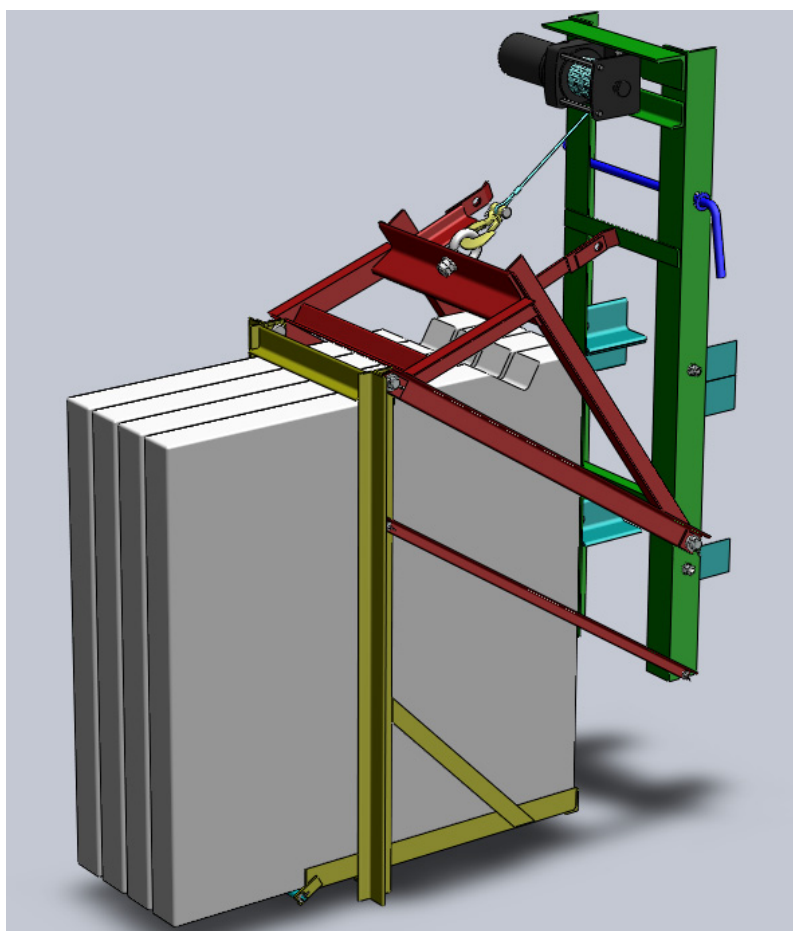




BME GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK
BME DEPARTMENT OF MACHINE AND PRODUCT DESIGN

**Tudományos Diákköri Konferencia
-2011-**

AUTÓDARU LETALPALÓ DESZKÁKAT TÁROLÓ ÉS EMELŐSZERKEZET TOVÁBBFEJLESZTÉSE



Készítette: Novák Dániel
IV. évf.

Konzulens: Dr. Nguyen Huy Hoang
Gép- és Terméktervezés Tanszék

Budapest, 2011. október

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés	3
2. Feladat pontosítás	6
3. A meglévő és az új konstrukció ismertetése	7
3.1. A meglévő konstrukció	7
3.2. A továbbfejlesztett konstrukció	10
4. Az új szerkezet geometriai optimalálása	15
4.1. Az emelési magasság meghatározása	15
4.2. A mozgó mechanizmus geometriai optimalálása	16
4.3. A kötélerő változása az emelés során	28
4.4. A rúderőviszonyok vizsgálata	29
4.5. A csapokra ható csomóponti erők vizsgálata	32
4.6. Felrögzített üzemiállapot vizsgálata	33
4.7. A szilárdsági méretezés, ellenőrzés alapelvei	39
5. Összefoglalás	40
Irodalomjegyzék	42

1. Bevezetés

A dolgozat a 2011. évi Tudományos Diákköri konferenciára készült. Célja, hogy bemutassa egy adott célgép tervezési folyamatát, melyben kiemelt fontosságú a geometriai optimálás. A geometria optimálására saját módszert dolgoztam ki, melyet a dolgozatban részletesen ismertetek.

A dolgozat témájaként szolgáló tervezési feladatot Dr. Nguyen Huy Hoang tanár úron keresztül egy külső cég adta, a feladat egy, már meglévő gép továbbfejlesztése volt.

Amint az a dolgozattól kiderül, a meglévő berendezés teljes újragondolásával egészen új, merőben más szerkezet született.

A feladatkiíró cég a Deet Kft. volt, melynek fő profilja az autódaruk bérbeadása, karbantartása és javítása, de ezen kívül tervezéssel, fejlesztéssel is foglalkozik. A cég évek óta rendszeresen ír ki projekt feladatokat, szakdolgozat- és TDK témákat, fogad hallgatókat nyári gyakorlatra.

A továbbfejlesztendő berendezés egy kiegészítő egység az autódarun, mely a közúti forgalomban tároló szerepet tölt be. A daruzás megkezdése előtti kirakodáskor pedig a szerkezet emelőként funkcionál.

Az autódarukról

Az autódaru az önjáró daruk csoportjába tartozó, gépjármű alvázára szerelt emelőgép. A többi darutípussal összehasonlítva - mint például a forgódaru vagy a toronydaru – legfőbb előnye, hogy mobilis, így ideiglenes, változó munkaterületeken is gyorsan üzembe állítható. Az emeléshez szükséges energiát a járműmotor adja, melyet általában egy hidraulikus rendszer továbbít. Közúti forgalomban az autódaru gémje a gémtámaszra, vízszintes állapotba eresztethető.

Az autódaruknak három fő típusa terjedt el: a gémes, az emelőkosaras autódaru és a darus autó.

Az emelőkosaras autódaru feladata, hogy a magas, nehezen elérhető munkaterülethez juttassa a munkát végző embert, nagy terhek mozgatására alkalmatlan.

A darus autó elsősorban teherszállító jármű, melyre a szállítandó anyag fel-, illetve lerakódásának megkönnyítése érdekében emelőszerkezetet szereltek.

Nagy terhek mozgatására a gémes autódarut használják. Ez esetben a forgatható és billenthető, rácsos vagy lemezes szerkezetű darugém a munkaterület fölé irányítható. Az anyag mozgatására a gém végére szerelt csiga (sor), illetve a teherfelvevő eszköz (általában daruhorog) szolgál. A darukezelő a gémmel együtt forgó vázra szerelt darufülkéből irányítja a gém és a daruhorog mozgását. A főgémhez, mely általában lemezes szerkezetű, rácsos segédgém csatlakozhat. Ennek köszönhetően egyes autódaruk horogmagassága elérheti a 170 métert, gémkinyúlása – azaz hatótávolsága, az elérhető munkaterület sugara – pedig a 100 métert is meghaladhatja. A maximális terhelhetőség pedig akár 1200 tonna is lehet, 2,5 m-es sugáron mérve. Az emelőképesség a gémkinyúlással fordítottan arányos, a billentő nyomaték miatt. Emelés közben a szerkezet stabilitásáról és a gumibroncsos futómű tehermentesítéséről, támasztólábak gondoskodnak. Ezeket az alvázból kihúzható és az útburkolatra vagy a talajfelszínre négy ponton támaszkodó lábakat letalpáló gerendáknak nevezzük [1].



1.1. ábra. Autódaru munkavégzés közben, kitolt gerendákkal

A rakodási és letalpalási folyamat

Amikor az autódaru elfoglalja a daruzás helyét, a letalpaló gerendák az alvázból oldalra tolódnak, vagy hajolnak ki. A kihajló, vagy kitolódó lábak alá a talajba való befúródás elkerülése érdekében valamilyen felületnövelőt tesznek. Ezután a lábak végén lévő hidraulikus munkahengerek emelik meg a szerkezetet, így a daru csak e négy ponton támaszkodik.

A lábak és a talaj közé kerülő felületnövelők lehetnek egyszerű, vastag fából készült deszkák, fém vagy műanyag lemezek, lapok. Használat után, közlekedéskor ezeket a darun erre a célra kialakított rekeszben, vagy legegyszerűbb esetben a daru alvázának tetején tárolják, de ekkor fennáll a leborulás, lecsúszás veszélye.

A letalpaló deszkák sok esetben igen súlyosak lehetnek (akár 60-70 kg), így mozgatásuk emberi erővel igen nehézkes. Mivel a fel-, és lerakodás a teher és a nagy magasság miatt nehéz fizikai munkával jár, olyan megoldást kellett találni, mellyel a munka megkönnyíthető.



1.2. ábra. Autódaru letalpaló deszka

2. Feladat pontosítás

A feladatkiíró cég felületnövelőknek egy általános megoldást talált ki, melyet minden típushoz alkalmaznak. A négyzet alakú letalpaló deszkákat polietilénből, azonos méretben gyártatta le. Ennek a megoldásnak több előnye is van. Az anyag nem törékeny, nem árt neki a nedvesség, ellentétben a fával. Az azonos méret miatt pedig elég egyféléből tartalékot raktáron fenntartani. Előnyös, hogy egy letalpaló láb alá csak egy lapot kell helyezni, nem több deszkát, azonban így egy ilyen lap 70 kg tömegű lett. Ezáltal nagyon nehéz azt egy embernek mozgatnia, felemelnie.

Erre a célra a feladatkiíró cégnél olyan tárolót terveztek, amelyet egy elektromos kötélcsohló mozgat, így az leengedhető a földre, ezzel a berakodás egyszerűbbé válik. A berendezés a daru hátulján helyezkedik el, a hátfalra van rögzítve. A szerkezetnek egy prototípusa az egyik darura felszerelve működik, de nagyon sok hibája van.

A feladat a meglévő szerkezet továbbfejlesztésével egy olyan általános, letalpaló deszkákat tartó modul tervezése, mely a cég valamennyi, 25t-nál nagyobb teherbírású járművére oldható kötéssel szerelhető. A cégnél lévő darutípusokat, ezzel a tervezendő szerkezet beépítési környezetét a félév elején személyesen, a cég Üllői telephelyén vizsgáltam.

Mivel a megrendelő választhat, kéri-e a letalpaló deszkákat is a daruzással együtt, vagy maga gondoskodik róla, azokat nem kell mindig leszállítani. Ezért a tároló szerkezet nem rögzülhet fixen a darura. Fontos, hogy a berakodás minél rövidebb idő alatt, akár egy személy által elvégezhető legyen, így a darukezelő egymaga képes legyen megkezdeni a munkát. Mivel a daru közúton közlekedik, a felszerelt tárolóval együtt is meg kell felelnie a közúti közlekedés szabályainak.

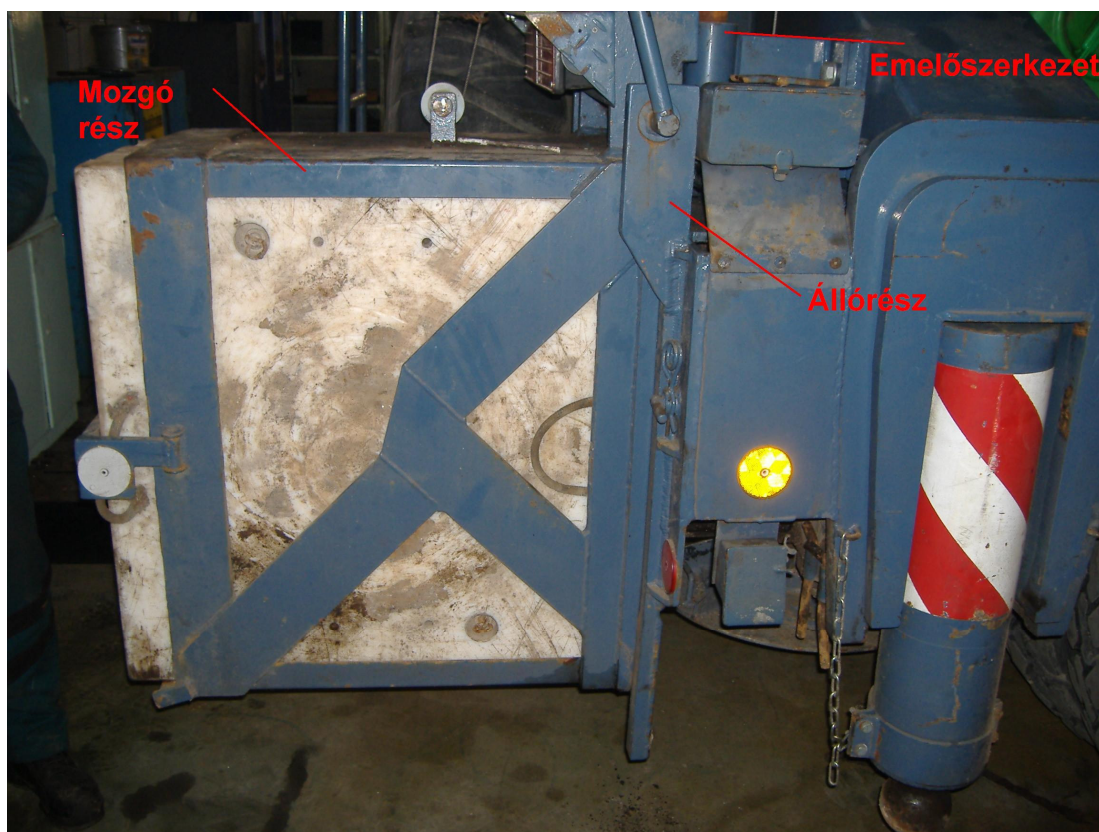
3. A meglévő és az új konstrukció ismertetése

Ebben a fejezetben ismertetésre kerül az eredeti, meglévő szerkezet, amelyet fényképek segítségével igyekszem bemutatni. A meglévő berendezés működésének leírása, és elemzése után a továbbfejlesztett szerkezet kerül bemutatásra.

3.1. A meglévő konstrukció

A szerkezet prototípusa a cég Liebherr LT1120 autódarujának hátulján található. A berendezésről készült fényképek a félév elején, a cég telephelyén történő személyes látogatás során készültek.

Amint az ábrán látható, a szerkezet három fő részegységből áll. Ezek az emelőszerkezet, az álló és a mozgó rész.



3.1. ábra. Fő egységek

A szerkezet a daru hátfalára van rögzítve, hegesztett kötéllel. Az állórész egy sín, melyen a mozgó részt lehet leeresztetni a szállítási helyzet és a leeresztett állapot között. Az emelésről egy kereskedelmi forgalomban kapható villamos motorral hajtott csörlő és drótkötél gondoskodik. A csörlő és a kötélvezető csigákat tartó oszlop külön

egységként vannak rászelve (hegesztéssel) a daru vázszerkezetére. Felemelt állapotban a mozgórész elmozdulását a csörlő fékjén kívül reteszelő szerkezet, a letalpaló deszkák kicsúszását keresztartó akadályozza meg. A letalpaló deszkák kiszedésének megkönnyítéséről a mozgószerkezet aljára szerelt görgő gondoskodik.



3.2. ábra. Az emelőszerkezet külön



3.3. ábra. Az emelőszerkezet csörlője

Működés leírása

Kirakodás

Első lépés a biztosító, reteszelő rúd eltávolítása. Ez akadályozza meg, hogy felemelt állapotban, szállítás közben a gép leengedjen. Ezután a mozgórész lefelé mozdul el az állórészhez képest. Leengedett állapotban a kereszttartó biztosító karikáját kihúzva, azt kifordítva a letalpaló deszkák kézzel kimozdíthatók a keretből. A keret alján lévő görgőkön végiggurítva, elére állítva a felületnövelő lapok a letalpaló lábak alá húzhatók.

Berakodás

A daruzás végeztével a letalpaló lábak behúzása után a függőleges helyzetbe állított lapokat a földön végighúzva a tároló szerkezethez húzzák. A lap hátrabillentésével a belső sarkot a görgőre emelve az betolható a rekeszbe. Mind a 4 lap behelyezése után a kereszttartót becsukják, majd a biztosító karikával rögzítik. A csörlő leengedés kezelőgombjának megnyomásával a mozgórész fölfelé mozdul el az állórészhez képest. A megfelelő helyzetben elengedve a gombot a biztosító rudat a helyére tolják, majd biztosító karikával rögzítik.

A konstrukció elemzése

A hibák feltérképezése, elemzése fontos eszköz arra, hogy a továbbfejlesztés során a hibákból tanulva egy jobb, tökéletesebb szerkezet legyen megalkotható.

A legfőbb hiányossága a meglévő szerkezetnek, hogy csupán egy típushoz alkalmas. Mivel a berendezés egy konkrét típushoz lett tervezve, nem alkalmazható más darutípusokra. További probléma, hogy nem szerelhető le a daruról. A szerkezet fel van hegesztve a daru hátlapjára, így a daru akkor is magával hordozza, ha nincs rá szükség.

A szerkezet sínjének kenése folyamatos karbantartást igényel. Ha a kenés nem megfelelő, a súrlódásból nagy erők ébrednek, a sín akár meg is szorulhat. Ezáltal a csörlő nem is elég erős az emeléshez. A darukezelők elmondása szerint ezért már nem használják a csörlőt, hanem inkább felemelik a lapokat egyesével. Így gyakorlatilag a berendezés elvesztette az emelési funkcióját.

További hátrány, hogy nagy a szerkezet tömege, feleslegesen vastag, robosztus alkatrészekből áll. Több olyan része is van, amelyek külön vannak rögzítve a hátfalhoz, de a szerkezethez tartoznak. Így nagyok a befoglaló méretei, emiatt a daru egyes eredeti részeit át is kellett helyezni, például a hátsó lámpát, és a pótkereket.

A járművek fontos jellemzője hogy a jármű mekkora mértékben bírja a terep egyenlőtlenségeit. Ennek mutatója a terepszög. Helytelen kialakítás esetén bármely, a daru hátfalára szerelt berendezés csökkentheti a hátsó terepszöget, amely a jármű leghátsó kerekének talajjal érintkező pontjától húzott egyenes és a vízszintes sík által bezárt szög. Ez alatt az egyenes alatt nem lehet a járműnek lenyúló része. Az eredeti berendezés azonban csökkenti a terepszöget, mert felemelt, szállítási állapotban a hátsó alsó sarok túlságosan alacsonyan helyezkedik el. Mivel a szerkezet nem szerelhető le a daruról, a hiba még nagyobb jelentőséggel bír.

3.2. A továbbfejlesztett konstrukció

Bár a dolgozat címében és a feladat meghatározásában ez áll, az új konstrukció mégsem tekinthető, mint a meglévő berendezés továbbfejlesztett verziója, inkább egy egészen más, lényegében teljesen új elképzelés.

Egy fejlesztés akkor sikeres, ha az új szerkezet a réginél minden szempontból jobb. E cél megvalósításához a **módszeres géptervezés** megfelelő eszköz, mivel a tervezés minden fázisára kiterjed, így mindig az optimális megoldás választható és már a kezdetektől kiküszöbölhetők a hibák. Ezért a tervezéskor a tanult módszer lépésein haladtam végig, azaz csak a követelményjegyzék megalkotása, a funkcióelemzés és a koncepcióképzés után megkezdve a végleges koncepció kidolgozását.

A követelményjegyzékbe a feladatkiírásban a cég által megfogalmazott alapkövetelményeken felül a meglévő szerkezet hibáinak kiküszöbölése is bekerült. Alapkövetelmény a berendezés funkcióinak teljesülése, továbbá a cég a gyártásra, szerelésre vonatkozó speciális igényei. A tervezés során a követelményjegyzék folyamatosan bővült. Az autódaruk meglévő hidraulikus és elektromos rendszerrel rendelkeznek, amelyet kihasználva az emelő mozgatása megoldható, munkahenger, vagy elektromos kötélcsörlő segítségével. A munkahengeres megoldás egyszerűbbnek és stabilabbnak tűnt, azonban a cég vezetőmérnökének kérése volt, hogy ne kelljen módosítani a hidraulikus rendszert, mert nehézkes.

A funkcióstruktúra felállítása és a részfunkciókra való megoldási elvek kidolgozása során törekedtem az egyszerűsítésre, **funkció-összevonás** által. Így például a csörlő kötélhorog bekötési pontját tartó keresztrúd másik funkciója a letalpaló deszkák biztosítása kicsúszás ellen a felemelt állapotban. Az oldalsó rudak pedig egyrészt az emelő mechanizmust alkotják, másrészt a tartóláda oldalirányú kilengését gátolják a jármű közlekedése közben.

A részfunkciókra való megoldási elvek kombinálásával koncepciókat alakítottam ki, melyeket műszaki és gazdaságossági szempontból értékeltem és kiválasztottam a legjobb megoldást.



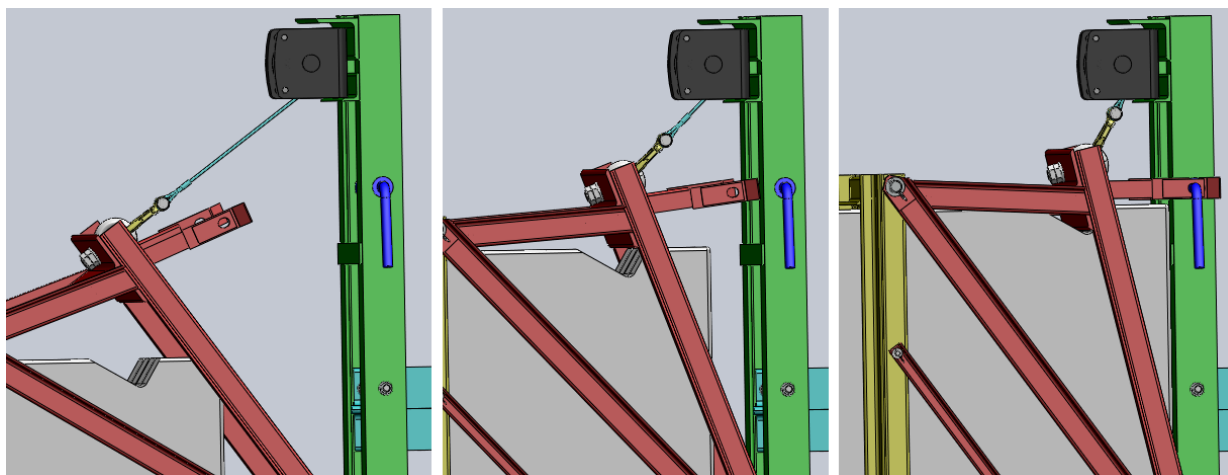
3.4. ábra. A továbbfejlesztett konstrukció

Az új, véglegesen kiválasztott koncepció sok eltérést mutat a meglévő berendezéshez képest, bár alapvetően a szerkezet itt is három fő részegységből, az állórészből, a mozgórészből és az emelőszerkezetből áll. Azonban a több típushoz való kompatibilitás és a könnyű leszerelhetőség érdekében **a teljes szerkezet egy önálló, kompakt egységet alkot.** A berendezés a jármű hátfalára hegesztett négy csatlakozófülhöz csatlakozik csavarkötéssel, de a szerkezet úgy lett méretezve, hogy ezeknek a függőleges pozíciója és hossza darutípustól függően változtatható.

Pozitívnak megítélve az eredeti szerkezet koncepcióját, miszerint a mozgatról elektromos kötélcsörlő gondoskodik, ezt a megoldást megtartottam. Azonban a **mozgás megvezetéséről** nem sín, hanem **karos mechanizmus gondoskodik**. Ezáltal a mozgás nem egyszerű függőleges emelkedés, hanem a tartóláda hátrafelé is mozdul emelés közben, de ez nem jelent problémát. A karos mechanizmus előnye azonban, hogy egymáshoz képest elmozduló alkatrészek nem egy vonal, vagy sík mentén találkoznak, hanem csomópontokban. Ezekben a csomópontokban pedig csapos kapcsolatot alakítottam ki. A csapok kis átmérője miatt a súrlódási erő kis karon hat, ezzel kis ellenállást kifejtve az emelésre. A viszonylag ritka, időszakos használat és a lassú elfordulások miatt pedig **nem igényel karbantartást**.

A felemelt állapot menet közbeni biztosításáról reteszelő szerkezet, az állórészen és mozgórészen átdugott biztosító rúd gondoskodik. Ennek megszorulását az állórészen és mozgórészen egymáshoz képest 90 fokkal elforgatott lóversenypálya-furatok akadályozzák meg.

Fontos szempont a közúti közlekedés miatt a biztonság. Ezért a szerkezet úgy van kialakítva, hogy felemelt állapotban megakadályozza, hogy a deszkák kicsússzanak belőle. Erre a letalpaló deszkákon kialakított bevágás szolgál, amelybe emelés közben a csörlő kötelének végét tartó keresztrúd fokozatosan bemozdul. **Ezzel a funkció-összevonással nélkülözhető az eredeti berendezésen külön erre a célra szolgáló lezáró kereszttartó**. A kezelés is egyszerűbbé válik, a munkafázis több lépéssel egyszerűsödik, nem kell külön a letalpaló deszkák kicsúszás elleni rögzítésével foglalkozni, a szerkezet „lezárja magát”.



3.5. ábra. A szerkezet lezáró mechanizmusa az emelés végén

A letalpaló deszkák könnyű betolását a tartóláda aljára szerelt görgők biztosítják, melyek a láda síkjától lejjebb vannak, így a lapok csak a betoláskor, enyhén megdöntve gördülnek rajtuk végig. Teljesen betolt állapotban azonban nem érnek a görgőkhöz, így azok nem segítik elő a véletlen kicsúszásukat. Ezeket **a görgőket ráadásul nem kell külön megvenni, mivel azok a kötélcsörlőnek jelen esetben kihasználatlan alkatrészei.** Mivel a csörlő kiválasztásakor a katalógusban nem álltak rendelkezésre a szükséges beépítési méretek, a csörlőt élőben, Texem Kft. Soroksári raktárában mértem fel. A helyszínen felfedeztem, hogy a csörlőhöz tartozékként adott kötélvezető görgők felhasználhatók a letalpaló deszkák betolását segítő görgőknek, mivel azok eredeti felhasználása, a kötélmegvezetése jelen esetben nem szükséges.

A konstrukciós kialakítást tekintve az egyszerűsége, olcsóságra törekedtem. Így a szerkezet szinte **teljes egészében szabványos profilú szelvényekből épül fel**, amelyeknek anyaga is a kereskedelmi forgalomban leginkább elterjedt szerkezeti acél. A szerkezet legyártásához összesen háromféle L-acélra, egyféle laposacélra és kétféle köracélra van szükség. Ezeken és a csörlőn kívül minden alkatrész szabványos kötőelem.

Működés leírása

Kirakodás

Egy munkás hátramegy a daru hátuljához. Első lépésként a reteszelő csap rugós biztosítóját távolítja el, majd megpróbálja kihúzni azt. Amennyiben nem megy (a kötélcsörlőn van automata fék, de egy rázós út után lehetséges, hogy kienged) a csörlő távirányítója segítségével működésbe hozható, így kissé behúzza a kötelet. Ezáltal a csörlő veszi át a terhelést a reteszelő csapról, az könnyedén kihúzhatóvá válik.

Következő lépésként a csörlő távirányítóján a LE gombot megnyomva a kötelet addig engedi, amíg a tartóláda alja le nem ér a földre (kb. 10-15 s). Ekkor elengedi a gombot és visszarakja a távirányítót. A letalpaló deszkákat egyesével kihúzza, kissé hátra döntve, így a görgőn könnyebben fog kigurulni.

Végül a deszkákat a helyére húzza, a daru letalpaló lábai alá, melyek ezután leengedhetők.

Berakodás

Egy munkás a deszkákat egyesével a szerkezethez húzza. Itt felállítja függőleges helyzetbe, ügyelve arra, hogy a bevágott rész a daru felé, és felfelé nézzen. Ezután a deszkákat egyesével a leengedett ládába rakja, kezdve azzal, hogy a daru felé eső alsó sarkot a görgőre emeli. Ettől kezdve a deszka egyszerűen becsúsztható a ládába.

Miután mind a négy deszkát a helyére rakta, leellenőrzi, hogy mindegyiknek a bevágott sarka jó irányba néz-e, és be vannak-e tolva teljesen.

Ha mindegyik deszka a helyére került, megkezdí az emelést a távirányító segítségével. Az emelés végén a láda oldala az állórésznek ütközik, ekkor kiengedi a gombot, és a csörlőbe épített automata fék megakadályozza a kötéł visszafutását, így a szerkezet visszasüłlyedését.

Ezek után csak egy lépés maradt hátra, mégpedig a reteszelő csap betolása, és biztosítása a rugós biztosítóval.

A szerkezet üzemállapotai

A szerkezet elemzése szempontjából kétféle üzemállapot különböztethető meg.

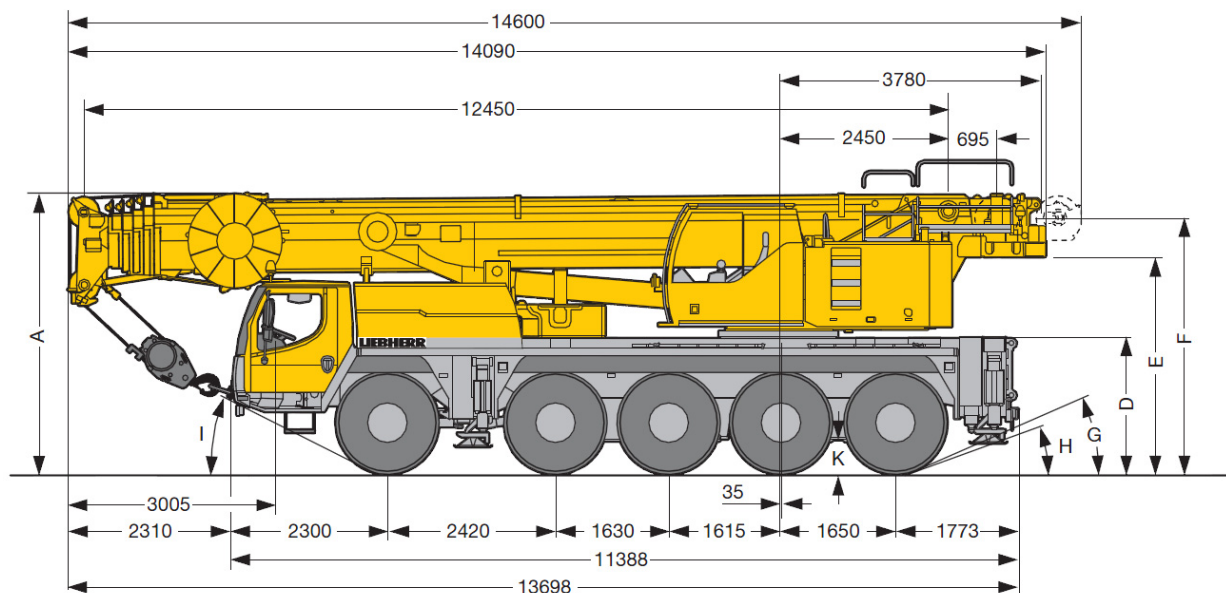
Az egyik, amikor a berendezés emelőként funkcionál, ezt ***emelési üzemállapotnak*** neveztem el. A második üzemállapota, amikor az emelés befejeztével a berendezés fő funkciója a letalpaló deszkák tárolása lesz. Ezt ***felemelt üzemállapotnak*** nevezem. Ebben az állapotban a jármű a felszerelt, lezárt berendezéssel közlekedik, így figyelembe kell venni a jármű mozgásából származó tehetetlenségi erőket. Ebben az üzemállapotban kell teljesíteni a közúti közlekedés előírásait is.

4. Az új szerkezet geometriai optimalálása

4.1. Az emelési magasság meghatározása

Mivel a berendezés többféle darutípushoz készül, az emelési magasság típusonként eltérő lehet. A szerkezetet úgy kell kialakítani, hogy minden típushoz teljesítse a szükséges emelési magasságot. Ezért először azt a minimális emelési magasságot, kell meghatározni, amely minden típushoz megfelelő lesz.

A cégnél lévő összes típushoz nem találtam katalógust, mivel a legtöbb típust már nem gyártják. Ezért a szükséges adatokat két nagy autódaru gyártó cég (Tadano és Liebherr) katalógusából nyertem [5],[6].

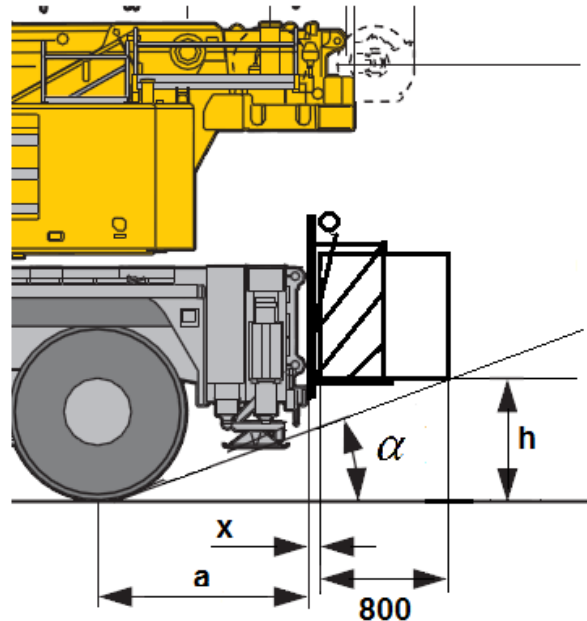


4.1. ábra. Méretezett ábra a Liebherr katalógusából

A szükséges emelési magasság meghatározása a daru hátsó terepszögéből és a daru hátlapjának hátsó tengelytől mért távolságából számítható.

A szerkezet egyetlen pontja sem lehet a hátsó tengely és a terepszög által kijelölt egyenes alatt. Az ismert α terepszögéből és a hosszirányú méretekből a kérdéses h emelési magasság meghatározható. A letalpaló deszkák hossza 800 mm, a kezdetben felvett x ráhagyás, azaz a szerkezet letalpaló deszkák előtti részének hosszirányú mérete: 110 mm. Így a 4.2. ábra jelöléseivel, a derékszögű háromszögből következően a (4.1) egyenlet szerint számítható a szükséges emelési magasság.

$$h = (a + x + 800) \cdot \tan \alpha \quad (4.1)$$



4.2. ábra. Az emelési magasság meghatározásához szükséges ábra

A katalógusokból nyert adatok alapján a számított legnagyobb érték $h=1197$ mm, **így az emelőt $h=1200$ mm emelési magasságra tervezem.**

4.2. A mozgató mechanizmus geometriai optimalítása

Mivel a szerkezetet döntően az emelő mechanizmus alkotja, a teljes berendezés geometriai optimalításának ez a legfontosabb eleme. Emiatt a teljes berendezés optimalítása elsősorban az emelési üzemállapotban történik. A mozgató mechanizmus optimalítása jelenti a szükséges karhosszaknak, a csapok és csörlő geometriai pozíciójának, és a kötél behúzási pont helyzetének meghatározását.

Ehhez egy kétdimenziós rúdmodellt építettem fel, amelyet a mechanizmus karjai alkotnak. A modellben a terhelés az emelendő tömeg, melyhez hozzáadtam egy előre megbecsült tömeget a karok önsúlyából. Később a számítást újra elvégeztem a már végleges tömegekkel, az alábbiakban már ez az érték szerepel.

A modell elkészítésekor a cél az volt, hogy a geometria szabadon módosítható legyen, és közben azonnal lássam az eredmények változását, így optimalva a mechanizmus geometriáját. Ezt a geometriai méretek parametrizálásával oldottam meg. A modellben minden erőt, méretet ezekkel a paraméterekkel fejeztem ki, sőt később ezekre a paraméterekre épült fel a háromdimenziós CAD modell is, amely így szintén adaptívan módosítható.

A modell jellemzői

- a szerkezetet az emelési üzemállapotban, az emelési magasságtól (a karok lehajlási szögétől) függően vizsgálja, így minden ennek függvényében, a valósághoz hasonlóan vizsgálható
- a modell kétdimenziós rúdmodell, melyben a rudak a csapoknál, csuklósan kapcsolódnak egymáshoz
- a csapsúrlódást elhanyagolom
- a rudak önsúlyát elhanyagolom, az emelendő tömeg meg van növelve a tárolórekesz önsúlyával, ez a modellben a terhelés

A modell célja meghatározni az emelés közben folyamatosan változó erőket. Az optimizálható paraméterek erőkre gyakorolt hatásának vizsgálata által a mechanizmus geometriai optimalizálása elvégezhető.

A geometriai optimalizálás célja

A geometriai optimalizálás elsődleges célja az emelési idő csökkentése a csörlő kihasználtságának növelése által. Ez azt jelenti, hogy a csörlő maximális teljesítményének kihasználása a cél. Ez a maximális leadható teljesítmény azonban a kötélcsohlóknél a kötélerő függvényében változik. A kötéel behúzási sebessége a kötélerővel nem fordítottan arányos, pedig ideális esetben az lenne, mivel a kettő szorzata a csörlő hasznos teljesítménye. Ennek oka nagy fordulatszámoknál a motor véges fordulatszáma, kis fordulatszámoknál pedig a tekercsek és vasmagjaik miatti, nem ideális forgó mágneses mező lehet. Több típust megvizsgálva [7] azt tapasztaltam, hogy az ilyen kisméretű, egyenáramú csörlők legnagyobb teljesítményüket akkor adják le, ha a terhelő kötélerő a csörlő maximális húzóerejének a fele. Ennek az értéknek egy tartományán kívül a hasznos teljesítmény akár a maximális teljesítmény fele is lehet. Tehát az optimalizációs cél a csörlő kötélerőjének közel állandó szinten tartása az emelés során, mely érték a csörlő maximális terhelhetőségének fele.

További célok, felsorolva:

- a befoglaló mértetek lehető legkisebbre csökkentése

- a rudak hosszának lehetőség szerinti csökkentése, ezzel csökkentve a tömeget, anyagmennyiséget, azaz az anyagköltségeket
- a szerkezetben fellépő erők alakulásának vizsgálatával a rudak nagy terhelésének kiküszöbölése

Mindez csak a konstrukciós megvalósíthatóság végiggondolása mellett történhet, tehát előre biztosítani kell a szükséges helyet az átkötő rudak, a csörlő, a horog, a csapok részére.

Miért van szükség ilyen bonyolult modellre?

- a mechanizmusos szerkezet miatt az erők nem állandóak, függnek az emelési helyzettől
- az erők végértékeinek szöghelyzetét nehéz megbecsülni (nem úgy, mint például egy autóemelőnél)
- a kapott erőkkel a szerkezet emelési üzemállapotban való szilárdsági méretezése, ellenőrzése is elvégezhető

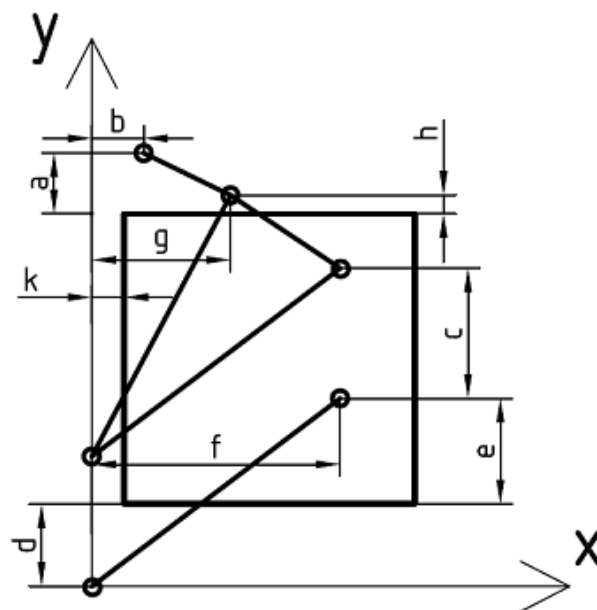
Végeselem módszerrel egyszerűbben meg lehetne határozni az erőket, azonban így csak az emelés közben diszkrét pozíciók vizsgálhatók. Mivel nem becsülhető meg előre, mikor lesznek maximálisak az erők, sok emelési helyzetet meg kellene vizsgálni, így a keletkező nagy mennyiségű adatot pedig nehéz lenne feldolgozni. Ráadásul minden egyes paraméter módosításkor újra le kellene futtatni a számítást.

Kiindulási adatok

- letalpaló deszkák mérete: 800x800 mm, a vastagságra itt nincs szükség
- emelési magasság: 1200 mm
- a letalpaló deszkák tömege: $m_d = 70$ kg/db
- a tartóláda tömege, amely ehhez hozzáadódik: $m_t = 16$ kg (előzetesen felvett érték, a végleges konstrukció kialakítása után ellenőrizve)
- így a terhelő súlyerő: $G = (4 \cdot m_d + m_t) \cdot g = (4 \cdot 70 + 16) \cdot 9.81 = 2900$ N

Az elsődleges, optimalásra kerülő geometriai paraméterek

A modell paramétereinek felvételekor a cél a tetszőleges geometriai módosíthatóság minél kevesebb változóval történő megvalósítása volt.



4.3. ábra. A modell geometriai paramétereit

A fizikai, és konstrukciós megvalósíthatóság miatt a paraméterek azonban csak bizonyos határokon belül állíthatók. Ezen határokat a paraméterek értelmezési tartományának megadásával teljesítem.

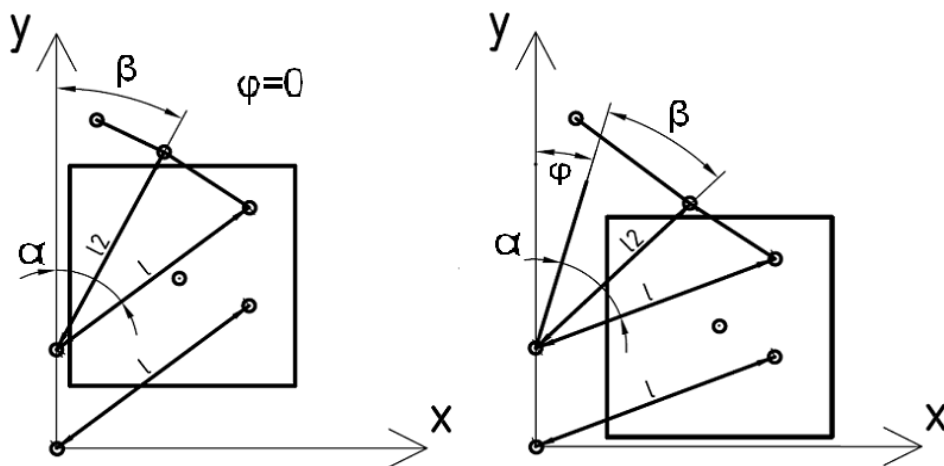
A paraméterek értelmezési tartománya a 4.3. ábra jelöléseivel:

- $0 \leq a \leq 500 \text{ mm}$ A felülre való túlnyúlás elkerülése érdekében
- $0 \leq b \leq 900 \text{ mm}$ A hátrafelé való túlnyúlás elkerülése érdekében
- $200 \text{ mm} \leq c$ A függőleges helyzet stabilitása érdekében, ha ennél kisebb lenne, a csapok hézaga miatt nagy lenne a szerkezet játéka
- $0 \leq d \leq 300 \text{ mm}$ A terepszög csökkentésének elkerülése érdekében, feltéve, hogy a bal alsó és a jobb alsó sarkot összekötő egyenes hajlásszöge éppen a terepszög.
- $e+c \leq a+800 \text{ mm}$ A felülre való túlnyúlás elkerülése érdekében
- $0 \leq f \leq 900 \text{ mm}$ A hátrafelé való túlnyúlás elkerülése érdekében
- $0 \leq h \leq a$ A kötel behúzási pontja nem kerülhet a letalpaló deszkák területén belül, mivel így a deszkák közé kerülne, ami növelné a szélességet. Továbbá a behúzási pont ne lógjon ki felülre

- $0 \leq g \leq 900 \text{ mm}$ A hátrafelé való túlnyúlás elkerülése érdekében
- $b < g$ Az emelés fizikailag megvalósítható legyen; ha ez a feltétel nem teljesül, a csörlő nem képes ütközésig felhúzni a szerkezetet.

Segédparaméterek és koordináták megadása a számításhoz

A geometriai és a statikai számításokhoz további segédváltozók megadása szükséges, melyek segítségével egyszerűbben kifejezhetők lesznek a koordináták és az erők az emelési helyzettől függően. Később az egyenletekbe visszahelyettesítem az eredeti változókat, így biztosítva, hogy az eredetileg felvett paraméterektől függjenek a kapott eredmények, így az optimalás elvégezhető lesz.



4.4. ábra. Felemelt (balra) és általános, emelés közbeni állapot (jobbra)

A segédparaméterek az eredeti paraméterekkel kifejezve:

Az emelési helyzetre jellemző változó a rudak elfordulási szöge: φ

A karhossz: $l = \sqrt{(e + d)^2 + f^2}$

A felső kar (kezdeti állapotban) és a függőleges által bezárt szög: $\alpha = \arctan\left(\frac{f}{(e+d)}\right)$

A csörlő behúzási pont karhossza: $l_2 = \sqrt{g^2 + (d + 800 + h - c)^2}$

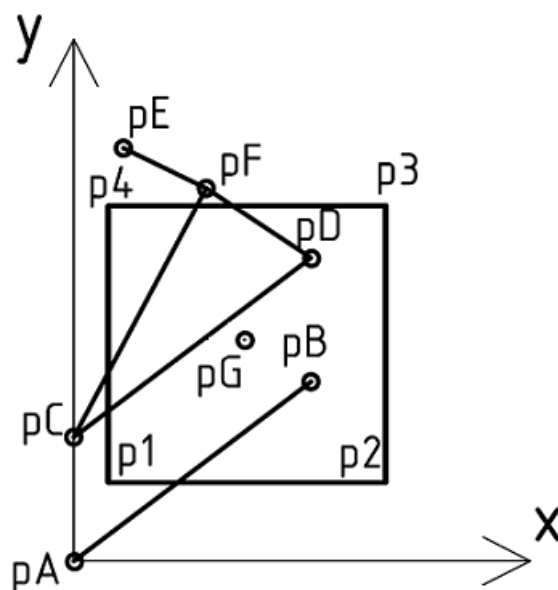
A csörlő behúzási pont karjának a függőlegessel bezárt szöge: $\beta = \arctan\left[\frac{g}{d+800+h-c}\right]$

A tartóláda elmozdulásai: $\Delta x = l(\sin(\alpha + \varphi) - \sin(\alpha))$, $\Delta y = l(\cos(\alpha + \varphi) - \cos(\alpha))$

A kötel kihúzódása: $k_x = l_2 \cdot \sin(\beta + \varphi) - b$, $k_y = a + d + 800 - (l_2 \cdot \cos(\beta + \varphi) + c)$

A kötel kihúzódása abszolút értékben: $k = \sqrt{k_x^2 + k_y^2}$

A pontok koordinátáinak kifejezése a segédparaméterekkel



4.5. ábra. A pontok jelölése

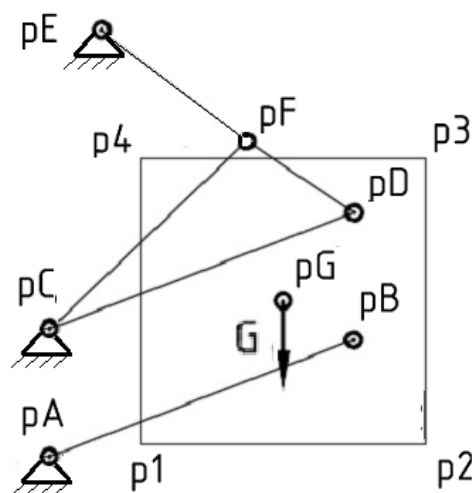
A pontok koordinátáinak megadására a statikai egyenletekben lévő erőkarok megadása miatt van szükség. A pontokat az egyértelműség, és az erőktől való megkülönböztetés céljából „p” előtaggal jelölöm.

A pontok koordinátái a 4.5. ábra jelöléseivel:

$$\begin{array}{llll}
 p1_x = k + \Delta x & p1_y = d + \Delta y & p2_x = k + 800 + \Delta x & p2_y = d + \Delta y \\
 p3_x = k + 800 + \Delta x & p3_y = 800 + d + \Delta y & p4_x = k + \Delta x & p4_y = 800 + d + \Delta y \\
 pA_x = 0 & pA_y = 0 & pB_x = f + \Delta x & pB_y = d + e + \Delta y \\
 pC_x = 0 & pC_y = c & pD_x = f + \Delta x & pD_y = d + e + c + \Delta y \\
 pE_x = b & pE_y = d + 800 + a & pF_x = l_2 \cdot \sin(\beta + \phi) & pF_y = l_2 \cdot \cos(\beta + \phi) + c \\
 pG_x = k + 400 + \Delta x & pG_y = 400 + d + \Delta y & &
 \end{array}$$

A modell terhelései és peremfeltételei

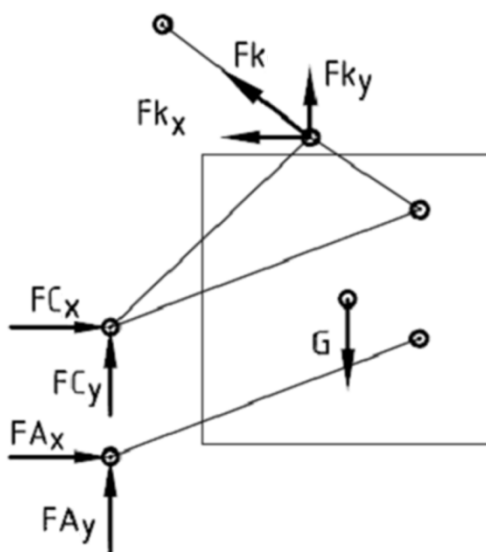
A mechanikai modellben a terhelés a letalpaló deszkák és a tartóláda önsúlyából adódik. A szerkezet rúdszerkezetként van modellezve, a karok tömege elhanyagolva. A rudak csuklósan kapcsolódnak egymáshoz. A peremfeltételek pedig a csuklós megfogások a rudak végein.



4.6. ábra. A mechanikai modell

Az EF rúd valójában a kötel, amelynél fogva a csörlő húzza a szerkezetet. Mivel ez a rúd statikai rúd, ezért az E csukló reakcióját az F pontba lehet redukálni.

Így a peremfeltételek reakcióit koncentrált erőkkel helyettesítve, a szerkezetre ható erőket a 4.7. ábra mutatja.



4.7. ábra. A szerkezetre ható aktív erők és reakcióerő-komponensek

Statikai számítások

A teljes szerkezetre felírható statikai egyenletek:

$$Fk_x = FC_x + FA_x \quad (4.2)$$

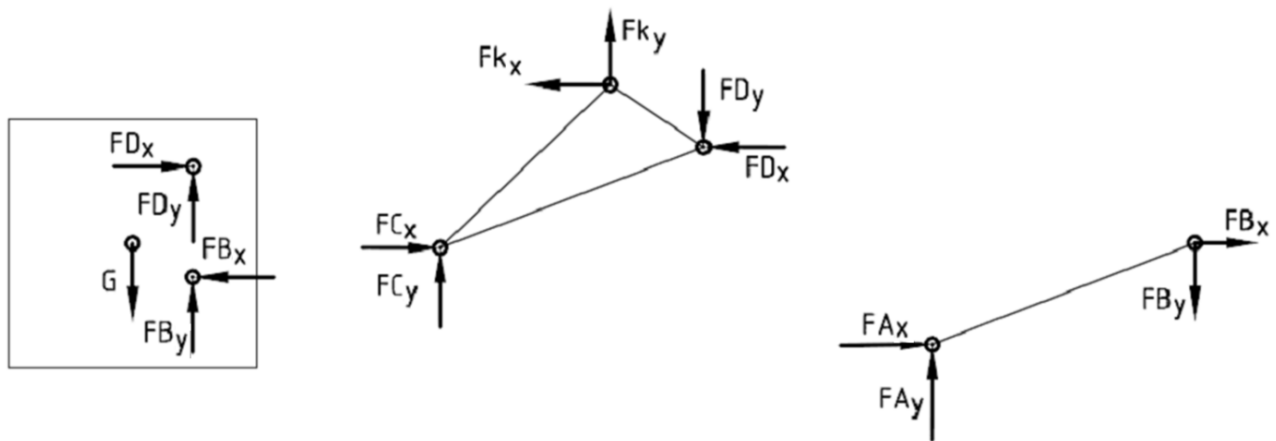
$$Fk_y + FC_y + FA_y = G \quad (4.3)$$

$$Fk_x \cdot pF_y + Fk_y \cdot pF_x = G \cdot pG_x + FC_x \cdot pC_y \quad (4.4)$$

Mivel az F pontban ható Fk reakcióerő csak FE rúd irányú (kötél) lehet, így következik az alábbi egyenlet:

$$\frac{k_x}{k_y} = \frac{Fk_x}{Fk_y} \quad (4.5)$$

Eddig 6 ismeretlen van 4 egyenletre, további egyenletek a szerkezet felbontásával nyerhetők.



4.8. ábra. A felbontott szerkezet a belső erő-komponensekkel

A tartóládára felírható egyenletek:

$$FD_x = FB_x \quad (4.6)$$

$$FD_y + FB_y = G \quad (4.7)$$

A felső, háromszög alakú emelőkarra felírható egyenletek:

$$FC_x = FD_x + Fk_x \quad (4.8)$$

$$FC_y + Fk_y = FD_y \quad (4.9)$$

$$Fk_x (pF_y - c) + Fk_y \cdot pF_x + FD_x (pD_y - c) = FD_y \cdot pD_x \quad (4.10)$$

Az alsó rúdra felírható egyenlet:

$$FB_x \cdot pB_y + FB_y \cdot pB_x = 0 \quad (4.11)$$

Így 10 egyenlet és 10 ismeretlen van, az egyenletrendszer megoldható. Az egyenletrendszer megoldása után az eredeti paraméterek visszahelyettesíthetők, így **az erők az eredeti paraméterekkel kifejezve, csak az emelési szöghelyezettől függenek**. Ezek a formulák azonban nagyon hosszúak (néhányik 5 oldal), így azokat itt nem közlöm. Ezek után az erők alakulása az emelési helyezettől függően fokozatmentesen, például egy diagramban megjelenítve nyomon követhető.

Az optimalizációs módszer kidolgozása

Az optimalizáláshoz olyan módszert kellett kidolgoznom, amellyel nyomon tudom követni a paraméterek változtatásának hatását az optimalizációs célok elérése érdekében. A célom az volt, hogy a paraméterek minél egyszerűbben és gyorsabban változtathatók legyenek. Fontos, hogy ne kelljen minden változtatás után újraszámolni és az eredményeket újra megjeleníteni. Olyan megoldás kell tehát, ahol azonnal látom a paraméterek változásának hatását, miközben azokat egyszerűen, egymástól függetlenül módosíthatom.

Az optimalizálás előzőekben ismertetett céljainak teljesítéséhez meg kell jeleníteni az erők és a geometria változását az emelési helyzet és az optimalizálandó paraméterek függvényében. Az erők megjelenítését egy diagramban oldottam meg, az erőket az emelési helyzet függvényében ábrázolva. A geometria szemléltetésére pedig egy vonalakból álló, sematikus ábrát találtam ki.

Ezeknek a diagramoknak és ábráknak a paraméterek változtatásának hatására történő gyors frissülését kellett kitalálni.

Hosszas próbálkozás és kutatás után a megoldást egy Mathematica-ban írt **saját program** jelentette. A program alapja a Mathematica-ban található Manipulate függvény. A függvény arra szolgál, hogy az azon belül lévő változónak értéket adjon, mégpedig azonnali értékadással. Az értékadás a felhasználó által, grafikus felületen keresztül történik. Ennek többféle módja lehet. Lehetséges az érték megadása választógombbal, jelölőnégyzettel, legördülő menüvel, szöveges beíró mezővel, azonban a leggyorsabb és legszemléletesebb módszer a széles határokon belüli értékadásra a Slider, azaz a csúszka. A csúszkának megadható a beállítási tartománya és lépésköze. Ilyen csúszkákkal az összes, azaz jelen esetben mind a 10 paraméternek egyszerűen beállítható az értéke [10],[11].

Egy olyan programot kell tehát írni, mely ezt a függvényt használja értékadásra. A programba be kell építeni a megjelenítésre használt függvényeket, melyekben az ábrázolandó mennyiségeket a manipulált paraméterekkel kell megadni. Ezért az erőket és a geometria ábrázolásához használt pontok koordinátáit mind az eredeti paraméterekkel kell kifejezni.

Ezzel a függvénnyel a megírt program folyamatos kiértékelésű, tehát a csúszkán a **paramétereket állítva azonnal látjuk az ábrák, diagramok változását.**

Az optimaláláshoz használt program előállítás

Első lépésként elő kell állítani a kirajzolandó mennyiségeket az optimálandó paraméterekkel. Ez a segédparaméterek eredeti paraméterekkel adott formulájának visszahelyettesítésével történik.

Az erők ábrázolása a Plot függvénnyel történt, amely az adott hozzárendelési szabályú függvények ábrázolására szolgál. Az erőket a szemléletesség és a szilárdsági számítások miatt azok abszolút értékével ábrázolom, amely a koordinátáik négyzetösszegének négyzetgyöke. Majd ezt a végső formulát kell megadni az eredeti paraméterekkel.

A geometria megjelenítése a koordinátáikkal adott, összekötött pontok kirajzolására szolgáló ListLinePlot függvénnyel történik. Így a 4.5. ábra jelöléseivel adott pontok koordinátáit szintén ki kell fejezni az eredeti paraméterekkel.

Szükség van továbbá az emelés alsó végállapotának ismeretére. Ez a helyzet a geometriai paraméterektől függ, mivel más karhosszak esetén más lehajlási szög esetén teljesül a teljes emelési magasságnyi függőleges elmozdulás. Mivel a Δy segédváltozó éppen a felemelt állapotból lefelé történő elmozdulást adja meg, a (4.12) egyenletbe behelyettesítve a φ , emelési helyzetre jellemző segédváltozót, majd megoldva előállítható annak végértéke.

$$\Delta y = 1200 \text{ mm} \quad (4.12)$$

A φ segédváltozó végértékét φ_{veg} -el jelölve, annak értéke is a geometriai paraméterektől függ.

A geometriai megjelenítést, és az erők megjelenítését szolgáló függvények egyszerre beépíthetők ugyanazon Manipulate függvénybe, így azok a paraméterek változtatásának hatására egyszerre, azonnal módosulni fognak.

A program felépítése

A 4.9. ábra mutatja az optimaláláshoz használt program struktúráját. A teljes, eredeti paraméterekkel visszahelyettesített formulákkal a programkód hossza 10 oldal lenne, így itt csupán jelölöm, hol voltak a teljes, hosszú formulák.

A programba a 9 optimálandó geometriai paraméter mellett beépítettem a G terhelőerőt is, hogy annak hatása is vizsgálható legyen.

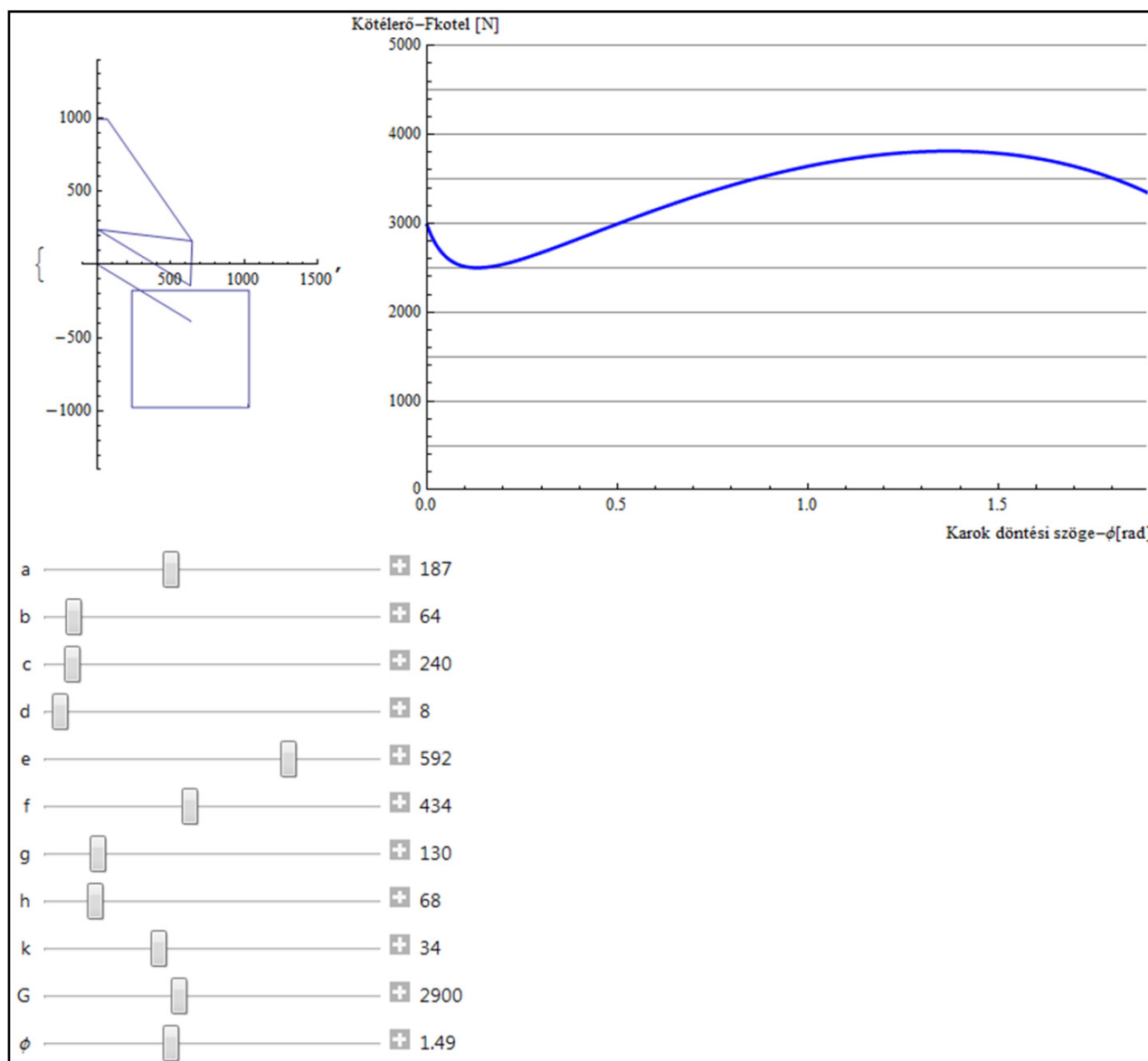
Emellett csúszkával állítható a ϕ emelési helyzet is, hogy a geometriát a sematikus ábrán az emelés bármely magasságában látni lehessen. Természetesen a ϕ értékének módosítása a kötélérő-ábrára nincs hatással.

```
Manipulate[
(*a szerkezet sematikus rajza*)
{ListLinePlot[
(*a pontok koordinátái*)
{{p1x, p1y}, {p2x, p2y}, {p3x, p3y}, ...},
(*beállítások*)
AspectRatio -> Automatic, PlotRange -> {{-100, 1500}, {-1400, 1400}},
ImageSize -> {170, 272}},
(*a kötélérő függvénye*)
Plot[(*)függő változó*){Fkotel},
(*a független változó és határai*){ $\phi$ , 0,  $\phi$ veg},
(*az ábrázolás határai*)PlotRange -> {{0,  $\phi$ veg}, {0, 5000}},
(*beállítások*)
PlotStyle -> {Directive[Red, Thick]}, AxesOrigin -> {0, 0},
GridLines -> {None, Table[i, {i, 0, 5000, 500}]},
ImageSize -> {600, 300},
AxesLabel -> {"Károk döntési szöge- $\phi$ [rad]", "Kötélérő-Fkotel[N]"}],
(*manipulált adatok-
{{adat,kezdő érték,megjelenítési név},alsó határ, felső határ,lépésköz*)
{{a, 187, "a"}, 0, 500, 10, Appearance -> "Labeled"}, ...
... {{ $\phi$ , 0, " $\phi$ "}, 0, 4, 0.01, Appearance -> "Labeled"},
(*beállítások*)ControlPlacement -> Bottom, Paneled -> False]
```

4.9. ábra. Az optimalásra szolgáló program struktúrája

Az optimalálás során tehát az alapadatokon, azaz a letalpaló deszkák méretén kívül ***minden geometriai méret paraméterrel adott, módosítható***. Ezek után a geometria könnyen optimalizálható, az azonnal mutatott eredmények segítségével. Az optimaláláshoz használt elrendezést a 4.10. ábra mutatja. Ebben az elrendezésben azonnal látható volt a geometria és a kötélérő függvényének módosulása is. Az ábrán a már véglegesen beállított, optimalizált paraméterek szerepelnek.

A paraméterek beállítása során több szabályszerűséget vettem észre, melyeket kihasználva alakítottam ki az optimális megoldást. A felületnövelők megtámasztását azok középvonalába helyeztem el, így csökkentve a rudak hosszát, ezzel elkerülve a tartóláda alsó rúdjaiknak terhelését. Így az alsó, AB rúd csupán a függőleges helyzet stabilizálására szolgál, ideális esetben terheletlen.



4.10. ábra. Az optimaláshoz használt elrendezés

Az optimalás eredménye

Az optimalás céljait legjobban teljesítő végleges paraméterek:

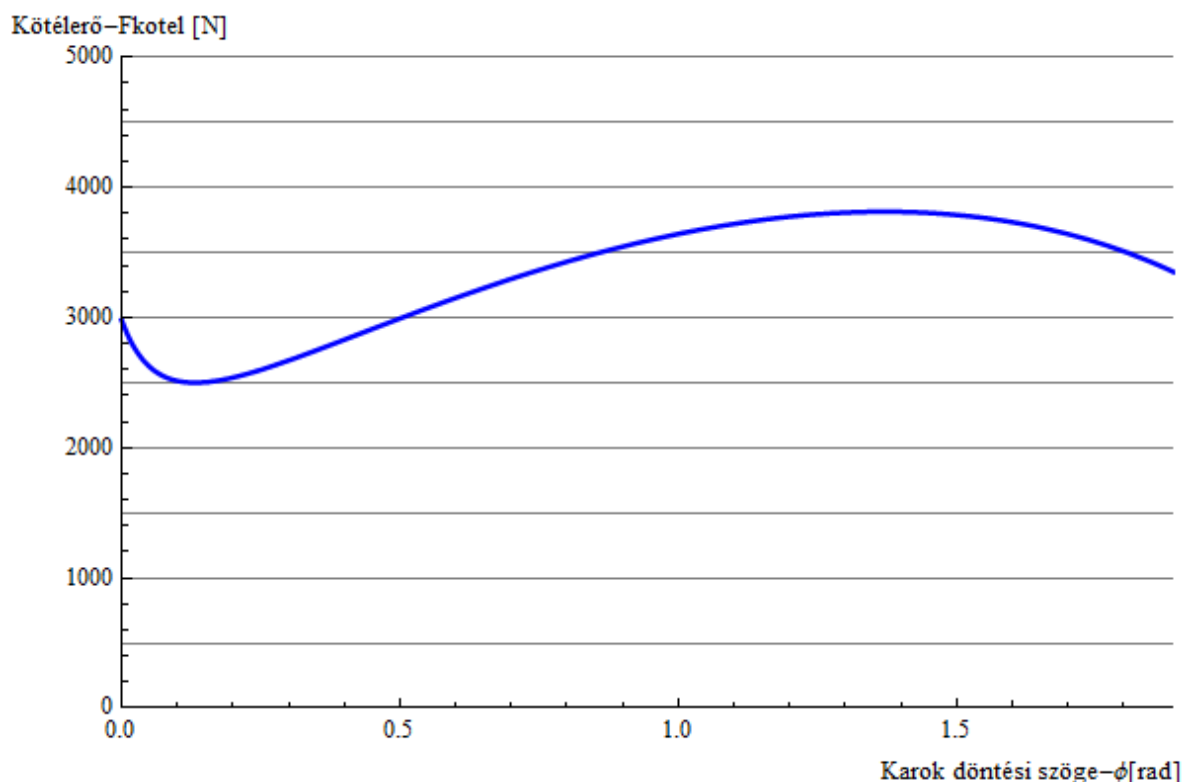
$$a = 187 \text{ mm}, b = 64 \text{ mm}, c = 240 \text{ mm}, d = 8 \text{ mm}, e = 592 \text{ mm},$$

$$f = 434 \text{ mm}, g = 130 \text{ mm}, h = 68 \text{ mm}, k = 34 \text{ mm}$$

A paramétereken a tervezés során igen sokszor kellett változtatni. Viszont éppen a modell felépítése miatt ez nem jelentett problémát. A további számításokat is ebben a Mathematica notebookban folytatva, azt lefuttatva a teljes számítás frissül.

4.3. A kötél erő változása az emelés során

Ahogy az összes erő, a kötél erő is változik az emelés közben. Ezt a változást kellett a már ismert okok miatt minél inkább lecsökkenteni. Ezt úgy sikerült elérni, hogy a kötél-erő-változás diagramját figyelve egy visszahajló-ágot alakítottam ki a diagram elején, azaz az felemelés végén a kötél erő megnövekszik. Ennek magyarázata, hogy a kötél behúzási pontját a csörlő alá helyeztem el, így az emelés végén egyre inkább felfelé húzza. A csap körüli elfordulást, ezzel az emelést megvalósító erő karja csökken, így az erőnek nőnie kell a nyomaték állandósága érdekében. Ha ez nincs, a felemelés végén, egy hosszú szakaszon az emelő erő annyira lecsökkent volna, hogy a csörlő teljesítménye már nem lett volna kihasználva.



4.11. ábra. A kötél erő változása az emelés közben

A kötél erő és az emelési szög jellegzetes értékei:

- emelési végállapothoz tartozó szögállás, azaz a karok teljes elfordulása:
 $\phi_{veg} = 1.89 \text{ rad} = 108.29^\circ$
- a maximális kötél erő: $F_{k_{max}} = 3813.8 \text{ N}$
- a minimális kötél erő: $F_{k_{min}} = 2500.2 \text{ N}$
- átlagos kötél erő: $F_{k_{\text{átl}}} = 3341.6 \text{ N}$

Az átlagos kötelerő a csörlő maximális terhelhetőségének, azaz a maximális vonóerőnek fele alá esik. A csörlő maximális teljesítmény-kihasználtságának elérése érdekében a cél a maximális erő-terhelhetőség fele volt. Azonban mivel a modell a súrlódásokat elhanyagolja, továbbá némi plusz biztonsági tényezővel a céltól való negatív eltérés jobb, mint ha nagyobb lenne az erő.

A relatív kötelerő-változás az átlagos kötelerőhöz viszonyítva 25%, amely az elérhető legjobb eredmény. A paraméterektől függően a kötelerő az emelés során akár többszörösére is nőhet, így az optimalizációs folyamat során a relatív kötelerő változásra kapott 100-150%-os eredmények sem voltak ritkák.

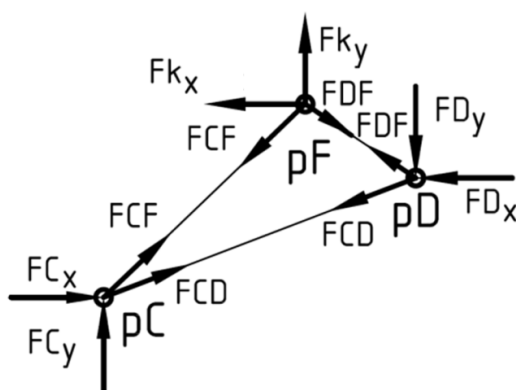
Így sikerült teljesíteni a csörlő teljesítmény-kihasználtságára vonatkozó optimalizációs célt.

4.4. A rúderőviszonyok vizsgálata

A szerkezetet a sematikus ábrához hasonlóan rudakból, valamilyen profilos szelvényekből építem fel. A rúderők kiszámításával ezek méretezhetők, szilárdságilag ellenőrizhetők. A rúderők meghatározásakor figyelembe kell venni, hogy a szerkezetnek két oldala van, így az erők feleződnek. A számszerű eredmények ettől kezdve már egy oldalra vonatkozó értékek.

A felső emelőkar rudakra bontása

A rúderők meghatározásához fel kell bontani a felső, háromszög alakú emelőkart három rúdra, majd a kapott csomóponti erőkkel a belső rúderők meghatározhatók. A belső, rúderők jelöléseit a 4.12. ábra mutatja.



4.12. ábra. A felső karra ható erők, és a belső rúderők

A belső rúderőket x és y irányú komponenseikre felbontva a pC , pD , pF csomópontokban így az alábbi egyenletek írhatók fel.

A pC csomópontra:

$$FC_x + FCF_x + FCD_x = 0 \quad (4.13)$$

$$FC_y + FCF_y + FCD_y = 0 \quad (4.14)$$

A pF csomópontra:

$$FDF_x - FCF_x - Fk_x = 0 \quad (4.15)$$

$$Fk_y - FCF_y - FDF_y = 0 \quad (4.16)$$

Továbbá, mivel a rúderők rúdirányúak:

$$\frac{FCF_x}{FCF_y} = \frac{pF_x - pC_x}{pF_y - pC_y} \quad (4.17)$$

$$\frac{FCD_x}{FCD_y} = \frac{pD_x - pC_x}{pD_y - pC_y} \quad (4.18)$$

Így 6 egyenlet és 6 ismeretlen van, az egyenletrendszer megoldható.

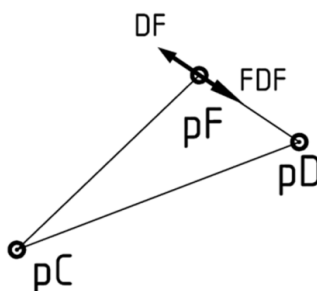
A rúderők előállítása

A rúderőket akkor lehet jól ábrázolni, ha azok az előjelkonvenciónak megfelelnek, azaz a húzott rudak rúdereje pozitív, a nyomottaké negatív.

Ehhez definiálok egy rúdirányú egységvektort, mely a rúd egyik végpontjából a másik végponttal ellentétes irányba mutat. Majd ezzel a vektorral szorzom skalárisan az ugyanazon pontból kiinduló rúderőt. Így a rúderő előjelhelyes lesz.

A rúdirányú vektor előállítását a pD és pF pontokat összekötő DF rúdon mutatom be, ez a (4.19) egyenletben látható, a jelölések magyarázatául a 4.13. ábra szolgál.

$$\overrightarrow{DF} = \frac{\begin{pmatrix} pF_x - pD_x \\ pF_y - pD_y \end{pmatrix}}{\sqrt{(pF_x - pD_x)^2 + (pF_y - pD_y)^2}} \quad (4.19)$$



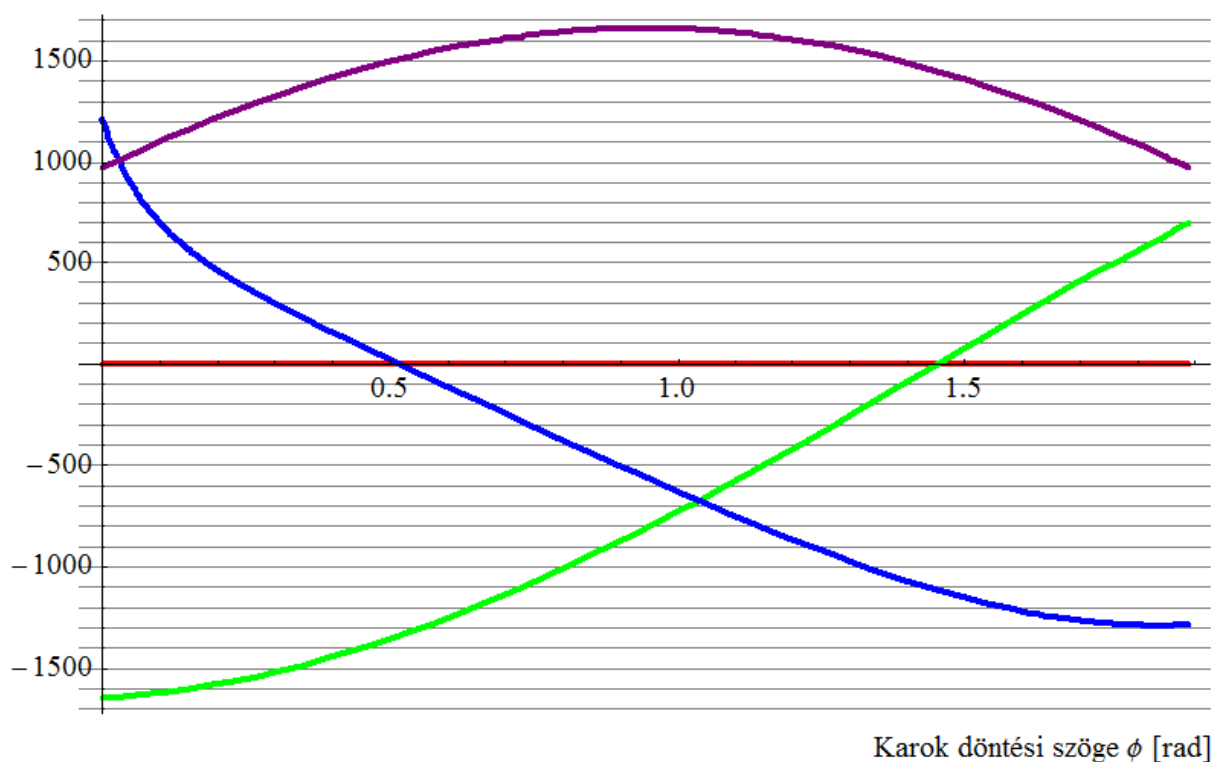
4.13. ábra. A rúdirányú egységvektor és a rúderő vektora

Ezen lépéseket minden rúdra elvégezve előállítható az összes rúderő. Ezután a kapott rúderők kifejezhetők az eredeti paraméterekkel, így azokat is ábrázolni lehet az emelési helyzet függvényében.

A rúderők változása az emelési helyzet függvényében

Amint azt a 4.14. ábra mutatja, a rúderők jelentősen változnak az emelés közben. A diagramon látszik, hogy a változás nem egyszerű matematikai függvény szerinti, a mechanizmus bonyolultsága miatt előzetesen biztosan nem lett volna megbecsülhető az erők szélsőértékének helye sem. Éppen emiatt készült a modell, hogy az erők nyomon követhetők legyenek.

Rúderők [N]
 Red: AB rúd
 Green: CD rúd
 Blue: CF rúd
 Purple: DF rúd



4.14. ábra. A rúderők a döntési szög függvényében

Az ábrán látható, hogy a rúderő a *CD* és a *CF* rúd esetén irányt vált az emelés közben, a rudak húzottból nyomottá válnak és fordítva. A *DF* rúd végig húzott marad. Az *AB* rúd pedig valóban terheletlen, amint azt előzetesen állítottam.

A rúderők maximumát és minimumát a 4.1. táblázat tartalmazza.

rúd neve		AB rúd	CD rúd	CF rúd	DF rúd
rúderő [N]	maximum	0	701,4	1213,8	1660,0
	minimum	0	-1648,4	-1290,2	972,8
rúd jellege		terheletlen	nyomott	nyomott	húzott

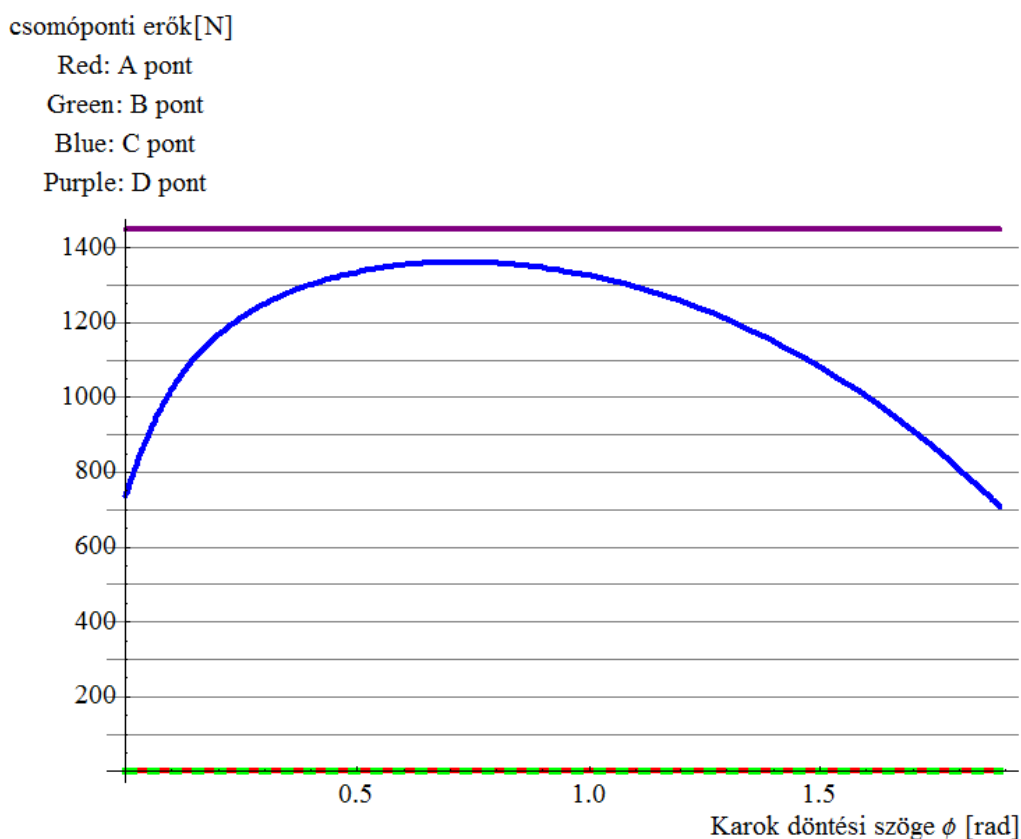
4.1. táblázat. A rúderők szélsőértékei

A rudak méretezésekor a nyomott jelleg, azaz a negatív rúderő veszélyesebb, mivel ez kihajlást okozhat. Így amelyik rúdnak nem elhanyagolható a negatív rúdereje a pozitívhoz képest, nyomottnak kell tekinteni, és kihajlásra ellenőrizni.

4.5. A csapokra ható csomóponti erők vizsgálata

A csomóponti erők abszolút értékének meghatározására a csapok méretezéséhez, ellenőrzéséhez van szükség. A csomóponti erők x és y irányú komponenseit már ismertek, így a csomóponti erők vektorának abszolút értéke kiszámítható.

A csomóponti erők változását az emelés közben a 4.15. ábra mutatja



4.15. ábra. A csomóponti erők a döntési szög függvényében

A csomóponti erők közül csak a C csomópontban ható erő változik az emelés közben. Az emelés közben nő, mivel a terhelő súlyerő erőkarja nő, ahogyan az emelőkaron lévő tartóláda egyre hátrébb kerül. Majd újra csökken, ahogy a terhelő súly ismét közelebb kerül.

A letalpaló deszkákat tároló rekesz a D pontban csatlakozik az emelőkarhoz. Ebben a pontban nem változik az erő, mivel a tárolóban lévő deszkák súlya is állandó.

Mivel az AB rúd terheletlen, a végpontjaiban lévő csomóponti erők is zérusak.

A csomóponti erők maximumát a 4.2. táblázat tartalmazza.

csomópont	A	B	C	D
maximális erő [N]	0	0	1361,9	1450,0

4.2. táblázat. A csomóponti erők maximuma

A kapott csomóponti erőket a csapok szilárdsági méretezése, ellenőrzése során használok fel.

4.6. Felrögzített üzemállapot vizsgálata

A szerkezet felrögzített üzemállapota azt jelenti, hogy az emelés befejeződött, a reteszelő csapot és a biztosítót bedugták, a szerkezet csak a tároló funkcióját tölti be.

Ebben az üzemállapotban a daru közúton közlekedik, így a szerkezetre a daru mozgásából adódó erők hatnak.

Az szimulációt végeselemes szoftver segítségével végeztem el, mivel analitikusan nem lehet az oldalerőkből adódó reakciókat meghatározni, mert így egy statikailag túlhatározott rendszer áll elő. A felhasznált program Ansys Workbench volt, bár a CAD modell SolidWorks-ben készült. A SolidWorks FE modulja azonban kevésnek bizonyult a számítás lefuttatásához, a modell mérete és a kontaktok nagy száma miatt.

A rögzített üzemállapoton belül több terhelési esetet vizsgáltam. A terhelési esetek az autódaru mozgását szimulálják. A közlekedés során a jármű gyorsíthat, lassíthat, kanyarodhat, behajthat egy kátyúba, ekkor különböző irányú és nagyságú gyorsulások lépnek fel a járművel együtt mozgó rendszerben. A különféle mozgások kombinálásával hozom létre a terhelési eseteket. Ahogyan a valóságban is, egyszerre többféle gyorsulás is fellelhető, mivel elképzelhető, hogy a jármű éppen kanyarodás közben gyorsít is, vagy éppen kátyúba zökken, stb.

A mozgás szimulálása a szerkezetre ható tehetetlenségi erőkkel

A jármű mozgása közben a vele együtt mozgó szerkezetre tehetetlenségi erők hatnak. Ezen erők meghatározására szabvány vonatkozik, melyre hivatkozva a konzulensem az alábbi irányadó értékeket adta:

- A daru kanyarodásakor fellépő oldalirányú gyorsulás: $0,3\ g$
- A daru gyorsításakor, vagy emelkedőre hajtáskor fellépő gyorsulás: $0,1\ g$
- Kátyúba huppanás, zökkenéskor fellépő gyorsulás: $0,3\ g$

Ahol g a gravitációs gyorsulás.

Kanyarodáskor a fellépő oldalirányú gyorsulás a szerkezetre oldalirányú tehetetlenségi erőként hat. Gyorsításkor ez az erő hátrafelé mutat. Kátyúba zökkenéskor pedig lefelé, hozzáadódva a nyugalmi súlyterheléshez.

Lassításkor nagyobb gyorsulás mérhető, mint a gyorsításkor, mert egy gépjármű mindig erősebben tud fékezni, mint gyorsítani. A jármű fékezéséből eredő gyorsulás hatásának vizsgálatától azonban eltekintek, mivel a tartóláda és a benne lévő deszkák elülső felülete felfekszik az állórész konzoljára, azaz lassításkor nekiszorul, nem terheli a karokat többlet erő. Így ez a terhelés nem jelent veszélyt a szerkezetre.

A tehetetlenségi erőket az emelendő tömeg, azaz a letalpaló deszkák súlypontjába redukálom koncentrált erőkként. Ezek az erők lesznek a modellben a terhelések, kombinációik pedig a terhelési esetek.

A modell egyszerűsítései

A végeselemes analízis során a szerkezet egy egyszerűsített modelljét használtam. Ez elsősorban a geometria egyszerűsítését jelenti. A rudak keresztmetszetét sarkosan, a szabványos profilok lekerekítéseit levágva modellezem. Így elkerülhető a végeselemes háló torzultsága, vagy éppen túlzott finomítása az eredmények szempontjából lényegtelen helyeken.

További egyszerűsítés, hogy nem a teljes szerkezet, csupán annak a mozgó része került modellezésre, mivel ez a kritikus az oldalerők szempontjából. Az állórésznek csupán azon részletei kerültek be a modellbe, amelyekhez a mozgórészszel összekötő csapok kapcsolódnak. Az állórész is egy L profilú acél szelvény, amely a csapok

csavaró hatása miatt alakváltozhat, csapok befogása nem tekinthető merevnek, ezért az állórész egy részét is bemodelleztem a csapok körül.

A letalpaló deszkák sincsenek modellezve, az ezekről átadódó erők analitikusan kiszámolva, a hatásfelületen megoszló erőkként kerültek a modellbe.

A végeseleemes háló

Terhelés, igénybevétel szempontjából egy szerkezetnek mindig vannak kritikus és kevésbé lényeges, szinte terheletlen részei. Ezek eltérő hálózást igényelnek ahhoz, hogy elkerülhető legyen, hogy a kritikus részek túl ritka, vagy éppen a lényegtelen részek túl finom hálót kapjanak. A szerkezet alkatrészeit ezért a hálózás megkönnyítése érdekében feldaraboltam, külön testként kezelve az eltérő jelentőségű részeket. Így eltérő típusú és minőségű háló alkalmazható a különböző részekben. A felbontáskor ügyelve arra, hogy a rudak középső, geometriai diszkontinuitásoktól mentes részei külön testek legyenek, ezen részekre hexa-háló, míg a bonyolultabb geometriákra marad a tetra-hálózás. A kritikus részekre pedig külön hálófinomság állítható be, így javítva a háló minőségét, ezáltal az eredmények pontosságát.

A lényegtelen, de szabályos geometriájú részeket hexa hálóval behálózva az elemszám a tetra hálóhoz képest csökkenthető, azonos minőségű háló mellett. Mivel egy ekkora szerkezetnél, melyben a kontaktok kiemelt jelentőségük miatt nem helyettesíthetők egyszerű, ragasztott (*bonded*) kapcsolattal, a számítási kapacitás-igény csökkentése érdekében mindent meg kell tenni. A lefuttathatóság így is éppen a határon volt, a számítás futtatása közben a program szinte a teljes memóriát felhasználta a RAM-ból (4gb).

Hátránya a módszernek, hogy így a feldarabolt testek közötti kapcsolatot egyesével kell definiálni. A program CAD modell importálásakor a kapcsolódó testeket automatikusan *bonded* kényszerrel köti össze. Azonban ezek közül ki kell szűrni azokat, ahol nem erre a kapcsolatra van szükség, tehát a csapok kapcsolódásánál. Sajnos, mivel a geometria módosításakor azt újra importálni kellett a végeseleemes rendszerbe, az összes (159) kapcsolatot át kellett nézni minden módosításkor.

A hálót lokálisan a csapok körül is sűrítettem, a kontaktok pontosítása érdekében.

Hálósűrűségi adatokat paraméterekkel állítottam be, így azok egyszerűen állíthatók voltak a hálófinomság eredményekre gyakorolt hatásának vizsgálatához.

A hálófinomság döntő módon befolyásolja az eredményeket. A hálót ezért ellenőrizni kell, többféle hálósűrűséggel is le kell futtatni a számítást. Addig kell sűríteni a hálót, amíg az eredmények már nem módosulnak jelentős mértékben. Ezt hálófüggetlenség vizsgálatnak nevezzük.

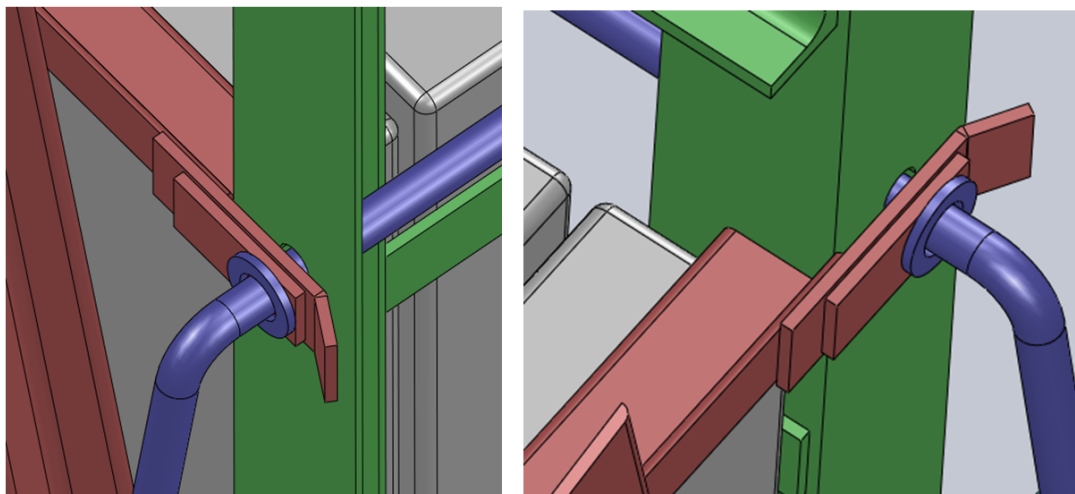
A szimulációt ezért többféle hálósűrűséggel is lefuttattam, az alábbiakban a megfelelő sűrűségű hálózással futtatott szimuláció adatai láthatók.

A modell peremfeltételei

Az állórészt helyettesítő 4 darab a csapok körül az alsó és a felső felületén, ahol a valóságban az anyag folytatódik, meg van fogva *fixed support* kényszerrel.

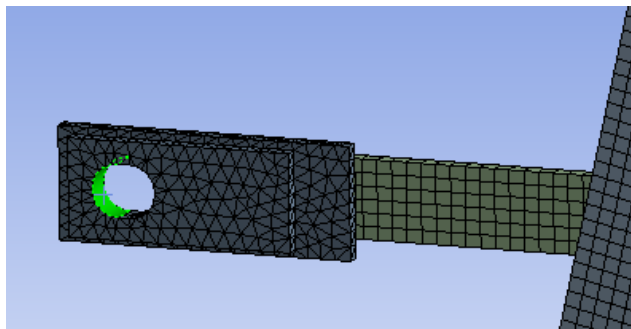
A mozgórész e 4 csap körül szabadon elfordulhatna, a felemelt állapotot a reteszelő rúd biztosítja. A valós kapcsolatot a 4.16. ábra mutatja. Az ábrán zöld színnel az állórész, pirossal a mozgó, kézzel a reteszelő rúd látható. Ennek a kényszernek a modellezése azért bonyolult, mivel a rögzítő fül és az állórész között 4mm hézag van. Oldalirányú terhelés hatására a szerkezet a deformációja során ez a fül hozzáér az állórészhez, így az is megtámasztja a karokat, átvéve a terhelés egy részét.

Mivel a kontakt csak a terhelés növekedése közben alakul ki, így két esetben, kétféle megfogással külön-külön elvégzem a szimulációt. A valóság éppen a két eset között van, de ha mindkét módon szilárdságilag megfelel a szerkezet, a valóságban is meg fog felelni.



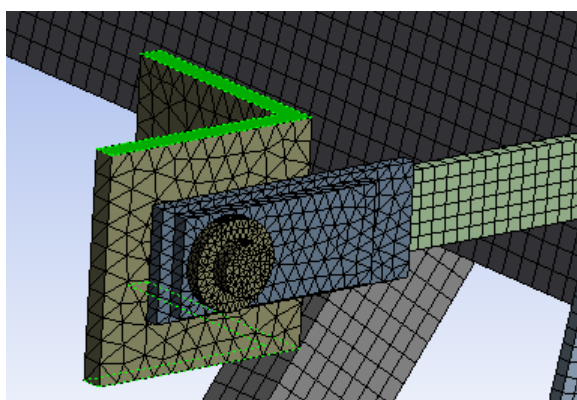
4.16. ábra. A reteszelő rúd, az állórész és a mozgórész kapcsolata

Első esetben a felső rögzítő fül el tud mozdulni axiálisan, csak radiálisan van megfogva cylindrical support kényszerrel, mely a rögzítő rudat helyettesíti.



4.17. ábra. A rögzítő fül megfogási felülete az első esetben

Második esetben a rögzítő fül hozzáér az állórészhez. Az állórészből modellezett darab a két felső végén be van fogva, ahogyan az állórész többi darabja is, az állórész és a hozzáérő rögzítő fül között pedig kontaktot hoztam létre.



4.18. ábra. A rögzítő fül és az állórész kapcsolódása a második esetben

Az emelőkarok szempontjából az első eset a veszélyesebb, mivel ekkor a teljes oldalirányú terhelést a karok veszik fel, az oldalerők hatására hajlanak.

A rögzítő fülekre nézve a második eset veszélyesebb, mivel ekkor ezek hajlító igénybevételt kapnak. Az alapterhelés hatására ezeknek csak húzó igénybevétele lenne, a hajlítás miatt azonban L-profilt alkalmaztam, ami egyben ütköző is.

A kontaktok modellezése

A kontaktok modellezésére alapvetően három lehetőség nyílik. Az első, hogy az alkatrészek egyszerű, *bonded* kényszerrel kapcsolódnak egymáshoz, így a szerkezet egy alkatrésznek tekinthető. Előnye, hogy így a szimuláció gyorsan lefut, hátránya, hogy az egymáson elmozdulni, elcsúszni képes alkatrészek a modellben nem így

viselkednek. A második lehetőség, hogy az egymáson elcsúszó alkatrészek *no separation* kényszerrel kapcsolódnak egymáshoz. Előnye, hogy így a valósághoz közelebb képet kapunk, viszonylag kis számítási teljesítmény igény mellett. Hátránya azonban, hogy a kapcsolatban a felületek nem válhatnak el egymástól, így például a csapok érintkezésekor a csapnak nem csak a nyomott felülete veszi fel a terhelést, mint a valóságban, hanem a húzott oldala is, amelyik a valóságban elválna a furattól. A harmadik lehetőség, hogy a kontaktokat a valósághoz még inkább hasonló *no friction* kapcsolatot használjuk. Ennél a kényszernél a felületek elválhatnak egymástól, de a kapcsolatba még nincs beépítve a súrlódás. Ettől pontosabb megoldás a kontakton belüli súrlódási tényező megadásával kapható. E kontaktok azonban igen nagy számítási teljesítményt igényelnek.

A szimulációt elvégeztem mind a három féle kontakttal. Az első és a második között lényeges eltérések voltak mind a feszültség, mind az elmozdulások tekintetében. A deformálódott modellen látszott, hogy az nem felel meg a valóságnak. A harmadik és a második eset közötti eltérés csupán a csapok környezetében volt tapasztalható. A harmadik eset futtatása azonban 7 óráig, míg a második 30 percig tartott. Ezért a második lehetőség szerinti kontaktokat használtam, azaz a *no separation* kapcsolatot az elmozdulni képes alkatrészek esetén. A csapok szilárdsági ellenőrzésekor azonban nem szabad teljes mértékben a vége-seleemes számítások eredményeire hagyatkozni, mivel a már ismert okok miatt itt nem a valós mechanikai kép alakul ki. Azonban a számítás végén lekérdezhetők a kontaktokban ébredő erők, így a csapok ezután analitikusan, helyes mechanikai modell alapján ellenőrizhetők.

A csapos csatlakozások a következő módon vannak modellezve:

- a csapok fej nélküli vége *bonded* kontakttal kapcsolódik a furatba a kicsúszás elkerülése végett.
- a fejes fele pedig *no separation* kontakttal kapcsolódik a furatba

A terhelések

A modellben a terhelés a letalpaló deszkák önsúlyából és a rá ható tehetetlenségi gyorsulásokból eredő erőkből áll össze. A modellben a letalpaló deszkák nincsenek modellezve, az azokról a tartóládára átvitt erő adja a terhelést. Az erők hatásfelülete tehát a tartóláda letalpaló deszkákkal érintkező felülete.

A végeselemes számítás eredményei

Mivel az analízist többféle terheléskombinációban, eltérő peremfeltételek mellett kellett elvégezni, ezért ezeket bemenő paraméterként definiálva, a terhelési esetekből úgynevezett design pointok hozhatók létre, amelyek egymás után, felhasználói beavatkozás nélkül lefuttathatók, például éjszaka.

A végeselemes analízis eredményeit kétféleképpen használok ki. Egyrészt a csomóponti és rúderőket lekérdezve, azokat a csapok és egyéb alkatrészek analitikus szilárdsági ellenőrzéséhez használok fel. Ezek a modellből a kontaktokban fellépő erőkként kérdezhetők le. Ezeknek az erőknek a komponenseit az analízis kimenő paramétereiként definiálva azok az analízis befejezése után táblázatban megjeleníthetők.

Más részről a kapott feszültségeket, elmozdulásokat kiértékelve az analitikusan nem számítható részek szilárdsági megfelelése is megítélhető.

4.7. A szilárdsági méretezés, ellenőrzés alapelvei

Az alkatrészek szilárdsági méretezését, ellenőrzést kétféle módon hajtottam végre. Az előző fejezetben ismertetett két üzemállapot vizsgálatának eredményei közül a legnagyobb terhelőerőkkel **analitikusan** ellenőriztem a csapokat, rudakat és egyéb számítható alkatrészeket. Másrészt a **végeselemes szimuláció** során kapott eredményeket kiértékelve ítélt meg a szerkezet szilárdsági megfelelését.

A mozgó rész rúdjaikat analitikus számítással kihajlásra, a csapokat felületi nyomásra, nyírásra és hajlításra ellenőriztem.

A tartóládát a végeselemes analízissel ellenőriztem szilárdságilag.

A csörlőtartó konzolokat és a kötél végén lévő horog beakasztási pontját tartó keresztkonzolt az emelés során maximális kötelerővel hajlításra ellenőriztem.

Az állórész függőleges konzoljának hajlításra történő ellenőrzését a rögzítő fülek függőleges helyzetétől függően végeztem el, így biztosítva a kompatibilitást a különböző darutípusokhoz.

A daru hátfalára rögzítő fülekre vonatkozóan a szilárdsági megfelelés alapján egy maximális hosszat határoztam meg, azon belül a hosszuk darutípustól függően változtatható.

5. Összefoglalás

A dolgozat során bemutattam a továbbfejlesztett berendezés tervezésének folyamatát, nagy hangsúlyt fektetve a **geometria optimalálására. Ez az, ami megkülönbözteti munkámat a szokványos feladatokról.** Az optimalálás az a fontos, de általában nehéz és időigényes folyamat, amely a szerkezetek tökéletesítésére szolgál. Azonban ez a lépés sok esetben idő, vagy a megfelelő tudás hiányában az ipari gyakorlatban kimarad. Viszont a befektetett idő és költség hosszú távon megtérül, a szerkezet anyag, gyártási és üzemeltetési költségeinek csökkenése által.

A feladat egy ténylegesen élő, aktuális téma volt, megfelelő megoldás esetén a cégnek határozott szándéka volt a berendezést legyártani és hasznosítani. Éppen ezért a feladat a tervezés befejeztével még nincsen készen. A költségek elemzése is fontos, hogy a cég dönthessen a gyártással járó befektetés üzleti megtérüléséről.

A szerkezet teljes költségét döntően a csörlő ára és az anyagköltség befolyásolja. A gyártási költségek az egyszerű technológiák (vágás, fúrás, hegesztés) miatt elhanyagolhatók az anyagköltséghez képest.

A költségbecslést egy darab szerkezetre végzem el.

Anyagköltség

Az anyagköltséget a szerkezetet alkotó szelvények hosszának összegével és a szelvény egységárával határozom meg. Az egységárakat a [9] számú forrásból nyertem, 2011. májusi adatokkal.

Szelvények, és méreteik [mm]		teljes hossz [mm]	egységár [Ft/szál]	szálhossz [m]	anyagköltség [Ft]
L-profil	60x60x6	4150	9100	6	6294
	40x25x4	12100	3200	6	6453
	20x20x3	1780	1800	6	534
Laposvas	30x4	2000	1400	6	466
Rúdacél	ø8	320	700	6	37
	ø14	480	2300	6	184
Összesen	-	-	-	-	13969

5.1. táblázat. Az anyagköltség számítása

Így tehát a teljes anyagköltség mintegy 14000 Ft.

A csörlő ára

Amint azt már korábban említettem, a választott csörlő egy quadokhoz ajánlott önmentő off-road csörlő. Ezeket a csörlőket mostohább körülmények közé tervezték, ráadásul egy-egy mentés alkalmával a csörlőt sokkal hosszabb ideig működtetik, mint ennél a berendezésnél. Így jelen esetben hosszú élettartam várható, mivel a csörlő igénybevétele kisebb, mint amire tervezték. Ezért a csörlő kiválasztásánál az elsődleges szempont az ár volt.

A választott csörlő: Horn Beta HPB 2000, kereskedelmi bruttó ára: 25650 Ft. [8]

A szerkezet egyéb, kisebb egységeinek, azaz a kötőelemeknek, csapoknak költsége elhanyagolható.

Így a teljes becsült költség: $26650 + 14000 = 40650$ Ft

A szerkezet tehát legkevesebb 40-45 ezer forintból legyártható, ha sikerül olcsóbb anyagbeszerzési forrást találni. Mivel én nem rendelkezem a cég beszállítóival kapcsolatban információkkal, az adatokat kiskereskedelmi forgalomban értékesítő cégtől nyertem.

Ezzel együtt azonban kijelenthető, hogy a szerkezet maximum 50 ezer Forint anyagköltségből legyártható.

Az elért eredmények értékelése

A legnagyobb sikernek a cég pozitív visszajelzését tartom. A feladat beadásakor egy prezentációt követően a cég vezetői azonnal a prototípus legyártása mellett döntöttek. Emiatt úgy gondolom, hogy az optimálási és konstrukciós feladat eredményes volt, az elért megoldást a feladatkiíró cég és konzulensem is pozitívan értékelte.

A konkrét szerkezet sikerességén felül azonban nagy eredménynek tartom az optimáláshoz használt eljárás kidolgozását is. Ugyanis ***az itt leírt módszerrel bármilyen, hasonló optimálási feladat gyorsan és egyszerűen megoldható.***

Ezek alapján kijelenthető, hogy a feladat eredményes volt és az abban felhasznált módszerek a későbbiek folyamán is hasznosíthatók.

Irodalomjegyzék

Nyomtatott irodalom:

1. Dr. Felföldi László: *Anyagmozgatási kézikönyv*. Műszaki Könyvkiadó, Bp., 1975.
2. Tóth-Molnár-Bisztray-Marosfalvi: *Gépelemek 1*. Műegyetemi Kiadó, Bp., 2008.
3. Frichherz és társai: *Fémtechnológiai táblázatok*, BV Kiadó, 2003.
4. Elter Pálné: *Szilárdságtan példatár*, Műegyetemi Kiadó

Internetes források:

5. Tadano katalógus www.tadanoamerica.com
6. Liebherr katalógus www.liebherr.com
7. 4x4 Akadémia Off Road kötélcsörlők
http://www.4x4akademia.hu/se-07001-el_csorlo.shtml
8. Texem Kft. Elektromos kötélcsörlők www.texem.hu
9. Madár és Madár Kft. Vas és acéláruk www.madarvas.hu
10. Wolfram Mathematica Help és Dokumentáció
<http://reference.wolfram.com/mathematica/guide/Mathematica.html>
11. Tóth János PhD oldala BME Matematika Intézet, Analízis Tanszék
<http://www.math.bme.hu/~jtoth/Mma/mma.html#pr3>
12. KX CAD Ansys segédletek www.kxcad.net/ansys