódásgátló, vetőszerkezet, hajtószerkezet, magvezető csövek, sornyitó csoroszlyák,

csoroszlyakiemelő és hajtáskapcsoló szerkezet, gépkeret, vonó- vagy függesztőszerkezet, járókerekek, nyomjelző, egyéb kiegészítő berendezések.

A vetőgép munkájára meghatározó jelentősége van a vetőszerkezetnek.

A vetőszerkezetek a magtovábbítás, adagolás módja szerint lehetnek:

1. Mechanikus: merítővályus, tolóhengeres, tolóbütykös, tárcsás vetőelemek (függőleges, ferde vagy vízszintes tárcsával), szalagos, dobos,
2. Pneumatikus: szívó-, nyomó- vagy vegyes légárammal
3. Kombinált

Ültetőgépek

Gumósok (burgonya) szaporítóanyagának talajba juttatására szolgálnak. Cél, hogy a gumókat egyenes sorokba az előírt egyenletes tőtávval, egyenletes mélységbe, duplázás-, kihagyás- és sérülésmentesen helyezze a talajba. A gumók ültethetők előcsíráztatva és előcsíráztatás nélkül. Az előhajtott gumókat kíméletesebben félautomata gépekkel lehet ültetni, ahol a sornytást és a zárást a gép végzi, míg a kiadagolást a gépre szerelt kezelőüléseken ülő dolgozók végzik.

Félautomata gépek: ejtőcsöves és az ültetőkélyhes. A normál (tárolási) állapotban lévő gumókat automata adagolószerkezetű ültetőgépekkel lehet a talajba juttatni. A sornytó csoroszlya által húzott barázdába az adagolószerkezet elhelyezi a gumókat és a barázdabehúzó tömörítő szerkezet betakarja azokat.

Automata gépek adagolószerkezete lehet: merítőkanalas, szorítóujjas, stb.

A tőtáv az adagolószerkezetek tárcsájára vagy láncára szerelhető elemszám változtatásával vagy az áttétel változtatásával lehetséges. A vetőgéphez hasonlóan ezeket is kell csatlakozósorra beállítani.

Palántázók

A szántóföldi zöldségtermesztés egyik legnehezebb és munkaigényes művelete a palántaültetés. A palántaültető gépek félautomata gépek. A sornytást és a talaj palánta tövére való tömörítést a gép végzi, azonban a palánta adagolószerkezetbe való elhelyezését továbbra is dolgozók végzik, viszont kényelmesebb testhelyzetben (ülve) és a gép szállítja őket. Az adagoló szerkezetek készülhetnek: szorítótárcsás, láncos fogóujjas és tárcsás szorítóujjas kivitelben. A kiültetendő palánták lehetnek tápkockában vagy anélkül. A palántázást – job megeredés érdekében – öntözéssel is összekötik. A palántázókhoz sorolhatjuk az erdőgazdaságban használatos csemeteültetőket is.

D) BETAKARÍTÁS GÉPEI

Az eddig tárgyalt munkagépek több (csaknem valamennyi) növény termesztésének géprendszerébe beilleszthetők. A növények tulajdonságai annyira különbözőek, hogy betakarításukra más-más gépet kellett kialakítani. E tárgy keretében csak azoknak a növényeknek, növényféléseknek a betakarításával foglalkozunk, amelyek hazánk szántóterületének jelentősebb részét teszik ki, vagy élelmezésükben jelentős szerepet játszanak, így: kalászosok, szálaskarmány-, kukorica-, burgonya- és a cukorrépa. Tudnunk kell azonban, hogy ez a sor még tovább folytatódhat, ugyanis szinte minden növény betakarítására fejlesztettek ki gépeket.

A betakarítás egy komplex munkafolyamat, ami összehangoltan dolgozó gépláncokat igényel, amelyeknek a termésterületről való betakarítását végző gép csak egy eleme. Ide tartoznak még az ezeket kiszolgáló és a termék szállítást, manipulálását végző gépek is. Cél a betakarítást minél rövidebb idő alatt való elvégzése, ezért a géplánc elemeinek teljesítményei igazodjanak egymáshoz és az elvégzendő feladat gyors, biztonságos elvégzéséhez elegendőnek kell lenniük.

E tantárgyban nincs lehetőségünk az összes betakarító géppel részletesen megismerkedni, csak áttekintést adhatunk, a legfontosabb gépeket emeljük ki. A betakarítógépek fejlődése rendkívül gyors ütemű, ezért állandó figyelemmel kísérése rendkívül fontos a szakemberek részéről.

1) A kalászosok betakarításának gépei

Hazánk szántóterületének kb. 36-38%-án kalászosokat termesztenek, a termés hozamok növekedésének figyelembevételével belátható, milyen terméktömeg rövid idő (kb. 3 hét) alatt való betakarításáról van szó, ezért ennek gépesítése meghatározó jelentőségű. A betakarítás munkafázisai: aratás, cséplés, szállítás, tisztítás, a szalma letakarítása, elhelyezése.

A korábban alkalmazott betakarítási módoknál (kézi, kévekötő aratógépes) ezek a munkafázisok jobban elkülönülnek. Ma szinte a teljes kalászos területet aratócséplőgépekkel (kombájnnokkal) takarítják be, kévekötő aratógépet mindössze a terület nem egészen 0,5%-án használnak.

A kombájnos betakarítás lehet:

- **egymenetes:** a kombájn learatja, kicsépli és bizonyos mértékig tisztítja a magvakat,
- **kétmenetes (osztott):** rendrakó géppel learatják, majd néhány napos száradás után a kombájn rendről felszedve csépli a terményt.

Országosan a terület 3-5%-át takarítják be kétmenetes módszerrel, ezért a legáltalánosabb betakarítási mód az egymenetes kombájnolás.

Az aratócséplőgép főbb szerkezeti egységei:

- **Aratószerkezet:** vágószerkezet, motolla, gyűjtőasztal, rendválasztó, kopirozó szerkezet
- **Behordószerkezet:** terelőcsiga, bedobóujjak, ferdefelhordó
- **Cséplőszerkezet:** előverő, dob, dobkosár, utóverő (oszlátóverő)
- **Tisztítószerkezet:** szalmarázó ládák, törekrosta, polyvarosta, rostatoldat, szelelő
- **Szállító- és tároló berendezések:** magfelhordó, kalászfelhordó, magtartály, ürítőcsiga, szalmagyűjtő kocsi
- **Energiaszolgáltató- és közlő berendezések:** motor, variátor, sebességváltó, kiegyenlítőmű, véglehajtás, cséplőmeghajtás
- **Vezérlő-, irányító- és jelző berendezések:** hidraulikus rendszer, kormány szerkezet, villamos berendezések
- **Járószerkezet:** kerekos vagy lánctalpas (rizsarató kombájnoknál)
- **Vázszerkezet**
- **Ergonómiai berendezések:** vezetőfülke, porelszívó, stb.
- **Biztonsági és működésellenőrző (hibajelző) berendezések**
- **Tartozékok:** kalászemelő, rendfelszedő, szecsakázó, bálázó stb.

Lényeges, a tarló mielőbbi letakarítása és a tarlólántás. Több helyen a tarlólántást még megelőzi a tarlóégetés, amely növényvédelmi szempontból (szalmamoly, gyommagvak), vagy technológiai (jobb aláforgatás) szempontból indokolt lehet.

2) A kukorica betakarításának gépei

Hazánk szántóterületének 25-26%-án természetesen kukoricát. A vetésterületet és a termésátlagot alapul véve, ez országosan mintegy 6 millió tonna szemtermés betakarítását jelenti. Belátható a feladat nagysága és a téma jelentősége.

A kukorica betakarítása során gondoskodni kell a szem (termés) betakarításáról és a szár betakarításáról vagy letarolásáról (a jobb aláforgatás érdekében).

A kukorica betakarítható:

- csöves állapotban,
- morzsolva,
- csőzúzásos eljárással,
- teljes kukoricanövény zúzásával.

Utóbbi kettő a takarmányozási célra termesztett szemeskukorica betakarításának újszerű módszere. A csöves állapotban való betakarítás egyre inkább háttérbe szorul, a terület mintegy 1/5-én alkalmazzák elsősorban kisüzemekben és hibrid kukorica előállításánál. Ennél a betakarítási módnál (ha gépi) csőtörő-fosztó gépekkel a csövet leválasztják a szárról és megfosztva beszállítják. Tárolása górékban történik. Felhasználás előtt morzsológépekkel lemorzsolják a szemeket.

Korszerű üzemekben legáltalánosabban elterjedt betakarítási mód a morzsolásos eljárás. A betakarítás gépe az aratócséplőgép a rászert adapterrel. Az adapter vagy szárral együtt, vagy csak a csövet továbbítja a cséplőszerkezethez, ahol megtörténik a cséplés (morzsolás) és előtisztítva a magtartályba kerül.

Távlatokban várható, hogy az önjáró speciális kukoricabetakarító célgépek elterjednek. A morzsolva betakarított kukorica nagy nedvességtartalma 25-35% miatt nem alkalmas tárolásra, ezért a beszállított terményt szárítani (szemestermény szárítók) kell, vagy vegyszeresen (propionsav) kezelni.

A szemestermény tárolása hagyományos magtárakban vagy terménysilókban (beton vagy fém tárolótorony) történhet.

A betárolás ill. a szárítás előtt magtisztító gépekkel a benne lévő szennyeződések, idegen anyagokat ki kell választani.

A szár letakarításáról gondoskodni kell egyrészt nagyon zavarja a talajmunka jó minőségben való elvégzését, másrészt takarékosági gazdaságossági okokból állati takarmányozásra felhasználható. A betakarítást elvégezhető vontatott-, önjáró járvaszecskazó gépekkel, szártépőkkel vagy kombájnra szerelhető adapterrel pótkocsira rakva. A szecska formájában bekerülő szárat silo készítéshez fel lehet használni. Ha táblán marad a szár, akkor szárzúzó gépekkel letarolják és a felszínen szétterítik, ebben az esetben szántás előtt megfelelő mennyiségű nitrogén tartalmú műtrágyát kell kiszorni a legbontás elősegítése érdekében.

3) Szálastakarmányok betakarításának gépei

Szántóterületünknek mintegy 12%-án évelő pillangósokat termesztünk, ha ehhez még hozzávesszük a rétek és egyéb szálastakarmány termőterületét, az ágazat területi részesedése megközelíti a 20%-ot.

A betakarítás során elvégzendő feladatok: a széna-, szenázs-, silo-, esetleg takarmány-liszt vagy granulátum készítéséhez a szántóföldi, illetve réti szálastakarmányok lekaszálása, összegyűjtése, felszeccskázása, beszállítása, esetleg szárítása, őrlése.

Gépei:

1. Kaszálógépek: vontatott, féligfüggesztett, függesztett, önjáró
Kaszaszerkezet működése szerint: alternáló-, forgómozgást (rotációs) végző és szártépők
2. Kaszáló-rakodó gépek
3. Szársértők
4. Teregető és lazító gépek
5. Rendsodrók, gereblyék
6. Gyűjtő és rakodó gépek
7. Önfelszedő-önürítő pótkocsik
8. Járva szeccskázók
9. Bálázó-, pogácsázó- és pelletáló gépek
10. Kazalozók, rakodók
11. Bálaszállítók
12. Szárítók, őrlők, granulálók
13. Tároló berendezések, építmények

4) A cukorrépa betakarításának gépei

Az ország szántóterületéből való részesedése nem jelentős (kb. 2%), viszont nagy tömege, munkaigényessége, valamint az élelmezésben és takarmányozásban való fontossága miatt növénytermesztésünk egyik jelentős kérdése.

A betakarítás során elvégzendő munkálatok:

A level és korona:

- levágása
- összegyűjtése
- szeccskázása
- beszállítása, vagy táblán való szétszórása

A répa:

- kiemelése
- (durva) tisztítása
- összegyűjtése
- beszállítása

A betakarítás módjai:

1. Répalazító + kézi kisedés és fejezés
2. Vontatott- és önjáró gépsorokban:
 - egymenetben (répakombájn)
 - kétmenetben (fejezés, kisedés-rakodás, vagy fejezés-kisedés, rakodás)

- hárommenetben (fejezés, kiemelés-rendrerakás, rendfelszedés-rakodás)

Elszállítás traktorvontatású pótkocsikkal, vagy terepjáró tehergépkocsikkal történik. Fejlesztési irányzat a magajáró alvázak használata vetésben, sorközművelésben és betakarításban.

5) Burgonya betakarítás gépei

A burgonya a vetésterülete nagyjából megegyezik a cukorrépáéval (valamivel több), de nagy szerepe van az ország élelmiszerellátásában, azonban felhasználják takarmányozási célra, valamint keményítő- és szeszgyártásra is.

Elvégzendő műveletek:

A szár eltávolítása, zúzása

A gumók:

- kiszedése,
- szétválasztása a rögöktől és szárrészekről,
- beszállítása,
- válogatása, osztályozása.

Gépek: a szár eltávolítása történhet vegyi lombperzseléssel (permetező), vagy mechanikus szárzúzókkal, amelyek vagy speciálisan burgonyaszár zúzására, vagy szükségmegoldásként kukorica szárzúzókkal.

A gumó kiszedésére használták korábban a kidobó rendszerű (forgóvillás, vezérelt ujjas) és a kiszedő rendszerű (láncrostélyos, lengőrostás) gépeket. A kiszedő után azonban kézi erővel kellett összeszedni a gumókat, ezért ennek használata visszaszorult.

Általánossá vált a vontatott, vagy önjáró burgonya kombájnok használata. A burgonyakombájn álló- vagy forgórendszerű ásóvasa kiemeli a gumókat a földdel együtt, láncrostélyokon megtörténik a gumók és a föld különválasztása, a szárelválasztón mechanikusan vagy pneumatikus úton (légárammal) a szárrészeket eltávolítják, majd a cellás dobostán halad tovább a burgonya. A kombájnjon lehet válogató asztal is, amely mellett ülő dolgozók a rögöket, köveket kiszedik.

A beszállított burgonyát tárolás előtt burgonyaosztályozó gépsoron tisztítják, osztályozzák – feltétlen fontos ez a művelet olyan burgonyakombájn után, amelyen nincs válogató asztal.

A burgonya tárolása prizmákban, pincékben vagy tárolóházakban történhet.

5. GYAKORLÓ FELADATOK ÉS MEGOLDÁSOK

5.1. Példa

Traktor vonóerő- és teljesítményigénye szántásnál

A szántás mélysége: $a = 25$ cm, egy eketést fogásszélessége $b = 35$ cm, vontatási hatásfok $\eta_v = 0,6$, haladási sebesség $v_h = 8$ km/h, ekefejek száma $n = 6$ db, a fajlagos vontatási ellenállás $k = 400$ N/ dm². Mennyi a szükséges vonóerő ($F_v = ?$ [N]); a vontatási teljesítmény ($P_v = ?$ [W]); a motorteljesítmény ($P_m = ?$ [W])?

Megoldás:

A képletekbe célszerű az értékeket alapegységekben behelyettesíteni.

$$a) F_v = n \cdot k \cdot a \cdot b = 6 \cdot 40000 \cdot 0,25 \cdot 0,35 = 21000 \text{ N}$$

$$b) F_v \cdot v_h = \frac{21000 \cdot 8}{3,6} = 46666 \text{ W}$$

$$c) P_m = \frac{P_v}{\eta_v} = \frac{46666}{0,6} = 77776,66 \text{ W}$$

5.2. Példa

Műtrágyaszóró-gép beállítása

Jól van-e a műtrágyaszóró-gép beállítva, ha egy járókerék fordulatra 1,3 kg-ot szór ki?
A járókerék átmérője $D = 0,9$ m, a gép munkaszélessége $B = 12$ m, a kiszórandó mennyiség $Q = 300$ kg/ha, haladási sebesség $v_h = 9$ km/h, a rakomány tömege $R = 4$ t.
Mennyi az 1 járókerékfordulatra kiszórt tömeg helyes értéke? ($m = ?$ [kg/ford]), a kiszórás időtartama ($t = ?$ [s]), az egy rakománnyal beszórható terület ($A = ?$ [ha])?

Megoldás:

$$a) m = D \cdot \pi \cdot B \cdot Q = \frac{0,9 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 300}{10000} = 1,02 \frac{\text{kg}}{\text{ford}}$$

A gép tehát nincs jól beállítva, mert sokat szór. Ez a helyes érték.

$$b) t = \frac{R}{B \cdot v_h \cdot Q} = \frac{4000}{12 \cdot 2,5 \cdot 0,03} = 4444 \text{ s} \quad (74 \text{ min})$$

$$c) A = \frac{R}{Q} = \frac{4000}{300} = 13,33 \text{ ha}$$

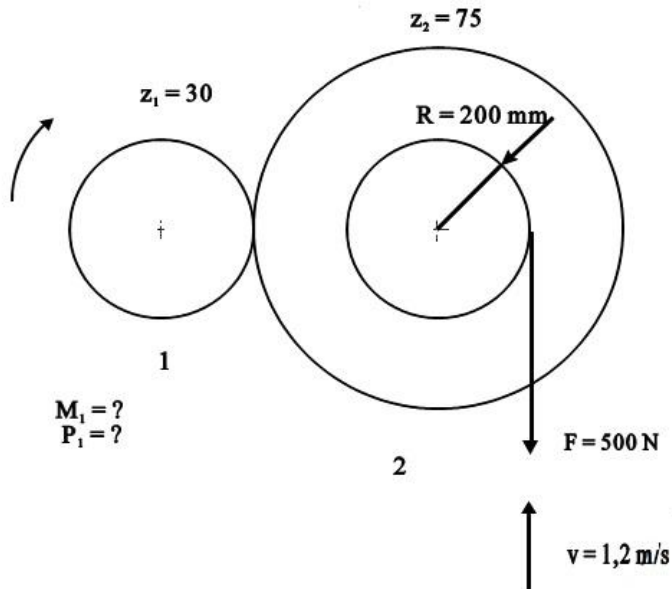
5.3. Példa

Hajtóteljesítmény és nyomaték

Az ábrán egy csőrő emelődobja látható. Az 1 kerék forgatásával emeljük a terhet.

A hajtó kerék fogszáma $z_1 = 30$, a hajtott kerék fogszáma $z_2 = 75$, a dob sugara $R = 200$ mm, az emelendő teher súlya $F = 500$ N, az emelés sebessége $v = 1,2$ m/s.

Mekkora nyomaték kell a csőrő hajtásához ($M=?$ [Nm])? Mekkora teljesítmény kell a hajtáshoz ($P=?$ [W])?



5.1. ábra

Megoldás:

a)

$$\omega_2 = \frac{v_{em}}{R} = \frac{1,2}{0,2} = 6 \text{ s}^{-1}$$

$$M_2 = F \cdot R = 500 \cdot 0,2 = 100 \text{ Nm}$$

$$M_1 = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{\omega_1} = M_2 \cdot \frac{z_1}{z_2} = 100 \cdot \frac{30}{75} = 40 \text{ Nm}$$

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 6 \cdot \frac{75}{30} = 15 \text{ s}^{-1}$$

b) $P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = 40 \cdot 15 = 600 \text{ W}$

Ellenőrzés:

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$$

$$40 \cdot 15 = 100 \cdot 6$$

$$600 = 600$$

5.4. Példa

Emelési teljesítmény

Szilárd testet emelünk adott idő alatt meghatározott magasságra.

Adott értékek:

$m = 12 \text{ t}$, $t = 7 \text{ s}$, $h = 4 \text{ m}$

Mennyi teljesítmény kell az emeléshez? ($P = ? \text{ [W]}$)

Megoldás:

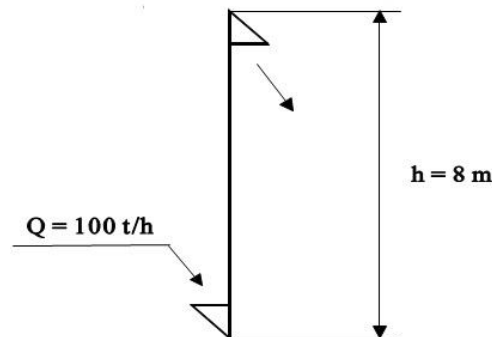
$$P = m \cdot g \cdot \frac{h}{t} = 12000 \cdot 9,81 \cdot \frac{4}{7} = 67268,57 \text{ W}$$

5.5. Példa

Ömlesztett anyag emelése

Serleges felhordóval kukoricát szállítunk. Szállítási teljesítmény $Q = 100 \text{ t/h}$, emelési magasság $h = 8 \text{ m}$.

Mekkora teljesítmény kell az emeléshez ($P = ? \text{ [W]}$)?



5.2. ábra

Megoldás:

$$P = m' \cdot g \cdot h = \frac{100000}{3600} \cdot 9,81 \cdot 8 = 2179,9 \text{ W}$$

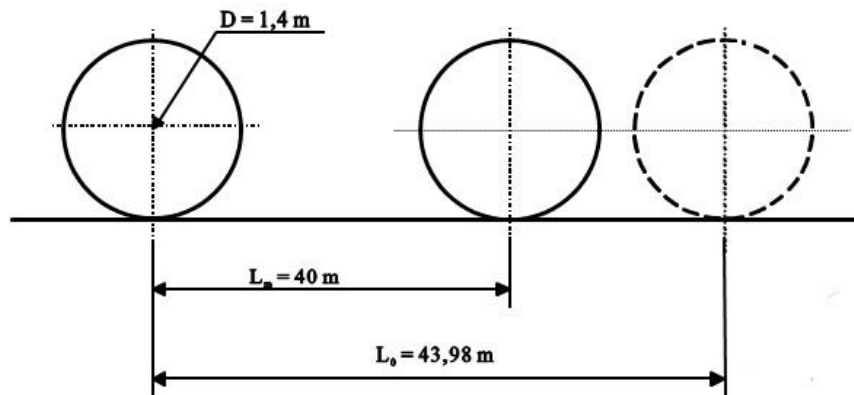
Itt m' (kg/s) az anyagáramot jelenti.

Megjegyezzük, hogy az itt kiszámított P teljesítmény kizárólag az anyag emeléséhez szükséges, a serleges felhordó hajtásával járó veszteségeket nem vettük figyelembe.

5.6. Példa

Traktor hátsó hajtókerék szlipjének a kiszámítása

Megállapítjuk, hogy a traktor szántóföldön 10 kerékfordulatra $L_m = 40$ métert halad. A járókerék átmérője $D = 1,4$ m. Mennyi a traktor szlipje ($s = ?$ [%])?



5.2. ábra

Megoldás:

A járókerék kerülete:

$$K = D \cdot \pi = 1,4 \cdot \pi = 4,398 \text{ m}$$

10 fordulat alatt megtett út, ha nincs szlip:

$$L_0 = 10 \cdot 4,398 = 43,98 \text{ m}$$

A szlip értéke:

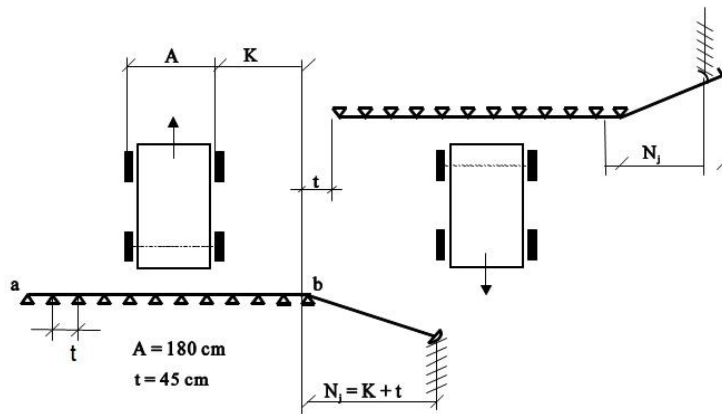
$$s = \frac{L_0 - L_m}{L_0} = \frac{43,98 - 40}{43,98} = 0,09 \quad (9\%)$$

5.7. Példa

a) Egyenletes sortávolságú vetés

Csoroszlyák száma $n = 12$, sortávolság $t = 45$ cm, a traktor első kerekének nyomtávja $A = 180$ cm, a kerekek a sor közepén járnak.

Számítsuk ki mennyire kell a szélső csoroszlyától kihúzni a nyomjelző tárcsát, ha a traktor első kerekét vezetjük nyomon a visszafelé menetben. A csatlakozósor 45 cm legyen!



5.4. ábra

Megoldás:

A szélső csoroszlya és a traktor kereke közötti távolság $K = 157,5$ cm. Ehhez hozzáadjuk a csatlakozósort 45 centimétert és kapjuk a nyomjelző helyét.

$$N_j = K + t = 157,5 + 45 = 202,5 \text{ cm}$$

A vetőgép egymás melletti húzásokban, vetélőszerűen jár a táblán, ezért az egyik menetben a bal oldali, a következőben a jobb oldali nyomjelzőt kell leengedni.

Ennek a beállítási módszernek az az előnye, hogy mindenféle képlet és számítás nélkül, egy zsineg segítségével kimérhető a nyomjelző helye.

Ennek menete a következő: Húzzuk ki a zsineget a két szélső csoroszlya között (ab távolság) és ezektől mérjük vissza a traktor első nyomtávját (A távolság).

A maradék zsineghosszúságot felezzük meg, majd vegyük hozzá a csatlakozó sor sortávját, ami itt t távolság. Az így kapott zsineghossz megadja a nyomjelző helyét a szélső csoroszlyától (N_j).

Az N_j természetesen számítással is meghatározható:

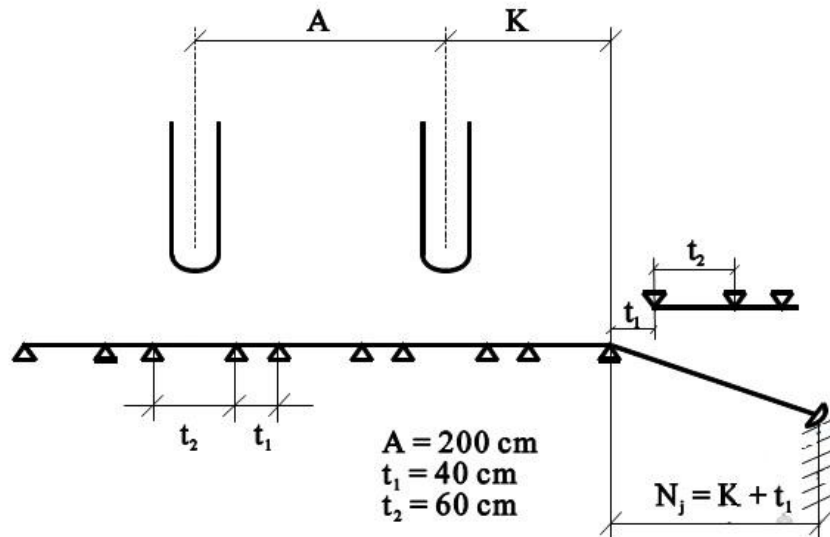
$$K = t \cdot \frac{n-1}{2} - \frac{A}{2} = 45 \cdot \frac{12-1}{2} - \frac{180}{2} = 247,5 - 90 = 157,5 \text{ cm}$$

b) Ikersoros vetés

Ikersoros vetésnél van egy nagyobb és egy kisebb sortáv. Később a kapákat általában csak a nagyobb sorközben járatják. Ezért a gép két szélére az ikersor egy-egy csoroszlyáját rakják, így a nem kapált, kisebb sortáv lesz a csatlakozó sor.

Csoroszlyák száma 4 pár és a széleken egy - egy csoroszlya. Sortávok : $t_1 = 40$ cm, $t_2 = 60$ cm. A traktor első kerekének nyomtávja $A = 200$ cm, a kerekek a 60 cm -es sor közepén járnak.

Számítsuk ki mennyire kell a szélső csoroszlyától kihúzni a nyomjelző tárcsát ,ha a traktor első kerekét vezetjük nyomon. A csatlakozósort $t_1 = 60$ cm legyen!



5.5. ábra

Megoldás:

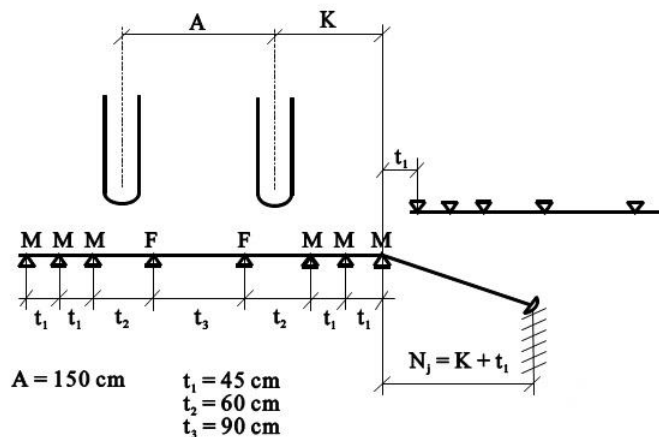
A szélső csoroszlya és a traktor kereke közötti távolság $K = 130 \text{ cm}$. Ehhez hozzáadjuk a csatlakozósort 40 centimétert és kapjuk a nyomjelző helyét.

$$N_j = K + t_2 = 130 + 40 = 170 \text{ cm}$$

c) Szalagos vetés

Csoroszlyák száma 8 db, 3+2+3, sortávolságok $t_1 = 45 \text{ cm}$, $t_2 = 60 \text{ cm}$, $t_3 = 90 \text{ cm}$, a traktor első kerekének nyomtávja $A = 150 \text{ cm}$, a kerekek a $t_2 = 60 \text{ cm}$ -es sor közepén járnak.

Számítsuk ki mennyire kell a szélső csoroszlyától kihúzni a nyomjelző tárcsát, ha a traktor első kerekét vezetjük nyomon. A csatlakozósort $t_1 = 45 \text{ cm}$ legyen! A gép tehát 6 + 2-es szalagokba veti a magvakat. Ilyen az ültetőgép beállítása maghozó cukorrépa vetésénél, amikor is az anyasorokat (M) és az apasorokat (F) pl. 6+2-es szalagba ültetik. A virágzaskor végbemenő beporzás után az apasorokat összeszeccskázzák, a magtermést az anyasorok hozzák.



5.6. ábra

Megoldás:

A szélső csoroszlya és a traktor kereke közötti távolság az elhelyezés alapján $K=120$ cm. Ehhez hozzáadjuk a csatlakozósort 45 cm-t és kapjuk a nyomjelző helyét.

$$N_j = K + t_1 = 120 + 45 = 165 \text{ cm}$$

5.8. Példa

Keverés, hígítás

a) 5 liter 80%-os folyadékhoz hozzáadunk 50 liter 40%-osat. Mennyi lesz a keverék koncentrációja?

b) Vízrel hígítunk. 5%-os koncentrált folyadékból mennyi kell 300 l 0,7%-os permetléhez?

Megoldás:

$$\begin{aligned} V_1 \cdot c_1 + V_2 \cdot c_2 &= (V_1 + V_2) \cdot c \\ 5 \cdot 0,8 + 50 \cdot 0,4 &= 55 \cdot c \\ c &= \frac{5 \cdot 0,8 + 50 \cdot 0,4}{55} = \frac{24}{55} = 0,4363 \quad (43,63\%) \end{aligned}$$

b)

$$\begin{aligned} 0,05 \cdot V_1 &= 300 \cdot 0,007 \\ V_1 &= \frac{300 \cdot 0,007}{0,05} = 42 \quad | \\ V_{\text{viz}} &= 300 - V_1 = 300 - 42 = 258 \quad | \end{aligned}$$

Az 5 %-osból tehát 42 liter kell, amihez még 258 liter vizet kell önteni, hogy 300 liter 0,7 %-os permetlevet kapjunk.

5.9. Példa

Vízlevonás, nedvesítés

a) 6 tonna 24%-os kukoricából mennyi vizet kell elvonni ahhoz, hogy az 14%-os legyen?

b) 70 kg 20%-os nedvességtartalmú anyaghoz mennyi vizet kell adni, hogy az 30%-os legyen?

Megoldás: Két megoldás lehetséges

b) 70 kg 20 %-os nedvességtartalmú anyaghoz mennyi vizet kell adni, hogy az 30 %-os legyen?

Megoldás: Két megoldás lehetséges

Ha ismerjük az alábbi kifejezést, akkor abba behelyettesítve a feladat megoldható.

$$a) G_v = G_{na} \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2} = 6000 \cdot \frac{0,24 - 0,14}{1 - 0,14} = 697,67 \text{ kg}$$

Itt G_v az elvonandó vízmennyiség, G_{na} a nedves anyag tömege szárítás előtt.

A feladat másik megoldásnál, ami az előbbi számítás ellenőrzésére is szolgálhat, abból indulunk ki, hogy a szárítás folyamán a szárazanyag tartalom nem változik.

Ezt a következő összefüggés fejezi ki:

$$Q_1(1-w_1) = Q_2(1-w_2)$$

Itt a Q_1 a kukorica szárítás előtti, Q_2 a kukorica szárítás utáni tömegét jelenti ("májusi morzsolt"). Az anyag víztartalmát $Q \cdot w$, a szárazanyag tartalmát a $Q(1-w)$ kifejezés jelzi.

Behelyettesítve a példa adatait:

$$6000(1-0,24) = Q_2(1-0,14)$$

Itt a Q_2 a kukorica szárítás utáni tömegét jelenti ("májusi morzsolt").

Ebből a Q_2 értéke:

$$Q_2 = 6000 \frac{1-0,24}{1-0,14} = 5302,32 \text{ kg}$$

Az elvonandó víz a szárítás előtti és a szárítás utáni tömeg különbsége:

$$G_v = Q_1 - Q_2 = 6000 - 5302,32 = 697,67 \text{ kg}$$

tehát ugyanannyi, mint amit az előző kifejezéssel számoltunk.

b) Nedvesítésnél a hozzáadandó vizet ugyanazzal a kifejezéssel számíthatjuk ki, amit a vízelvonásnál alkalmaztunk, de ügyelni kell arra, hogy a szárítás előtti nedvességtartalom w_1 itt a nedvesítés előttinek, a szárítás utáni nedvességtartalom w_2 pedig a nedvesítés utáninak felel meg.

$$G_v = G_{na} \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2} = 70 \frac{0,2 - 0,3}{1 - 0,3} \cong 10 \text{ kg}$$

5.10. Példa

Aratócséplőgép üzemeltetési paraméterei

Az elcséplelt összes anyag általános kifejezésének ismeretében bármely hiányzó üzemeltetési paraméter kiszámítható.

Az arató-cséplő gép munkaszélessége $B = 6$ m, szem-szalma arány $= 1/1,5$, aratási sebesség $v = 7,2$ km/h, szemtermés az aratott táblán $Q = 6$ t/ha.

Mennyi a gépterhelés ($q = ?$ [kg/s])? Milyen sebességgel kell aratni, ha azt akarjuk, hogy a gépterhelés $q = 10$ kg/s legyen?

Megoldás:

a) A gépterhelés általános kifejezése:

$$q = B \cdot v \cdot c \cdot m$$

Itt	B [m]	-a munkaszélesség
	v [m/s]	-a haladási sebesség
	c	-a szem-szalma arányból számítható szám
	m [kg/m ²]	-szemtermés 1 m ² -en.

Ha a szem-szalma arány $1/1,5$, mint a példában, akkor a c -szám értéke:

$$c = 1 + 1,5 = 2,5$$

A q kifejezésébe mindent alapegységekben kell behelyettesíteni:

$$q = B \cdot v \cdot c \cdot m = 6 \cdot \frac{7,2}{3,6} \cdot 2,5 \cdot \frac{6000}{10000} = 18 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$
$$v = \frac{q}{B \cdot c \cdot m} = \frac{18}{6 \cdot 2,5 \cdot 0,6} = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.11. Példa

Lejtőn lecsúszó test

Mutassuk ki számítással, hogy adott - pl. $\alpha = 30^\circ$ -os - lejtőn a súrlódási tényezőnek a változtatása milyen hatással van a csúszó test mozgására!

- a) $\alpha = 30^\circ$; $\mu = 0$
b) $\alpha = 30^\circ$; $\mu = 0,2$

$t = 5$ s múlva mennyi lesz a test gyorsulása (a), sebessége (v) és a megtett út (s)?

Kiszámítás előtt próbáljuk megbecsülni az értékeket. Ha elegendő számú példát oldunk meg, akkor becsült értékünk közel lesz a valósághoz.

Megoldás:

a) $\mu = 0$ esetén:

$$a = g \cdot \sin \alpha = 9,81 \cdot \sin 30^\circ = 4,9 \text{ m/s}^2$$

$$v = g \cdot t \cdot \sin \alpha = 9,81 \cdot 5 \cdot \sin 30^\circ = 24,52 \text{ m/s}$$

$$s = 1/2 \cdot g \cdot t^2 \cdot \sin \alpha = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 5^2 \cdot \sin 30^\circ = 61,31 \text{ m}$$

b) $\mu = 0,2$ esetén

$$a = g \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) = 9,81 \cdot (\sin 30^\circ - 0,2 \cdot \cos 30^\circ) = 3,2 \text{ m/s}^2$$

$$v = a \cdot t = 3,2 \cdot 5 = 16 \text{ m/s}$$

$$s = 1/2 \cdot v \cdot t = 0,5 \cdot 16 \cdot 5 = 40 \text{ m}$$

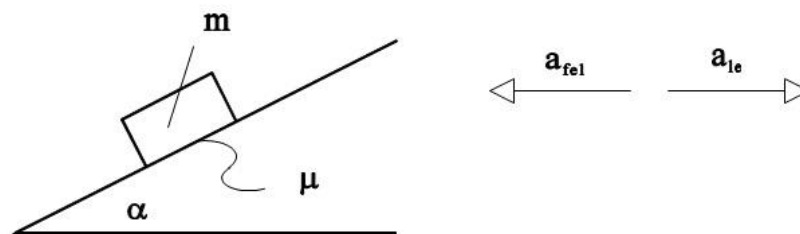
5.12. Példa

Lejtős rostalemezen mozgó test

Számítsuk ki, hogy egy adott lejtésű rostalemezt mekkora vízszintes gyorsulással kell mozgatni ahhoz, hogy a ráhelyezett test éppen elmozduljon a) felfelé, b) lefelé! Számítsuk ki a mozgatáshoz szükséges erőt is.

Adott értékek:

A lejtő szöge $\alpha = 10^\circ$, a test tömege $m = 5 \text{ kg}$, súrlódási tényező $\mu = 0,2$.



5.7. ábra

Itt legelőször azt kell megállapítani, hogy a lejtő önzáró-e. Az önzáró lejtőn a test magától nem csúszik le. Ez akkor van, ha $\rho > \alpha$.

Esetünkben

$$\rho = \arctg \mu = \arctg 0,2 = 11,3^\circ$$

Mivel itt $\rho > \alpha$ azaz $11,3^\circ > 10^\circ$, ezért a lejtő önzáró.

a) Mennyi a felfelé, ill a lefelé mozgatáshoz szükséges vízszintes gyorsulás ($a_{fel} = ? \text{ [m/s}^2 \text{]}$,
 $a_{le} = ? \text{ [m/s}^2 \text{]}$)?

b) Mennyi a felfelé, ill a lefelé mozgatáshoz szükséges vízszintes erő?

$$F_{fel} = ? \text{ [N]}; \quad F_{le} = ? \text{ [N]}$$

Megoldás:

a) A súrlódási szög értéke $\rho = \operatorname{arctg}\mu = \operatorname{arctg}0,2 = 11,30^\circ$

$$a_{\text{fel}} = g \cdot \operatorname{tg}(\rho + \alpha) = 9,81 \cdot \operatorname{tg}(11,3 + 10) = 3,82 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{le}} = g \cdot \operatorname{tg}(\rho - \alpha) = 9,81 \cdot \operatorname{tg}(11,3 - 10) = 0,222 \text{ m/s}^2$$

b) A lejtő vízszintesirányú mozgatásához szükséges erők:

$$F_{\text{fel}} = m \cdot a_{\text{fel}} = 5 \cdot 3,82 = 19,1 \text{ N}$$

$$F_{\text{le}} = m \cdot a_{\text{le}} = 5 \cdot 0,222 = 1,11 \text{ N}$$

5.13. Példa

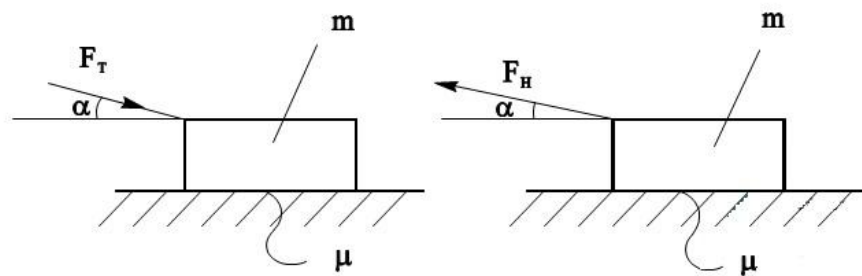
Tolóerő és húzóerő vízszintes csúsztatásnál

Számítsuk ki, hogy mekkora toló-, ill húzóerő kell az ábrán látható test elmozdításához!

Adott értékek:

$$\rho = 12^\circ, \quad \alpha = 8^\circ, \quad m = 10 \text{ kg.}$$

Mekkora az elmozdításhoz szükséges tolóerő ($F_T = ?$ [N]); és húzóerő ($F_H = ?$ [N])?



5.8. ábra

Megoldás:

$$\text{a) } F_T = Q \cdot \frac{\sin \rho}{\cos(\rho + \alpha)} = 10 \cdot 9,81 \cdot \frac{\sin 12}{\cos(12 + 8)} = 21,7 \text{ N}$$

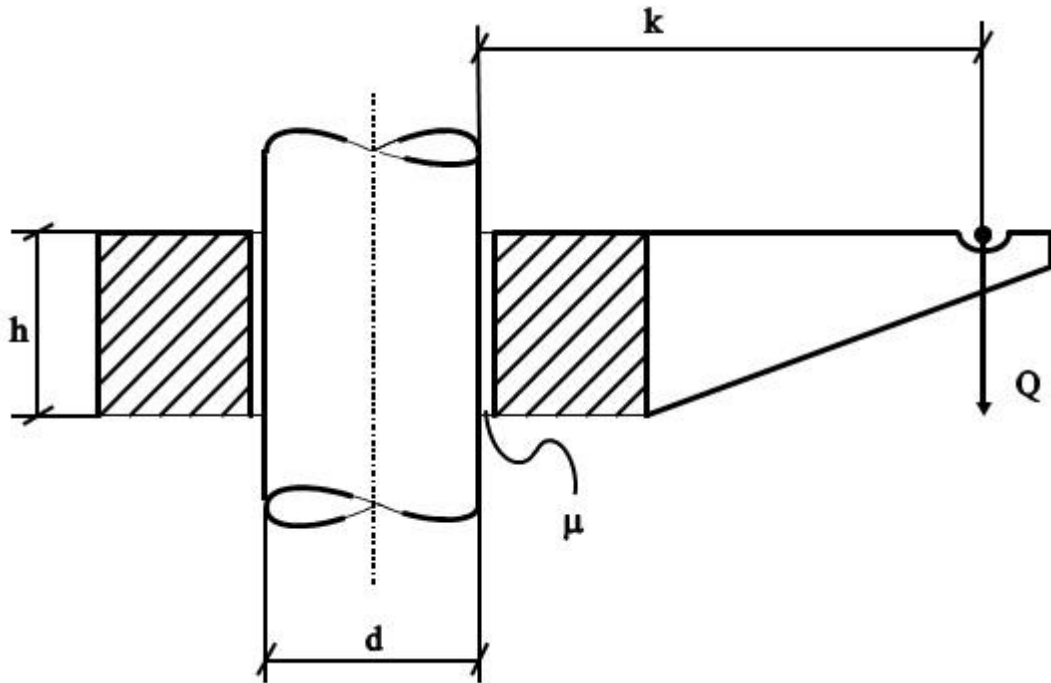
$$\text{b) } F_H = Q \cdot \frac{\sin \rho}{\cos(\rho - \alpha)} = 10 \cdot 9,81 \cdot \frac{\sin 12}{\cos(12 - 8)} = 20,45 \text{ N}$$

5.14. Példa

Akadó illesztésű gyűrű karjának a kiszámítása

Számítsuk ki, hogy mekkorára kell k kart választani ahhoz, hogy a P pontban elhelyezett Q teher hatására a gyűrű ne csússzon le?

A rúd átmérője $d = 30$ mm, a gyűrű magassága $h = 20$ mm, a súrlódási tényező $\mu = 0,1$.



5.9. ábra

Megoldás:

$$\rho = \arctg 0,1 = 5,71^\circ$$

$$k = \frac{h - d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} \cdot \operatorname{tg}(90 - \rho)$$

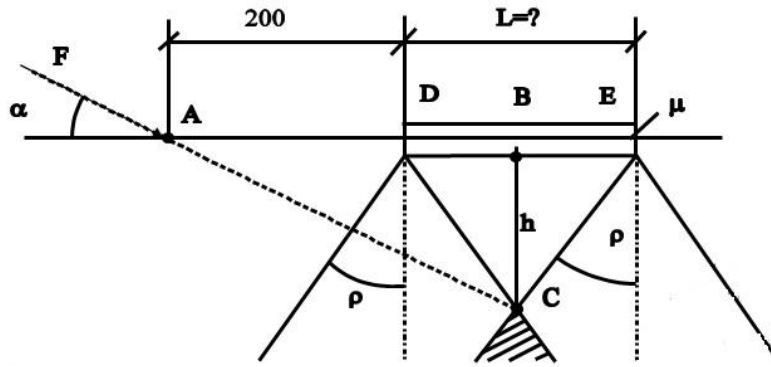
$$k = \frac{20 - 30 \cdot \operatorname{tg} 5,71}{2} \cdot \operatorname{tg}(90 - 5,71) = 8,5 \cdot 10 \cong 85 \text{ mm}$$

5.15. Példa

Fűkasza tolattyú hossza

Számítsuk ki, hogy mekkorára kell választani az 5.10. ábrán látható fűkasza tolattyújának L -hosszát ahhoz, hogy a tolattyú a vezetékben ne feszüljön be?

Az F -erő állásszöge $\alpha = 20^\circ$, a súrlódási szög $\rho = 12^\circ$.



5.10. ábra

Megoldás:

A C-pontot a D és E-pontban felrajzolt súrlódási kúpok palástjainak a metszése adja. Adott az F-erő hatásvonala is. Az L-hosszát úgy kell megválasztani, hogy az F-hatásvonala a C-ponton menjen át. Ez lesz az L minimális hossza. Ha ennél rövidebbre vesszük az L-et, akkor a tolatyú befeszül.

A h-hosszúságot két háromszögből fejezhetjük ki.

A BCD-háromszögből kifejezve:

$$h = \frac{L}{2} \cdot \operatorname{tg}(90 - \rho)$$

Az ABC-háromszögből kifejezve:

$$h = \left(200 + \frac{L}{2}\right) \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

A kettőt egyenlővé téve:

$$\frac{L}{2} \cdot \operatorname{tg}(90 - \rho) = \left(200 + \frac{L}{2}\right) \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

Ebből kifejezzük L-értékét:

$$L = \frac{2 \cdot 200 \cdot \operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(90 - \rho) - \operatorname{tg}\alpha} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \operatorname{tg}20}{\operatorname{tg}(90 - 12) \cdot \operatorname{tg}20} = 33,53 \text{ mm}$$

A példában megadott körülmények között a vezeték minimális hossza:

$$L_{\min} = 33,53 \text{ mm}$$

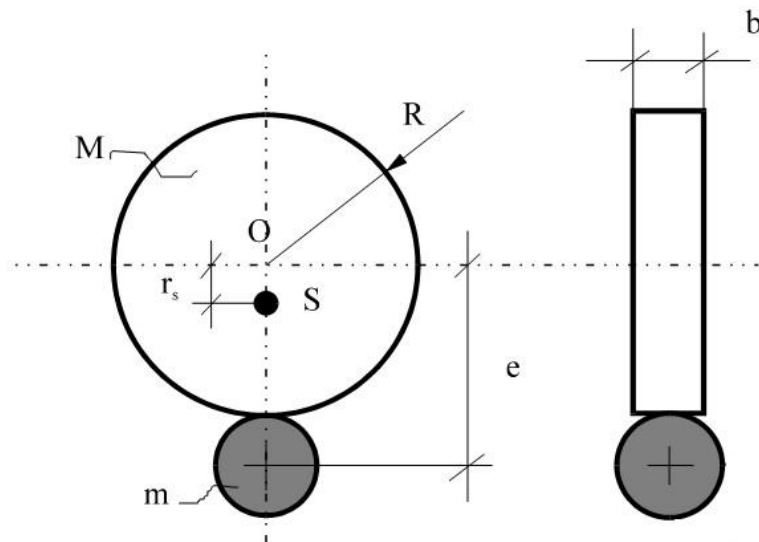
5.16. Példa

Lengésidő kiszámítása

A tehetetlenségi nyomaték mérésének egyik lehetséges módja az, hogy a mérni kívánt darabra pótsúlyt helyezve, mint fizikai ingát lengetjük és mérjük a lengésidőt. A lengésidő ismeretében a tehetetlenségi nyomaték meghatározható.

Példánkban most fordítottn járunk el. Itt minden méretet és adatot ismerünk és ki kell számítani a lengésidőt.

A tárcsa sugara $R = 200$ mm, a tárcsa vastagsága $b = 20$ mm, a pótsúly tömege 3 kg, a pótsúly távolsága az O ponttól $e = 250$ mm, a tárcsa anyaga legyen acél, aminek a sűrűsége $\rho = 7800$ kg/m³. Kétféle pótsúlyt használunk: $m = 3$ kg-osat és $m = 9$ kg -osat.



5.11. ábra

Megoldás:

Először kiszámítjuk a tárcsa tömegét:

$$M = R^2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho = 0,2^2 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 7800 = 19,6 \text{ kg}$$

A lengésidő általános kifejezése:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta'}{M' \cdot g \cdot r_s}}$$

A behelyettesítéshez szükségünk van még a következőkre:

A tárcsa és pótsúly által alkotott fizikai inga tehetetlenségi nyomatéka az O pontra a Steiner-tétel alapján:

$$\Theta' = \Theta_0 + m \cdot e^2 = 0,5 \cdot M \cdot R^2 + m \cdot e^2 = 0,5 \cdot 19,6 \cdot 0,2^2 + 3 \cdot 0,25^2 = 0,392 + 0,187$$

$$\Theta' = 0,579 \text{ kgm}^2$$

A tárcsa és a pótsúly együttes tömege:

$$M' = M + m = 19,6 + 3 = 22,6 \text{ kg}$$

A pótsúly felhelyezése miatt előálló súlyponteltolódás:

$$M' \cdot r_s = m \cdot e; \text{ ebből} \quad r_s = \frac{m \cdot e}{M'} = \frac{3 \cdot 0,25}{22,6} = 0,033 \text{ m}$$

Lengésidő a 3 kg-os tömeggel:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta'}{M' \cdot g \cdot r_s}} = 2\pi \sqrt{\frac{0,579}{22,6 \cdot 9,81 \cdot 0,033}} = 1,76 \text{ s}$$

Ugyanilyen módon kiszámítva a 9 kg-os tömeggel a lengésidő:

$$T = 1,31 \text{ s}$$

Nagyon tanulságos gyakorlat az a számítás, amelynél a fenti kifejezéseket felhasználva visszaszámoljuk a tárcsa Θ_0 tehetetlenségi nyomatékát. Mindkét lengésidővel ugyanazt az eredményt kell kapnunk.

5.17. Példa

A Θ kiszámítása lengésidő alapján

Számítsuk ki a tárcsa tehetetlenségi nyomatékát az előző példában megadott vázlat és az itt megadott értékek alapján.

A tárcsa tömege $M = 20 \text{ kg}$, a pótsúly tömege $m = 5 \text{ kg}$, a pótsúly távolsága az O ponttól $e = 250 \text{ mm}$, $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$, 10 lengés ideje 15 s , tehát $T = 1,5 \text{ s}$.

Mennyi a tárcsa tehetetlenségi nyomatéka ($\Theta = ? [\text{kgm}^2]$)?

Megoldás:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta'}{M' \cdot g \cdot r_s}}$$

Ebből a tárcsa és pótsúly együttes tehetetlenségi nyomatéka az O pontra (tengelyre):

$$\Theta' = \frac{T^2 \cdot M' \cdot g \cdot r_s}{4\pi^2} = \frac{1,5^2 \cdot 25 \cdot 9,81 \cdot 0,033}{4\pi^2} = 0,461 \text{ kgm}^2$$

Ezzel a tárcsa tetája:

$$\Theta_0 = \Theta' \cdot m \cdot e^2 = 0,461 \cdot 5 \cdot 0,25^2 = 0,1485 \text{ kgm}^2$$

5.18. Példa

Traktor tengelynyomásai vontatás közben

Számítsuk ki mennyi a traktor első és hátsó tengelynyomása vontatás közben!

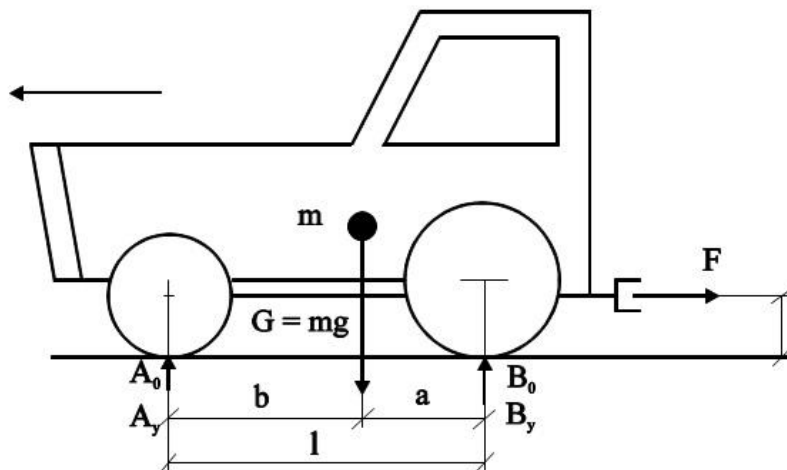
Az MTZ-80 traktor adatai:

Összes tömeg $m = 3418$ kg, ebből a hátsó tengelyre esik 2328 kg, az első tengelyre esik 1090 kg, a súlypont helye a hátsó tengely előtt $a = 760$ mm, a vonóhorog talaj fölötti magassága $h = 350$ mm, a tengelytáv $l = 2380$ mm, a vonóerő $F = 6000$ N.

A megadott tömegeloszlásból és tengelyekre eső terhelőerő:

$$\begin{array}{ll} \text{az elsőre} & \text{a hátsóra} \\ A_0 = 10692,9 \text{ N} & B_0 = 22837,6 \text{ N} \end{array}$$

$$A_0 + B_0 = 10692,9 + 22837,6 = 33530,5 \text{ N}$$



5.12. ábra

Megoldás:

Vontatás közben az első tengelynyomás:

$$A_y = \frac{m \cdot g \cdot a - F \cdot h}{l} = \frac{3418 \cdot 9,81 \cdot 0,76 - 6000 \cdot 0,35}{2,38} = 9824,8 \text{ N}$$

A hátsó tengelynyomás:

$$B_y = m \cdot g - A_y = 3418 \cdot 9,81 - 9824,8 = 23705,7 \text{ N}$$

Ha a vonóerő vízszintes úgy mint itt a példánkban, akkor a vontatás közbeni tengelynyomások összege egyenlő a traktor összsúlyával:

$$A_y + B_y = 9824,8 + 23705,7 = 33530,5 \text{ N}$$

A traktor kormányzása mindaddig stabilnak tekinthető, amíg az első tengely nyomása nem csökken a nyugalmi helyzet első tengelynyomásának A_0 -nak a 25 %-a alá.

Esetünkben az A_0 25 %-a:

$$A_0(25\%) = 0,25 \cdot 10692,9 = 2673,2 \text{ N}$$

Mivel $9824,8 > 2673,2$; ezért itt még stabil a kormányzás.

5.19. Példa

Szórófej teljesítményigénye

Számítsuk ki az adott szórófej térfogatáramát és az áramlás fenntartásának teljesítmény igényét!

A szórónyílás átmérője $d = 1,5 \text{ mm}$, a szórófejben lévő nyomás $p = 3 \text{ bar}$, a víz sűrűsége $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Mennyi a térfogatáram ($V' = ? [\text{m}^3/\text{s}, \text{l}/\text{min}]$); teljesítményigénye $P = ? [\text{W}]$?

Megoldás:

a) A kifolyási sebesség:

$$v = \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 300000}{1000}} = 24,49 \text{ m/s}$$

A kifolyónyílás keresztmetszete:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0,0015^2 \cdot \pi}{4} = 1,767 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Ezekkel az értékekkel az térfogatáram:

$$V' = \frac{1,767 \cdot 10^{-6} \cdot 24,49}{2,592} = 4,32 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

b) A teljesítményigény:

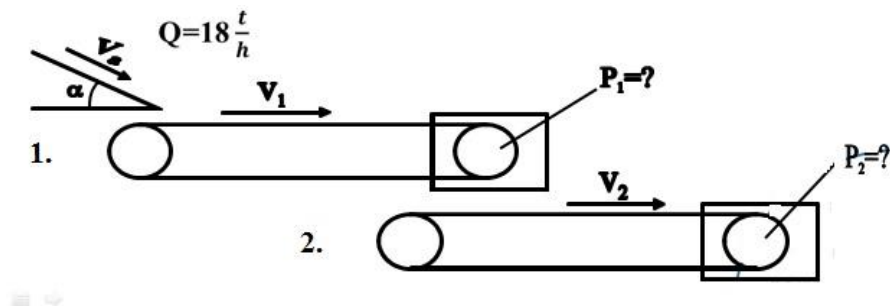
$$P = V' \cdot p = 4,32 \cdot 10^{-5} \cdot 300000 = 12,96 \text{ W}$$

5.20. Példa

Ömlesztett anyagáram gyorsítása szállítószalaggal

Számítsuk ki, hogy mennyi teljesítmény kell az **5.13. ábrán** látható 1 ill 2 szállítószalag hajtásához. Itt kizárólag az anyaggyorsítás teljesítményigényére vagyunk kíváncsiak.

A csúszólemez állásszöge $\alpha = 30^\circ$, anyagsebesség a csúszólapon $v_0 = 1$ m/s, az 1 szalag sebessége $v_1 = 2$ m/s, a 2 szalag sebessége $v_2 = 3$ m/s, a szállított anyagmennyiség $Q = 18$ t/h.



5.13. ábra

Megoldás:

A másodpercenként szállított anyagmennyiség $m' = 18000/3600 = 5$ kg/s.

$$P_1 = m' \cdot (v_1 - v_0 \cos \alpha) \cdot v_1 = 5 \cdot (2 - 1 \cos 30^\circ) \cdot 2 = 11,30 \text{ W}$$

$$P_2 = m' \cdot (v_2 - v_1) \cdot v_2 = 5 \cdot (3 - 2) \cdot 3 = 15 \text{ W}$$

5.21. Példa

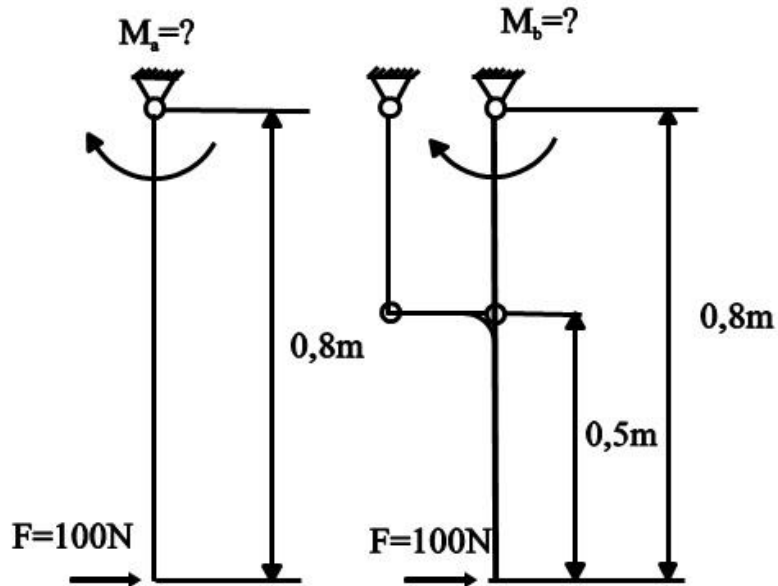
Merev rúd és paralellogrammás hajtás

Számítsuk ki, hogy mekkora nyomatékkal kell hajtani az **5.14. ábrán** vázolt szerkezeteket!

Mindkettőt ugyanolyan nagyságú erő terheli és a méretek is megegyeznek. A példa megoldásához ismerni kell a paralellogrammás felfüggesztés és hajtás mechanikai jellemzőit, ami a 2.3. fejezetben tanulmányozható.

Mekkora nyomaték kell a merev rúd hajtásához ($M_a = ?$ [Nm]); a paralellogramma hajtásához? ($M_b = ?$ [Nm])?

A megadott értékek a vázlaton láthatók.



5.14. ábra

Megoldás:

$$M_a = 100 \cdot 0,8 = 80 \text{ Nm}$$

$$M_b = 100 \cdot 0,3 = 30 \text{ Nm}$$

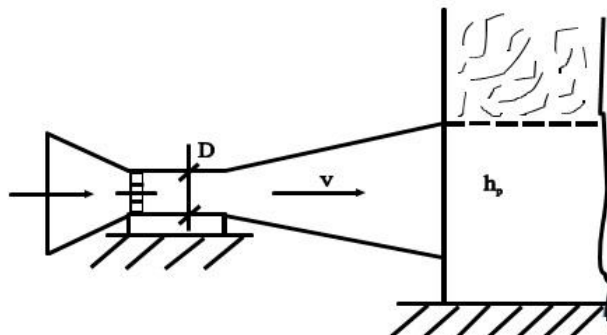
A példa szerint paralellogramma alkalmazása esetén, ugyanaz az erő kisebb nyomatékkal egyensúlyozható, mint merev rúdnál.

5.22. Példa

Axiálventillátor teljesítményigénye

Számítsuk ki, hogy az **5.15. ábrán** látható axiálventilátornál mennyi a másodpercenkénti légszállítás és az adott nyomás megvalósításához mekkora teljesítmény szükséges!

A lapátkerék átmérője $D = 1,2 \text{ m}$, a levegő sebessége a lapátkerék utáni keresztmetszetben $v = 20 \text{ m/s}$, a nyomóoldalon mérhető nyomómagasság $h_p = 20 \text{ mm}$ v.o. (vízoszlop magasság).



5.15. ábra

Megoldás:

Másodpercenkénti légszállítás:

$$V' = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot v = \frac{1,2^2 \cdot \pi}{4} \cdot 20 = 22,61 \text{ m}^3 / \text{s} \cong 81430 \text{ m}^3 / \text{h}$$

A 20 mm v.o. átszámítása Pascal-ra:

Tudjuk, hogy a nyomómagasság kifejezése:

$$h_p = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

Itt ρ a víz sűrűségét jelenti.

Fenti kifejezésből a nyomás:

$$p = h_p \cdot \rho \cdot g = 0,02 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ Pa}$$

Ezzel a teljesítményigény:

$$P = p \cdot V' = 196,2 \cdot 22,61 = 4436 \text{ W}$$

5.23. Példa

Forgó kerék megállítása

Mekkora tömegnyomaték keletkezik ($M=?$ [Nm]), ha az adott kereket fél fordulat alatt állítjuk meg, feltételezve, hogy a szöglassulás egyenletes? Mekkora kerületi erő kell a fékezéshez ($F=?$ [N])?

Az egyszerűség kedvéért a kerék legyen egy tömör tárcsa, aminek a tehetetlenségi nyomatékát tudjuk számítani.

A tárcsa átmérője $d=0,2$ m , szélessége $b=30$ mm, percenkénti fordulatszáma $n=60$ /min⁻¹, a tárcsát a kerületén fékezzük, az acél sűrűsége $\rho=7800$ kg/m³.

Megoldás:

A fékezéskor keletkező tömegnyomaték:

$$M = \Theta \cdot \varepsilon$$

Megállítás (fél fordulat) alatt befutott szög:

$$\varphi_1 = \pi$$

A tárcsa szögsebessége:

$$\omega_0 = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{n}{\frac{60}{2\pi}} = \frac{n}{9,55} = \frac{60}{9,55} = 6,28 \text{ 1/s}$$

A megállás időtartama:

$$t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_0} = \frac{2\varphi_1}{\omega_0} = \frac{2\pi}{\omega_0} = \frac{6,28}{6,28} = 1 \text{ s}$$

Ezzel a szöglassulás:

$$\varepsilon = \frac{\omega_0}{1} = \frac{\omega_0^2}{2\pi} = \frac{6,28^2}{6,28} = 6,28 \text{ 1/s}^2$$

A tehetetlenségi nyomaték (Θ) számított értéke :

$$\Theta = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{r^2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho \cdot r^2}{2} = \frac{r^4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot p}{2}$$

$$\Theta = \frac{0,1^4 \cdot \pi \cdot 0,03 \cdot 7800}{2} = 0,036$$

$$\Theta = 0,036 \text{ kgm}^2$$

Az ε kifejezését behelyettesítve az M fenti kifejezésébe kapjuk a fékezéskor keletkező tömegnyomatékot:

$$M = \Theta \frac{\omega_0^2}{2\pi} = 0,036 \frac{6,28^2}{6,28} = 0,226 \text{ Nm}$$

A fékezéshez szükséges kerületi erő:

$$F = \frac{M}{r} = \frac{0,226}{0,1} = 2,26 \text{ N}$$

A fékezőerőt a tárcsa mozgási energiájából is kiszámíthatjuk, ami ellenőrzésül szolgálhat a fenti számításhoz:

$$\frac{\Theta \cdot \omega_0^2}{2} = F \cdot r \cdot \pi$$

$$F = \frac{\Theta \cdot \omega_0^2}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{0,036 \cdot 6,28^2}{2 \cdot 0,1 \cdot \pi} = 2,26 \text{ N}$$

2.24. Példa

Fogaskerékszivattyú teljesítményigénye

Számítsuk ki a fogaskerékszivattyú teljesítményigényét ($P=?$ [W]). A veszteségeket elhanyagoljuk.

A szállított mennyiség $V' = 1,5$ dl / s, a nyomás $p = 120$ bar

Megoldás:

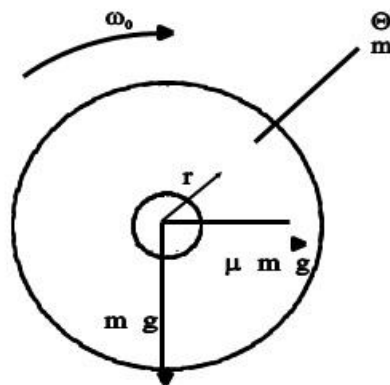
$$P = p \cdot V' = 120 \cdot 100.000 \cdot 0,15 \cdot 10^{-3} = 1800 \text{ W}$$

5.25. Példa

Forgó kerék megállása

Számítsuk ki, hogy az 5.16. ábrán megadott kerék hány fordulat után ($n=?$ [ford]) és mennyi idő múlva áll meg ($t=?$ [s]), miután magárahagyták!

A kerék tehetetlenségi nyomatéka $\Theta = 1,2$ kgm², a kerék tömege $m = 40$ kg, a súrlódási tényező $\mu = 0,1$, szögsebesség az elengedés pillanatában $\omega_0 = 10$ 1/s, a tengely sugara $r = 50$ mm.



5.16. ábra

Megoldás:

$$\frac{\Theta \cdot \omega_0^2}{2} = \mu \cdot m \cdot g \cdot s$$

$$s = \frac{\Theta \cdot \omega_0^2}{2 \cdot \mu \cdot m \cdot g} = \frac{1,2 \cdot 10^2}{2 \cdot 0,1 \cdot 40 \cdot 9,81} = 1,52 \text{ m}$$

Itt az s egy pontnak a tengely kerületén a megállásig megtett útját jelenti.

A tengely kerülete:

$$K=2 \cdot r \cdot \pi = 2 \cdot 0,05 \cdot 3,14 = 0,314 \text{ m}$$

Ezzel a megállásig megtett fordulatok száma:

$$n=s/K=1,52/0,314=4,84 \text{ ford}$$

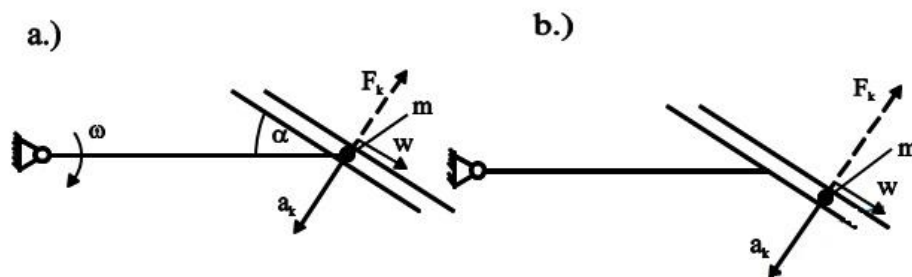
A megállásig eltelt idő 6,11 s, aminek a kiszámítását a olvasóra bízunk.

5.26. Példa

Koriolisz erő kiszámítása

Állapítsuk meg az **5.17. ábrán** vázolt esetben a testre ható koriolisz erő irányát és számítsuk ki a nagyságát ($F_k=?$ [N])?

A forgás sugara $r = 0,5$ m, a szögsebesség $\omega = 3$ 1/s, a test sebessége a vezetékben $w = 1,2$ m/s, a pályának a sugárral bezárt szöge $\varphi = 45^\circ$, a test tömege $m=2$ kg.



5.17. ábra

Megoldás:

A koriolisz gyorsulás nagysága független a tömegnek a tengelyétől való távolságtól és merőleges a pillanatnyi relatív sebességre (itt w) és a forgástengelyre. A koriolisz irányát úgy állapítjuk meg, hogy a w sebességet 90-fokkal elforgatjuk a forgás irányába. A koriolisz gyorsulás nagysága:

$$a_K = 2 \cdot w \cdot \omega = 2 \cdot 1,2 \cdot 3 = 7,02 \text{ m/s}^2$$

A koriolisz erő a gyorsulással ellentétes irányú és a nagysága :

$$F_K = m \cdot a_K = 2 \cdot 7,02 = 14,4 \text{ N}$$

Ha az m tömeg a vezetékben nem a rúd végpontjánál van, akkor a helyzetet a b) ábra szemlélteti. Ha az adatok nem változnak, akkor az a_k és F_k iránya és nagysága ugyanaz, mint az a) esetben.

5.27. Példa

Tehetlenségi nyomaték és centrifugális erő kiszámítása

Egy $D=0,6$ m átmérőjű cséplődob $m=100$ kg tömegű. Az $n_{\text{ü}}=1000$ min^{-1} üzemi fordulatszámot $t=6$ s alatt éri el álló helyzetből.

Mennyi a dob szögsebessége, kerületi sebessége, mozgási energiája, tehetlenségi nyomatéka üzemi fordulatszámon, ha a tömegelrendezés miatti tényező $\lambda=0,8$? Mekkora a centrifugális erő miatti erőhatás az $m_v=6$ kg tömegű verőlécet rögzítő csavaron, ha $k=5$ db csavar rögzít egy lécet? Mennyi a dob indítása közben a szöggyorsulás és mennyi nyomaték kell a dob felgyorsításához? Mekkora a dob mozgási energiája?

Megoldás:

A cséplődob szögsebessége üzemi fordulatszámon:

$$\omega = 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot \frac{1000}{60} = 104,7 \text{ s}^{-1}$$

A dob kerületi sebessége:

$$v = r \cdot \omega = \frac{D}{2} \cdot \omega = 0,3 \cdot 104,7 = 31,42 \frac{m}{s}$$

A dob tehetlenségi nyomatéka:

$$\Theta = \lambda \cdot m \cdot r^2 = 0,8 \cdot 100 \cdot 0,3^2 = 7,2 \text{ kgm}^2$$

Az egy verőlécre ható centrifugális erő:

$$F_c = \frac{m_v \cdot v^2}{r} = m_v \cdot r \cdot \omega^2 = 6 \cdot 0,3 \cdot 104,7^2 = 19731,7 \text{ N}$$

Egy rögzítőcsavarra ható erő:

$$F_1 = \frac{F_c}{k} = \frac{19731,7}{5} = 3946,35 \text{ N}$$

A dob szöggyorsulása indítás közben:

$$\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t} = \frac{104,7 - 0}{6} = 17,45 \text{ s}^{-2}$$

Nyomatékszükséglet a dob felgyorsításakor:

$$M = \Theta \cdot \varepsilon = 7,2 \cdot 17,45 = 125,64 \text{ J}$$

A dob mozgási energiája:

$$E_m = \frac{\Theta \cdot \omega^2}{2} = \frac{7,2 \cdot 104,7^2}{2} = 39463,5 \text{ J}$$

5.28. Példa

Fékerő meghatározása

Az előző példában szereplő cséplődob szabadonfutó állapotban fékezhető. A fékezést a csapágsúrlódás okozza (más tényezőktől eltekintünk). A dobtengely csapágyának középátmérője $d_{cs}=70$ mm, a csapágy gördülési ellenállási tényezője $f=0,04$. Mennyi idő alatt áll meg a dob?

Megoldás:

Fékerő a csapágyakon (a dob súlyereje miatt):

$$F_f = f \cdot m \cdot g = 0,04 \cdot 100 \cdot 9,81 = 39,24 \text{ N}$$

A megállásig megtett út a csapágyfelületen mérve:

$$s = \frac{E_m}{F_f} = \frac{39463,5}{39,24} = 1005,7 \text{ m}$$

A megállásig megtett fordulatszám:

$$n = \frac{s}{d_{cs} \cdot \pi} = \frac{1005,7}{0,07 \cdot \pi} = 4573,2 \text{ ford}$$

A csapágy kerületi sebessége a fékezés kezdetekor:

$$v_{cs} = \frac{d_{cs}}{2} \cdot \omega = \frac{0,07}{2} \cdot 104,7 = 3,66 \frac{m}{s}$$

A megálláshoz szükséges idő egyenletes lassulás mellett:

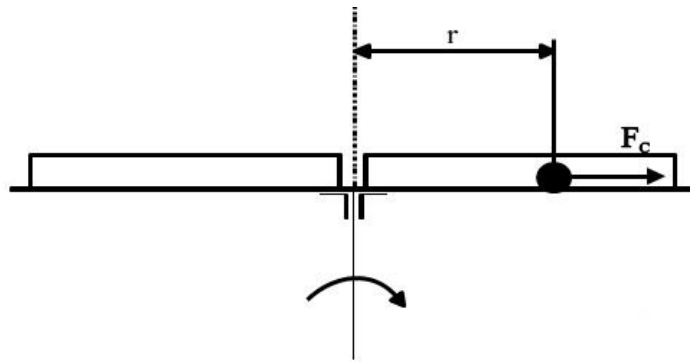
$$t = \frac{2s}{v_{cs}} = \frac{2 \cdot 1005,7}{3,66} = 548,9 \text{ s} = 9,15 \text{ min}$$

5.29. Példa

Centrifugális erő meghatározása egy röpitőtarcsás műtrágyaszóró működésekor

Egy röpitőtarcsás műtrágyaszóró röpitőtányérját álló helyzetből indítjuk forgásba. A tányér felületén a műtrágyaszemcse $f_s=0,2$ súrlódási tényező mellett, a forgástengely középpontjától $r=0,05$ m-re nyugszik.

Mekkora fordulatszám mellett indul mozgásba a szemcse?



5.18. ábra

Megoldás:

A szemcsére ható centrifugális erő:

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot \frac{v^2}{r}$$

A mozgás ellen ható súrlódási erő:

$$F_s = f_r \cdot m \cdot g$$

A két erő egyensúlyi határesetre:

$$m \cdot r \cdot \omega^2 = f_s \cdot m \cdot g$$

A szögsebessége:

$$\omega = \sqrt{\frac{f_s \cdot g}{r}} = \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,81}{0,05}} = 6,26 \text{ s}^{-1}$$

A határesethez tartozó fordulatszám:

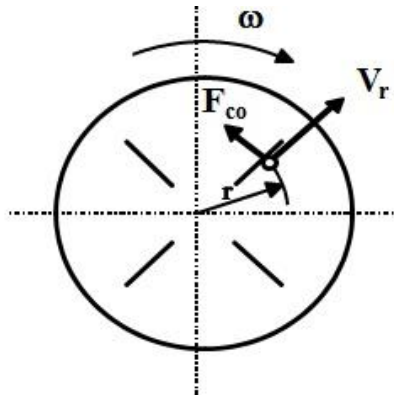
$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{6,26}{2\pi} = 1 \text{ s}^{-1} = 60 \text{ min}^{-1}$$

5.30. Példa

Koriolisz erő és teljesítmény meghatározása a röpitőtárcsás szórószerkezeten

Egy röpitőtárcsán a forgásközéppontból $r = 0,22$ m-re levő $m = 0,05$ kg tömegű szemcse a radiális terelőborda mentén $v_r = 10 \frac{m}{s}$ radiális sebességgel halad kifelé. A tárcsa fordulatszáma $n = 600 \text{ min}^{-1}$.

Mekkora a Koriolisz-erő a terelőbordán, a szemcse gyorsításához ebben a helyzetben mekkora teljesítmény szükséges?



5.19. ábra

Megoldás:

A tárcsa szögsebessége:

$$\omega = 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot \frac{600}{60} = 62,83 \text{ s}^{-1}$$

A Koriolisz-gyorsulás:

$$a_{co} = 2 \cdot v_r \cdot \omega = 2 \cdot 10 \cdot 62,83 = 1256,6 \frac{m}{s^2}$$

A Koriolisz-erő:

$$F_{co} = m \cdot a_{co} = 0,05 \cdot 1256,6 = 62,83 \text{ N}$$

A kifelé haladó tömeg gyorsításának teljesítményigénye:

$$P_{co} = F_{co} \cdot v = F_{co} \cdot r \cdot \omega = 62,83 \cdot 0,22 \cdot 62,83 = 868,47 \text{ W}$$

Belsőégésű motorokkal kapcsolatos feladatok (5.31 – 5.35. példák)

5.31. Példa

Egy négyütemű dízelmotor főtengelyén $P_e=74$ kW teljesítmény mérhető. A motor hengerfuratának átmérője $d=98,4$ mm, a dugattyú lökete $s=128,5$ mm, a hengerek száma $z = 6$. A motor fordulatszáma $n=2200$ min^{-1} . A kompresszióviszony $\varepsilon=17$, a fajlagos hajtóanyag fogyasztás $b=233$ $\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$, a maximális nyomaték $M_{\text{max}}=378$ Nm.

Számítsuk ki egy henger lökettérfogatát, a kompressziótérfogatot, az összlökettérfogatot, a dugattyú középsebességét, az effektív közép-nyomást, az óránkénti hajtóanyag-fogyasztást, a motor rugalmassági tényezőjét, határozzuk meg a gazdasági hatásfokot.

Megoldás:

A hajtóanyag fűtőértéke: $H_i= 41870$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Egy henger lökettérfogata:

$$V_h = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = \frac{98,4^2 \cdot \pi}{4} \cdot 128,5 = 977199,4 \text{ mm}^3$$

$$V_h = 977,199 \text{ cm}^3$$

Az összlökettérfogat:

$$V_H = V_h \cdot z = 977,199 \cdot 6 = 5863,2 \text{ cm}^3 = 5,86 \text{ dm}^3$$

A kompressziótérfogat az alábbi képletből számítható:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad \text{innen: } V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{977,199}{17 - 1} = 61,07 \text{ cm}^3$$

A dugattyú középsebessége:

$$v_k = 2 \cdot s \cdot n = 2 \cdot 0,1285 \cdot \frac{2200}{60} = 9,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A beszívott levegő térfogatárama elvileg (négyütemű motor minden második fordulatra szív levegőt):

$$q_v = \frac{V_H \cdot n}{2} = \frac{5863,2 \cdot 2200}{2 \cdot 60} = 107492 \text{ cm}^3/\text{s} = 107,49 \text{ dm}^3/\text{s}$$

$$q_v = 0,10749 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Az effektív középnyomás:

$$p_e = \frac{P_e}{q_v} = \frac{74 \cdot 10^3}{0,10749} = 688423 \text{ Pa} = 6,88 \text{ bar}$$

Az óránkénti hajtóanyag-fogyasztás:

$$B = b \cdot P_e = 233 \cdot 74 = 17242 \frac{\text{g}}{\text{h}} = 17,242 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

A motor nyomatéka az effektív teljesítmény leadása mellett:

$$M_e = \frac{P_e}{2\pi \cdot n} = \frac{74000 \cdot 60}{2\pi \cdot 2200} = 321,18 \text{ Nm}$$

A motor rugalmassági tényezője:

$$k = \frac{M_{\max}}{M_e} = \frac{378}{321,18} = 1,18$$

A motor gazdasági hatásfoka:

$$\eta_g = \frac{3600 \cdot P_e}{H_i \cdot b} \quad \text{vagy} \quad \eta_g = \frac{3600 \cdot 10^3}{b \cdot H_i}$$

$$\eta_g = \frac{3600 \cdot 10^3}{233 \cdot 41870} = 0,369$$

5.32. Példa

Egy négyütemű benzinmotor $\eta_g = 0,25$ gazdasági hatásfok mellett $B = 13,5 \text{ kg/h}$ hajtóanyagot fogyaszt. Hengereinek száma $z = 4$, a hengerfurata $d = 75 \text{ mm}$, a dugattyú lökete $s = 7 \text{ cm}$, a motor fordulatszáma $n = 5000 \text{ min}^{-1}$. A hajtóanyag fűtőértéke $H_i = 42 \text{ MJ/kg}$. A hengerben az indikált középnyomás $p_i = 8,7 \text{ bar}$.

Mennyi a motor fajlagos hajtóanyag-fogyasztása, mekkora az effektív középnyomása, a mechanikai hatásfoka, az indikált teljesítménye? Mennyi teljesítményt fordít a motor saját veszteségeinek leküzdésére? Mekkora nyomaték mérhető a főtengelyen?

Megoldás:

A motor fajlagos hajtóanyag-fogyasztása:

$$b = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_g} = \frac{3600 \cdot 10^3}{42000 \cdot 0,25} = 342,8 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

A motor effektív teljesítménye:

$$p_e = \frac{P_e}{q_v} = \frac{39381}{0,0515} = 764689 \text{ Pa} = 7,65 \text{ bar}$$

Az összlökettérfogat:

$$V_H = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \cdot z = \frac{0,75^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,7 \cdot 4 = 1,237 \text{ dm}^3$$

A beszívott levegő térfogatárama (négyütemű motornál):

$$q_v = \frac{V_H \cdot n}{2} = \frac{1,237 \cdot 10^{-3} \cdot 5000}{2 \cdot 60} = 0,0515 \frac{m^3}{s}$$

Az effektív középnyomás:

$$p_e = \frac{P_e}{q_v} = \frac{39381}{0,0515} = 764689 \text{ Pa} = 7,65 \text{ bar}$$

A motor mechanikai hatásfoka:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{7,65}{8,70} = 0,878$$

A motor indikált teljesítménye:

$$P_i = q_v \cdot p_i = 0,0515 \cdot 8,7 \cdot 10^5 = 44805 \text{ W} = 44,84 \text{ kW}$$

A motor mechanikai veszteségeire fordított teljesítmény:

$$P_m = P_i - P_e = 44,84 - 39,38 = 5,46 \text{ kW}$$

A motor nyomatéka a főtengelyen:

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} = \frac{P_e}{2\pi \cdot n} = \frac{39380 \cdot 60}{2\pi \cdot 5000} = 75,2 \text{ Nm}$$

5.33. Példa

Az előző példában szereplő motorból a hajtóanyagból keletkező mennyiség 30%-át a vízűtéses rendszer vezeti el. A motorba belépő víz hőmérséklete 85°C, a kilépő vízé 70°C. Víz fajhője $c=4,2\text{kJ/kgK}$.

Határozzuk meg a hűtővízzel elvezetendő hőmennyiséget, az ehhez szükséges víz tömegáramát, illetve térfogatáramát (a vízszivattyú térfogatáramát), a víz sebességét a $d=40$ mm átmérőjű vezetősőben.

Megoldás:

A vízhűtéssel távozó hőmennyiség:

$$W = 0,3 \cdot B \cdot H_i = 0,3 \cdot 13,5 \cdot 42000 = 170100 \quad \text{kJ/h}$$

azaz $W = 47,25$ kJ/s

A hőelvonáshoz szükséges víz tömeg (térfogat) árama:

$$q_m = q_v = \frac{W}{c \cdot \Delta t} = \frac{47,25}{4,2 \cdot (85 - 70)} = 0,75 \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$q_v = 0,75 \quad \frac{\text{dm}^3}{\text{s}}$$

A szivattyú térfogatárama:

$$q_v = 0,75 \cdot 60 = 45 \quad \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

A vízcső keresztmetszete:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0,04^2 \cdot \pi}{4} = 0,0012566 \quad \text{m}^2$$

A víz sebessége a csőben:

$$v = \frac{q_v}{A} = \frac{0,00075}{0,0012566} = 0,6 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.34. Példa

Egy $z=6$ hengeres négyütemű benzinmotor főtengelyét a fékpadon $M_e=153$ Nm nyomatékkal terheljük $n=5500$ min⁻¹ fordulatszám mellett. A motor hengerfuratának átmérője $d=87$ mm, a dugattyú lökethossza $s=7$ cm, a motor fajlagos hajtóanyag-fogyasztása $b=270 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$, a motor mechanikai hatásfoka $\eta_m=0,85$.

Mennyi a motor indikált teljesítménye, a gazdasági hatásfoka, a dugattyú középsebessége? Mekkora a légtorok átmérője, ha minden henger egy csatornán szívja a levegőt (a légsebesség megengedett értéke $v=120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$). Mekkora a főfűvóka átmérője, ha a $k=0,053$ (főfűvóka átmérő/légtorok átmérő)?

Megoldás:

Az effektív teljesítmény:

$$P_e = M_e \cdot 2\pi \cdot n = 153 \cdot 2\pi \cdot \frac{5500}{60} = 88,12 \text{ kW}$$

Az indikált teljesítmény:

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_m} = \frac{88,12}{0,85} = 103,67 \text{ kW}$$

A motor literteljesítménye (d és s értéke dm-ben):

$$P_{liter} = \frac{P_e}{V_H} = \frac{P_e \cdot 4}{d^2 \cdot \pi \cdot s \cdot z} = \frac{88,12 \cdot 4}{0,87^2 \cdot \pi \cdot 0,7 \cdot 6} = 35,3 \frac{\text{kW}}{\text{dm}^3}$$

A motor gazdasági hatásfoka:

$$\eta_g = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_i \cdot b} = \frac{3600 \cdot 10^3}{42000 \cdot 270} = 0,317$$

A dugattyú középsebessége:

$$v_k = 2 \cdot s \cdot n = 2 \cdot 0,07 \cdot \frac{5500}{60} = 12,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A beszívott levegő térfogatárama:

$$q_v = V_H \cdot \frac{n}{2} = 2,496 \cdot \frac{5500}{60 \cdot 2} = 114,4 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} = 0,144 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A légtorok átmérője a $q_v = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot v$ képletből:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot q_v}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1144}{\pi \cdot 120}} = 0,0348 \text{ m} = 34,8 \text{ mm}$$

A főfűvóka átmérője:

$$d_f = D \cdot k = 34,8 \cdot 0,053 = 1,8 \text{ mm}$$

5.35. Példa

Egy kétütemű motor összlökettérfogata $V_H = 594,5 \text{ cm}^3$, a fordulatszáma $n = 4200 \text{ min}^{-1}$. Az effektív középnyomás $p_e = 4,6 \text{ bar}$, a maximális nyomaték $M_{\max} = 54 \text{ Nm}$.

Mennyi a motor effektív teljesítménye és rugalmassági tényezője?

Megoldás:

A beszívott levegő térfogatárama (kétütemű motornál):

$$q_v = V_H \cdot n = 0,5945 \cdot 70 = 41,615 \frac{dm^3}{s}$$

$$q_v = 0,041615 \text{ m}^3/\text{s}$$

A motor effektív teljesítménye:

$$P_e = q_v \cdot p_e = 0,041615 \cdot 4,6 \cdot 10^5 = 19,14 \text{ kW}$$

A motor nyomatéka az effektív teljesítmény mellett:

$$M_e = \frac{P_e}{2\pi \cdot n} = \frac{19140}{2\pi \cdot 70} = 43,5 \text{ Nm}$$

A motor rugalmassági tényezője:

$$k = \frac{M_{\max}}{M_e} = \frac{54}{43,5} = 1,24$$

Villamos gépekkel kapcsolatos feladatok (5.36. – 5.39. példák)

5.36. Példa

Egy egyenáramú villamos motorral meghajtott jármű $s=200$ m úthosszat $t=20$ s alatt tesz meg. Az $r=0,14$ m gördülési sugarú kerekek hajtása $i=5$ módosítással történik. A motor névleges teljesítménye $P_n=35$ kW, a feszültség $U=550$ V, a motor hatásfoka $\eta_m=0,8$. Mekkora a motor által felvett áramerősség és a motor nyomatéka?

Megoldás:

$$P = \frac{P_n}{\eta_m} = \frac{35}{0,8} = 43,75 \text{ kW}$$

A felvett áramerősség:

$$I = \frac{P}{U} = \frac{43750}{550} = 79,5 \text{ A}$$

A hajtott kerék fordulatszáma s úton:

$$n_f = \frac{s}{2\pi \cdot r} = \frac{200}{2\pi \cdot 0,14} = 227$$

A hajtott kerék másodpercenkénti fordulatszáma:

$$n_k = \frac{n_f}{t} = \frac{227}{20} = 11,36 \frac{1}{s}$$

A villamos motor fordulatszáma:

$$n = n_k \cdot i = 11,36 \cdot 5 = 56,8 \frac{1}{s}$$

A villamos motor tengelyének nyomatéka:

$$M = \frac{P \cdot \eta_m}{2\pi \cdot n} = \frac{43750 \cdot 0,8}{2\pi \cdot 56,8} = 98 \text{ Nm}$$

5.37. Példa

Egy négyütemű dízelmotor összlökettérfogata $V_H=5867 \text{ cm}^3$, az indítási középnyomása a hengerben $p_{\text{ind}}=7 \text{ bar}$, az indítási fordulatszáma $n_{\text{ind}}=120 \text{ min}^{-1}=2 \text{ s}^{-1}$.

Az indítómotor hatásfoka $\eta_m=0,85$, az indító mechanizmus hatásfoka $\eta_h=0,8$.

A villamos egyenáramú indítómotor $U=12 \text{ V}$ tápfeszültség mellett mennyi áramot vesz fel?

Megoldás:

Az indítási levegő tömegárama (négyütemű motornál):

$$q_v = \frac{V_H \cdot n_{\text{ind}}}{2} = \frac{5,867 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{2} = 5,867 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A dízelmotor indításhoz szükséges teljesítmény:

$$P_{\text{ind}} = q_v \cdot p_{\text{ind}} = 5,867 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^5 = 4107 \text{ W}$$

A villamos motor tápteljesítménye:

$$P = \frac{P_{\text{ind}}}{\eta_m \cdot \eta_h} = \frac{4107}{0,85 \cdot 0,8} = 6039 \text{ W}$$

A villamos motor áramfelvétele:

$$I = \frac{P}{U} = \frac{6039}{12} = 503,3 \text{ A}$$

5.38. Példa

Egy axiálventilátor $p=350$ Pa nyomás mellett $q_v = 100.000 \frac{m^3}{h}$ levegőt szállít, a hatásfoka $\eta_v=0,78$. A meghajtását 3 fázisú, $U_v = 380$ V vonalfeszültségű váltakozó áramú villanymotor végzi, melynek a fázistényezője $\cos\varphi=0,85$, a motor hatásfoka $\eta_m=0,9$. Mennyi a felvett áramerősség? Mennyi a motor meddőteljesítménye?

Megoldás:

A ventilátor hajtásához szükséges teljesítmény:

$$P_v = \frac{q_v \cdot \Delta p}{\eta_v} = \frac{100.000 \cdot 350}{3600 \cdot 0,78} = 12,46 \text{ kW}$$

A villanymotor felvett teljesítménye:

$$P = \frac{P_v}{\eta_m \cdot \cos\varphi} = \frac{12,46}{0,9 \cdot 0,85} = 16,29 \text{ kW}$$

A hálózatról felvett áramerősség:

$$I_v = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U_v} = \frac{16,29 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 24,75 \text{ A}$$

A motor meddőteljesítménye:

$$P_m = \sqrt{3} \cdot U_v \cdot I_v \cdot \sin\varphi$$

$$P_m = \sqrt{3} \cdot 380 \cdot 24,75 \cdot \sin(\arccos 0,85) = 8,58 \text{ kW}$$

39. Példa

Egy egyfázisú váltakozó áramú $U_f=220$ V fázisfeszültségű, $\cos\varphi=0,88$ teljesítménytényezőjű villanymotor a hálózatról $I_f=6$ A áramerősséget vesz fel. Mekkora a villanymotorról levehető nyomaték $n=1440 \text{ min}^{-1}$ fordulatszám mellett, ha a motor hatásfoka $\eta_m=0,85$?

Megoldás:

A hálózatról felvett teljesítménye (látszólagos teljesítmény):

$$P = U_f \cdot I_f = 220 \cdot 6 = 1320 \text{ VA}$$

A villanymotor tengelyéről levehető teljesítmény:

$$P_v = P \cdot \cos\varphi \cdot \eta_m = 1320 \cdot 0,88 \cdot 0,85 = 987,36 \text{ W}$$

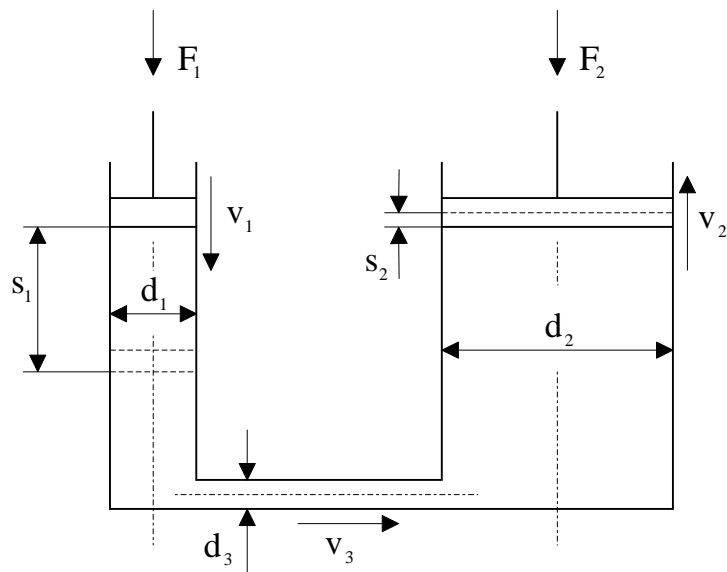
A villanymotor tengelyén levehető nyomaték:

$$M = \frac{P_v}{2\pi \cdot n} = \frac{987,36 \cdot 60}{2\pi \cdot 1440} = 6,54 \text{ Nm}$$

5.40. Példa

Egy $d_1=20\text{mm}=0,02 \text{ m}$ és egy $d_3=200 \text{ mm}=0,2 \text{ m}$ belső átmérőjű hidraulikus hengert $d_2=8 \text{ mm}=0,008 \text{ m}$ csővezeték köti össze. A d_1 átmérőjű munkahengerben a nyomást egy ember testsúlya hozza létre, az ember tömege $m=75 \text{ kg}$, a dugattyú $v_1=0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ sebességgel mozdul el $s_1=0,3 \text{ m}$ utat tesz meg egy lökete.

Mekkora lesz a d_2 átmérőjű munkahenger dugattyúereje, mennyi utat tesz meg lökete? Mennyi a hidraulikus rendszer áttétele? Mekkora nyomás uralkodik a rendszerben, mennyi lesz a folyadék sebessége a munkahengerekben és az összekötő csővezetékben? Mennyi a hidraulikus teljesítmény, ha eltekintünk a súrlódástól és veszteségektől?



Megoldás:

5.20. ábra

Az F_1 erő által létrehozott nyomás:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{4 \cdot m \cdot g}{d^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 75 \cdot 9,81}{0,02^2 \cdot \pi}$$

$$p = 2341965 \text{ Pa}$$

Az F_2 erő nagysága:

$$F_2 = p \cdot A_2 = p \cdot \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} = 2341965 \cdot \frac{0,2^2 \cdot \pi}{4} = 73575 \text{ N}$$

A kontinuitás törvénye alapján:

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

A dugattyú sebessége a d_2 átmérőjű hengerben:

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

$$v_2 = 0,5 \cdot \left(\frac{0,02}{0,3}\right)^2 = 0,005 \frac{m}{s}$$

A folyadék sebessége a d_3 átmérőjű csőben:

$$v_3 = v_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^2 = 0,5 \cdot \left(\frac{0,02}{0,008}\right)^2 = 3,125 \frac{m}{s}$$

Az egy löketre szállított folyadéktérfogat:

$$V_1 = A_1 \cdot s_1 = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot s_1 = \frac{0,02^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,3 = 9,4248 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

A dugattyú elmozdulása a d_2 átmérőjű hengerben:

$$s_2 = \frac{V_2}{A_2}; \quad V_2 = V_1$$
$$s_2 = \frac{4 \cdot V_1}{d_2^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 9,4248 \cdot 10^{-5}}{0,2^2 \cdot \pi} = 0,003 \text{ m}$$

Vagy a löket időtartamát vizsgálva:

$$t = \frac{s_1}{v_1} = \frac{0,3}{0,5} = 0,6 \text{ s}$$

Az s_2 ebből következően:

$$s_2 = v_2 \cdot t = 0,005 \cdot 0,6 = 0,003 \text{ m}$$

A két hidraulikus henger közötti áttétel:

$$i = \frac{F_2}{F_1} = \frac{s_1}{s_2} = \frac{0,3}{0,003} = 100$$

vagy:

$$i = \frac{A_2}{A_1} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 = 10^2 = 100$$

A hidraulikus teljesítmény:

$$P = \frac{F \cdot s}{t} = \frac{F_1 \cdot s_1}{t} = \frac{735,75 \cdot 0,3}{0,6} = 367,875 \text{ W}$$

vagy:

$$F_1 = p \cdot A_1; \quad A_1 \cdot s_1 = V_1; \quad \frac{V_1}{t} = q_v$$

$$P = \frac{p \cdot A_1 \cdot s_1}{t} = p \cdot \frac{V_1}{t} = p \cdot q_v$$

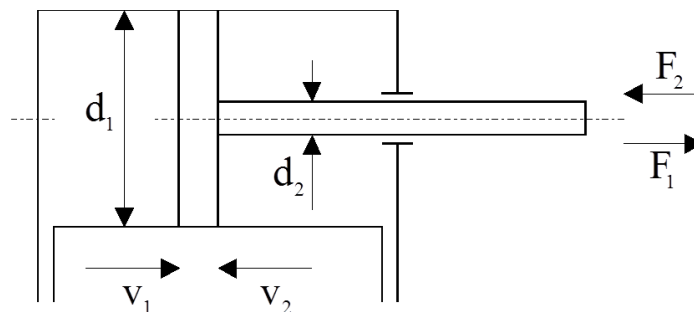
$$q_v = \frac{V_1}{t} = \frac{9,4248 \cdot 10^{-5}}{0,6} = 1,5708 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$P = p \cdot q_v = 2341965 \cdot 1,5708 \cdot 10^{-4} = 367,875 \text{ W}$$

5.41. Példa

Egy traktor függesztő szerkezetét működtető hidraulikus munkahenger dugattyújának átmérője $d_1=100$ mm, dugattyúrúdjának átmérője $d_2=30$ mm. A hidraulikus szivattyú $p=63$ bar nyomás mellett $q_v=1 \frac{dm^3}{s}$ folyadékot szállít.

A kettős működésű munkahenger mekkora erőt fejt ki? Mennyi a dugattyú sebessége a két irányban? Mekkora a hidraulikus teljesítmény és a hidraulikus szivattyú meghajtásához mekkora teljesítmény szükséges, ha a szivattyú hatásfoka $\eta_{SZ} = 0,8$?



5.21. ábra

Megoldás:

A dugattyú v_1 sebessége:

$$v_1 = \frac{q_v}{A_1} = \frac{4 \cdot q_v}{d_1^2 \cdot \pi}$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{0,1^2 \cdot \pi} = 0,1273 \frac{m}{s}$$

A dugattyú v_2 sebessége:

$$v_2 = \frac{4 \cdot q_v}{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{(0,1^2 - 0,03^2) \cdot \pi} = 0,1399 \frac{m}{s}$$

A dugattyú F_1 ereje:

$$F_1 = p \cdot A_1 = p \cdot \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} = 63 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,1^2 \cdot \pi}{4} = 49480 \text{ N}$$

A dugattyú F_2 ereje:

$$F_2 = p \cdot A_2 = p \cdot \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4} = 63 \cdot 10^5 \cdot \frac{(0,1^2 - 0,03^2) \cdot \pi}{4} = 45027 \text{ N}$$

A hidraulikus teljesítmény:

$$P_h = q_v \cdot p = 63 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 6300 \text{ W}$$

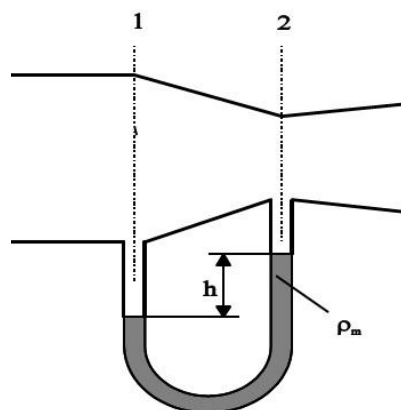
A hidraulikus szivattyú hajtásának teljesítményigénye:

$$P = \frac{q_v \cdot p}{\eta_{sz}} = \frac{63 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 7875 \text{ W}$$

5.42. Példa

Egy Venturi-mérőben a cső nagyobb átmérőjű szakaszán a felület ötszöröse a szűkebb szakaszénak ($A_1=5 \cdot A_2$). A nyomáskülönbséget mérő differenciál-manométer folyadékoszlopainak magasságkülönbsége $h=0,05 \text{ m}$, a mérőfolyadék sűrűsége $\rho_m=5200 \text{ kg/m}^3$.

Mekkora a folyadék sebessége a mérési keresztmetszetekben, ha a csőben $\rho=1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ folyadék folyik?



5.22. ábra

Megoldás:

A Bernoulli-egyenleteket alkalmazva:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2$$

$$h_1 = h_2$$

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2)$$

A nyomáskülönbség:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho_m \cdot g \cdot h = 5200 \cdot 9,81 \cdot 0,05 = 2550,6 \text{ Pa}$$

A kontinuitás elve alapján:

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

$$\frac{A_1}{A_2} = 5$$

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{A_1}{A_2} = 5 \cdot v_1$$

$$p = \frac{\rho}{2} \cdot (5^2 \cdot v_1^2 - v_1^2) = \frac{24 \cdot \rho \cdot v_1^2}{2} = 12 \rho \cdot v_1^2$$

A sebesség az 1. keresztmetszetben:

$$v_1 = \sqrt{\frac{\Delta p}{12}} = \sqrt{\frac{2550,6}{12 \cdot 1000}} = 0,461 \frac{m}{s}$$

Sebessége a 2. keresztmetszetben:

$$v_2 = 5 \cdot v_1 = 5 \cdot 0,461 = 2,305 \frac{m}{s}$$

5.43. Példa

Egy $p=3$ bar nyomású, $\rho=1000 \frac{kg}{m^3}$ sűrűségű folyadék szabad sugárként (vízszintesen) $d=20$ mm keresztmetszeten lép ki. A sugárra merőlegesen egy síklapot helyezünk el. Mekkora erővel nyomja a sugár a síklapot? A kifolyási sebességtényező $\varphi = 0,97$.

Megoldás:

A kifolyási sebesség:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = 0,97 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3 \cdot 10^5}{1000}} = 23,76 \frac{m}{s}$$

A síklapot nyomó erő:

$$F = \rho \cdot A \cdot v^2 = \rho \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot v^2$$

$$F = 1000 \cdot \frac{0,02^2 \cdot \pi}{4} \cdot 23,76^2 = 177,35 \text{ N}$$

5.44. Példa

Egy hidromotor fordulatszáma $n=500 \text{ min}^{-1}$. A hidrosztatikus hajtás összhatásfoka $\eta_{\text{ö}} = \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{s}} \cdot \eta_{\text{m}} = 0,7$. A nyomás a rendszerben $p=100 \text{ bar}$, a hidromotor fajlagos folyadéknyelése $q=100 \frac{\text{cm}^3}{\text{ford}}$ (egy fordulatra esőfolyadéknyelés).

Mennyi nyomaték vehető le a hidromotor tengelyén?

Megoldás:

A hidromotor térfogatárama:

$$q_v = q \cdot n = 100 \cdot \frac{500}{60} = 833 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 0,833 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A hidrosztatikus rendszer elméleti teljesítménye:

$$P_{\text{elm}} = q_v \cdot p = 0,833 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^5 = 8330 \text{ W}$$

A hidromotor tengelyén levehető effektív teljesítmény:

$$P_{\text{eff}} = P_{\text{elm}} \cdot \eta_{\text{ö}} = 8330 \cdot 0,7 = 5831 \text{ W}$$

A hidromotor tengelyének nyomatéka:

$$M_{\text{eff}} = \frac{P_{\text{eff}}}{2\pi \cdot n} = \frac{5831 \cdot 60}{2\pi \cdot 500} = 111,4 \text{ Nm}$$

5.45. Példa

Egy hidraulikus fékrendszer lábpedáljának karátétele $i=5$. A főfékhenger belső átmérője $d=32 \text{ mm}$. A lábpedálra $F=250 \text{ N}$ erő hat, elmozdulása $l=150 \text{ mm}$. Mekkora nyomás jön létre a fékrendszerben? Mekkora erő hat a fékmunkahenger dugattyújáról a fékpadra, ha a munkahenger belső átmérője $d_{\text{mk}}=48 \text{ mm}$, a 4 db munkahengerben összesen $n=8 \text{ db}$ dugattyú van. Mennyi lesz a munkadugattyúk elmozdulása?

Megoldás:

A főfékhenger dugattyújára ható erő:

$$F_f = i \cdot F = 5 \cdot 250 = 1250 \text{ N}$$

A főfékhenger dugattyújának elmozdulása:

$$s_f = \frac{l}{i} = \frac{150}{5} = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$$

A fékrendszerben keletkező nyomás:

$$p = \frac{F_f}{A_f} = \frac{4 \cdot F_f}{d_f^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 1250}{0,032^2 \cdot \pi} = 15,54 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

A munkahenger dugattyú ereje:

$$F_{mh} = p \cdot A_{mh} = 15,54 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,048^2 \cdot \pi}{4} = 2812,05 \text{ N}$$

A főfékhenger által kiszorított folyadékterfogat:

$$V = A_f \cdot s_f = \frac{d_f^2 \cdot \pi}{4} \cdot s_f = \frac{0,032^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,03 = 2,41 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

A munkahengerek dugattyúinak elmozdulása:

$$s_{mh} = \frac{V}{A_{mh} \cdot n} = \frac{4 \cdot 2,41 \cdot 10^{-5}}{0,048^2 \cdot \pi \cdot 8} = 0,00166 \text{ m}$$

$$s_{mh} = 1,66 \text{ mm}$$

5.46. Példa

Egy négyütemű benzinmotor összlökettérfogata $V_H=1000 \text{ cm}^3$, a maximális fordulatszám $n=5000 \text{ min}^{-1}$. A beszívott levegő megengedett sebessége a légtorokban $v_1 = 100 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, a levegő sűrűsége $\rho_{\text{lev}}=1,28 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. A levegő-benzin keverési aránya $i=15$. Határozzuk meg a légtorok és a főfűvóka átmérőjét.

Megoldás:

A levegő térfogatárama:

$$q_v = \frac{V_H \cdot n}{2} = \frac{10^{-3} \cdot 5000}{2 \cdot 60} = 0,04167 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Bernoulli-egyenlet a légtorokban (egységnyi tömegre):

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

$$v_1 = 0; \quad h_1 = 0; \quad h_2 = 0$$

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

$$v_2 = v_1 \quad \rho = \rho_1$$

A nyomáskülönbség a légtorokban:

$$\Delta p = \frac{100^2 \cdot 1,28}{2} = 6400 \text{ Pa}$$

A légtorok átmérője:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot q_v}{v_1 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,04167}{100 \cdot \pi}} = 0,023 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

A benzin sebessége a nyomáskülönbség hatására:

$$\Delta p = \frac{\rho_b \cdot v_b^2}{2}$$

$$v_b = \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\rho_b}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 6400}{750}} = 4,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A kívánt keverési arány mellett írható a tömegáramra:

$$15 \cdot A_b \cdot v_b \cdot \rho_b = A_1 \cdot v_1 \cdot \rho_1 \quad \text{és} \quad A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

A főfűvóka átmérője:

$$d_f = \sqrt{\frac{d_1^2 \cdot v_1 \cdot \rho_1}{15 \cdot v_b \cdot \rho_b}} = \sqrt{\frac{0,023^2 \cdot 100 \cdot 1,28}{15 \cdot 4,13 \cdot 750}} = 0,0012 \text{ m}$$

$$d_f = 1,2 \text{ mm} = 120 / 100 \text{ mm}$$

Ellenőrizzük le a főfűvóka-légtorok viszonyt, mely irodalmi adatok szerint $k = 0,051 \dots 0,053$.

$$k = \frac{d_f}{d_1} = \frac{0,0012}{0,023} = 0,0525$$

Eredményünk tehát megfelelő.

Energiatovábbítókkal kapcsolatos feladatok (5.47. – 5.50. példák)

5.47. Példa

Egy egytárcsás száraz tengelykapcsoló súrlódási tényezője $\mu=0,26$, a tárcsa külső átmérője $D=200$ mm, belső átmérője $d=120$ mm. A felületi nyomás értéke súrlódó betéten $p=2,2 \cdot 10^5$ Pa. Képes-e a tengelykapcsoló a $P_n=60$ kW névleges teljesítményű, $n=5500$ min^{-1} fordulatszámú motor nyomatékának átvitelére, ha a motor rugalmassági tényezője $K=1,2$ mennyi a biztonsági tényező értéke?

Megoldás:

A súrlódó felület a tárcsa két oldalán:

$$A = 2 \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \pi = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{2} = (0,2^2 - 0,12^2) \cdot \frac{\pi}{2} = 0,0402 \text{ m}^2$$

A súrlódó felület közepes sugara:

$$r = \frac{D + d}{4} = \frac{0,2 + 0,12}{4} = 0,08 \text{ m}$$

A súrlódó erő a tárcsa felületén:

$$F_s = \mu \cdot A \cdot p = 0,26 \cdot 0,0402 \cdot 2,2 \cdot 10^5 = 2299,4 \text{ N}$$

A tengelykapcsolón átvihető nyomaték:

$$M_t = r \cdot F_s = 0,08 \cdot 2299,4 = 183,95 \text{ Nm}$$

A motor névleges nyomatéka:

$$M_n = \frac{P_n}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 5500} = 104,2 \text{ Nm}$$

A motor maximális nyomatéka:

$$M_{\max} = K \cdot M_n = 1,2 \cdot 104,2 = 125 \text{ Nm}$$

A nyomaték átvihető, a biztonsági tényező:

$$k = \frac{M_t}{M_{\max}} = \frac{183,95}{125} = 1,47$$

5.48. Példa

Egy hidrodinamikus tengelykapcsoló szivattyúkerekének nyomatéka $M_{sz}=200$ Nm, fordulatszáma $n_{sz}=5600$ min^{-1} . A turbinaoldalon $n_t=5376$ min^{-1} fordulatszámot mérünk. Mennyi a hidrodinamikus tengelykapcsoló módosítása, mennyi a csúszása, mennyi a hatásfoka? Számítsuk ki a teljesítményegyenleget!

Megoldás:

A tengelykapcsoló módosítása:

$$i = \frac{n_t}{n_{sz}} = \frac{5376}{5600} = 0,96$$

A tengelykapcsoló csúszása:

$$s = \frac{n_{sz} - n_t}{n_{sz}} = 1 - i = 1 - 0,96 = 0,04$$

A hidrodinamikus tengelykapcsoló hatásfoka:

$$\eta = \frac{P_t}{P_{sz}} = \frac{M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_t}{M_{sz} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{sz}}$$

mivel $n_t = i \cdot n_{sz}$; $M_t = M_{sz}$

$$\eta = \frac{M_{sz} \cdot 2 \cdot \pi \cdot i \cdot n_{sz}}{M_{sz} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{sz}} = i = 0,96$$

A szivattyú teljesítménye:

$$P_{sz} = M_{sz} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{sz} = 200 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5600}{60} = 117,286 \text{ kW}$$

A turbina teljesítménye:

$$P_t = M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_t = 200 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5376}{60} = 112,595 \text{ kW}$$

Teljesítményvesztés:

$$P_v = P_{sz} - P_t \cdot (1 - i) = P_{sz} \cdot s = 117,286 \cdot 0,04 = 4,691 \text{ kW}$$

5.49. Példa

Egy hidrodinamikus nyomatékváltó szivattyúkerekének nyomatéka $M_{sz}=500$ Nm, fordulatszáma $n_{sz}=3000$ $\text{min}^{-1} = 50$ s^{-1} . A turbina teljesítménye $P_t=120$ kW. A fordulatszám

módosítás $i=0,92$. Mennyi a nyomaték-módosítás értéke, mekkora a vezetőkerék nyomatéka? Mennyi a hidrodinamikus nyomatékváltó hatásfoka?

Megoldás:

A turbina fordulatszáma:

$$n_t = i \cdot n_{sz} = 0,92 \cdot 50 = 46 \text{ s}^{-1}$$

A turbina nyomatéka:

$$M_t = \frac{P_t}{2 \cdot \pi \cdot n_t} = \frac{120 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 46} = 415,19 \text{ Nm}$$

A nyomatékmódosítás értéke:

$$K = \frac{M_t}{M_{sz}} = \frac{415,19}{500} = 0,83$$

A vezetőkerék nyomatéka:

$$M_v = M_{sz} - M_t = 500 - 415,19 = 84,81 \text{ Nm}$$

A hidrodinamikus nyomatékváltó hatásfoka:

$$\eta = i \cdot K = 0,92 \cdot 0,83 = 0,764$$

5.50. Példa

Egy traktor motorjának üzemi teljesítménye $P_{\bar{u}}=50 \text{ kW}$, fordulatszáma $n_{\bar{u}}=1800 \text{ min}^{-1}$, a hajtott kerekek mérete 12×28 hüvelyk, a belépülés $k=0,96$. A sebességváltóban mekkora áttételt kell létrehozni, ha a differenciálmű áttétele $i_d=4,55$, a véglehajtás áttétele $i_v=3$. A kerék felületi sebessége $v_k=12 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ legyen.

Mennyi a hajtott kerekek kerületi ereje, ha a teljesítménytovábbítás hatásfoka $\eta_a=0,89$?

Megoldás:

A hajtott kerék gördülési sugara:

$$r_g = 0,96 \cdot (2 \cdot 12 + 28) \cdot \frac{25,4}{2} = 634 \text{ mm}$$

A kerék kerületi sebességéhez tartozó fordulatszám:

$$n_k = \frac{v_k}{2 \cdot \pi \cdot r_g} = \frac{12}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,634} = 0,837 \text{ s}^{-1}$$

A szükséges fordulatszám-módosítás a motor és a hajtott kerék között:

$$i = \frac{n_{\ddot{u}}}{n_k} = \frac{1800}{60 \cdot 0,837} = 35,85$$

A sebességváltó áttétele:

$$i_s = \frac{i}{i_v \cdot i_d} = \frac{35,85}{3 \cdot 4,55} = 2,63$$

Az áttételi hatásfok ismeretében a kerékteljesítmény:

$$P_k = \eta_a \cdot P_{\ddot{u}} = 0,89 \cdot 50 = 44,5 \text{ kW}$$

A kerék nyomatéka:

$$M_k = \frac{P_k}{2 \cdot \pi \cdot n_k} = \frac{44500}{2 \cdot \pi \cdot 0,837} = 8461,6 \text{ Nm}$$

A kerék kerületi ereje:

$$F_k = \frac{M_k}{r_g} = \frac{8461,6}{0,634} = 13346 \text{ N}$$

IRODALOMJEGYZÉK

1. Dr. Dezsényi György – Dr. Emőd István – Dr. Finichiu Líviu: Belső égésű motorok tervezése és vizsgálata Tankönyvkiadó, Budapest, 1990.
2. Dr. Gyórfi György: Géptan példatár és ábrafüzet Mezőtúr, 1990.
3. Dr. Nagy Kálmán: Géptan I-II. jegyzet Mezőtúr, 1983.
4. Dr. Nagy Kálmán: Géptan példatár Nyíregyháza, 1982.
5. Dr. Pattantyús A. Géza: A gépek üzemtana Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
6. Dr. Soós P.-Dr. Fülöp I.-Hollós T.: Növénytermesztés gépei példatár GATE jegyzet, 1986.