



MENTŐS HORDÁGY EMELÉSÉT SEGÍTŐ PNEUMATIKUS MECHANIZMUS MÉRETEZÉSE

SIZING OF A PNEUMATIC MECHANISM FOR STRETCHER LIFTING ASSISTANCE

Dimény Zalán,¹ Forgó Zoltán²

¹ Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, dimen.zalan@sudent.ms.sapientia.ro

² Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, zforgo@ms.sapientia.ro

Abstract

The work of paramedics is physically demanding. Lifting a stretcher from the ground puts strain on the back and waist, which can lead to injuries over time. Our goal is to develop a support system that assists paramedics in the most difficult phase of lifting by using pneumatic actuators. The system operates with compressed air, which is refilled by a built-in compressor. In this project, we modeled the system and performed the necessary calculations to find the optimal solution.

Keywords: *stretcher, ambulance service, pneumatics, modeling.*

Összefoglalás

A mentősök munkája nagy fizikai megterheléssel jár. A hordágy földről való megemelése terheli a derekat és a hátat, ami hosszú távon sérülésekhez vezethet. Célunk egy olyan kiegészítő rendszer kifejlesztése, amely pneumatikus munkahengerek felhasználásával az emelés első, legnehezebb szakaszában segíti a mentősök munkáját. A rendszer sűrített levegőt használ, amelyet egy beépített kompresszor tölt újra. A projekt során ezt a rendszert modelleztük, és a szükséges számításokat is elvégeztük, annak érdekében, hogy megtaláljuk az optimális megoldást.

Kulcsszavak: *hordágy, mentős szolgálat, pneumatika, modellezés.*

1. Bevezetés

A sérült, illetve beteg emberek ellátása nem ott szokott történni, ahol a sérülést szereztek, vagy ahol a betegséget elkapták, hanem egy erre külön kijelölt helyen, amely a kórház. Viszont, oda el kell szállítani a betegeket, ehhez különböző szállítóeszközöket lehet használni, például mentőautókat. Egy kihívás lehet, hogy a beteget egyáltalán az autóiig elszállítsák.

Mivel az a cél, hogy minél kevesebbet mozdítsák a sérültet annak érdekében, hogy ne súlyosbodjanak a sérülései, ezért amennyiben lehetséges, fekvé szállítják a beteget, ezáltal elkerülve a komplikációkat. Ehhez egy olyan hordágyat használnak,

amelyet össze lehet csukni, ezáltal közelebb kerül a földszinhez, hogy a betegeket egyszerűbb és biztonságosabb legyen felhelyezni rá, amennyiben a földre kerültek, ami igen gyakori a balesetek során. Ezt követően a hordágyat a pácienssel együtt fel kell emelni a földről, majd eljuttatni a mentőautóba, amellyel el lesz szállítva a beteg.

Ezt az emelést rendszerint két mentős végzi, a hordágy két végén elhelyezkedve. Ez a művelet kiemelten megterhelő tud lenni, sok esetben nagy tömegeket kell megmozdítani ilyenkor, és általában ezt a műveletet naponta többször is meg kell ismételni. Ez a munka hosszú távon különböző egészségügyi problémákhoz vezethet, mint például

dául gerinc- és hátfájdalmak, sérülések, illetve sérvek.

Ennek a problémának a kérdésköre sarkallt arra, hogy elkezdjünk egy olyan megoldást keresni, amely segíteni tudja mentősök munkáját, és óvja az egészségüket. Az elképzelés az, hogy egy olyan rendszerrel szereljük fel a hordágyat, amely segíti ezt az emelést, tehát a mentősöknek kisebb teherrel kell megbirkózzanak.

A feladat tehát az, hogy egy olyan rendszerrel egészítsük ki a hordágyat, amely az emelés első, a legkritikusabb felében segít. Ez körülbelül 30-40 centiméternek felel meg. Emellett az is fontos, hogy könnyen felszerelhető legyen, hogy ne kelljen nagy változtatásokat végrehajtani az ágyon. Illetve az is fontos, hogy a rendszer tömegét minél kisebbre méretezzük.

Arra a következtetésre jutottunk, hogy ehhez a feladathoz egy pneumatikus rendszer megfelelő, mivel a munkahengereket gyorsan lehet vezérelni, és viszonylag kicsi a tömegük, ahhoz képest, hogy milyen erőt lehet velük kifejteni. A pneumatikus rendszerrel viszonylag jól meg lehetne valósítani a vezérlés azon részét, hogy az emelés sebességét elsősorban a mentősök határozzák meg.

Ugyanis, például, ha a rendszer 80 kilogrammot képes magától felemelni, és egy 90 kilogramm tömegű beteget fektetnek fel rá, akkor az ágy nem fog addig emelkedni, amíg a mentősök rá nem segítenek több mint 10 kilogrammnak megfelelő erővel. Ebben az esetben már lényeges különbséget tesz az, hogy a hordágy fel van-e szerelve egy kisegítő emelőrendszerrel.

Ezen megfontolások alapján tekintettük meg egy konkrét hordágy modelljét, és tanulmányoztuk, hogyan lehetne ellátni egy olyan mechanizmussal, amely ezt a feladatot képes ellátni.

2. A modell

Mivel az egyik fő célunk, hogy egy működőképes fizikai rendszert tudjunk felmutatni, ezért a feladat elkezdésekor a legfontosabb feladat az volt, hogy beszerezzünk egy mentős hordágyat, amelyet prototípusnak használhatunk.

Ez nemcsak azért fontos, hogy valami kézzelfogható eszközünk legyen, amelyen méréseket tudunk végezni, és elvégezni rajta a módosításokat, hanem azért is, hogy egy olyan típusú hordággal dolgozzunk, amelyet a környezetünkben is aktívan használnak, ezáltal aktuális legyen a modell.

A vizsgált hordágy a **1. ábrán** látható, amely egy Medirol márkájú ágy.

Ezután következett a hordágy háromdimenziós modelljének az elkészítése. Ezt Autodesk Inventor környezetben valósítottuk meg, a reverse engineering-technikát alkalmazva, ugyanis adott volt egy már létező termék, amelyről nem rendelkezünk dokumentációval vagy modellel, úgyhogy mérések sorozatán keresztül felépítettük a modellt, amely igyekszik minél pontosabban követni a valós ágy méreteit és mozgásait. Ezt a **2. ábrán** jelenítettük meg.

A hordágy első két és hátsó két lába össze van kapcsolva, tehát ezek együtt képesek elmozdulni. Illetve az első és hátsó lábak közepén egy rúddal össze vannak kötve, tehát az összes láb egyszerre tud csak mozgásba lendülni.

Ezt követte a mechanizmus megtervezése és méretezése. Ez a feladat lényegesen egyszerűbb volt a modell segítségével, ezzel a mozgás több szempontból megvizsgálhatóvá vált, illetve a kiegészítő mechanizmusok elkészítése is egy egyértelmű képet adott a megvalósíthatóságról.



1. ábra. A Medirol márkájú hordágy



2. ábra. A hordágy háromdimenziós modellje

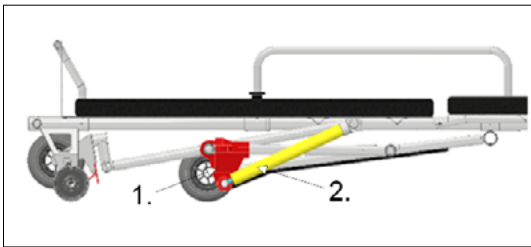
Az optimális megoldás megtalálása érdekében több lehetséges kivitelezést is megvizsgáltunk, hogy mennyire lenne megvalósítható vagy működőképes, ez alapján tudjuk kiválasztani, hogy melyik változat az, amelyet érdemes lenne kivitelezni és javítani.

3. Ajánlott megoldások tanulmányozása

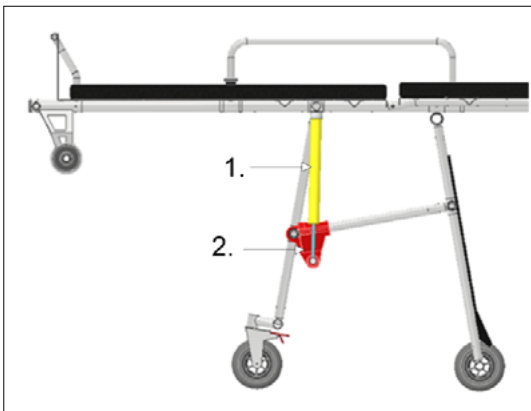
3.1. I. ajánlott megoldás

Az első ajánlott megoldás esetében egy tárcsát erősítünk a két lábat összekötő rúdra. Két oldalról egy-egy munkahengert erősítünk a tárcsához, ezek másik végét, pedig az ágyhoz fekvő részéhez rögzítjük. Ez összcsumkott állapotban a **3. ábrán** látható, illetve teljesen kinyitott állapotban a **4. ábrán**.

Itt az az elképzelés, hogy a munkahengerrel a lábakat összekötő rúdra fejtünk ki erőt. Az emelést azáltal valósítjuk meg, hogy a középső rudat húzva kényszerítjük kinyitásra a mechanizmust. A modell készítése mellett elvégeztünk néhány számítást a munkahenger méretezésére nézve **[1]**.



3. ábra. I. ajánlott megoldás összcsumkott állapotban: 1. tárcsa, 2. munkahenger



4. ábra. I. ajánlott megoldás kinyitott állapotban: 1. munkahenger, 2. tárcsa

$$G_t = G \cdot \cos \alpha = 800 \cdot \cos 14 = 776.23 \text{ N} \quad (1)$$

$$M_{G_t} = G_t \cdot l_G = 776.23 \cdot 0.416 = 322.91 \text{ Nm} \quad (2)$$

$$M_{G_t} = M_{F_m} \quad (3)$$

$$M_{G_t} = F_m \cdot l_F \quad (4)$$

$$F_m = \frac{M_{G_t}}{l_F} = \frac{322.91}{0.114} = 2832.58 \text{ N} \quad (5)$$

$$p_m = \frac{F_m}{A_m} \quad (6)$$

$$A_m = \frac{F_m}{p_m} = \frac{2832.58}{0.8} = 3540.67 \text{ mm}^2 \quad (7)$$

$$A_m = \pi \cdot \frac{D_m^2}{2} \quad (8)$$

$$D_m = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_m}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{3540.67}{\pi}} = 67.14 \text{ mm} \quad (9)$$

ahol:

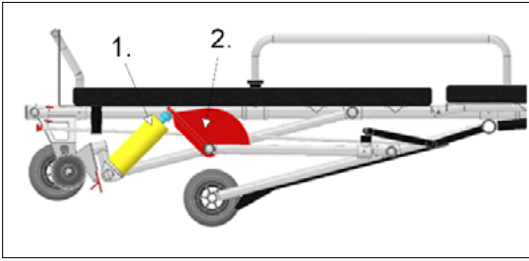
- G a terhelőerő;
- G_t a terhel erő erőkarra merőleges komponense;
- α a G és G_t közötti szög;
- M_{G_t} a G_t által kifejtett forgatónyomaték, a bal oldali láb felső csuklója körül;
- l_G a G_t erőhöz tartozó erőkar;
- F_m a munkahenger által kifejtett erő;
- M_{F_m} az F_m által kifejtett forgatónyomaték, a középső rúd tárcsa felőli csuklójában, ez az átkötő rúdra fejt ki hatást;
- l_F a F_m erőhöz tartozó erőkar;
- p_m a munkahengerben megjelenő nyomás;
- A_m a dugattyú felülete;
- D_m a munkahenger átmérője.

Megvizsgálva a számításokból kapott eredményeket, arra következtetésre jutottunk, hogy ennél a megoldásnál túl nagy erőre és munkahengerre lenne szükség. Egyrésztől az ágy vázszerkezetét túlzottan megterhelné a működés, illetve a nagy átmérőjű munkahenger nagyobb tömeget is jelent, amihez még a levegőtartály is hozzátevődik. Ezért egy másik megoldást kezdtünk el keresni.

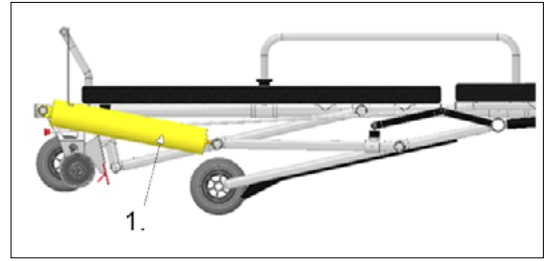
3.2. II. Ajánlott megoldás

A második ajánlott megoldásnál is ugyanazon logikát alkalmaztunk, mint az elsőnél, hogy az összekötő rudat húzzuk, és ezen keresztül emeljük fel az ágyat. Erről a **5. ábrán** látható egy kép összcsumkott állapotban.

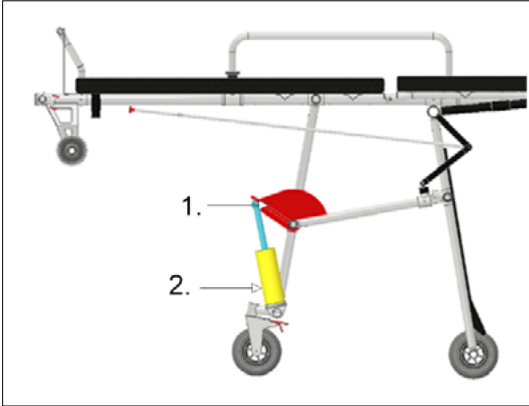
Ez a két megoldás egymással párhuzamosan készült, mivel a munkahenger méretezéséhez tar-



5. ábra. II. ajánlott megoldás összecukott állapotban: 1. munkahenger, 2. tárcsa



7. ábra. III. ajánlott megoldás összecukott állapotban: 1. munkahenger



6. ábra. II. ajánlott megoldás nyitott állapotban: 1. tárcsa, 2. munkahenger



8. ábra. III. ajánlott megoldás nyitott állapotban: 1. munkahenger

tozó számítások is azonosak, tehát ugyanakkora munkahengerre van itt is szükség, és ugyanakkora erők jelennek meg. A különbség a két megoldás között az, hogy a munkahengert más irányból illesztettük be, illetve itt egy munkahengerrel oldottuk meg a szerelést. Az 6. ábrán látható a mechanizmus nyitott állásban.

Mivel ebben az esetben is túlzottan nagy erőkről beszélhetünk, ezt a megoldást is elvetettük, és más megközelítésből kezdtük vizsgálni a helyzetet.

3.3. III. ajánlott megoldás

A harmadik megoldásnál az volt az elképzelés, hogy a két hátsó lábat összekötő rúdra szereljük fel a munkahenger egyik végét, a másikat pedig az ágy fekvő részére. Ez a megvalósítás a 7. ábrán látható.

Ebben az esetben a munkahenger méretezéséhez megnézzük, hogy abban a csuklóban, ahol a hátsó láb csatlakozik a fekvő részhez, a munkahenger által kifejtett erő létrehoz-e akkora nyomatókat, amellyel kompenzálni tudja a terhelés által kifejtett forgatónyomatékokat ugyanebben a csuklóban. A mozgás tanulmányozásához meg-

figyelhető nyitott állapotban a mechanizmus a 8. ábrán.

$$M_G = G \cdot l_G \quad (10)$$

$$M_{F_m} = F_e \cdot l_{F_m} \quad (11)$$

$$F_e = F_m \cdot \cos \beta \quad (12)$$

$$G \cdot l_G = l_{F_m} \cdot F_m \cdot \cos \beta \quad (13)$$

$$F_m = \frac{G \cdot l_G}{l_{F_m} \cdot \cos \beta} = \frac{800 \cdot 0.814}{0.411 \cdot \cos 65} = 4224.91 \text{ N} \quad (14)$$

$$p_m = \frac{F_m}{A_m} \quad (15)$$

$$A_m = \frac{F_m}{p_m} = \frac{4224.91}{0.8} = 5281.13 \text{ mm}^2 \quad (16)$$

$$A_m = \pi \cdot \frac{D_m}{2} \quad (17)$$

$$D_m = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_m}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{5281.13}{\pi}} = 82.0 \text{ mm} \quad (18)$$

ahol:

– G a terhelés;

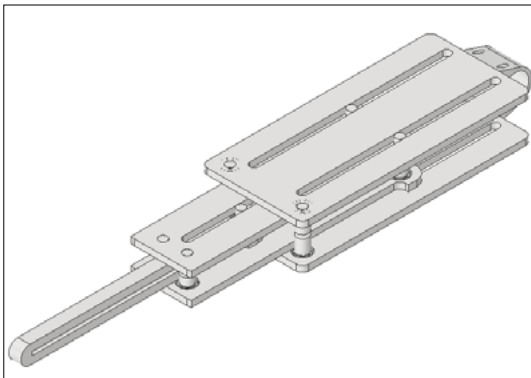
- β az F_m és F_e közti szög;
- M_G a terhelőerő által kifejtett forgatónyomaték;
- l_G az M_G nyomatékhoz tartozó erőkar;
- F_m a munkahenger által kifejtett erő;
- F_e a F_m azon komponense, amely merőleges az erőkarra és az emelést végzi;
- M_{Fm} a munkahenger által kifejtett forgatónyomaték, a bal oldali láb felső csuklója körül;
- l_{Fm} a M_{Fm} nyomatékhoz tartozó erőkar.

A méretezéshez szükséges számítások elvégzése után azt tapasztaltuk, hogy még az előzőknél is kedvezőtlenebb eredményeket kaptunk. Ez azt jelentette, hogy más megoldást kell keresnünk az optimális megtalálása érdekében.

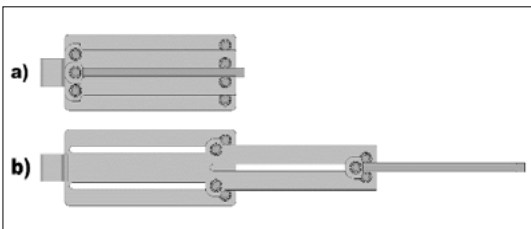
3.4. IV. Ajánlott megoldás

Az eddigi megoldásoknál a munkahenger nagy erőt kellett, hogy kifejtсен, ami azt eredményezi, hogy nagy tömege és mérete kell, hogy legyen. Ezért olyan módszert kerestünk, amellyel lecsökkenthető azt az erő, amelyet munkahengerrel kifejtünk.

Erre egy megoldás az, hogy emelőcsigákat alkalmazunk, ugyanis egy emelőcsigával a kifejtett erő megduplázható. Ennek segítségével megalkotunk egy emelőcsigas rendszert, amellyel megnövelhető a kifejtett erő (9. ábra).



9. ábra. Csigás emelőrendszer izometrikus nézete



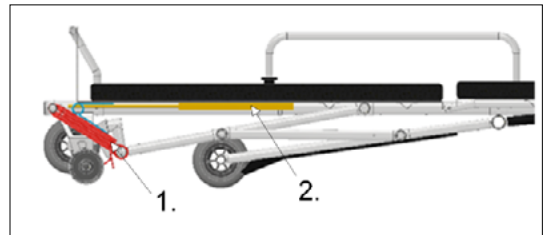
10. ábra. A csigás rendszer a) nyitott és b) összehúzott állapota

A fent látható modell kialakítása szerint a zsinog, amelyet átvezetünk a csigákon, egyik végén rögzítve van, a másik pedig a munkahengerrúd végéhez van illesztve.

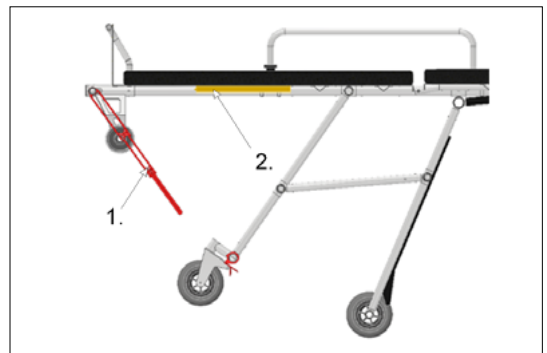
A csigás rendszerről a 10.a. ábrán látható egy metszet, összehúzott állapotban. Tulajdonképpen itt két emelőcsiga van egymással összekötve, így az erőt, amellyel meghúzzuk a zsinogot, a négyszeresére tudjuk növelni. Emellett körülbelül 2,5-szeresre tud kinyílni az összehúzott állapothoz képest. A 10.b. ábrán látható a rendszer teljesen kihúzott állapotban.

Ezt a csigás rendszert szereljük be hasonlóan, mint ahogyan az előző megoldásokban a munkahengert. Viszont itt a munkahengert a fekvőrészre erősítjük fel, vagyis a hordágy alá. Itt a munkahenger fogja húzni a csigarendszer zsinogát, amely ennek hatására kinyílik.

A 11. ábrán látható a rendszer összehúzott állapotban. Az első gondolatunk az volt, hogy a csigarendszert úgy helyezzük be, hogy az erőkarra merőleges legyen a nagyobb nyomaték érdekében. Viszont ebben az esetben kis hely állt a rendelkezésünkre, és a hasznos emelési magasság is túl kicsi lett volna. Ezért az 12. ábrán is látható módon helyeztük el. Ekkor nagyjából 30 centimétert tudunk emelni az ágyon. Ennek egy másik előnye,



11. ábra. IV. ajánlott megoldás összehúzott állapota: 1. csigás mechanizmus, 2. munkahenger



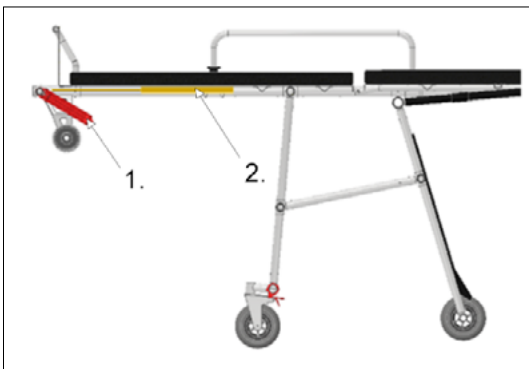
12. ábra. Köztesen kinyílt állapot: 1. csigás mechanizmus, 2. munkahenger

hogy egy már meglévő rúdhoz tudjuk erősíteni a csigarendszer végét.

Amikor a csigarendszer teljesen kinyílt, akkor még a lábak nincsenek teljesen kinyúlva. A csigarendszer csak feltámaszkodik a lábakat összekötő rúdon, de nincs szilárd kötéssel rögzítve, ez lehetővé teszi, hogy miután az emelőrendszer elérte a maximális kinyúlását, a lábakat ezután teljesen ki lehessen nyitni. Ezután értelemszerűen a mentősök már saját erőből kell emeljenek, viszont itt már túl vannak a kritikus emelési magasságon. Ez a köztes állapot a **12. ábrán** látható.

Ahhoz, hogy a munkahenger meghúzza a zsinógot, a kiengedett állapota kell, hogy legyen az alapértelmezett. Vagyis, amikor behúzódik a munkahengerrúd, a zsinógot is magával húzza. A zsinóg meghúzása által a csigás mechanizmus kinyílik, és ennek hatására a hordágy emelésébe besegít. Miután teljesen kinyílt az emelőmechanizmus, azután még a lábak le kell, hogy nyúljanak teljesen. Miközben a hordágy lábai teljesen leengednek, a csigás mechanizmus is visszahúzdódik a kiindulási pozíciójába, ezt egy rugó segíti, amely a mechanizmus tömegét kompenzálja. A munkahengerrúd pedig kienged, biztosítja, hogy a mechanizmus összehúzódhasson. Így ez visszakerül az eredeti állapotába. A teljesen kiengedett állapot a **13. ábrán** látható.

A hordágy összcukott magassága a földtől 286 mm. Miután a csigás rendszer elérte a maximális emelési kinyúlását, a hordágy 622 mm magasságot ér el. Ez azt jelenti, hogy 336 mm-t tudunk így megemelni. Ha a lábakat teljesen kinyújtjuk, akkor a hordágy 884 mm magas lesz. Vagyis, a rendszerrel felszerelve a mentősöknek 262 mm-t kell megemelniük 622 mm magasságból. Ez egy lényegesen kedvezőbb állapot, mintha a rendszer nélkül kellene ugyanezt elvégezni.



13. ábra. Teljesen felemelt állapota a hordágnak: 1. csigás mechanizmus, 2. munkahenger

Ehhez a megoldáshoz is elvégeztük a munkahenger méretezését, amely hasonlóan történt, mint az előző megoldásnál.

$$M_G = G \cdot l_G \quad (19)$$

$$M_{F_{cs}} = F_e \cdot l_{F_{cs}} \quad (20)$$

$$F_e = F_{cs} \cdot \cos \beta \quad (21)$$

$$G \cdot l_G = l_{F_{cs}} \cdot F_{cs} \cdot \cos \beta \quad (22)$$

$$F_{cs} = \frac{G \cdot l_G}{l_{F_{cs}} \cdot \cos \beta} = \frac{800 \cdot 0.814}{0.71 \cdot \cos 60} = 1857.9 \text{ N} \quad (23)$$

$$F_m = \frac{F_{cs}}{4} = \frac{1857.9}{4} = 464.47 \text{ N} \quad (24)$$

$$p_m = \frac{F_m}{A_m} \quad (25)$$

$$A_m = \frac{F_m}{p_m} = \frac{464.47}{0.8} = 580.59 \text{ mm}^2 \quad (26)$$

$$A_m = \pi \cdot \frac{D_m^2}{4} \quad (27)$$

$$D_m = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_m}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{580.59}{\pi}} = 27.189 \text{ mm} \quad (28)$$

ahol:

- G a terhelés;
- β az F_m és F_e közti szög;
- M_G a terhelőerő által kifejtett forgatónyomaték;
- F_{cs} a csigarendszer által kifejtett erő;
- l_G az M_G nyomatékhoz tartozó erőkar;
- F_m a munkahenger által kifejtett erő;
- F_e a F_m azon komponense, amely merőleges az erőkarra és az emelést végzi;
- M_{F_m} a munkahenger által kifejtett forgatónyomaték, a bal oldali láb felső csuklója körül;
- l_{F_m} a M_{F_m} nyomatékhoz tartozó erőkar.

Látható, hogy a csigás rendszer bevezetésével jelentősen lecsökkent a munkahenger mérete, illetve az erő, amelyet ki kell fejtenünk vele, ahogyan azt a fenti összefüggések eredményei is mutatják [2], ezek alapján utánanézünk, hogy létezik-e a ennek megfelelő a kínálatban. A felhasználási szempontok szerint alkalmazható egy 32 mm átmérőjű, 310 mm-es lökethosszú, MB Series márkájú munkahenger [3], amely a **14. ábrán** figyelhető meg.

Egy másik fontos méretezési feladat volt a csigás mechanizmus dimenzióinak meghatározása. Itt a csigák tengelyeit vizsgáltuk nyírásra, illetve kihajlásra, valamint kiszámítottuk, hogy mekkora lenne a maximális kihajlásuk. Ezek alapján



14.ábra. MB Series munkahenger (Ø32×310) [3]

megfelelő biztonsági tényezővel meghatároztuk a megfelelő átmérőt adott hossz mellett. A terhelést a legnagyobb tekintettük, és az összes csiga tengelyét eszerint terveztük meg. Ezután kiszámítottuk, hogy mekkora kell, hogy legyen a falvastagság az adott tengelyek körül. Ezt követően a csigarendszer legvékonyabb elemét méreteztük kihajlásra és összenyomásra.

A csigák és tengelyeik anyagának S275-ös (EN1993-1-1) szerkezeti acélt választottunk, amelynek szakítószilárdsága 370-530 MPa (skrit), megengedett kihajlási feszültsége 275 MPa, illetve Young-modulusa 210 GPa, [4]. A csigarendszer vázának AlMg (EN-AW 5083), ennek zúzófeszültsége 159 MPa (skrit_zuzó), illetve Young-modulusa 72 Pa, [5]. A szükséges számítások alább láthatóak.

$$M = F \cdot \frac{l}{2} = 928.5 \cdot \frac{15}{2} = 6963.75 \text{ Nmm}^2 \quad (29)$$

$$\sigma = \frac{M}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (30)$$

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (31)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{ekv} &= \sqrt{\frac{1024 \cdot M^2}{\pi^2 \cdot d^6} + \frac{64 \cdot F^2}{\pi^2 \cdot d^4}} \\ &= \sqrt{\frac{1024 \cdot 6963.75^2}{\pi^2 \cdot 5.5^6} + \frac{64 \cdot 928.5^2}{\pi^2 \cdot 5.5^4}} \\ &= 433.444 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{krit} \end{aligned} \quad (33)$$

$$I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 5.5^4}{64} = 20.128 \text{ mm}^4 \quad (34)$$

$$v = \frac{2 \cdot F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_z} = \frac{2 \cdot 928.5 \cdot 15^3}{48 \cdot 210000 \cdot 20.128} = 0.0502 \text{ mm} \quad (35)$$

ahol:

- F a terhelés fele;
- M a terelés által kifejtett nyomaték;
- σ kihajlási feszültség;
- τ nyírási feszültség;
- l az M nyomatékhoz tartozó erőkar;
- σ_{ekv} az összevont nyírási és kihajlási feszültség;
- I_z másodrendű nyomaték;
- E Young-modulus;
- v maximális kihajlás.

A fenti számítások alapján az látszik, hogyha 5.5 mm-esnek tekintjük az átmérőt, akkor minden a megengedett feszültségi érték alatt marad. Ezt az átmérőt még besoroztuk egy 1.27-es biztonsági tényezővel, és a tengelyek átmérőjét 7 mm-esnek választottuk.

Ezt követően megvizsgáltuk, hogy mekkora kell, hogy legyen a fal vastagsága a tengelyek körül. Ezt az átmérőt, illetve a legnagyobb terhelőerőt figyelembe véve kiválasztottunk egy SKF márkájú radiális csapágyat [6], ennek belső átmérője 7 mm, külső átmérője 14 mm. Az összes tengelyt ilyen csapágyakkal láttuk el az egyszerűség kedvéért. A falvastagság meghatározásánál a csapágy külső átmérőjével számoltunk.

$$\sigma_{sh} = \frac{2 \cdot F}{b \cdot (d_1 - d_2)} = \frac{2 \cdot 928.5}{5 \cdot (24 - 14)} = 18.579 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (36)$$

$< \sigma_{krit_zuzó}$

ahol:

- F a terhelés fele;
- b a lemez magassága;
- σ_{sh} zúzófeszültség;
- d_1 külső átmérő;
- d_2 belső átmérő.

Látható, hogy az adott átmérővel a falvastagság jóval a megengedett zúzófeszültség-érték alatt helyezkedik el. Tehát ezzel a falvastagsággal terveztük meg a mechanizmust.

Egy fontos része volt még a méretezésnek, hogy megfelelő méretű legyen az utolsó rúd, amely csatlakozik a lábhoz, hiszen ezen darab keresztmetszetének van a legkisebb területe, illetve ezen van a legnagyobb terhelés. Ezért megvizsgáltuk kihajlásra, illetve összenyomásra.

$$\sigma_{def} = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} = \frac{1857.9 \cdot 199.5}{75 \cdot 72000} = 0.0686 \text{ mm} \quad (37)$$

$$I_z = \frac{y \cdot x^3}{12} = \frac{5 \cdot 15^3}{12} = 1402.25 \text{ mm}^4 \quad (38)$$

$$\sigma_{kih} = \frac{F \cdot \frac{L}{2}}{\pi^2 \cdot E \cdot I_z} = \frac{1857.9 \cdot \frac{199.5}{2}}{\pi^2 \cdot 72000 \cdot 1402.25} = 0.074 \text{ mm} \quad (39)$$

ahol:

- F a terhelés;

- L a rúd hossza;
- σ_{def} összenyomás mértéke;
- σ_{kih} kihajlás mértéke;
- A terület, négyzetprofilú;
- x magasság, nagyobb érték;
- y szélesség, kisebb érték;
- E Young-modulus;
- I_z másodrendű nyomaték.

Ezen számítások szerint az utolsó rúd szélessége és magassága megfelel a követelményeknek, hiszen kismértékű kilengés jelenik meg a közepén. Ezek alapján készítettük el a csigás mechanizmus modelljét.

Mielőtt véglegesítettük volna a csigák alakját, meg kellett határozni, hogy milyen átmérőjű színtet szeretnénk használni a működtetéshez. Ehhez a legkézenfekvőbb az acélsodrony használata. Kerestünk egy olyan terméket, amely megfelel az elvárásoknak, tehát kibírja az adott terhelést. A modellben egy 3 mm átmérőjű, DIN 3055-ös szabványú, horgonyzott acélsodronyt tekintettünk meg, amelynek szakítószilárdsága 1770 MPa, [7]. Ez alapján kiszámítható, hogy mekkora a maximális teherbírása.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 3^2}{4} = 7.07 \text{ mm} \quad (40)$$

$$F_{max} = A \cdot R = 7.07 \cdot 1770 = 12552 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{meg} = \frac{F_{max}}{n} = \frac{12552}{5} = 2504 \text{ N} \quad (42)$$

ahol:

- A sodrony keresztmetszetének területe;
- d sodrony átmérője;
- F_{max} a teljes szakítóerő;
- F_{meg} a megengedett terhelőerő;
- n a biztonsági tényező.

A fenti számításokból kiderül, hogy ez a típusú acélsodrony alkalmas a feladat elvégzésére. Miután elvégeztük az előzetes számításokat, elkezdtük a csigarendszer modellezését a háromdimenziós tervezőprogramban, majd ezzel kiegészítve a már meglévő összeszerelését a hordálynak, megkaptuk a negyedik ajánlott megoldás modelljét, amely az eddigi legkedvezőbb eset.

4. Következtetések

A kutatás jelen pontján négy különböző, ajánlott megoldást kaptunk, amelyeket egyenként elemeztünk és tárgyaltunk. Az első három esetben azt láttuk, hogy igen nagy munkahengerre lenne szükség, illetve az emeléshez szükséges erő is túl nagy, bizonyult. Elmondható, hogy eddig az utolsó megoldás bizonyult a legkedvezőbbnek.

A továbbiakban érdemes lenne megvizsgálni, hogy milyen egyéb lehetőségek vannak egy mechanizmus beiktatására. Esetlegesen megvizsgálni, hogy érdemes lenne-e a vázonn másol felszerelni az emelőrendszert. Mindenesetre a csigás emelőt érdemes használni egyéb megoldások esetében is.

Egy másik lehetséges irány a folytatásra az lenne, hogy elvégezzük az ágy mechanizmusának szilárdságtani vizsgálatát, amely megmutatná, hogy hol vannak a szerkezet feszültséggyűjtő pontjai. Eszerint lehetne következtetni arra, hogy érdemes-e a vázra erősítéseket szerelni, és ha igen, akkor hol.

Ugyanakkor érdemes foglalkozni azzal is, hogy a vezérlést fejlesszük. A jelenlegi elképzelés szerint a terhelőtömegtől függetlenül ugyanakkora erő fejti ki a munkahenger, viszont előnyösebb lenne, ha ez az erő a terheléssel arányosan változna, ehhez egy önszabályzó megoldást kellene kidolgozni, amely javítaná a rendszer működését.

Mivel az egyik elsődleges cél, hogy megvalósítás is születhessen a kutatásból, ezért fontos, hogy megtaláljuk az optimális variánst mind a szerelési, mind a terhelési szempontokat figyelembe véve.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Csernyánszky Imre: *Pneumatikus irányítástechnika. Alapkapcsolások*. Változatlan kiadás. Műszaki Főiskolai Kar Soksorozító, Kecskemét, 2000. 9–16.
- [2] Csernyánszky Imre: *Pneumatikus irányítástechnika. Irányítóelemek megválasztása*. Változatlan kiadás. Műszaki Főiskolai Kar Soksorozító, Kecskemét, 2000. 2–20.
- [3] Misumi, Air Cylinder, Standard Type, Double Acting, Single Rod MB Series. (megtekintve: 2025. március 12.)
<https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/221006299539?KWSearch=air+cylinder&searchFlow=results2products>
- [4] S275, EN1993-1-1. (megtekintve: 2025. március 6.)
<https://eurocodeapplied.com/design/en1993/steel-design-properties>
- [5] AIMg, EN-AW 5083. (megtekintve: 2025. március 6.)
https://www.bikar.com/fileadmin/Unterlagen_BIKAR/Unterlagen_BIKAR_eng/5083-completen.pdf
- [6] SKF, 618/7, Deep Groove Ball Bearing. (megtekintve: 2025. március 6.)
<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-618%2F7>
- [7] Csavardiszkont, Sodronykötél acél 3mm, DIN 3055. (megtekintve: 2025. március 6.)
<https://csavardiszkont.hu/sodronyko-tel-ace-3mm-6517>