

Példatár

Növénytermesztés gépei II. tantárgyhoz

mezőgazdasági és élelmiszeripari
gépészmérnök hallgatók számára

SZÉCHENYI 2020



MAGYARORSZÁG
KORMÁNYA

Európai Unió
Európai Szociális
Alap



BEFEKTETÉS A JÖVŐBE

Példatár: Növénytermesztés gépei II. tantárgyhoz

mezőgazdasági és élelmiszeripari gépészmérnök hallgatók számára

szerző: Dr. Antal Tamás

lektorálta: Prof. Dr. Kerekes Benedek

ISBN:

Nyíregyházi Egyetem

Műszaki és Agrártudományi Intézet

Jármű és Mezőgazdasági Géptani Tanszék

2018

Készült az alábbi pályázati projekt támogatásával:

EFOP-3.5.1-16-2017-00017 „NYE-DUÁL- Új utakon a duális felsőoktatással a Nyíregyházi Egyetemen, az Északkelet-Magyarországi térség felemelkedéséért”



Copyright:

Creative Commons felhasználási feltételek:



(Nevezd meg a szerzőt! Ne add el! Ne változtasd!)

A szerző nevének feltüntetése mellett nem kereskedelmi céllal szabadon másolható, terjeszthető, megjelentethető és előadható, de nem módosítható.

Bevezetés

Tartalomjegyzék

1. Növényvédelem gépei	4
2. Szálastakarmány betakarítás gépei	12
3. Gabona-betakarítás gépei	44
4. Egyéb növények betakarításának gépei	69

Irodalomjegyzék

Növényvédelem gépei

1. Növényvédelem gépei

1.1 Példa

Permetező szórófej szórásteljesítménye és teljesítményigénye

Adott érték: A szórófejnyílás átmérője $d=2,3 \text{ mm}$, nyomás a szórófejben $p = 0,45 \text{ MPa}$, a folyadék sűrűsége $\rho=1000 \text{ kg / m}^3$

Kérdések:

- a, Egy szórófejből percnként hány liter permetlé áramlik ki?
- b, Az áramlás fenntartásához mennyi teljesítmény szükséges?

Megoldás:

- a, A kiáramló folyadék mennyisége 1 s alatt:

$$V' = A \cdot v$$

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0,0023 \cdot \pi}{4} = 4,16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$v = \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 450000}{1000}} = 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V' = 4,16 \cdot 10^{-6} \cdot 30 = 1,248 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

1 min alatt kiáramló folyadék:

$$V = 0,0001248 \cdot 1000 \cdot 60 = 7,488 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

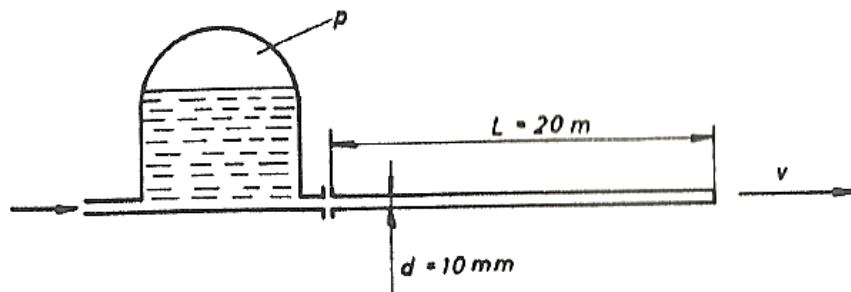
- b, A szórófej teljesítményigénye:

$$P = V' \cdot p = 1,248 \cdot 10^{-4} \cdot 0,45 \cdot 10^6 = 56,16 \text{ W}$$

1.2 Példa

Csőúrlódás kiszámítása és hatása a nyomáscsökkenésre

Adott értékek: Lásd a 1.2. ábrát. A folyadék sűrűsége $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$, a csőben áramló folyadék sebessége $v=5 \text{ m/s}$, az áramlási tényező $\lambda=0,02$. A légüst nyomás alatt van.



1.2. ábra. Légüst és a csővezeték

Kérdések:

- a, Mennyi a veszteségmagasság h' és a nyomáscsökkenés Δp a 20 m hosszú csőszakaszon?

Megoldás:

a, A veszteségmagasság: $h' = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{20 \cdot 25}{0,01 \cdot 2 \cdot 9,81}$
 $h' = 50,97m$

A nyomásesés:

$$\Delta p = h' \cdot \rho \cdot g = 50,97 \cdot 1000 \cdot 9,81$$
$$\Delta p = 500015,7 = 0,5MPa$$

b, A cső súrlódás legyőzéséhez szükséges teljesítmény:

$$P = V' \cdot \Delta p$$

$$V' = A \cdot v = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} v = \frac{0,01^2 \cdot \pi}{4} \cdot 5$$

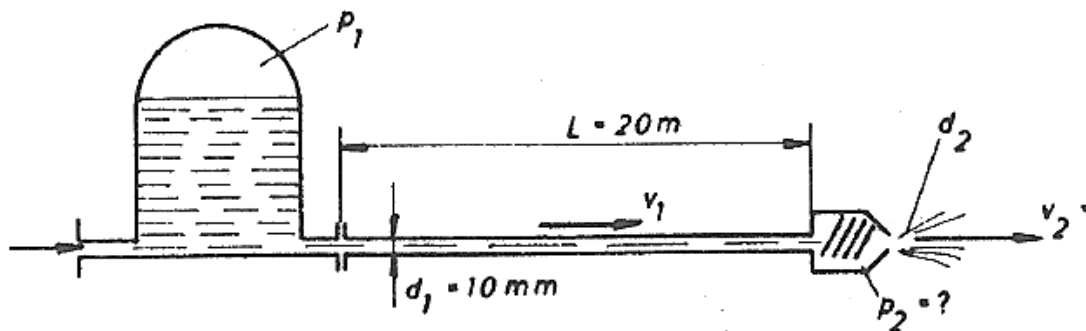
$$V' = 3,927 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$P = 3,927 \cdot 10^{-4} \cdot 500015,7 = 196,36 W$$

1.3 Példa

Nyomásesés kiszámítása, ha a cső végén szórófej van

Adott értékek: Lásd az 1.3. ábrán, illetve a légüstben lévő nyomás $p=0,3 MPa$, a fúvóka átmérője $d_2=2 mm$, a víz sűrűsége $\rho=1000 kg / m^3$, az áramlási tényező $\lambda=0,03$



1.3. ábra. Légüst és a szórófej

Kérdések:

- A szórófej nyílásánál mekkora lesz a kilépő folyadék sebessége, $v_2 = ?$
- Mekkora az áramlási sebesség a csőben, $v_1 = ?$
- Mekkora a nyomásesés a csővezetékben, $\Delta p = ?$
- Mekkora lesz a nyomás a szórófejben, $p_2 = ?$

Megoldás:

a, A kilépő folyadék sebességének számítása:

$$p_2 = p_1 - \Delta p$$

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L \cdot v_1^2 \cdot \rho}{d_1 \cdot 2}$$

A kontinuitás és a folyadék összenyomhatatlansága miatt:

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

Innen

$$v_1 = v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} = v_2 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$$

Behelyettesítés után a kilépő folyadék sebessége:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}} = \sqrt{\frac{2p_1 - \lambda \frac{L}{d_1} \cdot v_2^2 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4 \cdot \rho}{\rho}}$$

Négyzetre emelés és rendezés után

$$v_2^2 + \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4 \cdot v_2^2 = \frac{2 \cdot p_1}{\rho}$$

Innen

$$v_2 = \sqrt{\frac{2p_1}{\rho \cdot \left(1 + \lambda \frac{L}{d_1} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4\right)}} = \sqrt{\frac{600000}{1096}} = 23,4 \text{ m/s}$$

b, Áramlási sebesség a csőben

$$v_1 = v_2 \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = 23,4 \cdot \left(\frac{0,002}{0,01}\right)^2$$

$$v_1 = 0,936 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

c, Nyomásesés a csővezetékben: $\Delta p = \lambda \cdot \frac{L \cdot v_1^2 \cdot \rho}{d_1 \cdot 2} = 0,03 \cdot \frac{20 \cdot 0,936^2 \cdot 1000}{0,01 \cdot 2}$

$$\Delta p = 26283 \text{ Pa} = 26,283 \text{ kPa}$$

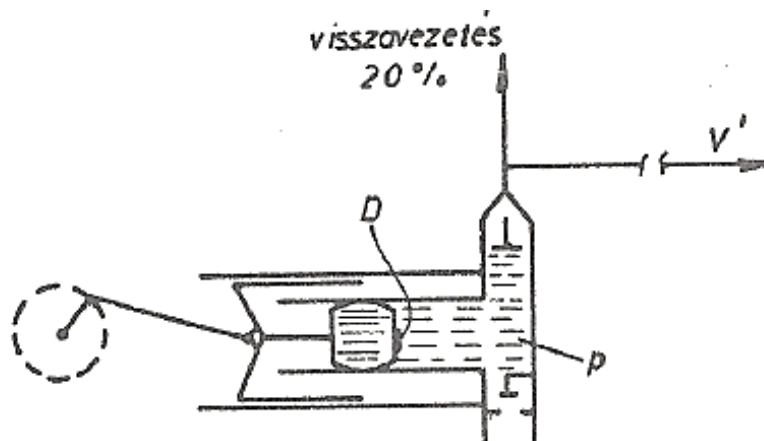
d, Nyomás a szórófejben: $p_2 = p_1 - \Delta p = 300000 - 26283 = 273717 \text{ Pa}$

$$p_2 = 0,27 \text{ MPa}$$

1.4 Példa

Egyhengeres dugattyús szivattyú folyadékszállítása és teljesítményigénye

Adott értékek: Lásd a 1.4 ábrát. A dugattyú átmérője $D=0,07 \text{ m}$, fordulatszáma $n=3 \text{ 1/s}$, a hajtókar sugara $r=0,045 \text{ m}$, a szivattyúban ébredő nyomás: $p=5,5 \text{ MPa}$. A hatásfokot nem vesszük figyelembe.



1.4. ábra. Dugattyús szivattyú

Kérdések:

- a, Hány liter folyadékot szállít a szivattyú egy másodperc alatt?
b, Mekkora a szivattyú teljesítményigénye?

Megoldás:

- a, A szállított vízmennyiség kiszámítása:
A szórófejekhez kerülő folyadékmennyiség

$$V_{sz} = 0,80 \cdot V'$$

1 s alatt szállított folyadékmennyiség:

$$V' = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2 \cdot r \cdot n$$

$$V' = \frac{0,7^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2 \cdot 0,45 \cdot 3 = 1,04 \frac{dm^3}{s}$$

$$V_{sz} = 0,8 \cdot 1,04 = 0,83 \frac{dm^3}{s}$$

- b, Szivattyú teljesítményigénye:

$$P = V_{sz} \cdot p = 0,00083 \cdot 5500000$$

$$P = 4620W = 4,62kW$$

1.5 Példa

Permetezőgép centrifugál szivattyújának teljesítményigénye

Adott értékek: A szivattyúban lévő nyomás: $p=0,5$ MPa, a szivattyú által percenként szállított folyadék mennyisége $210 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Kérdés:

Mennyi teljesítményt igényel az áramlás fenntartása?

Megoldás:

Az 1 s alatt szállított mennyiség:

$$V' = \frac{210}{1000 \cdot 60} = 0,0035 \frac{m^3}{s}$$

$$P = V' \cdot p = 0,0035 \cdot 500000$$

$$P = 1750 \text{ W} = 1,75 \text{ kW}$$

1.6 Példa

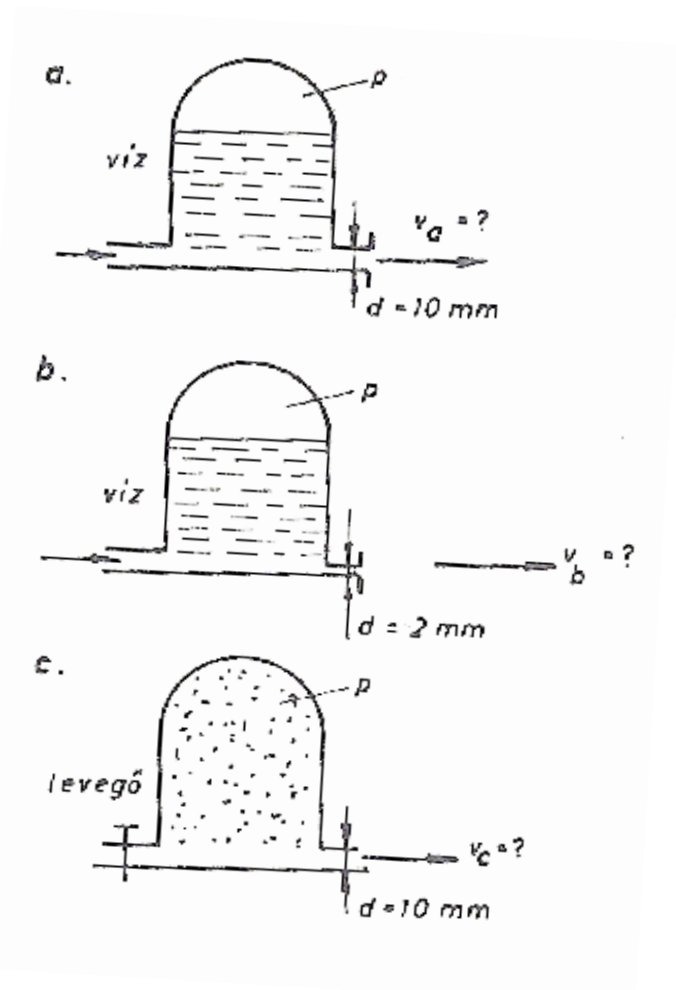
Kiáramló sebesség adott nyomású térből

Adott értékek: Lásd 1.6. ábrán. A légüst a, és b, esetben vízzel c, esetben pedig levegővel működik. A víz sűrűsége $\rho_{\text{víz}}=1000 \text{ kg/m}^3$, A levegő sűrűsége $\rho_{\text{lev}}=1,27 \text{ kg/m}^3$, mindhárom esetben a légüstben uralkodó nyomás: $p=0,3 \text{ MPa}$.

Kérdések:

Mekkora a kiáramló közeg sebessége az a, b, és c, esetben?

Mivel a kiáramló közeg sebessége nem függ a nyílás nagyságától, ezért



1.6. ábra. Légüst különböző halmazállapotú anyagokkal

$$v_a = v_b = \sqrt{\frac{2p}{\rho_{\text{víz}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 300000}{1000}} = \sqrt{600}$$

$$v_a = v_b = 24,49 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_c = \sqrt{\frac{2p}{\rho_{lev}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 300000}{1,27}} = \sqrt{472441}$$

$$v_c = 687,34 \frac{m}{s}$$

1.7 Példa

A szél tolóereje a faágra

Adott értékek: Vegyünk egy $l=0,8$ m hosszúságú és $d=0,01$ m átmérőjű hengeres ágat. Helyezzük el az ágat hosszával merőlegesen $v=100$ m/s sebességű légáramba. Az ágat egyik végénél fogva tartjuk a légáramba. A felületi tényező, $k=0,7$, A levegő sűrűsége, $\rho_{lev}=1,27$ kg / m³.

Kérdések:

- a, Mekkora a faágra ható tolóerő?
- b, Mekkora nyomaték ébred a megfogás helyén?

Megoldás:

- a, A tolóerő a következő összefüggéssel számítható:

$$F = A \cdot v^2 \cdot k \cdot \rho_{lev}$$

Az ágnak a légáramra merőleges legnagyobb keresztmetszete (vetülete):

$$A = l \cdot d = 0,8 \cdot 0,01 = 0,008 m^2$$

A tolóerő értéke:

$$F = 0,008 \cdot 100^2 \cdot 0,7 \cdot 1,27$$

$$F = 71,12 N$$

- b, A nyomaték nagysága, ha az F erő az ág közepén hat:

$$M = F \cdot \frac{l}{2} = 71,12 \cdot \frac{0,8}{2}$$

$$M = 28,4481 Nm$$

1.8 Példa

Hígítási, keverési számítások

A hígítási, keverési számítások általános érvényű összefüggése:

$$c_1 \cdot m_1 + c_2 \cdot m_2 = c / m_1 + m_2 /$$

ahol:

c_1 – az m_1 mennyiségű anyag töménysége,

c_2 – az m_2 mennyiségű anyag töménysége,

c – a keverés utáni töménység.

Adott értékek: $m_1 = 12$ liter, $c_1 = 20\%$ -os oldathoz öntsünk hozzá $m_2 = 120$ liter, $c_2 = 5\%$ -os oldatot.

Kérdés:

Milyen töménységű lesz keverés után az oldatunk, $c=?$

Megoldás:

$$c_1 \cdot m_1 + c_2 \cdot m_2 = c \cdot (m_1 + m_2)$$

Innen

$$c = \frac{c_1 \cdot m_1 + c_2 \cdot m_2}{m_1 + m_2} = \frac{0,2 \cdot 12 + 0,05 \cdot 120}{12 + 120}$$

$$c = 0,0636$$

A 132 liter keverék töménysége 6,36%-os lesz.

1.9 Példa

Permetlé készítés

Adott értékek: 5000 dm^3 , $c=0,3\%$ -os permetlevet kell készítenünk. A hatóanyagot tartalmazó és a vízhez keverendő folyadék $c_1=90\%$ -os töménységű. A permetlé és a permetezőszert sűrűségét a vízával azonosnak tekintjük.

Kérdés:

Mennyi permetszert kell bekevernünk, $m_1=?$

Megoldás:

$$c_1 \cdot m_1 = c \cdot (m_1 + m_2)$$

$$m_1 = \frac{c \cdot (m_1 + m_2)}{c_1} = \frac{0,003 \cdot 5000}{0,9}$$

$$m_1 = 16,67 \text{ dm}^3$$

Ezt a $16,67 \text{ dm}^3$ permetező szert kell feltölteni víz hozzáadásával 5000 dm^3 -re.

1.10 Példa

Hígítás vízzel

Adott értékek: $m_1=20 \text{ dm}^3$, permetezőszertünk van. Ezt vízzel kell hígítani úgy, hogy $c=3$ térfogatszázalékos oldatot kapjunk.

Kérdés: Mennyi vizet kell a permetezőszerthez önteni, $m_2?$

Megoldás:

$$c_1 \cdot m_1 = c \cdot (m_1 + m_2) = cm_1 + cm_2$$

$$m_2 = \frac{(c_1 - c) \cdot m_1}{c} = \frac{(1 - 0,03) \cdot 20}{0,03} = 646,66 \text{ dm}^3$$

Szálastakarmány betakarítás gépei

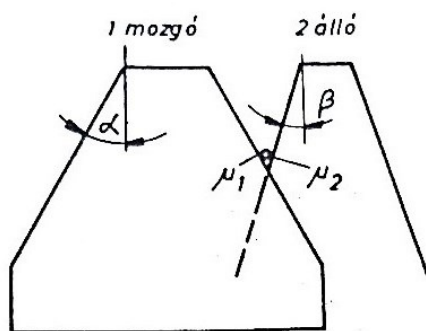
2. SZÁLASTAKARMÁNY BETAKARÍTÁSÁNAK GÉPEI

2.1 Példa

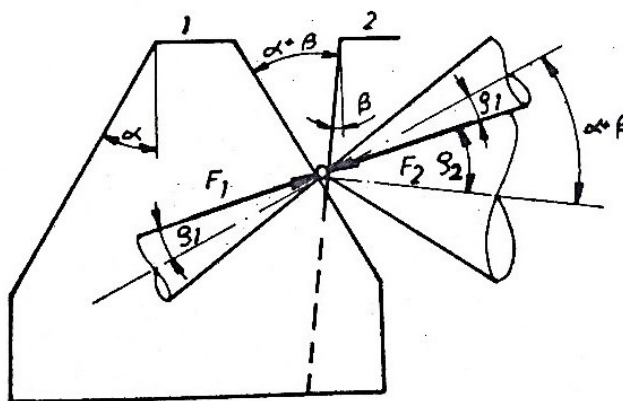
Alternáló fűkasza vágásának feltétele

Adott értékek: /lásd az 2.1/a. ábrán/

A kasza mozgó pengéjének nyílásszöge $\alpha = 30^\circ$. A vágás folyamán a záródó élek és az elvágandó növényzet között a súrlódási tényező értékei $\mu_1 = 0.3$, $\mu_2 = 0.7$.



a.



b.

2.1. ábra. Álló és mozgó pengék

Kérdések:

- Maximálisan milyen értékű lehet az álló penge azon nyílásszöge, β melynél az anyag még nem csúszik előre?
- Rajzoljuk fel a súrlódási kúpszögeket és azon az egyensúlyban lévő erőket.

Megoldás:

- A két penge közül akkor nem csúszik ki a szál, ha a pengék nyílásszöge $/\alpha + \beta/$ kisebb, mint a súrlódási félkúpszögek összege $/\delta_1 + \delta_2/$.

$$\alpha + \beta \leq \delta_1 + \delta_2$$

Mivel $\mu = \tan \delta$

$$\delta = \arctan \mu$$

$$\delta_1 = \arctan \mu_1 = 16,70^\circ$$

$$\delta_2 = \arctan \mu_2 = 34,99^\circ$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 51,69^\circ$$

Az állópenge nyílásszöge

$$\beta \leq \delta_1 + \delta_2 - \alpha \leq 51,69^\circ - 30^\circ = 21,69^\circ$$

b) A súrlódási kúpszögek és azokon az egyensúlyban lévő erők az 2.1/b. ábrán láthatók.

2.2 Példa

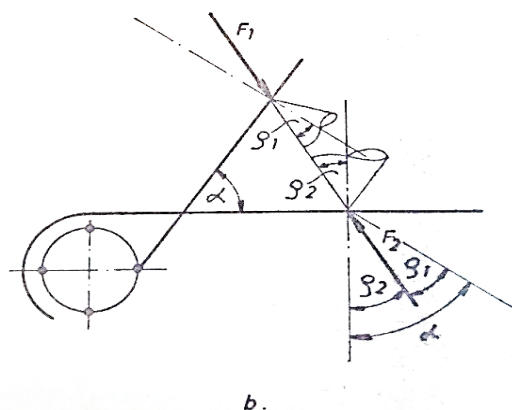
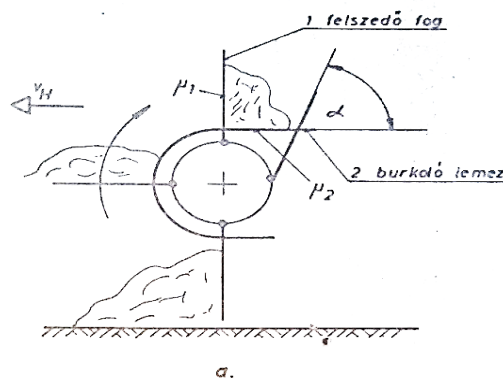
Vezérelt fogú rendfelszedő anyagtovábbítása

Adott értékek: /lásd az 2.2/a. ábrán/

Lekaszált lucernának rendről történő felszedése folyamán a növényzet súrlódása a felszedő fogakon $\mu_1 = 0,3$, a burkoló lemezen $\mu_2 = 0,5$ értékű.

Kérdések:

- Minimálisan milyen dőlésszöggel helyezkedhet el a fog a lemezhez képest akkor, ha tömités mentes anyagtovábbítás a célunk?
- Rajzoljuk fel a súrlódási kúpszögeket és azon az egyensúlyban lévő erőket.



2.2. ábra. Rendfelszedő

Megoldás:

a) Tömörítés nélkül megy végbe az anyagtovábbítás, ha a dőlésszög α_{min} megegyezik a súrlódási félkúpszögek összegével $\delta_1 + \delta_2$.

$$\alpha_{min} = \delta_1 + \delta_2$$

A súrlódási félkúpszögek:

$$\delta_1 = \arctan \mu_1 = 16,70^\circ$$

$$\delta_2 = \arctan \mu_2 = 26,57^\circ$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 43,27^\circ$$

A felszedő fog minimális dőlésszöge:

$$\alpha_{min} = \delta_1 + \delta_2 = 43,27^\circ$$

b) A súrlódási kúpszögek és az egyensúlyban lévő erők a 2.2/b. ábrán láthatóak.

2.3 Példa

Kidobókaros terménytovábbító működése

Adott érték: /lásd az 2.3/a. ábrán/

A vízszintesen elhelyezett tengellyel együtt forgó acélkar és a termény között $\mu_1 = 0,2$, míg a termény és a fenéklemez között $\mu_2 = 0,35$ értékű a súrlódási tényező. A kar dőlésszöge $\alpha = 60^\circ$ -os.

Kérdések:

a) A vázolt helyzetben a kar tolja vagy tömöríti-e az anyagot?

b) Vázzuk fel a súrlódási kúpszögeket és a ható aktív erőket.

Megoldás:

a) A tömörítés határesetére $\alpha_{min} = \delta_1 + \delta_2$

A súrlódási félkúpszögek :

$$\delta_1 = \arctan \mu_1 = 11,31^\circ$$

$$\delta_2 = \arctan \mu_2 = 19,29^\circ$$

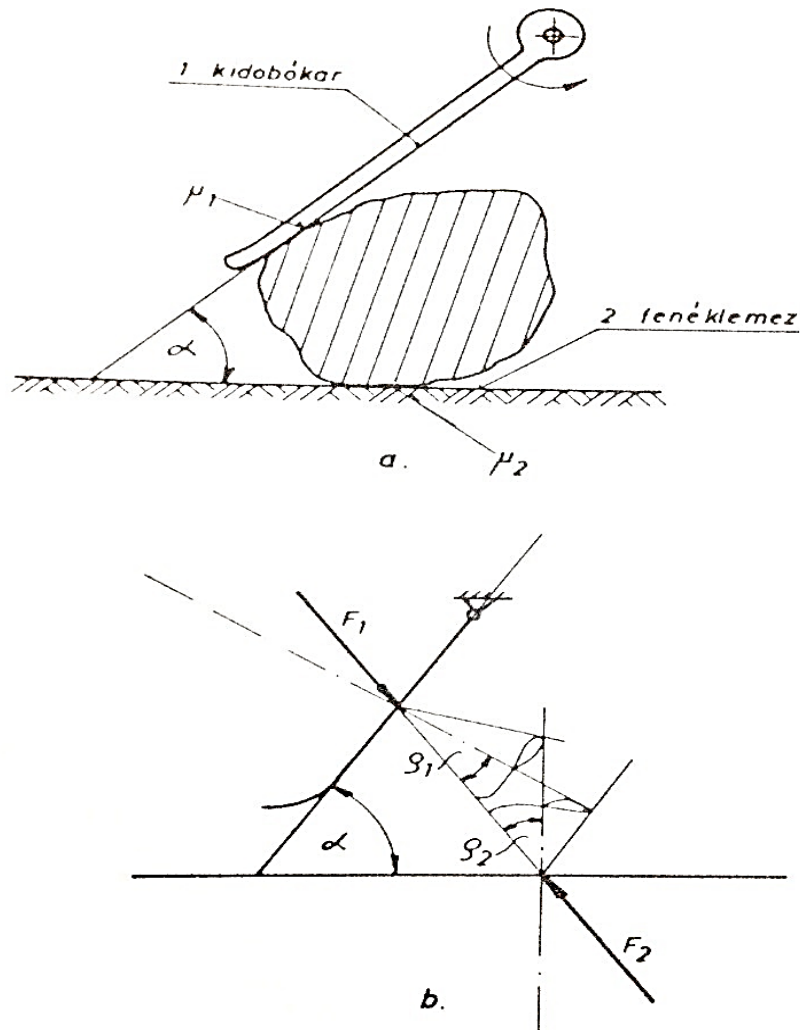
$$\delta_1 + \delta_2 = 30,60^\circ$$

így

$$\alpha_{min} = \delta_1 + \delta_2 = 30,6^\circ$$

Mivel $\alpha_{min} < \alpha = 60^\circ$, a terménytovábbító kar tolja az anyagot.

a) A súrlódási kúpszögek és az egyensúlyban lévő erők az 2.3/b. ábrán láthatók.



2.3. ábra. Terménytovábbító

2.4 Példa

Kaszavezeték hossza

Adott értékek: /lásd az 2.4. ábrán/

Alternáló fűkasza forgattyús hajtóművel történő üzemeltetésekor az F erő az ábrán látható $\alpha=7^\circ$ -os szög alatt éri a gömbfejet. A kaszafej geometriai méretei: $a=100$ mm, $b=250$ mm. A megvezetésnél a mozgó pengesor súrlódási tényezője $\mu=0,2$.

Kérdések:

- Melyik ponton /A, B/ fekszik fel a mozgó pengesor?
- Minimálisan mekkora megvezetés $/l_{min}/$ szükséges a kasza befeszülésmentes működéséhez, ha a vázolt helyzet a kritikus /szerkesztéssel/?

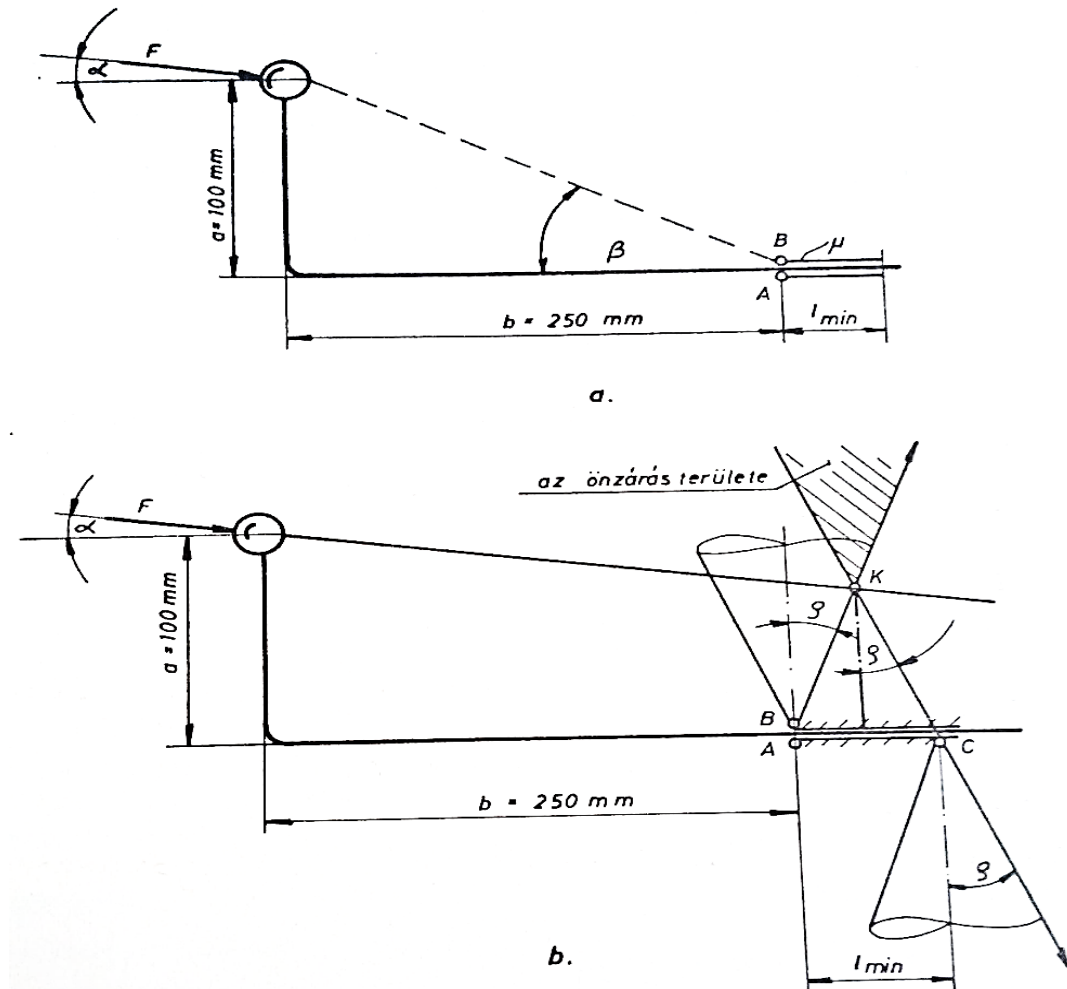
Megoldás :

- A felfekvési pont eldöntéséhez a kaszafej geometriájából meghatározzuk a β szög értékét.

$$\beta = \arctg \frac{a}{b} = \arctg \frac{100}{250} = 21,8^\circ$$

Mivel $\alpha = 7^\circ$ így esetünkben $\beta > \alpha$, vagyis az F erő hatásvonalára B pont fölé kerül, tehát megállapítható, hogy a pengesor a B pontban fekszik fel.

b) A követhető szerkesztésből kiadódik a keresett l_{min} hosszúság /2.7/b/ A "B" ponttól δ szöggel húzott egyenesnek az F erő meghosszabbított hatásvonalában nyert "K" metszés pontjából szintén δ szög alatt húzott másik iránynak az alsó megvezetésen nyert "C" metszéspontja kijelöli a megvezetés l_{min} hosszát.



2.4. ábra. A kaszavezeték

2.5 Példa

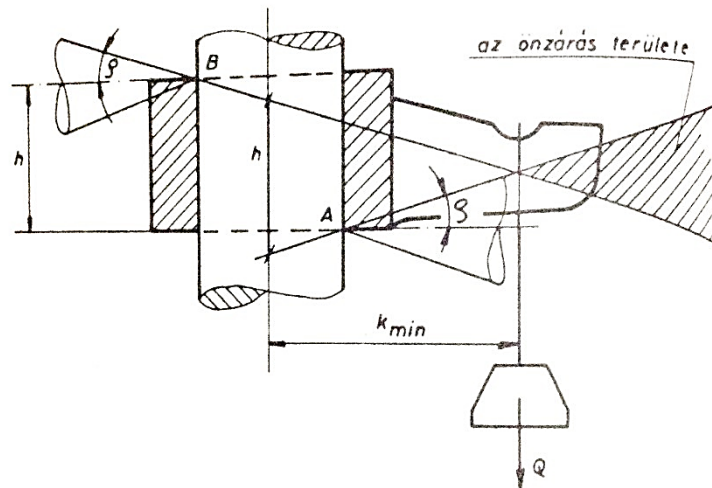
Súrlódásos akasztókar hossza

Adott értékek /lásd az 2.5. ábrán/

Az akasztókar súrlódó hüvelyének magassága $h=60\text{mm}$, a súrlódási tényező értéke $\mu_1=0,1$.

Kérdés:

Minimálisan mekkorára kell választani az akasztókar "k" karját, hogy az az önzárás következtében megakadályozza a teher lecsúszását?



2.5. ábra. Akasztókar

Megoldás:

Az ábrából látható, hogy

$$\frac{h}{2} = k_{min} \cdot \tan \delta = k_{min} \cdot \mu$$

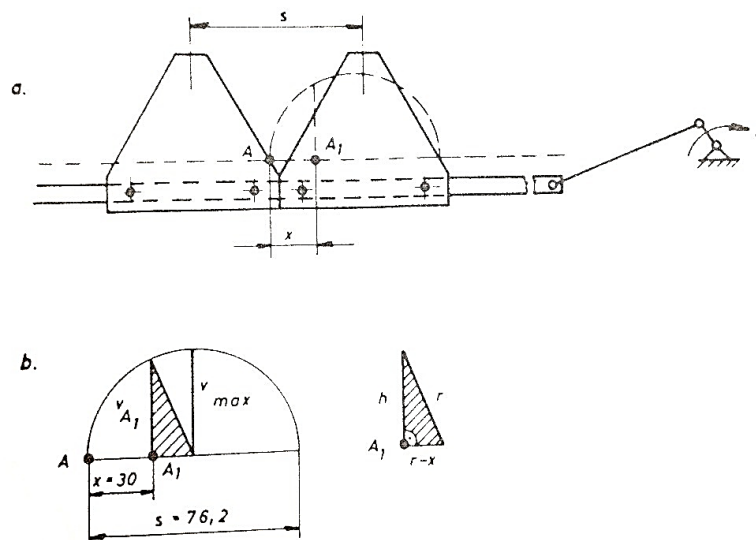
innen a kar hossza

$$k_{min} = \frac{h}{2\mu} = \frac{60}{2 \cdot 0,1} = 300 \text{ mm}$$

2.6 Példa

Alternáló fűkasza vágási sebessége

Adott értékek: /lásd az 2.6. ábrán/



2.6. ábra. Vágószerkezet

Alternáló, normál vágású fűkaszáznál a mozgópengék osztása és a lökethossz $s = 3''/1'' = 25,4$ mm/ értékű. A kaszaszerkezetet $n=955 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámmal üzemeltetjük.

Kérdések:

- Mennyi a vágószerkezet átlagsebessége?
- Milyen értékű a vágóél A pontjának sebessége a bal oldali holtponttól $x=30$ mm-re?

Megoldás:

a) A 2.6. ábrán a szemléltetett dezaxiált vágószerkezetnél a dezaxialitás és a végleges hajtórúd r/l viszonyának hatását nem vesszük figyelembe. A kasza mozgását így harmónikus lengőmozgásnak tekintjük. Ebben az esetben a kaszasebességek löketmenti eloszlása félkörrel ábrázolható. A kaszasebesség maximális értéke azonos a forgattyu kerületi sebességével.

A közepeskaszasebesség:

$$v_k = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 955}{60} = 2,43 \text{ m/s}$$

b) Kaszasebesség az A_1 pontban:

$$\text{Mivel } \omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = 100 \text{ s}^{-1}, \text{ így}$$

a maximális kaszasebesség

$$v_{\max} = \frac{s}{2} \cdot \omega = r \cdot \omega$$

$$v_{\max} = 0,0381 \cdot 100 = 3,81 \text{ m/s}$$

A vágóél A pontjának sebessége az adott helyen a sugárhoz viszonyítva meghatározható, mivel $r:h = v_{\max} : V_{A1}$

Esetünkben $x = 30 \text{ mm}$, ezért

$$h = \sqrt{r^2 - (r - x)^2} = \sqrt{38,1^2 - (38,1 - 30)^2} = 37,23 \text{ mm}$$

$$v_{A1} = \frac{h}{r} \cdot v_{\max} = \frac{37,23}{38,1} \cdot 3,81 = 3,72 \text{ m/s}$$

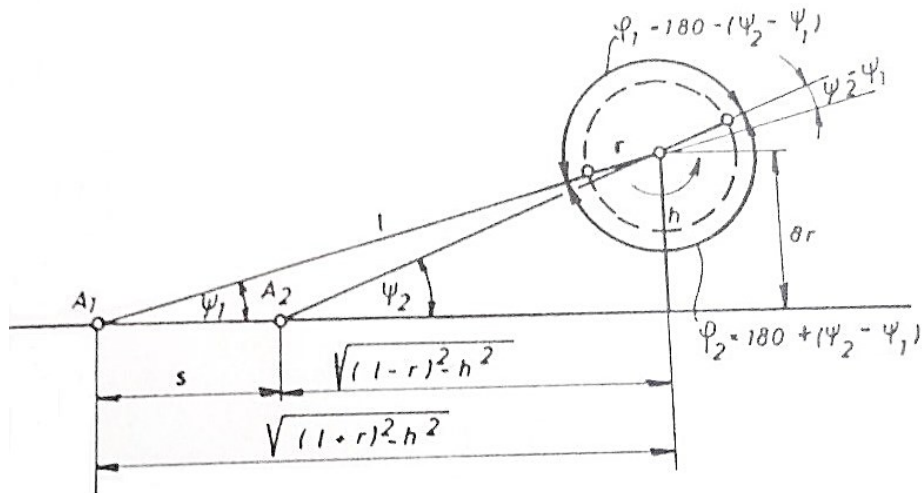
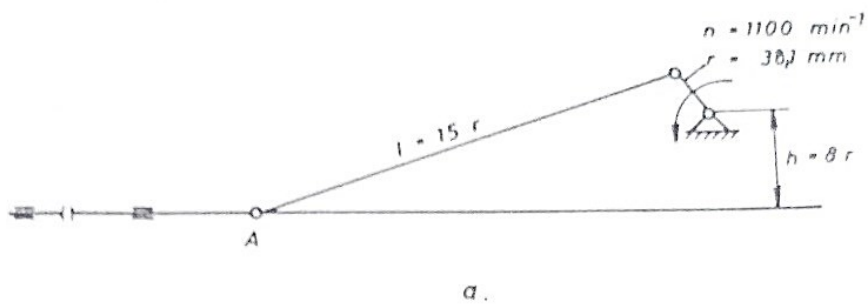
2.7 Példa

Dezaxiált forgattyús hajtóművel üzemeltetett vágószerkezet lökete, középsebessége és holtponthelyzete.

Adott értékek: /lásd az 2.7/a ábrán/. Az ábra dezaxiált kasza forgattyús mechanizmusát mutatja.

Kérdések:

- Mekkora a kasza lökete?
- Számítsuk ki a kasza középsebességét!
- Határozzuk meg a kifelé / A_1 helyzethet / és a befelé / A_2 helyzethet / menethez tartozó holtponthelyzete / forgattyúsögforgulások!



2.7. ábra. Alternáló fűkasza vázlata

Megoldás:

a) A lökethossz általános kifejezése az ábra alapján

$$s = \sqrt{(l+r)^2 - h^2} - \sqrt{(l-r)^2 - h^2}$$

Behelyettesítve az adatokat :

$$s = \sqrt{(16r)^2 - (8r)^2} - \sqrt{(14r)^2 - (8r)^2} = 2,37 r$$

$$s = 2,37 \cdot r = 90,2 \text{ mm}$$

b) A kasza középsebessége :

$$v_k = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{0,0902 \cdot 1100}{30} = 3,31 \text{ m/s}$$

c) A holtponthi hajtókar-szög állások az 5.7/b. ábra alapján.

$$A_1 \text{ pontban } \psi_1 = \arctg \frac{8r}{16r} = 26,57^\circ$$

$$A_2 \text{ pontban } \psi_2 = \arctg \frac{8r}{14r} = 29,74^\circ$$

$$\psi_2 - \psi_1 = 3,17^\circ$$

A holtponti helyzetekhez tartozó forgattyú-szögelfordulások belülről kifelé, A_1 -hez történő elfordulásakor

$$\varphi_1 = 180^\circ - (\psi_2 - \psi_1) = 180 - 3,17 = 176,83^\circ$$

Kivülről befelé A_2 - hez történő elfordulásakor

$$\varphi_2 = 180^\circ + (\psi_2 - \psi_1) = 180 + 3,17 = 183,17^\circ$$

2.8 Példa

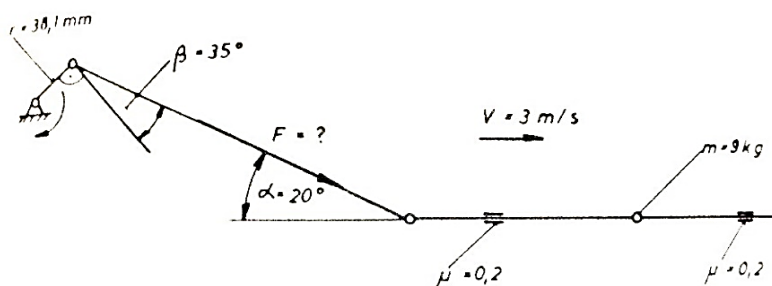
A surlódás legyőzéséhez szükséges tolóerő a hajtórúdban

Adott értékek: / lásd a 2.8/a. ábrán/

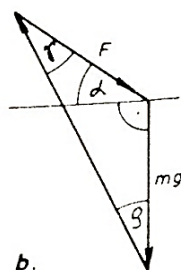
A vázolt mechanizmusnál csak a vízszintes megvezetésénél fellépő súrlódó erőt kell legyőzni.

Kérdések:

- A vázolt helyzetben mekkora a vágószerkezet hajtórúdjaiban ébredő "F" erő?
- Mennyi az üresjáratú hajtóteljesítmény a vázolt pillanatban és a szükséges hajtónyomaték értéke?



a.



b.

2.8. ábra. Vágószerkezet

a) Az erővektoroknál a szögek értékei az 2.8/b ábra alapján

$$\gamma = 180^\circ - (90^\circ + 20^\circ + 11,31^\circ) = 58,69^\circ$$

$$\frac{f}{m \cdot g} = \frac{\sin \delta}{\sin \gamma}$$
$$F = mg \frac{\sin \delta}{\sin \gamma} = 9 \cdot 9,81 \cdot \frac{\sin 11,31^\circ}{\sin 58,69^\circ} = 20,27 \text{ N}$$
$$P_0 = F \cdot \cos \alpha \cdot v = 20,27 \cdot \cos 20^\circ \cdot 3 = 57,13 \text{ W}$$
$$M_0 = F \cdot \cos \beta \cdot r = 20,26 \cdot \cos 35^\circ \cdot 0,0381 = 0,633 \text{ Nm}$$

Rotációs kasza fordulatszám

The diagram illustrates a mechanical system consisting of a rotating disk and a sliding block. The disk, of radius r , rotates with angular velocity ω in the clockwise direction. A rectangular block of height h is in contact with the disk at two points, labeled 1 and 2. The block's horizontal velocity is denoted by v_K . The contact points on the disk are labeled 1' and 2'. The block's vertical edges are labeled 3 and 4 on the left, and 3' and 4' on the right. The region between the block and the disk is shaded with diagonal lines. The distance from the center of the disk to the contact point 1 is labeled r . The height of the block is labeled h . The angular velocity of the disk is labeled ω . The horizontal velocity of the block is labeled v_K . The horizontal velocity of the block's right edge is labeled v_h .

22

A kasza rotorjának az átmérője $2r=700$ mm, a kés kinyúlása $h=40$ mm. Munkavégzés közben $v_H = 10,8 \frac{km}{h}$ sebességgel halad a szerkezet.

Kérdés:

Mekkora fordulatszámmal kell forgatni a vázolt rotációs kasza rotorját, hogy a szomszédos kések – az 1,2 él és a 3,4 él – által súrolt területek a tengelyvonalban /2',3' fedőponton/éppen csatlakozzanak ?

Megoldás:

Egy körülfordulás ideje

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

1/4 fordulat ideje

$$t_{1/4} = \frac{T}{4} = \frac{\pi}{2\omega}$$

Az előrehaladás útja t idő alatt

$$h = v_H \cdot t_{1/4} = v_H \cdot \frac{\pi}{2\omega}$$

innen

$$\omega = \frac{v_H \cdot \pi}{2 \cdot h} = \frac{3 \cdot \pi}{2 \cdot 0,04} = 117,81 \text{ s}^{-1}$$

A szükséges fordulatszám

$$n = 9,55 \cdot \omega = 1125 \text{ min}^{-1}$$

2.10 Példa

A széna útja csillagkerekű rendszernél

Adott értékek: /lásd az 2.10. ábrán/

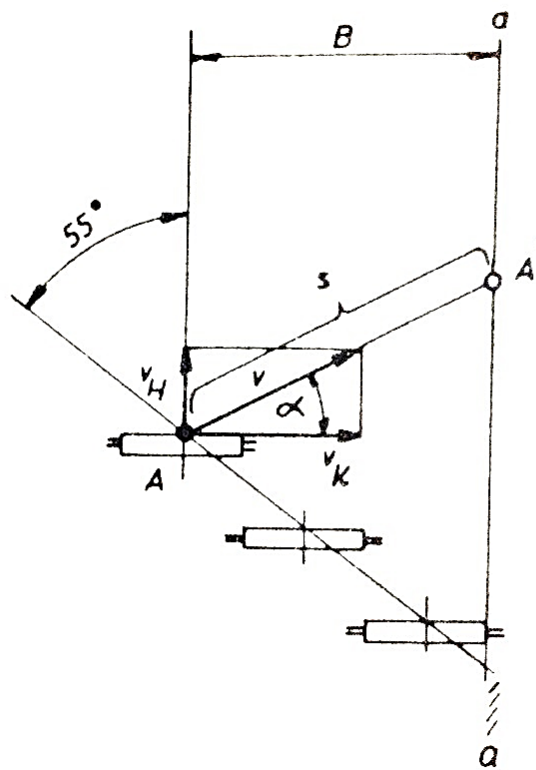
Kerekű rendszernél $B=3$ m munkaszélességnél rendszert végzünk $v_H = 7,2 \text{ km/h}$ sebességgel. A sodrófogak kerületi sebessége $v_K = 3,5 \text{ m/s}$.

Kérdés:

Milyen hosszú úton tereli a szénát a vázolt rendszer az A pontból az 'a-a' vonallal jelzett rend A' pontjáiig ?

Megoldás:

Az ábrán látható, hogy az A-pontban lévő széna a „v” eredő sebesség irányába mozdul el, így az elmozdulás iránya:



2.10. ábra. Csillagkeres rendsodró

$$\alpha = \arctan \frac{v_H}{v_K} = \arctan \frac{2}{3,5} = 29,745^\circ$$

A széna útja

$$s = \frac{B}{\cos \alpha} = \frac{3}{\cos 29,745} = 3,455 \text{ m}$$

2.11 Példa

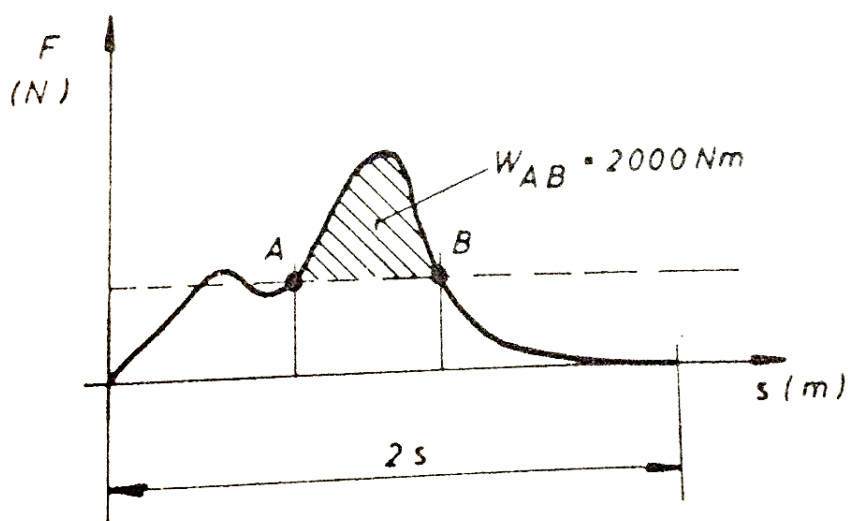
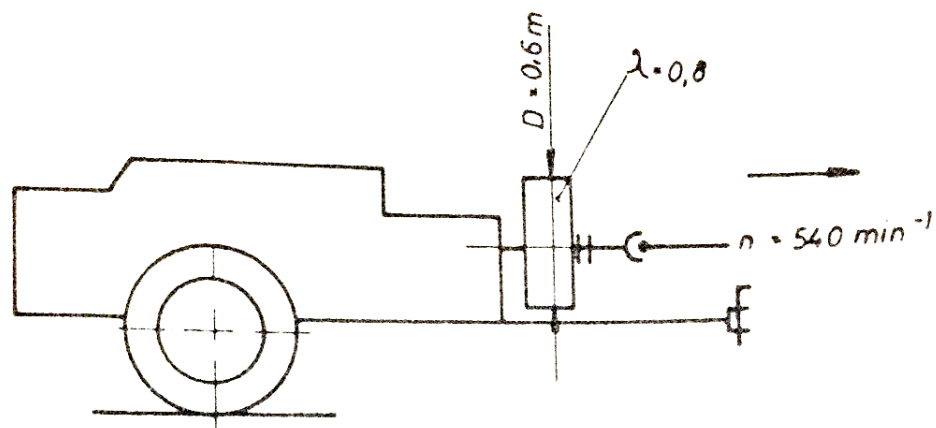
Bálázógép lendkerekének tömege

Adott értékek: /Lásd az 2.11. ábrán/

A feladatban szereplő bálázó lendkerekének átmérője $D=60 \text{ cm}$. Az egyenlőtlenlenségi fok $\sigma = 0,1$, míg $\lambda = 0,8$ értékű. A tömörítés egy löket alatti többlet munkaigénye $W_{AB}=2000 \text{ Nm}$.

Kérdés:

Hány kg-os lendítőkerék szükséges a vázolt hasáb bálázó üzemeltetéséhez?



2.11. ábra. Dugattyús bálázógép

Megoldás:

A lendítőkerék szögsebessége:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 540}{60} = 56,55 \text{ s}^{-1}$$

A tehetetlenségi nyomaték:

$$J = \frac{W_{AB}}{\sigma \cdot \omega^2} = \frac{2000}{0,1 \cdot 56,55^2} = 6,25 \text{ kgm}^2$$

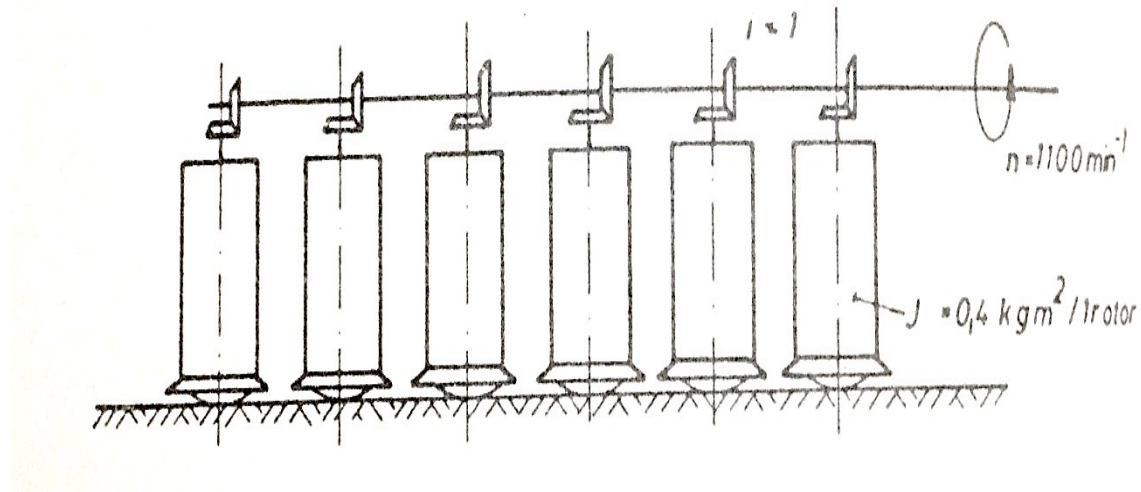
A lendítőkerék tömege:

$$m = \frac{J}{\lambda r^2} = \frac{6,25}{0,8 \cdot 0,3^2} = 86,87 \text{ kg}$$

2.12 Példa

Kaszatorok felgyorsításának nyomaték- és teljesítményigénve

Adott értékek: /lásd a 2.12 a ábrán/



2.12. a. ábra. Rotációs kasza vázlata

A $z=6$ db rotort tartalmazó kaszalogépet $i=1$ kúpkeres áttételen keresztül $n=1100 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámmal üzemeltetjük. A rotorok egyenkénti tehetetlenségi nyomatéka $J = 0,4 \text{ kgm}^2$. Üzemi fordulatok álló helyzetből $t=4$ s alatt érik el. A számításnál nem vesszük figyelembe a légelellállást, valamint a csapágyak súrlódását, továbbá egyenletes gyorsulást feltételezünk.

Kérdések:

- Mekkora nyomaték és teljesítmény szükséges a 6 rotoros kasza üzemi fordulatra történő felgyorsításához ?
- Ábrázoljuk diagramban az első 5 s alatt a gyorsító nyomaték $/M/$, a szögsebesség $/\omega/$, és a gyorsításhoz szükséges teljesítmény $/P/$ alakulását !

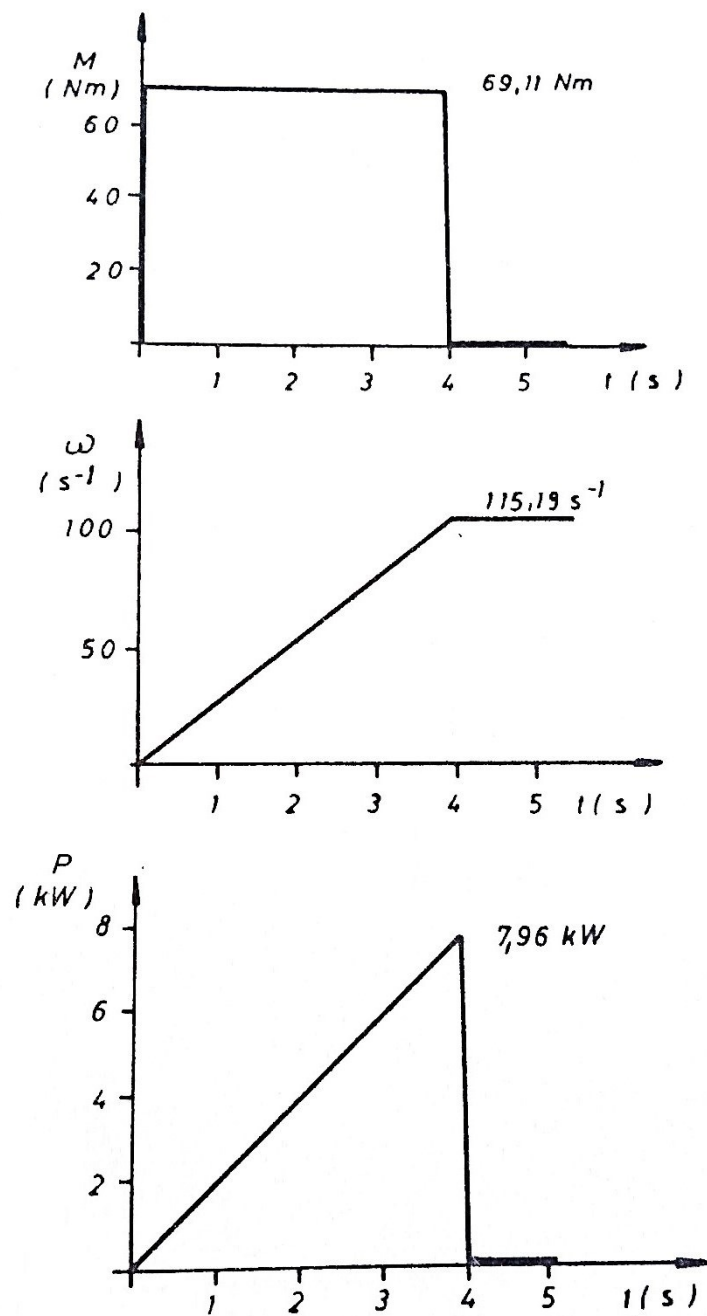
Megoldás:

- a) A szöggyorsulás értéke

$$\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t} = \frac{115,19 - 0}{4} = 28,8 \text{ s}^{-2}$$

A gyorsító nyomaték

$$M = z \cdot J \cdot \varepsilon = 6 \cdot 0,4 \cdot 28,8 = 69,12 \text{ Nm}$$



b.

2.12 b. ábra. Diagramok

A gyorsító nyomaték a gyorsítás időtartama alatt állandó. A szakasz végén értéke nullára csökken abban az esetben, ha a légellenállást és a csapágysúrlódást elhanyagoljuk. Valós körülmények között viszont az üresjáratú nyomaték értéke csökken.

A teljesítmény igény

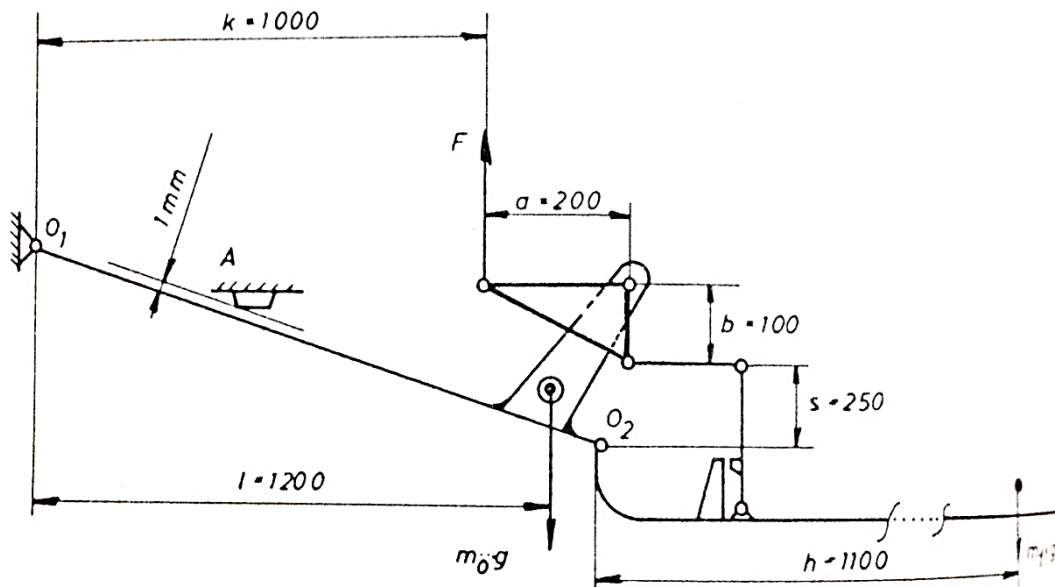
$$P = M \cdot \omega = 69,12 \cdot 115,19 = 7961,4 \text{ W}$$

b) A gyorsítás időtartama alatti nyomaték értékének, a szögsebességnek, valamint a teljesítményigénynek az idő függvényében történő ábrázolását az 2.12 b ábra mutatja.

2.13 Példa

Fukasza vágószerkezetének kiemelése

Adott értékek: /Lásd az 2.13. ábrán/.



2.13. ábra. Vágószerkezet kiemelő

A vágószerkezet kiemelésekor első ütemben O_1 körül az egész $m_0=150$ kg tömegű egység megemelkedik, majd az A pontban történő felütközést követően már csak az $m_1= 50$ kg tömegű kaszaszerkezet fordul el az O_2 csuklópont körül.

Kérdés:

Mekkora erővel kell a vázolt fűkaszát emelni a felütközés előtt, valamint a kaszaszerkezetet behajtani az ütközés után ?

Megoldás:

Az erő meghatározása az ütközés előtti esetben az O_1 pontra vett nyomatékok egyenlőségéből

$$F_1 \cdot k = m_0 \cdot g \cdot l$$

innen

$$F_1 = \frac{m_0 \cdot g \cdot l}{k} = \frac{150 \cdot 9,81 \cdot 1200}{1000} = 1765,80 \text{ N}$$

A felütközés után

$$F_2 \cdot \frac{a}{b} \cdot s = m_1 \cdot g \cdot h$$

innen a felhajtáshoz szükséges erő

$$F_2 = \frac{m_1 \cdot g \cdot h \cdot b}{a \cdot s} = \frac{50 \cdot 9,81 \cdot 1100 \cdot 100}{200 \cdot 250} = 1079,1 \text{ N}$$

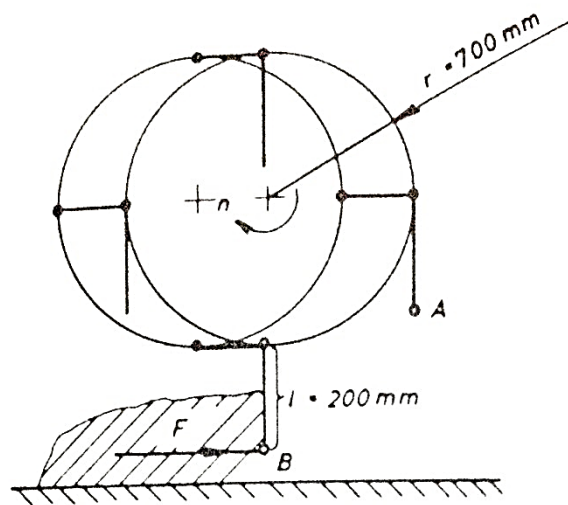
2.14 Példa

Parallelogramma vezérlésű rendsodró nyomték- és teljesítményigénye

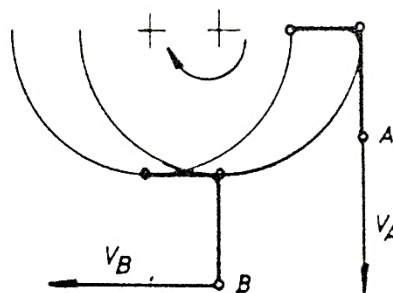
Adott értékek: Lásd az 2.14 a. ábrán. Esetünkben a 3 rotorból álló rendsodró egy rotorjának $n=500 \text{ min}^{-1}$ fordulattal történő üzemeltetésekor a foghegynél $F=120 \text{ N}$ erő lép fel.

Kérdések:

- Mekkora nyomaték és teljesítmény szükséges a vázolt rendsodró egy rotorjának a hajtásához ?
- Mekkora és milyen irányú a foghegyek A és B pontjainak sebessége hajtott rotorú álló gépnél ?



a.



b.

2.14. ábra. Rendsodró rotorja

Megoldás:

a) A meghajtáshoz szükséges nyomaték
 $M = F \cdot r = 120 \cdot 0,7 = 84 \text{ Nm}$

A teljesítményigény

$$P = M \cdot \omega = M \cdot \frac{n}{9,55} = 84 \cdot \frac{50}{9,55} = 439,79 \text{ N}$$

b) A paralellogram vezérlésből adódóan a foghegyek sebessége egyenlő, így

$$v_A = v_B = r \cdot \omega = 0,7 \cdot 5,24 = 3,67 \text{ m/s}$$

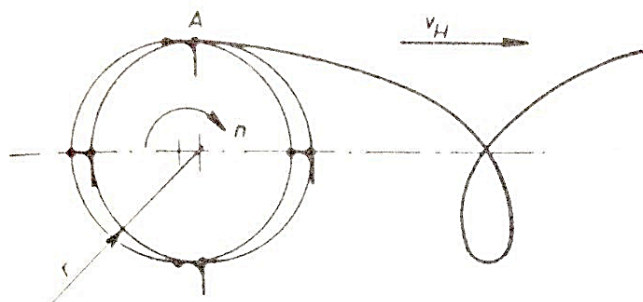
A sebesség irányai az 2.14 b. ábrán láthatók.

2.15 Példa

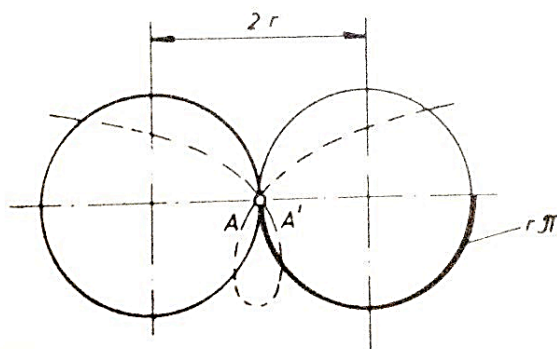
Hurkolt cikloist leíró motolla fordulatszám

Adott értékek: /lásd az 2.15 a. ábrán/

Egy $r=0,7 \text{ m}$ sugarú motollával $v_H=6 \text{ km/h}$ sebességgel haladunk.



a.



b.

2.15. ábra. Motolla és a ciklois ív

Kérdés:

Milyen fordulatszámmal kell forgatni a motollát ahhoz, hogy az "A" pont által leírt ciklois a tengely vonalán kereszteződjön?

Megoldás:

Az 5.15 b. ábra alapján belátható, hogy a feltételt kielégítő gördülő kör fél fordulat alatt ér az A pont újból a sík ugyanazon A' fedőpontjára, tehát ekkor záródik a ciklois hurokja. Ez alatt az A pont $\widehat{r\omega}$ íven – mint kerületen – mozgott és a kör középpontja $2r$ távolságra haladt előre.

Így felírható, hogy

$$\lambda = \frac{r \pi}{2 r} = \frac{\pi}{2}$$

valamint

$$\lambda = \frac{v_K}{v_H}$$

A kerületi sebesség

$$v_K = v_H \cdot \lambda = 6 \cdot \frac{\pi}{2} = 9,425 \frac{km}{h} = 2,618 m/s$$

$$v_K = r \cdot \omega$$

A fordulatszám

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot v_K}{2 \cdot r \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 2,618}{2 \cdot 0,7 \cdot \pi} = 35,714 min^{-1}$$

2.16 Példa

Motolla fog eredő sebessége

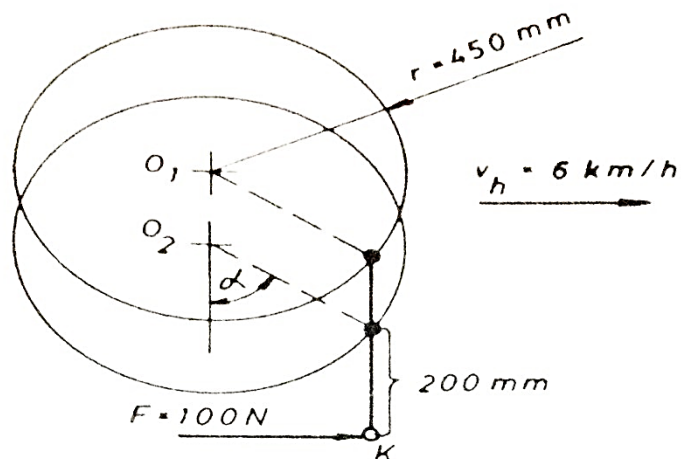
Adott értékek: A forogva haladó motolla pillanatnyi helyzetét és adatait az 2.16 a ábra szemlélteti. A fogak végére a termény tereléséhez szükséges $F = 100 N$ erő hat.

Kérdések:

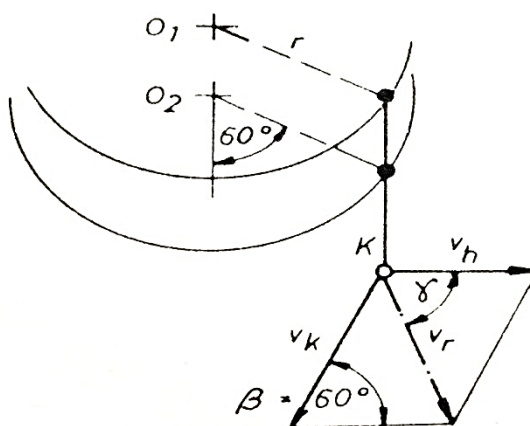
- Határozzuk meg a motolla fog végén lévő K pont eredő sebességének nagyságát és irányát !
- Mekkora a terelhető nyomaték értéke ?
- Mennyi a szükséges hajtóteljesítmény ?

$$\alpha = 60^\circ$$

$$\lambda = 1,3$$



a.



b.

2.16. ábra. Motolla

Megoldás:

A) A K pontban a kerületi sebesség merőleges a sugár pillanatnyi állására. Így az 2.16 b. ábra alapján megállapítható, hogy $\beta = 60^\circ$, mivel α és β merőlegesszerű szög.

A kerületi sebesség

$$v_K = \lambda \cdot v_H = 1,3 \cdot 1,67 = 2,17 \text{ m/s}$$

$$\lambda = \frac{v_K}{v_H} = 1,3$$

A motolla fog végén lévő K pont eredő sebessége

$$v_r = \sqrt{v_H^2 + v_K^2 - 2 v_H \cdot v_K \cdot \cos \beta} = \sqrt{1,67^2 + 2,17^2 - 2 \cdot 1,67 \cdot 2,17 \cdot \cos 60^\circ} = 1,97 \text{ m/s}$$

Az eredő sebesség iránya

$$\frac{\sin \gamma}{\sin \beta} = \frac{v_K}{v_r}$$

innen

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{v_K}{v_R} \cdot \sin \beta\right) = \arcsin\left(\frac{2,17}{1,97} \cdot \sin 60^\circ\right) = 72,54^\circ$$

b) A terhelő nyomaték

$$M = F \cdot r = 100 \cdot 0,45 = 45 \text{ Nm}$$

c) A szögsebesség értéke

$$\omega = \frac{v_K}{r} = \frac{2,17}{0,45} = 4,82 \text{ s}^{-1}$$

A szükséges hajtóteljesítmény

$$P = M \cdot \omega = 45 \cdot 4,82 = 216,8 \text{ W}$$

2.17 Példa

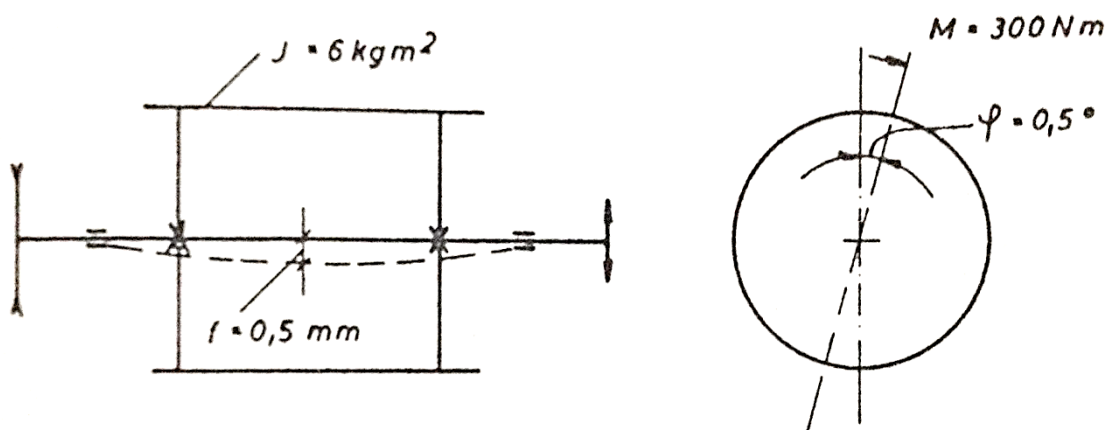
Szecskázódob kritikus fordulatszáma

Adott értékek: /lásd az 2.17. ábrán/. Az adott szecskázódob saját tömegének hatására $f=0,5$ mm-t hajlik le.

$M=300$ Nm nyomaték hatására a tengely $\varphi = 0,5^\circ$ -ot csavarodik el. Az f és M értéke méréssel meghatározható.

Kérdések:

- a) Mekkora a hosszirányú lengésekből származó kritikus fordulatszám?
- b) Mekkora a torziós lengésekből származó kritikus fordulatszám?



2.17. ábra. Szecskadob vázlat

Megoldás:

a) A kritikus fordulatszám kifejezése

$$n_K \cong \frac{300}{\sqrt{0,05}} = 1341,64 \text{ min}^{-1}$$

Ugyanezt az eredményt kapjuk, ha a tengely lengését leíró harmónikus rezgőmozgásból indulunk ki:

$$m \cdot a + k \cdot x = 0$$

$$\text{ahol: } a = -\frac{k}{m} x \quad \text{mivel} \quad k = \frac{m \cdot g}{f}$$

$$x'' = -\frac{k}{m} x = -\omega^2 \cdot x$$

innen

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

$$n_K = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f}} = \frac{60}{2 \cdot \pi} = \sqrt{\frac{981 \text{ /cm s}^{-2}/}{f \text{ /cm/}}} = 299,09 \frac{1}{\sqrt{f \text{ /cm/}}} \text{ min}^{-1}$$

Ezzel a kritikus fordulatszám pontos értéke:

$$n_K = 299,09 \cdot \frac{1}{\sqrt{0,05}} = 1337,57 \text{ min}^{-1}$$

Az $n_K \cong \frac{300}{\sqrt{f}}$ képlettel $n_K = 1341,67 \text{ 1/min}$ jött ki.

A különbség 4,07, ami csupán 0,3%-ot tesz ki. Tehát jelentéktelen hibát követünk el, ha az

$$n_K \cong \frac{300}{\sqrt{f \text{ /cm/}}} \text{ min}^{-1}$$

képlettel számolunk.

b) A torziós lengések differenciálegyenlete

$$J \varepsilon + c_t \cdot \varphi = 0$$

$$\varepsilon = -\frac{c_t}{J} \cdot \varphi$$

$$\varphi'' = -\frac{c_t}{J} \cdot \varphi = -\omega^2 \cdot \varphi$$

A torziós rezgés is harmónikus rezgőmozgás.

$$\text{Innen } \omega = \sqrt{\frac{c_t}{J}}$$

$$\varphi = 0,5^\circ = \frac{0,5}{180} \pi = 8,73 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

A torziós rugóállandó

$$c_t = \frac{M}{\varphi} = \frac{300}{8,73 \cdot 10^{-3}} = 34364 \text{ Nm/rad}$$

Behelyettesítve

$$\omega = \sqrt{\frac{c_t}{J}} = \sqrt{\frac{34403}{6}} = 75,68 \text{ s}^{-1}$$

A torziós kritikus fordulatszám

$$n_{kt} = 9,55 \cdot \omega = 722,74 \text{ min}^{-1}$$

2.18 Példa

Bálázógép lendítőkerekének felgyorsítása

Adott értékek: Feladatunk egy $m=80$ kg tömegű lendítőkereket $n_1 = 50 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámról $n_2 = 80 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámra $t = 0,5$ s alatt felgyorsítani. A kerék tömegeloszlására jellemző érték $\lambda = 0,8$, a lendkerék sugara $r = 0,3$ m.

Kérdések:

- Mekkora nyomaték és teljesítmény szükséges a lendítőkerék gyorsításához?
- Ábrázoljuk diagramban 0,5 s alatt gyorsító nyomaték $/M/$, a szögsebesség $/\omega/$ és a gyorsításhoz szükséges teljesítmény $/P/$ alakulását.

Megoldás:

- A szöggyorsulás értéke

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} = \frac{2\pi \cdot 50}{60} = 5,24 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{2\pi \cdot n_2}{60} = \frac{2\pi \cdot 80}{60} = 8,38 \text{ s}^{-1}$$

$$\Delta\omega = 3,14 \text{ s}^{-1}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{3,14}{0,5} = 6,28 \text{ s}^{-2}$$

A lendítőkerék tehetetlenségi nyomatéka

$$J = \lambda \cdot m \cdot r^2 = 0,8 \cdot 80 \cdot 0,3^2 = 5,76 \text{ kgm}^2$$

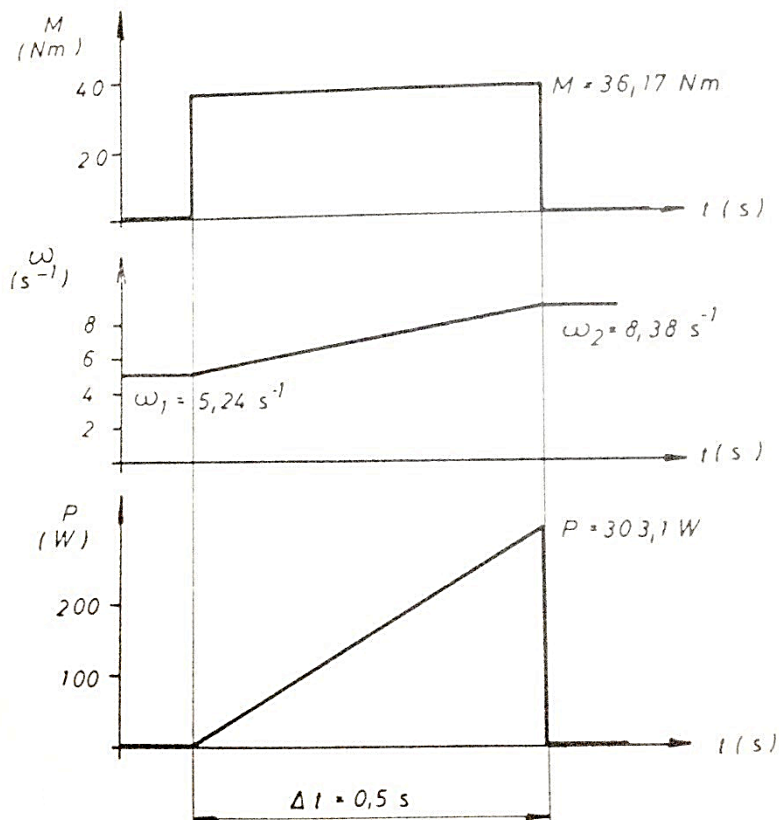
A gyorsító nyomaték

$$M = J \cdot \varepsilon = 5,76 \cdot 6,28 = 36,17 \text{ Nm}$$

A teljesítmény

$$P = M \cdot \omega_2 = 36,17 \cdot 8,38 = 303,12 \text{ W}$$

- A gyorsítás időtartama alatti nyomaték $/M/$ értékének a szögsebességének $/\omega/$, valamint a teljesítményigénynek $/P/$ az idő függvényében történő ábrázolását az 2.18. ábra mutatja.



2.18. ábra. Diagramok

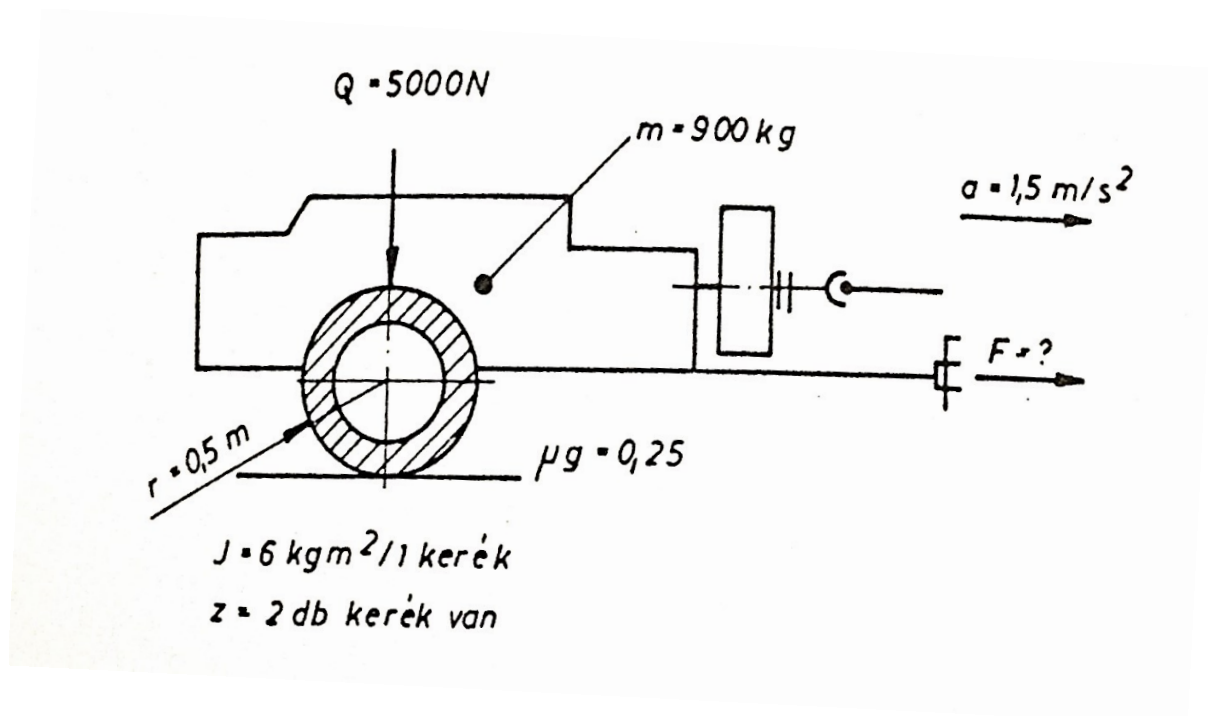
2.19 Példa

Munkagép gyorsítva vontatása

Adott értékek: Lásd az 2.19. ábrán. Példaként vontatott hasáb bálázót választottunk. Az itt szereplő számítás értelemszerűen minden más vontatott gépre vagy pótkocsira alkalmazható.

Kérdések:

- Mekkora vonóerő szükséges a vázolt kétkerekű bálázó gyorsítva vontatásához sík terepen, ha figyelembe vesszük a kerekek tehetetlenségi nyomatékát is.
- Számítsuk ki, hogyan oszlik meg a vonóerő tömeggyorsításra $/F_a/$, gördülési ellenállásra $/F_g/$ és kerékgyorsításra $/F_f/$.



2.19. ábra. Hasábbálázó gép

Megoldás :

a) Az összes vonóerő

$$F = F_a + F_g + F_j$$

b) A tömeggyorsító erő

$$F_a = m \cdot a = 900 \cdot 1,5 = 1350 \text{ N}$$

A gördülési ellenállás legyőzésére

$$F_g = \mu_g \cdot Q = 0,25 \cdot 5000 = 1250 \text{ N}$$

A kerekek gyorsításának erőigénye

$$F_j = \frac{z M}{r} = \frac{z \cdot J \cdot \varepsilon}{r} = \frac{z \cdot J \cdot a}{r^2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 1,5}{0,5^2} = 72 \text{ N}$$

Így az összes vonóerő

$$F = 1350 + 1250 + 72 = 2672 \text{ N} \quad 100,00\%$$

$$\text{ebből } F_a = 1350 \text{ N} \quad 50,52\%$$

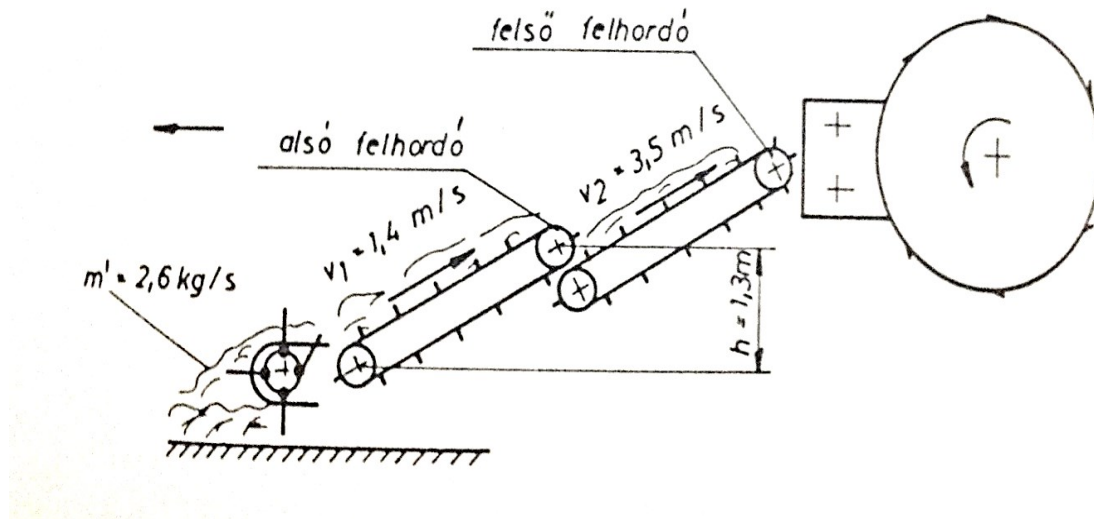
$$F_g = 1250 \text{ N} \quad 46,78\%$$

$$F_j = 72 \text{ N} \quad 2,70\%$$

2.20 Példa

Járvaszekkázógép felhordóinak teljesítményigénye

Adott értékek: Lásd az 2.20. ábrán. A gép másodpercenként $m=2,6 \text{ kg/s}$ anyagot szed fel, mely anyagáram először az alsó felhordóra, majd onnan a gyorsabb járatú felső felhordóra kerül. A számításnál a surlódást és egyéb veszteségeket nem vesszük figyelembe.



2.20. ábra. Ferde felhordó

Kérdések:

- Mennyi az emelés teljesítményigénye az alsó felhordónál ?
- Mennyi az anyagáram felgyorsításához szükséges teljesítményigény a felső felhordónál ?

Megoldás:

- a) Az emelés teljesítményigénye

$$P_e = m' \cdot g \cdot h = 2,6 \cdot 9,81 \cdot 1,3 = 33,16 \text{ W}$$

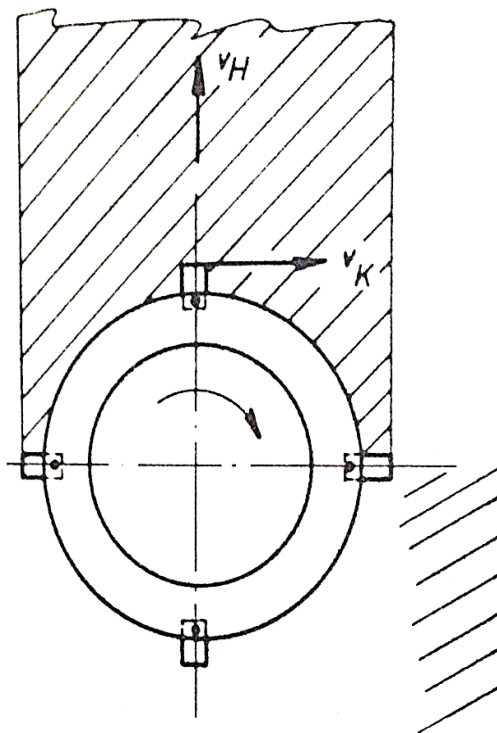
- b) Az anyag felgyorsításának teljesítményigénye

$$P_{gy} = m' \cdot (v_2 - v_1) \cdot v_2 = 2,6 \cdot (3,5 - 1,4) \cdot 3,5 = 19,11 \text{ W}$$

2.21 Példa

Az anyagáram felgyorsításának teljesítményigénye rotációs kaszánál

Adott értékek: /Lásd az 2.21. ábrán /. A kerületi sebesség $v_K = 70 \text{ m/s}$. Az egy rotor által levágott száltömeg $m' = 1,5 \text{ kg/s}$.



2.21. ábra. Rotációs fűkasza vázlata

Kérdés:

Mennyi teljesítmény szükséges a vázolt rotációs vágószerkezethöz a száltömeg felgyorsításához?

Megoldás:

A száltömeg felgyorsításának teljesítményigénye

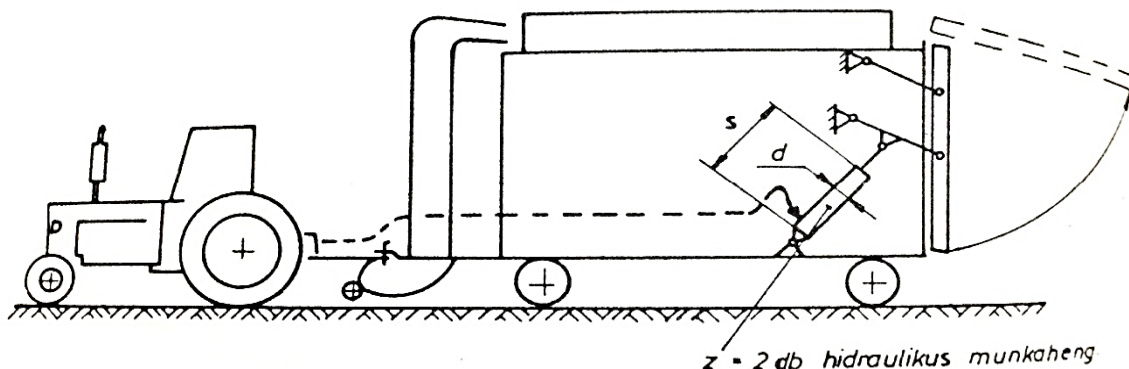
$$P_{gy} = m' \cdot v_K^2 = 1,5 \cdot 70^2 = 7350 \text{ W} = 7,35 \text{ kW}$$

2.22 Példa

Rendfelszedő hátfalának kinyitási teljesítményigénye

Adott értékek: A 2.22. ábrán vázolt rendfelszedő hátfalát $z=2$ db hidraulikus munkahenger működteti. A löketük $s=600$ mm, a belső átmérőjük $d=100$ mm.

Kiemeléskor az olajnyomás közepes értéke $p=0,981$ MPa, a hatásfok $\eta=0,85$.



2.22. ábra. Rendfelszedő kocsi

Kérdés:

Mekkora teljesítményt igényel az erőgéptől a hátfal kiemelő hidraulikája ha a kiemelés időtartama $t=5$ s .

Megoldás:

A biztosítandó olajáram mennyisége

$$V' = \frac{z \cdot A \cdot s}{t} = \frac{z \cdot d^2 \cdot \pi \cdot s}{4 t} = \frac{2 \cdot 0,1^2 \cdot \pi \cdot 0,6}{4 \cdot 5} = 1,855 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

Az adott nyomással az olajáramlást fenntartó teljesítmény értéke

$$P = \frac{p \cdot V'}{\eta} = \frac{0,981 \cdot 10^6 \cdot 1,885 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 2,175 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Tehát $P \cong 2,175 \text{ kW}$

2.23 Példa

Szecskázódobnál a késhiány hatása a reakcióerőkre

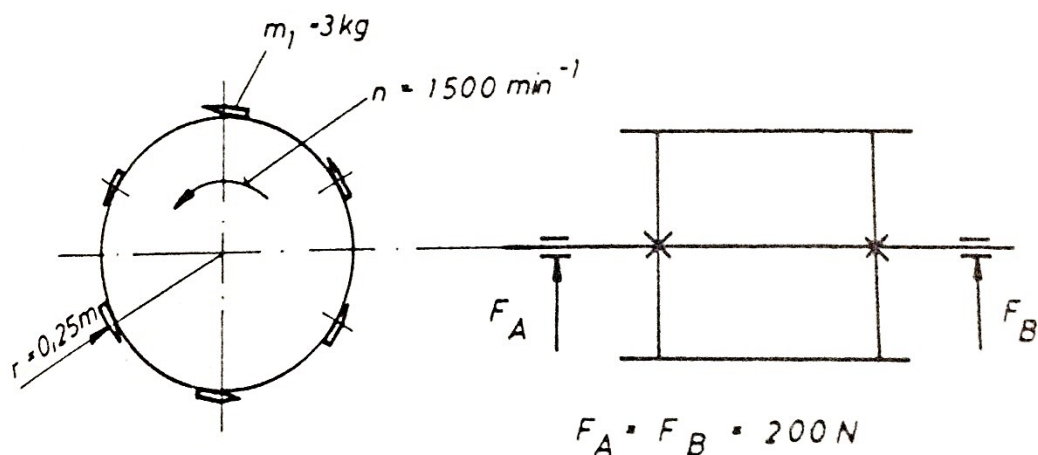
Adott értékek: Lásd az 2.23. ábrán. Esetünkben a járvaszecskázó gép aprítódobjára a szereléskor nem helyezik vissza mind a 6 db kést. A lehagyott kés tömege $m_1 = 3 \text{ kg}$.

Kérdés:

a) Mennyi lesz a csapágyreakció erők legnagyobb értéke az üzemi $n=1500 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámon a zavaró erők következtében?

Nyugalmi állapotban a csapágyreakciók $F_A = F_B = 200 \text{ N}$.

b) Adja meg a változás %-os megoszlását.



2.23. ábra. Szecs-kázódob

Megoldás:

a) A megváltozott csapágyreakció erők értéke

$$F_A' = F_B' = 200 + \frac{3 \cdot 0,25 \cdot 157,08^2}{2} = 9452,8 \text{ N}$$

b) Az erők százalékos megoszlása

$$F_A \quad 2,12\%$$

$$F_C' \quad 97,88\%$$

$$F_A' \quad 100,00\%$$

2.24 Példa

Rendfelszedő rakodókocsi önlengésszáma

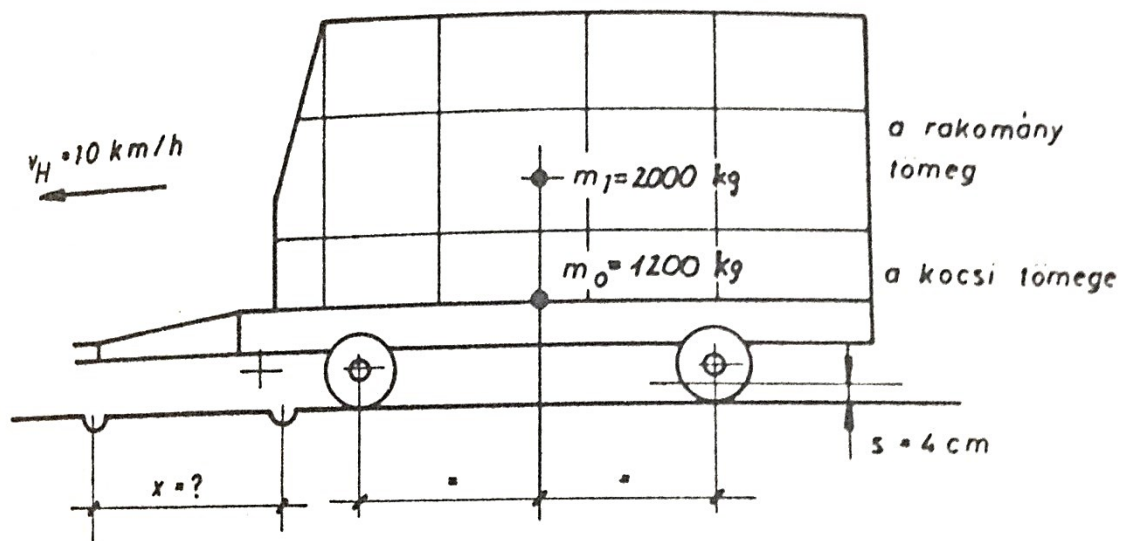
Adott értékek: Lásd a 2.24. ábrán. A kéttengelyű $z=2$ rakodókocsi kerekei az $m_1=2000 \text{ kg}$ tömegű rakomány alatt $s=4 \text{ cm}$ -t lapulnak be, mely értéket méréssel állapítottuk meg.

Kérdések:

a) Mennyi a vázolt rakodókocsi önlengésének körfrekvenciája ω , lengésideje T és lengésszáma f . Ezeket tele kocsira és üres kocsira számítsuk ki.

b) Mennyivel növeli meg a tengelynyomást a kocsi lengése, ha a lengés amplitudója $A=8 \text{ cm}$?

c) Az adott $v_H = 10 \text{ km/h}$ haladási sebesség mellett milyen távolságban lévő bukkanók gerjesztik az önlengést?



2.24. ábra. Rendfelszedő kocsi

Megoldás:

a) A k rugóállandó kiszámítása

$$k = \frac{m_1 \cdot g}{s} = \frac{2000 \cdot 9,81}{0,04} = 490500 \text{ N/m}$$

A körfrekvencia tele kocsinál:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{m_o \cdot m}} = \sqrt{\frac{490500}{3200}} = 12,38 \text{ s}^{-1}$$

Üres kocsinál :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_o}} = \sqrt{\frac{490500}{1200}} = 20,22 \text{ s}^{-1}$$

A lengésidő tele kocsinál:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2\pi}{12,38} = 0,51 \text{ s}$$

Üres kocsinál :

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = \frac{2\pi}{20,22} = 0,31 \text{ s}$$

A másodpercenkénti rezgésszám tele kocsinál:

$$f_1 = \frac{1}{T_1} = \frac{1}{0,51} = 1,96 \text{ Hz}$$

Üres kocsinál:

$$f_0 = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{0,31} = 3,22 \text{ Hz}$$

b) Egy tengely terhelése nyugalmi állapotban, megrakott kocsinál

$$F_1 = \frac{(m_0 + m_1) \cdot g}{z} = \frac{(1200 + 2000) \cdot 9,81}{2} = 15696 \text{ N} / 100 \% /$$

A tengelynyomás növekedése megrakott kocsinál

$$F = \frac{(m_0 + m_1) \cdot \frac{A}{2} \cdot \omega^2}{z} = \frac{(1200 + 2000) \cdot 0,04 \cdot 12,38^2}{2} = 9809 \text{ N} / +62,49 \% /$$

c) Az önlengést gerjesztő kritikus helyzetű bukkanó távolsága megrakott kocsinál:

$$x_1 = v_H \cdot T_1 = 2,78 \cdot 0,51 = 1,42 \text{ m}$$

Ha 3-4 db ilyen távolságú bukkanó /pl. barázdán/ hajtunk át megrakott kocsival ,akkor a lengések megnövekedése következtében veszélyes helyzet állhat elő!

Üres kocsinál az önlengést gerjesztő bukkanók távolsága:

$$x_0 = v_H \cdot T_0 = 2,78 \cdot 0,31 = 0,86 \text{ m}$$

Gabona-betakarítás gépei

3. A GABONA-BETAKARÍTÁS GÉPEI

3.1 Példa

Gabonakombájn vágószerkezeténél a pillanatnyi kaszasebesség és a holtponthi tömegelő

Adott értékek: Gabonát aratunk. A kombájnon a kasza tömege $m=5\text{kg}$, a löket $s=3''$ a közepes kaszasebesség $v_k=1,6\text{ m/s}$. A kasza mozgását tekintjük harmonikus rezgőmozgásnak.

Kérdések:

- a/ Mennyi a kasza pillanatnyi sebessége a bal oldali holtponthól $x=25\text{ mm}$ -re?
- b/ Mekkora tömegelő terheli a kaszafejet a holtponthban?

Megoldás:

a/ A kasza fordulatszáma

$$n = \frac{30 \cdot v_k}{s} = \frac{30 \cdot 1,6}{0,0762} = 629,92 \text{ min}^{-1}$$

A szögsebesség

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 629,92}{60} = 65,965 \text{ s}^{-1}$$

A maximális sebesség a löket mentén

$$v_{\max} = r \cdot \omega = \frac{s}{2} \cdot \omega = \frac{0,0762}{2} \cdot 65,965 = 2,513 \text{ m/s}$$

A 3.1. ábra alapján az $x=25\text{ mm}$ -es elmozduláshoz tartozó sebesség értéke:

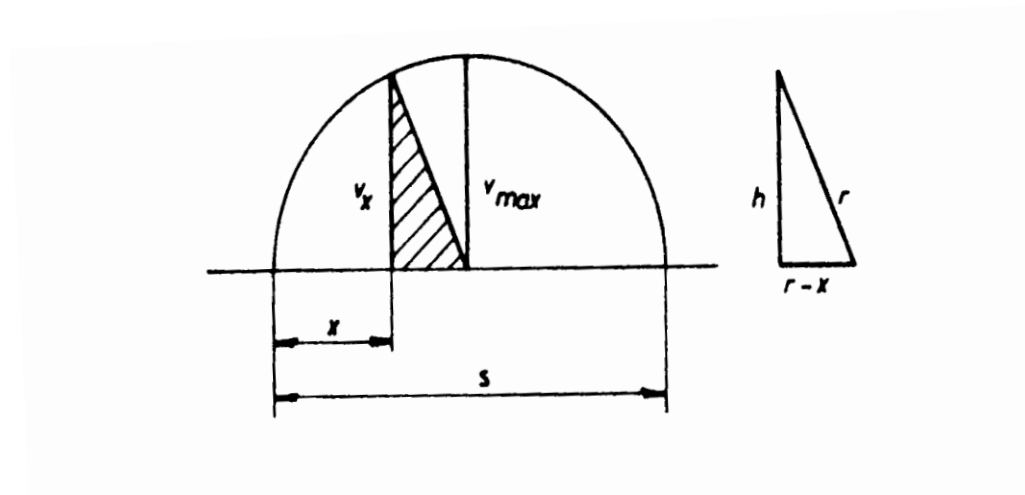
$$v_{\max} : v_x = r : h$$

Mivel

$$h = \sqrt{r^2 - (r - x)^2} = \sqrt{38,1^2 - (38,1 - 25)^2} = 35,78 \text{ mm}$$

A sebesség értéke

$$v_x = \frac{h}{r} \cdot v_{\max} = \frac{35,78}{38,1} \cdot 2,513 = 2,36 \text{ m/s.}$$



3.1. ábra. Kaszasebesség diagram

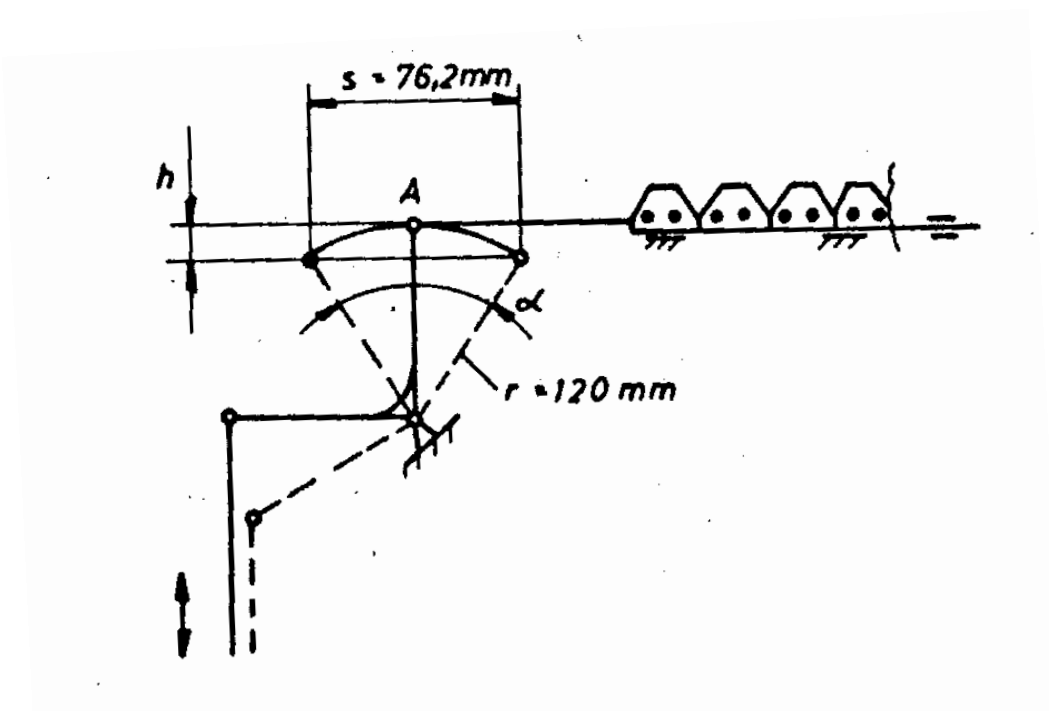
b/ A kaszafejet terhelő holtponthi tömegelő

$$F = m \cdot a = m \cdot r \cdot \omega^2 = 5 \cdot 0,0381 \cdot 65,965^2 = 828,94 \text{ N}$$

3.2 Példa

Szögemelő kaszahajtó szerkezet

Adott értékek: Lásd a 3.2. ábrán. A közdarab nélküli, a mozgó pengesorhoz közvetlenül csatlakozó szögemelővel $s=3''$ értékű lökethosszat kell biztosítani.



3.2. ábra. Szögemelő kaszahajtás

Kérdések:

a/ Hány fokos szöggel kell a szögemelőt elforgatni ahhoz, hogy az előírt lökethossz biztosítható legyen?

b/ Mennyi lesz a kaszafej előre-hátra mozdulása?

Megoldás:

a/ A 3.2. ábra alapján a lökethossz ismeretében a szögelfordítás értéke meghatározható

$$s = 2 \cdot r \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

ebből

$$\frac{\alpha}{2} = \arcsin \frac{s}{2r} = \arcsin \frac{0,0762}{2 \cdot 0,12} = 18,51^\circ$$

$$\alpha = 37,02^\circ$$

b/ A kasza előre-hátra történő elmozdulása

$$h = r \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})$$

$$h = 0,12 \cdot (1 - \cos 18,51^\circ) = 0,0062 \text{ m} = 6,2 \text{ mm}$$

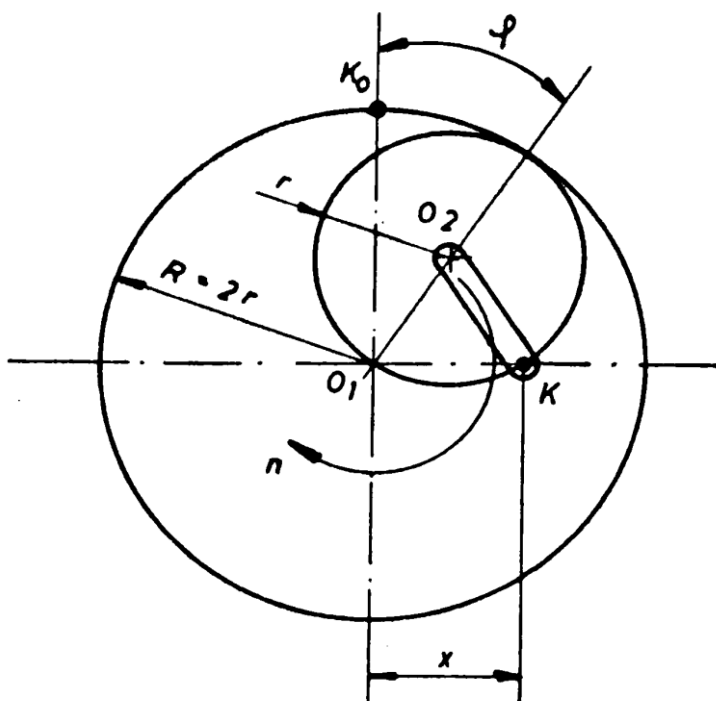
3.3 Példa

Bolygókerekes kaszahajtás

Adott értékek: Lásd a 3.3. ábrán. A bolygókerekes kaszahajtásnál $R=2r$. Esetünkben a bolygókerék O_1 körüli fordulatszáma $n=590 \text{ min}^{-1}$, sugara $r=38,1 \text{ mm}$, az ábrán látható pillanatnyi helyzetben $\varphi=35^\circ$. A $\varphi=0$ helyzetben a K pont a nagy kör legfelső pontjában (K_0) van.

Kérdések:

- a/ Mennyi a vázolt helyzetben a kaszahajtás K pontjának távolsága az O_1 középponttól?
- b/ Mennyi a K pont sebessége?
- c/ Mennyi és milyen irányú a K gyorsulása?



3.3. ábra. Bolygókerekes kaszahajtás

Megoldás:

a/ A kasza távolsága az O_1 forgásponttól

$$x = O_1K = 2r \sin \varphi = 2 \cdot 38,1 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 35^\circ = 0,0437 \text{ m}$$

b/ A szögsebesség értéke

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 590}{60} = 61,88 \text{ s}^{-1}$$

Az O_1 körül bolygó kerék K pontjának sebessége

$$v_k = 2 \cdot r \cdot \omega \cdot \cos \varphi = 2 \cdot 38,1 \cdot 10^{-3} \cdot 61,88 \cdot \cos 35^\circ = 3,86 \text{ m/s}$$

c/ A kasza bekötési pontjának gyorsulása

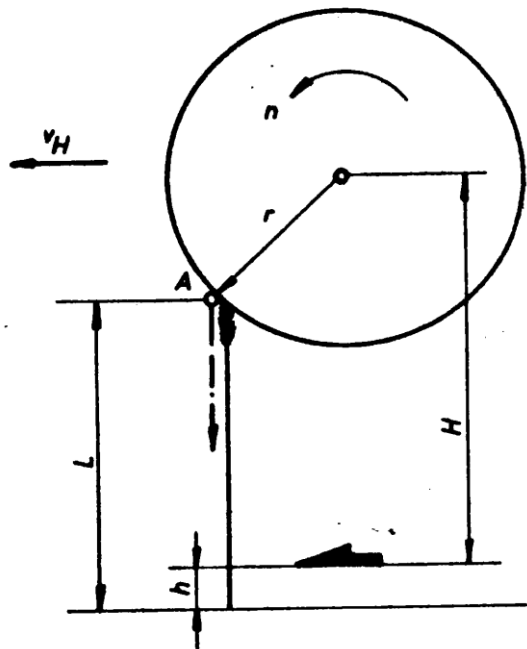
$$a_K = -2 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi = 2 \cdot 38,1 \cdot 10^{-3} \cdot 61,78^2 \cdot \sin 35^\circ = 166,82 \text{ m/s}^2$$

3.4 Példa

Motolla magassági helyzete

Ismert szálhosszúságú gabonánál a betakarításkor a motollát úgy kell beállítani, hogy a kalással való érintkezési pontban a motolla kerületi A pontjának eredő sebessége függőleges irányú legyen.

Adott értékek: Lásd a 3.4. ábrán. A kombájnnal haladási sebessége $v_H = 6,5 \text{ km/h}$, a motolla sugara $r = 0,6 \text{ m}$, fordulatszáma $n = 35 \text{ min}^{-1}$. A betakarítást $L = 0,85 \text{ m}$ szálhosszúságú gabonában, $h = 0,15 \text{ m}$ magas tarló meghagyásával végezzük.



3.4. ábra. Motolla és a vágószerkezet kapcsolata

Kérdések:

- a/ A vágószerkezethez képest milyen magásra kell a motollát állítani?
- b/ Milyen magásra kell állítani a motollát, ha a fordulatszámot 10%-kal megemeljük?

Megoldás:

a/ A motolla kerületi sebessége

$$v_K = r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 0,6 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 35}{60} = 2,20 \text{ m/s}$$

$$v_H = 6,5 \text{ km/h} = 1,82 \text{ m/s}$$

A sebesség aránya

$$\lambda = \frac{v_K}{v_H} = \frac{2,20}{1,81} = 1,22$$

A motolla vágószerkezet feletti magassága

$$H = L - h + \frac{r}{\lambda} = 0,85 - 0,15 + \frac{0,6}{1,22} = 1,19 \text{ m}$$

b/ A fordulatszám 10 %-os emelésével a λ értéke is 10%-kal nő, tehát a növelt érték $\lambda' = 1,34$
Ezzel a motolla magassága

$$H = L - h + \frac{r}{\lambda'} = 0,85 - 0,15 + \frac{0,6}{1,34} = 1,15 \text{ m}$$

Megállapítható, hogy azonos haladási sebesség mellett a motolla fordulatszámának növelése esetén a motollát lejjebb kell állítani.

3.5 Példa

Motolla teljesítményigénye

Adott értékek: Az aratócséplő gép motollájának üzemi fordulatszáma $n = 45 \text{ min}^{-1}$, a motollaátmérő $D = 1000 \text{ mm}$. A vágóasztal munkaszélessége $B = 5,7 \text{ m}$. A motolla kerületén a fajlagos terhelés értéke $q = 30 \text{ N/m}$, a motolla tehetetlenségi nyomatéka $J = 20 \text{ kgm}^2$.

Kérdések:

a/ Mennyi a motolla meghajtásához szükséges teljesítmény?

b/ Mennyi a motolla álló helyzetéből $t = 2 \text{ s}$ alatt $n = 45 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámra történő felgyorsításának teljesítményigénye?

Megoldás:

a / A motolla kerületén ébredő erő

$$F = q \cdot B = 30 \cdot 5,7 = 171 \text{ N}$$

A forgatónyomaték

$$M = F \cdot \frac{D}{2} = 171 \cdot 0,5 = 85,5 \text{ Nm}$$

A meghajtáshoz szükséges teljesítmény

$$P = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 85,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 45}{60} = 402,91 \text{ W}$$

b/ A szöggyorsulás

$$\varepsilon = \frac{\omega - \omega_0}{t} = \frac{4,71 - 0}{2} = 2,36 \text{ s}^{-2}$$

A gyorsító nyomaték

$$M_{gy} = J \cdot \varepsilon = 20 \cdot 2,36 = 47,12 \text{ Nm}$$

A motolla felgyorsításához szükséges teljesítmény

$$P_{gy} = M_{gy} \cdot \omega = 47,12 \cdot 4,71 = 221,95 \text{ W}$$

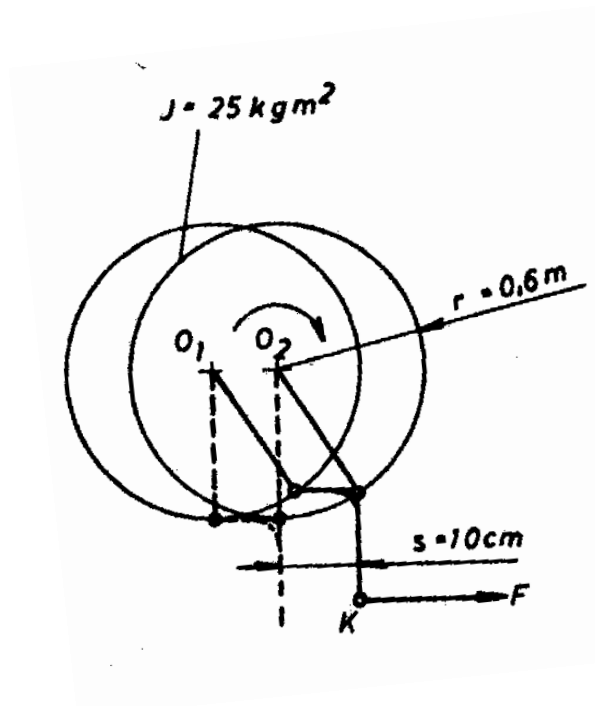
3.6 Példa

A motollafog behúzó ereje

Adott értékek: A 3.6. ábrán látható motolla hajtásátvitel megszüntetése után a kombájn álló helyzetben lendületénél fogva még $n = 40 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámmal tovább forog. Tegyük fel, hogy a lassuló fog ruhájánál fogva elkapja a túl közel álló figyelmetlen dolgozót.

Kérdés:

A K pontban mekkora erő kifejtésével lehet az adott fordulatszámmal forgó motollát $s=10$ cm-es úthosszon megállítani?



3.6. ábra. Motolla vázlata

Megoldás:

Feltételezzük, hogy a motolla lassulása egyenletes, így a forgó mozgás energiáját a fékező erő munkájával emésztyük fel.

$$\frac{J \cdot \omega^2}{2} = F \cdot s$$

A szögsebesség:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 40}{60} = 4,19 \text{ s}^{-1}$$

Innen:

$$F = \frac{J \cdot \omega^2}{2s} = \frac{25 \cdot 4,19^2}{2 \cdot 0,1} = 2193,25 \text{ N}$$

Ekkora erő már súlyos sérülést vagy halált is okozhat.

3.7 Példa

Motolla megállási ideje

Adott értékek: Vezérelt fogú kombájnmotolla átmérője $D=1200$ mm, fordulatszáma $n=40$ min^{-1} . A motolla tömege $m=150$ kg, tehetetlenségi nyomatéka $J=25$ kgm^2 . A tengelyvégek golyóscsapágyainak sugara $r=40$ mm; a csapágy gördülési ellenállási tényezője $f_g=0,005$.

Kérdés:

Mennyi a szabadon futó motolla elméleti megállási ideje?

Megoldás:

A szögsebesség

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 40}{60} = 4,19 \text{ s}^{-1}$$

A megállás útja

$$\frac{J \cdot \omega^2}{2} = f g \cdot m \cdot g \cdot s$$

$$s = \frac{J \cdot \omega^2}{2 f g \cdot n \cdot g} \cdot \frac{25 \cdot 4,19^2}{2 \cdot 0,05 \cdot 150 \cdot 9,81} = 29,81 \text{ m}$$

A csapágy kerülete

$$K = 2 \cdot r \cdot \pi = 2 \cdot 0,04 \cdot \pi = 0,25 \text{ m}$$

A megállásig megtett fordulatok száma

$$z = \frac{s}{k} \cdot \frac{29,81}{0,25} = 119,24 \text{ fordulat}$$

Mivel a súrlódástól és az egyéb veszteségektől eltekintünk egyenletes lassulást tételezünk fel, így a megállás útja

$$s = \frac{a}{2} \cdot t^2, \text{ ahol } a = f g \cdot g$$

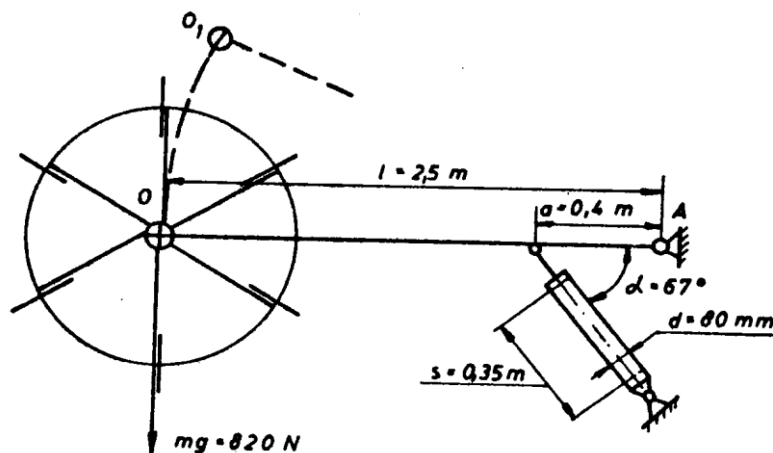
innen a megállás időtartama

$$t = \sqrt{\frac{2s}{f g \cdot g}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 29,81}{0,005 \cdot 9,81}} = 34,86 \text{ s}$$

3.8 Példa

Motollaemelő hidraulika paraméterei

Adott értékek: Lásd a 3.8. ábrán. A motollát a $t=3$ s-ig tartó kiemelés alatt az üzemi helyzetből egy O_1 középpontú magasabb helyzetbe emeljük. A kiemelést $z=1$ db munkahengerrel végezzük $s=0,35$ m-es löket mellett.



3.8. ábra. Motollaemelő szerkezet

Kérdések:

- a/ Mekkora dugattyúerő kell a motolla kiemeléséhez?
- b/ Mennyi a kiemelés teljesítményigénye?
- c/ Mekkora nyomás van a hidraulikus munkahengerben?

Megoldás:

- a/ Az A bekötési pontra felírva a nyomatékok egyensúlyát
- $$m \cdot g \cdot l = F \cdot a \cdot \sin \alpha$$

Innen a dugattyút terhelő erő

$$F = \frac{m \cdot g \cdot l}{a \cdot \sin \alpha} = \frac{820 \cdot 2,5}{0,4 \cdot \sin 67^\circ} = 5567,60 \text{ N}$$

A kiemelés teljesítményigénye

$$P = \frac{F \cdot S}{t} = \frac{5567,6 \cdot 0,35}{3} = 649,55 \text{ W}$$

c/ A nyomás értéke a munkahengerben

$$p = \frac{F}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{5567,6}{\frac{0,08^2 \cdot \pi}{4}} = 1,1 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1,1 \text{ MPa}$$

3.9 Példa

Csiga rendleválasztó fordulatszáma

Adott értékek: /lásd a 3.9. ábrát/. Gabona betakarításkor az aratórész felé forgó, a tarlóhoz képest $\alpha=55^\circ$ alatt elhelyezett rendleválasztó a szálakat a haladási sebesség 10%-ával tereli hátrafelé, miközben emeli is azokat. A csiga menetemelkedése $s=0,55 \text{ m}$, a betakarítógép haladási sebessége $v_H=5,5 \text{ km/h}$.

Kérdés:

Mekkora fordulatszám szükséges a rendleválasztó csiga meghajtásához?

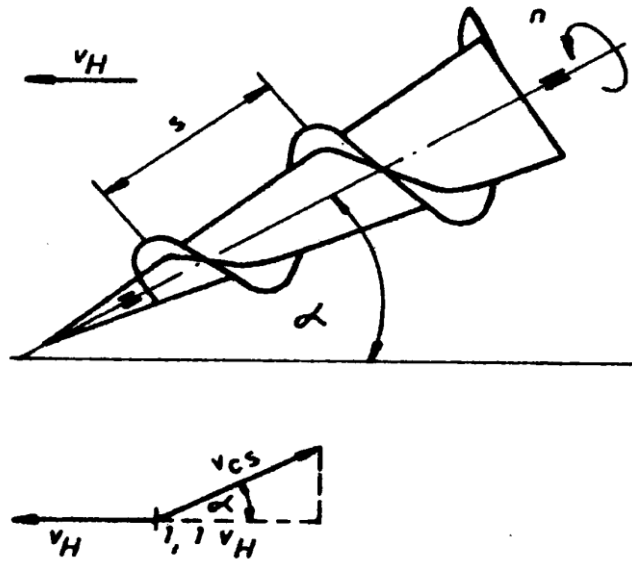
Megoldás:

A csiga szállítósebessége

$$v_{CS} = \frac{1,1 \cdot v_H}{\cos \alpha} = \frac{1,1 \cdot \frac{5,5}{3,6}}{\cos 55^\circ} = 2,93 \text{ m/s}$$

A rendválasztáshoz szükséges fordulatszám

$$n = \frac{60 \cdot v_{CS}}{s} = \frac{60 \cdot 2,93}{0,55} = 319,63 \text{ min}^{-1}$$



3.9. ábra. Rendleválasztó csiga

3.10 Példa

A terményterelés teljesítményigénye a terelőcsigánál

Adott értékek: Lásd a 3.10. ábrán. A feladat keretében csak a terménytömeg oldalirányú tereléséből származó teljesítményt kell meghatározni. A betakarítandó szemtermés $Q=6$ t/ha, a szem-szalma aránya 1:1,2.

Kérdések:

- a/ Mennyi a gépterhelés?
- b/ Mennyi a csiga terelési teljesítménye?

Megoldás:

a/ A gépterhelést az 1 s alatt feldolgozott szem és szalma tömegének együttes értéke adja:

$$q = B \cdot v_H \cdot Q / 1+1,2/$$

$$q = 6,2 \cdot \frac{6}{3,6} \cdot 6 \cdot 10^{-1} / 1+1,2/ = 13,64 \text{ kg/s}$$

b/ A terelőcsiga csak a csigalevelekkel szemben levágott termény oldalirányú terelést végzi, ezért tömegteljesítménye a csigákra eső munkaszélességgel, (B_t) számítható.

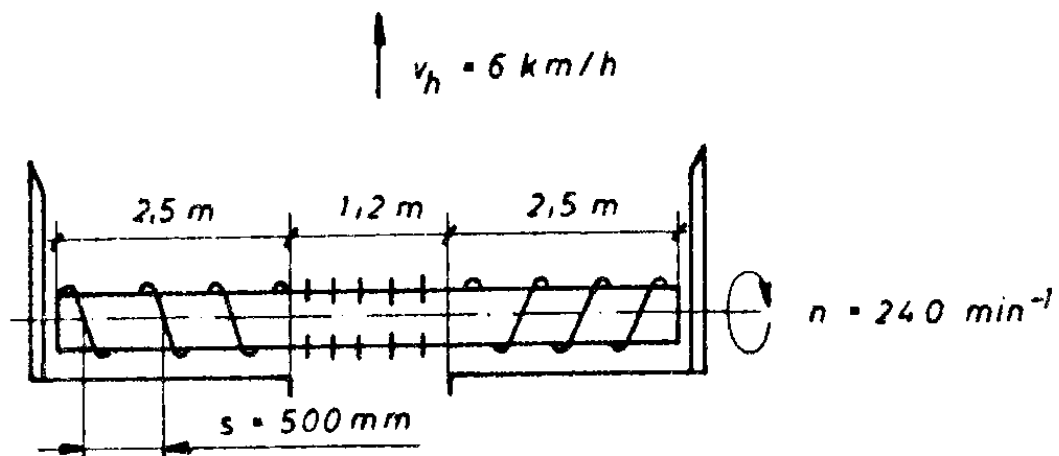
$$m' = q \cdot \frac{B_t}{B} = 13,64 \cdot \frac{5}{6,2} = 11 \text{ kg/s}$$

Az oldalirányú terelés sebessége

$$v_t = \frac{s \cdot n}{60} \cdot \frac{0,5 \cdot 240}{60} = 2 \text{ m/s}$$

Az oldalirányú terelés teljesítményigénye

$$P_t = m' \cdot v_t^2 = 11 \cdot 2^2 = 44 \text{ W}$$



3.10. ábra. Terelőcsiga vázlata

3.11 Példa

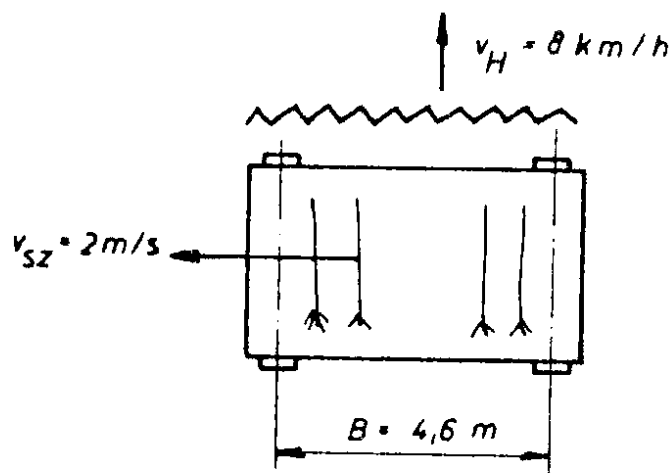
Rendrevágógép gyűjtőszalagjának teljesítményigénye

Adott értékek: Lásd a 3.11. ábrán. Gabona keresztirányú szállítását kell biztosítani a $Q=5$ t/ha szemtermésű, 1:1,3 szem-szalma arányú terület betakarításakor.

Kérdések:

a/ Mennyi a $t=1$ s alatt szállított szem, illetve szalma tömege?

b/ Mekkora teljesítményt igényel a szalag a ráhulló gabonaszálak irányeltereléséhez?



3.11. ábra. Rendrevágógép gyűjtőasztala

Megoldás:

a/ A területteljesítmény

$$T = B \cdot v_H = 4,6 \cdot \frac{8}{3,6} = 10,22 \text{ m}^2/\text{s}$$

A szemtermés

$$Q = 5 \text{ t/ha} = 0,5 \text{ kg/m}^2$$

A $t = 1 \text{ s}$ alatt továbbított mennyiségek

$$m'_{\text{szem}} = Q \cdot T = 0,5 \cdot 10,22 = 5,11 \text{ kg/s}$$

$$m'_{\text{szem}} = 1,3 \cdot m'_{\text{szem}} = \frac{1,3 \cdot 5,11}{1} = 6,64 \text{ kg/s}$$

Összesen: 11,75 kg/s

b/ A szállítoszalag terelési teljesítményigénye

$$P = m'_{\text{ö}} \cdot v_{\text{sz}}^2 = 11,75 \cdot 2^2 = 47 \text{ W}$$

3.12 Példa

Aratógép gyűjtőszalagjának sebessége

Adott értékek: /lásd a 3.12. ábrát/. Aratógép munkaszélessége $B=4 \text{ m}$, a haladási sebessége $v_H=7,2 \text{ km/h}$. A levágandó termény szálsűrűsége a talajon $k_0=400 \text{ db/m}^2$.

Levágott állapotban viszont a ponyva függőleges metszetében ennek tízszerese $k_1=4000 \text{ db/m}^2$.

Kérdés:

Mekkora szalagsebességgel biztosítható, hogy a gabona max. rétegvastagsága a vízszintes ponyván ne lépje túl a $h=50 \text{ cm}$ értéket?

Megoldás:

Az aratórésztől érkező anyagáram

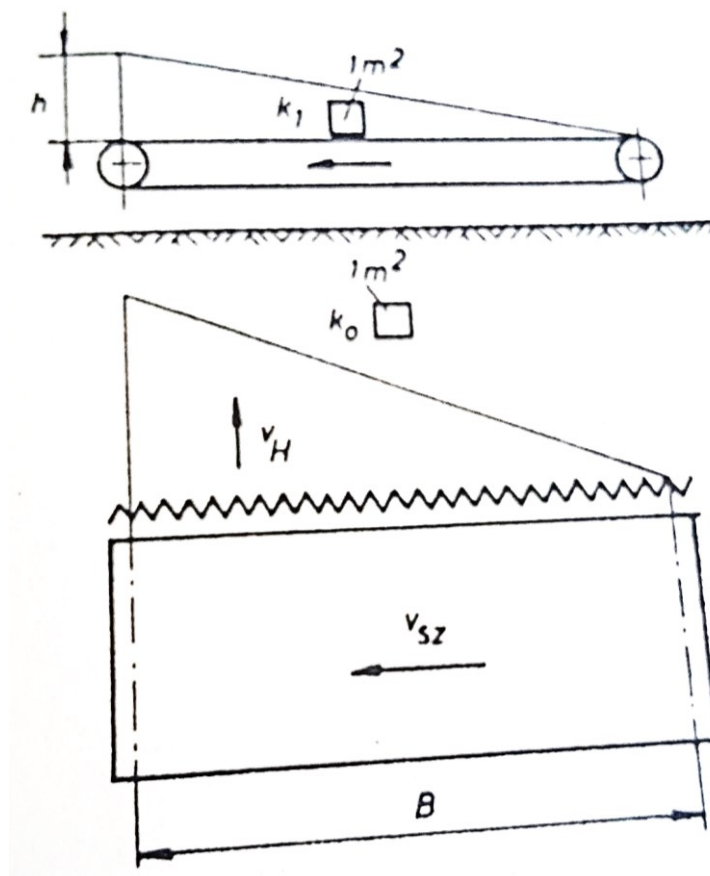
$$q'_0 = B \cdot v_H \cdot k_0$$

Az elszállítandó

$$q'_1 = h \cdot v_{\text{sz}} \cdot k_1$$

A kettő egyenlőségéből a szükséges szállítósebesség

$$v_{\text{sz}} = \frac{B \cdot v_H \cdot k_0}{h \cdot k_1} = \frac{4 \cdot 7,2 \cdot 400}{0,5 \cdot 4000} = 1,6 \text{ m/s}$$



3.12. ábra. Gyűjtőszalag

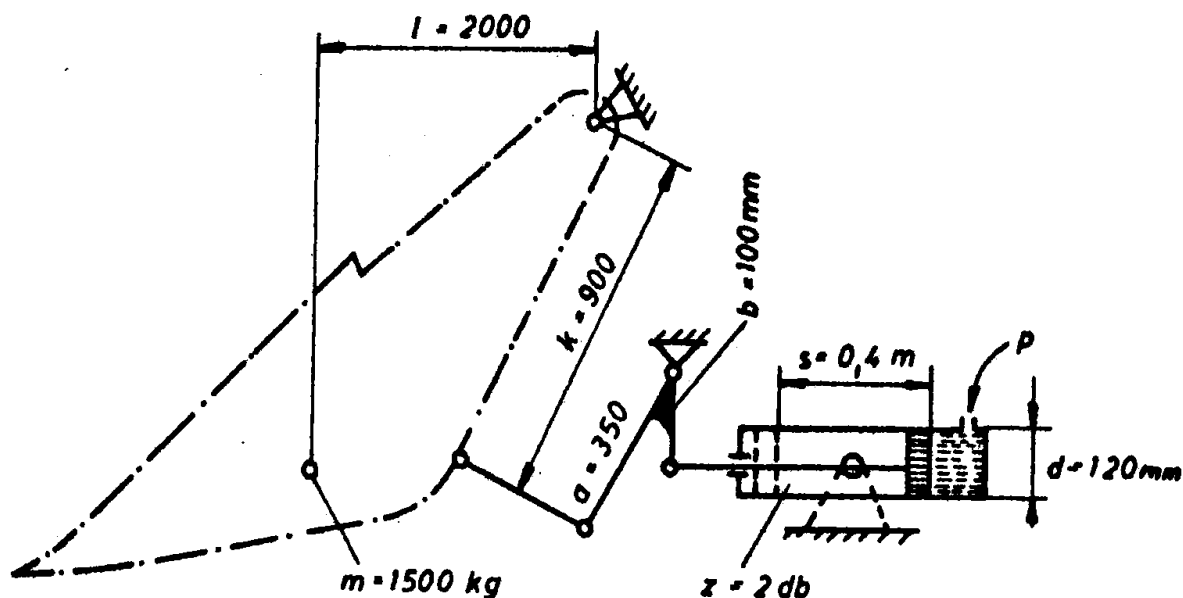
3.13 Példa

Aratószerkezet kiemelésének nyomás és teljesítményigénye

Adott értékek: Lásd a 3.13. ábrán. Az aratószerkezetet $z=2$ db hidraulikus munkahenger $t=3$ s alatt emeli ki. Ezalatt a dugattyú $s=0,4$ m-es löketet tesz meg.

Kérdések:

a/ Mekkora olajnyomást igényel a kiemeléshez a vázolt elrendezésű hidraulika?



3.13. ábra. Aratószerkezet kiemelésének mechanizmusa

b/ Mekkora a kiemelés teljesítményigénye, ha a súrlódást és az egyéb veszteségeket nem vesszük figyelembe?

Megoldás:

a/ A karok arányának figyelembevételével az aratórész tömege miatt a dugattyúrúdra ható erő

$$F = m \cdot g \cdot \frac{1 \cdot a}{k \cdot b} = 1500 \cdot 9,81 \cdot \frac{2 \cdot 0,35}{0,9 \cdot 0,1} = 114\,450 \text{ N}$$

A két dugattyú össz-felülete

$$A = z \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 2 \cdot \frac{0,12^2 \cdot \pi}{4} = 0,0226 \text{ m}^2$$

Ezekkel az értékekkel a szükséges olajnyomás

$$p = \frac{F}{A} = \frac{114450}{0,0226} = 5,06 \text{ MPa}$$

b/ Az 1 s alatt áramló olaj térfogata

$$V' = \frac{A \cdot s}{t} \cdot \frac{0,0226 \cdot 0,4}{3} = 3,013 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

A kiemelés teljesítményigénye

$$P = V' \cdot p = 3,013 \cdot 10^{-3} \cdot 5,06 \cdot 10^6 = 15247 \text{ W}$$

3.14 Példa

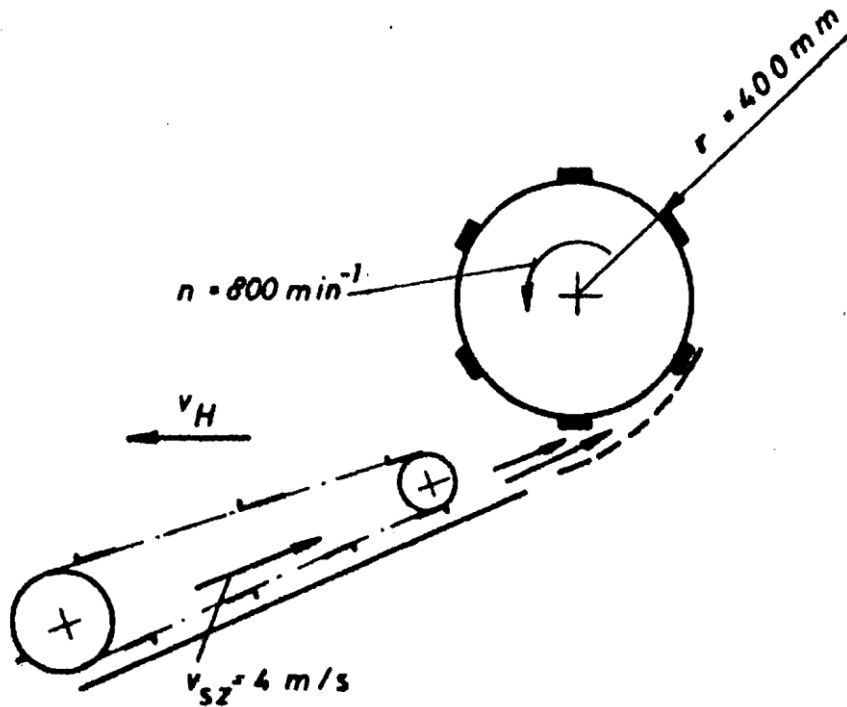
Cséplődob anyagvorsítási teljesítményigénye

Adott értékek: Lásd a 3.14. ábrán. A $B=6,7 \text{ m}$ munkaszélességű aratócséplőgéppel $Q=6 \text{ t/ha}$ termésátlagú búza betakarítását végezzük a $v_H=5,4 \text{ km/h}$ haladási sebességgel. Feltételezzük, hogy iránytörés nélkül kerül a ferde felhordóról az 1:1,3 szem-szalma arányú anyag a cséplődobba. Ezt a dob behúzza és felgyorsítja.

Kérdések:

a/ Mennyi a gépterhelés?

b/ Mekkora teljesítményt igényel a dob az anyag felgyorsításához?



3.14. ábra. Ferde felhordó és a cséplődob

Megoldás:

a/ A gépterhelés

$$q = B \cdot v_H \cdot Q / 1 + 1,3 /$$

$$q = 6,7 \cdot \frac{5,4}{3,6} \cdot 6 \cdot 10^{-1} / 1 + 1,3 / = 13,87 \text{ kg/s}$$

b/ A dob kerületi sebessége

$$v_k = r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 0,4 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 800}{60} = 33,5 \text{ m/s}$$

A ferde felhordó szállítási sebessége $v_{sz}=4 \text{ m/s}$, így az anyaggyorsítás teljesítményigénye

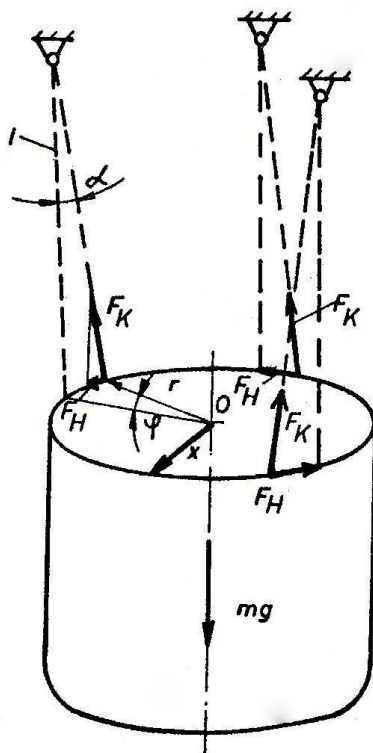
$$P = q \cdot (v_k - v_{sz}) \cdot v_k = 13,87 \cdot (33,51 - 4) \cdot 33,51 = 13715,77 \text{ W}$$

$$P \cong 13,72 \text{ kW}$$

3.15 Példa

Cséplődob tehetetlenségi nyomatéke /torziós ingával/

Adott értékek: Lásd a 3.15. ábrát. Az $m=90\text{kg}$ tömegű, $r=0,25 \text{ m}$ sugarú cséplődobot 3 db $l=2 \text{ m}$ hosszú vékony drótkötélen helyezük el. Az így kialakított torziós ingával $T=3,3 \text{ s}$ lengésideőt mérünk.



3.15. ábra. Cséplődob

Kérdés:

Mekkora a cséplődob tehetetlenségi nyomatéka?

Megoldás:

A 3.15. ábra jelöléseivel felírható kis kitérésekre a következő összefüggés

$$J \cdot \delta = -3 F_H \cdot r = -3 F_K \cdot r \cdot \sin \alpha$$

Mivel α értéke kicsi, ezért $\sin \alpha \cong \alpha$, és $3 F_K = mg$, így:

$$J \cdot \varepsilon \cong -m \cdot g \cdot r \cdot \alpha$$

A szögek közötti összefüggés

$$l \cdot \alpha = r \cdot \varphi$$

Innen

$$\alpha = \frac{r \cdot \varphi}{l}$$

Behelyettesítve:

$$J \cdot \varepsilon = -m \cdot g \cdot r \cdot \frac{r \cdot \varphi}{l}$$

A harmonikus rezgőmozgás szöggyorsulása

$$\varepsilon = -\frac{m \cdot g \cdot r^2}{J \cdot l} \cdot \varphi$$

$$\varphi'' = -\frac{m \cdot g \cdot r^2}{J \cdot l} \cdot \varphi = -\omega^2 \cdot \varphi$$

$$\omega = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot r^2}{J \cdot l}}$$

A lengésidő

$$T = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{J \cdot l}{m \cdot g \cdot r^2}}$$

A tehetetlenségi nyomaték

$$J = \frac{T^2 \cdot m \cdot g \cdot r^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot l}$$

A feladatban szereplő értékekkel:

$$J = \frac{3,3^2 \cdot 90 \cdot 9,81 \cdot 0,25^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 2} = 7,61 \text{ kgm}^2$$

3.16 Példa

Cséplődob tehetetlenségi nyomatéke /dob szabad kifutásával/

Adott értékek: A ráhajtástól és továbbhajtástól megszabadított $n=250 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámmal forgó cséplődobot a csapágyakban keletkező súrlódó erő $t=5 \text{ min}$ alatt megállítja. A dob tömege $m=150 \text{ kg}$; a dobtengely átmérője $d=50 \text{ mm}$, a súrlódási tényező $\mu_g=0,05$. A számításnál a légellenállás fékező erejétől eltekintünk.

Kérdések:

Mekkora a cséplődob tehetetlenségi nyomatéke?

Megoldás:

a/ A nyomatékok egyensúlyát kifejező összefüggés

$$J \cdot \varepsilon = \mu_g \cdot m \cdot g \cdot r$$

A szögsebesség és a szöggyorsulás

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 250}{60} = 26,18 \text{ s}^{-1}$$

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{26,18}{300} = 0,0873 \text{ s}^{-1}$$

A tehetetlenségi nyomaték értéke

$$\underline{J} = \frac{\mu \cdot m \cdot g \cdot r}{\varepsilon} = \frac{0,05 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot 0,025}{0,0873} = 21,08 \text{ kgm}^2$$

b/ A feladat megoldható úgy is, hogy a megállásig eltelt idő helyett a fordulatokat számoljuk meg, mialatt a súrlódási munka felemészti a dob mozgási energiáját.

Így felírható:

$$\frac{J \cdot \omega^2}{2} = \mu_g \cdot m \cdot g \cdot r \cdot \varphi = \mu_g \cdot m \cdot g \cdot d \cdot \pi \cdot z$$

ahol a megtett fordulatok száma

$$z = \frac{\varphi}{2\pi}$$

A tehetetlenségi nyomaték

$$J = \frac{2 \cdot \mu_g \cdot m \cdot g \cdot d \cdot \pi}{\omega^2} \cdot Z$$

A példában szereplő adatokkal esetünkben a megállásig megtett fordulatok száma

$$Z = \frac{n}{2} \cdot t = \frac{250}{2} \cdot 5 = 625$$

A tehetetlenségi nyomaték

$$J = \frac{2 \cdot 0,05 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot 0,05 \cdot \pi}{26,18^2} \cdot 625 = 21,08 \text{ kgm}^2$$

3.17 Példa

Precessziós nyomaték az aratócséplőgép cséplődobjánál

Adott értékek: /lásd a 3.17 a. ábrán/. Az aratócséplőgép előre forgó cséplődobbal jobbra kanyarodik. A fordulási sugara $R=10\text{m}$.

Kérdések:

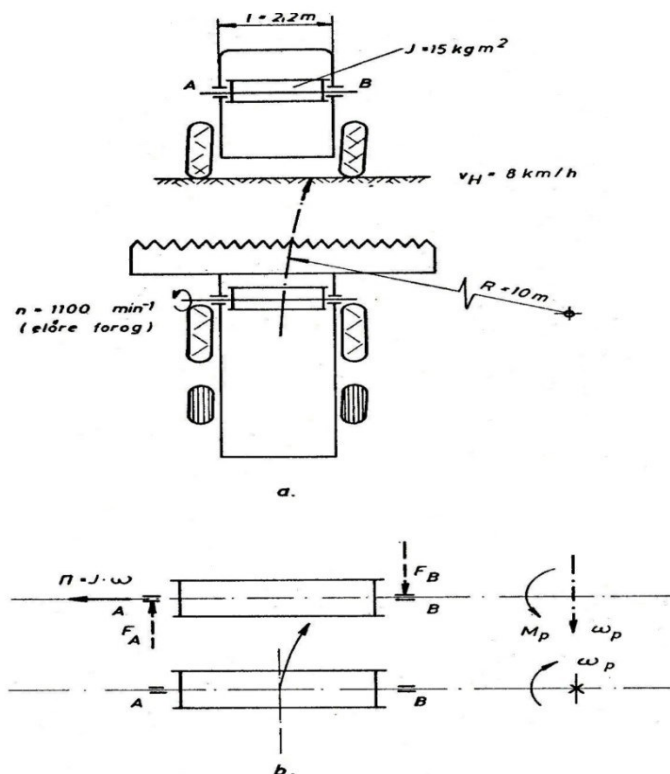
a/ Mekkora és milyen irányú precessziós nyomaték keletkezik a cséplődobban kanyarodáskor?

b/ Mekkora és milyen irányúak a csapágyaknál a reakcióerők, melyek a precessziós nyomatékot, mint erőpár ellensúlyozzák?

Megoldás:

a/ a gépek forgó alkatrészein fordulás közben precessziós nyomaték lép fel, mely a következő képlettel számítható

$$\overline{M_p} = \overline{\Pi} \cdot \overline{\omega_p}$$



3.17. ábra. Aratócséplőgép és a vektorábra

ahol: $\vec{\Pi}$ - a forgó rész perdülete
 $\vec{\omega}_p$ - a precesszió szögsebessége

A perdület számítható a
 $\vec{\Pi} = J \cdot \vec{\omega}$

kifejezéssel, ahol $\vec{\omega}$ a forgó rész szögsebessége. A perdület vektora a szögsebességgel egy irányba mutat. A precessziós nyomaték vektora a vektorszorzat értelmében a szögsebesség és a perdület vektorára merőleges, iránya a jobb csavar szabállyal határozható meg.

$$\vec{M}_p = \vec{\Pi} \times \vec{\omega}_p = J \vec{\omega} \times \vec{\omega}_p$$

$$|\vec{M}_p| = J |\vec{\omega}| |\vec{\omega}_p| \sin \varphi$$

ahol φ a $\vec{\Pi}$ és az $\vec{\omega}_p$ által bezárt szög. Ez esetünkben vízszintes síkon forduló gépnél 90° , ezért

$$M_p = J \cdot \omega \cdot \omega_p$$

A cséplődob szögsebessége

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1100}{60} = 115,19 \text{ s}^{-1}$$

A precesszió szögsebessége

$$\omega_p = \frac{v_H}{R} = \frac{\frac{8}{3,6}}{10} = 0,22 \text{ s}^{-1}$$

A precessziós nyomaték

$$M_p = J \cdot \omega \cdot \omega_p = 15 \cdot 115,19 \cdot 0,22 = 384,91 \text{ Nm}$$

A precessziós nyomaték irányát úgy kapjuk meg, hogy a $\vec{\Pi} = J \cdot \vec{\omega}$ vektort a kisebb szög mentén /mely 90° / beforgatjuk a precessziós szögsebesség $\vec{\omega}_p$ vektorába /lásd 3.17 b. ábrán/.

A cséplődob precessziós nyomatéka a kombájnt a centrifugális erővel együtt felborítani igyekszik, tehát a precessziós nyomaték esetünkben nem stabilizál.

b/ A reakcióerők a csapágyaknál

$$F_A = F_B = \frac{M_p}{l} = \frac{384,97}{2,2} = 174,53 \text{ N}$$

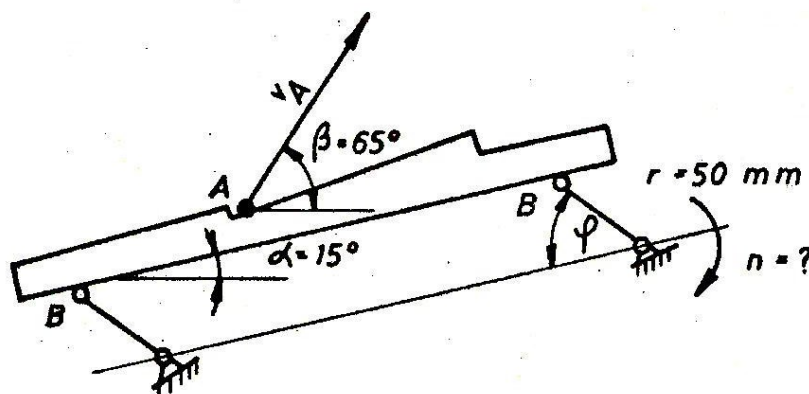
A precessziós nyomatékot egyensúlyozó erőpárt a 3.17 b. ábra szemlélteti.

3.18 Példa

Szalmarázó üzemi és határ fordulatszáma

Üzemi fordulatszámnak azt a fordulatszámot nevezzük, mely adott forgattyúsög állásnál biztosítja az anyag leválását és haladását. Határ fordulatszám nál a szalmarázó függőlegesen fölfelé dobálja az anyagot. A határ fordulatszám nagyobb, mint az üzemi. Ennél nincs anyagtovábbítás. További fordulatszám emelésnél a szalmarázó visszafelé hordja az anyagot, a gép rövid idő alatt eltömődik. Az üzemi fordulatszám túllépése ezekkel a zavarokkal jár, de tengelytörést is előidézhethet.

Adott értékek: A szalmarázó geometriai elrendezését és adatait a 3.18. ábra mutatja.



3.18. ábra. Szalmarázó láda

Kérdések:

- a/ Mekkora üzemi fordulatszámmal kell hajtani a vázolt szalmarázót, ha azt akarjuk, hogy az anyag a vízszinteshez képest $\beta=65^\circ$ -os szög alatt repüljön le róla ?
- b/ Mekkora határfordulatszám tartozik a függőlegesen felfelé rázásához?
- c/ Az üzemi fordulatszám esetében az eldobás helyétől számítva milyen magasra repül fel a test és egy tengelyfordulat alatt mennyit repül előre?

Megoldás:

a/ Az üzemi fordulatszám meghatározásához előbb ki kell számítani, hogy az előírt $\beta=65^\circ$ -os leváláshoz mekkora φ szögállás tartozik. A szalmarázón lévő anyagi pont sebessége – mindaddig, amíg az együtt halad a ládával – merőleges a forgattyúsugár pillanatnyi állására. Leváláskor az A pont sebessége megegyező a szalmarázóláda B pontjainak sebességével: $v_A=v_B=r \cdot \omega$, mely még a leválás pillanatában is fennáll. Az ábra alapján $\beta = 90^\circ - \varphi + \alpha$

Ebből

$$\varphi = 90^\circ - \beta + \alpha = 90^\circ - 65^\circ + 15^\circ = 40^\circ$$

Az eldobás pillanatában az erők egyensúlyi egyenlete:

$$m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi = m \cdot g \cdot \cos\alpha$$

innen

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cdot \cos\alpha}{r \cdot \sin\varphi}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot \cos 15^\circ}{0,05 \cdot \sin 40^\circ}} = 17,17 \text{ s}^{-1}$$

Az üzemi fordulatszám

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 17,17}{2 \cdot \pi} = 163,97 \text{ min}^{-1}$$

Az általunk meghatározott fordulatszám csak elméleti üzemi fordulatszámnak tekinthető, mivel számításunknál a súrlódást és a légellenállást nem vettük figyelembe. A szalmarázók valóságos üzemi fordulatszáma ennél nagyobb /180-220 min⁻¹/ értékek között van.

b/ A függőleges irányban történő dobáláskor a v_A sebességvektor függőleges helyzetét a vízszintes forgattyúkar állásoknak nyeri $\varphi = \alpha$ értéknél.

Az erők egyensúlyát kifejező összefüggés

$$m \cdot r \cdot \omega_H^2 \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

Innen

$$\omega_H = \sqrt{\frac{g}{r \cdot \tan \alpha}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,05 \cdot \tan 15^\circ}} = 27,06 \text{ s}^{-1}$$

A határ fordulatszám értéke

$$n_H = \frac{60 \cdot \omega_H}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 27,06}{2 \cdot \pi} = 258,40 \text{ min}^{-1}$$

c/ A felfelé repülés időtartama

$$t = \frac{v_Y}{g} = \frac{v_A \cdot \sin \beta}{g} = \frac{r \cdot \omega \cdot \sin \beta}{g} = \frac{0,05 \cdot 17,17 \cdot \sin 65^\circ}{9,81} = 0,0793 \text{ s}$$

Az emelkedés úthossza

$$s_Y = v_Y \cdot t - \frac{1}{2} g \cdot t^2 = 0,7781 \cdot 0,0793 - \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,0793^2 = 0,0309 = 30,9 \text{ mm}$$

Egy tengelyfordulat időtartama

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} = \frac{2 \cdot \pi}{17,17} = 0,3659 \text{ s}$$

Ezen időtartam alatt az eldobott anyag vízszintes irányban megtett útja

$$\begin{aligned} s_X &= v_X \cdot T = v_A \cdot \cos \beta \cdot T = r \cdot \omega \cdot \cos \beta \cdot T = \\ &= 0,05 \cdot 17,17 \cdot \cos 65^\circ \cdot 0,3659 = 0,1328 \text{ m} = 132,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.19 Példa

Szalmarázónál a termény leválási szöge és a dobás vízszintes útja

Adott értékek: /lásd a 3.19 a. ábrát/ A szalmarázó láda üzemi fordulatszáma $n = 215 \text{ min}^{-1}$, a láda vízszintessel bezárt szöge $\alpha = 10^\circ$.

Kérdések:

a/ Milyen β szögnél repül le a vázolt tömegpont?

b/ Mekkora vízszintes utat tesz meg az eldobott tömeg 1 fordulat alatt?

Megoldás:

a/ Az erők egyensúlyát kifejező összefüggés

$$m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

Innen

$$\begin{aligned} \sin \varphi &= \frac{g \cos \alpha}{r \omega^2} = \frac{9,81 \cdot \cos 10^\circ}{0,05 \cdot 22,51^2} = 0,3812 \\ \varphi &= \arcsin 0,3812 = 22,41^\circ \end{aligned}$$

Ezzel β értéke

$$\beta = 90^\circ - \varphi + \alpha = 90^\circ - 22,41^\circ + 10^\circ = 77,59^\circ$$

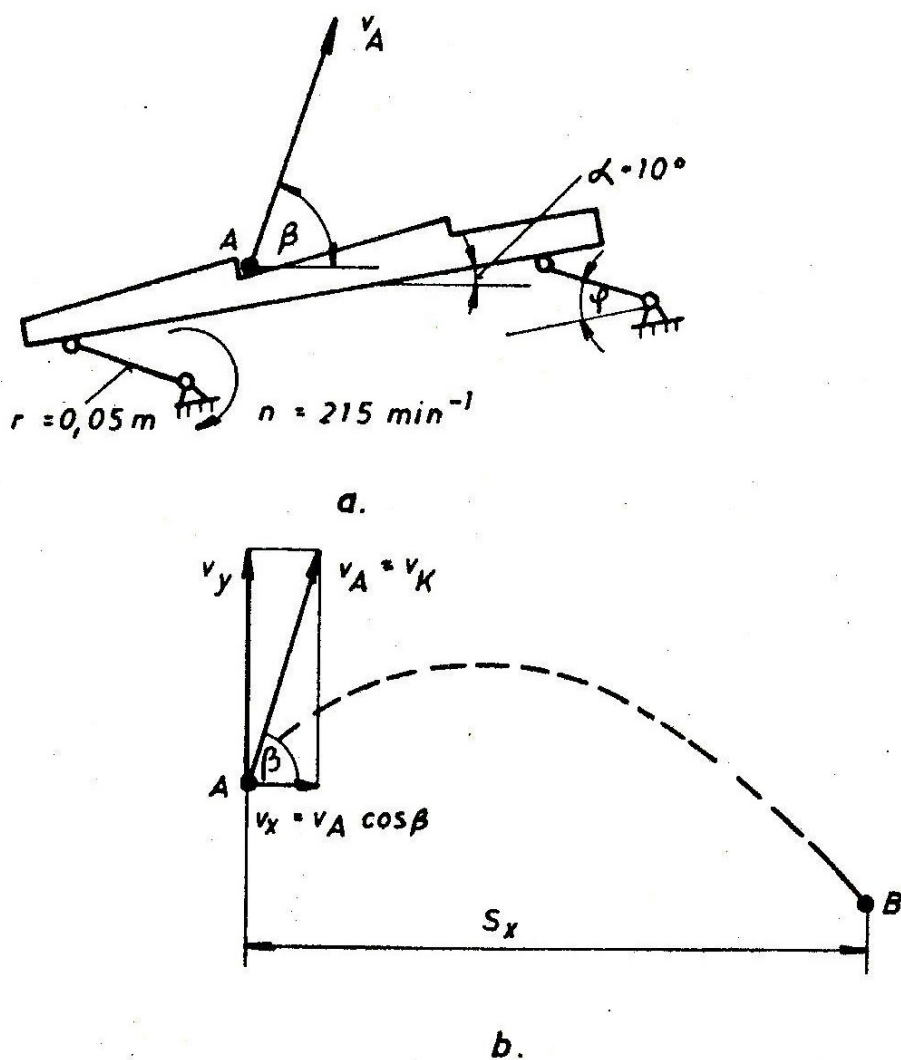
b/ A kerületi sebesség, mely egyező a tömegpont pillanatnyi sebességével

$$v_k = v_A = r \cdot \omega = 0,05 \cdot 22,51 = 1,13 \text{ m/s}$$

Egy tengelyfordulat időtartama

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} = \frac{2 \cdot \pi}{22,51} = 0,279 \text{ s}$$

Ezen időtartam alatt az eldobott tömeg vízszintes irányban megtett útja a 3.19 b. ábra alapján:



3.19. ábra. Szalmarázóládáról való leválasztás

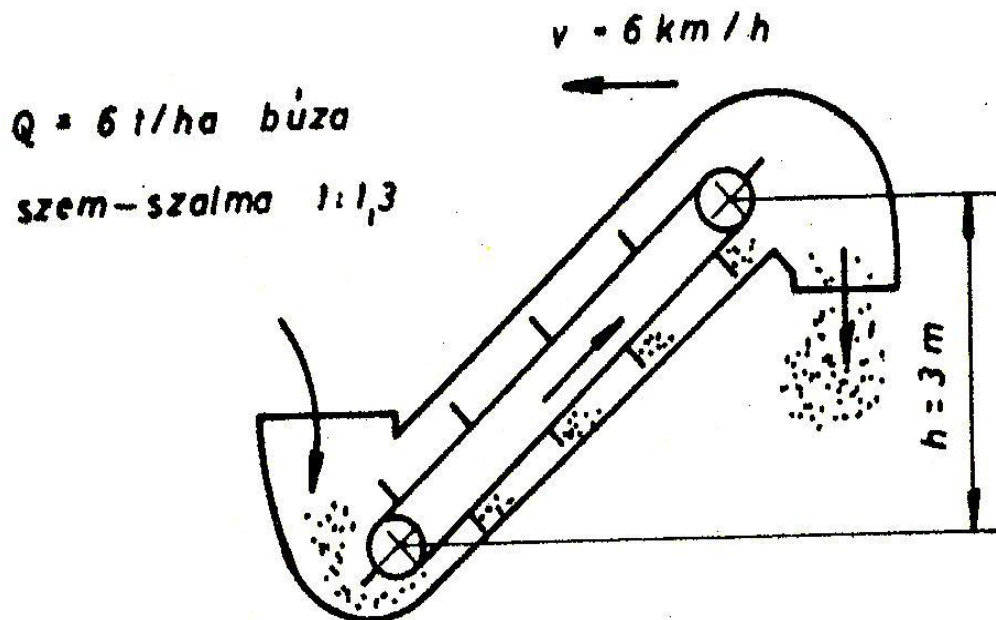
$$\begin{aligned} S_x &= v_x \cdot T = v_A \cdot \cos \beta \cdot T = \\ &= 1,13 \cdot \cos 77,59^\circ \cdot 0,279 = 0,0678 \text{ m} = 67,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

A valóságban az anyag vízszintes irányban ennél kisebb utat tehet meg, mert a láda még a B pont elérése előtt ismét elkapja és magával viszi.

3.20 Példa

A szemszállítás teljesítményigénye kombájn kaparólapátos felhordójánál

Adott értékek: /lásd a 3.20. ábrán/. A kaparólapátos felhordó a szemeket a $B=5,7$ m munkaszélességű vágóasztallal betakarított tábláról nyeri.



3.20. ábra. Kaparólapátos anyagmozgató

Kérdések:

a/ Mennyi a kombájnban a gépterhelés értéke ?

b/ Mennyi a felhordó teljesítményigénye, ha hatásfoka $\eta=0,7$

Megoldás:

a/ A gépterhelés értéke:

$$q = B \cdot v_H \cdot Q \cdot / m'_{\text{szem}} + m'_{\text{szalma}} /$$

$$q = 5,7 \cdot \frac{6}{3,6} \cdot 6 \cdot 10^{-1} \cdot / 1 + 1,3 / = 13,11 \text{ kg/s}$$

Az aratócséplőgépeknek a szem és szalma együttes tömegét kell fogadnia és feldolgozni, míg a kaparólapátos szemfelhordónak csak a szemet kell szállítania.

b/ Az 1 s alatt elcsépeelt szem mennyisége

$$m' = B \cdot v_H \cdot Q = 5,7 \cdot \frac{6}{3,6} \cdot 6 \cdot 10^{-1} = 5,7 \text{ kg/s}$$

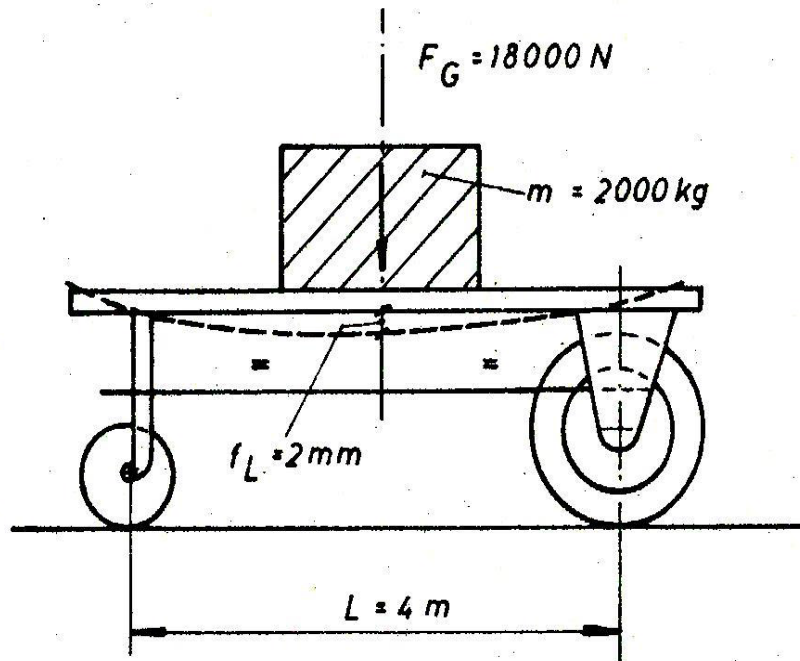
A felhordó teljesítményigénye

$$P = \frac{m' \cdot g \cdot h}{\eta} = \frac{5,7 \cdot 9,81 \cdot 3}{0,7} = 239,64 \text{ W}$$

3.21 Példa

Betakarítógép vázszerkezetének rezgésszáma

Adott értékek: /Lásd a 3.21. ábrán/. A feltüntetett vázszerkezet közepén $F_G = 18000 \text{ N}$ erővel megterhelve $f_L = 2 \text{ mm}$ behajlást mérünk. Ezután felszereljük az $m = 2000 \text{ kg}$ tömegű motort és egyéb szerelvényeket.



3.21. ábra. Betakarító vázszerkezete

Kérdés:

Mennyi lesz a tömeggel együtt a gépváz másodpercenkénti rezgésszáma?

Megoldás:

A váz lengését leíró harmonikus rezgőmozgás egyenlete

$$m \cdot a + k \cdot x = 0$$

$$a = -\frac{k}{m} \cdot x \quad \text{mivel } k = \frac{m \cdot g}{f_L}$$

$$x'' = -\frac{k}{m} \cdot x = -\omega^2 \cdot x$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

A feladatban szereplő értékekkel

$$k = \frac{F_G}{f_L} = \frac{18000}{0,002} = 9 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{9 \cdot 10^6}{2000}} = 67,08 \text{ s}^{-1}$$

A tömeggel együtt a gépváz másodpercenkénti rezgésszáma

$$f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{67,08}{2 \cdot \pi} = 10,68 \text{ Hz}$$

3.22 Példa

Hidraulikus munkahenger teljesítményigénye

Adott értékek: Gabonakombájn hidraulikus munkahengerénél a dugattyú átmérője $d=140$ mm. Kiemeléskor a munkahenger $p=10$ MPa nyomással $s=0,4$ m lökethosszon működik $t=5$ s időtartamig.

Kérdés:

Mennyi teljesítményt igényel a kiemelés, ha a hatásfok $\eta=0,8$

Megoldás:

A kiemelő hidraulika térfogata

$$V = A \cdot s = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = \frac{0,14^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = 6,158 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

A biztosítandó térfogatáram

$$V' = \frac{V}{t} = \frac{6,158 \cdot 10^{-3}}{5} = 1,232 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

A kiemelés teljesítményigénye

$$P = \frac{V' \cdot p}{\eta} = \frac{1,232 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^6}{0,8} = 15394 \text{ W} = 15,39 \text{ kW}$$

3.23 Példa

Aratócséplőgép sebessége betakarításkor

Adott értékek: Aratócséplőgéppel búza betakarítását végezzük. A vágóasztal munkaszélessége $B=6,7$ m; az aratócséplőgép áteresztőképessége $q=10$ kg/s. A betakarítandó szemtermés $Q=6$ t/ha; a szem-szalma aránya 1:1,2.

Kérdés:

Milyen sebességgel kell üzemeltetni az aratócséplőgépet ahhoz, hogy az áteresztőképesség ki legyen használva?

Megoldás:

A gépterhelés:

$$q = B \cdot v_H \cdot Q \cdot c \text{ (kg/s)}$$

ahol

B (m) - a munkaszélesség

v_H (m/s) - a haladási sebesség

Q (kg/m²) - a termés hozam

c - a szem-szalma arányából számított szám.

Esetünkben $c = 1 + 1,2 = 2,2$

Ebből a gép haladási sebessége:

$$v_H = \frac{q}{B \cdot Q \cdot c} = \frac{10}{6,7 \cdot 6 \cdot 10^{-1} \cdot 1 + 1,2} = 1,13 \text{ m/s}$$

$$v_H = 4,07 \text{ km/h}$$

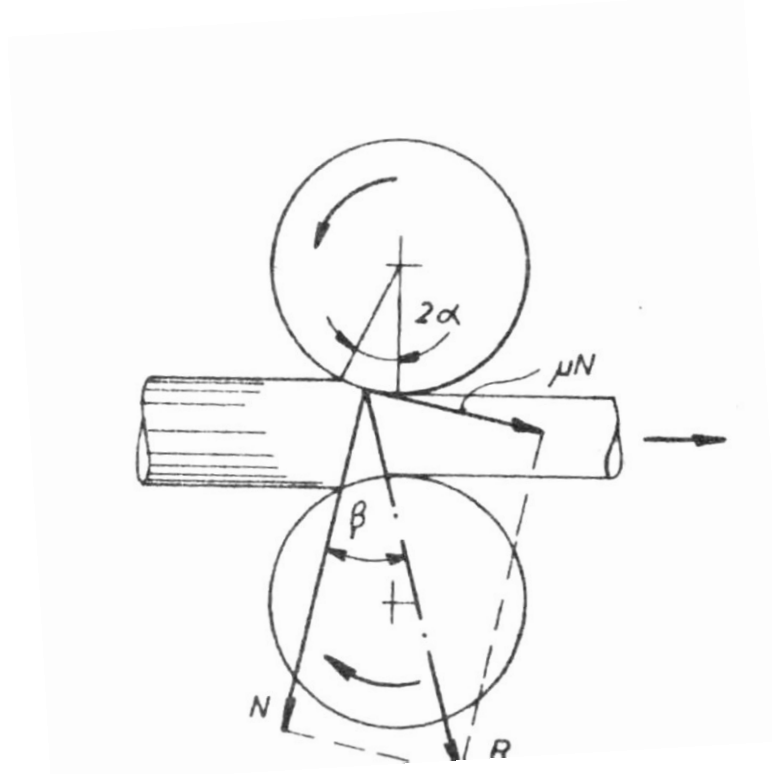
Egyéb növények betakarításának gépei

4. EGYÉB BETAKARÍTÓGÉPEK

4.1 Példa

Kukorica csőtörő hengerek behúzó hatása

A hajtott csőtörő hengerpár a kukoricaszárat súrlódással továbbítva húzza, miközben a csövet letolja a szárról. A 4.1. ábra az erőhatásokat szemlélteti általános esetben. Ha $\beta > \alpha$ a hengerpár behúzza a szárat. Határesetben $\beta = \alpha$. A henger és szár érintkezési szöge 2α . Feltételezzük, hogy az ív mentén végbemenő terelés erői a szögfelezőnél $\alpha/2$ -nél lépnek fel.



4.1. ábra. Csőtörő henger

Adott értékek:

$\mu=0,3$; $\alpha=15^\circ$

Kérdés:

A vázolt csőtörő-szerkezet behúzza-e a szárat?

Megoldás:

A szerkezet akkor húzza a szárat, ha a henger felületén fellépő normális erő N és az érintőirányú súrlódó erő μN eredőjének az R -nek van a behúzás irányába eső komponense, tehát $\beta > \alpha$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\mu N}{N} = \mu$$

$$\operatorname{tg} \beta = 0,3 \text{ ebből } \beta = \arctan 0,3 = 16,69^\circ$$

A behúzás feltétele $\beta > \alpha$ teljesül, mert $16,69^\circ > 15^\circ$ tehát a szerkezet behúzza a szarát. A behúzó hatás a hengerátmérők növelésével és profilbordák alkalmazásával növelhető.

4.2 Példa

Kukorica csőtörő henger és terelőlánc eredő sebessége

A csőtörő hengerpár a kukoricaszárát lefelé húzza, miközben a száron lévő cső a törőlemezeken marad. Innen a terelőlánc hátrafelé szállítja. Helyes beállításnál a törőhengerek eredősebessége v_{R1} függőlegesen lefelé, vagy kissé hátrafelé mutat. Az eredő láncsebesség v_{R2} függőlegesen felfelé mutat, esetleg ettől kissé eltér. Ez azért van így, hogy a gép ne döntse meg a szárat se előre, se hátra. A sebességviszonyokat a 4.2. ábra szemlélteti.

Kérdés:

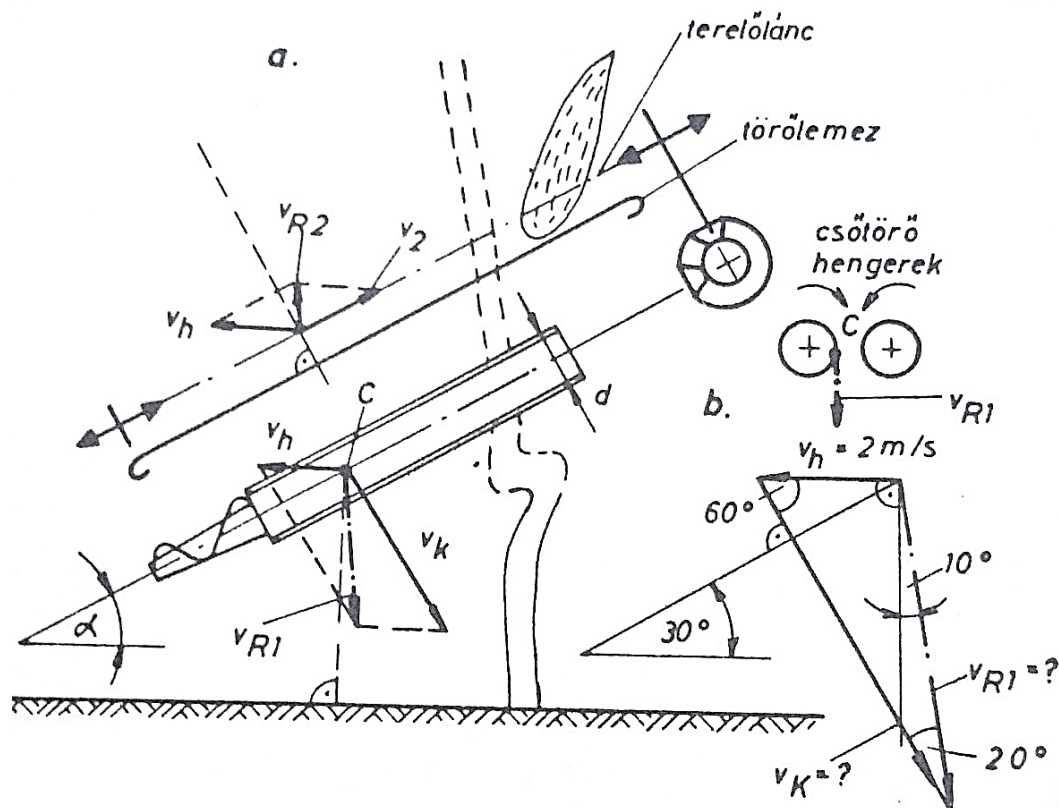
a/ Számítsuk ki, hogy mekkora kerületi sebesség, ill. fordulatszám szükséges ahhoz, hogy a törőhenger C pontjának eredő sebessége v_{R1} a függőlegestől 10° -kal hátrafelé mutasson. Mennyi lesz v_{R1} értéke?

b/ Mekkora láncsebességre van szükség ahhoz, hogy az eredő v_{R2} függőleges legyen?

Adott értékek:

A törőhenger átmérője $d=100$ mm, a haladási sebesség

$v_h=2$ m/s, a törőhenger állásszöge $\alpha=30^\circ$



4.2. ábra. Kukorica adapter

Megoldás:

a/ A 4.2. ábra alapján a csőtörő henger C pontjának kerületi sebessége

$$\frac{v_k}{v_h} = \frac{\sin 100^\circ}{\sin 20^\circ}$$
$$v_k = V_h \frac{\sin 100^\circ}{\sin 20^\circ} = 2 \frac{0,9848}{0,3420} = 5,75 \text{ m/s}$$

Az eredő sebesség:

$$v_{R1} = \sqrt{2^2 + 5,75^2 - 2 * 2 * 5,75 * \cos 60^\circ} = 5,05 \text{ m/s}$$

Az ehhez tartozó fordulatszám

$$\omega = \frac{v_k}{r} = \frac{5,75}{0,05} = 115 \text{ m/s}$$
$$n = 9,55 * 115 = 1098,25 \text{ l/min}$$

b/ A szükséges terelő láncsebesség

$$v_1 = \frac{v_h}{\cos \alpha} = \frac{2}{\cos 30^\circ} = 2,3 \text{ m/s}$$

A terelőlánc eredő sebessége

$$v_{R2} = v_h * \tan \alpha = 2 * \tan 30^\circ = 1,15 \text{ m/s}$$

Az FKA csőtörő adapter adatai:

d = 100 mm;

A 3 fokozatban beállítható törőhenger fordulatszám és láncsebesség értékek

	I	II	III
n /l/min/	970	1030	1170
v ₁ /m/s/	1,85	1,48	2,24

A példa adatainak megfelelő körülmények között a III. fokozatot kell beállítani.

4.3 Példa

Napraforgó betakarítás teljesítménye

Adott értékek: A napraforgó sortávolsága 0,75 m, az adapter 8 soros, mely 6,5 km/h sebességgel van üzemeltetve 210 ha területen.

Kérdések:

- Mekkora a gépegység terület-teljesítménye?
- Hány gép szükséges, ha a betakarítással 3 nap alatt végezni kell? (idő-kihasználási tényező K=0,72)

Megoldás:

a) A napraforgó adaptert működtető kombájn terület-teljesítménye.

$$W_{te} = \frac{B \cdot v \cdot K}{10} = \frac{0,75 \cdot 8 \cdot 6,5 \cdot 0,72}{10} = 2,8 \frac{ha}{h}$$

b) Gépek számának meghatározása

Műszakteljesítmény

$$W_m = W_{te} \cdot 10h = 2,8 \cdot 10 = 28 \frac{ha}{m\acute{u}szak}$$

A betakarításhoz szükséges napok meghatározása

$$N = \frac{T}{W_m} = \frac{210}{28} = 7,5 \text{ nap}$$

Tehát ahhoz, hogy három nap alatt végezzünk a napraforgó betakarítással ~3 (2,5) db betakarítógépre van szükségünk.

4.4 Példa

Burgonyakiszedő gép földrosta láncának a sebessége (4.4. ábra)

A földrosta lánc akkor rázza a rajta lévő anyagot, ha $m \cdot r \cdot \omega^2 > m \cdot g \cdot \cos \alpha$

Határesetben, amikor éppen elkezdődik a rázás

$$m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

Innen

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cdot \cos \alpha}{r}}$$

Mivel a rázókeréket a lánc hajtja

$$v_L = r \cdot \omega \text{ ebből } \omega = \frac{v_L}{r}$$

Behelyettesítve ω -t kapjuk a határeseti láncsebességet

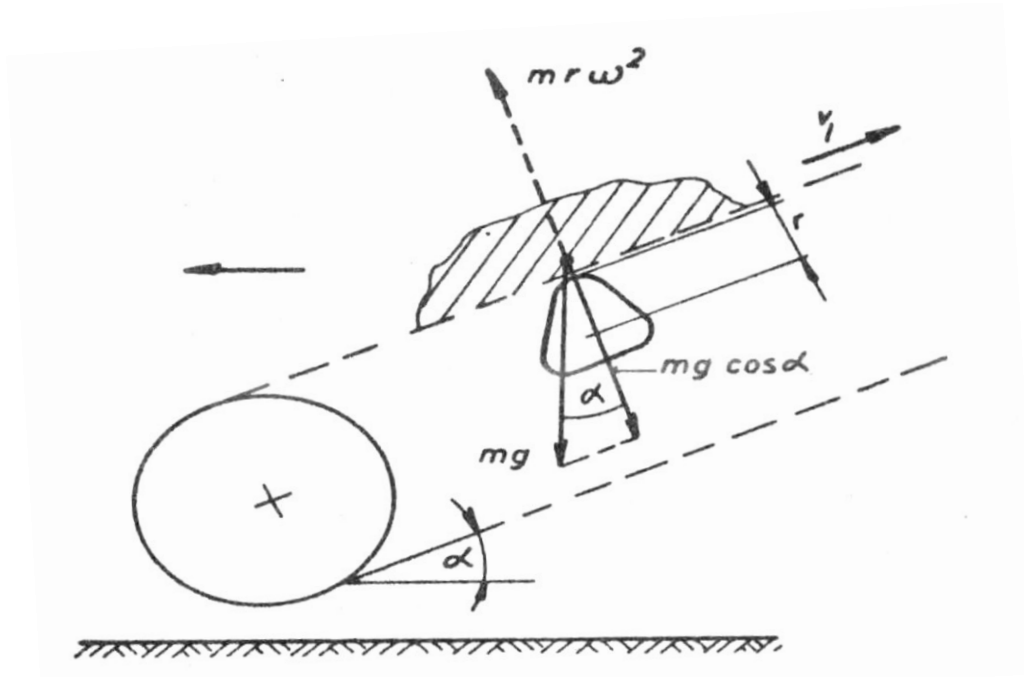
$$v_L = r \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \cos \alpha}{r}} = \sqrt{g \cdot r \cdot \cos \alpha}$$

Számítsuk ki a minimális /határeseti/ láncsebességet

$$\alpha = 25^\circ, \quad r = 120 \text{ mm esetén}$$

Megoldás:

$$v_L = \sqrt{g \cdot r \cdot \cos \alpha} = \sqrt{9,81 \cdot 0,12 \cdot \cos 25^\circ} = 1,032 \text{ m/s}$$

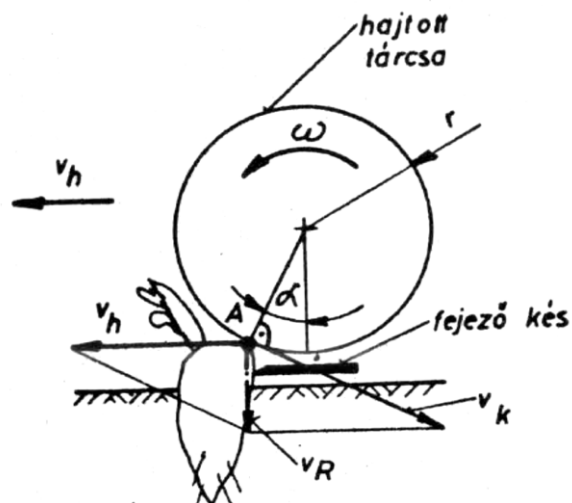


4.4. ábra. Földrosta lánc

4.5 Példa

Késes cukorrépa fejező hajtott tárcsájának a fordulatszáma

Az állókéses cukorrépa fejezőnél a hajtott tárcsa kerületi sebességének és a haladási sebességnek összhangban kell lennie. A sebességek aránya akkor megfelelő, ha a tárcsa és a répa érintkezési pontjában az A pont eredő sebessége függőleges. Ez azért szükséges, mert így a tárcsa "felmászik" a répa nélkül, hogy azt kidöntené /4.5. ábra/.



4.5. ábra. Cukorrépa fejező

Számítsuk ki, hogy fentieknek megfelelően mekkora kerületi sebességgel, ill. fordulatszámmal kell hajtani a tapogató tárcsát. A kerületi sebesség hány %-kal lesz nagyobb a haladási sebességnél.

Adott értékek: $r = 201 \text{ mm}$;
 $\alpha = 30^\circ$; $v_h = 4 \text{ km/h}$

Megoldás:

A kerületi sebesség

$$v_k = \frac{v_h}{\cos \alpha} = \frac{4}{3,6 \cdot \cos 30^\circ} = 1,28 \text{ m/s}$$

A szükséges fordulatszám

$$n = 9,55 \cdot \text{C}\text{O} = 9,55 \frac{v_k}{r} = 9,55 \frac{1,28}{0,21} = 58,20 \text{ l/min}$$

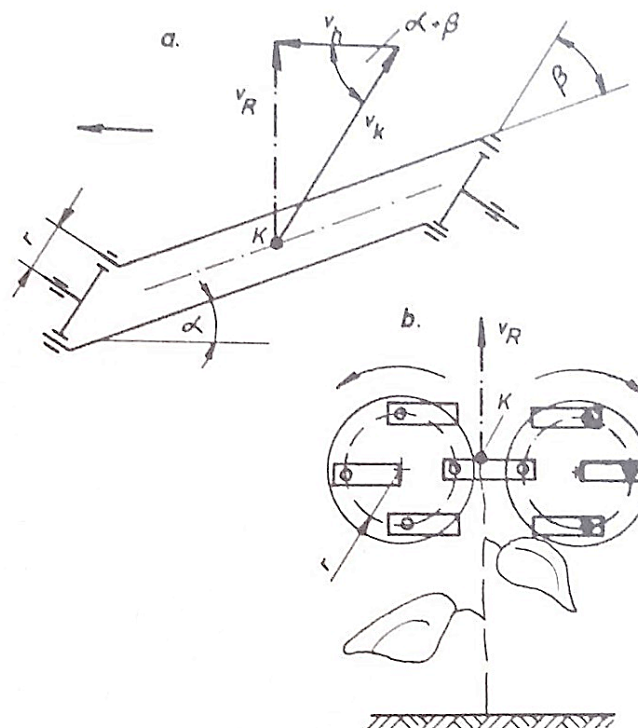
A sebességarány

$$\frac{v_k}{v_h} = \frac{1,28}{1,11} = 1,15 \quad /15 \text{ \%}/$$

4.6 Példa

Késes dohánytörő szerkezet fordulatszáma

A 4.6. ábrán látható csatlórudas – tehát paralellogram vezérlésű – késes dohánytörőnél adott haladási sebességhez úgy kell a törőhenger fordulatszámát beállítani, hogy a növényvel érintkező kés /K pont/ sebessége oldalnézetben függőleges legyen /a/. Ebben az esetben a késes hengerpár a szárak előre vagy hátra döntése nélkül engedi át a szárakat, miközben a leveleket levágja (b).



4.6. ábra. Dohánytörő szerkezet

Adott értékek:

$$\alpha = 20^\circ; \beta = 50^\circ, r = 100 \text{ mm}$$

Megoldás:

A szükséges kerületi sebesség

$$v_k = \frac{v_h}{\cos / \alpha + \beta /} = \frac{4}{3,6 \cdot \cos 70^\circ} = 3,24 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{v_k}{r} = \frac{3,24}{0,1} = 32,4 \text{ l/s}$$

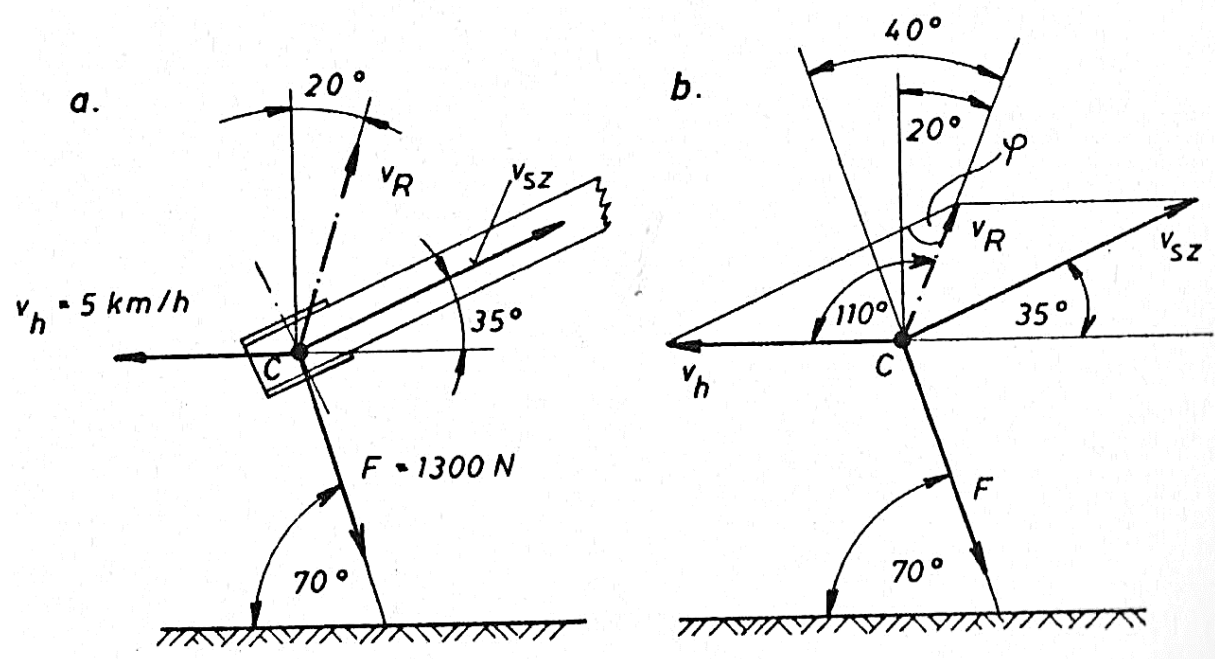
A törőkések fordulatszáma

$$n = 9,55 \cdot \omega = 9,55 \cdot 32,4 = 309,42 \text{ l/min}$$

4.7 Példa

Lenyűvő szerkezet kinematikája

Lenyűvő szerkezetnél a szalagsebességet és a haladási sebességet a szálak dőlési szögének figyelembe vételével kell beállítani.



4.7. ábra. Lenyűvő szerkezet

Kérdés:

a, A vázolt nyűvő szerkezeten /4.7 a. ábra/ mekkora szalagsebességet kell választani ahhoz, hogy az eredő sebesség 20° -kal hátrafelé mutasson?

b/ Mennyi az össz. teljesítményigény és ebből mennyi esik a vonóhorogra, ill. a szalagra?

Megoldás:

a/ A 4.7 b. ábrát szándékosan nem mérethelyesre készítettük azzal a céllal, hogy az elvi megoldást gyakoroljuk.

Az ábra alapján $\varphi = 35^\circ$ -ra adódik.

A szükséges szalagsebesség:

$$\frac{v_h}{v_{sz}} = \frac{\sin 35^\circ}{\sin 110^\circ}; \quad v_h = \frac{5}{3,6} = 1,388 \text{ m/s}$$
$$v_{sz} = v_h \frac{\sin 110^\circ}{\sin 35^\circ} = 1,3888 \frac{\sin 110^\circ}{\sin 35^\circ} = 2,275 \text{ m/s}$$

b/ Az eredő sebesség nagysága $\varphi = 35^\circ$ figyelembe vételével

$$\frac{v_R}{v_h} = \frac{\sin 35^\circ}{\sin 35^\circ} \text{ tehát } v_R = v_h = 1,388 \text{ m/s}$$

Az összes teljesítményigény a v eredő sebességnek az F nyűverő irányába eső komponensével számítható:

$$P_{\Sigma} = F \cdot v_R \cos 40^\circ = 1300 \cdot 1,388 \cdot \cos 40^\circ = 1383,13 \text{ W} / 100\% /$$

A vonóhorog teljesítmény a haladási sebességnek az F erő irányába eső komponensével számítható:

$$P_V = F \cdot v_h \cos 70^\circ = 1300 \cdot 1,388 \cdot \cos 70^\circ = 617,53 \text{ W} / 44,64\% /$$

A szalag hajtásához szükséges teljesítmény a v_{sz} szalagsebesség az F erő irányába eső komponensével számítható:

$$P_{sz} = F \cdot v_{sz} \cos 75^\circ = 1300 \cdot 2,275 \cdot \cos 75^\circ = 765,45 \text{ W} / 55,36\% /$$

A számítás ellenőrzésére a

$$P_{\Sigma} = P_V + P_{sz} \text{ összefüggés szolgál.}$$

Irodalomjegyzék

SOÓS Pál, FÜLÖP Imre, HOLLÓSY Tibor: *Példatár Növénytermesztés gépei tantárgyhoz*.
Gödöllő: Agrártudományi Egyetem, 1986. pp. 37-125. ISBN

SZENDRŐ Péter: *Példák mezőgazdasági géptanból*. Budapest: Szaktudás Kiadó Ház Rt,
1997. pp. 1-308. ISBN 9633562066