

OLDALRA TOLHATÓ TALAJMARÓ TERVEZÉSE

Juhász István

hallgató, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet
3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, e-mail: ijuhasz2015@gmail.com

Németh Géza

egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet
3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, e-mail: machng@uni-miskolc.hu

Absztrakt

Jelen cikk keretében a szerzők egy oldalra tolható talajmaró tervezését mutatják be. A talajmarók felépítésének bemutatása után ismertetésre kerül a koncepcionális tervezés folyamata, majd azok a mérnöki számítások, melyek alapján a végső konstrukció kialakítható.

Kulcsszavak: talajmaró, tervezés, konstrukció

Abstract

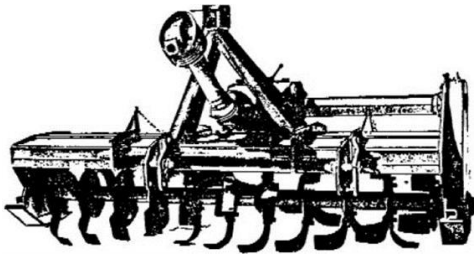
Within the frame of this paper, the authors present the design of a single-sided tiller. After presenting the structure of the cultivators, the process of conceptual design is described, followed by the engineering calculations on the basis of which the final construction can be developed.

Keywords: single-sided tiller, design, construction

1. Bevezetés

Jelen cikkben összefoglalt kutatómunka célja egy olyan oldalra tolható talajmaró tervezése, melyet egy kis teljesítményű (40-75 LE) szabványos hidraulikus és mechanikus csatlakozással rendelkező traktor vontat. Az emelés és süllyesztés hidraulikusan történik, a forgó mozgást pedig mechanikusan, kardán tengelykapcsolón keresztül kapja a talajmaró.

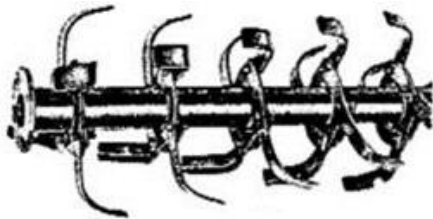
A talajmarás mozgásviszonyai alapján dolgozóeszközöket talajmaró jellegű gépeknek nevezzük. Ezek a talajmarótól a kiskerti rotációs kapáig terjedhetnek. Egyes változataikat elsősorban nem a szántás elmunkálás, magágy készítés területén használják, de működési elvükben nem térnek el egymástól. A talajmaró jellegű gépek (1. ábra) sajátossága, hogy munkavégző eszközeik vízszintes forgó tengelyen helyezkednek el. A szerszámok alakja határozza meg, hogy a gép elsősorban milyen munka elvégzésére alkalmas, mert ha derékszögben hajlított kapa van a tengelyre szerelve (2. ábra), a működési mélységnek megfelelő teljes keresztmetszet átmunkálására számíthatnak, így a sekély művelésű sarabolástól a nagyobb művelési mélységet igénylő szálás anyag – bedolgozásig előnyösen használható. Az ívelt kapával szerelt gép (3. ábra) nem teljes keresztmetszetet műveli át, ezért inkább a nagy mélységű művelésre, főként szálás anyag és zöldtrágya bemunkálására ajánlható. Az egyes eszközökkel (4. ábra) – leginkább boronafogakra hasonlító szerszámokkal – szerelt gép kifejezetten a finom magágy készítésére alkalmas.



1. ábra. Talajmaró.



2. ábra. Derékszögben hajlított kapa.



3. ábra. Ívelt kapa.



4. ábra. Borona fog alakú kapa kialakítás.

A talajmaró jellegű eszközökkel kapcsolatban felmerül a porosítás veszélye, azaz olyan értékű aprítás lesz a munkájuk eredménye, hogy a szemcseméret már a por kategóriájába tartozik. Természetesen ez a jelenség a rosszul megválasztott művelési paraméterek esetén következhet be, mert a vízszintes tengelyű, aktív talajművelő eszközök munkája akkor a legjobb, ha a gép haladási sebességénél a művelő szerszám legkülső pontjának kerületi sebessége ötször nagyobb, azaz $v_k/v_h=5$. Ha ez az arány ötnél jóval nagyobb, a gép rosszul műveli át a teljes keresztmetszetet, ha pedig lényegesen kisebb, a porosítás szintjéig aprítja fel a kivágott talajszeletet.

2. Konceptcionális tervezés

A feladat oldalra tolnható talajmaró tervezése, melyet egy kis teljesítményű (40-75LE) szabványos hidraulikus és mechanikus csatlakozással rendelkező traktor vontat. Az emelés és süllyesztés hidraulikusan történik, a forgó mozgást pedig mechanikusan, kardán tengelykapcsolón keresztül kapja a talajmaró.

2.1. Funkcionális részegységek

A piackutatás során számos, a gép megfelelő működéséhez nélkülözhetetlen funkciót tártunk fel, amelyek a következők:

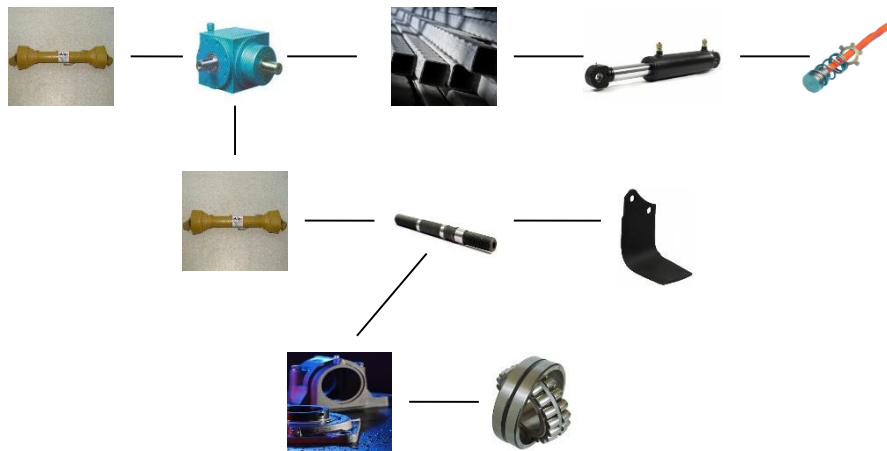
- Vázszerkezet: A gép szerkezetét alkotó elemek. Célja a fő egységek rögzítése. A 3 pontos felfogatósi hely kialakítva van rajta mellyel csatlakoztatható a szerkezet a traktorhoz.
- Hajtómű: A megfelelő hajtást segíti elő a traktor és a forgó tengely között.
- Munkahenger: A szerkezet ki-be mozgására szolgál.
- Kötőelemek: A gép alkotóelemeinek megfelelő összekapcsolását szolgáló elemek.
- Kardántengely: A megfelelő hajtás átadására szolgál traktor-hajtómű és hajtómű- forgó tengely között.
- Lánc-hajtás: Hajtómű - tengely között másik lehetséges hajtás megvalósítás.
- Csapágyház: A csapágyak megtámasztását szolgálja.

- Csapágy: A megfelelő méretezés alapján kiválasztott csapágy. Tengely megtámasztását szolgálja.
- Tengely: Hordozza a kapákat a tengelyen. Kialakítása pontos méretezést igényel.
- Kapák: Többféle lehet a kapák kialakítása. Nagyban befolyásolja a talaj művelését. Közvetlenül érintkezik a talajjal, így anyagminősége is meghatározó.
- Érzékelő: Érzékeli a talajmarás közben fellépő akadályokat. Akadály észlelésekor behúzza a szerkezetet a munkahenger segítségével.
- Váz oldalra tolását szolgáló funkció: Ez a funkció segít a talajmaró oldalra tolását, de csak a mechanikus változatnál. A vázra egy lemez kerül felhelyezésre, ami segítségével állítható a vázszerkezet.

2.2. A legjobb megoldásváltozat

A hidraulikusan oldalra kitolható változat, érzékelővel ellátva a legtöbb funkciót tartalmazza. Szerkezeti kialakítása magában foglalja a vázat, amelyre fel van fogatva az ívelt fogú kúpkerek hajtómű és egy munkahenger. A kúpkerek hajtómű kardánnal van összekötve a traktor megfelelő pontjával. A felszerelt munkahenger a talajmaró ki-be mozgatását segíti elő. A traktor megfelelő hidraulikus egységével van összekötve. A hajtómű kardánnal kapcsolódik a bordás tengelyvéggel.

Egy érzékelő van felszerelve, ami abban segít, hogy ne ütközzön fának vagy egyéb akadálnak a talajmaró. Előnyeihez tartozik, hogy munkahenger elvégzi, amit az előző változatban kézi erővel kellett. Ugyanakkor az érzékelő nagy előnye a szerkezetnek. A megoldás hátránya a funkciók sokasága. Nagyobb teljesítményű traktor szükséges.



5.ábra. A legjobb megoldásváltozat.

3. Mérnöki számítások

A mérnöki számításokhoz felhasznált alapadatok a következők: $P_t = 45 \text{ kW}$, $P_{ki} = 30 \text{ kW}$.

$$n = 350 \frac{1}{\text{min}} = 5,833 \frac{1}{s} \quad (1)$$

ahol P_t : traktor teljesítménye, P_{ki} : a talajmaróra fordított teljesítmény, n : talajmaró tengely fordulatszáma. A szögsebesség a fordulatszám alapján meghatározható.

$$\omega = 2 \times \pi \times n = 2 \times 3,14 \times 5,833 = 36,63 \frac{1}{s} \quad (2)$$

Csavaró nyomaték számítása a tengelyen a teljesítmény és a szögsebesség ismeretében:

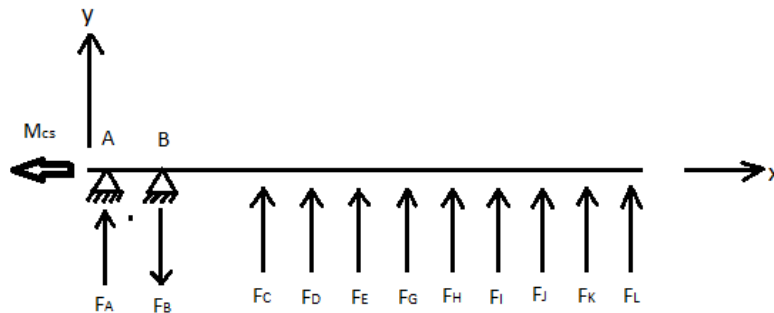
$$M_{cs} = \frac{P}{\omega} = \frac{30 \times 10^3}{36,63} = \underline{\underline{819 Nm}} \quad (3)$$

A tengelyen 9 gyűrű van kialakítva melyekre a kapákat erősítjük fel, ezért $z = 9$ db. Az egyes gyűrűre számított nyomaték (M_1) a csavaró nyomaték (M_{cs}) alapján meghatározható:

$$M_1 = \frac{M_{cs}}{z} = \frac{819 Nm}{9} = \underline{\underline{91 Nm}} \quad (4)$$

Ha ismerjük dolgozó rész teljes átmérőjét (kapákkal együtt), akkor $r = 0,2$ m. Az egyes gyűrűkre meghatározható, azaz erő ami hat rájuk a talaj marásakor:

$$M_1 = r \cdot F_t \quad \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow \quad F_t = \frac{M_1}{r} = \frac{91 Nm}{0,2 m} = \underline{\underline{455 N}} \quad (5)$$



6.ábra. Igénybevételi ábra.

Az igénybevételi ábra alapján felírhatjuk az „A” pontra a nyomatéki egyenletet:

$$\sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_A = 0 = & r_{AB} \cdot F_B + (r_{AB} + r_{BC}) \cdot F_C + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD}) \cdot F_D + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD} + r_{DE}) \cdot F_E + \\ & + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD} + r_{DE} + r_{EG}) \cdot F_G + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD} + r_{DE} + r_{EG} + r_{GH}) \cdot F_H + \\ & + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD} + r_{DE} + r_{EG} + r_{GH} + r_{HI}) \cdot F_I + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD} + r_{DE} + r_{EG} + r_{GH} + r_{HI} + r_{IJ}) \cdot F_J + \\ & + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD} + r_{DE} + r_{EG} + r_{GH} + r_{HI} + r_{IJ} + r_{JK}) \cdot F_K + \\ & + (r_{AB} + r_{BC} + r_{CD} + r_{DE} + r_{EG} + r_{GH} + r_{HI} + r_{IJ} + r_{JK} + r_{KL}) \cdot F_L \end{aligned} \quad (6)$$

Mivel:

- $F_t = F_C = F_D = F_E = F_G = F_H = F_I = F_J = F_K = F_L = 455 N$
- $r_{AB} = 0,15 m$
- $r_{BC} = 0,06 m$
- $r_{CD} = r_{DE} = r_{EG} = r_{GH} = r_{HI} = r_{IJ} = r_{JK} = r_{KL} = 0,112 m$

Behelyettesítve a nyomatéki egyenletbe:

$$M_A = 0 = -0,15 \cdot F_B + (0,15 + 0,06) \cdot F_C + (0,15 + 0,06 + 0,112) \cdot F_D + (0,15 + 0,06 + 0,224) \cdot F_E + \\ + (0,15 + 0,06 + 0,336) \cdot F_G + (0,15 + 0,06 + 0,448) \cdot F_H + (0,15 + 0,06 + 0,560) \cdot F_I + \\ + (0,15 + 0,06 + 0,672) \cdot F_J + (0,15 + 0,06 + 0,784) \cdot F_K + (0,15 + 0,06 + 0,896) \cdot F_L \quad (7)$$

Ebből kifejezhető az F_B támasztóerő:

$$0 = -0,15 \cdot F_B + 0,21 \cdot F_C + 0,322 \cdot F_D + 0,434 \cdot F_E + 0,546 \cdot F_G + 0,658 \cdot F_H + 0,77 \cdot F_I + \\ + 0,882 \cdot F_J + 0,994 \cdot F_K + 1,106 \cdot F_L \quad (8)$$

$$0 = -0,15 \cdot F_B + 2694,51 \\ 0,15 \cdot F_B = 2694,51 \quad \underline{F_B = 17963,4 \text{ N}} \quad (9)$$

A „B” pontban a támasztóerő: $F_B = 17963,4 \text{ N}$. Ebből egy egyensúlyi egyenlettel megkapjuk az „A” pontban a támasztóerőt:

$$\sum F_{xi} = 0 = F_A - F_B + (9 \cdot F_I) \\ F_A = F_B - (9 \cdot F_I) = 17963,4 \text{ N} - (9 \cdot 455 \text{ N}) = 17963,4 \text{ N} - 4095 \text{ N} = \underline{13868,4 \text{ N}} \quad (10)$$

Az „A” pontban a támasztóerő: $F_A = 13868,4 \text{ N}$

3.1. Tengely méretezése

Választott anyag: C45

Anyag jellemzői:

- Folyáshatár: $R_{eH} = 490 \text{ N/mm}^2$
- Szakítószilárdság: $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$
- Sűrűség: $\rho = 7,85 \text{ kg/dm}^3$

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{S} \quad (11)$$

ahol σ_{meg} a megengedhető feszültség értéke és S a biztonsági tényező ($S = 3$).

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{S} = \frac{490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{3} = 163,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (12)$$

A kapott megengedhető feszültséggel számolhatjuk a kapákkal felszerelt tengelyrész minimális átmérőjét:

$$d_{\min C} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot M_{cs}}{\pi \cdot \sigma_{meg}}} \quad (13)$$

$$d_{\min C} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot 819000 \text{ Nmm}}{3,14 \cdot 163,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = \sqrt[3]{44255,668} = 35,37 \text{ mm} \quad (14)$$

Tehát az „C-L” pontok között minimális tengely átmérő: $d_{\min} = 35,37$ mm.

Következzen a „B” pontban a tengelyátmérő számítása. „B” pont a veszélyes keresztmetszet. Tehát a csavaró és a hajlító nyomaték miatt összetett igénybevétel lép fel.

Hajlító nyomaték a „B” pontban:

$$M_{hjB} = \overline{r_{AB}} \cdot F_A \quad (15)$$

ahol r_{AB} : az „A” és „B” pont közti távolság, $r_{AB} = 0,15$ m, F_A az „A” pontban a támasztóerő, $F_A = 13886,4$ N.

$$M_{hjB} = \overline{r_{AB}} \cdot F_A = 0,15 \text{ m} \cdot 13886,4 \text{ N} = 2080,26 \text{ Nm} \quad (16)$$

„B” pontban a minimálisan megengedhető tengelyátmérő:

$$d_{b\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{M_{hjB}^2 + \frac{3}{4} M_{cs}^2}}{\pi \cdot \sigma_{meg}}} \quad (17)$$

ahol M_{hjB} : a „B” pontban a hajlító nyomaték maximális értéke, $M_{hjB} = 2080,26$ N, M_{cs} : a tengelyre ható csavaró nyomaték, $M_{cs} = 819$ Nm, σ_{meg} a megengedhető feszültség, $\sigma_{meg} = 163,33$ N/mm²

$$d_{b\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{M_{hjB}^2 + \frac{3}{4} M_{cs}^2}}{\pi \cdot \sigma_{meg}}} = 51,57 \text{ mm} \quad (18)$$

Tehát a „B” pontban a minimális tengelyátmérő: $d_{b\min} = 51,57$ mm

Összegezve: A „C” és „L” pontok közötti tengelyátmérő: $d_C = 60$ mm. A „B” pontban a tengelyátmérő / „B” pontbeli csapágy belső átmérő: $d_B = 55$ mm. Megfelel a kritériumnak: $d_{B\min} < d_B$ azaz $51,57$ mm < 55 mm. Az „A” pontban a tengelyátmérő / „A” pontbeli csapágy belső átmérő: $d_A = 45$ mm.

3.2. Csapágyak méretezése:

A csapágyakat meghatározott a dinamikus alapterhelés alapján ellenőrzöm. Mind axiális mind a radiális erőket figyelembe véve.

A) „B” pontbeli csapágy méretezése

Tengely fordulatszáma: $n = 350$ 1/min

Tengely átmérője: $d = 55$ mm

Csapágy radiális terhelése: $F_{radB} = 17963,4$ N

Csapágy axiális terhelése: $F_{axB} = 3592,68$ N

Tervezett élettartam: $L_{10} = 15000$ h

Gördülő csapágy élettartam –egyenlet kitevője: $p = 10/3$

- Megnevezés: Beálló görgőscsapágy
- Típusjel: 21311 E
- Belső átmérő: $d = 55$ mm
- Külső átmérő: $D = 100$ mm
- Szélesség: $B = 25$ mm
- Dinamikus alapterhelés: $C = 156$ kN
- Statikus alapterhelés: $C_0 = 166$ kN

- ahol E: Kétablakos acélkosár, perem nélküli belső gyűrű és a belső gyűrűre központosított vezetőgyűrű.

Egyenértékű dinamikus csapágyterhelés számítás:

$$P = Fr + Y_1 Fa \text{ ha } Fa/Fr \leq e \quad (19)$$

$$P = 0,67 Fr + Y_2 Fa \text{ ha } Fa/Fr > e \quad (20)$$

Az összefüggésekben:

- Y_1 a terhelés tényezője,
- Y_2 a terhelés tényezője,
- Fr a csapágy radiális terhelése, N;
- Fa a csapágy axiális terhelése, N;
- e a terhelési viszonyszám tényezője.

Először az axiális és a radiális erők hányadosát vesszük ami alapján az egyenértékű dinamikus csapágyterhelés meghatározható:

$$\frac{F_{axB}}{F_{radB}} = \frac{3592,68 \text{ N}}{17963,4 \text{ N}} = 0,2 \quad (21)$$

Az 21311 E csapágy „e” tényezője: $e = 0,24$. Mivel az erők hányada kisebb mint az „e” tényező ezért az egyenértékű dinamikus csapágyterhelés:

$$P = F_{radB} + Y_1 \cdot F_{axB} \quad \text{ahol: } Y_1 = 2,8 \quad (22)$$

$$P = F_{radB} + Y_1 \cdot F_{axB} = 17963,4 + 2,8 \cdot 3592,68 = 28022,904 \text{ N} \quad (23)$$

Élettartam egyenletből kiszámoljuk a millió körülfordulások számát:

- L_{10} : a gördülőcsapágy élettartama millió körülfordulásban
- P : csapágyra ható egyenértékű dinamikus terhelés
- C : a csapágy dinamikus alapterhelése
- p : élettartam egyenlet kitevője

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{156000 \text{ N}}{28022,904 \text{ N}} \right)^{10/3} = 305,57 \text{ millió körülfordulás}$$

Csapágy élettartama üzemórákban:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad (24)$$

ahol L_h : üzemórák száma, n : percenkénti fordulatszám , L_{10} : millió körülfordulások száma.

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{305,57 \cdot 10^6}{60 \cdot 350} = 14550,95 \text{ h}$$

Tehát a választott csapágy élettartama 14550 óra.



7. ábra. Beálló hordógörgős csapagy.

B) Hajtás oldali csapagy méretezése

Tengely fordulatszáma: $n = 350$ 1/min

Tengely átmérője: $d = 45$ mm

Csapagy radiális terhelése: $F_{radA} = 13868,4$ N

Csapagy axiális terhelése: $F_{axA} = 2773,68$ N

Tervezett élettartam: $L_{10} = 15000$ h

Gördülő csapagy élettartam –egyenlet kitevője: $p = 10/3$

- Megnevezés: Beálló görgőscsapagy
- Típusjel: 21309 E
- Belső átmérő: $d = 45$ mm
- Külső átmérő: $D = 100$ mm
- Szélesség: $B = 25$ mm
- Dinamikus alapterhelés: $C = 125$ kN
- Statikus alapterhelés: $C_0 = 127$ kN

Először az axiális és a radiális erők hányadosát vesszük ami alapján az egyenértékű dinamikus csapagyterhelés meghatározható:

$$\frac{F_{axA}}{F_{radA}} = \frac{2773,68 \text{ N}}{13868,4 \text{ N}} = 0,2 \quad (25)$$

A 21309 E csapagy „e” tényező katalógusból vett értéke: $e = 0,24$. Mivel az erők hányada kisebb mint az „e” tényező ezért az egyenértékű dinamikus csapagyterhelés:

$$P = F_{radB} + Y_1 \cdot F_{axB} \quad \text{ahol: } Y_1 = 2,8 \quad (26)$$

$$P = F_{radA} + Y_1 \cdot F_{axA} = 13868,4 + 2,8 \cdot 2773,68 = 21634,704 \text{ N} \quad (27)$$

Élettartam egyenletből kiszámoljuk a millió körülfordulások számát:

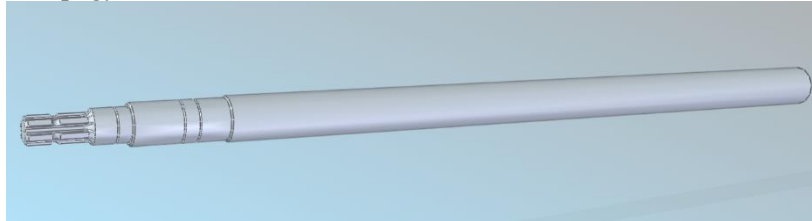
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{125000 \text{ N}}{21634,704 \text{ N}} \right)^{10/3} = 345,89 \text{ millió körülfordulás} \quad (28)$$

Csapagy élettartama üzemórákban:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad (29)$$

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{345,89 \cdot 10^6}{60 \cdot 350} = 16470,95 \text{ h} \quad (30)$$

Tehát a választott csapágy élettartama 16470,95 óra.



8. ábra. Talajmaró tengelye.

Köszönetnyilvánítás

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

Irodalomjegyzék

- [1] Láng, Z. A talajművelés gépei, Mezőgazda Kiadó. <http://www.tankonyvtar.hu/hu/tartalom/tkt/zoldseg-disznoveny/ch02s02.html>
- [2] Szente, J., Bihari, Z. Gépelemek, alkatrészek számítógépes tervezése. Terméktervezés, Miskolc: HEFOP, 2005. 150 p.
- [3] Valasek, I. Tribológia. Tribotechnik Kft., Budapest, 2003. (3. kötetből: Németh, G. Tömítések (p112-121), Súrlódó hajtások (p138-143)) ISBN 963 00 8690 5
- [4] Péter, J. Géptervezés alapjai. Miskolci Egyetemi Kiadó, Miskolc Egyetemváros, 2008. 402 old. ISBN 978-963-661-837-7.
- [5] Herczeg, I. Szerkesztési atlasz, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
- [6] Drobni, J. Gépelem III., Nemzeti Tankönyvkiadó, 1996, Budapest
- [7] Zsáry, Á. Gépelemek II., Budapest, 1990, Nemzeti Tankönyvkiadó Rt.

Jelen cikk a szerzők engedélyével jelent meg másodközlésben. Az első megjelenés bibliográfiai adatai: Juhász István, Németh Géza: *Oldalra tolható talajmaró tervezése*. A jövő mérnökeinek prezentációi. A 2015. Géptervezők és Termékfejlesztők XXXI. Szemináriumának kiadványa. pp. 27-38.