

Miskolci Egyetem és CASAR Drahtseilwerk Saar GmbH



GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR

**TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁS ERŐJÁTÉKÁNAK ELEMZŐ  
VIZSGÁLATA A TÁRCSAKOPÁSOK FIGYELEMBEVÉTELÉVEL**  
PH.D ÉRTEKEZÉS

KÉSZÍTETTE:  
**Malik András**  
Okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA,  
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET,  
ANYAGMOZGATÓ GÉPEK TERVEZÉSE TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:  
**Dr. Tisza Miklós**  
egyetemi tanár

TÉMACSOPORT VEZETŐ:  
**Dr. Döbröczeni Ádám**  
professor emeritus

TÉMAVEZETŐ:  
**Dr. Németh János**  
c. egyetemi tanár

TÁRS TÉMAVEZETŐ:  
**Dr. Szabó Tamás**  
egyetemi docens

Miskolc, 2015

## TARTALOMJEGYZÉK

<b>TÉMAVEZETŐK AJÁNLÁSA</b>	<b>IV</b>
<b>ALKALMAZOTT JELÖLÉSEK</b>	<b>VI</b>
<b>1. BEVEZETÉS</b>	<b>1</b>
1.1 A MŰSZAKI PROBLÉMA MEGFOGALMAZÁSA	4
1.2 NYITOTT KÉRDÉSEK	5
<b>2. A TUDOMÁNY ÁLLÁSA</b>	<b>6</b>
2.1. A TÖBBTÁRCÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁSOK ÁLTALÁNOS FELÉPÍTÉSE	6
2.1 VONÓELEM (KÖTÉL) JELLEMZŐK	7
2.1.1. Zártpázmás kötelek	8
2.1.2. Speciális forgásmentes kötelek	8
2.1.3. Tömörített pázmás kötelek	9
2.1.4. Műanyagbetétes kötelek	9
2.1.5. Kötelek kenése	10
2.1.6. Kötelek nyúlása	11
2.1.7. Kötelek hajlítási merevsége	13
2.1.8. Többtárcás súrlódó hajtásoknál alkalmazott kötelek	15
2.2 CSÖRLŐ (TÁROLÓ DOB) ÉS TÁRCSA JELLEMZŐK	15
2.2.1. Csörlő (Tároló dob)	16
2.2.2. Tárcsajellemzők	18
2.3. EULER ÖSSZEFÜGGÉS	21
2.3.1. A kötél, mint hajlékony vonóelem	21
2.3.2. Vontatás	23
2.3.3. Dob-, vagy tárcsa-hajtás	23
2.3.4. Megcsúszással szembeni biztonság	26
2.3.5. Nagyobb teljesítmény elérése: $\mu$ növelése alámetszett U, vagy V horony alkalmazásával	28
2.3.6. Nagyobb teljesítmény elérése: A tárcsa körülfogási szögének növelése	33
2.3.7. Az Euler összefüggés elhanyagolásai	34
2.4 TÖBBTÁRCÁS KÖTÉLHAJTÁSOK	35
2.4.1. Maximálisan átvihető kerületi erő: 3 hajtótárcsás rendszer esetén	37
2.4.2. Maximálisan átvihető kerületi erő	39
2.5. A VONATKOZÓ KUTATÁSI IRODALMAK ÉS KUTATÁSI ELŐZMÉNYEK FELDOLGOZÁSA	43
2.5.1. A jelenlegi kutatáson korábban dolgozók munkájának összefoglalása	43
2.6. A KUTATÁS KEZDETE ÉS CÉLKITŰZÉS	46
2.7. ÖSSZEFOGLALÁS	47
<b>3. TÖBBTÁRCÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁSOK MODELLEZÉSÉRE ALKALMAS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS TOVÁBBFEJLESZTÉSE</b>	<b>49</b>
3.1. PARAMÉTEREK BEMUTATÁSA	49
3.2. A MÉRÉSI ELV FELÜLVIZSGÁLATA	50
3.3. A 7 TÁRCÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS TOVÁBBFEJLESZTÉSE	53
3.3.1. A módosított 7 tárcás vizsgáló berendezés specifikációja	56
3.4. A MÉRÉSI FOLYAMAT PONTOS LEÍRÁSA	59
3.5. A MÉRÉSI FOLYAMAT ÉS A MÉRŐRENDSZER HITELESÍTÉSE	61

3.6. ÖSSZEFOGLALÁS	65
<b>4. AUTOMATIZÁLT KÉPFELDOLGOZÓ PROGRAM BEMUTATÁSA</b>	<b>66</b>
4.1. A MÓDSZEREK ALGORITMUSAI ÉS A KIDOLGOZOTT TESZTPROGRAMOK JELLEMZŐI	66
4.2. AZ OPTIMÁLIS MÓDSZER KIVÁLASZTÁSA	69
4.3. A PROGRAM BEMUTATÁSA	71
4.4. AZ AUTOMATA KÉPFELDOLGOZÓ PROGRAM HITELESÍTÉSE	73
4.5. ÖSSZEFOGLALÁS	76
<b>5. TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁSOK ERŐJÁTÉKÁNAK ELMÉLETI MODELLEZÉSE ÉS SZIMULÁCIÓJA</b>	<b>77</b>
5.1. A MODELL ELMÉLETI MEGFOGALMAZÁSA	77
5.1.1 Virtuális elmozdulás elve és az Updated Lagrange-féle leírás	78
5.1.2 Az inercia erők figyelembevétele	80
5.1.3 A húzott-nyomott rúdelem származtatása	80
5.1.4 Merevségi mátrix, tömeg mátrix	81
5.2 AZ ALGORITMUS LEÍRÁSA	84
5.2.1 A mozgásegyenlet idő szerinti numerikus integrálása	84
5.2.2 Egyensúlyi iteráció	85
5.2.3 Az algoritmus időlépésenként	86
5.3 A VÉGESELEMES ALGORITMUS KIBŐVÍTÉSE A ÉRINTKEZÉSI (KONTAKT) FELTÉTEL FIGYELEMBEVÉTELÉVEL	90
5.4 A VEM PROGRAM BEMUTATÁSA	91
5.5 A PROGRAM HITELESÍTÉSE	93
5.6 ÖSSZEFOGLALÁS	94
<b>6. AZ ELMÉLETI ÉS A MÉRÉSI EREDMÉNYEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA, ÁLTALÁNOSÍTÁS</b>	<b>96</b>
6.1. TRANZIENS JELENSÉGEK	96
6.2. ALAP FUTÁSOK, HITELESÍTÉS	98
6.3. ERŐFELÉPÜLÉS	103
6.3.1. Erőfelépülés: Terelési terhelési állapot	103
6.3.2. Erőfelépülés: Süllyesztés (fékezés)	109
6.3.3. Erőfelépülés: Emelés (hajtás)	110
6.4. KILAZULÁS	111
6.4.1. Kilazulás: Terelési terhelési állapot	112
6.4.2. Kilazulás: Süllyesztés (fékezés)	116
6.4.3. Kilazulás: Emelés (hajtás)	117
6.5. ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS	119
6.5.1. Erőfelépülés és kilazulás: Terelési terhelési állapot	119
6.5.2. Erőfelépülés és kilazulás: Süllyesztés (fékezés)	129
6.5.3. Erőfelépülés és kilazulás: Emelés (hajtás)	132
6.6. KRITIKUS PARAMÉTEREK ÖSSZEGZÉSE	137
6.7. EGY IPARI FELADAT VIZSGÁLATA	143
6.8. ÖSSZEFOGLALÁS:	145
<b>7. ÖSSZEFOGLALÁS</b>	<b>147</b>
7.1. NYITOTT KÉRDÉSEK MEGVÁLASZOLÁSA	147
7.1.1. Keletkezhetnek extrém feszültségállapotok, illetve túlerők stacionér üzemállapotban?	147
7.1.2. Ha igen, akkor milyen paraméterek befolyásolják a legnagyobb túlerő, illetve a legnagyobb kötélterők kialakulását?	147
7.1.3. Hogyan és milyen módon előzhető meg a jövőbeni balesetek, illetve a kötélterők szempontjából a nem kívánt hatások?	147
7.2. AZ ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA	149
7.3. TOVÁBBFEJLESZTÉS LEHETŐSÉGEI	152

7.4. SUMMARY	152
7.5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	154
<b>ÁBRAJEGYZÉK</b>	<b>156</b>
<b>TÁBLÁZATOK JEGYZÉKE</b>	<b>162</b>
<b>IRODALOMJEGYZÉK</b>	<b>164</b>
<b>PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN</b>	<b>167</b>
<b>MELLÉKLET</b>	<b>172</b>
M1. TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁSOK BEMUTATÁSA	172
<i>M1.1. A sodratokban ébredő csavaró nyomaték részletesebb leírása</i>	172
<i>M1.2. Kötelek felhasználása</i>	173
M2. TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁSOK MODELLEZÉSÉNEK BEMUTATÁSA	174
<i>M2.1. A kivitelezett 7 tárcsás vizsgáló berendezés további fotói</i>	174
<i>M2.2. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés specifikációja</i>	174
<i>M2.3. A rugómerevség számítása</i>	176
<i>M2.4. Mérési lap a 7 tárcsás vizsgáló berendezéshez</i>	178
<i>M2.5. További hitelesítési diagramok</i>	179
M3. AUTOMATIZÁLT KÉPFELDOLGOZÓ PROGRAM BEMUTATÁSA	180
<i>M3.1. Éldetektálós módszer</i>	180
<i>M3.2. Hasonlóság vizsgálat</i>	181
<i>M3.3. Cepstrum eljárás</i>	182
<i>M3.4. További hitelesítési diagramok</i>	184
M4. TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁSOK ERŐJÁTÉKÁNAK ELMÉLETI MODELLEZÉSE ÉS SZIMULÁLÁSA	186
<i>M4.1. A végeelemes diszkretizáció általános esetben</i>	186
M5. A VÉGESELEMES ÉS A MÉRESI EREDMÉNYEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA	187
<i>M5.1. A hitelesítési diagrammok paramétertáblázatai</i>	187
<i>M5.2. Erőfelépülés</i>	188
<i>M5.3. Kilazulás</i>	191
<i>M5.4. Erőfelépülés és kilazulás</i>	195
<i>M5.4. További VEM szimulációk: Nem hajtott tárcsák hatása</i>	199



## **Témavezetők ajánlása**

### **Malik András „Több tárcsás súrlódó hajtás erőjátékának elemző vizsgálata a tárcsakopások figyelembe vételével” című Ph.D. értekezéséhez**

Malik András több, mint 7 éve foglalkozik a többtárcsás súrlódó hajtások vizsgálatával. A téma aktualitását az jellemzi, hogy többtárcsás súrlódó hajtással kombinált csörlők esetén előfordult kötélszakadás, aminek okaira nem találtak magyarázatot. A téma vizsgálatát a német Casar kötélgyártó cég támogatta és két éves ösztöndíj támogatást nyújtott a jelöltnek, aki nagyon céltudatosan tevékenykedett. Továbbfejlesztette a többtárcsás súrlódó hajtás vizsgálatára alkalmasan kifejlesztett berendezést, illetve a segítségével mérhető húzóerők különféle paraméterek (tárcsakopásokból eredő méretkülönbségek, súrlódási viszonyok stb.) hatására meghatározható változását, a túlerők fellépésének okait. Kidolgozott egy képfeldolgozáson alapuló értékelési módszert, amellyel lehetővé vált a kötélágakban fellépő húzóerők megbízható meghatározása. A mérési eredmények ellenőrzésére kidolgozott egy VEM alapú számítógépes programot, amelynek a segítségével igazolni tudta a megállapításait.

Malik András elért eredményei, céltudatos és következetes hozzáállása, lényeglátása, gyakorlati és elméleti felkészültsége alapján alkalmasnak tartom további tudományos eredmények elérésére.

Miskolc, 2015. február 6.

Dr. Németh János  
c. egyetemi tanár

**Malik András „Több tárcsás súrlódó hajtás erőjátékának elemző vizsgálata a tárcsakopások  
figyelembe vételével” című Ph.D. értekezéséhez**

Malik András 2008 őszi félévében vette fel az általam tartott Nemlineáris rezgések című tantárgyat. Javaslatomra, ekkor kezdett el foglalkozni a többtárcsás súrlódó hajtások végeelem-módszerre alapozott dinamikai modellezésével. A kutatást több éven át kitartó szorgalommal végezte. Legalább heti gyakoriságú konzultációk alapján fokozatosan fejlesztette ki a húzott-nyomott rúdelemeket alkalmazó nemlineáris végeelemes programját, amely a Coulomb-féle törvényt alkalmazza a tárcsa és a kötél közötti súrlódás vizsgálatára. A dinamikai program egyik előnye, hogy egyaránt alkalmas az általa kísérletileg vizsgált nagy nyúlású rugórendszer valamint a gyakorlatban előforduló relatíve kis nyúlású kötelek modellezésére. A Jelölt által elemzett elméleti és gyakorlati feladatok meggyőzően bizonyítják a program hatékony gyakorlati alkalmazhatóságát. Malik András kitartó szorgalma és gyakorlatias szemlélete alapján alkalmasnak tartom eredményes kutatások folytatására.

Miskolc, 2015. február 6.

Dr. Szabó Tamás  
egyetemi docens

**Alkalmazott jelölések**

A dolgozatban KISKAPITÁLIS betűvel szedett személynevek a hivatkozott kutatókat jelölik. Az irodalmi hivatkozások [i]-ben szerepelnek, az Irodalomjegyzék című fejezetben szerző szerinti ABC-rendben összefoglalt munkáknak megfelelően. A saját publikációkra történő utalások [MAi] módon szerepelnek a Publikációk az értekezés témájában című fejezetben a publikáció típusa szerinti időrendi sorrendbe szedett cikkek alapján. A nyomtatott szövegben zárójel, idézőjel, és gondolatjel nélkül dőltbetűvel szedve publikációk címei, konferenciák elnevezései, szakmai-tudományos szervezetek nevei szerepelnek.

Görög betűvel jelölt mennyiségek	
$\alpha$	Tárcsára jellemző átfogási szög
$\beta$	Megcsúszással szembeni biztonsági tényező
$\beta_{lej}$	A ds ívhosszhoz tartozó lejtőszög
$\delta$	A variáció jelölése
${}^t\hat{\Sigma}$	Feszültség vektor a materiálisan nem lineáris analíziseknél
${}^{t+\Delta t}\boldsymbol{\varepsilon}, {}^t\boldsymbol{\varepsilon}$	Az Almansi alakváltozási tenzor a $t+\Delta t$ és a $t$ időpillanatban a 0 időpillanatra vonatkozóan
${}^{t+\Delta t}_0\boldsymbol{\varepsilon}, {}^t_0\boldsymbol{\varepsilon}$	A Green-Lagrange alakváltozási tenzor a $t+\Delta t$ és a $t$ időpillanatban a 0 időpillanatra vonatkozóan
${}^{t+\Delta t}_t\boldsymbol{\varepsilon}$	A Green-Lagrange alakváltozási tenzor a $t+\Delta t$ időpillanatban a $t$ időpillanatbeli konfigurációra vonatkoztatva (pl. felhasználva az elmozdulásokat a $t$ től $t+\Delta t$ időpillanatu konfigurációkon)
${}_0\boldsymbol{\varepsilon}, {}_t\boldsymbol{\varepsilon}$	Alakváltozási növekmény tenzor (Green-Lagrange) a 0 és a $t$ időpillanatu konfigurációra vonatkoztatva
$\varphi$	A ds ívelem kezdőpontjának pozíciószöge
$d\varphi$	A ds ívhosszhoz tartozó elemi átfogási szög
$\mu$	Súrlódási tényező (tapadó)
${}_0\boldsymbol{\eta}, {}_t\boldsymbol{\eta}$	Nemlineáris része a ${}^{t+\Delta t}_0\boldsymbol{\varepsilon}$ és a ${}_0^t\boldsymbol{\varepsilon}$ feszültségnövekményeknek
${}_0\rho, {}_t\rho$	A test fajlagos tömege a $t$ és $t+\Delta t$ időpillanatu konfigurációkban
${}^t\boldsymbol{\sigma}$	Feszültségtenzor a $t$ időpillanatban számolt feltételezett infinitezimális (végtelenül kicsi) elmozdulásokból
$\boldsymbol{\sigma}$	${}^t\boldsymbol{\sigma}$ növekménye
$\omega$	Szögsebesség
$\psi$	Az áthúzási szám.
${}^t\boldsymbol{\tau}, {}^{t+\Delta t}\boldsymbol{\tau}$	Cauchy féle alakváltozási tenzor a $t$ és $t+\Delta t$ időpillanatu konfigurációkban

${}^t\boldsymbol{\tau}^\nabla$  Jaumann-féle derivált tenzor a  $t$  időpillanatú konfigurációkban

${}^t\boldsymbol{\Omega}_{pi}$  Perdület tenzor a  $t$  időpillanatú konfigurációkban

Latin betűvel jelölt mennyiségek

${}^0A$  Kezdeti időpillanatban a test felülete

$\mathbf{B}_L; {}^0\mathbf{B}_L; {}^t\mathbf{B}_L$  Lineáris feszültség-elmozdulás transzformációs mátrixok

${}^0\mathbf{B}_{NL}; {}^t\mathbf{B}_{NL}$  Nemlineáris feszültség-elmozdulás transzformációs mátrixok

${}^0\mathbf{B}_L; {}^t\mathbf{B}_L$  Lineáris alakváltozás-elmozdulás mátrix a  $t$  időpillanatban a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban

$\mathbf{B}_L$  Lineáris feszültség-elmozdulás mátrix (kis elmozdulásokat feltételezve)

${}^0\mathbf{B}_{NL}; {}^t\mathbf{B}_{NL}$  Nemlineáris alakváltozás-elmozdulás mátrix a  $t$  időpillanatban a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban

$\mathbf{C}$  Csillapítási mátrix inkább  $D$ -vel szokták jelölni

$\mathbf{c}$  Feszültség-alakváltozás anyag jellemzők mátrixa (növekményes vagy teljes)

$\mathbf{C}$  Feszültség- és alakváltozás anyag tulajdonság mátrix

$\mathbf{c}$  Az anyagállandó negyedrendű tenzora

${}^0\mathbf{C}; {}^t\mathbf{C}$  Növekményes feszültség-alakváltozás anyag jellemzők mátrixa (növekményes vagy teljes)

${}^0\mathbf{C}; {}^t\mathbf{C}$  Az anyagállandó tenzora  $t$  időpillanatban a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban

${}^0\mathbf{C}; {}^t\mathbf{C}$  Érintő anyagjellemzők mátrixa a  $t$  időpillanatban a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban

${}^0\mathbf{C}; {}^t\mathbf{C}$  Az érintő anyagállandó tenzor komponensei  $t$  időpillanatban a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban

$d$  Kötél átmérő

$D$  Tárcsaátmérő

${}^t\hat{\mathbf{E}}$  Feszültségvektor a  $t$  időpillanatban csak a nemlineáris anyag analízisnél

${}^{t+\Delta t}\mathbf{e}; {}^t\mathbf{e}$  A teljes infinitezimális (végtelenül kicsi) alakváltozási / feszültségtenzor a  $t$  és a  $t+\Delta t$  időpillanatoknál

$\mathbf{e}$  Az  ${}^t\mathbf{e}$  növekménye

${}^0\mathbf{e}; {}^t\mathbf{e}$  A lineáris része a  ${}^{t+\Delta t}{}^0\boldsymbol{\varepsilon}$ , és a  ${}^t{}^0\boldsymbol{\varepsilon}$  feszültségnövekményeknek

${}^t\mathbf{F}, {}^0\mathbf{F}, {}^t\mathbf{F}$	Csomóponti erővektorok a $t$ időpillanatban
${}^t\mathbf{F}$	Csomóponti erővektor a $t$ időpillanatban a kezdeti elmozdulás hatások elhanyagolásával.
${}^t\mathbf{F}$	Csomóponti erők eredővektora megegyezik a csomóponti feszültségekkel a $t$ időpillanatban.
$F_{\text{ker}}$	Kerületi erő
$F_{\text{kon}}$	Külső koncentrált erő
${}^{t+\Delta t}{}_0\mathbf{f}$	Tömegegységre jutó fajlagos tehervektor a $t+\Delta t$ időnél és a kezdeti konfigurációnál
$d\mathbf{G}$	Vonóelemhez tartozó súlyerő, amelynek normális komponense $dG_n$ és a tangenciális komponense $dG_t$
$\mathbf{H}_s; \mathbf{H}$	Felület- és térfogat elmozdulások transzformációs mátrixa
$h$	Végeselemes interpoláló függvények mátrixa
$\mathbf{K}$	Időfüggetlen lineáris merevségi mátrix (kis elmozdulásokra)
${}^t\mathbf{K}$	Tangenciális merevségi mátrix a $t$ időpillanatban, amely magába foglalja a lineáris és nem lineáris feszültségi merevségi mátrixokat
${}^t_0\mathbf{K}_L; {}^t\mathbf{K}_L$	Növekményes lineáris merevségi mátrix
${}^t_0\mathbf{K}_{NL}; {}^t\mathbf{K}_{NL}$	Nemlineáris növekményes merevségi mátrix
${}^t\mathbf{K}$	Lineáris növekményes merevségi mátrix, a kezdeti elmozdulás hatásainak elhanyagolásával.
$\mathbf{K}$	Időfüggetlen lineáris rugalmassági, kis elmozdulású merevségi mátrix
${}^t_0\mathbf{K}_L, {}^t\mathbf{K}_L$	Lineáris alakváltozási merevség mátrix a $t$ időpillanatban a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban
${}^t_0\mathbf{K}_{NL}, {}^t\mathbf{K}_{NL}$	Nemlineáris alakváltozási merevség mátrix a $t$ időpillanatban a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban
${}^t\mathbf{K}$	Tangenciális merevségi mátrix a $t$ időpillanatban
$\mathbf{M}$	Tömegmátrix
$\mathbf{M}$	Időfüggetlen tömegmátrix
$\mathbf{M}$	Nyomatékszükséglet
$m_{\text{kötél}}$	A vonóelem, kábel tömege
$m_{\text{kiegyenlítő}}$	Az ellensúly tömege
$m_{\text{hasznos}}$	Hasznos teher tömege
$d\mathbf{N}$	A vonóelemre ható normális irányú erő

$q$	A ds elemi ívhosszra eső folyómétersúly
${}^{t+\Delta t}\mathbf{R}$	A külső erők alkalmazott teher vektora $t+\Delta t$ időpillanatban
${}^{t+\Delta t}\mathbf{R}$	Csomóponti elemek külső tehervektora
${}^{t+\Delta t}\mathbf{R}$	Külső erők virtuális
$r, s, t$	Elemekhez kötött természetes koordináták
$\mathbf{S}$	Kötélerő
$\mathbf{S}_1$	Az első tárcsánál lévő kötélerő
$\mathbf{S}_{n+1}$	Az utolsó tárcsánál lévő kötélerő
$\mathbf{S}_{fel}$	Felfutó ági kötélerő
$\mathbf{S}_{le}$	Lefutó ági kötélerő
$\mathbf{S}_k$	Csörlőknél a lecsévézés kezdetekor, az első menetben kialakuló kötélerő
$\mathbf{S}_v$	Csörlőknél a lecsévézés végén az utolsó menetben kialakuló kötélerő
${}^t_0\mathbf{S}; {}^t\mathbf{B}_{NL}$	A II. Piola- Kirchhoff-féle feszültségvektor és mátrix
${}^t_0\mathbf{S}, {}^{t+\Delta t}_0\mathbf{S}$	A II. Piola-Kirchoff feszülstégtenzor a $t$ és $t+\Delta t$ időnél a kezdeti konfigurációban
${}^{t+\Delta t}_t\mathbf{S}$	A II. Piola-Kirchoff feszülstégtenzor a $t$ és $t+\Delta t$ időnél a pillanatnyi konfigurációban
${}^t_0\mathbf{S}, {}^t\mathbf{S}$	A II. Piola-Kirchoff feszülstégnövekmény a $t$ időnél a kezdeti és pillanatnyi konfigurációban
${}^t_0\mathbf{S}, {}^t_0\hat{\mathbf{S}}$	II. Piola-Kirchoff feszülstégmátrix és vektor a $t$ idejű konfigurációban a 0 idejű konfigurációra vonatkoztatva
$ds$	Elemi ívhossz
$\mathbf{T}, \mathbf{T}+d\mathbf{T}$	A vonóelemre ható tangenciális irányú húzóerők
${}^t\mathbf{T}, {}^t\hat{\mathbf{T}}$	Cauchy féle feszülstégmátrix és vektor a $t$ időpillanatban
$t, t + \Delta t$	A $t$ és $t+\Delta t$ időpont a $\Delta t$ növekmény előtt és után
${}^{t+\Delta t}_0t; {}^{t+\Delta t}_0f$	A 0 időpillanatban a felület egységre és a tömeg egységre definiált felületi és testi terhelés vektorok
$t_\tau; t_\tau^c$	Cauchy-féle feszülstégvektor és mátrix
${}^{t+\Delta t}_0t$	Felületegységre jutó követő terhelési vektor komponens a $t+\Delta t$ időnél a kezdeti konfigurációban
${}^t\mathbf{u}, {}^{t+\Delta t}\mathbf{u}$	Elmozdulásvektorok a $t$ és a $t+\Delta t$ időpillanatban
$\mathbf{u}$	Növekményes elmozdulások vektora a $t$ időpillanatban
$u$	Csomóponti elmozdulás növekmény a $t$ -től a $t+\Delta t$ időpontig, úgy mint. $u =$

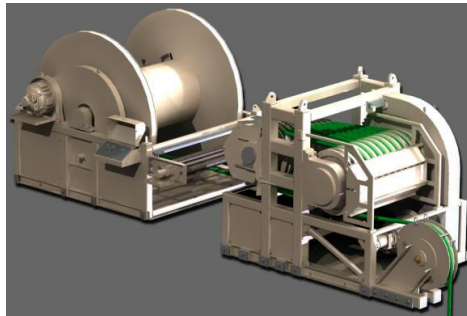
	${}^{t+\Delta t}\mathbf{u} - {}^t\mathbf{u}$	
$\mathbf{u}$		Csomóponti elemek növekményes elmozdulás vektora az $\mathbf{u}_j^k$ –ből előállítva
${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}$		Csomóponti elmozdulásvektor a $t+\Delta t$ időpillanatban a ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}_j^k$ –ből összegezve
${}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}}$		Csomóponti gyorsulásvektor
${}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}}, {}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}}$		Csomóponti sebesség és gyorsulásvektorok a $t+\Delta t$ időpillanatban
${}^t\mathbf{u}, {}^{t+\Delta t}\mathbf{u}$		Elmozdulásvektorok, 0 tól $t$ -ig és 0 tól $t+\Delta t$ ig
$\mathbf{u}$		Az elmozdulásnövekmény, a 0-tól $t+\Delta t$ ig és a 0-tól $t$ -ig elmozdulások különbsége
${}^t\mathbf{u}^k$		A $k$ -adik csomópont elmozdulása a $t$ időpillanatban.
$\mathbf{u}^k$		A ${}^t\mathbf{u}^k$ -hoz tartozó növekmény
${}^t_0\mathbf{u}, {}^{t+\Delta t}_0\mathbf{u}$		Az elmozdulásnövekmény deriváltjai a $t$ és $t+\Delta t$ időpillanatokig a ${}^0\mathbf{x}$ koordinátarendszerben
${}_0\mathbf{u}, {}^t\mathbf{u}, {}^{t+\Delta t}\mathbf{u}$		Elmozdulásnövekmények deriváltjai az ${}^0\mathbf{x}, {}^t\mathbf{x}$ és ${}^{t+\Delta t}\mathbf{x}$ koordinátarendszerre
${}^0\mathbf{V}, {}^t\mathbf{V}, {}^{t+\Delta t}\mathbf{V}$		A test térfogata a 0, $t$ és $t+\Delta t$ időpillanatban
${}^0\mathbf{x}, {}^t\mathbf{x}, {}^{t+\Delta t}\mathbf{x}$		Derékszögű koordinátarendszerben koordináták a 0, $t$ és $t+\Delta t$ időpillanatban
${}^0\mathbf{x}^k, {}^t\mathbf{x}^k, {}^{t+\Delta t}\mathbf{x}^k$		Derékszögű koordinátarendszerben a $k$ csomópont koordinátái a 0, $t$ és $t+\Delta t$ időpillanatban
${}^0_t\mathbf{x}, {}^t_0\mathbf{x}$		Koordinátaderiváltak a 0 és $t$ időpillanatban a $t$ és 0 koordinátarendszerben

---

## 1. Bevezetés

A többtárcsás súrlódó hajtásokat napjainkban széles körben alkalmazzák. Az univerzális felhasználhatóságuk abban rejlik, hogy a vonóelemmel átvihető kerületi erő jelentősen megnövelhető, mert az átvihető kerületi erő arányos a tárcsák számával, amelyek a rendszer megcsúszás elleni biztonságát is adják.

A súrlódó hajtásokat sok esetben csörlő- és dobrendszerekkel együtt használják, amelyeken a vonóelemet (kötél) tárolják. Az 1.1. ábrán látható egy általános többtárcsás súrlódó hajtás CAD modellje.



1.1. ábra. Többtárcsás súrlódó hajtást bemutató CAD modell

A csörlőket általában függőleges alternáló mozgásra használják, de lényeges azt ismerni, hogy a terhelten le- és felfelé mozgás milyen arányban oszlik meg. Az emelés (hajtás) és süllyesztés (fékezés) aránya alapján három alapeset definiálható:

- A rendszert elsődlegesen teheremelésre használják;
- a rendszert arányaiban egyformán használják teher emelésre és süllyesztésre;
- a rendszert elsődlegesen teher süllyesztésre használják.

A jobb szemléltetés érdekében néhány gyakorlati példán keresztül történik a korábban említett három általános terhelési program bemutatása. Az 1.2. ábrán látható Liebherr cég által gyártott cölöpverő gépnél a terhelés szempontjából a 100%-os emelés a jellemző. A kalapácsfejet minden esetben a torony tetejéig emeli a rendszer. Ezután a kioldás pillanatától a hajtás szabadonfutó



1.2. ábra. A Liebherr által gyártott cölöpverő gép

üzemmódba kapcsol és a nehéz kalapácsfej a gravitáció hatására felgyorsul, majd a cölöpnek ütközik.



Egy másik hasonló terhelési viszony definiálható a kábel, vagy kötélgyártás esetében is. Az 1.3. ábrán látható egy nagysebességű sodrógép végén elhelyezkedő súrlódó hajtás. A kábelt folyamatos nagy feszítés mellett húzza a többtárcsás súrlódó hajtás. A kábel kisebb erővel fut fel a csörlős tároló dobra, amely biztosítja a kötélmegcsúszásmentes hajtásához szükséges lefutó ági erőt.



1.3. ábra. Egy szabadvezeték-sodró gépnél használt súrlódó hajtás, [22]

A következő általános terhelési állapotnál az emelési és a süllyesztési fázisok a terhelés szempontjából közel egyformának tekinthetők. Ilyen rendszerek például a daruk, markológépek, a mélytengeri bányászatnál és bűvárkodásnál használt platformtelepítő egységek. Egy billenőgémes markológép látható az 1.4.a ábrán [22]. Az 1.4.b ábra szemléltet egy mélytengeri platform telepítő hajót, amely darurendszerrel rendelkezik [64].



a.



b.

1.4. ábra. Markoló kanállal szerelt daru (a.) és egy mélytengeri platform telepítő hajó (b.)

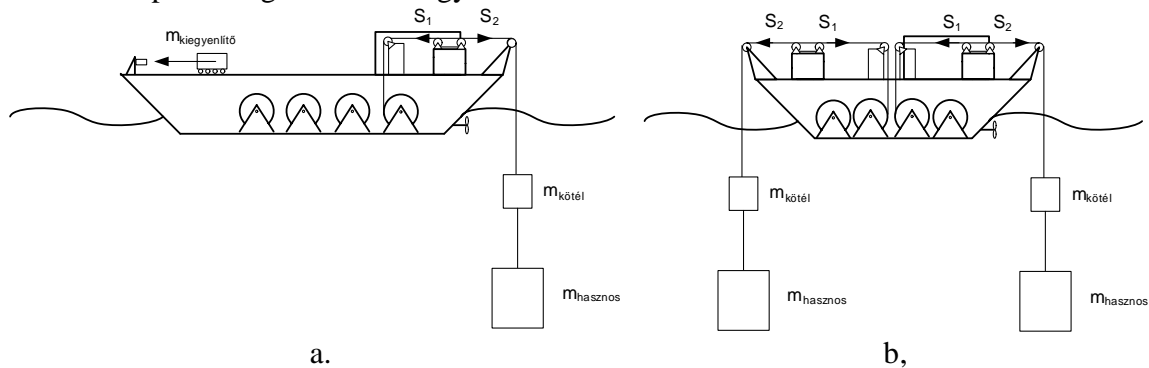
A két gép annyiban hasonlít egymáshoz, hogy a hasznos teherrel függőlegesen le és fel közel azonos utat tesznek meg, így az emelési és a süllyesztési fázisok aránya egyforma.

A harmadik bemutatott eset a terhelések szempontjából közel 100%-os süllyesztés, amely a kábelfektető hajókra jellemző. Az 1.5.a, b és c ábrákon látható kábelfektető hajó, amelyen az orr- és a farrészekén kialakított kötélmegvezető tárcsák jól megfigyelhetők.



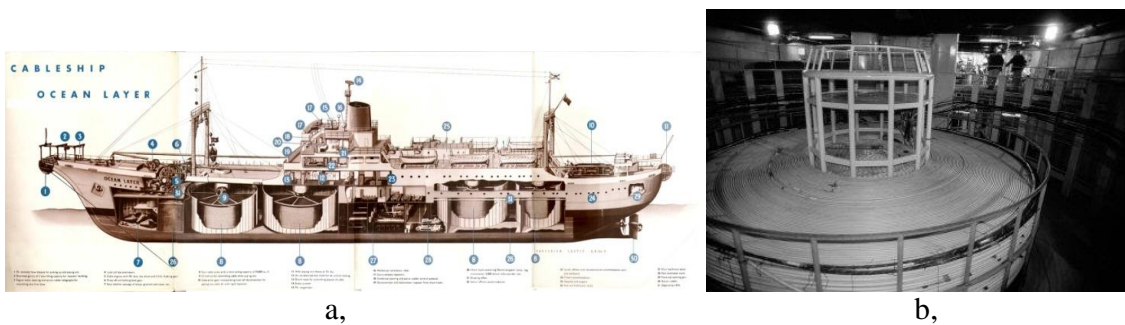
a. b. c.  
1.5. ábra. Kábelfektető hajóknál a jellemző orr és far kialakítások

A kábelfektetés vázlatát mutatja be az 1.6.a és b ábra. Az  $S_1$  és  $S_2$  a többtárcsás súrlódó hajtás végein lévő le- és felfutó ági kötélrőket jelölik, az  $m_{\text{kötél}}$  a kábel súlya, az  $m_{\text{kiegyenlítő}}$  az ellensúly és az  $m_{\text{hasznos}}$  a hasznos teher. Az 1.6.b ábrán olyan kábelfektető hajó látható, amely az orr és a far részen is képes a tenger fenekére egyszerre több kábelt is lefektetni.



a. b,  
1.6. ábra. Kábelfektetés elvi vázlat: a hajó a farrészen engedi a kábelt (a.) a hajó az orr- és a farrészen is képes engedni a kábelt (b.)

A kábeleket nagy dobokon tárolják a hajók belsejében, amelyek az 1.7.a és b ábrák szemléltetnek. Az 1.7.a ábrán a hajó metszeti képe, az 1.7.b ábrán egy nagy kábeltároló látható.



a, b,  
1.7. ábra. Kábelfektető hajó metszeti képe (a,) és a hajó gyomrában lévő kábeltárolók egyike. (b,)

### 1.1 A műszaki probléma megfogalmazása

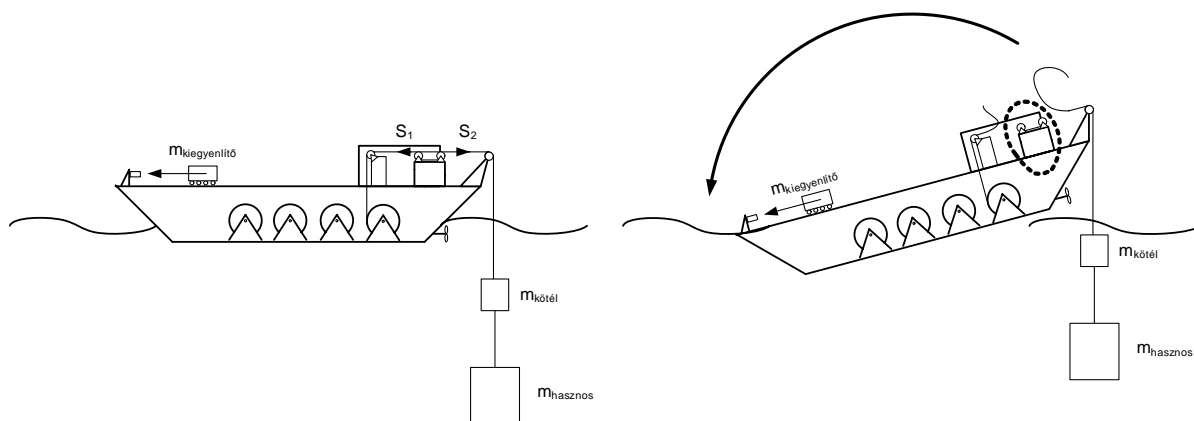
A jelen értekezés alapja, egy a Mexikói-öbölben előfordult baleset. Egy kábelfektető hajó a kábel fektetés közben felborult. Egy ilyen hajót mutat az 1.8. ábra. Az előzetes vizsgálatok alapján a felborulást a hirtelen bekövetkezett kötélszakadás okozta. Jelentős anyagi kár keletkezett. A kötélszakadás okaira a mai napig nem derült fény.



1.8. ábra. Általános kábelfektető hajó

A hajón az 1.7.b ábrán bemutatott kábeltárolókat használták. A kábelt a tárolókról tárcsás rendszereken egy többtárcsás súrlódó hajtáson vezetik át. A hullámszás hatását rugós megtámasztású csillapító rendszerek használatával küszöbölik ki.

A folyamatos kábelmozgatás közben a vízbe eresztett kábel mennyisége és tömege nő, illetve a hasznos teher össztömege is nagy. A kötél felcsévélésénél, lecsévélésénél, vagy egyszerű tárolásnál a tároló doboknál nagy kötélterők nem alakulhatnak ki. A szerkezeti károsodások, szakadások és a megcsúszások elkerülése ill. a kontrollálhatóbb süllyesztés és emelés érdekében szükséges a többtárcsás súrlódó hajtások alkalmazása.



1.9. ábra. A kábelfektetés vázlatja (a,) a hajó felborulása a kábelszakadás következtében (b,)

A problémát az 1.9.a és b ábra alapján részletezzük tovább. Az  $S_1$  és az  $S_{n+1}$  a súrlódó hajtási rendszer végein lévő kötélterők, amelyek a terheléssel arányosak, az  $m_{kötél}$  a kábel súlyának tömege, az  $m_{kiegyenlítő}$  az ellensúly és az  $m_{hasznos}$  a hasznos teher.

A balesetnél bekövetkezett kötélszakadás a többtárcsás súrlódó hajtásnál keletkezett. Az értekezés célja, hogy a hajtási rendszeren belüli erőjátékot feltárja.

## 1.2 Nyitott kérdések

A kábelfektető hajón működtetett csörlő-rendszerben bekövetkezett kötélszakadás a hajó felborulásához és elsüllyedéséhez vezetett. Felvetődött, hogy az ilyen balesetek hogyan előzhetőek meg? A kutatásaim során a következő kérdésekre próbáltam egzakt választ adni:

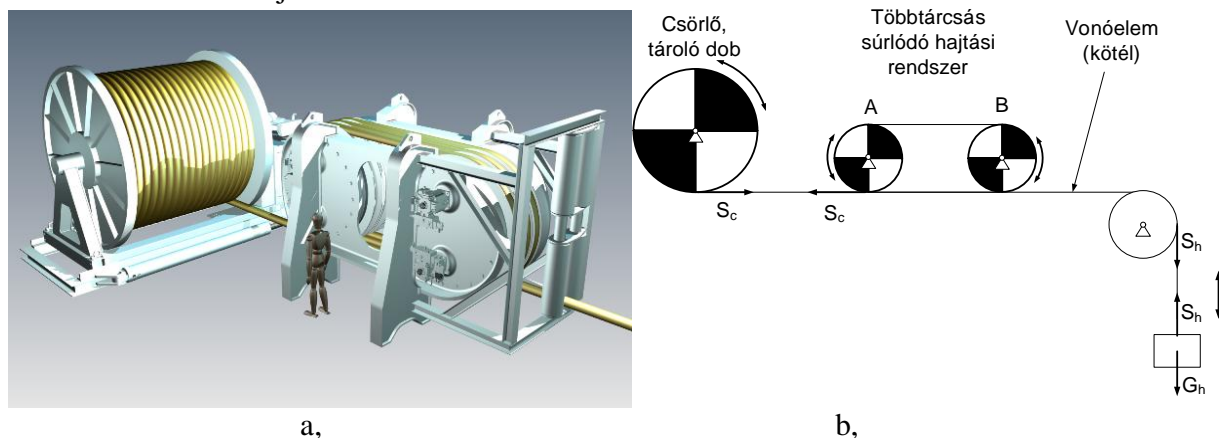
- Keletkezhetnek extrém feszültségállapotok, illetve túlerők stacionér üzemállapotban?
- Ha igen, akkor milyen paraméterek befolyásolják a legnagyobb túlerőt, illetve a legnagyobb kötélterők kialakulását?
- Hogyan és milyen módon előzhetőek meg a jövőbeni balesetek, illetve a kötélterők szempontjából a nem kívánt hatások?

*A kutatást CASAR Drahtseilwerk Saar GmbH Germany, a FUX ZRt. és a Miskolci Egyetem támogatta*

## 2. A tudomány állása

### 2.1. A többtárcsás súrlódó hajtások általános felépítése

A többtárcsás súrlódó hajtások általában három fő részből épülnek fel [39]. Az első a vonóelem (kötél), a második a csörlő (tároló dob) és a harmadik a többtárcsás hajtási rendszer. Egy általános rendszer CAD modellje és vázlata látható a 2.1. ábrán.



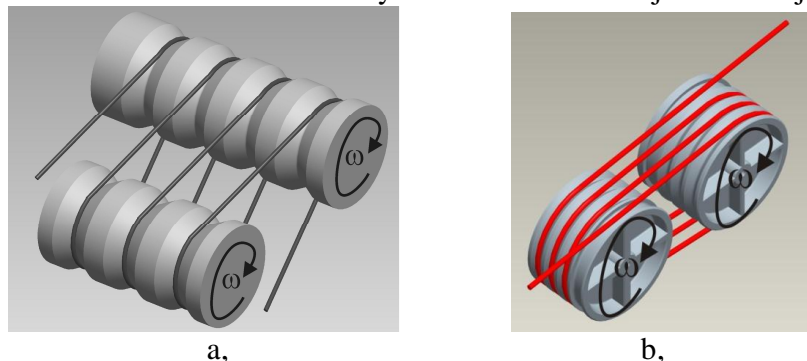
2.1. ábra. Egy általános felépítésű csörlőrendszerrel támogatott többtárcsás súrlódó hajtás CAD modellje (a.) és a CAD modell alapját képező kinematikai vázlat (b.)

A modern vonóelemek feladatukat és kialakításukat tekintve nagyon különbözőek lehetnek. A kötelek egyik jellemzője, hogy csak axiális irányú húzóerőt képesek felvenni. A hajlítási ellenállásuk kicsi és axiális irányú nyomóerőt nem tudnak felvenni.

A csörlő elsődleges feladata a vonóelem sérülésmentes tárolása, amely felcsévéléskor hajtott, lecsévéléskor fékezett, hogy a megfelelő felfutó ági erőt biztosítsa a többtárcsás súrlódó hajtás számára. A 2.1.b ábrán látható a csörlő, amely hajtással, vagy fékezéssel szabályozza az  $S_c$  kötelerőt.

A többtárcsás súrlódó hajtás feladata a megfelelő kerületi erő biztosítása, továbbítása. A hajtás tárcsáit a 2.1.b, ábrán az „A” és „B” jelölik. Az alapesetnél minden tárcsásor hajtott. A hasznos teher tömege  $G_h$ , az ebből származó kötelerő  $S_h$ .

A kötélszakadás a többtárcsás súrlódó hajtáson belül történt, ezért szükséges az ilyen típusú kötélhajtások működésének beható tanulmányozása. A tárcsás hajtások két jellemző változatát



2.2. ábra. Többtárcsás súrlódó hajtás tárcsáinak CAD modelljei: hengeres verzió, mart homyokkal (a.) és tárcsás verzió (b.)



mutatja be a 2.2.a és b ábra. A 2.2.a ábrán bemutatott változatra az jellemző, hogy két párhuzamos tengelyű dobon a kötélet megvezetésére alkalmas horonyrendszert képeznek ki. A 2.2.b ábra szerinti elrendezésnél két tengelyre rögzítik a tárcsákat.

A párhuzamos tengelyű hajtási rendszerek legfontosabb tulajdonsága, hogy szinkronhajtást alkalmaznak, vagyis az összes tárcsa, illetve dob szögsebessége állandó. Néhány esetben csak az egyik tárcsasor hajtott, a másik szabadonfutó. A kötélet hornyokban történő megvezetése azért fontos, mert így pontosan definiált a fel és lefutási hely. A többtárcsás rendszerekkel hajtják, vagy fékezik a kötelet, eközben a rendszer két végén a felfutó és a lefutó ági erő különböző. Amennyiben azonos, akkor a tárcsák terelő funkciót látnak el. Az említett súrlódó hajtás segítségével a kötélerő a tároló dobnál lecsökkenthető, így a kötélet károsodása megelőzhető.

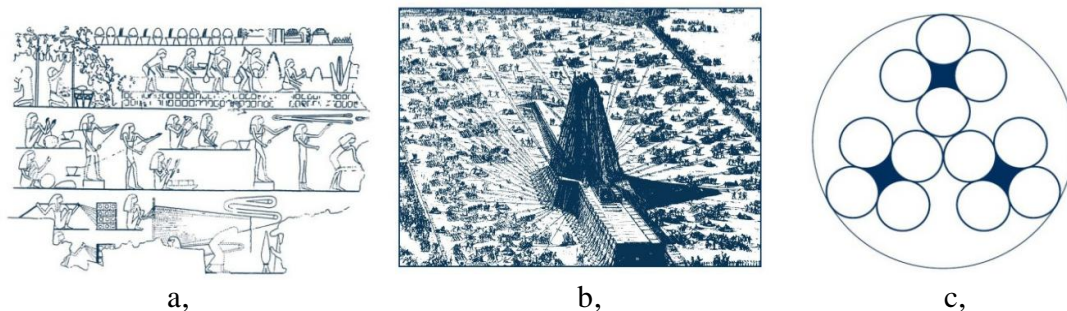
A fejezet célja, hogy az egyes elemek tulajdonságait és a hozzájuk tartozó elméleteket részletezze.

## 2.1 Vonóelem (kötél) jellemzők

A különböző szerkezetű köteleket számos területen alkalmazzák. A daruk, a liftek, a felvonók, a földmunkagépek, a hajózás és a halászat, a bányászat, a kötélpályák, a fakitermelő ipar, az olajipar, a repülőgép ipar stb. területein megbízható megoldásokat nyújtanak.

Az első kötelek már az ókorban bőrből, hajból illetve növényekből készültek. A legrégebbi illusztrált kötelet i.e. 9000-12000-re datálják. Egy Óegyiptomi rajzon már papiruszból készült kötelek gyártását is ábrázolták időszámításunk előtt 2000-ben (2.3.a ábra) [10]. A középkorban a Rómában található Szent Péter-téri obeliszk állítását több, mint 200 ember végezte kötelek segítségével (2.3.b ábra) [2].

A kötelek történetében a legnagyobb változást az Albert kötélet megjelenése jelentette. A XIX. századi bányák növekvő mélysége és fokozódó termelékenysége arra készítette Wilhelm August Julius Albert bányafőtanácsost, hogy a láncot és a kis teherbírású kenderkötelet valami jobb konstrukcióval váltsa ki [2,10]. A láncokat és a kenderköteleket acélkötelekkel helyettesítette, amelyek első változatait saját kezűleg fonta. Az Albert kötélet szerkezete a 2.3.c ábrán látható.

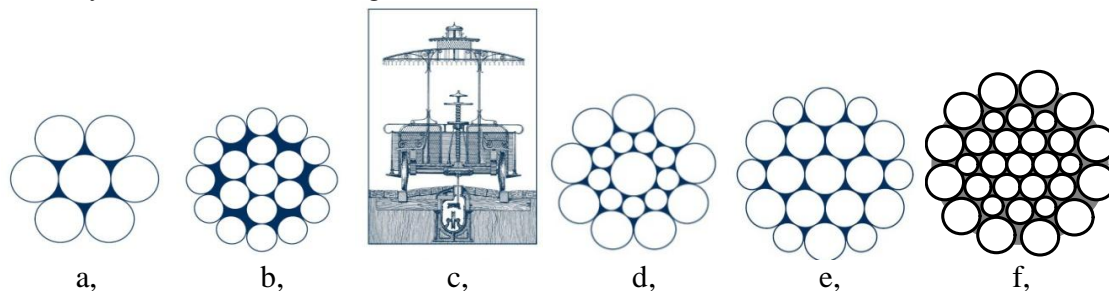


2.3. ábra. Kötélgyártás Egyiptomban i.e. 2000-ben (a.) és a Szent Péter-téren az obeliszk állítása 1586-ban. (b.), Az Albert kötélet szerkezete: 3x4x3,5mm (c.)

Az acélkötelek előnyeik miatt gyorsan elterjedtek. A kézzel sodrás nagyon lassúnak bizonyult, ezért a fonást gépesítették. A követelmények fokozatos növekedése a kötélet szakítóerejének növelését igényelte.

Az első lépés a központi acélszál alkalmazása és a huzalok számának növelése volt. Az első acél központi szála csévelt pászma a 2.4.a ábrán látható [33]. A többretegű pászmák segítettek abban, hogy a huzalszámot minél jobban növelni lehessen. Az első ilyen típusú kötélet (pászma) az 1x6-os pászma továbbfejlesztése 1x6x12 szerkezetűvé (2.4.b ábra) [8]. A megoldás jónak tűnt, viszont a pászmában így számos pontszerű huzalérintkezés alakult ki, amely előnytelen. A következő lépés a vonalérintkezésű pászmák felé vezetett. Az első megvalósítás a San Francisco-i Cable Car-nál

(2.4.c ábra [10]) történt, amelynél a kopásállósági és hajlékonysági kritériumok voltak a meghatározóak. Tom Seale oldotta meg a problémát a vonalérintkezésű pászmájával (2.4.d ábra [2]). Továbbfejlesztett változatok a töltőhuzalos pászmák (Filler) és a Warrington-féle huzalelrendezésű kötelek (2.4.e ábra [2]), amelyek vonalérintkezésűek. A Warrington és a Seale típusok előnyeiket ötvözték a Warrington-Seale szerkezetek (2.4.f ábra).

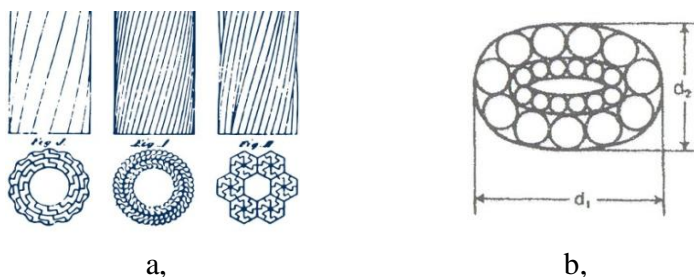


2.4. ábra. A 1x6-os acél központi szálás pászma (a.), a többbrétegű 1x6x12-es pászma (b.), A San Francisco-i Cabla Car (c.), A Seal szerkezet (d.), a Warrington szerkezet (e.) és a Warrington-Seal szerkezet (f.)

A fejlődés következő szakaszában a nagy szilárdságú huzalok alkalmazása terjedt el, amelyek hátránya a rossz alakíthatóság, így a továbbfejlesztés a sodrás előtti előalakítás volt, amelyre Connor tervezett egy új fonófejet a Quill-t [10]. Az előformázó fonófej az egyenes huzalszálat a kívánt végső geometriának megfelelő hullámhuzallá formázta. Az előalakítással a sodrás vált egyszerűbbé. Az egyszerűbb sodrásnak köszönhetően a kopásokkal szembeni nagyobb ellenállást tanúsító hosszodrású kötelek is megjelentek, amelyet John Lang dolgozott ki [10].

### 2.1.1. Zártpázmás kötelek

A hosszodrású kötelek megjelenése után Telfor C. Batchelor alkalmazott először nem kör szelvényű huzalokat. Az ötlete alapján megvalósította a zárt pázmás nem kör szelvényű huzalokból álló külső körpázmát (2.5.a, ábra) [10]. A kutatásait a kör keresztmetszetű huzalokból felépülő pászmákkal folytatta, amely területen a lapos-pázmás kötelek köthetőek Telfor nevéhez (2.5.b, ábra) [16].

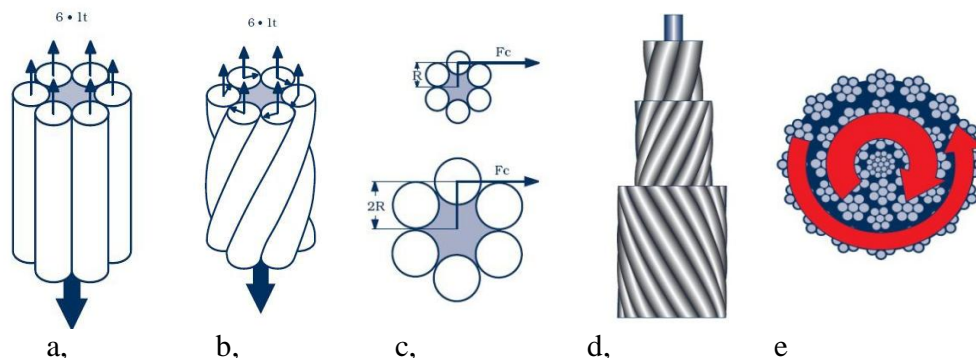


2.5. ábra. A nem kör szelvényű zárt pászma (a,) lapos pázmás kötél (b,)

### 2.1.2. Speciális forgásmentes kötelek

A forgásmentesség a kötelekkel szemben támasztott egyik fontos követelmény. Emelés vagy süllyesztés esetén a normál kötelekben a sodrásiránnyal ellentétesen nyomaték ébred, és ezért forogni kezdenek. A kötelek forgása egyszerű okra vezethető vissza. Példaként tekintsük a 2.6.a ábrát [63]. Ha hat huzalt az ábra alapján tengely irányban megterhelünk, akkor minden egyes huzal

axiális irányú ellenerőt fejt ki. Ha sodratot terhelünk meg az előző módon, akkor a sodrat geometriájából adódóan a sodrat átmérőjére nézve tangenciális erők is ébrednek (2.6.b ábra) [63, 2]. A kötélen kezdődően a sodrásiránnyal szemben forogni. A nyomtér arányos a húzóerővel és a kötélen átmérővel, amelyet a 2.6.c ábra szemléltet. Ugyanakkora kerületi erő nagyobb karon nagyobb forgatónyomatékokat eredményez. A kötélen forgását úgy lehet megakadályozni a legegyszerűbben, ha ellenkező irányú forgatónyomatékokat is biztosítunk a kötélen. A legegyszerűbben egy belső, ellentétes sodrásirányú réteggel lehet elérni (2.8.d és e ábrák) [10]. A csavaró nyomatékok keletkezésének részletesebb leírását az M1.1. mellékletben tárgyaljuk, [2, 32].



2.6. ábra. Egyenes huzalok tengelyirányú terhelése (a.), sodrott szerkezet tengelyirányú terhelése (b.), az átmérő hatása a forgatónyomatékokra (c.), a forgásmentesség biztosítása ellenirányú sodratokkal (d,e.)

### 2.1.3. Tömörített pászmák kötelek

A tömörített pászmák alapelve a normál kötelekhez képest az adott átmérőn megvalósított nagyobb fémes keresztmetszet. A nagyobb fémes keresztmetszet nagyobb szakítószilárdságot és élettartamot biztosít. Egy egyforma átmérőjű normál és tömörített pászma látható a 2.7.a és b ábrákon [10]. A 2.7. ábrák alapján megállapítható, hogy a tömörített pászma felülete nagyobb, ezért lényegesen nagyobb húzóerők elviselésére alkalmas, továbbá a kötélen a horonyban is nagyobb felületen fekszik fel. Az érintkező felületek nyomás-igénybevétele kisebb, ezért azok kopása is kisebb.



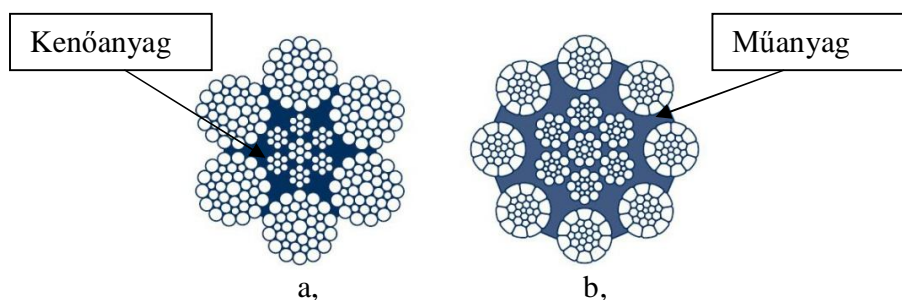
2.7. ábra. Normál kötélszerkezet és a tömörített kötélszerkezet (a.), A normál és a tömörített pászma felfekvése (b.)

### 2.1.4. Műanyagbetétes kötelek

A műanyag betét alkalmazása a köteleknél a legújabb fejlesztések eredménye. Egy általános acélbetétes kötélen és egy műanyagbetétes kötélen látható a 2.8.a és b ábrákon [10]. A műanyagbetétes köteleknél a pászmák nem érintkeznek, mert a köztes teret a műanyag tölti ki. A műanyag betét összetartja a kötélszerkezetet, gátolja a belső huzalszakadást, kizárja a nedvességet és a szennyeződést, körülveszi és megőrzi a kenőanyagot, stabilizálja a kötélen szerelésnél, elnyeli a dinamikai energiát, egyenletes járást biztosít és meggátolja a külső pászmák oldalérintkezését. A műanyagot kötélen alapanyagként is használják. A tisztán műanyagból készült kötelek könnyűek, de



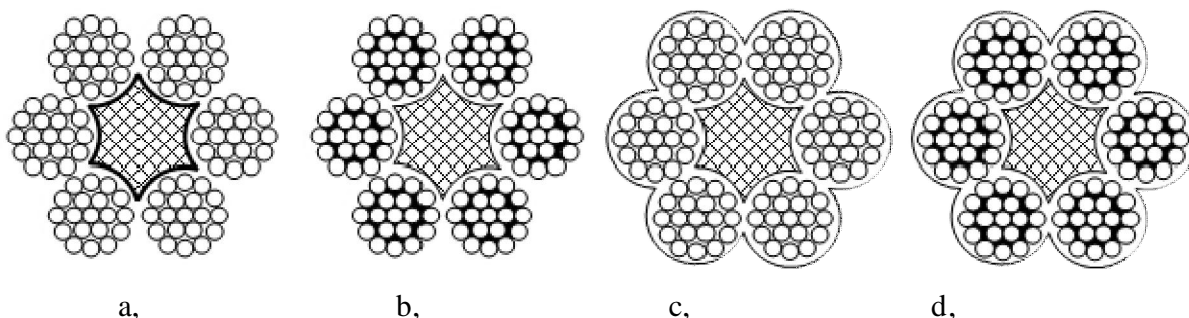
hátrányuk, hogy a nyúlásuk folyamatos. Az acél kötelek nyúlása fokozatosan csökken, ezért az optimális kötél anyaga az acél és a műanyag együttes használata.



2.8. ábra. A pászmák kenőanyagon ülnek (a,) ettől jobb megoldás a műanyag betét alkalmazása, ahol a pászmák közötti rést műanyag tölti ki (b,)

### 2.1.5. Kötelek kenése

A kötelek kenése elsődlegesen a kontakttulajdonságok változása miatt fontos, illetve a kötél élettartamára van jelentős hatással. A kontakttulajdonságok fontos paraméterek a pászma huzalai között, a pászma és a kötélbetét között, a pászmák között. Az egyes kenési típusok a 2.9. ábrán láthatók [31]. A kötélbetét kenést elsődlegesen a kötélbetét élettartamának növelése érdekében használják. A pászmák közötti kenés az elemi szálak közötti súrlódást csökkenti. A pászmák külső kenése a pászmák közötti kapcsolatot, illetve az élettartamot javítja.



2.9. ábra. Az általános kenési típusok: csak a kötélbetét van kenve (a,), a kötél pászmái belsőleg kenve (b,), a kötél pászmái külsőleg kenve (c,), a kötél pászmái belsőleg és külsőleg kenve (d,)

A kenőanyaggal szemben támasztott fontosabb követelmények [32,68,69]:

- savmentesnek kell lennie,
- tartósan jó adhéziós tulajdonságú legyen,
- jó kenési és kenhetőségi tulajdonságú legyen,
- akadályozza meg a szerves betét rothadását,
- tartósan biztosítson önkenést a kopás és a súrlódás csökkentésére,
- folyamatosan fejtsen ki korrózió elleni védőhatást,
- megfelelő viszkozitással és cseppenés ponttal rendelkezzen,
- a biztonságos üzemelés céljából kellő oxidációs stabilitással és megfelelő hideg törésponttal rendelkezzen.

A kenőanyagokat felhasználás szempontjából további négy csoportra oszthatjuk:

- általános rendeltetésű kenőanyagok,
- különleges rendeltetésű kenőanyagok,

- utókenést biztosító kenőanyagok,
- magas és alacsony hőmérsékleten üzemelő drótkötelek kenőanyagai.

Az általános rendeltetésű kenőanyagokat elsődlegesen az ipari drótköteleknél alkalmazzák. Ilyen rendszerek például a bányaiipari, az építőipari, a kohászati, a hajózási stb. kötelek. Különleges rendeltetésű kenőanyagok a kenő és védőhatás kifejtése mellett speciális követelményeknek is eleget kell tenni. Utókenést biztosító kenőanyagokat ott használják, ahol a drótkötelek az üzemeltetés során az eredeti kenőanyag egy részét elvesztik. Ezért a drótköteleket az előírásoknak megfelelően utókenéssel kell kezelni. A kenő és védőhatás kifejtése mellett speciális követelményeknek is eleget kell tenni, amelyek:

- kötélhárcsa és drótkötél között megfelelő súrlódás biztosítása,
- agresszív környezetben való megfelelő védőhatás,
- nagy hőmérsékletingadozás melletti folyamatos stabilitás.
- a német gyártmányú: NYROSTEN N-113, ELASKON-II.
- a magyar gyártmányú: NIRAL 590 (cseppenés pont 100-110 °C felett).

Utókenést biztosító kenőanyagok:

- magas lobbanáspontú és könnyen párolgó oldószert tartalmaznak,
- német gyártmányú: NYROSTEN N 113 FS és ELASKON RP 75 LM,
- magyar gyártmányú: NIRAL 560.

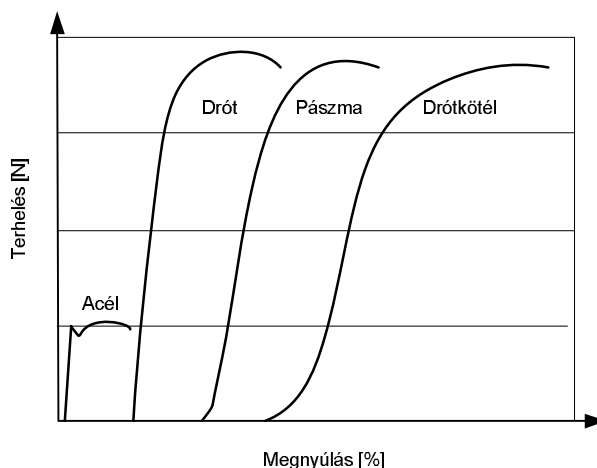
A felsorolt termékek alacsony hőmérsékleten is kiválóan szórható levegőmentes (airless), vagy levegőporlasztásos szóró berendezéssel, valamint ecseteléssel is felvihetők a kötélfelületére.

Magas hőmérsékleten üzemelő drótkötelek kenőanyagai:

- OCG 1000 kenőanyag: a rendkívül magas üzemi körülmények között működő, elsősorban kohászati kötelek kenésére javasolt.

### 2.1.6. Kötelek nyúlása

Az acél sodronykötelek felépítéséből adódik, hogy az elemi száltól egészen a pászmaig spirálisan formáltak. Húzóterhelés hatására és annak nagysága függvényében ezért az acéltól eltérő nyúlási görbével jellemezhetők [19]. Az 2.10. ábra mutat egy-egy példát a nyúlási görbékre egészen az acéltól a kötélíg. Az acél nyúlási görbéjét ismerjük. Ehhez képest már a drót is kialakításából adódóan hossz irányban jóval nagyobb nyúlásra képes.



2.10 ábra. Az acél, a drót, a pászma és a kötél jellegzetes nyúlási görbéi

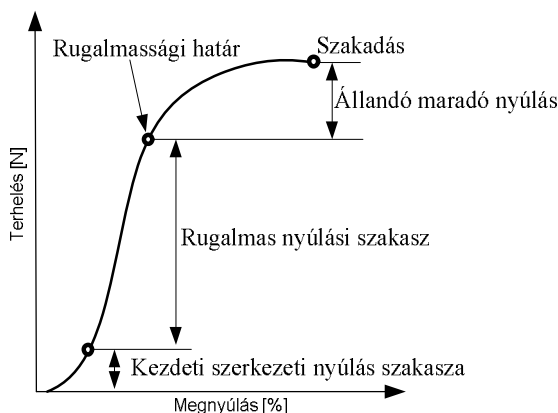
A húzóterhelés hatására és annak nagysága függvényében három különböző módon következhet be a kötelek terhelés alatti nyúlása [21]:

- Kezdeti szerkezeti nyúlás (kezdeti vagy állandó szerkezeti nyúlás)
- Rugalmas nyúlás
- Állandó, maradó nyúlás

Egy új kötélen első terhelésénél a nyúlást az elemi szálak igazodása, és érintkezési felületeik nyomás alatti kialakulása okozza. Ez a szakasz nem tartalmaz rugalmas alakváltozást illetve ez egy maradó megnyúlás. A köteleket sokszor már gyártáskor előterhelik, hogy ezt a szakaszt átugorják, mert ez a nyúlás átmérőcsökkenést is okoz, amely felhasználás szempontjából nem kedvező. Első lépésként a köteleket lassan megterhelik a névleges szakító szilárdságának 10%-kával [2,10,38]. Az ehhez tartozó megnyúlás mértékét rögzítik. Ezután lecsökkentik a kötélerhelést az eredeti befogási kötélerőre, majd feszítés-elengedés ciklusokban tízszer minimum a névleges szakítószilárdság 50%-áig terhelik. A 10 ciklusnál nem rögzítik az adatokat, mert ez a kötélen „bejáratására” szolgál. Ekkor formálódik a kötélen a végleges alakjára és ekkor alakulnak ki a végleges érintkezési felületek. Az utolsó szakaszban ismét 10%-os névleges terhelést alkalmaznak, amelynek eredményét a már a bekövetkezett maradó nyúlással lehet jellemezni.

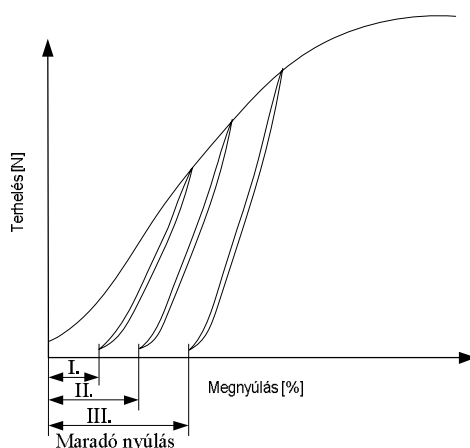
Az első fázist követően, a kötélen olyan módon nyúlik, amely hozzávetőlegesen megfelel a Hooke-törvénynek (a feszültség arányos az alakváltozással), amíg a rugalmassági határt el nem érjük. Fontos megjegyezni, hogy a drót kötelek nem rendelkeznek Young-féle rugalmassági modulussal, de egy "látszólagos" modulust lehet definiálni két fix terhelés közötti iránytangenssel. A rugalmassági modulust a görbe két pontja közötti iránytangens mutatja meg. A rugalmassági modulus változik a különböző konstrukciójú köteleknél, de általában nő a fémes keresztmetszettel arányosan [20]. A magasabb fémes keresztmetszetű szerkezetek ezért alacsonyabb megnyúlást produkálnak.

Az acélkötelek maradó nem rugalmas nyúlását az egyes elemi szálak folyáshatáron túli terhelése okozza. Az elsődleges ok például a kötélen túlterhelése. Ekkor a kötélerő a rugalmassági határt meghaladó megnyúlást okoz egészen a szakadásig. Erre mutat egy példát az 2.11. ábra. Másik ok lehet például a hő hatására bekövetkező nyúlás. Ez elsődlegesen a gyártási hőmérséklet és a felhasználási hőmérséklet közötti különbségekből adódik. Vagy a forgásból bekövetkező nyúlás, amelyet a szabad kötélvég elfordulása következtében alakulhat ki, illetve a kopásból adódó nyúlás, amelyet a belső elemi szálak kopása miatt bekövetkező fémes keresztmetszet csökkenés és ezzel együtt bekövetkező extra megnyúlást okoz azonos terhelés hatására.



2.11. ábra. Kötelek nyúlási szakaszai

Az előzőekből következik, hogy a kötelek maradó nyúlása az élettartamuk során folyamatosan nő, azaz a kötélnyúlás is nő. Ez a nyúlás a felhasználási feltételektől, terheléstől, kopástól, kötél szerkezettől stb. függ. Ezt a jelenséget a tervezéskor is figyelembe kell venni, mert a maradó hosszváltozással és a változó rugalmassági modulussal számolni kell. Egy egyszerű példát mutat be az 2.12. ábra a kötelek folyamatos maradó nyúlására. Az élettartam során a kötélnyúlás folyamatosan nagyobb és nagyobb maradó nyúlással rendelkezik (maradó nyúlás I, maradó nyúlás II. stb.), amihez eltérő erő-nyúlás görbék tartoznak. Fontos megemlíteni, hogy a kötelek megnyúlásának mértéke mellett a bekövetkező átmérőcsökkenéssel is számolni kell. Fontos kiemelni, hogy az új polimer és egyéb alternatív kötélanyagok egyik jellemzője az acélkötelekhez képest nagyobb és folyamatos nyúlás [64].



2.12. ábra. Kötelek nyúlása az élettartamuk során

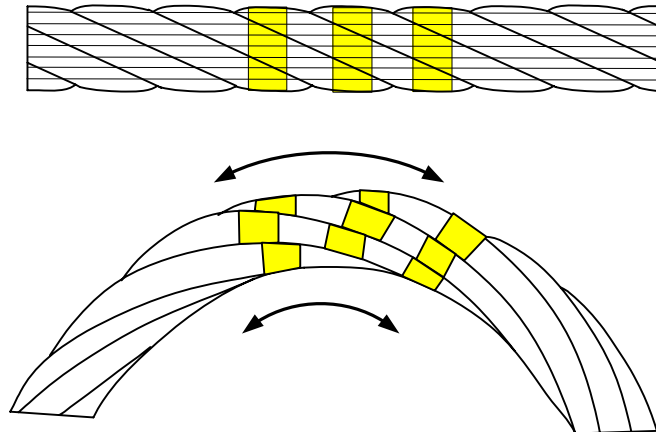
### 2.1.7. Kötelek hajlítási merevsége

A kötelek hajlítási merevsége alatt a hajlítással szembeni ellenállásukat értjük. Ha a köteleket meghajlítjuk, akkor hajlító feszültség keletkezik bennük. A hajlítási feszültség esetünkben a tárcsán átvett kötélnél jelentkezik.

A köteleket a rúdszerkezetek körében elkülönülő szerkezet típusnak tekintjük, mert a húzási teherbírásukhoz, ill. húzási merevségükhöz képest aránytalanul kicsiny a hajlítási merevségük. Kötelekben hajlító nyomatókat csak kivételesen, pl. a kötélvégeknél fellépő „peremzavarként” veszünk figyelembe, másrészt az elhanyagolhatóan kicsiny kihajlási kritikus erő miatt nyomóerő nem működhet bennük [2,10].

A hajlítás közben az egyes elemi szálak és pászrok egymáshoz képest is elmozdulnak. A görbületi sugárral arányosan a nagyobb sugárnál lévő kötélnyúlások nagyobb elmozdulást szenvednek el, mint a kisebb görbületi sugáron lévő részek. A 2.13. ábrán látható egy egyszerű magyarázó példa.

Minden drótkötélre jellemző a kifáradás, de annak természete vagy súlyossága a kötélnyúlás jellemzőitől és a felhasználási körülményektől függ. A hajlítási feszültség következtében kialakuló kifáradás akkor keletkezik, amikor az elemi szál elveszti a képességét a hajlításra vagy gátolva van a szabad sima mozgásban, illetve e kettő kombinációjakor, amely elemi szál töréséhez vezet. A kifáradást felgyorsíthatja a kopás, berágódás, vagy egyéb elemi szál sérülések is.



2.13. ábra. Kötélpásmák a kötéel hajlítása közben.

A hajlítási feszültségek nagyságát elsődlegesen a következő paraméterek határozzák meg:

- kötéel átmérője,
- tárcsa átmérője, hajlítási sugár,
- horonyalak,
- kenési viszonyok,
- terhelések,
- kötéel szerkezete,
- karbantartás.

A felsorolt paraméterek közül a kötéel átmérőjét és a hajlítási sugarat szokták először kiemelni. A gyakorlatban ezt a  $D/d$  viszonyal (tárcsa átmérő/kötéel átmérő) szokták jellemezni. Erre a hányadosra felhasználás függvényében más és más értékek javasoltak.

A egyes tárcsa horonyalak jellemzőkre a 2.2.2 fejezetekben térünk ki. Az „U”, az alámetszett „U” vagy a „V2 horonyalak növelik az átvihető terhelést, de a megnövekedett nyomás megakadályozza a kötéel elemi szálainak és pásmáinak a mozgását, így kevésbé jelentkezik a kiegyenlítődés. ezen horonyalakoknál a minél nagyobb  $D/d$  hányados javasolt az élettartam elkerülése miatt.

A kötéel kenését és annak jelentősége is ismertetésre került a korábbi fejezetekben. A kenés ezen belül is a belső kenés a hajtogatás szempontjából kedvezőbb, mert a belső elemi szálak könnyebben tudnak elmozdulni egymáson.

A kötéel szerkezete alapjaiban határozza meg a hajlítási tulajdonságokat. A fémes keresztmetszet vagy az elemi szálak érintkezése (pont, vonal, felületi), a sodrasi hossz stb. nagyban befolyásolják a kialakuló hajlítási feszültségek nagyságát.

A kifáradást és a kötéel élettartamot a következő tényezők befolyásolják:

- hajlítási feszültség és hajtogatás iránya,
- terhelési körülmény,
- sérülés,
- kötéel sebesség,
- kopás,
- korrózió,
- berendezés design,

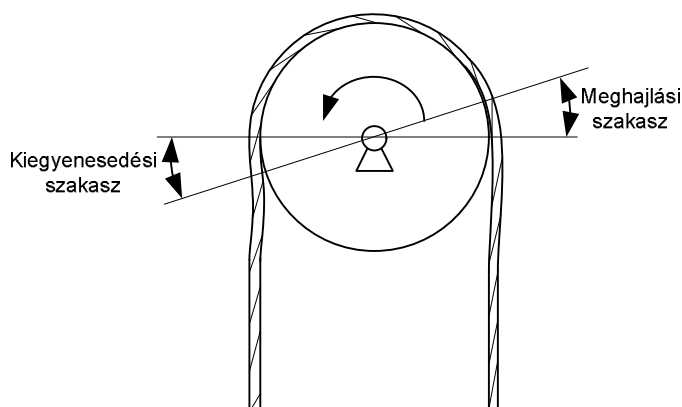
- karbantartás.

A hajlítási feszültséget befolyásoló tényezőket az előbbieken bemutattuk. A hajlítási feszültség növekedése esetén a kötélet élettartam arányosan csökken.

A ciklikus hajtogatásnál az elemi szálak és pászmaik egymáshoz képes mozognak. Ekkor belső kopások, berágódások is kialakulnak. Az ellentétes irányú hajtogatás jóval nagyobb igénybevételnek teszi ki a köteleket, mert azonos helyeken váltják húzó és nyomó feszültségek egymást.

A terhelési körülmények (a kötélerő, a hőmérséklet, a por stb.), a sérülés (elemi szál szakadás stb.), a kötélet sebesség, a kopás (belső, külső stb.), korrózió, a berendezés designja, vagy a helyes és rendszeres karbantartás megléte szorosan összefüggnek. Mindegyik befolyásolja a másik jellemzőt és összességükben a kifáradási jelenségeket.

A tárcsán átvett kötélnél fontos megemlíteni, hogy a tárcsára felfutó és az arról lefutó kötélet nem azonnal hajlik meg, illetve egyenesedik ki [10,49] Ez időben lejátszódó folyamat és a hajlítási merevség mértékétől függ. Erre mutat egy példát az 2.14 ábra.



2.14 ábra. Kötél tárcsára történő fel és lefutása: meghajlási és kiegyenesedési szakasz

### 2.1.8. Többtárcsás súrlódó hajtásoknál alkalmazott kötelek

A többtárcsás súrlódó hajtásoknál a tárcsák horonyalakja és átmérője a rendszer összeteljesítményével együtt az adott feladathoz választható. Ezért elsődlegesen a felhasználási körülmények és terhelési viszonyok adják meg, hogy milyen kötélet javasolt. A köteleket választjuk a feladathoz, nem pedig a feladatot a kötelekhez. Általánosságban az üzem szempontjából megkülönböztetünk csak hajtott igénybevételű köteleket, csak fékezett igénybevételű köteleket és daru igénybevételű köteleket. A külső hatások közül a magas, vagy alacsony hőmérséklet, a por, a sós víz stb. kell kiemelnünk. Az élettartammal szembeni elvárások, amely alapján a pont, vonal, vagy felület érintkezésű kötelek, vagy a műanyag betétes kötelek választhatók. Üzem közben a forgásmentesség is fontos igény lehet. A FUX ZRt aktuális sodronykötél kínálatát mutatja be a melléklet M1.2. pontjának M1. táblázata [22]. Jól látható, hogy a felhasználási területekhez és az adott igénybevételek javasolják az adott kötél típusokat.

## 2.2 Csörlő (tároló dob) és tárcsa jellemzők

A csörlőket a mai napig egyre szélesebb körben használják. Elsődleges feladatuk a vonóelem tárolása. Kisebb igénybevételeknél és egyszerűbb feladatoknál a 2.1.b ábrán bemutatott rendszerrel a többtárcsás súrlódó hajtást kihagyják. Ekkor a csörlő látja el a kerületi erő átvitelét is. Ilyen

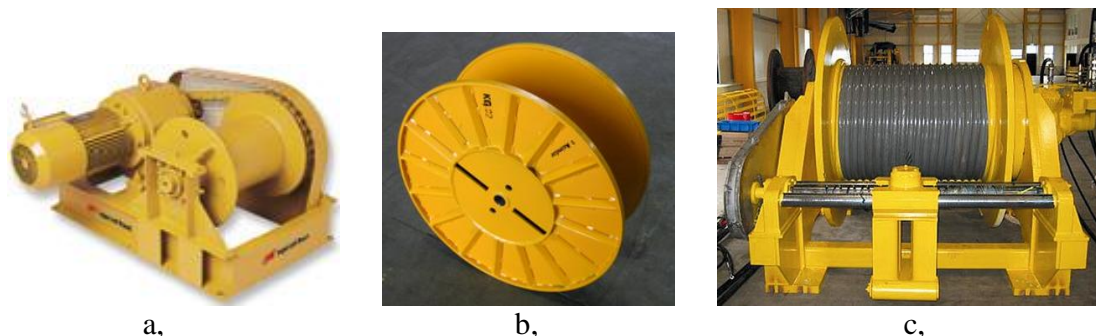
rendszerek például a kerekés kút, vagy a hagyományos terepjáróknál is használt csörlőrendszerek. A csörlőrendszerek kialakítására és további jellemzőire a következő fejezetpontban térünk ki. A tárcsák a többtárcsás súrlódó hajtás fő építőelemei. Számuk, kialakításuk egyértelműen megadja a rendszer által átvihető kerületi erő nagyságát és a biztonsági tényezőt. Elsődleges feladatuk a kerületi erőátvitel biztosítása és a vonóelem megfelelő terelése. A rendszer hajtási sebessége, az átvinni kívánt kerületi erő nagysága, a karbantartási igény stb. különböző tárcsakialakításokat és tárcsa jellemzőket kívánnak, ezért szinte nincs két egyforma rendszer.

### 2.2.1. Csörlő (Tároló dob)

A csörlők általában két fő részből épülnek fel [41]:

- a vonóelemet tároló dobból,
- és annak a meghajtásából.

A 2.15.a ábrán látható a dob elektromos meghajtása, a 2.15.b ábrán a tároló dob és a 2.15.c ábrán egy összeépített rendszer.



2.15. ábra. Elektromos meghajtás csörlőrendszerekhez (a.), csörlőknél használatos tárolódob (b.), egy összeszerelt csörlős rendszer (c.)

A meghajtás feladata, hogy a felcsévéléskor megfelelő nyomatékot adjon le a szükséges feszítés érdekében. A lecsévéléskor, vagy eresztéskor a dobot fékezni kell, hogy a többtárcsás súrlódó hajtásnál a kívánt felfutó ági erő kialakuljon. A meghajtások a legtöbb esetben elektromos, hidraulikus, vagy pneumatikus elvűek. A szükséges csörlőteljesítmény a csévélési nyomatékból és a fékezésből határozható meg.

A 2.16. ábrán látható két példa, amelynél a horgonymozgató csörlő, és a hajóvontató csörlő hasonló körülmények között dolgozik, viszont kialakításukban jelentősen eltérőek. A hajóvontató csörlő kialakítása robosztus, továbbá a vonóelem megvezetése és terelése is szabályozott.

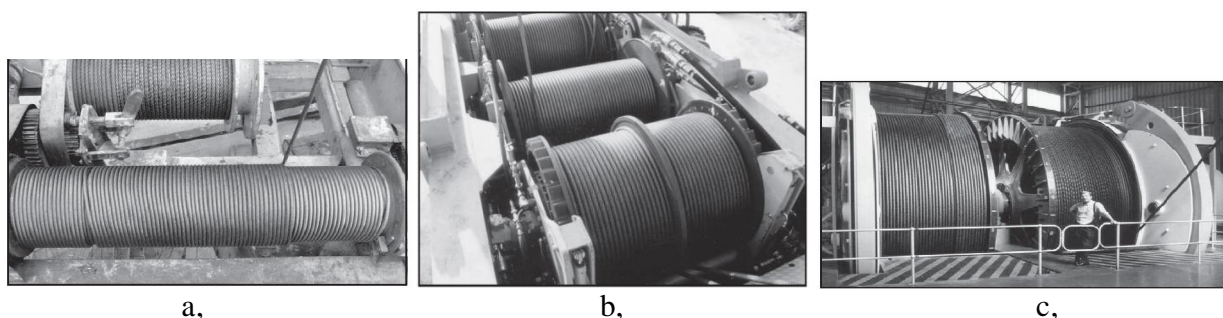


2.16. ábra. Horgonymozgató csörlő (a.), hajóvontató csörlő (b.)



A tároló dobok kialakítása elsődlegesen a vonóelem paramétereitől függ. A dob legkisebb belső átmérője a tárolni kívánt vonóelem átmérőjével arányos. A kötélméretök függvényében a legkisebb hajlítási sugár nagysága folyamatosan nő. Ellenkező esetben kötélszerkezeti károsodások léphetnek fel, továbbá a kötéllélettartama drasztikusan csökkenhet. A gyakorlati tapasztalatok alapján a modern csörlőrendszereknél a belső dobátmérő / kötélméret ( $D/d$ ) arányát adják meg, amely alkalmazásával elkerülhető a túl kicsi hajlítási sugár és a túlméretezett rendszer is [49].

A tároló dob kialakítások nagymértékben eltérhetnek. A jellemző alkalmazásokra mutat egy példát a 2.17. ábra. A 2.17.a ábrán látható vékony köteles kialakítás dobátmérője a dob szélességéhez képest kicsi, amely kötéllélettartam szempontjából hibás kialakítás [10]. A 2.12.b és c ábrán látható nagy átmérőjű kötélnél keskenyebb dobszélességet és jóval nagyobb átmérőt alkalmaztak. Minden esetben a nagyobb átmérőjű kialakításokra kell törekedni [10].

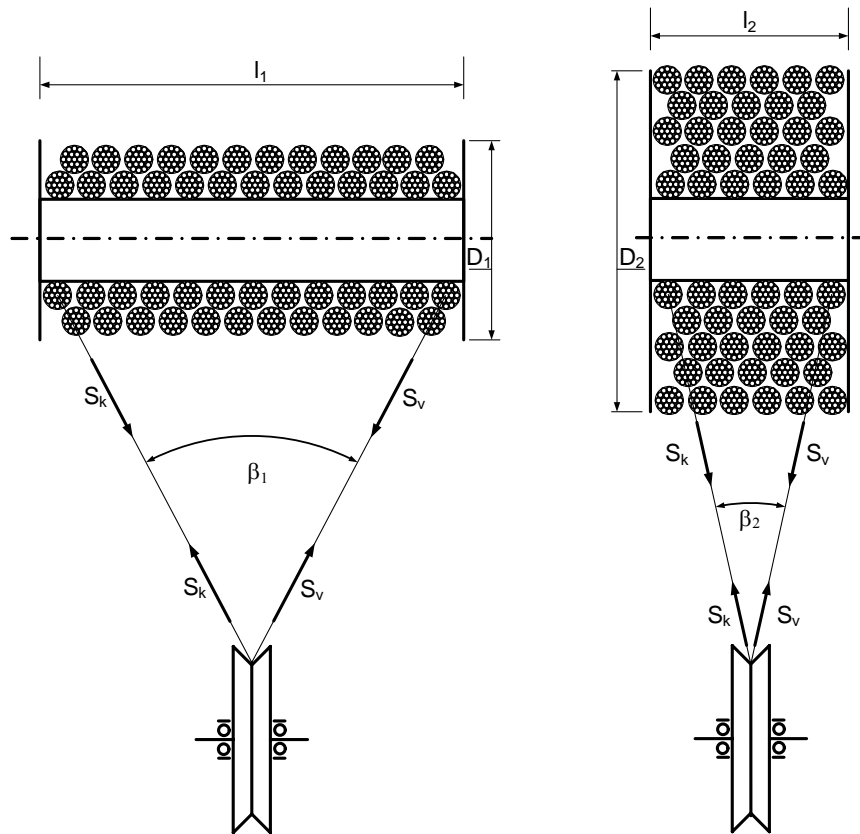


2.17. ábra. Széles kis átmérőjű csörlő  $D/d < 15$  (a.), keskenyebb nagyobb átmérőjű csörlő  $D/d = 20-30$  (b.), keskeny nagy átmérőjű csörlő  $D/d > 100$  (c.)

A vonóelem hajlítási sugara mellett a dob peremátmérője a második fontos paraméter, amely a felcsévélhető rétegek számát adja meg. A 2.18. ábrán látható  $D_1$  és  $D_2$  átmérőjű doboknál a kötélrétegek száma eltérő. A több kötélréteg hosszabb kötéltárolását teszi lehetővé, viszont a több réteges megoldásoknál közvetlenül a dobokra nem adható nagy terhelés. Ha a le- vagy felcsévélés során túl nagy kötélerő alakul ki, az egyes kötélménetek a rétegek között megsérthetik egymást a legfelső réteg nyomása következtében. Az  $S_k$  a lecsévélés kezdetekor, az első menetben kialakuló kötélerő, az  $S_v$  lecsévélés végén az utolsó menetben kialakuló kötélerő.

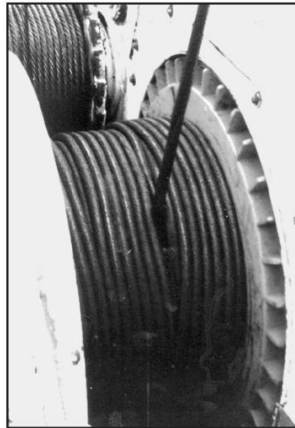
Egy kiemelt paraméter a dob szélessége. A 2.18. ábrán látható dobok szélessége eltérő:  $l_1$  és  $l_2$ , amelyek következménye az eltérő  $\beta_1$  és  $\beta_2$  terelési szög. A dobkialakításoknál és a többtárcsás súrlódó hajtásoknál a kis terelési szögekre kell törekedni. A terelési szög növelésével megnő a súrlódó hajtásnál a tárcsakopás mértéke, továbbá a kötélszakadás, illetve a kötéllélettartam csökkenésének esélye.





2.18. ábra. Kis átmérőjű csörlő (a.) és nagy átmérőjű csörlő (b.)

Egy jellemző csévélési hiba a bevágás jelensége, amikor a lefutó kötel bevág az alsóbb rétegekbe, ami a nem megfelelően párhuzamos csévéelés eredménye. Egy példa látható a 2.19. ábrán [10]

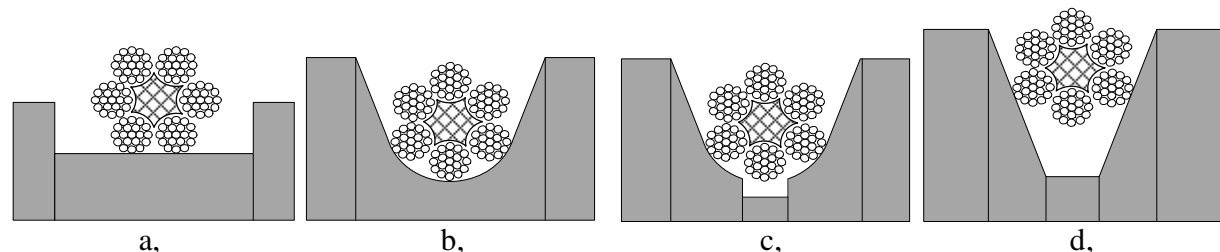


2.19. ábra. A nem megfelelő felcsévéelés következménye

### 2.2.2. Tárcsajellemzők

A többtárcsás súrlódó hajtásoknál a tárcsák elsődlegesen átmérőjükkel jellemezhetők. A korábban bemutatott  $D/d$  átmérőviszony a hajtott tárcsákra is igaz. A mai modern csörlős megoldásoknál a minimális tárcsaátmérő és a kötel átmérő hányadosa 20 és 30 között van.

A második jellemzőjük a horonyalak, amely a súrlódási tényezőre van nagy hatással. A használt horonyalakok pl. a H-horony, U-horony, az alámetszett U-horony és a V-horony kialakítás. A jellemző kialakításokra mutat egy-egy példát a 2.20. ábra [40,71].



2.20. ábra. Jellemző horonykialakítások: H - horony (a.), U - horony (b.), alámetszett U - horony (c.) és V - horony kialakítás (d.)

A horonykialakítások tulajdonságai jelentősen eltérnek. A H - horony, vagy „nincs” horony a tárcsákon nem biztosít megvezetést (2.20.a ábra), amelyet olyan eseteknél használnak, ahol a kötélerő kicsi, ezért ezt a vonóelem tárolásnál, illetve a csörlőrendszereknél alkalmazzák.

Az U - horony jó megvezetést biztosít.(2.20.b ábra) Az U-hornyos tárcsák biztosítják leghosszabb kötél élettartamot [67]. A teljes kötélfelületen történő alátámasztás csökkenti a kopást és a kifáradásból eredő károsodásokat. További előnye még, hogy a fajlagos felületi nyomás relative kicsi, ezért a huzalok és a pászmák „szabadon” mozoghatnak. Az élettartami feltételt meghatározza még a tárcsa és a kötél átmérőjének hányadosa:  $(D/d)$ , amely biztosítja a könnyebb hajlítást, a nagyobb érintkezési felületet, csökkenti az üzemi feszültségeket, és általában növeli a kötél élettartamot.

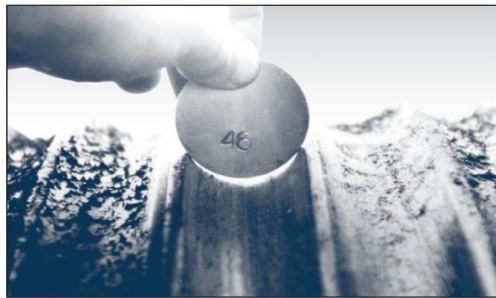
Az előnyei mellett az U-horony kialakításnak hátránya is van, mert az átvihető kerületi erő a valós súrlódási tényezőtől függ. Az alámetszett U - vagy a V - hornyoknál (2.20.c és d ábrák) a kötél és tárcsa között kialakuló kontaktnyomás nagyobb, amelynek következménye az, hogy a látszólagos súrlódási tényező nagyobb lesz, mint a valóságos. Így nagyobb kerületi erő vihető át azonos tárcsaátmérővel, vagy azonos kerületi erő mellett kisebb tárcsaátmérő is alkalmazható. Az ékhatás és a látszólagos súrlódási tényező elméleti háttérét a 2.3.5. fejezetpontban részletezzük [42].

A tárcsaátmérő csökkenésével a kötél és a tárcsa közötti kontaktfelület is csökken. A kontaktfelület és az átvihető kerületi erő csökkenés kompenzálása az U - horonynál alámetszés alkalmazásával oldható meg. Az alámetszéssel “ékhatás” biztosítja, hogy nagyobb kontaktnyomás alakulhasson ki. A megnövelt csúszásmentes átvihető kerületi erő a kopást növeli, a kötél élettartamot csökkenti, mert a fáradásos törések gyakorisága is megnő. A nagyobb átvihető kerületi erő a látszólagos súrlódási tényező növelésével érhető el.

A V horony a legalkalmasabb kialakítás vontatásra, vagy nagy kerületi erők átvitelére. A horonyszög változtatásával a maximális erőátvitel módosítható. Általában a  $30^{\circ}$ - $40^{\circ}$  közötti horonyszögeket alkalmaznak. A felületi nyomás a V-hornyú tárcsáknál a legnagyobb, ezért jellemző a nagy kopás és a rövidebb élettartam.

A kisebb terhelésű tárcsáknál különböző betéteket is alkalmaznak, hogy a tapadási feltételeket javítsák. Ilyen betétanyagok lehetnek a műanyag és a gumi.

A tárcsák élettartamát elsődlegesen a kopásuk mértéke szabja meg. A kötelek keményebbek, mint a hajtásukra, vagy a megtámasztásokra szolgáló tárcsák. Az üzem közben a drótkötél kopik, illetve belemarja magát a tárcsába, így csökkentve a horony átmérőjét. A régi kötél által esztergált horony rákényszeríti az új kötelet, hogy az átmérőjénél kisebb horonyban üzemeljen. Ez a jelenség drasztikusan csökkenti a kötél élettartamot a kedvezőtlen kontaktfeltételek miatt. Egy kötél által elkoptatott (esztergált), rossz sugarú horony látható a 2.21. ábrán. A névleges mérethez képest



2.21. ábra. Egy kopott tárcsa U – hornya

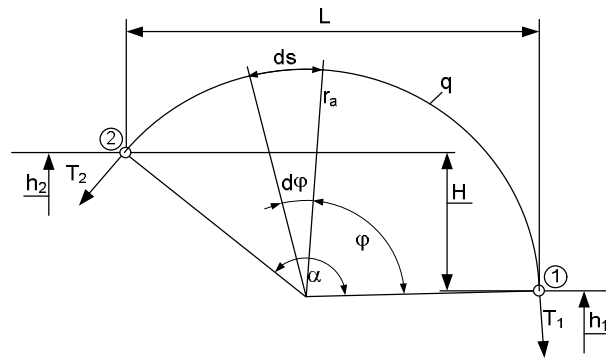
szemmel látható a horonysugár eltérés. A modern rendszereknél használt tárcsák horonysugarát a névleges mérethez képest 5%-kal nagyobbra gyártják, így hagynak kopási tartalékot.

### 2.3. Euler összefüggés

A fejezet célja, hogy bemutassa a gyakorlatban használt Euler-összefüggés elméleti hátterét, gyakorlati tulajdonságait és elhanyagolásait. Az ismertetést alkalmazott megoldásokkal szemléltetjük. Kiemeljük azon részleteket, amelyek hatással lehetnek a kötélszakadáshoz vezető okokra.

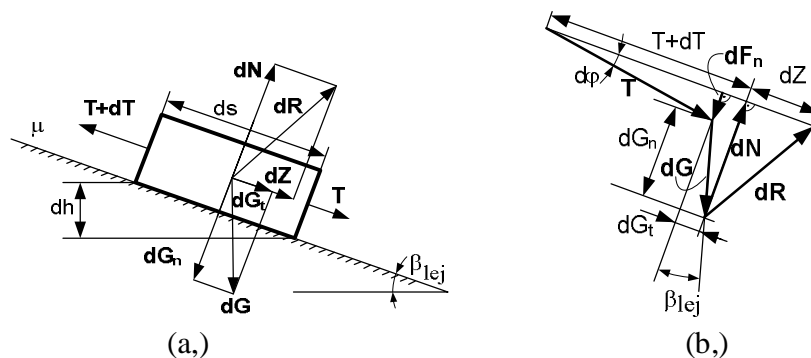
#### 2.3.1. A kötélt, mint hajlékony vonóelem

A köteleket általában húzási és hajlítási igénybevételre méretezik. Az Euler-összefüggést a 2.22. ábrán látható elemi hajlékony-vonóelem alapján határoztuk meg [14]. Az 1. és 2. pontot összekötő  $r_a$  sugárral meghajlított vonóelemnél az  $\alpha$  az átfogási szög, a  $T_1$  és  $T_2$  rendre a vonóelem 1. és 2. pontjához tartozó húzóerők, a  $h_1$  és  $h_2$  az  $\alpha$  az átfogási szögű ív 1. és 2. pontjainak függőleges, az  $L$  a vízszintes vetülete,  $ds$  az elemi ívhossz,  $d\varphi$  a  $ds$  ívhosszhoz tartozó elemi átfogási szög, a  $\varphi$  az ívelem kezdőpontjának pozíciószöge és a  $q$  a vonóelem és a hasznos terhelés folyómétersúlya.



2.22. ábra. Hajlékony vonóelem

A  $ds$  elemi ívhossz erőrendszerét a 2.23. ábrán szemléltetjük. A  $T$  és a  $T+dT$  a vonóelemre ható tangenciális irányú húzóerők. A  $dN$  a normális irányú erő, a  $dZ$  a sűrűdésből származó mozgással ellentétes erő, a  $dR$  a  $dN$  és a  $dZ$  eredője, a  $dG$  a súlyerő, amelynek normális komponense  $dG_n$  és a tangenciális komponense  $dG_t$ . A  $\mu$  a sűrűdési tényező, a  $\beta$  a lejtő szöge és  $dh$  a szakaszlem kezdő és végpontja közötti magasságkülönbség. Az erőrendszer egyensúlyát a 2.23.b ábra mutatja. A  $dF_n$  az eredő nyomóerő. Jelen modellnél nincs  $p$  külső nyomás és  $F_{kon}$  külső koncentrált erő.



2.23. ábra. A  $ds$  elemi ívhossz elemi erőrendszere (a.) és a hozzá tartozó erőszöveg (b.)

Az egyensúlyi egyenleteket a következő formában írhatjuk fel [15,41,42]:

A 2.23. ábra alapján a tangenciális irányú elemi erők egyensúlyi egyenlete (Feltétel:  $\sin(d\varphi) \approx d\varphi$ , és  $\cos(d\varphi) \approx 1$ )

$$T + dT - T - dG_t - dZ = 0. \quad (2.1)$$

Normális irányú elemi erők egyensúlyi egyenlete,

$$dF_n + dG_n - dN = 0. \quad (2.2)$$

Továbbá:

$$dF_n = T d\varphi. \quad (2.3)$$

A  $\beta$  hajlásszögű lejtőn elhelyezett  $ds$  hosszúságú vonóelem vetületei:

$$ds \cos \beta = dl, \quad ds \sin \beta = dh. \quad (2.4)$$

Az elemi hosszúságú vonóelem súlyerejének tangenciális és normális komponensei:

$$dG_t = dG \sin \beta = q ds \sin \beta = q dh, \quad (2.5)$$

$$dG_n = dG \cos \beta = q ds \cos \beta = q dl, \quad (2.6)$$

ahol a  $q$  a  $ds$  elemi ívhosszra eső folyómétersúly. Az elemi súrlódó erő a következő alakban írható:

$$dZ = \mu dN. \quad (2.7)$$

A (2.3)-(2.7) egyenleteket felhasználva a (2.1) és (2.2) egyensúlyi egyenletek a következő formában is felírhatók:

$$dT - q dh - \mu dN = 0, \quad (2.8)$$

$$T d\varphi + q dl - dN = 0. \quad (2.9)$$

A (2.9)-ből kifejezve  $dN$ -t, visszahelyettesítve (2.8)-ba, majd a kapott összefüggésből kifejezve  $dT$ -t a hajlékony vonóelem differenciálegyenletébe kapjuk:

$$dT = q dh + \mu T d\varphi + \mu q dl. \quad (2.10)$$

A hajlékony vonóelem differenciál egyenletét átrendezve kapjuk [14]:

$$dT = \underbrace{q (dh + \mu dl)}_{\text{egyenes pályán}} + \underbrace{\mu T d\varphi}_{\text{dobon (hajtás)}}, \quad (2.11)$$

amelyben az egyenes szakaszon történő vontatás és a dobon történő hajtásra vonatkozó tagok jól elkülöníthetők. A továbbiakban a vontatás esetét vizsgáljuk röviden, majd az aktuális műszaki probléma szempontjából fontosabb dobon történő hajtás elméleti hátterét részletezzük.

### 2.3.2. Vontatás

Ha a húzóerőt akarjuk meghatározni egy közbenső pályaszakaszon, akkor a (2.11) összefüggés első tagját kell megoldanunk. Ilyen esetben a második taggal nem kell számolnunk. A dobos vagy tárcsás hajtásra vonatkozó összefüggések:

$$T d\varphi \ll dG_n = q dl, \quad T d\varphi \approx 0. \quad (2.12)$$

A (2.11) egyenletben a dobos hajtásra vonatkozó tag nulla lesz, így a (2.11) egyenlet a

$$dT = \mu q dl + q dh, \quad \mu \text{ és } q = \text{áll}, \quad (2.13)$$

alakban írható fel. A kapott eredményt integráljuk

$$\int_{T_1}^T dT = \mu q \int_{l_1}^{l_2} dl + q \int_{h_1}^{h_2} dh, \quad (2.14)$$

majd az egyes tagokat kifejezzük:

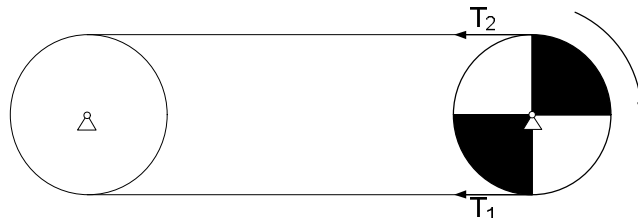
$$T = T_1 + \mu q (l - l_1) + q (h - h_1), \quad l_2 - l_1 = L, \quad h_2 - h_1 = H. \quad (2.15)$$

Ekkor felírható a vontatásra jellemző általános egyenlet, [35]:

$$T_2 = T_1 + \mu q L + q H, \quad \begin{array}{l} \mu q L > 0, \quad H > 0, \quad h_2 > h_1, \\ q H \leq 0, \quad H < 0, \quad h_2 < h_1. \end{array} \quad (2.16)$$

### 2.3.3. Dob-, vagy tárcsa-hajtás

A 2.24. ábra mutat egy egyszerű példát olyan rendszerre, amelynél csak egy hajtás van. A rendszer

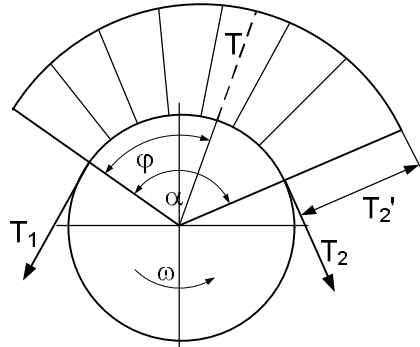


2.24. ábra. Egyszerű végtelenített vonóelemmel rendelkező dobhajtásos rendszer. A két dobból csak a jobboldali hajtott

két doból és egy végtelenített vonóelemből áll. Csak az egyik dob hajtott, amelyen a le- és felfutó ági húzóerők  $T_1$  és  $T_2$ . A (2.11) egyenletnél a vontatásos tagok elhanyagolhatók:

$$dG \ll T d\varphi, \quad dG = q ds \approx 0. \quad (2.17)$$

A további feltételek a 2.25. ábra alapján definiálhatóak. A  $T_1$  a lefutó ági vonóelem erő, a  $T_2$  a felfutó ági vonóelem erő, a  $T$  egy adott ívpontnál lévő húzóerő,  $\alpha$  az átfogási szög,  $\varphi$  az adott ívponthoz tartozó átfogási szög,  $T_2'$  a  $T_1$ -hez tartozó maximális felfutó ági húzóerő.



2.25. ábra. Egy dobos hajtott rendszer erőátvitel. A fel és a lefutó ági erők nem egyformák.

A hajtódobra vagy tárcsára vonatkozó elemi erőegyensúly:

$$dT = \mu T d\varphi. \quad (2.18)$$

A (2.18)-at a változók szétválasztása után és rendezve, a következő formában írható:

$$\frac{dT}{T} = \mu d\varphi, \quad (2.19)$$

majd az adott tartományokon integrálva:

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = \int_0^{\varphi} \mu d\varphi, \quad (2.20)$$

kifejezhető, hogy:

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \mu \varphi, \quad (2.21)$$

amelyből következik a jól ismert Euler összefüggés [1, 14, 15]:

$$T_2 = T_1 e^{\mu\varphi}. \quad (2.22)$$

Az Euler összefüggés tehát azt adja meg, hogy adott sűrűlódási tényező és átfogási szög mellett, a lefutó ági erőhöz mekkora maximális felfutó ági erő tartozhat. A rendszerre jellemző konstansokat szokás egy egyszerűsített állandóval is jelölni:

$$T_2 = \psi T_1, \quad (2.23)$$

ahol  $\psi$  az áthúzási szám. A hajtás addig stabil, megcsúszás mentes, amíg az aktuális felfutó ági kötélterő nem éri el a rendszer által definiált maximális erőt:

$$T_2 < T_2'. \quad (2.24)$$

A hajtással a vonóelemre átvihető kerületi erő:

$$F_{\text{ker}} = T_2 - T_1 = T_1 e^{\mu\varphi}. \quad (2.25)$$

Illetve a kerületi erő maximális értéke:

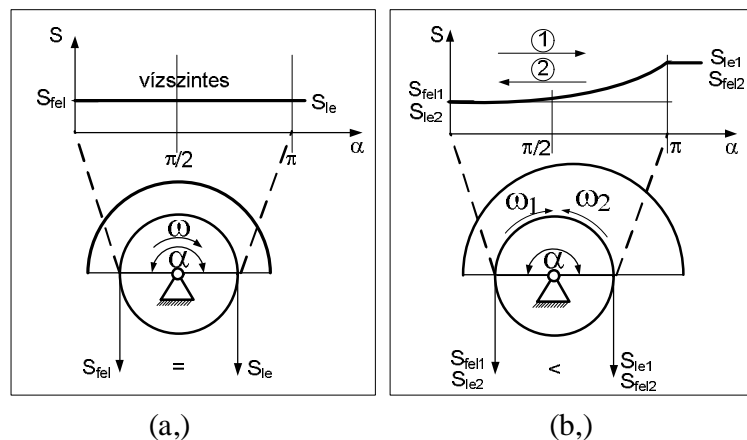
$$F_{\text{ker m}} = T_2' - T_1 = T_1 e^{\mu\alpha}. \quad (2.26)$$

Hajtás szempontjából három alapesetet különböztetünk meg, amelyek a [14]:

- terelés,
- emelés,
- és süllyesztés.

A terelésnél a rendszer végein lévő terhelések megegyeznek. Ha a terelési veszteségektől eltekintünk, akkor a rendszer végein lévő kötélterők is egyenlők. Ekkor az  $F_{\text{ker}} \approx 0$ .

Ha rendszer végein lévő terhelések és kötélterők különbözőek, továbbá az  $F_{\text{ker}} > 0$ , akkor hajtásról beszélünk, amely az emelési eset. Ha az  $F_{\text{ker}} < 0$ , akkor fékezésről beszélünk, amely a süllyesztési eset.



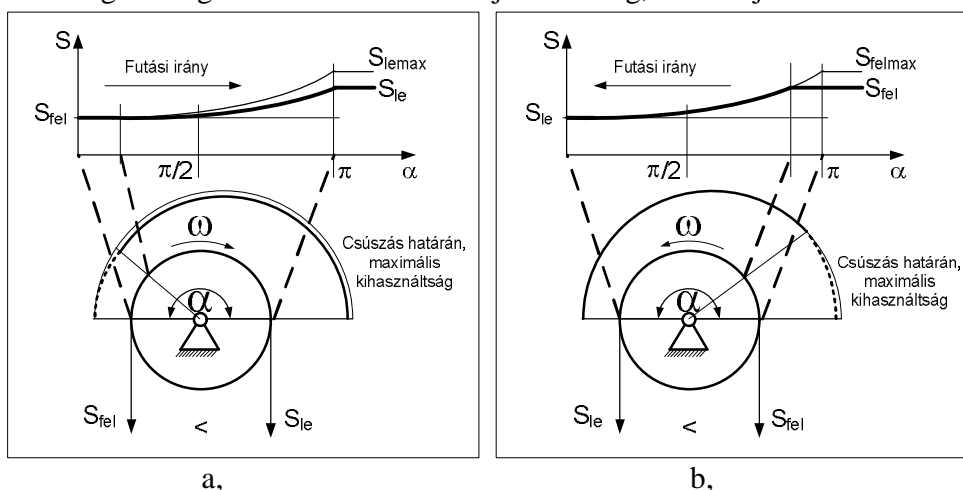
2.26. ábra. Az elméleti terelési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli diagramm (a.) és a csúszás határán üzemelő fékezési(1) és hajtási(2) görbék (b)



A három alapesetre mutat egy-egy példát a 2.26. ábra. A 2.26.a ábrán látható az elméleti terelés erőátviteli diagramja. A vonóelemben ébredő erő helyett kötélrőről beszélünk, amelyet a továbbiakban  $S$ -sel jelölünk. Az  $S_{fel}$  felfutó ági és az  $S_{le}$  lefutó ági kötélrők megegyeznek,  $\alpha$  az átfogási szög,  $\omega$  a szögsebesség. A vízszintes tengelyen az átfogási szöget, a függőleges tengelyen a kötélrőt ábrázoltuk. Továbbá az átfogási szöghöz tartozó kötélrőt a diagram alatt látható tárcsán is szemléltetjük. Az erőátviteli diagram a terelésnél egy vízszintes egyenes.

A 2.26.b ábrán látható az emelés (hajtás) és a süllyesztés (fékezés) erőátviteli diagramja, amelyet veszteségmentes esetre és maximálisan átvihető kerületi erővel ábrázoltuk. A süllyesztési esetenél a kerületi erő negatív, de az egyszerűbb ábrázolhatóság érdekében ettől eltekintünk. A rendszer a csúszás határán van. Az 1-es hajtási irány a süllyesztés, a 2-es hajtási irány az emelés. Az erőátviteli diagramok exponenciális görbék [14].

Ha a rendszer nincs kihasználva teljesen, akkor az emelési és a süllyesztési folyamatoknál a húzóerő tartalék megjelenik. A 2.27. ábrán látható diagramok szemléltetik a nem teljes kihasználtságot. A 2.27. a ábrán a süllyesztési folyamat erőátviteli diagramja látható. A futási irány szerint nézve a diagram elején jelenik meg egy egyenes terelési szakasz, amely a tartalékkal arányos és ahol erőtovábbítás nem történik. A 2.27. b ábrán az emelési diagramnál is ismét a futási irány szempontjából az erőátviteli diagram elején jelenik meg az egyenes terelési szakasz. A nem teljes kihasználtság mindig vízszintes terelésként jelenik meg, és ez adja a rendszer tartalékát.



2.27. ábra. A emelési és süllyesztési erőátviteli diagrammok, ha a rendszer rendelkezik tartalékkal.

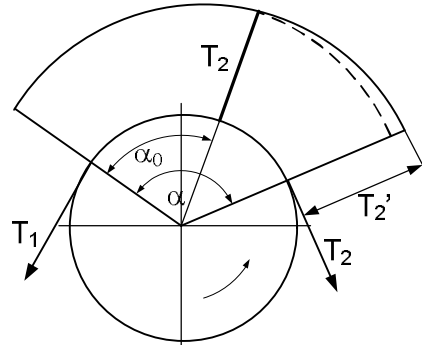
A valóságban a teoretikus esetek mellett, a húzóerő extrém alakulása (túlterhelés és kilazulás) is jellemző. A megcsúszások és az egyes ágaknál eltérő sebességekből eredő rángatózások olyan jelenségek, amelyeket csak dinamikusan lehet kezelni. Ezért az extrém esetekre statikus erőátviteli diagramok nem rajzolhatók fel.

#### 2.3.4. Megcsúszással szembeni biztonság

A megcsúszás a többtárcsás súrlódó hajtásoknál nem kívánt jelenség. A hajtási rendszer instabillá válik. A továbbiakban arra keressük a választ, hogy a rendszer méretezésénél milyen feltételek figyelembe vétele szükséges, hogy a nem kívánt megcsúszást elkerüljük.

A méretezésnél a megcsúszással szembeni biztonsági tényezőt veszik alapul. A rendszer tervezett legnagyobb erőátviteléhez képest nagyobb erőátvitelre tervezik. A 2.28. ábrán látható tárcsa üzemi legnagyobb terhelései  $T_1$  és  $T_2$  le- és felfutó ági vonóelem erők, amelyekhez az  $\alpha_0$  valóságos

átfogási szög tartozik. A  $T_2'$  a rendszer maximális terhelése, amelyhez az  $\alpha$  teljes átfogási szög tartozik [57].



2.28. Általános tárcsa terhelési viszonyai. A tárcsa nincs maximálisan kiterhelve ( $T_2 < T_2'$ ).

Felhasználva a 2.22. és a 2.23. összefüggéseket, a  $\beta$  biztonsági tényező a következő formában írható fel:

$$\beta = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_1(e^{\mu\alpha} - 1)}{T_1(\psi - 1)} = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{\psi - 1}. \quad (2.27)$$

A  $\beta$  a valóságos és a maximálisan átvihető erőkülönbség aránya. A rendszerben akkor következik be megcsúszás, ha  $\beta > 1$ . Rendezve az egyenletet a  $\psi$  áthúzási szám, a  $\psi_{\max}$  áthúzási szám és a  $\beta$  biztonsági tényező a

$$\psi = \frac{e^{\mu\alpha} - 1 + \beta}{\beta} \Rightarrow \psi_{\max} = e^{\mu\alpha}, \beta = \frac{\psi_{\max} - 1}{\psi - 1}, \quad (2.28)$$

alakban írhatók fel.

Az F kerületi erő az áthúzási számmal kifejezve:

$$F = T_2 - T_1 = (e^{\mu\alpha_0} - 1)T_1 = (\psi - 1)T_1. \quad (2.29)$$

Az F kerületi erő a biztonsági tényezővel kifejezve:

$$F = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{\beta} T_1 = \frac{\psi_{\max} - 1}{\beta} T_1. \quad (2.30)$$

Az F kerületi erőhöz tartozó M nyomatékszükséglet az áthúzási számmal kifejezve:

$$M = (T_2 - T_1)R = (\psi - 1)T_1 R, \quad (2.31)$$

ahol R – a sugár. Az M nyomaték szükséglet a biztonsági tényezővel kifejezve:

$$M = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{\beta} T_1 R. \quad (2.32)$$

Ha a motor által leadott nyomaték nagyobb, mint amit a kötélre át lehet adni, akkor megcsúszás következik be. A rendszer akkor nem csúszik meg hajtás esetén, ha a következő feltétel teljesül:

$$M_{km} \leq (T_2 - T_1) R, \quad (2.33)$$

ahol  $M_{km}$  a motor által a dob- vagy tárcsatengelyre kifejtett nyomaték. Fékezés esetén a feltétel az alábbi módon írható fel [41, 42, 55]:

$$M_{kf} \leq |(T_2 - T_1)| R, \quad (2.34)$$

ahol  $M_{kf}$  a fékező nyomaték, amely a motorfék és a tényleges fék összege. Fontos kiemelni, hogy súrlódó hajtásnál nagy fékezést nem lehet alkalmazni, mert a rendszer megcsúszik. A fékezésnél a fékező nyomaték adja meg a megcsúszási határértéket.

### 2.3.5. Nagyobb teljesítmény elérése: $\mu$ növelése alámetszett $U$ , vagy $V$ horony alkalmazásával

A valós rendszereknél folyamatos a törekvés a minél nagyobb teljesítmény és a minél nagyobb szállítomagasság elérésére. A teljesítménynövelés elméleti háttérének vizsgálatához a (2.22) Euler egyenletből kifejezett  $F_k$  kerületi erő összefüggését használjuk fel:

$$F_k = T_1 (e^{\mu\alpha} - 1) = T_1 (\psi_{\max} - 1). \quad (2.35)$$

Az átvihető kerületi erő növelését a  $T_1$ , a  $\mu$  és az  $\alpha$  változók növelésével érhetjük el.

A  $T_1$  - lefutó ági erő növelése relatíve egyszerű, de számos hajtásnál már nem növelhető tovább a rendszer biztonságának kockáztatása és az indokolatlan túlméretezés nélkül.

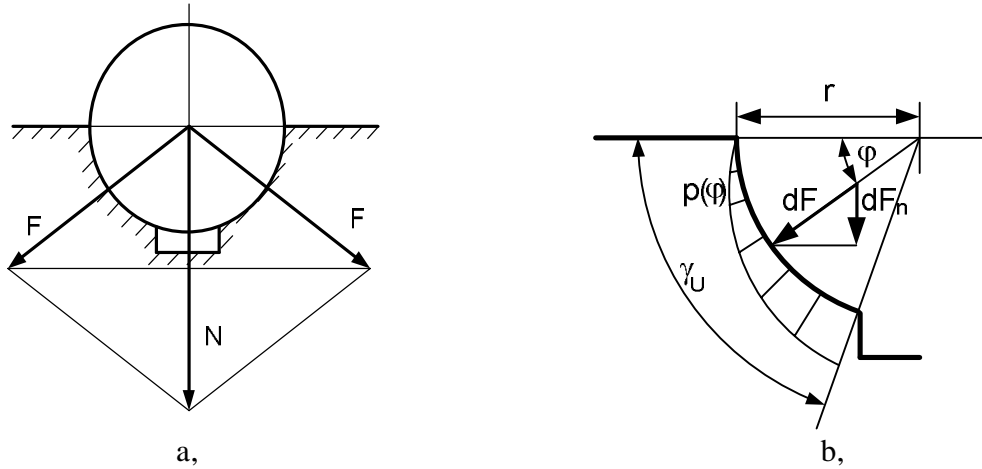
Az  $\alpha$  - átfogási szög növelésének elméleti háttérével a következő fejezetben foglalkozunk.

A  $\mu$  - súrlódási tényező növelése általánosan elfogadott és bevált módszer a hajtás teljesítményének növelésére. A gyakorlatban megkülönböztetünk abszolút, vagy látszólagos súrlódási tényezőt. Az abszolút súrlódási tényező különböző gumi- vagy műanyag-bevonattal növelhető. Ezen megoldásokat a kisebb terhelésű rendszereknél alkalmazzák, ahol a tárcsaátmérő csökkentése a cél.

A nagy terhelésű rendszereknél a 2.2.2. fejezetben bemutatott alámetszett  $U$ , vagy  $V$  hornyú tárcsakialakításokkal érik el a kívánt növekedést. Ezen megoldások a látszólagos súrlódási tényezőre hatnak a geometriai kialakításból adódó lokális kontaktnyomás növekedésével.

Jelen fejezetpont célja, hogy a horony kialakítások látszólagos súrlódási tényező növelő hatását bemutassa.

Vizsgáljuk meg a 2.29. ábrán látható alámetszett U horony kialakítást.



2.29. ábra. Általános U horonykialakítás és támasztó erőrendszere (a.) és az F támasztóerőhöz tartozó fontosabb paraméterek(b.)

Az N támasztóerő a két F támasztóerő komponens eredője. A 2.24.b ábrán az alámetszett U horonykialakítás jellemző paraméterei láthatók: r a horonysugár, dF az aktuális támasztóerő, dF<sub>n</sub> az aktuális támasztóerő normális irányú komponense, φ a dF-hez tartozó horonyszög, γ<sub>U</sub> a teljes horonyszög, p(φ) a kontakt felületi nyomás, amely a következő formában írható fel:

$$p(\varphi) = c \sin \varphi, \quad (2.36)$$

ahol a c az integrációs konstans. A p(φ) felhasználásával a dF erő is kifejezhető:

$$dF = r \, d\varphi \, p(\varphi) = r \, c \, \sin \varphi. \quad (2.37)$$

A dF-ből kifejezve a normális irányú dF<sub>n</sub> erő a következő alakban írható fel:

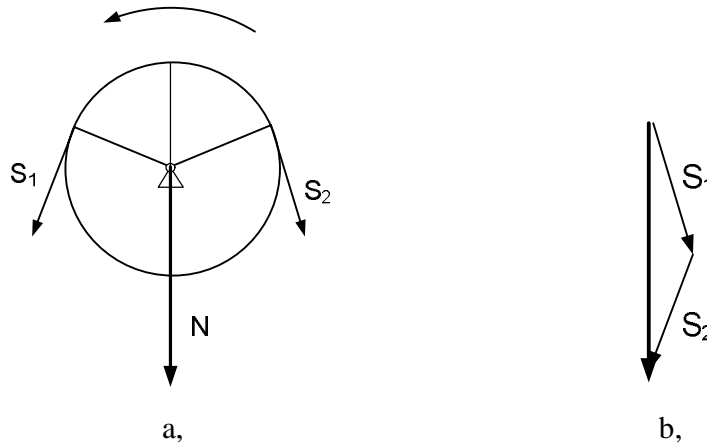
$$dF_n = dF \sin \varphi = r \, c \, \sin^2 \varphi \, d\varphi. \quad (2.38)$$

A (2.37) összefüggést integrálva az F erő kifejezhető:

$$F = \int_0^{\gamma_U} dF = r \, c \int_0^{\gamma_U} \sin \varphi \, d\varphi = [-r \, c \, \cos \varphi]_0^{\gamma_U} = r \, c \, (1 - \cos \gamma_U). \quad (2.39)$$

A következő oldalon szereplő 2.30. ábra alapján a felfutó ági kötél erő:

$$S_2 = S_1 + \Delta S. \quad (2.40)$$



2.30. ábra. Dob vagy tárcsa támasztó erőrendszere (a.), a támasztó erőrendszer erőszöge (b.)

A kerületi erő a következő alakban írható:

$$F_{\text{ker}} = \Delta S = S_2 - S_1 = \mu_1 N. \quad (2.41)$$

A 2.30.a és a 2.30.b ábra alapján

$$F_{\text{ker}} = \Delta S = \mu_1 N = 2\mu F, \quad (2.42)$$

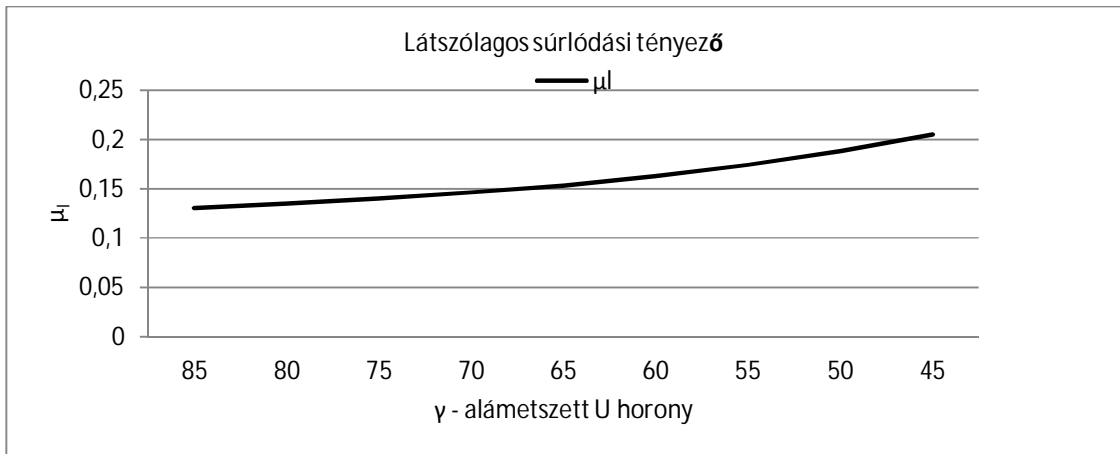
ahol  $\mu_1$  a látszólagos súrlódási tényező,  $\mu$  a fajlagos súrlódási tényező,  $F$  a támasztófelületre merőleges egyenértékű támasztóerő,  $N$  a terelésre ható normálerő, vagy ráfeszítő erő,  $\Delta S$  a vonóelemben ébredő húzóerő növekmény, vagy helyi veszteség, esetünkben az  $F_{\text{ker}}$  kerületi erő. A (2.42) összefüggésből a látszólagos súrlódási tényező kifejezhető:

$$\mu_1 = \mu \frac{2F}{N}. \quad (2.43)$$

Felhasználva a (2.39) és a (2.43) összefüggéseket a látszólagos súrlódási tényező az alábbi formában értelmezhető [41, 42]:

$$\mu_1 = \mu \frac{2F}{N} = \mu \frac{2(1 - \cos \gamma_U)}{\gamma_U - \frac{1}{2} \sin 2\gamma_U}. \quad (2.44)$$

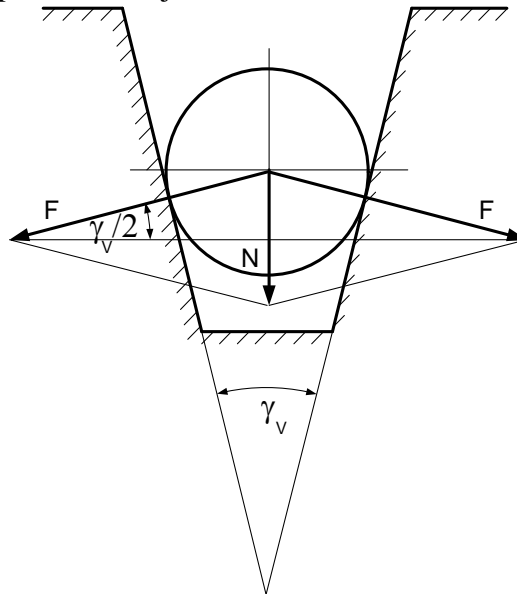
A 2.31. ábra a  $\gamma_U$  szög függvényében mutatja a  $\mu_1$  súrlódási tényezőt. A diagramon látható, hogy a  $\gamma_U$  szög csökkenésével, az alámetszés szélessége és a kontaktnyomás megnő. Ezzel arányosan a maximális felfutó ági erő nagysága is megnő és abszolút teljesítménynövekedés érhető el. A teljesítménynövekedés úgy jelentkezik, mint ha a súrlódási tényező nőtt volna, ezért ezt a látszólagos súrlódási tényező növekedésének nevezik. A gyakorlatban a 70-85°-ig terjedő szögeket alkalmazzák, amellyel ~10-17%-os teljesítménynövekedés érhető el tárcsánként.



2.31. ábra. A látszólagos súrlódási tényező alakulása a  $\gamma_U$  szög függvényében. ( $\mu = 0,1$ ) A szélesebb alámetszettel a látszólagos súrlódási tényező nő.

#### V – horony

Az V – alakú horony, vagy más néven ékhorony kialakításnál a látszólagos súrlódási tényező hasonló módon fejezhető ki, mint ahogy az alámetszett U horonynál láthattuk. Az alap összefüggések a 2.32. ábra alapján írhatók fel, ahol a  $\gamma_V$  - a horonyszög, N – a támasztóerő, amely a kettő F – támasztó erőkomponens eredője.



2.32. ábra. Az ékhorony (V – horony) támasztó erőrendszere.

A támasztó erőrendszer a következő formában írható fel:

$$\frac{N}{2} = F \sin \frac{\gamma_V}{2}. \quad (2.44)$$

A (2.44) összefüggésből az F támasztóerő komponens is kifejezhető:

$$F = \frac{N}{2 \sin \frac{\gamma_v}{2}}. \quad (2.45)$$

Ekkor a kötélterő az F támasztóerő komponenssel az alábbi formában írható:

$$S = 2 \mu F = 2 \mu \frac{N}{2 \sin \frac{\gamma_v}{2}}, \quad (2.46)$$

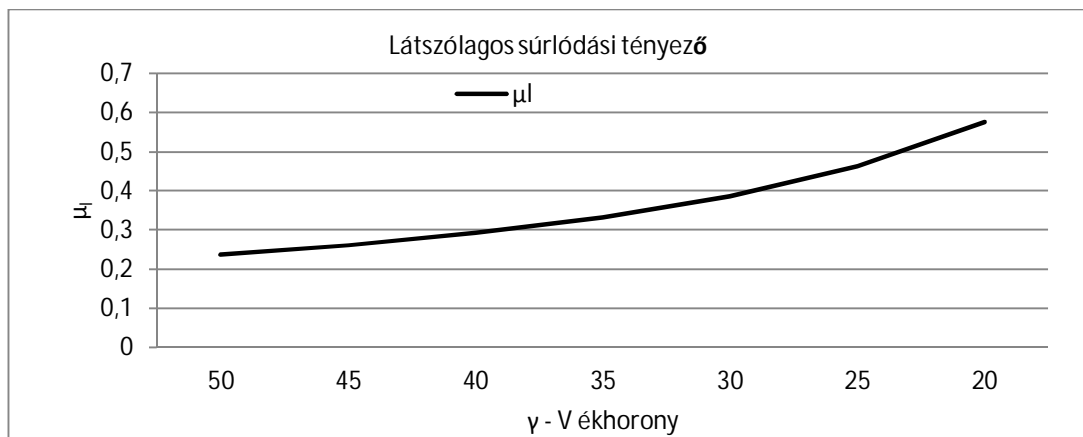
amelyből a látszólagos súrlódási tényező kifejezhető:

$$S = \mu_1 N \Rightarrow \mu_1 = \frac{S}{N} = \frac{\mu}{\sin \frac{\gamma_v}{2}}. \quad (2.47)$$

A látszólagos súrlódási tényező a  $\gamma_v$  tárcsaszöggel kifejezve a következő formában írható, [41,42]:

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \frac{\gamma_v}{2}}. \quad (2.48)$$

A 2.33. ábra a  $\gamma_v$  szög függvényében mutatja a  $\mu_1$  súrlódási tényezőt ékhorony esetén. A diagramon látható, hogy a  $\gamma_v$  ékszög csökkenésével a kontaktnyomás megnő [19]. Ekkor a látszólagos súrlódási tényező is megnő.

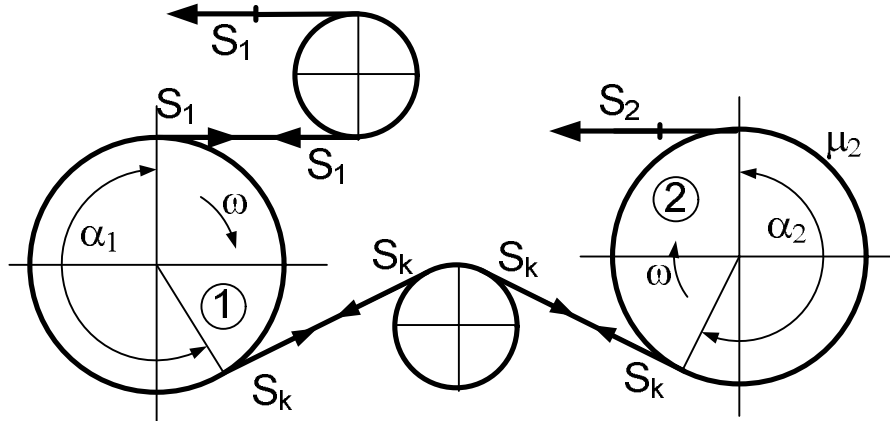


2.33. ábra. A látszólagos súrlódási tényező alakulása a  $\gamma_v$  szög függvényében. A kisebb ékszöggel a látszólagos súrlódási tényező arányosan nő.

Ezzel arányosan a maximális felfutó ági erő nagysága is megnő és abszolút teljesítménynövekedés érhető el. A gyakorlatban a 30-40°-ig terjedő ékszöveget alkalmazzák, amellyel ~70-110%-os teljesítménynövekedés érhető el tárcsánként.

### 2.3.6. Nagyobb teljesítmény elérése: A tárcsa körülfogási szögének növelése

Az előző fejezetpontban bemutatott (2.35) összefüggés alapján a kívánt teljesítménynövekedés az átfogási szög növelésével is elérhető. A gyakorlatban a hajtási rendszer minden tárcsájánál közel azonos átfogási szöget alkalmaznak és a tárcsaszám növelésével érik el a nagyobb teljesítményt [14, 32, 60]. Bővebben a 2.4 fejezetpontban térünk ki a valós többtárcsás rendszerek jellemzőire. Jelen fejezetpontban a 2.34. ábrán látható kéttárcsás hajtási rendszert vizsgáljuk. Az egyes tárcsák  $180^\circ$ -nál nagyobb átfogási szöggel rendelkeznek.



2.34. ábra. Kéttárcsás hajtás vázolata. A hajtott tárcsákon az átfogási szögek  $180^\circ$ -nál nagyobbak.

A rendszer szempontjából az  $S_1$  a lefutó ági, az  $S_2$  a felfutó ági erő,  $\mu_1$  az egyes tárcsán jellemző súrlódási tényező,  $\mu_2$  – a 2-es tárcsán jellemző súrlódási tényező,  $S_k$  a két tárcsa között kialakuló kötélterő,  $\omega$  a két tárcsánál megegyező szögsebesség.

Az egyes tárcsákhoz tartozó áthúzási számok:

$$\frac{S_k}{S_1} = \psi, \quad \frac{S_2}{S_k} = \psi_2. \quad (2.49)$$

Az egyes tárcsákhoz tartozó áthúzási számok a biztonsági tényezőkkel kifejezve:

$$\psi_1 = \frac{e^{\mu_1 \alpha_1} - 1 + \beta_1}{\beta_1}, \quad \psi_2 = \frac{e^{\mu_2 \alpha_2} - 1 + \beta_2}{\beta_2}. \quad (2.50)$$

Az átvihető kerületi erő nagysága az áthúzási számtól függ, amely növelhető az átfogási szögérték növelésével. Feltesszük, hogy  $d_1 = d_2$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2$ ,  $\mu_1 = \mu_2$ ,  $\beta_1 = \beta_2$ ,  $\psi_1 = \psi_2 = \psi$ , akkor fennáll, hogy:

$$\frac{S_k}{S_1} = \frac{S_2}{S_k} \Rightarrow S_k = \sqrt{S_1 S_2}. \quad (2.51)$$

Az 1-es jelű tárcsa által átvitt kerületi erő nagysága:

$$F_1 = S_k - S_1 = S_k - \frac{S_k}{\psi} = S_k \left( 1 - \frac{1}{\psi} \right) = S_k \frac{\psi - 1}{\psi}. \quad (2.52)$$



A 2-es jelű tárcsa által átvitt kerületi erő nagysága, [14]:

$$F_2 = S_2 - S_k = \psi S_k - S_k = S_k (\psi - 1). \quad (2.53)$$

A (2.52) és a (2.53) összefüggésekből a következő egyszerűsítés fejezhető ki:

$$F_2 = \psi F_1. \quad (2.54)$$

Továbbá, ha  $D_1 = D_2$ , akkor a hajtónyomatékok viszonya a következő módon fejezhető ki:

$$M_2 = \psi M_1. \quad (2.55)$$

### 2.3.7. Az Euler összefüggés elhanyagolásai

A (2.22.) általános alakú Euler összefüggés tökéletesen használható a korábban bemutatott áthúzási szám, vagy a rendszer biztonsági tényezőjének meghatározására. A gyakorlatban számos alkalommal fordulnak elő olyan esetek, amelyeket az Euler összefüggéssel nehezen, vagy egyáltalán nem lehet lekezelni. Az alap feltevés szerint az egyes paraméterek állandók. A következő paraméterek hatását nem veszi figyelembe [49, 34, 12, 11]:

- az átfogási szög változása,
- a súrlódási tényező változása,
- a kötél nyúlása, elaszticitása, kopása,
- a tárcsa alakváltozása, elaszticitása, kopása.

Az átfogási szög rögzített helyzetű tárcsák esetén a tárcsakopások miatt változhat, vagy cserélhető tárcsák esetén a nem megfelelő átmérőjű tárcsa alkalmazásakor.

A súrlódási tényező a valós rendszereknél változhat egy tárcsa felülete mentén, vagy két tárcsa között. Tárcsajellemzőként fontos megemlíteni a horonybetéteket (pl. gumi, vagy műanyag), amelyek nem alkalmasak nagy felületi nyomás esetén, viszont jelentősen növelik a súrlódási tényezőt, amely a következő okok miatt változhat:

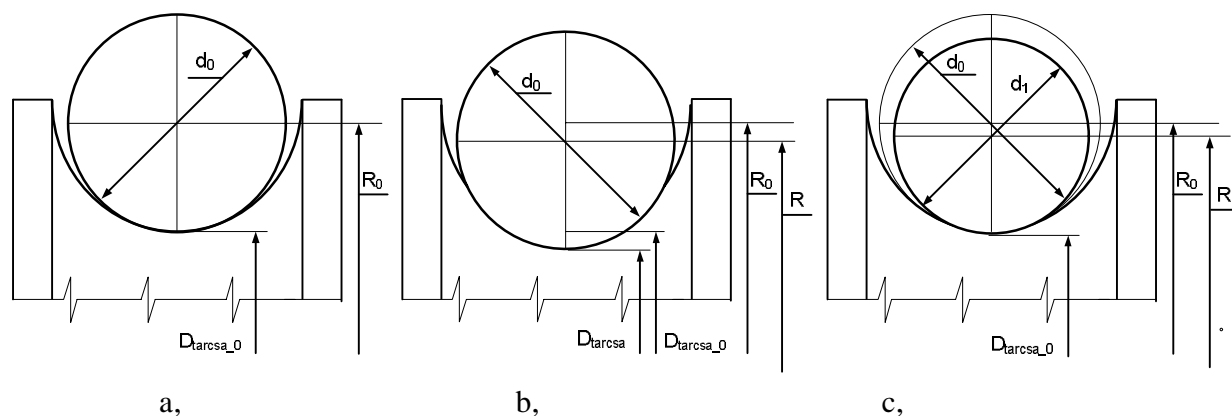
- kenési viszonyok,
- felületi nyomás,
- felületi finomodás, durvulás, kopások,
- hőhatások, hőtágulás (tűrések változása).

A lokális súrlódási tényező változása a tárcsára jellemző átlagos súrlódási tényező értékét módosítja. A globális súrlódási tényező változása a tárcsákra jellemző súrlódási tényezőknél okoz eltérést, továbbá a rendszer biztonsági tényezőjére és a maximálisan átvihető kerületi erőre van nagy hatással.

A kötelek nyúlása, vagy a tárcsák és kötelek kopása a rendszer szinkronhajtása miatt a tárcsák között sebességkülönbségeket okoz. A többtárcsás hajtásoknál megjelenő túlerők elsődlegesen a tárcsaátmérők változásától és a relatív sebességkülönbségektől függenek. A tárcsaátmérő változásnak három fajtája lehetséges:

- a tárcsa kopása következtében (2.35.b ábra),
- a kötél kopása, vagy a kötél megnyúlása miatti relatív átmérő változás (2.35.c ábra),
- komplex hatások (az előzőek együtt).

A 2.35.a ábrán látható egy általános „U” hornyú tárcsa és kötéll kapcsolata. A  $d_0$  – a kötélatmérő az  $R_0$  - a kötéll középvonalának hajlítási sugara, a  $D_{\text{tárcsa}_0}$  – a tárcsa „U” hornyának átmérője.



2.35. ábra. Egy általános „U” hornyú tárcsa és kötéll kapcsolata: alap eset(a.), a tárcsa kopott, a kötéll berágta magát a tárcsába (b.) és a kötéll kopott vagy megnyúlt(c.)

A 2.35.b ábrán látható kapcsolatnál a kötélatmérő nem változott, de a tárcsakopás következtében a kötéll középvonalának hajlítási sugara ( $R$ ) a tárcsa „U” hornyának átmérőjével ( $D_{\text{tárcsa}}$ ) együtt csökkent. A tárcsakopások az érintkező felületek igénybevétele miatt alakulnak ki és ez a jelenség relatív átmérőkülönbséget okoz a hajtási rendszerben.

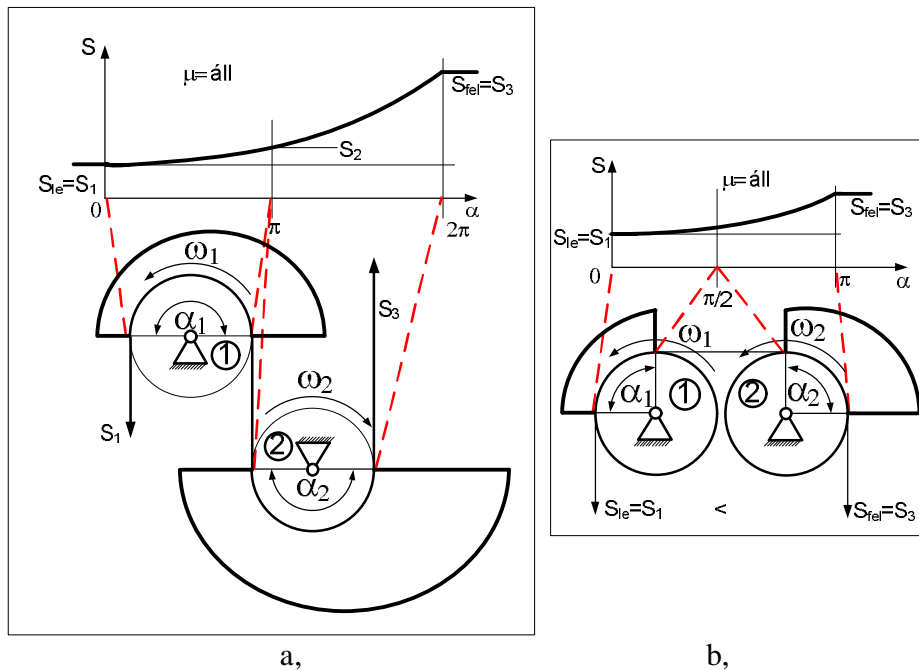
A 2.35. c, ábrán látható kapcsolatnál a kötéll átmérője ( $d_1$ ) csökkent. A csökkenést kopás is okozhatja az érintkező felületek igénybevétele miatt, vagy bekövetkezhet a kötéll megnyúlása miatt is. A kötéll egyik általános jellemzője, hogy 1%-os megnyúlásához körülbelül 1% átmérőcsökkenés tartozik. Ezt a mérőszámot hívják keresztirányú kontrakciónak. Ha a kötéllágakban nem egyforma kötéll erő van, az azt eredményezi, hogy lokálisan különböző módon nyúlik az ágakban a kötéll, azaz az átmérője is más és más lesz adott helyeken. Ez a jelenség a tárcsákon is észlelhető, ahol a kötéll átmérőjének változása relatív tárcsaátmérő változásként jelentkezik.

Lényegében mindegy, hogy a tárcsa vagy a kötéll deformálódik, az a fontos, hogy a kötéllkeresztmetszet súlypontja milyen sebességgel halad. A deformáció mentes elrendezéshez képest kisebb sebesség állapítható meg.

## 2.4 Többtárcsás kötéllhajtások

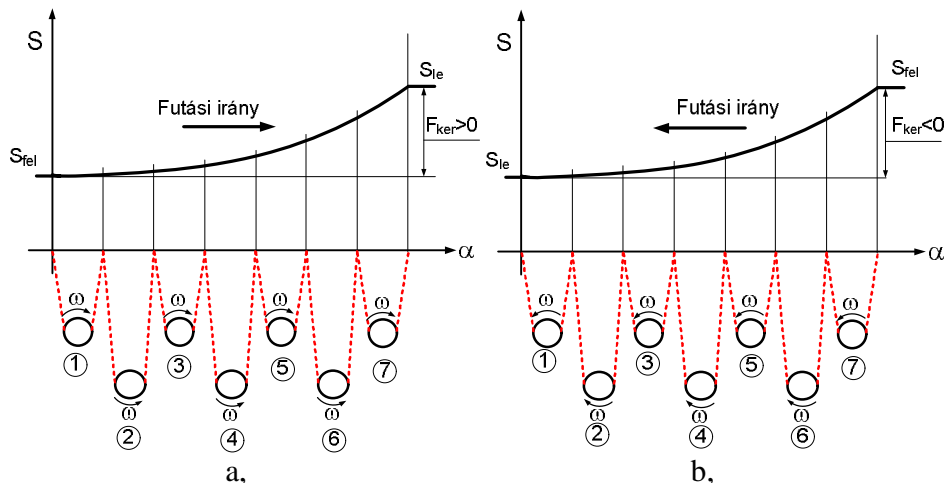
Az előző fejezetpontban már utaltunk rá, hogy az átvihető maximális kerületi erő növelésének a gyakorlatban legelterjedtebb módja az átfogási szög növelése. Egytárcsás rendszernél az elméleti legnagyobb átfogási szög  $360^\circ$ .

A gyakorlatban ez az átfogási szög egy tárcsával megvalósíthatatlan, viszont a 2.36.a ábra mutat egy példát a lehetséges megvalósításra. Egy  $360^\circ$ -os átfogási szögű tárcsa helyett kettő  $180^\circ$ -os átfogási szögű tárcsával ugyanazt a hatást érhetjük el. A húzóerő diagram vízszintes tengelyén az  $\alpha$  átfogási szöget a függőleges tengelyén az  $S$  kötéll erőt ábrázoltuk. Az  $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$  az 1-es és 2-es jelű tárcsákhoz tartozó átfogási szögek. Az  $\omega_1 = \omega_2 = \text{áll.}$  a tárcsákhoz tartozó szögsebesség, továbbá a rendszerre nézve az  $S_{1e} = S_1$  a lefutó ági, az  $S_{fel} = S_3$  felfutóági kötéll erők. A  $\mu$  - súrlódási tényezőt állandónak tekintjük.



2.36. ábra. Két tárcsával megvalósított 360°-os átfogási szög emelés esetén, ha rendszer a csúszás határán van (a,) és két 90°-os átfogási szögű tárcsa erőátviteli diagramja, ha a rendszer a csúszás határán van (b,)

A valós rendszereknél az alkalmazott átfogási szög 180°, a tereléseknél elterjedt még a 90°-os átfogási szög alkalmazása is. A 2.36.a ábra analógiája alapján a 2.36.b ábrán látható 180°-os átfogási szög megvalósítása két 90°-os átfogási szögű tárcsával. A jelölésrendszer megegyezik a már bemutatottakkal.

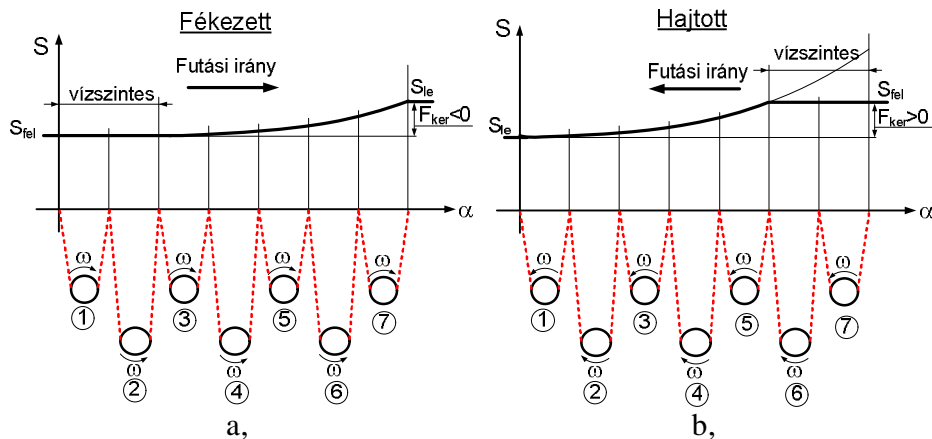


2.37. ábra. 7 tárcsás rendszer minden tárcsája 180 fokos átfogási szöggel üzemel, ekkor a teljes átfogási szög 1260°. A rendszer a csúszás határán van: süllyesztés (a,) és az emelés (b,) diagramjai

Ha a tárcsaszámot 7-re választjuk tárcsánként 180°-os átfogási szöggel, akkor a teljes rendszer úgy viselkedik, mint ha egy darab 1260°-os átfogási szögű tárcsát alkalmaztunk volna. A 2.37.a és b,

ábrák mutatnak egy-egy példát olyan 7 tárcsás rendszerre, amelynél a maximális kerületi erőt visszük át a csúszás határán [14]. Ebben az esetben a hajtásnak nincs tartaléka. A jelölésrendszer az előző ábráival azonos.

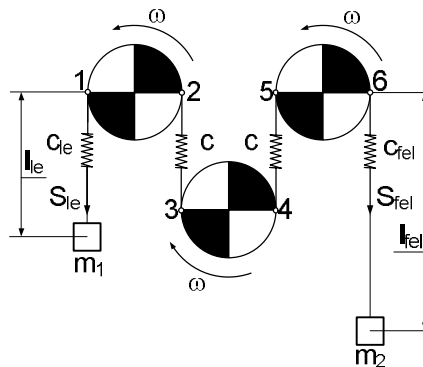
Ha rendszer nem a csúszás határán működik és a maximálisan átvihető kerületi erőhöz képest kisebb erővel üzemel, akkor tartalékkal rendelkeznek. Többtárcsás rendszer esetén lesznek tárcsák, amelyek terelőtárcsaként funkcionálnak. A súllyesztés és az emelés esetére mutat egy-egy példát a 2.38.a és b, ábra, ahol a rendszer nincs teljesen kiterhelve [14,26,36].



2.38. ábra. 7 tárcsás rendszer minden tárcsája 180 fokos átfogási szöggel üzemel, ekkor a teljes átfogási szög  $1260^\circ$ . A rendszer nem csúszás határán van, ezért tartalékkal rendelkeznek: súllyesztés (a.) és az emelés (b.) diagramjai

A továbbiakban az átvihető maximális kerületi erő számítását részletezzük többtárcsás rendszerek esetén.

#### 2.4.1. Maximálisan átvihető kerületi erő: 3 hajtótárcsás rendszer esetén



2.39. ábra. Háromtárcsás rendszer elrendezési vázlata

Az átvihető kerületi erő meghatározásának alapját a 2.39. ábrán látható háromtárcsás rendszer elrendezési vázlata adja. Az  $S_{1e}=S_1$  és  $S_{6fel}=S_6$  – a rendszer le- és felfutó ági erők,  $\omega$  – a szögsebesség,  $c$  - rugóállandó a belső ágaknál,  $c_{le}$  és  $c_{fel}$  – rugóállandók a fel- és lefutó ágaknál, 1,2,3,4,5, és 6 a kötélfutási és lefutási pontjai a tárcsákon és  $m_1$  és  $m_2$  a lefutó és a felfutó ági tömegek, adott a súrlódási tényező ( $\mu$ ) és az átfogási szög ( $\alpha$ ) és ezek állandók.

Az 1. és 2. pont közötti erőátvitelt a következő módon lehet számolni, ha az  $S_1$ - $S_6$ -ig a tárcsákon a kiemelt pontokban lévő kötélereket jelentik: (Feltételek: Az átfogási szögek teljesen kihasználva és a sűrűlő tényezők értéke azonos.):

$$F_{12} = S_1(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (2.56)$$

Tehát az  $S_1$  – az 1-es pontban a kötélere. A további két tárcsa által átvitt erő ezen analógia alapján:

$$F_{34} = S_3(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (2.57)$$

$$F_{56} = S_5(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (2.58)$$

A kiemelt pontokban (1-6-ig) a kötélerek egymáshoz képesti kapcsolataik és viszonyaik a következő módon írhatók fel: (A vonóelem súlyát elhanyagoljuk.)

$$S_2 = S_3, \quad S_2 = S_1 \cdot e^{\mu\alpha} = S_3, \quad (2.59)$$

$$S_4 = S_5, \quad S_4 = S_3 \cdot e^{\mu\alpha} = S_5, \quad (2.60)$$

$$S_6 = S_5 \cdot e^{\mu\alpha}. \quad (2.61)$$

Ha visszahelyettesítjük a (2.57), (2.58) és (2.59) összefüggéseket a tárcsák által átvitt erőt meghatározó összefüggésekbe, akkor meg tudjuk az összes erőátvitelt határozni az  $S_1$  azaz a lefutó ági erő segítségével. Az összefüggések a következők:

$$F_{12} = S_1(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (2.62)$$

$$F_{34} = S_1 \cdot e^{\mu\alpha} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1), \quad (2.63)$$

$$F_{56} = S_3 \cdot e^{\mu_s\alpha} \cdot (e^{\mu_s\alpha} - 1) = S_1 \cdot e^{\mu_s\alpha} \cdot e^{\mu_s\alpha} \cdot (e^{\mu_s\alpha} - 1) = S_1 \cdot e^{2\mu_s\alpha} \cdot (e^{\mu_s\alpha} - 1). \quad (2.64)$$

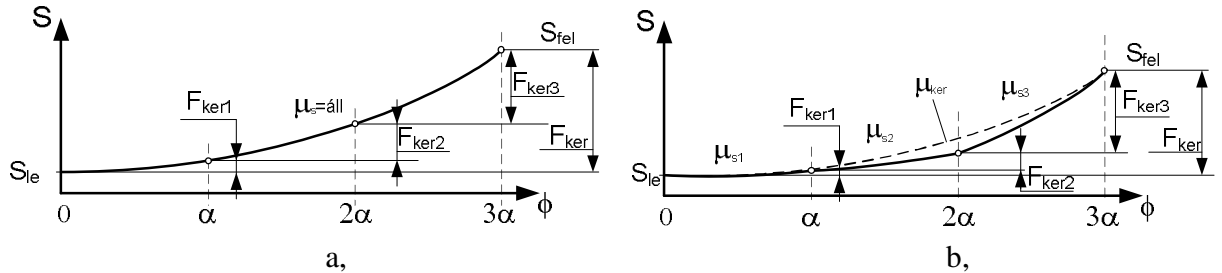
Az általánosításhoz szükséges a teljes átvitt erő meghatározása. Az  $F_{ker}$  teljes kerületi erő az egyes tárcsák kerületi erejének összegéből, azaz az egyes tárcsák által átvitt erők összegéből tevődik össze:

$$F_{ker1} + F_{ker2} + F_{ker3} = F_{12} + F_{34} + F_{56} = F_{ker}. \quad (2.65)$$

Ahol az  $F_{ker1-3}$ -ig az egyes tárcsákon lévő kerületi erők. A kerületi erőt a lefutó ági erővel is ki lehet fejezni, mert a már kifejezett kötélere arányok felhasználhatók:

$$F_{ker} = S_1 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \cdot [1 + e^{\mu\alpha} + e^{2\mu\alpha}]. \quad (2.66)$$

A 3 tárcsás eset erőátviteli diagramját mutatja a 2.40. ábra. Az  $F_{ker1}$ ,  $F_{ker2}$  és  $F_{ker3}$  mutatják a tárcsánkénti kerületi erőket, az  $F_{ker}$  a teljes rendszer által átvitt kerületi erőt jelenti. A súrlódási tényező állandónak tekinthető.



2.40. ábra. A háromtárcsás rendszer erőátvitel a csúszás határán, ha a súrlódási tényező állandó (a,) és ha a súrlódási tényező tárcsánként eltérő (b,)

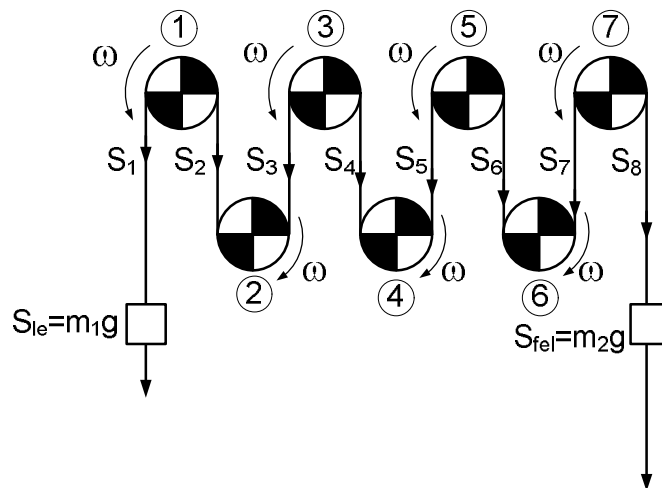
Ha a súrlódási tényezőt tárcsánként változónak vesszük, akkor a 2.40.b ábrán látható módon eltérő meredekségű erőátviteli görbék tartoznak az egyes tárcsákhoz. Ha az összes tárcsára nézve az átlagos súrlódási tényező megegyezik a 2.40.a ábrán adott súrlódási tényezővel, akkor a két rendszer egyforma maximális kerületi erő átvitelére képes. Ebben az esetben az eredő súrlódási tényező a következő formában írható:

$$\mu_{ker} \approx f(\mu_1; \mu_2; \mu_3, \alpha). \quad (2.67)$$

Ha a rendszer terhelései túllépik az átvihető maximális kerületi erő nagyságát, akkor megcsúszás következik be. A továbbiakban a tetszőleges tárcsaszámú rendszer maximálisan átvihető kerületi erejének számítását részletezzük.

#### 2.4.2. Maximálisan átvihető kerületi erő

A továbbiakban a tetszőleges tárcsaszámú rendszerekre általánosítunk úgy, hogy a 2.41. ábrán látható 7 tárcsás rendszert vesszük alapul.



2.41. ábra. A vizsgált 7 tárcsás rendszer elrendezési vázlat

A tárcsák által továbbított erőt a tárcsa előtti és utáni kötélágban lévő kötélterő különbségével számoljuk:

$$F_{12} = S_2 - S_1, F_{i,i+1} = S_i - S_{i-1}. \quad (2.68)$$

Vagy számolható a már korábban bemutatott módon is, viszont, ha az átfogási szög ( $\alpha$ ) és a sűrűlódási tényező ( $\mu$ ) nem egyforma a tárcsákon, akkor az átvitt erőket a következő módon számoljuk:

$$F_{12} = S_1(e^{\mu_1\alpha_1} - 1), F_{i,i+1} = S_i(e^{\mu_i\alpha_i} - 1), \quad (2.69)$$

ahol az  $\alpha_i$  és a  $\mu_i$  az  $i$ . tárcsához tartozó átfogási szög és a tárcsa, ill. a kötéll között fellépő sűrűlódási tényező. A Euler összefüggés szerint a kötélterők meghatározásának módszere, ha a rendszer a csúszás határán van:

$$S_2 = S_1 e^{\mu_1\alpha_1}. \quad (2.70)$$

Az  $i$ . tárcsánál a felfutó ági kötélterő:

$$S_i = S_{i-1} e^{\mu_i\alpha_i}. \quad (2.71)$$

Az  $i$ . tárcsa által átvihető kerületi erő:

$$F_i = S_{i-1} \cdot e^{\mu_i\alpha_i} \cdot (e^{\mu_i\alpha_i} - 1), i = 2,3,\dots,n. \quad (2.72)$$

A 2. tárcsa által átvitt erő az  $S_2$  és az  $S_1$  kötélterőkből kifejezve:

$$F_{23} = S_2 \cdot e^{\mu_2\alpha_2} \cdot (e^{\mu_2\alpha_2} - 1) = S_1 \cdot e^{\mu_1\alpha_1} \cdot e^{\mu_2\alpha_2} \cdot (e^{\mu_2\alpha_2} - 1), \quad (2.73)$$

tömörebben

$$F_{23} = S_1 \cdot e^{\mu_1\alpha_1 + \mu_2\alpha_2} \cdot (e^{\mu_2\alpha_2} - 1). \quad (2.74)$$

Az  $i$ . tárcsa által átvitt kerületi erő:

$$F_{i,i+1} = S_1 \cdot e^{\sum_{i=1}^i \mu_i\alpha_i} \cdot (e^{\mu_i\alpha_i} - 1). \quad (2.75)$$

Az 1. és 2. tárcsa által átvitt kerületi erők aránya

$$\eta_{F_{21}} = \frac{F_{23}}{F_{12}} = \frac{S_1 \cdot e^{\mu_2\alpha_2} \cdot (e^{\mu_2\alpha_2} - 1)}{S_1 \cdot (e^{\mu_1\alpha_1} - 1)} = e^{\mu_2\alpha_2} \cdot \frac{e^{\mu_2\alpha_2} - 1}{e^{\mu_1\alpha_1} - 1}. \quad (2.76)$$

Általánosítás az  $i+1$ . és az  $i$ . tárcsákra [14,49]:

$$\eta_{F_{i+1,i}} = \frac{F_{i+1,i+2}}{F_{i,i+1}} = \frac{S_1 \cdot e^{\left(\sum_{i=1}^{i+1} \mu_i \alpha_i\right)} \cdot (e^{\mu_{i+1} \alpha_{i+1}} - 1)}{S_1 \cdot e^{\left(\sum_{i=1}^i \mu_i \alpha_i\right)} \cdot (e^{\mu_i \alpha_i} - 1)} = \frac{e^{\mu_1 \alpha_1 + \mu_2 \alpha_2 + \dots + \mu_i \alpha_i + \mu_{i+1} \alpha_{i+1}} \cdot (e^{\mu_{i+1} \alpha_{i+1}} - 1)}{e^{\mu_1 \alpha_1 + \mu_2 \alpha_2 + \dots + \mu_i \alpha_i} \cdot (e^{\mu_i \alpha_i} - 1)} =$$

$$= e^{\mu_{i+1} \alpha_{i+1}} \cdot \frac{e^{\mu_{i+1} \alpha_{i+1}} - 1}{e^{\mu_i \alpha_i} - 1}. \quad (2.77)$$

A következőkben az egyforma átfogási szög és súrlódási tényező eseteit vizsgáljuk.

Ha  $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i = \pi$  és  $\mu_1 = \mu_2 = \dots = \mu_i = \mu$ , akkor az általánosított összefüggések jelentősen leegyszerűsödnek, például a (2.77) összefüggésből a következő egyszerű összefüggés lesz (bármelyik áttételre):

$$\psi_{\max} = e^{\mu \alpha}. \quad (2.78)$$

Az  $i$ -dik tárcsán a felfutó ági kötél erő, a lefutó ági kötél erő és az átvihető kerületi erő összegeként határozható meg:

$$S_{i+1} = S_i + F_{i,i+1}. \quad (2.79)$$

Az  $i$ -dik tárcsán a felfutó ági és a lefutó ági kötél erőket az Euler-féle törvény ismeretében számítjuk:

$$S_{i+1} = S_i e^{\mu_i \alpha_i} = S_i \psi_i. \quad (2.80)$$

Az  $i$ -dik tárcsa által átvitt kerületi erő az Euler összefüggés felhasználásával:

$$F_{i,i+1} = S_i (e^{\mu_i \alpha_i} - 1) = S_i (\psi_i - 1). \quad (2.81)$$

A maximálisan átvihető kerületi erő, [12, 42]:

$$F_{\text{kermax}} = \sum_{i=1}^n F_{i,i+1} = \sum_{i=1}^n \left[ S_1 e^{\left(\sum_{i=1}^n \mu_i \alpha_i\right)} \cdot (e^{\mu_i \alpha_i} - 1) \right]. \quad (2.82)$$

A jobb szemléltetés érdekében vizsgáljuk meg a 7 tárcsás rendszerünket úgy, hogy a lefutó ági erő 1000 N, továbbá a súrlódási tényező 0,1, amely minden tárcsán állandó és a tárcsáknál az átfogási szög  $180^\circ$ . A 2.42.a ábrán látható az egyes tárcsák le- és felfutó ági kötélereje, a 2.42.b ábrán az egyes tárcsák által átvitt kerületi erő. Az első tárcsa által átvitt kerületi erő nagysága több, mint hatszor kisebb az utolsó tárcsa által átvitt kerületi erőhöz képest.

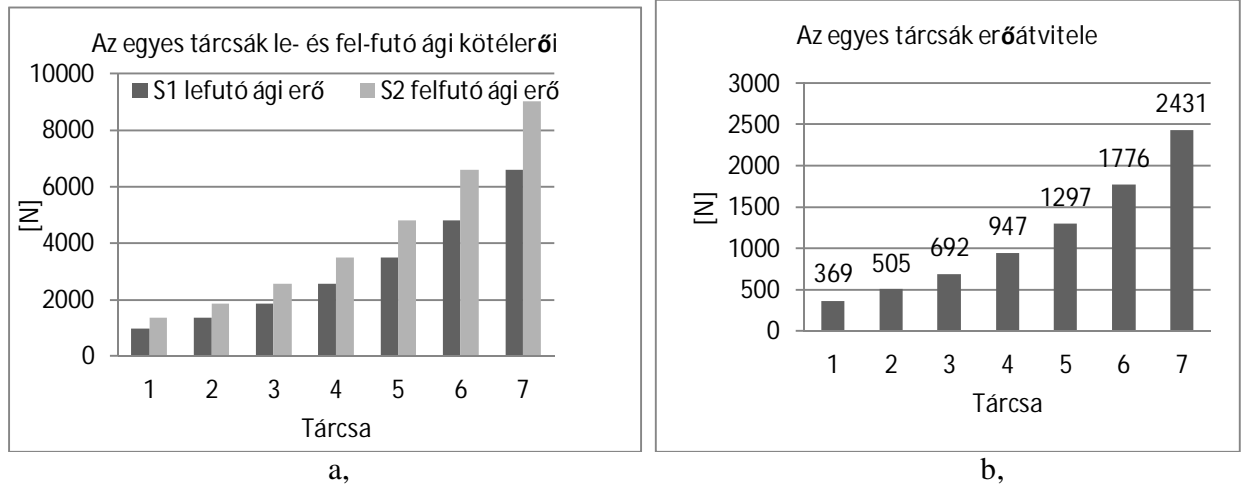
Ha  $n$  számú tárcsát nézünk, akkor a rendszer kerületi ereje, azaz az átvihető maximális kerületi erő a következő összefüggéssel fejezhető ki:

$$F_{\text{ker } n} = S_1 \cdot (e^{\mu \alpha} - 1) \cdot \left[ 1 + e^{\mu \alpha} + \dots + e^{(n-1)\mu \alpha} \right]. \quad (2.83)$$

Ezek alapján az  $F_{\text{ker } n}$  kerületi erő megcsúszás mentes átviteléhez szükséges lefutó ági erő meghatározható:



$$S_{le} \geq \frac{F_{ker\ n}}{(e^{\mu\alpha} - 1) \cdot [1 + e^{\mu\alpha} + \dots + e^{(n-1)\mu\alpha}]} \quad (2.84)$$



2.42. ábra. Általános 7 tárcsás hajtás tárcsánkénti le- és fel-futó ági kötélerei (a,) és az egyes tárcsák által átvitt kerületi erő nagysága (b,)

Ha egy tengelyre történik a hajtás, akkor az  $M_0$  megcsúszás mentes hajtónyomaték is kiszámolható az alábbi módon, ha a tárcsák átmérője azonos:

$$M_0 = F_{n,n+1} \cdot R = F_{ker\ n} \cdot R, \quad (2.85)$$

ahol  $n$  az utolsó tárcsa sorszáma. A kerületi erő  $n$  darab tárcsa esetén az egyes tárcsák által átvitt kerületi erők összege:

$$F_{ker} = F_{12} + F_{23} + F_{34} + \dots + F_{n,n+1} = F_{ker\ 1} + F_{ker\ 2} + F_{ker\ 3} + \dots + F_{ker\ n}. \quad (2.86)$$

Ha nem egy tengelyre történik a hajtás, vagy  $R_i \neq R_{i+1}$ , azaz nem egyformák a tárcsasugarak, akkor a nyomatékok is különbözőek lesznek az egyes tárcsáknál:

$$M_{12} = F_{12} \cdot R_1, \quad M_{i,i+1} = F_{i,i+1} \cdot R_i. \quad (2.87)$$

A rendszerre nézve az eredő szükséges nyomaték a következő alakban írható:

$$M_o = \sum_{i=1}^n F_{i,i+1} R_i. \quad (2.88)$$

## 2.5. A vonatkozó kutatási irodalmak és kutatási előzmények feldolgozása

A kutatási feladatomban fő nehézsége, hogy a balesetről a bírósági ügy miatt csak kevés információt kaptam meg, illetve a belső erőjáték témakörében a többtárcsás hajtásokról csak érintőlegesen magyar és külföldi irodalom áll rendelkezésre.

A mai kutatási irányok alapján, ahol a minél nagyobb átvihető teljesítmény és a megcsúszás mentes üzem elérése a cél, a többtárcsás súrlódó rendszerek terjedtek el. Nem ritka a 10-20 közötti tárcsa számú hajtások alkalmazása sem, amely az összesített átfogási szög növelésének felel meg. A nagy tárcsaszámnál az Euler összefüggést használják, amely a rendszer maximális kihasználtságánál adja meg a legnagyobb átvihető kerületi erőt, amennyiben a csúszás határán üzemelünk. Terheléstől függően az egyes tárcsák egyenlőtlen erőátvitellel és különböző kopásokkal jellemezhetők.

A belső erőjátékról többtárcsás súrlódó hajtások esetén kevés információval rendelkezünk [1, 14, 36, 39, 47, 49, 70]. A baleseteket, amelyek nem járnak nagy anyagi kárral, vagy személyi sérüléssel nem dokumentálják részletesen, ezért a pontos okokra nehezen lehet választ adni. Kiemelendő a Westfälische Berggewerkschaftskasse Seilprüfstelle 1966-os Bochum-i jelentése (18. oldal) [73], amelyben a mi esetünkhöz nagyon hasonló kötélszakadást írnak le. A pontos okokra sajnos nem térnek ki.

A többtárcsás hajtások kérdéskörén belül a bányászati csörlőket vizsgálta például Wainwright E. J. [72], de a belső erőjáték, vagy a többtárcsás hajtási problémára nem tér ki. Billich J. és Hoffmann K. [6] a két párhuzamosan futó kötélt hajtási problémáját vizsgálta, ha a meghajtótárcsák átmérője különbözik (kötéllel alátámasztott futószalagoknál), amely esetünkre nem alkalmazható. A kötélpályák szakirodalma nagy, de ott általában 2 tárcsás meghajtást alkalmaznak és azt is főleg csak az inga-járatúaknál [61]. Meg kell említeni Robol A. [60] kutatását is, aki elsődlegesen az átvihető teljesítményre helyezte a hangsúlyt, de a belső erőjáték problémájával nem foglalkozik.

Az egyik legalaposabb munka a többtárcsás hajtások elméletét illetően Heumann H.-hoz [28, 29, 30] kötődik, aki 2 és 3 tárcsás rendszereket vizsgált. Kitér arra, hogy az elméleti erőátvitelnél hogyan történik az egyes tárcsák között az erőeloszlás például az Euler-féle összefüggés alapján. Sajnos az elméletitől eltérő belső erőjátékot, mint például az átmérőkülönbségből adódó erőjátékot Ő sem vizsgálta.

A kötélt és tárcsát tanulmányozta Lugris [44], de a belső erőjáték problémájára Ő sem tér ki. A többtárcsás hajtásokhoz közvetett kapcsolódó rendszerek például a Continuous Variable Transmissions (CVT)-k területén Bullinger [9] és Srivastava [66] értekezéseit tekinttettem át, de a CVT-k alapvetően különböznek a tárgyalt rendszerünktől. Ott mindig egy tengely hajtott, ezért a szinkron hajtási problémák helyett a megcsúszási problémák a jellemzőek.

Az átnézett irodalom alapján a baleset okainak feltárásához szükséges a belső erőjáték pontos ismerete.

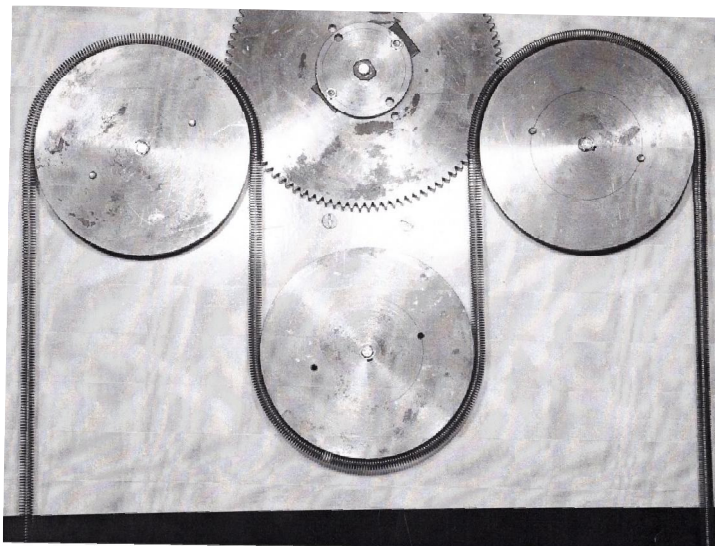
### 2.5.1. A jelenlegi kutatáson korábban dolgozók munkájának összefoglalása

A Mexikói-öbölben bekövetkezett baleset után Roland Veeret Úr (Casar Drahtseil Werk Saar GMBH) és Dr. Oplatka Gábor professzor (nyugalmazott Professzor ETH Zürich) úgy döntöttek, hogy a balesetet okozó kötélszakadás lehetséges okait meg kell vizsgálni. Dr. Oplatka Gábor Professzor Úr javaslatára, ezért Dr. Cselényi József professzor (Miskolci Egyetem Anyagmozgatás és Logisztika Tanszék) és Dr. Barkóczy István (FUX ZRt.) közreműködésével egy ösztöndíjat alapítottak, amelyet elsőként 2002-ben Keresztesi János nyert, aki már a diplomamunkájában, [36] is a többtárcsás súrlódó hajtások elméletével foglalkozott. A szakmai vezetését Dr. Cselényi József professzor látta el. A szakmai kommunikációt az Egyetem és a Casar cég között, illetve a további szakmai támogatást Dr. Oplatka Gábor professzor vállalta magára. Keresztesi János 3 évet

foglalkozott a témával és elsődlegesen a probléma gyakorlati megközelítését tűzte ki célul. A kutatása alatt született meg az ötlet, hogy a kötelet egy olyan médiummal kell helyettesíteni, amely tulajdonsága hasonló a kötéléhez, de a jelenségeket felnagyítva lehet vizsgálni. Dr. Oplatka Gábor és Dr. Cselényi József professzorok közös ötletéből kiindulva a kötelek helyett a körszelvényű hengeres csavarrugót választották. A kötélérő, vagy a rugóerő a rugó megnyúlásából a lineáris rugó karakterisztika alapján számolható. Az alap ötlet az volt, hogy minden rugó menet közötti megnyúlást megmérve a teljes rendszerben minden ponton mérhető lesz a kötélérő.

A rugóról készült nagyfelbontású digitális fénykép alapján a pixeltávolságok meghatározhatók. A kamera torzítása és felbontási korlátok figyelembe vételével a teljes rendszerről készíthető egy felvétel, így a pillanatnyi állapot a tárcsákon és az egyenes rugószakaszokban leképezhető.

Az ötlet alapján Keresztesi János tervezett és meg is épített egy 3 tárcsás rendszert. A 3 tárcsás rendszerről készített pillanatkép a 2.43. ábrán látható. A tárcsákat ékszíjjal kötötte össze és villanymotorral hajtotta. A tárcsák horonykialakítása olyan módon történt, hogy a rugó középvonalát a tárcsa széle nem takarhatta, mert a középvonal mentén kívánta vizsgálni az íves szakaszokon is a rugóerőt.

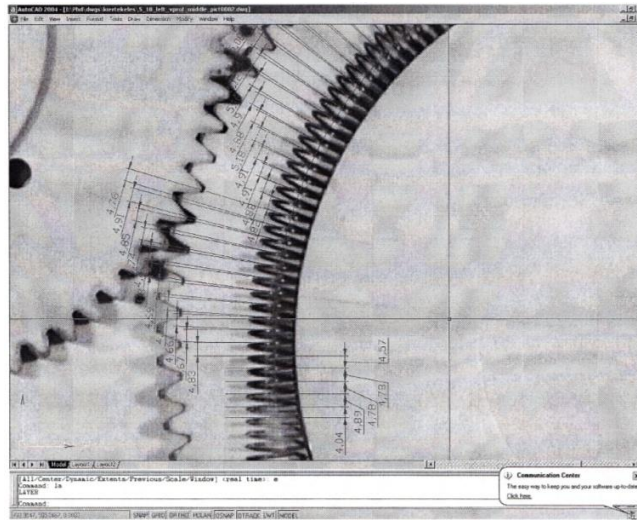


2.43. ábra. A 3 tárcsás rendszerről készített pillanatkép

A méréseinél megvárta, hogy a kvázi statikus állapot beálljon. Ezt úgy érte el, hogy megjelölte az első tárcsa felfutási pontjánál a rugót. Amint ez a pont elhagyta az utolsó tárcsa lefutási pontját, akkor készített három fényképet. A három fénykép közül kiválasztott egyet, amelyen Adobe Photo Shop képszerkesztő programmal megmérte a pixeltávolságot az összes rugómenet között. A menet távolságok manuális kiértékelése rendkívül hosszadalmas volt.

János az elméleti diagramokat akarta kiméni, stacioner esetben. A kiértékelések az egyenes szakaszon már biztatóak voltak, de az íves szakaszokon sok pontatlanságot és hibát generáltak. A korábbi méréseiből egy kiértékelési eredményt mutat a 2.44. ábra.

Keresztesi János 2005-ben adta tovább a feladatot Otrosinka Tibor, aki a FUX ZRt-nél dolgozott és ott végezte a kutatást. Dr. Oplatka Gábor Professzor Úrral közösen megvizsgálták az előző 3 tárcsás berendezés és a vizsgálati módszer hibáit. Arra a következtetésre jutottak, hogy az íves szakaszokon nem érdemes mérni, mert a rugó középvonalát nehéz megállapítani, ami sok hibát visz a kiértékelésbe. Továbbá a tárcsák számának növelését javasolták a valós rendszerekhez hasonlóan. Otrosinka Tibor ezért egy új 7 tárcsás berendezést épített. Az előző 3 tárcsás rendszerből a tárcsa



2.44. ábra. Menetenkénti kiértékelés az íves szakaszon Autocad program használatával

horonykialakítását, a meghajtás módszerét és a rugót, mint helyettesítő médiumot átvette. A megvalósított rendszerről készített pillanatkép a 2.45. ábrán látható

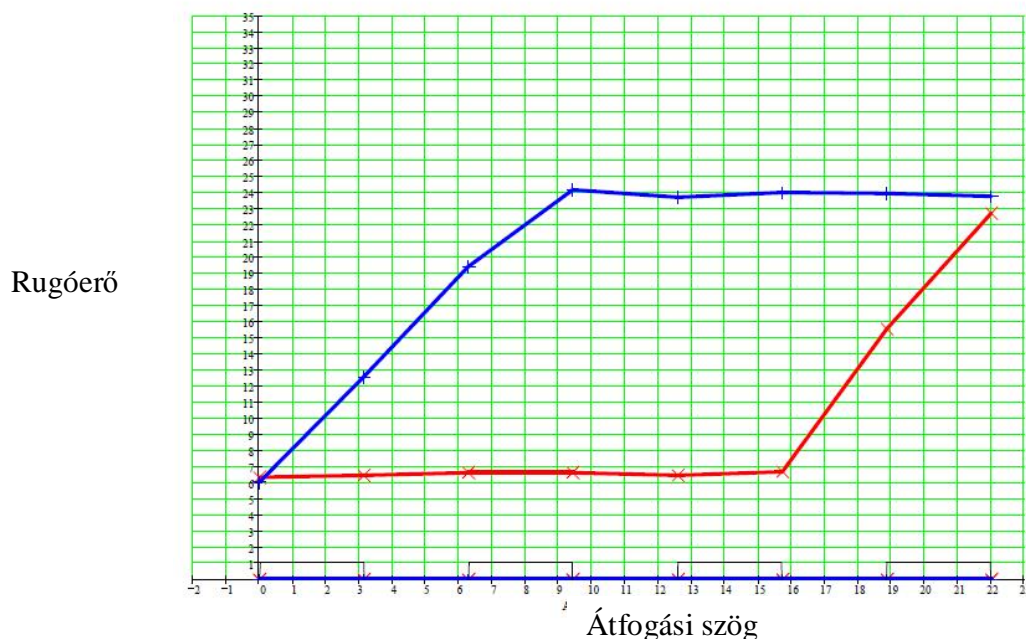
Az új berendezésnél megnövelt tárcsaszám mellett a nagyobb hosszúságú rugóknak köszönhetően hosszabb futások is kivitelezhetők. A gép elektromos kapcsolási rajzát megkaptam. A Catia CAD szoftverben megkaptam továbbá a 7 tárcsát és pozíciójukat.



2.45. ábra. A 7 tárcsás gép

A mérést hasonlóan az elődhez kvázi stacionárius állapot beállása után végezte. A mérés során egy terhelési konfigurációról három képet készített, amelyen mind a 7 tárcsa látható egyszerre. A 7 tárcsás képeknél már egy 5 Megapixeles fényképezőgépet használt. Mind a három fényképet kiértékelte. A kiértékelés során Adobe Photo Shop programmal megmérte az egyenes ágaknál 10 rugómenet távolságát. Az íves szakaszokat a korábbi pontatlanságok miatt már nem értékelte ki. A kiértékelte képek eredményeit a MathCAD programmal jelenítette meg. Egy példát mutat a 2.46. ábra egy elméleti futásra.

Vizsgálatai során az elméleti diagramokat mérte ki, illetve a kvázi stacionárius eseteknél bekövetkező állandó jelenségeket. A kutatásban elakadt és a belső erőjáték problémájával kapcsolatban sajnos nem jutott előre.



2.46. ábra. Kiértékelési eredmény Adope Photo Shop és Mathcad programmal

## 2.6. A kutatás kezdete és célkitűzés

A Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Karán 2007-ben végeztem. Már az államvizsga előtt informálódtam a lehetséges P.hD témákról. Az Anyagmozgatás és Logisztika Tanszéken Jármű Károly Professor Úr ajánlotta ezt a kutatási lehetőséget. Nagy szakmai kihívást láttam meg benne, amely a kutatás során többszörösen be is igazolódott. A jelentkezésemet követően a miskolci és a németországi interjúk után kaptam meg a lehetőséget a munka elkezdésére.

A témavezetőm Cselényi József Professor Úr lett, a szakmai tanácsadást és a Casarral történő kommunikációt Oplátka Gábor Professor Úr vállalta magára. A kutatás helyszínét és további szakmai támogatást a FUX ZRt. biztosította. A kutatásom második hónapjában Cselényi professor Úr elhunyt, ezért Németh János Docens Úr vette át a téma és a szakmai vezetést Szabó Tamás Docens Úr társvezetésével.

A kutatás során első lépésként az elődök munkáját és a vonatkozó irodalmakat tekintetem át, hogy a bevezetőben feltett 3 kérdésre választ kapjak. A téma jellegzetessége, hogy túl konkrét és kevés a vonatkozó irodalom magyar és külföldi nyelvű irodalom. Általánosságban elmondható, hogy mindenki az Euler összefüggést vagy annak egy módosított verzióját alkalmazza. A felhasznált irodalomból nem tudtam megválaszolni a feltett kérdéseket. A balesetről, ahogy korábban említettem nem kaptam bővebb tájékoztatást. Az eljutott információk közül azt emelném ki, hogy:

- a kötél elszakadása miatt borult fel a hajó,
- a fel és lefutó ági terheléseknél nem történt változás,
- a többtárcsás súrlódó hajtás fel és lefutó ági pontja között történt a kötélszakadás.

Megvizsgáltam az elődeim munkáját is, de a három kérdésre továbbra sem tudtam választ adni.

A három kérdésre csak a többtárcsás súrlódó hajtások belső erőjátékának vizsgálatával adható válasz. Ezért a válaszadáshoz szükséges:



- az aktuális 7 tárcsás gép felülvizsgálata és az alapján módosítása, vagy egy új gép építése,
- az elméleti modellezés,
- a mérési és a szimulációs eredményekből általánosítás.

## 2.7. ÖSSZEFOGLALÁS

A fejezetben a tudomány aktuális állását térképeztem fel. Bemutattam a többtárcsás súrlódó hajtások általános felépítését, amelynél kiemeltem a kötél (vonóelem), hajtás és a tároló dobot, mint főbb alkotóelemeket.

A következőkben a kötelek jellemzőit ismertettem. Kitértem a kötélfejlődés főbb állomásaira az első kötél szerkezettől a napjainkban használt bonyolultabb szerkezetekig. (Warrington, Seale, Warrington-SealeS, stb.) A speciális felhasználási területek közül kitértem a zártpásmás, a forgásmentes, a tömörített pásmás és a műanyagbetétes kötelekre.

A zárt pásmás kötelek külső rétege a huzal kialakítás miatt zárt, ezért a külső szennyeződéseket, vagy a tengervizet nem engedi a pásmák közé így növelve annak élettartamát.

A kötelek szerkezetéből adódóan terhelés hatására forgatónyomaték is ébred bennük. A forgásmentes köteleknél ellentétes irányú forgatónyomatékokkal küszöbölik ezt ki, amelyet megfelelően választott elemi szál keresztmetszettel és ellentétes sodrásirányú rétegekkel érnek el.

A tömörített pásmás köteleknél a pásmákon belül az egyes elemi szálak a húzógyűrűn történő „tömörítés” hatására felületi érintkezéseik lesznek, amely jobb kopásállóságot és nagyobb élettartamot biztosít.

A műanyag betétes kötelek fő előnye, hogy a műanyag betét a pásmák belső nyomását csökkenti, illetve a pásmákat a helyükön tartja, ezért az élettartamot növeli.

A speciális kötelek bemutatása után a kötelek belső és külső kenését, annak módjait és előnyeit, illetve a hozzá tartozó ajánlásokat is részleteztem.

A következőkben kitértem a huzalok, pásmák és kötelek nyúlási jellemzőire. Bemutattam továbbá a kötelek rugalmassági modulusát, amelyet mindig két terhelési állapot között értelmezünk.

Részleteztem a kötelek hajlítással szembeni ellenállását és a hajlítási merevséget.

A többtárcsás súrlódó hajtásoknál elsődlegesen a felhasználási körülmények és terhelési viszonyok adják meg, hogy milyen kötél javasolt. A köteleket választjuk a feladathoz és nem a feladatot a kötélelhez.

A csörlő (tároló dob) jellemzőket ismertettem. Kitértem a hajtási megoldásokra, a dob / kötél átmérő viszonyának fontosságára, a fel- és lecsévélési szögek jellemzőire és a tipikus hibákra.

Ezután bemutattam a tárcsa horony jellemzőket, kitérve a H, U, alámetszett U és V horonykialakításokra. A tárcsaátmérő és a kötélátmérő viszony fontosságát és a kopott horony problémáját is részleteztem.

A továbbiakban a 3 fő alkotóelemet együtt rendszerként, mint többtárcsás súrlódó hajtást vizsgáltam.

Az első irodalomkutatás során az általánosságban használt Euler összefüggést mutattam be.

A hajlékony vonóelem differenciál egyenletét levezetve kitértem a vontatás és a hajtás eseteire. A hajtásnál az általános Euler összefüggés mellett a kerületi erőt mutattam be egy tárcsás esetén, ha a rendszer teljes kihasználtsággal üzemel, illetve ha a rendszer tartalékkal is rendelkezik. Ismertettem a megcsúszással szembeni biztonságát, amelyet elsődlegesen a rendszer tartaléka határoz meg.

Kitértem az átvihető kerületi erő növelésére, amelyet vagy a súrlódási tényező, vagy az átfogási szög növelésével érhető el.

A súrlódási tényező látszólagos növelését a kontaktnyomás növelésével érik el, amelyhez az alámetszett U vagy a V tárcsahorony kialakításokat alkalmazzák. Bemutattam az U horony

---

alámetszéséből és a V horony horonyszögéből következő látszólagos súrlódási tényező növekedést. Az átfogási szög növelését a gyakorlatban több tárcsa használatával érik el.

Kitértem az Euler összefüggés elhanyagolásaira, majd a többtárcsás kötélhajtások bemutatásával folytattam. Bemutattam, hogy hogyan alakul az egyes tárcsák erőátvitelére többtárcsás rendszerrel teljes kihasználtságnál és ha a rendszer rendelkezik tartalékkal hajtási és fékezési esetekben. Ezt követően bemutattam a maximálisan átvihető kerületi erőt 3 tárcsás és a tetszőleges tárcsás rendszerrel. Az Euler összefüggés alapján az egymást követő kiterhelt tárcsák arányosan egyre nagyobb kerületi erőt visznek át.

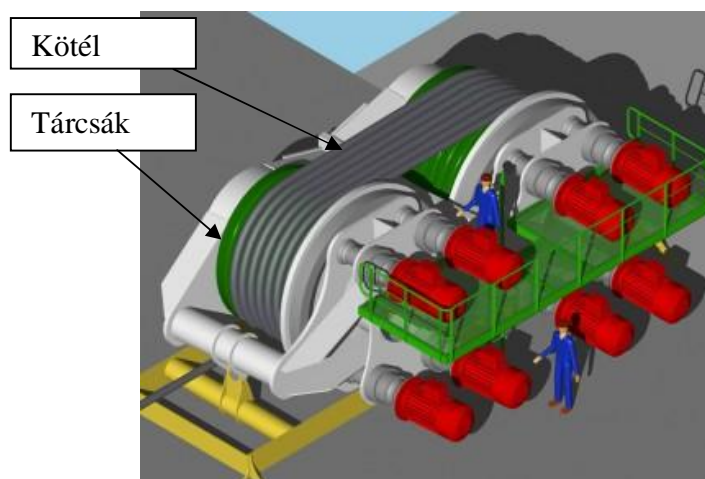
A témához kapcsolódó közvetett és közvetlen irodalmak feldolgozása után arra a megállapításra jutottam, hogy a baleseteket, amelyek nem járnak nagy anyagi kárral, vagy személyi sérüléssel nem dokumentálják részletesen, illetve a pontos okokra a dokumentált esetekből sem adható válasz. A belső erőjátékot a fellelhető irodalmak alapján eddig nem vizsgálták. A kutatási témámmal eddig két korábbi doktorandusz foglalkozott. Bemutattam Keresztesi János 3 tárcsás rendszerét. Ő az elméleti diagramokat akarta kimérni, de a rugómenetenkénti kiértékelés problémája mellett a kutatással nem haladt előre. A kutatást átadta Otrosinka Tibornak. Tibor egy 7 tárcsás gépet épített és a stationér állapotot vizsgálta amelyről 3 felvételt készített és azokat átlagolta. A kutatással sajnos Ő is elakadt. Ezután vettem át a kutatást az aktuális témában.

A következő fejezetben a többtárcsás súrlódó hajtások belső erőjátékának mérésére alkalmas vizsgáló berendezéssel foglalkozunk.

### 3. Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

A többtárcsás súrlódó hajtások felépítés szempontjából több csoportra bonthatók. A modellezés során az összes csoportot és minden egyedi tulajdonságot nem lehet figyelembe venni, ezért általánosítás szükséges.

A vizsgálat szempontjából az alap többtárcsás hajtás felépítésnek a 3.1. ábrán látható nagyteljesítményű súrlódó hajtást tekintjük. A valós rendszereknél a hajtott tárcsák és a vonóelem ezen elrendezése a legelterjedtebb.



3.1. ábra. A felépítés szempontjából a modellezés alapját képező súrlódó hajtás modellje

A továbbiakban arra keressük a választ, hogy milyen módon lehet a modellezésre alkalmas kötélhajtási rendszert építeni. A hajtás paramétereit és a kötélterő pontos megállapítása elsődleges fontosságú [5].

#### 3.1. Paraméterek bemutatása

A modellezés szempontjából azon paraméterek lényegesek, amelyek hatással vannak a vonóelemben ébredő erőkre.

A 3.2. ábra mutatja a vizsgálat alapját képező paramétereket. A hajtásban részt vevő elemek közül négy csoportot különböztettünk meg:

- tárcsa paraméterek,
- vonóelem paraméterek,
- a hajtási rendszer paraméterei,
- környezeti változók.

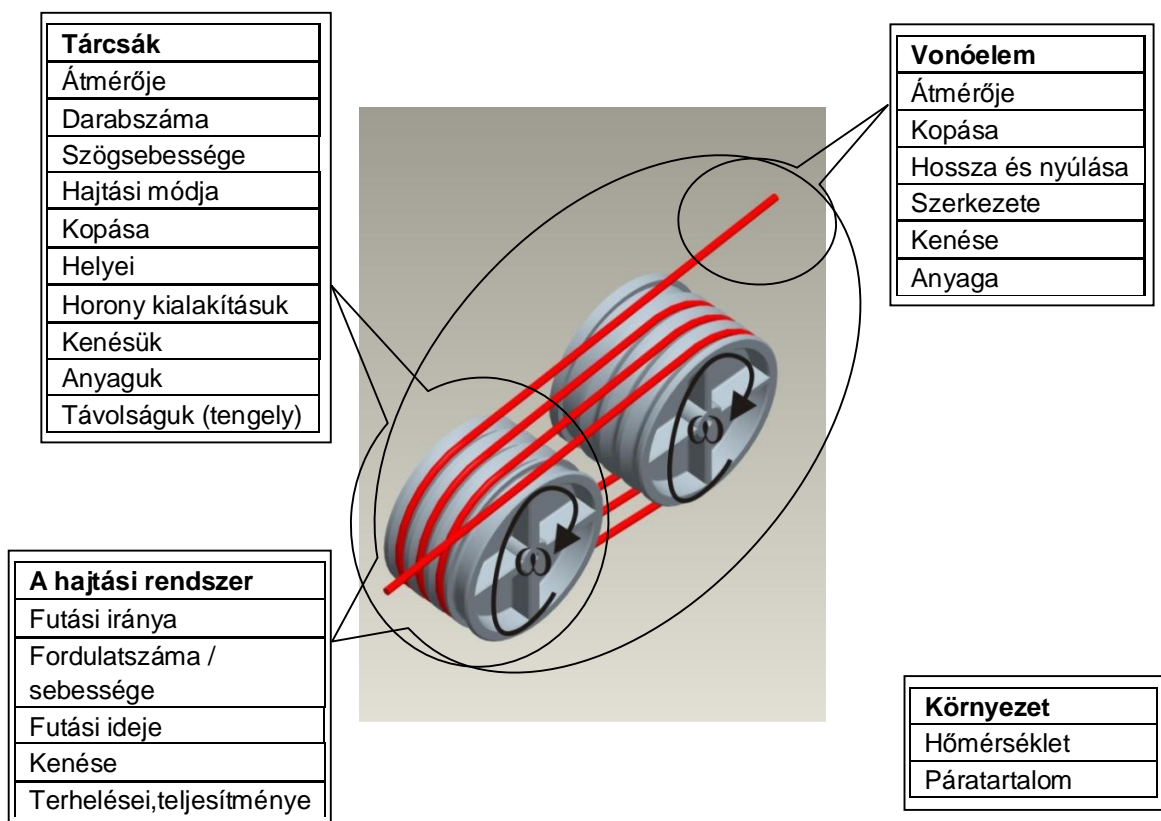
Ha az Euler összefüggés alapján vizsgáljuk meg a fenti felsorolást, akkor látható, hogy a terhelések és a hajtótárcsák átfogási szöge szerepelnek a vizsgálni kívánt jellemzők között. A súrlódási tényezőt a 3.2. ábrán felsorolt jellemzők közül a következők befolyásolják:

- a tárcsakopás,
- a tárcsa horonykialakítása és a kontaktgeometria,
- a tárcsa anyaga és kenése,
- a vonóelem átmérője,
- a vonóelem kopása,



## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

- a vonóelem anyaga és szerkezete,
- a vonóelem külső kenése,
- a vonóelem sebessége,
- hőmérséklet,
- és a páratartalom.



3.2. ábra. A modellezés és a vizsgálatok alapját képző paraméterek

### 3.2. A mérési elv felülvizsgálata

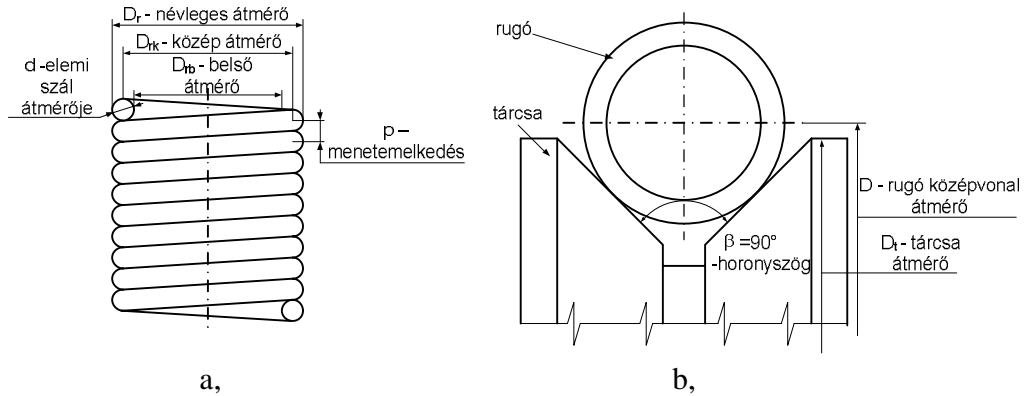
A vizsgálatok célja, hogy a paraméterek folyamatos változtatása mellett a vonóelemen ébredő erőt mérni tudjunk. A kötélrő folyamatos mérése nem egyszerű feladat. A valós rendszereknél a legtöbb esetben erőmérő cellák alkalmazása lehetséges, vagy a kötéltrezgésből is megállapítható az aktuális kötélrő [37, 38, 62].

A mérést úgy kell megvalósítani, hogy a kötélrőt folyamatosan a futás alatt kötélaganként tudjuk mérni. A többtárcsás súrlódó hajtásoknál a kötélfolyamatosan mozog, ezért az adott kötélagakban történő mérés bonyolult. Egyik lehetőség a korábban bemutatottak alapján a kötélfolyamatosan mozogó helyettesítése.

Kötelek helyett a rugók alkalmazása jó megoldást kínál az egyszerű és folyamatos erőmérésre. A választott rugó egy kör keresztmetszetű előfeszített hengeres csavarrugó, melynek vázlata a 3.3.a ábrán látható. A 3.3.b ábrán a tárcsa V horonykialakításának a vázlata látható, amely 90°-os

## Többszálas sűrűdő hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

támasztó és terelő funkciójú horony. A rugómenetek alap esetben összeérnek, de használhatunk olyan hengeres csavarrugót is, amelynél nagyobb a menetemelkedés, mint az elemi szál átmérője.

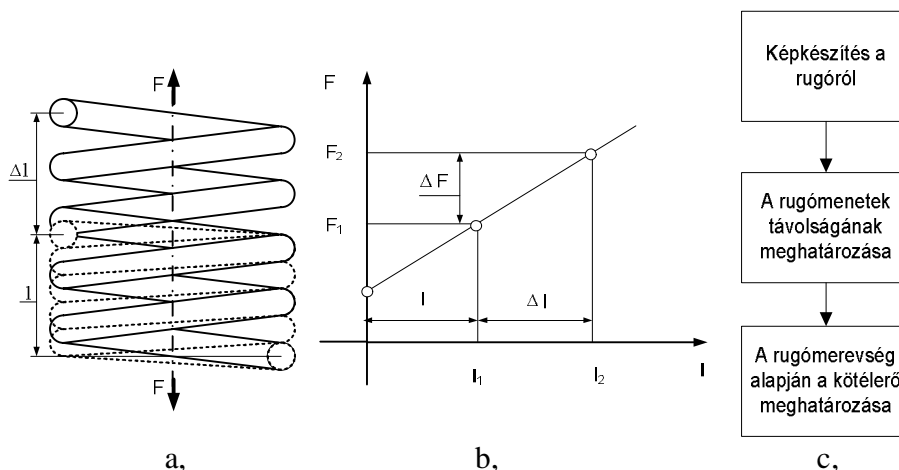


3.3. ábra. A kör keresztmetszetű előfeszített hengeres csavarrugó vázlata (a.) A tárcsahorony alakja (b.)

A drótkötél rugóval történő helyettesítését az indokolja, hogy a rugóerő a rugó megnyúlásával arányos, tehát elegendő a tiszta erőtájjal rendelkező kötélagak megnyúlását érzékelni. A rugó alkalmazása pontos erőmérést tesz lehetővé.

A kötélt, ill. rugóerőt könnyen meg lehet állapítani bármely pontban, ha ott a rugó megnyúlását ismerjük. A rugó megnyúlást és a hozzá tartozó erőnövekedést mutatja a 3.4.a és b. ábra. Az  $l$  a rugó terheletlen hossza a  $\Delta l$  a  $\Delta F$  rugóerő hatására bekövetkezett hosszváltozás. A hosszváltozásból a rugóállandó ismeretében a rugóerő ( $F$ ) számítható [48].

A 3.4.b. ábrán a  $\Delta l$  megnyúláshoz tartozó  $\Delta F$  erőnövekedést szemléltetjük. Ennek regisztrálása vizuális méréssel megvalósítható, amelynek lépéseit a 3.4.c ábra mutatja. Az íves szakaszokon a megnyúlás mérése a hajlításból adódó torzulások miatt bonyolultabb, ezért ezzel nem foglalkoztunk.



3.4. ábra. Az  $F$ -erő hatására az  $l$  terheletlen hosszúságú rugó  $\Delta l$  megnyúlása (a.) az előfeszített hengeres csavarrugó  $\Delta l$  megnyúlásához tartozó  $\Delta F$  erőnövekedés (b.) a vizuális rugóerő mérés folyamatábrája (c.)

A kötélt helyettesítése hengeres csavarrugóval megkívánja, hogy annak előnyeit és a hátrányait is megvizsgáljuk. A rugó hosszirányú megnyúlása jóval nagyobb mértékű, mint a köteleké. További

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

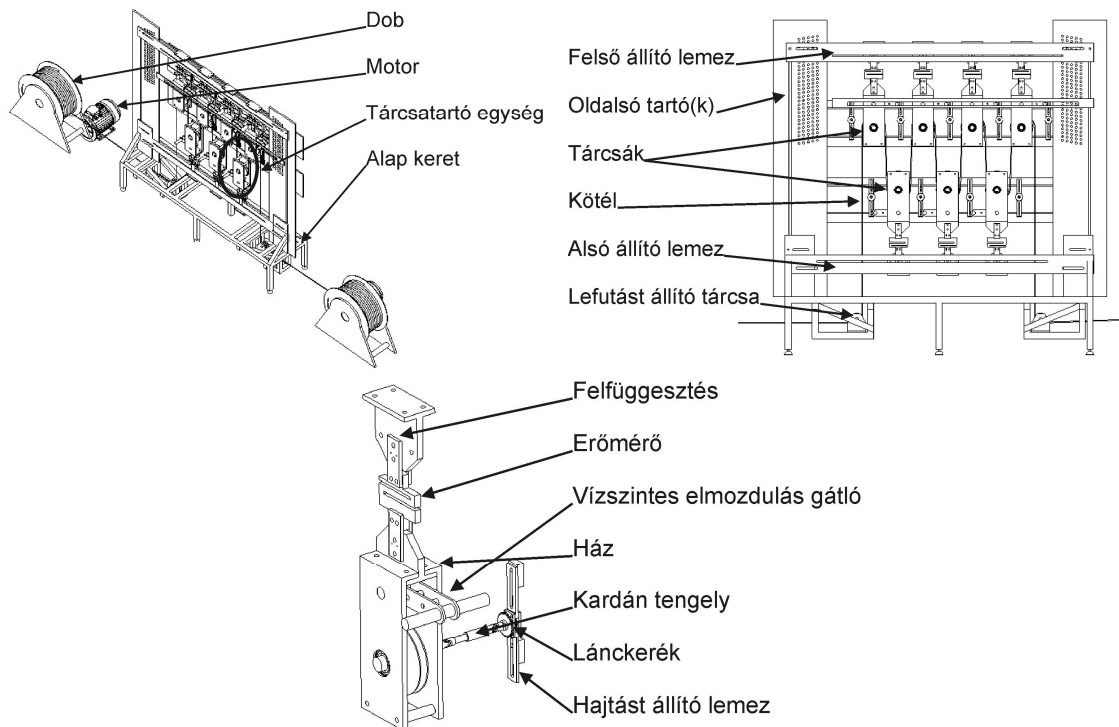
jelentős eltérés a kötélt keresztirányú kontrakciója esetén tapasztalható, amely alatt a terhelés hatására bekövetkező átmérőváltozást értjük. A rugó keresztirányú kontrakcióját nem az átmérő csökkenéssel kompenzáljuk, hanem a rugó maximális terhelésével, vagyis nem engedjük meg a maradék alakváltozást.

A megnyúlás mérésére a vizuális érzékelés egyszerű megoldást kínál. A rugómenetek távolságát egy megfelelően nagy felbontású digitális képből meg lehet mérni és a rugómerevség ismeretében az adott helyen lévő kötélerő számítható.

További lehetőség a kötélt helyettesítésére egy gumikötél alkalmazása. A gumikötél hasonlóan viselkedik, mint a rugó, de felfekvése és érintkezése a tárcsával jobb, mint a rugóé. A vizuális erőmérés módszerét megtartva adott távolságban elhelyezett jelölésekkel a megnyúlásból adódó kötélerő ebben az esetben is számítható.

Sodronyköteleknél csak úgy tudnánk megmérni a kötélerőket, ha felszerelnénk a kötéltre erőmérőket. Ez nem csak körülményes megoldás lenne, de pontatlan is, hiszen mindig csak abban a pályapontban érzékelnénk a kötélerőt, ahol éppen az erőmérő tart a rendszerben. Oplátka Professzorral történt közös konzultációk alkalmával arra a következtetésre jutottunk, hogy a kötélerő mérés helyett, lehet a tárcsák csapnyomását is mérni. Ha a rendszer fel és lefutó ági erejét ismerem, továbbá minden tárcsához tartozó csapnyomás mértékét, akkor abból a tárcsákra vonatkozó fel és lefutó ági erőket is ki tudjuk számolni.

Az ötletből kiindulva egy kötélt és rugó használatára alkalmas gép tervezése és megépítése mellett döntöttünk, amely CAD modellje a 3.5. ábrán látható.



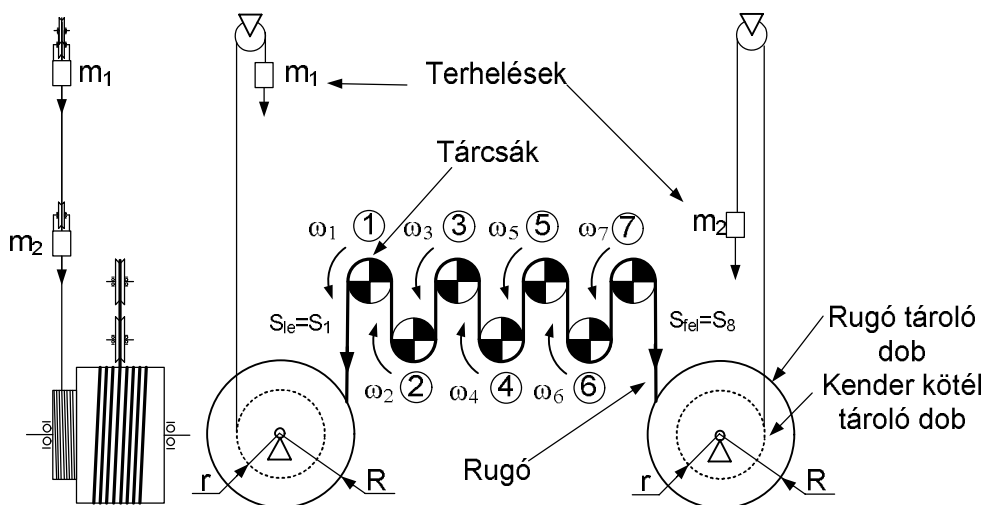
3.5. ábra. Az új kötélt és rugóerő mérésére is alkalmas vizsgáló berendezés CAD modellje.

A korábbi megoldással szemben több, mint 7 tárcsa is használható, illetve a tárcsák közötti tengelytávolságok is változtathatók. A gép anyagi okokból nem került megépítésre, ezért a korábbi 7 tárcsás gép használata mellett döntöttünk.

### 3.3. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

A már létező 7 tárcsás berendezésnél az első lépés a korábbi mérések megismétlése volt. Elsődleges szempont továbbá a mérések megismételhetőségének, pontosságának és a hitelesítés vizsgálata. A korábbi elméleti erőátviteli diagramokat nem sikerült ismét kimérni, mert a relatív és az abszolút hibán túl a kapott eredmények szórása is nagy volt. Ezért a létező gép pontos feltérképezése és annak módosítása vált szükségessé.

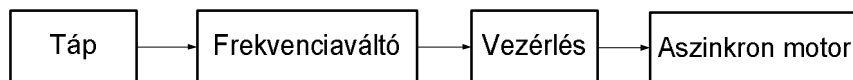
A kivitelezett mérőrendszer vázlatát a 3.6. ábra mutatja, ahol az 1-7-ig a tárcsákat,  $S_1-S_8$  a kötélágakhoz tartozó kötélereket,  $S_{fel}$  és  $S_{le}$  a fel és lefutó ági erőket és  $\omega_1- \omega_7$  a szögsebességeket jelölik. Az  $m_1$  és  $m_2$  a bal és jobb oldali terhelések,  $r$  a terheléseket tartó kenderkötélhez tartozó tároló dob sugara,  $R$  a hengeres csavarrugóhoz tartozó tároló dob sugara.



3.6. ábra. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés elrendezési vázlat

A egyszerre 7 tárcsa építhető be a vizsgálatokhoz. A 7 tárcsa már megfelelően sok, hogy megjelenjenek a vizsgálni kívánt hatások, ezért a maximális tárcsaszámot nem változtattuk. A középső tárcsa csak hajtott lehet, a többi tárcsa lehet szabadonfutó vagy hajtott is beállítástól függően. Hajtott tárcsák esetén az  $\omega$  – szögsebességek egyformák.

A tárcsák hajtását egy aszinkronmotor biztosítja, a sebességet egy frekvenciaváltóval tudjuk módosítani. A hajtás vezérlésének algoritmusát a 3.7. ábra mutatja. Az elektromos motort egy frekvenciaváltóval és a hozzá kötött vezérlőegységgel kontrolláljuk, így a futási irány és a rendszer sebessége egyszerűen szabályozhatók.



3.7. ábra. A hajtás vezérlésének algoritmus

A le és a felfutó ági erők a rendszer szempontjából lehetnek egyformák és különbözőek. A pontos felfutó ági erők egyszerűen számolhatók a következő levezetés alapján:

A rendszer terhelései:

$$G_{le} = m_1 g, \quad G_{fel} = m_2 g, \quad (3.1)$$

ahol a  $g$  a nehézségi gyorsulás. A rendszer dobjainál lévő áttétele:

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

$$i_t = \frac{r}{R}, \quad (3.2)$$

ahol  $i_t$  a kötéltároló és feszítő terhelő rendszer áttétele, amely mindkét oldalon (felfutás, lefutás) azonos.

A rendszer két oldalán elhelyezett dobok áttétele és méretei megegyeznek. A tömegek felfüggesztéséből adódó áttétel:

$$i_f = \frac{1}{2}. \quad (3.3)$$

Az eredő áttétel:

$$i = i_t i_f = \frac{1}{2} \frac{r}{R}. \quad (3.4)$$

A le- és a felfutó ági kötélterők:

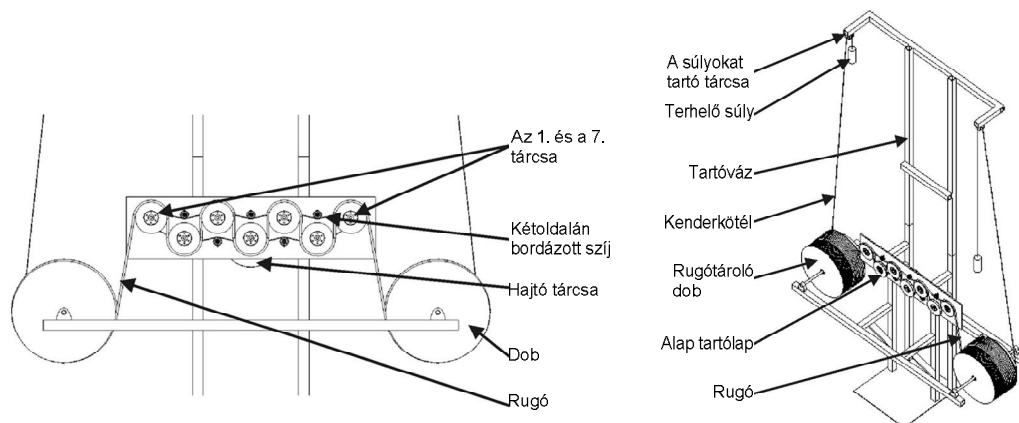
$$S_{le} = G_1 i = \frac{G_1 r}{2R}, \quad S_{fel} = G_2 i = \frac{G_2 r}{2R}. \quad (3.5)$$

A 3.2. ábrán bemutatott valós rendszerhez képest a tárcsák a 3.6. ábra alapján egy síkban kiterítve vannak, amit a vizuális erőmérés indokolt. Ilyen elrendezésnél a teljes rendszerről készíthető egy nagy felbontású kép, így az adott helyeken, az adott időpillanatban a rendszer erőjátéka megadható. A hajtogatósi igénybevételre a hengeres csavarrugó nem érzékeny.

A tárcsákat elsődlegesen 3.3.b ábrán látható horonykialakításúak. A rugó középvonalát nem takarja a tárcsa pereme. Ebben az esetben az íves szakaszokon is végezhető ellenőrző jellegű mérés, de itt a torzítás hatása nem hanyagolható el.

A kivitelezett mérőrendszer elkészített CAD modellje a 3.8. ábrán látható. Az aszinkronmotor a hajtó tárcsán adja át a nyomatékot a középső tárcsára. A középső tárcsáról a lehajtás fogas szíjjal történik.

Minden tárcsa külön kivehető a hajtott sorból és akkor ez a tárcsa szabadonfutó lesz. A rendszer beállítható úgy, hogy csak az alsó tárcsasor legyen hajtott. Ekkor a felső nem hajtott tárcsasor szabadonfutóvá válik.



3.8. ábra. A kivitelezett 7 tárcsás vizsgáló berendezés

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

A rendszer vezérlését egy erre a célra készített vezérlő áramkör végzi, az irányváltást a tárolódobokon alkalmazott indukciós érzékelő segítségével oldjuk meg. Irányváltáskor megáll a rendszer, mert csak így biztosítható az új forgásirányban a hajtott kötélet erőrendszerének újbóli felépülése. Az első változtatás a gép áthelyezése volt. Lehetőséget kaptunk egy külön mérőszoba kialakítására, amelynél a megfelelő szigetelésnek köszönhetően a hőmérséklet közel állandó volt.

A kamera helye pontosan fel lett jelölve és mindig azonos beállítások mellett történt a fényképezés. A fényképek minőségét és az ahhoz tartozó kontrasztarányt nagy fényerejű lámpák elhelyezésével segítettük. A kamerába gyorsabb memóriakártyát vásároltunk a két fénykép között eltelt idő jelentős csökkentésére. A tartó lemezre vízszintesen és a rugóágak mögé függőlegesen cm és mm skálával ellátott fehér lapok kerültek, amelyek a kontrasztot és a referenciákat adták.

Az egy kilogrammos sós zsákokat hitelesített mérlegsúlyokra cseréltük. A súlyokat tartó fonalakat mind a két oldalon egyforma kender fonál váltotta fel. A tároló dobokat ismét kiegyensúlyoztuk. A súlytartó állványt meghosszabbítottuk, a tároló dobokat távolabb helyeztük el és azokon további meneteket kerültek kialakításra a hosszabb futások érdekében. A tároló dobok tengelyét újrapozicionáltuk és a csapágyazásukat kicseréltük. A 7 tárcsás gépe és a tárcsatartó lemez újra vízszintbe lett állítva. További rugó megvezetések alkalmaztunk a nem kívánatos lengések elkerülése érdekében. Egyforma anyagú, egyforma horonykialakítású és egyforma vastagságú tárcsákat gyártattunk. A tárcsák egyértelműen azonosítottak és a 0 pont is feljelölésre került. A tárcsák csapágyait egyformára cseréltük. A rozsdá elkerülése érdekében általános WD 40-es kenőanyagot használtunk és a rendszeres karbantartást biztosítottuk. A tárcsákon rugó leesés védőt alakítottunk ki. A rugó felszereléséhez a talajon is védőfóliát fektettünk le. A bordásszíjat mindig adott feszítésre állítottuk be.

A rendszerhez hitelesített rugókat rendeltünk minimum 10 méteres hosszal. A rozsdásodástól rugókat az előzőekben bemutatott kenési módszerrel védtük meg.

Új terhelési minimum és maximum értékeket határoztunk meg a károsodások elkerülése érdekében. A statikus futások mellett a dinamikus jelenségeket kezdtük el vizsgálni. A rendszer indítását és a terhek elengedését lágyan végeztük. A méréseket csak akkor kezdjük meg, amikor kialakul a rendszer stacioner üzeme, amely jó közelítéssel akkor áll be, amikor a tárcsákon átvett rugóból egy teljes hossznyi átfutott. Ezt a kötélen elhelyezett jelzés lefutási ponton történő áthaladásakor érzékeljük.

A módosított berendezésnél a terhelések kalibrált mérlegsúlyok, amelyeket a könnyű kender kötéltre rögzítünk. A fonál áthalad egy tartótárcsán majd a fonál végét a rugótároló dobokhoz rögzítjük.

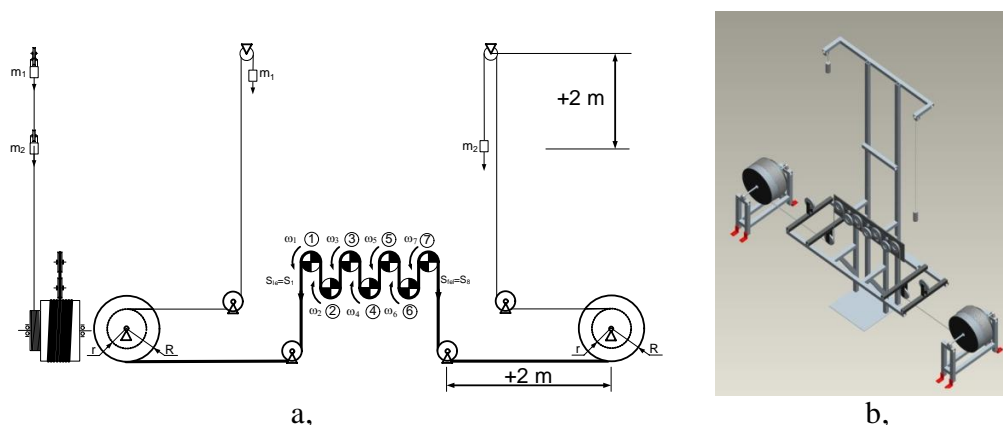
A tárcsákat az alap tárolapra szereljük fel, amelyeken a rugót átvezetjük. A tárcsák egymáshoz képest fix elhelyezésűek, a függőleges és vízszintes távolságuk jelen rendszerrel nem módosítható. A rugó mindkét végét a rugótároló dobokhoz rögzítjük. A kezdő és a végmenetet a rugóvégek megvezetésére használjuk, ezért ezek a menetek nem aktív menetek.

A mérés vizuális módon történik. A rendszerről készítünk futás közben több nagyfelbontású képet, amelyeken a rugó egyenes ágaiban megmérjük a menetek átlagos távolságát. Így egyszerűen felrajzolható az erőátviteli diagram a fényképezés pillanatában.

A 3.9. ábrán látható a vizsgáló berendezés továbbfejlesztett változata, amelynél a bemutatottakkal mellett a futási utat növeltük meg. A végleges változatról további képek az M2.1. mellékletben találhatóak.

A rugót megfelelően hosszúra kellett választani, hogy a futási út elegendő legyen a dinamikus jelenségek vizsgálatához. A célunk a tranziens futásrész mellett a kvázi stacioner szakasz vizsgálata. A hosszából adódó többlet tömeg hatását a tároló dobok alkalmazásával küszöböljük ki.

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése



3.9. ábra. A mérőberendezés továbbfejlesztése megnövelt futási úttal. Elrendezési vázlat (a,) és CAD modell (b,).

### 3.3.1. A módosított 7 tárcsás vizsgáló berendezés specifikációja

A 7 tárcsás berendezés technikai specifikációját a következő területek szerint csoportosítottuk:

- hengeres csavarrugók,
- le és felutató ági erők, a rendszer terhelései,
- tárcsajellemzők,
- hajtásparaméterek.

A célunk az volt, hogy a kötélerőt pontosan és folyamatosan az adott helyeken meg tudjuk határozni, amelyhez vizuális nyúlásmérést és számítás alkalmazunk. A megvalósításnál figyelembe vettük, hogy a modellünknek igazolja az elméleteket, és alkalmasnak kell lennie a túlerők érzékelésére.

#### Előfeszített hengere csavarrugók

A 7 tárcsás vizsgáló berendezésnél használt rugó specifikációját a melléklet M2.2. pontjának M2. táblázata foglalja össze.

A rugók közül mindegyik hengeres kör keresztmetszetű előfeszített csavarrugó.

A rugó anyagát általános célú rugóacélnek választottuk. A kopásállósági feltételek a kis üzemidők miatt, nem voltak fontosak.

A névleges külső átmérőt 10 mm-re választottuk. A beszállítók standard termékeket kínálnak ilyen névleges átmérőkkel. A tárcsák horonykialakítását és a tárcsák pozícióját a névleges rugóátmérők alapján terveztük meg. Jelen rendszerrel más átmérőjű rugót csak módosításokkal tudunk használni.

Az elemi szál átmérőnél nincs hasonló kötöttség. Az elemi szál átmérőjét 0,9-1,2 mm közötti értékre választottuk. Más elemi szál átmérők is használhatók, de a rendszer terheléseit és a hozzá tartozó elvárt rugóállandót figyelembe kell venni.

A menetemelkedés választásánál figyelembe kellett venni a gyárthatósági szempontokat, a rugó felületével szemben támasztott elvárásainkat és a megkívánt rugóállandót. Az vizsgáló berendezésnél 1-2 mm-es menetemelkedésű rugókat használtunk, amelyekkel stabil méréseket tudtunk végezni. Az ilyen elemi szálú rugók már kevésbé érzékenyek a felhelyezésből és levételből adódó kezelési sérülésekre, vagy hibákra.

A rugómerevséget, vagy rugóállandót a beszállító hitelesítése mellett mi is megmértük, amit számítással ellenőriztük (M2.3. melléklet [69]).

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

A legkisebb terhelés a rugó előfeszítettségéből adódik. Az előfeszítési erőt el kell érni, hogy nyúlás következzen be. Ez az érték rugónként és rugóállandóként változik. A legkisebb rugóterhelést 2 N-ra választottuk.

A határ terhelés megválasztásánál figyelni kell, hogy a terhelés hatására maradó alakváltozás ne keletkezzen, ezért a legnagyobb terhelést 50 N-ra választottuk.

A rugó kellő hosszúságúra választása azért szükséges, hogy 7 tárcsás mérés esetén is elegendő futási út álljon a rendelkezésünkre. A rugószakasz alatt az első tárcsa felfutási pontjától az utolsó tárcsa lefutási pontja közötti rugószakaszt értjük. A rugó a stacionér üzemállapot beállása után még legalább kettő hasznos rugószakasszal kell rendelkezzen. A vizsgálatokhoz szükséges legkisebb rugóhosszt 7 m-re választottuk, amelybe beletartozik a nem aktív rugórész hossza is. A legnagyobb rugóhossznak a gyárthatóság és a tároló doboz mérete szab csak határt. A rendszerünknel nem használható 11 m-nél hosszabb rugó.

#### *Terhelések és a le- és felfutó ági kötélérők*

A rendszer terheléseit mérlegsúlyokkal szabályozzuk. A mérlegsúlyok szabvány kalibrált súlyok.

Három fajta eltérő tömegű súlyt alkalmazunk, amelyek 0,5, 1 vagy 2 kg-osak. A tárcsás rendszer végein ébredő kötélérők az áttételek miatt nem azonosak a súlyokkal. Az alkalmazott terheléseket a hozzájuk tartozó súlykombinációval és a rendszer két végén ébredő kötélérőt a melléklet M2.2. pontjának M3. táblázat foglalja össze.

A minimális alkalmazható terhelést 1 kg-ban határoztuk meg, amely ~4 N-nak felel meg. A maximális alkalmazható terhelést 6 kg-ban határoztuk meg, amely ~24 N-nak felel meg a kezdő és a végtárcsa le- és felfutó ági kötélerejénél.

A rugó a nagyobb terheléseknél is jól használható, ugyanis a célunk a túlerő detektálása és mérése, vagyis tartalékot kell hagyni a rendszerben.

#### *Tárcsák*

A továbbfejlesztett vizsgáló berendezésnél 7 darab tárcsát használhatunk. A tárcsák anyagának nem szükséges kopásállónak, vagy rozsdamentesnek lennie, mert elhanyagolható ideig használjuk őket.

A rugók középvonalát a tárcsákon is követni szeretnénk, ezért a vizuális mérési elvből következik, hogy a tárcsa peremek nem takarhatják el a rugót. A rugó középvonalának mindig látszódnia kell, ezért a 3.3. b, ábrán látható horonykialakítást alkalmazzuk.

A tárcsák felfüggesztési pontjainak egymáshoz viszonyított pozíciója állandó. A rendszert úgy alakítottuk ki, hogy a tárcsaközéppontok vízszintes irányban 160 mm-re helyezkednek el, továbbá a két tárcsasor függőleges távolsága 100mm. Ezeket a méreteket mutatja a 3.10. ábra.

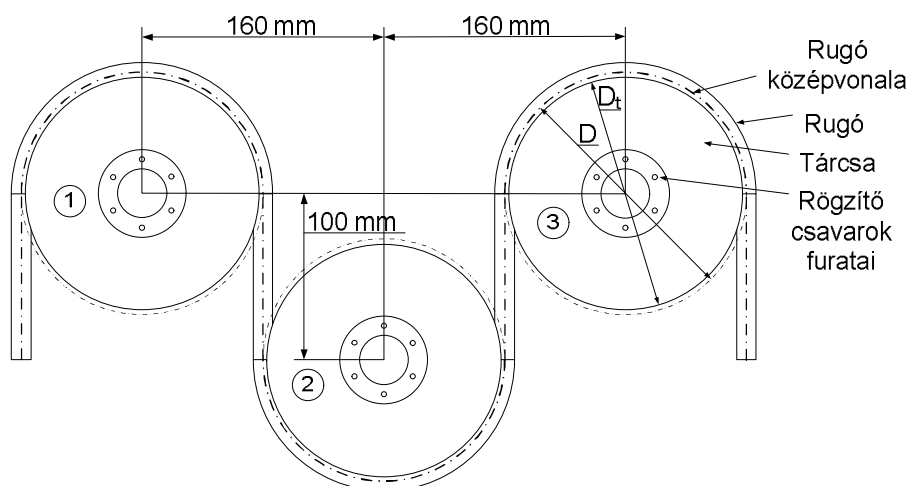
A 3.10. ábrán a  $D$  a rugó középvonalának átmérője, a  $D_t$  a tárcsa peremének átmérője. A mérési szempontból a rugó középvonalának átmérője a fontos, ezért a továbbiakban a tárcsaátmérő alatt a rugó középvonalának átmérőjét értjük.

A rendszer szempontjából a 160 mm-es tárcsa tekinthető a bázis tárcsaátmérőnek. A legkisebb tárcsaátmérőt 140 mm-re, a legnagyobb tárcsaátmérőt 180 mm-re választottuk. A középső tárcsa kivételével mindegyik tárcsa beállítható hajtott, vagy szabadonfutó állapotba.

A tárcsajellemzőket a melléklet M2.2 pontjának M4. táblázata összegzi.



## Többtárcsás sűrűdő hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése



3.10. ábra. A tárcsák egymáshoz viszonyított elhelyezkedése

*Rendszerparaméterek*

A futások irányváltását induktív szenzor vezérli. A szenzort a dob fölött az egyes menetekhez állíthatjuk be. Amennyiben ott megjelenik a rugó, vagy éppen lefut a szenzor „1”, vagy „0” jelet ad. A vizsgáló berendezés hajtás szempontjából a középső tárcsára szimmetrikus. Az irányváltást is egyszerűen be lehet állítani, hogy a két tároló dobnál ugyanott történjen.

A rendszer pontos sebességének beállítása összetettebb folyamat. A frekvenciaváltón beállítható érték arányos a kapott szögsebességgel.

A legkisebb beállítható frekvenciának az 1,5 Hz-et választottuk, amely az áttételekkel 0,86 [1/min] fordulatszámok felel meg a tárcsáknál. A legnagyobb frekvenciát 12,5 Hz-re választottuk, amely az áttételekkel 7,13 [1/min]-nek felel meg a tárcsáknál.

A választott beállítható értékek és a hozzájuk tartozó fordulatszámok és szögsebességek a melléklet M2.2. pontjának M5. táblázatában láthatók. Itt megadtuk továbbá a különböző átmérőjű tárcsákhoz tartozó kerületi sebességeket is az előbbieken bemutatott beállított frekvenciák és fordulatszámok függvényében. A tárcsáknál a szögsebesség állandó, amely a beállított rendszer szögsebességgel egyezik meg.

### 3.4. A mérési folyamat pontos leírása

A méréseket minden esetben a mérési lap kitöltésével kezdjük (M2.4. melléklet). A mérés pontos paramétereit, a vizsgáló berendezés beállítását és az elvárt eredményt rögzítjük. A lap kitöltése során a pontos és részletes adatrögzítés a cél. A kiértékelés végén az elvárt és a mérésekkel meghatározott eredmény közötti különbséget is meghatároztuk.

A mérés menetét a 3.11. ábra mutatja be. Az első lépés a már említett vizsgálat paramétereinek meghatározása és megfelelő rögzítése.

A második lépés a tervezett tárcsakonfiguráció alapján a megfelelő átmérőjű és hornyú tárcsa kiválasztása. A tárcsák felületét és kenését ellenőrizzük. A beazonosíthatósághoz és a keveredés elkerüléséhez rögzítjük minden tárcsán a jellemző adatokat. A tárcsákat a konfiguráció alapján sorba rendezzük, majd a vizsgáló berendezésbe beépítjük. A hajtási konfiguráció alapján a terelő tárcsákat csak rögzítő csavarral fogatjuk fel, a hajtott tárcsákat a nyomatékátadó csavarokkal is rögzítjük. A középső tárcsáról történik a többi tárcsa meghajtása.

A következő lépés a rugók felhelyezése a tárcsákra és a tároló dobokra. Kiválasztjuk a mérőlapon megadott rugó típust. A felhelyezés előtt ellenőrizni kell, hogy a rugógeometria és a rugó felszín sértetlen, továbbá szennyeződésmentes.

A következő lépésben a rugó végeket a tároló dobokra történt feltekerés után a dobok kezdőmeneteihez rögzítjük. Az induktív szenzorok pozícionálásával beállítjuk a futási hosszat. A futási hossz csak egész tároló dob menetenként csökkenthető, vagy növelhető.

Mielőtt a mérlegrúlyokat a kenderkötelek végére rögzítenénk a tároló dobokat blokkolni kell, amellyel elkerülhető a rendszer hirtelen megindulása és a rugó sérülése.

A mérlegrúlyokat lassan és egyesével fel kell helyezni a kenderkötél végére. Meg kell várni, hogy a lengés lecsillapodjon.

Miután ellenőriztük ismét a rugókat a tárcsákon, hogy elkerüljük annak leugrását, a tároló dobok blokkolását megszüntetjük. A dobokat egyesével engedjük ki és megvárjuk, amíg a rendszer lengése lecsillapodik. Ellenőrizzük a rugó helyzetét az egyes tárcsákon, illetve a súlyok rögzítését.

A következő lépésben a frekvenciaváltón állítjuk be a szögsebességet a megfelelő frekvencia kiválasztásával.

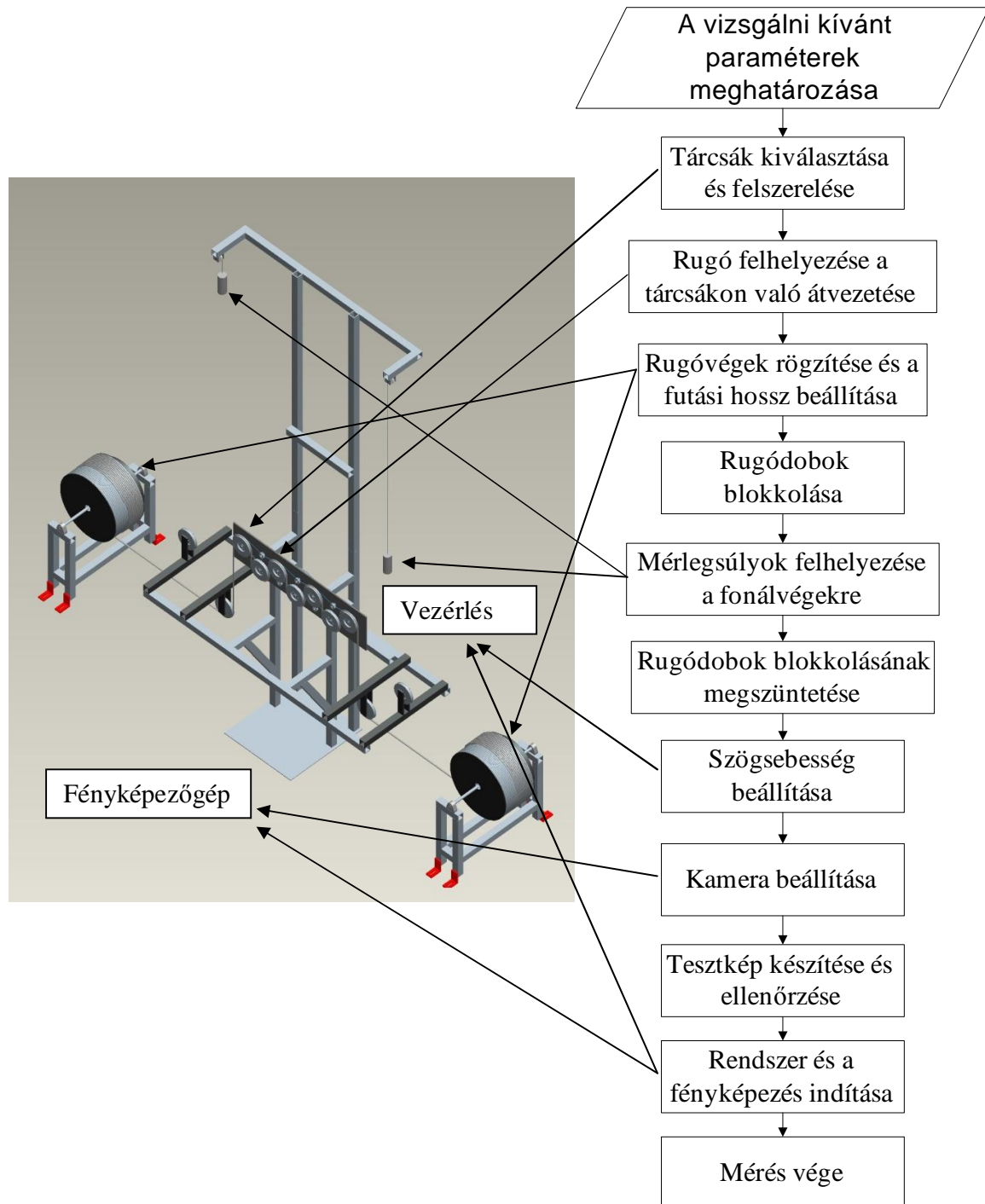
A rendszer indítása előtt a fényképező gépet is be kell állítani. A felvételeket fekete fehérben készítjük, hogy a kontraszt eltéréseket is érzékeljük. A kamerát távirányítóról vezéreljük. A kamera pozícióját és távolságát a géptől mindig ellenőrizni kell.

A kamera beállítása után egy tesztképet készítünk, amit kiértékelünk. A kamera beállítás ellenőrzése során a megfelelő képméretet, a pozícionálást és a torzításmentességet nézzük meg. Amennyiben az összes feltételnek megfelel a kép, a futás és az időzített fényképezés továbbá a stopper indítható.

Az indítást követően a futási utat két részre bontjuk. Az első rész a tranziens szakasz, amely az első tárcsa első kontaktpontja és az utolsó tárcsa utolsó kontaktpontja közötti rugószakaszt jelenti. A teljes rendszeren akkor áll be a kvázi stacioner állapot, amelyet a második futási szakasznak tekintünk, amint ez a szakasz áthalad a tárcsa-rendszeren. A fényképezés során a képek között beállítástól függően 1-3 sec idő telik el.

A futás végén az időmérő stoppert, a rendszert és a fényképezést megállítjuk. A futás idejét lejegyezzük és a képeket számítógépre lementjük. A pontos dokumentálást az általunk kialakított adatbázis segíti, amely a folyamatos mérések alapján több mint 700 mérést tartalmaz.

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

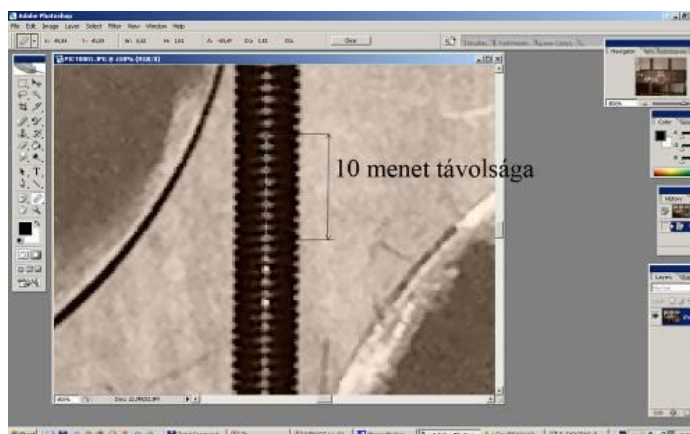


3.11. ábra. A mérés menetének pontos bemutatása

A mérés elvégzését a kiértékelés követi, amit végezhetünk manuálisan, vagy az automata képfeldolgozó programunkkal.

A manuális kiértékelésnél a pixeltávolságokat képszerkesztő program segítségével határozzuk meg kötélgánként a 3.12. ábrán látható módon, amelynél 10 menet megnyúlásából számítjuk a rugómerevség alapján a kötélterőt.

## Többtárcsás sűrűlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése



3.12. ábra. Manuális képképiértékelés: a menetek pixelhosszáinak meghatározása (Adobe Photoshop)

A kiértékelt adatok és eredmények alapján a tapasztalat, a tények és a kezdeti elvárásokhoz képesti eltérést rögzítjük. A kiértékelt adatokat a nyers adatokkal megegyező rendszer szerint adatbázisban tároljuk. A készített adatbázist a 6. fejezetben ismertetjük.

### 3.5. A mérési folyamat és a mérőrendszer hitelesítése

A mérési folyamatot és a mérőrendszer hitelesítését az elméleti ismeretek alapján végezzük. Olyan beállítást alkalmazunk a 7 tárcsás vizsgáló berendezésnél, amelynek elméleti erőátviteli görbáját ismerjük. Az elméleti érték és a mért eredmény ezzel a módszerrel egyszerűen összehasonlítható.

A rendszer hitelesítését négy esetben vizsgáljuk:

- terelés,
- süllyesztés,
- emelés,
- emelés és süllyesztés együtt (szimmetria vizsgálat)

Minden esetben az alapparamétereket a 3.1. táblázat alapján állítottuk be.

3.1. táblázat. A hitelesítési futások alapbeállításai

Paraméter	megjegyzés	mérték-egység	mérték
Elemi szál átmérő	Más elemi szál átmérők is használhatók, de a rendszer terheléseit és a hozzá tartozó elvárt rugóállandót figyelembe kell venni.	mm	1,0
Menetemelkedés	Gyárthatósági szempontok és a rugóállandó	mm	1
Rugóhossz	A minimum rugóhossz: 7 m	m	10
Minden tárcsaátmérő	Középátmérő: 160 mm a minimum átmérő: 140mm a maximum átmérő: 180 mm. A tárcsaátmérőn a rugó középvonalának átmérőjét értjük.	mm	160
Beállított sebesség (frekvenciaváltón)	Tárcsaátmérő 160 mm	Hz	5

A rugó elemi szál átmérője 1 mm, a menetemelkedés 1 mm, a rugóhossz 10 000mm, az összes tárcsa átmérője 160 mm és a beállított sebesség a 160 mm-es tárcsákhoz 5 Hz (23,88 mm/s). A hitelesítési futások beállításánál a rendszer terheléseit és a futási irányt módosítottuk. A további paraméterek a 3.3.1. fejezet alapján adóttak.

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése

*Terelési terhelési állapot ( $F_{ker} \approx 0$ )*

A terelés vizsgálatánál a hajtott rendszer végein lévő terhelések megegyeznek. A kötélnél haladási iránya az első tárcsától a hetedik tárcsa felé mutat. Az egyforma terhelések közül az 1,5 kg, 3 kg és a 6 kg-os beállításokat használtuk. A korábban bemutatott melléklet M2. táblázatnak megfelelően a rugónál rendre 6 N, 12 N és 24 N kötélterők ébrednek.

A terelési erőátviteli diagramok a 3.13.a ábrán láthatók. A vízszintes tengelyen a kötélágakat, a függőleges tengelyen a kötélterőt ábrázoltuk. A diagramon az adott kötélágakban ébredő erőket és a hozzájuk tartozó folytonos terelési függvények közel zérus iránytangensű egyenesekre adódtak.

*Süllyesztési terhelési állapot (fékezés) ( $F_{ker} < 0$ )*

A következő hitelesítési futásoknál az süllyesztést vizsgáljuk. A kötélnél haladási iránya az első tárcsától a hetedik tárcsa felé mutat. A lefutó ági erő a felfutó ági erőnél nagyobb. A felfutó ági terhelés 1,5 kg a lefutó ági terhelés 6 kg. Az áttételek alapján a felfutó ági kötélterő 6 N, a lefutó ági kötélterő 24 N nagyságú.

A mért kötélterőket és az elméleti görbét a 3.13.b ábra mutatja. A melléklet M2.5. pontjában további két diagramot mutatunk be.

*Emelési terhelési állapot (hajtás) ( $F_{ker} > 0$ )*

A harmadik típusú hitelesítési futásoknál az emelés esetét vizsgáljuk. A rendszer hajtási iránya ennél a beállításnál megfordul, azaz a hetedik tárcsától az első tárcsa felé mutat. A lefutó ági erő a felfutó ági erőnél kisebb. A felfutó ági terhelés 6 kg a lefutó ági terhelés 1,5 kg. Az áttételek alapján a felfutó ági kötélterő 24 N, a lefutó ági kötélterő 6 N nagyságú.

A mért kötélterőket és az elméleti görbét a 3.13.c ábra mutatja. Az elméleti görbéhez képest a mért értékek jó egyezést mutatnak. A melléklet M2.5. pontjában további két diagramot mutatunk be.

*A rendszer szimmetriája*

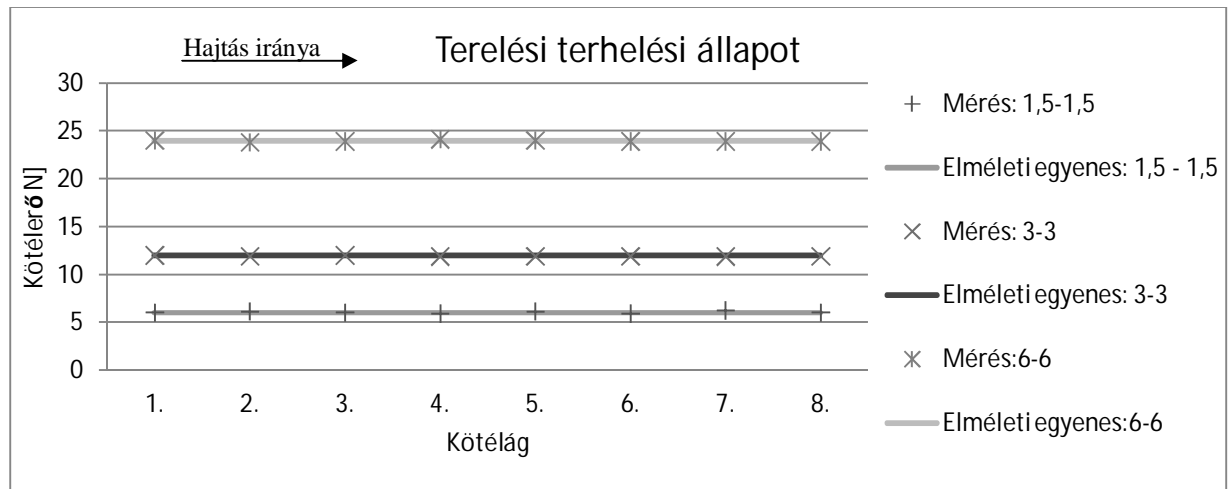
Az utolsó hitelesítési futásoknál a teljes rendszer szimmetriáját vizsgáljuk. A szimmetriát megvizsgáltuk külön süllyesztési (fékezési) és külön emelési (hajtási) esetek összehasonlításával.

A szimmetria vizsgálatnál felhasználjuk az alap görbéket, amelyeket az előzőekben tárgyaltunk. A korábbi görbékhez olyan futásokat készítünk, amelyeknél a rendszer terheléseit és a futási irányokat felcseréljük.

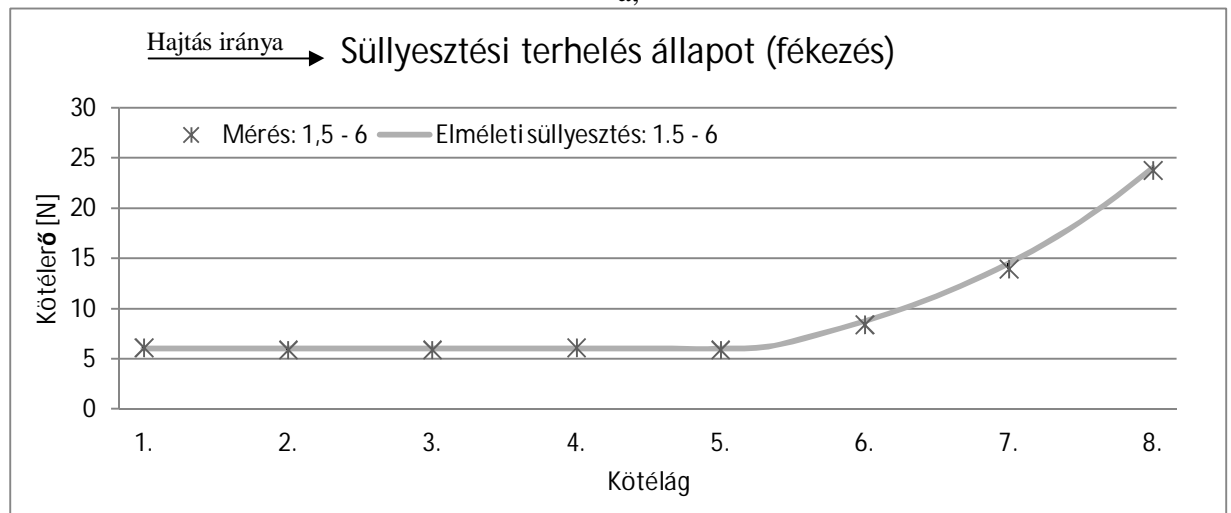
A mért kötélterőket, az elméleti görbéket és az összehasonlítást a 3.14. ábra mutatja. Az elméleti görbéhez képest a mért értékek ismét jó egyezést mutatnak. A megcserélt terheléses és ellentétes futásirányú mérések az eredeti mérésekkel szimmetrikusak.

A három terhelési állapotnál az elméleti diagramok és a mérési eredmények jól fedik egymást, a szimmetria vizsgálat megfelelő egyezést mutat. A vonatkozó relatív és az abszolút hibákat a 4.4 fejezetben az automatizált képfeldolgozó program hitelesítésénél mutatjuk be.

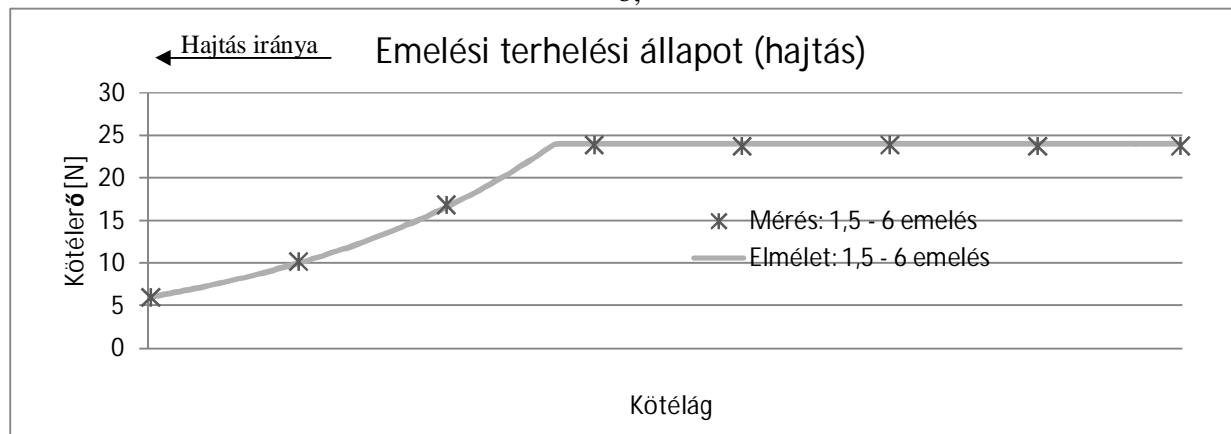
## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése



a,



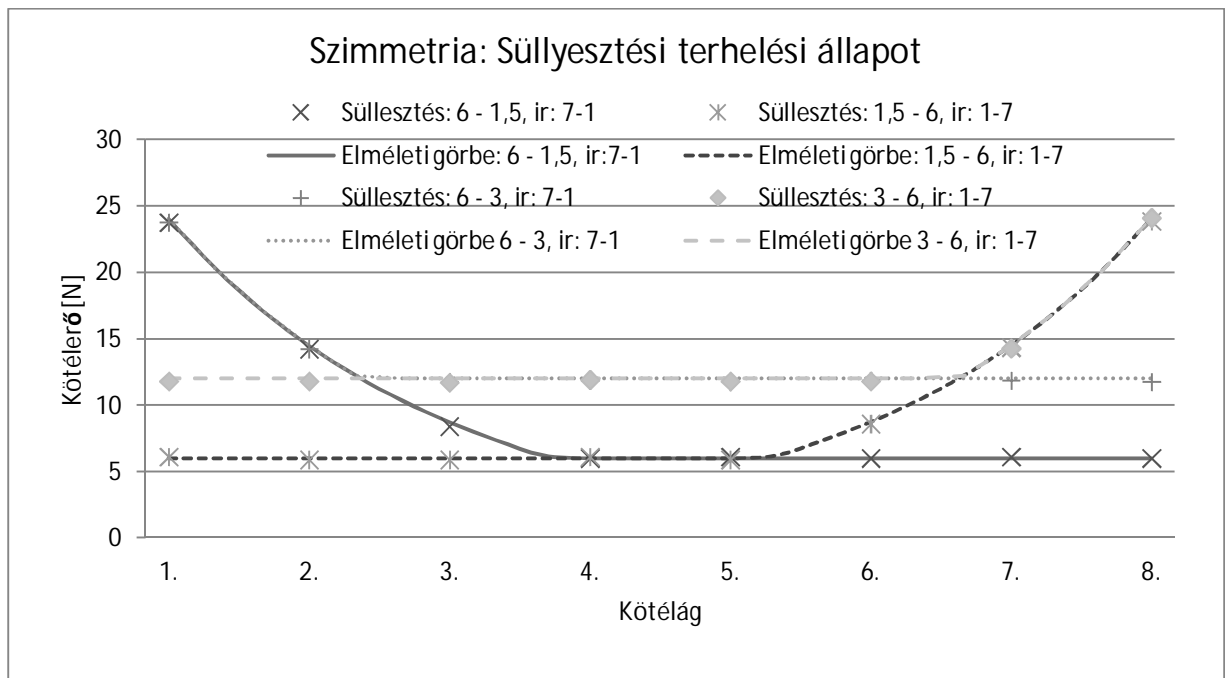
b,



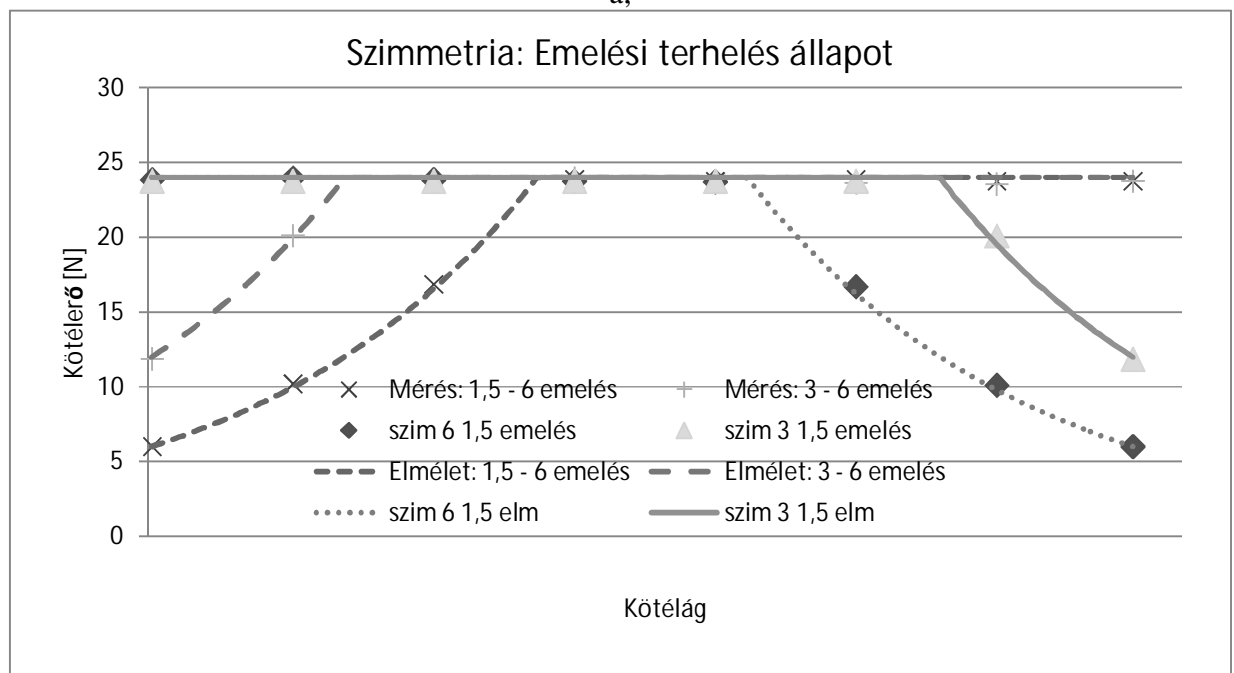
c,

3.13. ábra. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés hitelesítése: A mért kötélterhők és az elméleti terelési egyenesek összehasonlítása

## Többtárcsás súrlódó hajtások modellezésére alkalmas vizsgáló berendezés továbbfejlesztése



a,



b,

3.14. ábra. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés hitelesítése: szimmetriavizsgálat

### 3.6. Összefoglalás

A 7 tárcsás vizsgáló berendezés ismételt hitelesítése azt mutatta meg, hogy a megismételhetőség pontatlansága túl nagy. Ezért az alapoktól kezdtem el a rendszer újragondolását. Megfogalmaztam, hogy mely rendszert szeretném modellezni. A tárcsa, a vonóelem, a hajtási rendszer és a környezeti változókat összefoglaltam. Pontosan bemutattam a korábban kidolgozott vizuális mérési elvet, amelynél hengeres csavarrugót alkalmazunk a kötél helyett. Ez a rugó felnagyítja a megnyúlásokat, amelyek vizuálisan mérhetők.

A korábbi tapasztalatok alapján megterveztem egy új rendszert, amely rugóval és kötéllal is működik (a tárcsák csapnyomását mérve), a valósághoz közelebbi kötélterők használhatók, a tárcsák száma és a tárcsák távolságai változtathatók, a tárcsák hajtásával együtt. Ez a rendszer anyagi okokból nem épült meg, ezért a már meglévő rendszer továbbfejlesztése mellett döntöttem.

Pontosan bemutattam az első berendezést annak előnyeivel és hátrányaival együtt. A továbbfejlesztésnél több mint 50 pontot fogalmaztam meg, mint például mérlegsúlyok használatán sószacskók helyett, vagy a megfelelő megvilágítás biztosítása fix kamerapozícióval, vagy egyforma tárcsák gyártása és használata, a rugóút növelése, stb. A változtatások után pontosan specifikáltam a tárcsa, a vonóelem, a hajtási rendszer és a környezeti paramétereket. Kidolgoztam a mérési folyamat menetét, amelyet dokumentáltam. Az Adobe Photoshop Programmal történő manuális kiértékelési folyamatot és a mérőrendszert hitelesítettem.

A mérőrendszer továbbfejlesztése után a kiértékelé autómataizálása és pontosítása volt a cél.



#### 4. Automatizált képfeldolgozó program bemutatása

A bemutatott általános többszörös sűrűlő hajtás erőjátékának modellezésére alkalmas kísérleti berendezésnél a mérések alatt egy új problémával szembesültünk, amely szerint a manuális kiértékelés túlságosan időigényes. A vizuális erőmérés alapján percenként a futásról átlagosan 60 képet készítettünk. Egy képen a rugómegnyúlások manuális megméréséhez a 8 kötélágnál ~5 perc szükséges.

A dinamikus hatások vizsgálatánál, ahol a hosszú futások és a nagyobb felbontás miatt megsokszorozódott a kiértékeléssel töltött idő már szükséges volt egy megoldás keresése. A fejezetpontban az elsődleges cél a kiértékelés gyorsításának és automatizálásának bemutatása. Fontos kiemelni továbbá az emberi tényezőkből és a manuális kiértékelésből adódó mérési pontatlanságot, amely csökkentése az automatizált kiértékelési programmal csökkenthető.

Az előző fejezetben bemutatott vizuális erőmérés elve alapján a futásokról digitális fényképeket készítettünk. A kiértékelést digitális képek segítségével kell végezni. Az informatikai képfeldolgozási módszerek számos megoldást kínálnak az aktuális problémákra [23, 25]. A képelemzési módszerek és eljárások különböző változatával találkozhatunk egészen az arc- vagy rendszám felismerő rendszerektől a különböző tömörítési eljárásokig [24, 59].

A megismert képfeldolgozási módszerekből három olyan képfeldolgozási módszert mutatunk be, amelyek alkalmasak az automatizált program megvalósítására. A kiválasztott módszerek a következők:

- éldetektálós módszer, amelyet a melléklet M3.1. pontja mutat be;
- hasonlóság vizsgálat módszere, amelyet a melléklet M3.2. pontja mutat be;
- és a cepstrum eljárás, amelyet a melléklet M3.3. pontja mutat be.

##### 4.1. A módszerek algoritmusai és a kidolgozott tesztprogramok jellemzői

A képfeldolgozási műveletek alapja a megfelelő mátrixkezelés, mert a nagyfelbontású digitális képeket mátrixokként tároljuk. A tesztprogramok elkészítéséhez a MathWorks Matlab programkörnyezetet választottuk. A kiváló mátrixkezelési sebessége mellett a Matlab Image Processing Toolbox kiegészítése rendelkezik már korábban megírt képkezelési parancsokkal. A kép beolvasását, megjelenítését, vagy a mentési műveletek programozását gyorsan és egyszerűen elkészíthetjük. Az éldetektálási eljárásra tartalmaz olyan parancsokat, amelyek ennél a módszernél a programozási időt jelentősen lerövidítették [45].

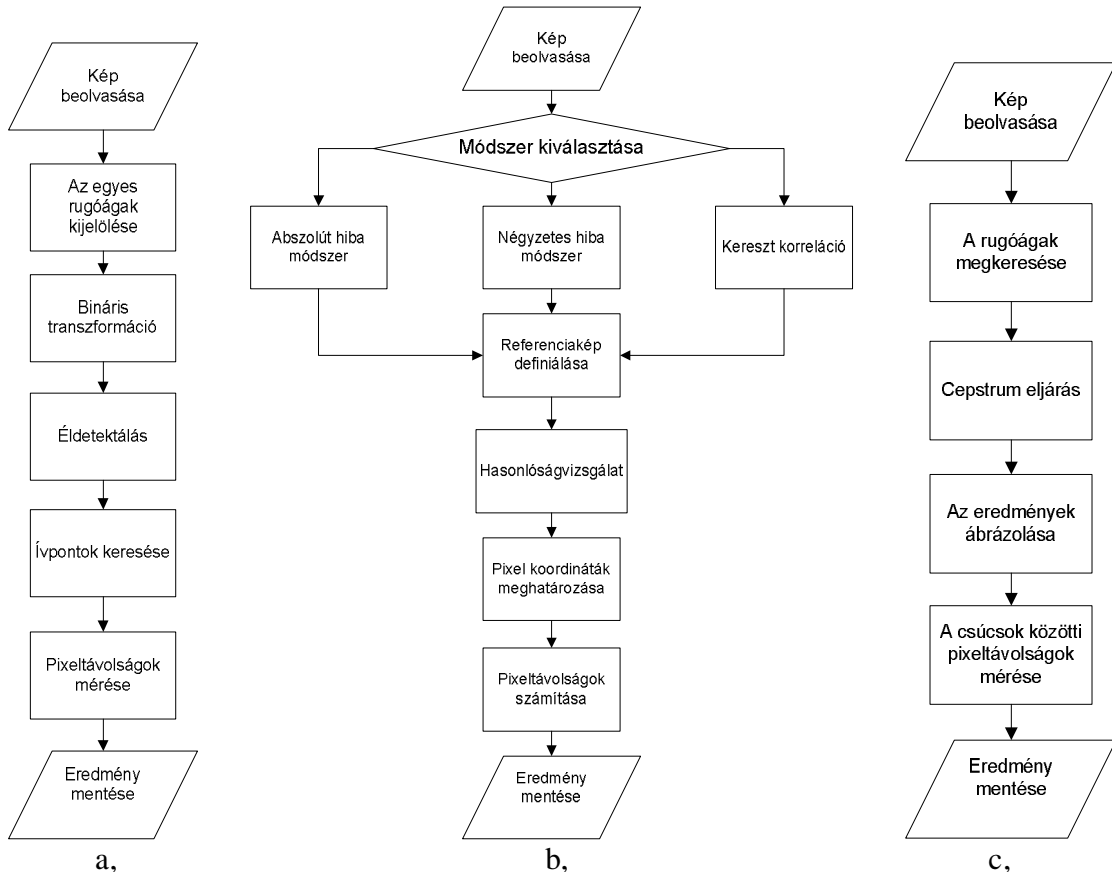
A melléklet M3.1., M3.2. és M3.3. fejezetpontjában bemutatott képfeldolgozási módszerek alkalmasak a kiértékelési feladat gyorsítására. Az eljárások alapján készítettük el az algoritmusokat, amelyek a 4.1. ábrán láthatók.

Mindhárom algoritmus első lépése a vizsgált kép beolvasása. Egy cikluson belül csak egy képet vizsgálunk.

A 4.1.a ábrán látható éldetektálós módszernél a második lépés a rugóágak kijelölése. A következő vizsgált képeknél már ez nem szükséges, és a teljes kép is vizsgálható. A következő lépés a bináris transzformáció és maga az éldetektálás művelete. Több előre elkészített algoritmus közül választhatunk. Az élek definiálása után a vizsgálni kívánt rugószakaszokon megkeressük a rugómeneteket, amelyek pixeltávolságának ismeretében már a pontos távolság, illetve a rugómegnyúlás és rugóerők is számíthatók. A kapott eredményeket ábrázolhatjuk és egy táblázatban lementhetjük.

A 4.1.b ábrán látható hasonlóság vizsgálatnál a második lépés az alkalmazni kívánt abszolút hiba, négyzetes hiba, vagy kereszt korreláció módszerének kiválasztása. Mind a három módszer

alkalmazható, de ekkor számolnunk kell a futás megnövekedett időszükségletével. Az eredmény szempontjából nincs szignifikáns eltérés az egyes módszerek között. A következő lépés a referencia kép megadása, amit elegendő az első képnél megadni. Az eljárás ezután a hasonlóságvizsgálattal folytatódik, amelynek az eredménye a hasonlóság-mátrix. A hasonlóság-mátrixból a hasonló elemek pixeltávolsága megadható, amelyből a rugómegnyúlás és rugóerő már számítható. Az eredmény megjeleníthető és egy táblázatban menthető.



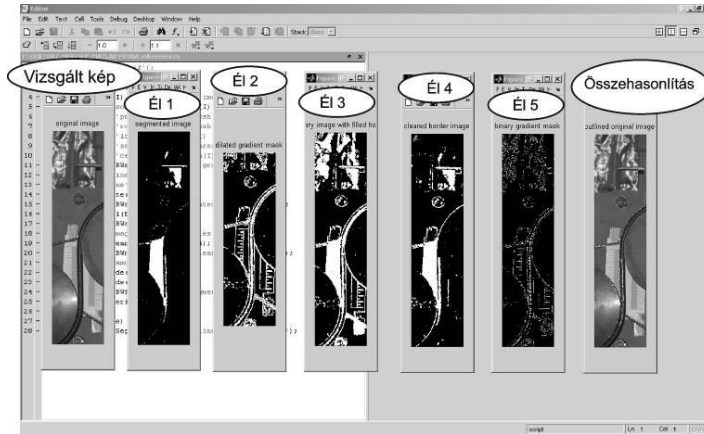
4.1. ábra. Az éldetektálásos módszerrel megvalósítható program algoritmus (a.), a hasonlóság vizsgálattal megvalósítható program algoritmus (b.) és a cepstrum eljárással megvalósítható program algoritmus (c.)

A 4.1.c ábrán a cepstrum eljárás algoritmusát mutatjuk be. Az eljárás második lépésében a rugóágakat keressük meg. A teljes kép is kiértékelhető, de több száz kép esetén fölöslegesen kötjük le az erőforrásokat. Az első kép kivételével a rugóágak megkeresése nem szükséges. A következő lépés a cepstrum eljárás végrehajtása. Az eredményként kapott mátrixot ábrázolhatjuk, továbbá a csúcsok közötti távolságok leméréseivel a pixeltávolságok megadhatók. A pixeltávolságokból ebben az esetben is egyszerűen számolhatók a rugómegnyúlások és a rugóerő. Az utolsó lépés az adatok mentése.

Fontos megemlíteni, hogy a pixeltávolságok átszámításához vonalzókat használunk. A vonalzón lévő skála ezzel a módszerrel egyszerűen átszámítható pixeltávolságra. A kamera lineáris torzítását a gyártó által megadott értékekkel vesszük figyelembe.

## Automatizált képfeldolgozó program bemutatása

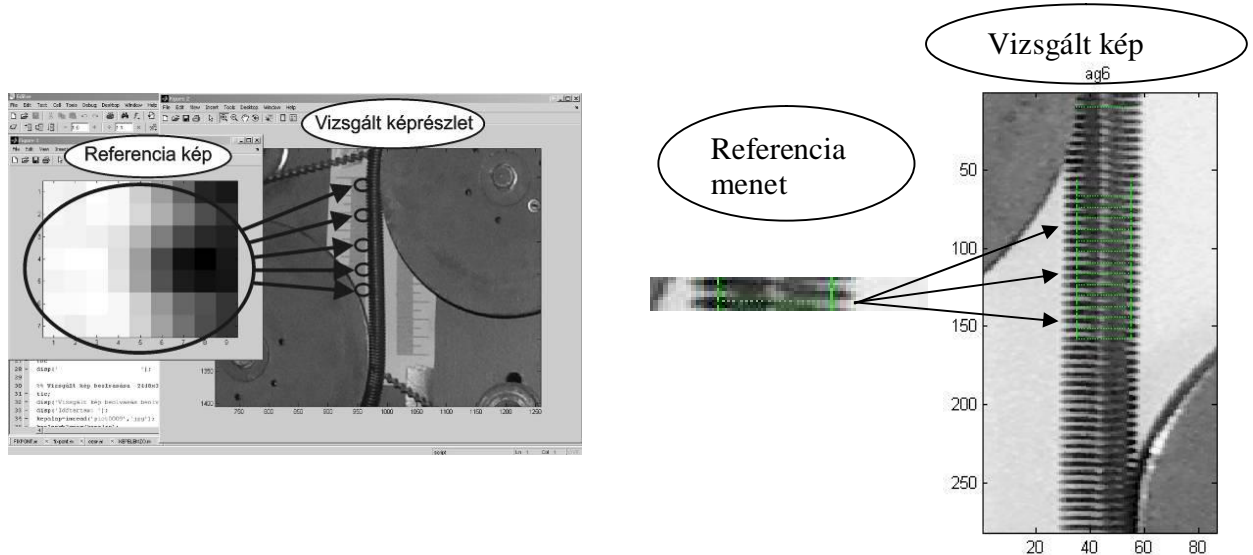
Az algoritmusok alapján elkészítettük a tesztprogramokat. A 4.2. ábrán látható az éldetektálás alapján megvalósított tesztprogram eredménye. A vizsgált képrészlet az első kép. Az É1 1-től az É1



4.2. ábra. Az éldetektálás módszere a Matlab Image Processing Toolboxszal

5-ig láthatók az éldetektálás eredményei különböző módszerekkel. Az utolsó lépés az eredeti és az éldetektált kép összehasonlítása. Ez a módszer az egyenes szakaszokon pontos, de a zajok és a változó kontrasztarány nagyban befolyásolják. Gyors algoritmus készíthető, így a kiértékelés ideje csökkenthető és egyszerre több menet távolsága is vizsgálható.

A hasonlóság vizsgálat könnyen programozható módszer, a megvalósított tesztprogram eredménye a 4.3. ábrán látható. A 4.3.a ábrán a referencia kép a rugó egy menetének az íves részét mutatja a 4.3.b ábrán a referencia kép egy teljes menet.

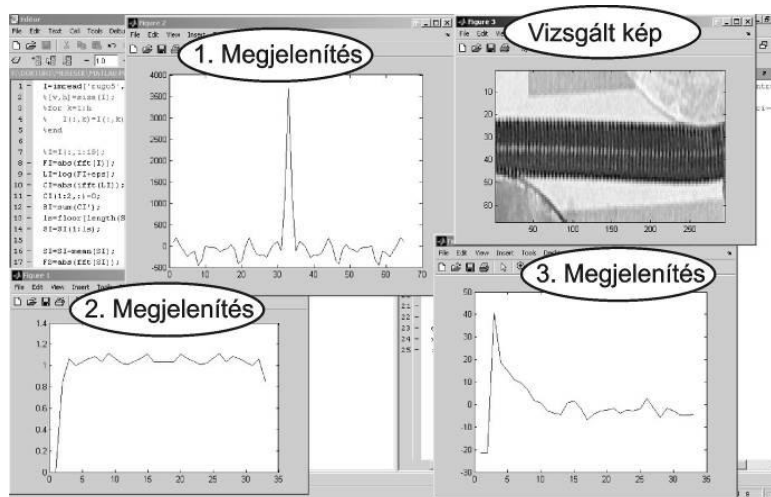


4.3. ábra. A hasonlóság vizsgálat: a Matlab Image Processing Toolboxszal megvalósított program futási eredményeinek egy kiemelt szemléltető példája az íves (a,) és a teljes rugómenetre(b,)

A vizsgált képrészletek mindkét esetben a rugómenetek. Minél nagyobb a referenciakép mérete, annál pontosabb megoldást kapunk. Ennek a módszernek a programozása bonyolultabb, mint az éldetektálásé. A kapott eredmény pontosabb az előző módszerhez képest, mert a képi zajokra nem érzékeny, de a kontrasztkülönbség ennél a módszernél is befolyásolja a pontosságot. Bármelyik rugószakaszon jól használható módszer, továbbá megfelelő programszervezéssel gyors és pontos megoldást nyújt.

A cepstrum eljárás alapuló tesztprogram eredménye a 4.4. ábrán látható, amelyen a vizsgált kép egy rugómenet, amelyet az egyszerűbb szemléltetés érdekében 90°-kal elforgattunk. A kapott diagramokon le kell mérni a csúcsok távolságát. A 4.4. ábra alapján a három megjelenítési mód is látható: a Megjelenítés 1, Megjelenítés 2, és a Megjelenítés 3. A cepstum eljárás programozhatósága a legbonyolultabb a 3 megoldás közül. A függőleges rugóágakra pontos, illetve a kép zaja és a kontraszthibák nem befolyásolják. Az eljárás gyorsabb, mint a hasonlóságvizsgálat, de lassabb, mint az éldetektálás.

A továbbiakban a három módszer közül választjuk ki a számunkra legmegfelelőbbet.



4.4. ábra. A Cepstrum módszer: A vizsgált kép és a három fajta megjelenítés

#### 4.2. Az optimális módszer kiválasztása

Az elkészített tesztprogramok alapján az egyes módszereket összehasonlítjuk. Mindegyik tesztprogram alkalmas a megvalósításra, ezért további 8 tulajdonság alapján súlyozással választjuk ki a megfelelőt. A tulajdonságokat egytől ötig pontozzuk, amelyeket a tulajdonság fontosságától függő súlyozási számmal szorzunk. Az optimális megoldás a legmagasabb pontszámot elért megoldás lesz.

A súlyozásos módszer alapján készített pontozást a 4.1. táblázat tartalmazza. A vizsgált szempontokat a táblázat első oszlopa tartalmazza. A módszerek egyszerűségén a programozási szempontból történő megvalósítás bonyolultságát, illetve a már előre elkészített modulok felhasználhatóságát értjük. Az előzőekben tárgyaltak alapján az éldetektálásra számos előre programozott megoldás található a Matlab Programrendszerben is, ezért ez a megoldás a legkönnyebben programozható.

A pontosság elsődlegesen a felbontás függvénye, de a hasonlóság vizsgálat és a Cepstrum módszer a kisebb felbontású képeknél is pontosabb megoldást ad.

A függőleges egyenes ágaknál mindhárom módszer használható. A ferde egyenes ágakon vagy az íves részeken az optimális választás a hasonlóság vizsgálat.

Több menet egyszerre történő vizsgálatát mindhárom megoldással meg lehet valósítani, viszont az éldetektálásnál szükséges az ágankénti külön programozás. A hasonlóságvizsgálatnál és a Cepstrum módszernél az eredmény egy mátrix, amely a teljes képre vonatkozó adatokat tartalmazza.

4.1. táblázat. A három módszer és a tesztprogramok összehasonlítása.

Vizsgált szempontok	Szorzó (súlyozás)	Éldetektálás		Hasonlóság		Cepstrum	
		Pontszám	Súlyozott pontszám	Pontszám	Súlyozott pontszám	Pontszám	Súlyozott pontszám
Egyszerűség	3	5	15	3	9	4	12
Pontosság	5	3	15	5	25	5	25
Egyenes de nem függőleges ág	5	4	20	5	25	4	20
Több menet/ág mérése egy időben	3	4	12	5	15	5	15
Érzékenység a kép zajosságára	4	1	4	5	20	5	20
Érzékenység a kontraszthibákra	3	3	9	4	12	4	12
Az algoritmus sebessége	1	5	5	3	3	4	4
Az automatizálhatóság egyszerűsége	5	2	10	5	25	5	25
Összpontszám			<b>90</b>		<b>134</b>		<b>133</b>

A kép zajossága elsődlegesen az éldetektálásos módszernél fontos, mert az egyes élek a képhibák, vagy az elmosódások következtében csak hibákat tartalmazhatnak. Ez a hiba a menettávolságok meghatározásánál nagy pontatlanságot vihet a számításba.

A kontraszthibák általánosságban egyik módszernek sem kedveznek. A kontrasztjavító megoldások használatára ezen értekezés keretein belül nem térünk ki. Fontos megemlíteni, hogy nem megfelelő algoritmusok használata a végeredményre is nagy hatással van.

Az algoritmus sebességét a módszerek egymáshoz viszonyított sebességének arányában vesszük figyelembe. Számítógépes megoldásokként mindhárom algoritmus gyors, de ettől függetlenül az egyes megoldások közötti sebességkülönbség mérhető.

Az utolsó vizsgált jellemző az automatizálhatóság megvalósítása. A hasonlóságvizsgálat módszerének felépítéséből következik, hogy ez a leggyorsabban megvalósítható módszer.

Az összesítés alapján az első a hasonlóság vizsgálat, a második a cepstrum eljárás és a harmadik az éldetektálás módszere. A tesztprogramok logikája az első két módszernél hasonló, ezért az automatizált programot úgy alakítottuk ki, hogy mindkettő módszerrel használható legyen.

A megírt kiértékelő programot a hasonlóság vizsgálat módszerével készített eredmények alapján mutatjuk be és végezzük el a hitelesítést.

### 4.3. A program bemutatása

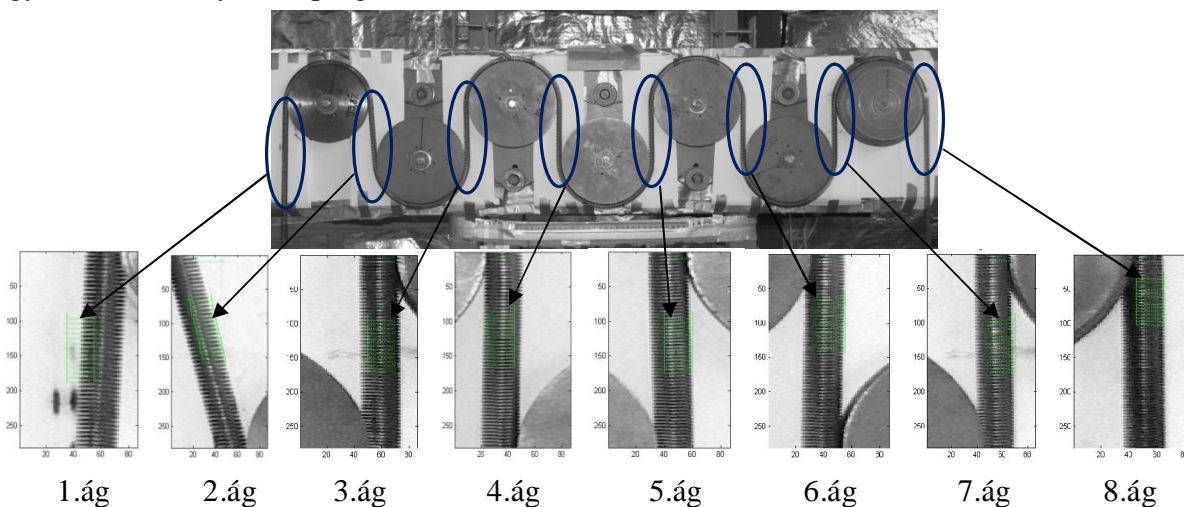
A megvalósított képfeldolgozó program a hasonlóság vizsgálat módszerével és a cepstrum eljárással egyaránt használható. A rugómenetek távolságát egyszerre az összes kötélágban meghatározzuk, amelyből a rugó, vagy kötélérő is számolható. A program teljesíti az automatizálási elvárásokat, mert több száz kép kiértékelését végre tudja hajtani akár különböző könyvtárak, vagy elérési utak esetén is.

A kiértékelés első lépése a könyvtárak és a képek kezdősorszámának megadása. Az eredménymátrixban a nem létező sorszámú képek üres sorként jelennek meg.

Az elérési útvonalak beállítása után a referencia képet kell megadnunk az előző fejezetben látható 4.3. ábra alapján. A pontosság növelhető, ha a referencia kép egy teljes menet nagyságú.

Az indítás után a program minden képet kiértékel a 4.5. ábrán látható módon. A program megkeresi a kötélágakat, majd menetről menetre meghatározza az egyes pixelkoordinátákat. Az első képnél a referenciaképpel megegyező területű zöld téglalapokat rajzol az adott helyekre. A kirajzolással könnyen vizualizálható és ellenőrizhető az első kép kiértékelése. A program az első kép után felajánlja, hogy továbbfolytatja, amennyiben az elvárásnak megfelelőnek találtak a kapott eredményt.

A jó kontrasztarány biztosításához a rugóágak mögé fehér lapokat helyezünk. A kötélágaknál tetszőleges számú menet vizsgálható. Tapasztalat alapján egy kötélágnál minimum 10 menet átlagolt hosszát vesszük. A tárcsák átmérője, száma, vagy a kötélágak függőleges, szögben álló, vagy vízszintes helyzete a program működésére nincs hatással.



4.5. ábra. Az első kép vizsgálata: A program megjelölte az általa megtalált meneteket (zöld téglalapok). A vizsgált menetek száma előre megadható.

A vizsgált képek hasonlóság mátrixát a következő kép kiértékeléséig tároljuk, mert a további tárolás erőforrás igénye túl nagy. Az aktuális kép vizsgálata után a program meghatározza a hasonló elemek pixelkoordinátáját. Az egyes kötélágakhoz kiszámolja az átlagolt menettávolságokat pixelben, utána milliméterben, majd megadja a rugóerevség alapján a képhez tartozó ágankénti rugóerőket. Az eredménymátrixba csak a képekhez tartozó ágankénti rugóerőt tároljuk el.

A program futása és a kiértékelés gyors. Egy kép kiértékelése maximálisan kettő másodpercet vesz igénybe. Ha egy átlagos és nem túl hosszú futást veszünk alapul, akkor egy perc alatt körülbelül hatvan képet készítenk. A kötélérők meghatározása manuális kiértékeléssel öt órába kerül. Ezzel

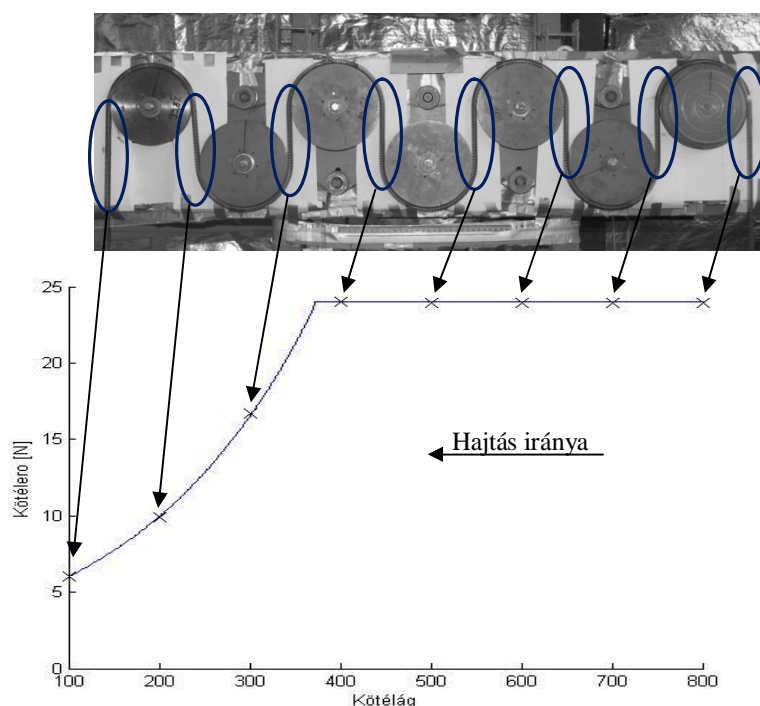
szemben a képfeldolgozó és kiértékelő program használatával az időszükséglet mindösszesen kettő perc. A manuális és az automata módszer jellemzőit a 4.2. táblázat foglalja össze.

	Manuális képkiértékelés	Automata képkiértékelés
1 kép kiértékelése	300 se	2 sec
1 perces futás kiértékelése (60 kép)	5 óra	2 perc
Az eljárások sebessége	<b>1x</b>	<b>150x</b>

A vizuális kiértékelő program és az automata módszer használata a kiértékelést 150 szeresére gyorsítja. A kiértékelési idő töredékére csökken.

A kapott eredmény pontosabb, mert a kézi kiértékelés hibái, így az emberi hiba nem jelennek meg. Az eredménymátrixot digitálisan kapjuk meg, amely a programmal egyszerűen menthető a létrehozott adatbázisunkba. Az korábbi kiértékelések eredménye visszaolvasható és ismét megjeleníthető. A létrehozott adatbázist a 6. fejezetpontban ismertetjük.

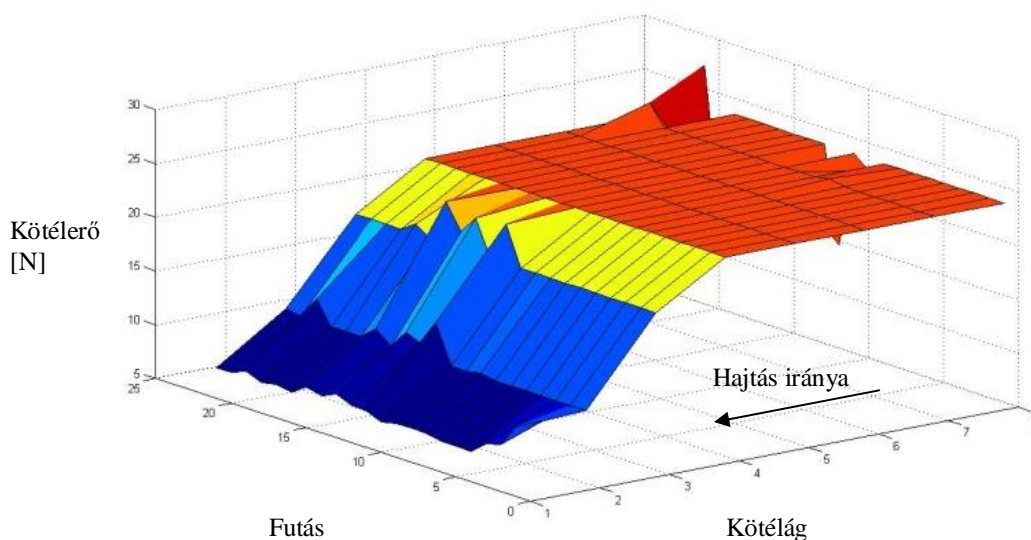
A 4.6. ábrán egy kiértékelt kép kötélágaihoz tartozó kötélterőket ábrázoltuk. A függőleges tengely a kötélterő, a vízszintes tengely a kötélágak láthatók. Az 1-es kötélághoz a 100-as érték a 8-as kötélághoz a 800-as érték tartozik. A kötélágakhoz tartozó kötélterőket az „x”-el jelöljük. A program gyorsan és egyszerűen megjeleníti az eredményeket, továbbá a program a megtalált kötélágakban meghatározta a megnyúlásokat, majd azokból számítja és ábrázolja kötélterőket az előre beállított elméleti erőátviteli diagrammal együtt.



4.6. ábra. Egy mérési kép az egyes kötélágakkal.

Hosszabb futások esetén az eredménymátrixban több száz kiértékelt kép eredménye is összegyűlhet. A program az egyes képekből kapott erőátviteli görbéket felületként is tudja ábrázolni. Egy 25 képből készített erőátviteli felület látható a 4.7. ábrán. A futás jelenti a képek számát, a kötélterő és a kötélágak a 4.9. ábra alapján adottak.





4.7. ábra. Erőátviteli felület.

#### 4.4. Az automata képfeldolgozó program hitelesítése

Az automata képelemző programmal a manuális kiértékeléshez képest 150 szerez gyorsulást értünk el. A kiértékelést sikerült az elvárások alapján felgyorsítanunk.

A program hitelesítését a 3.5. fejezetben bemutatott rendszerbeállításokkal végezzük. A korábban kapott futások nyers eredményét a képfeldolgozó programmal újra kiértékeljük. A kézi kiértékelési módszerrel kapott eredményeket, az automata kiértékeléssel kapott eredményeket és az elméleti diagramokat hasonlítjuk össze. Az elméleti görbéket a Matlab programrendszerrel rajzoljuk fel. A rendszer hitelesítését a korábban tárgyaltak alapján:

- az elméleti terelési terhelési állapot;
- az elméleti süllyesztési terhelési állapot;
- az elméleti emelési állapot;
- és a rendszer szimmetriájának vizsgálatával végezzük.

Az egyes futásokat mutatja a 3.5 fejezetben bemutatottak alapján a 4.8. ábra. A vízszintes tengelyeken a kötélagakat, a függőleges tengelyeken a kötélerőt ábrázoltuk. A manuális kiértékelésből kapott kötélerőket „+”-al az képfeldolgozó program által számított eredményeket „x”-el jelöljük.

A 4.8.a ábrán az elméleti terelési erőátviteli diagram látható. A rendszer végein a terhelések ~12-12 N. A kiértékelés stabilabb és a pontosság is jobb. A melléklet M3.4. pontjában további két terelési erőátviteli diagramot mutatunk be.

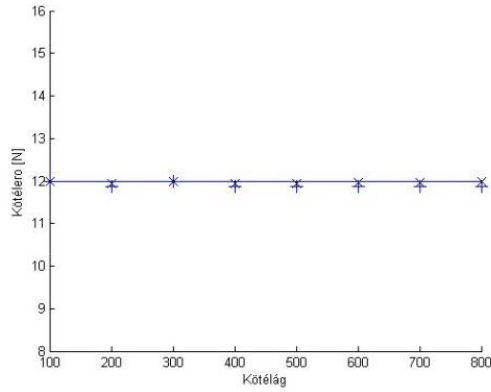
A 4.8.b ábrán az elméleti süllyesztés vizsgálatánál a hajtott rendszer végein lévő terhelések különbözőek. A rendszer fel és lefutó ági kötélerhelései ~6-24 N. Az elméleti emelés vizsgálatánál a hajtott rendszer végein lévő terhelések különbözőek. A felfutó ági erő a lefutó ági erőnél nagyobb. Az emelés erőátviteli diagramja a 4.8.c ábrán látható. A rendszer fel és lefutó ági kötélerhelései ~6-24 N. A melléklet M3.4. pontjában további két emelési erőátviteli görbét mutatunk be.

Az utolsó összehasonlításnál a teljes rendszer szimmetriáját vizsgáljuk. A süllyesztési és emelési eseteket ismét külön elemezzük a 4.8.d és c ábrákon. A korábbi görbékhez olyan futásokat

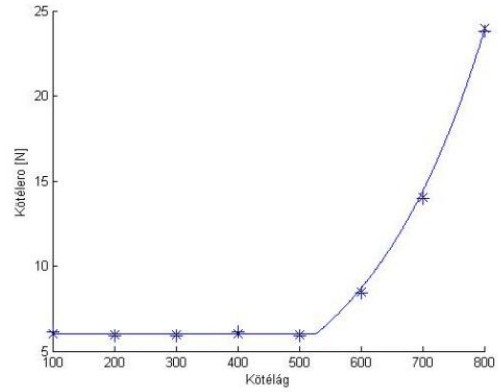


készítünk, amelyeknél a rendszer terheléseit és a futási irányokat felcseréljük a korábban már bemutatott módon.

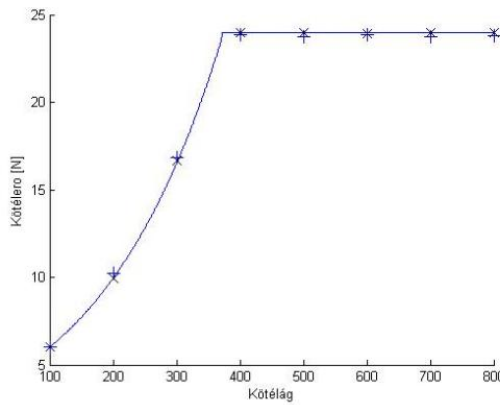
A diagramokon jól látható, hogy az elméleti megoldáshoz közelebb vannak a program által adott eredmények. A kiértékelés stabilabb és a pontosság is jobb.



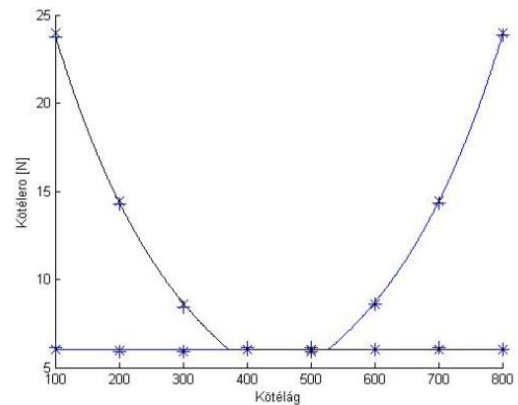
a,



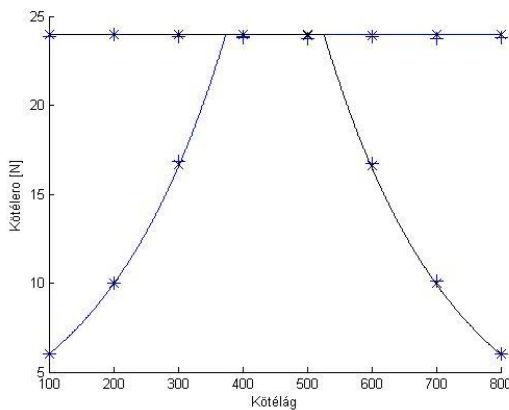
b,



c,



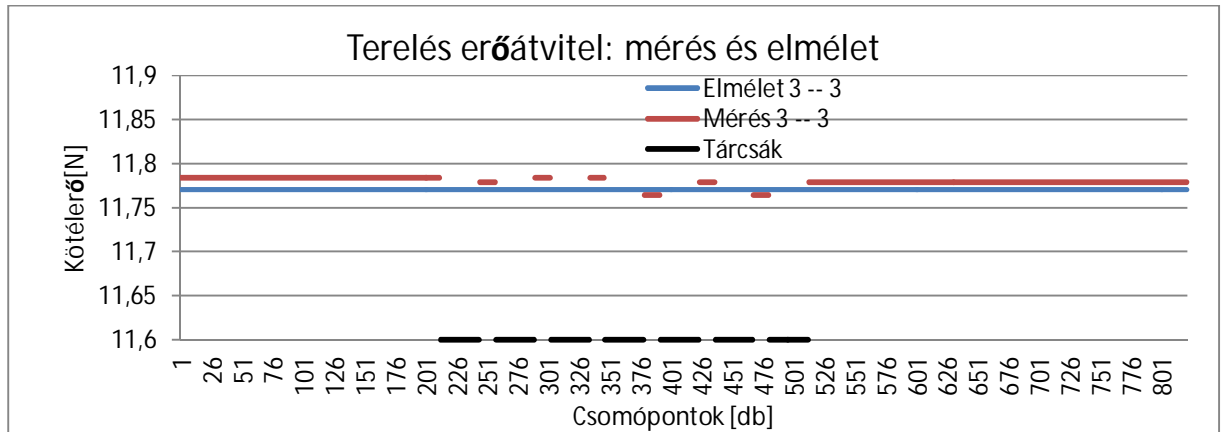
d,



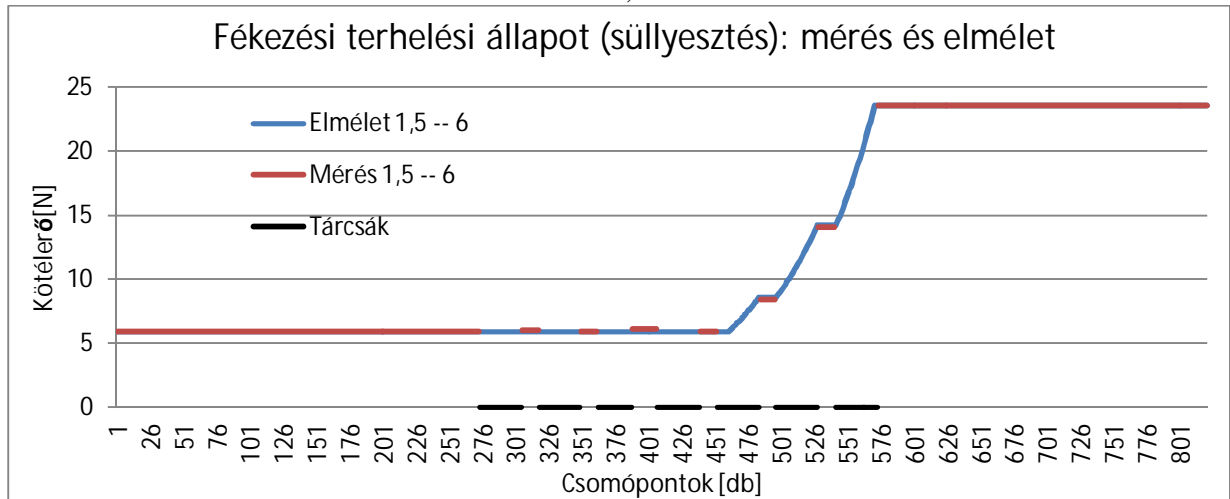
e,

4.8. ábra. A manuális és az aotomata méréskiértékelések összehasonlítása

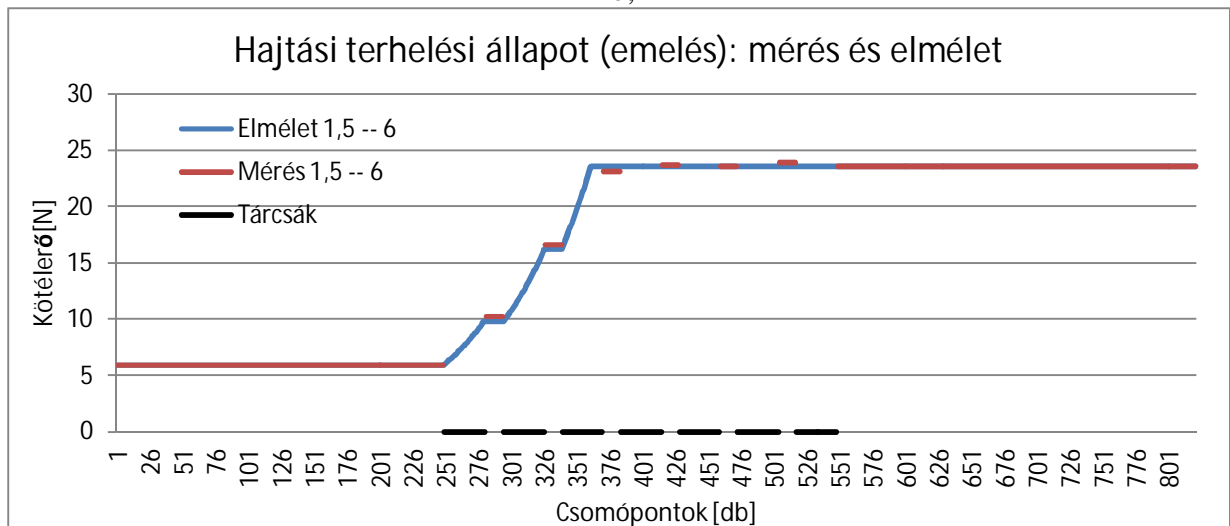
A terelési, süllyesztési és emelési terhelési állapotokhoz tartozó elméleti és automata kiértékeléssel kapott görbéket mutatja be a 4.9 ábra.



a,



b,



c,

4.9. ábra. A terelési, süllyesztési és emelési terhelési állapotokhoz tartozó elméleti és automata kiértékeléssel kapott görbék

Az abszolút hibát és a relatív hibát a 4.9. ábrán látható görbékhez adjuk meg. A 4.3. táblázat mutatja be a manuális méréskiértékelés és az automata méréskiértékeléshez tartozó hibákat.

4.3. táblázat. Az egy perces futás (~60 kép) elemzésének időszükséglete				
		3 – 3 terelés	1,5 – 6 fékezés	1,5 – 6 hajtás
Manuális kiértékelés	Relatív hiba [%]	0,78%	2,06%	1,16%
	Abszolút hiba [N]	0,093N	0,19N	0,2N
Képfeldolgozó program	Relatív hiba [%]	0,003%	0,002%	0,005%
	Abszolút hiba [N]	0,036N	0,018N	0,022N

A kiértékelési módszerből adódó relatív hibát sikerült három nagyságrenddel maximálisan 0,05%-ra csökkenteni. Az abszolút hibát a terelési erőátviteli diagrammokban harmadoltuk, amely már a manuális kiértékelésnél is megfelelő pontosságú volt. Az erőátviteli részeken az abszolút hibát sikerült egy nagyságrenddel csökkenteni.

#### 4.5. Összefoglalás

A manuális kép kiértékelés túl lassú folyamat, ezért a kiértékelés gyorsítására volt szükség. A digitális képek könnyen kezelhetők mátrixokban, ezért a MatLab programot választottam a programkörnyezetnek. A képfeldolgozási irodalmakból három lehetséges megoldási módszert választottam ki, amelyekkel a rugómenetek távolságai megkereshetők és automatikusan számíthatók. A 3 módszer az. éldetektálás, a hasonlóság vizsgálat módszere és a Cepstrum eljárás. Az egyes módszerek elméleti hátterét bemutattam. Minden módszerre kidolgoztam egy algoritmust és egy tesztprogramot. A három módszert összehasonlítottam és súlyozásos módszerrel kiválasztottam a legjobbat. A kiválasztás alapján a Cepstrum eljárás és a hasonlóság vizsgálat bizonyult a két legjobb megoldásnak, amelyek közül a hasonlóság vizsgálatot használtam fel. Bemutattam a programot, amellyel 150x-es gyorsulást értem el az előzőekhez képest. A további nagy előny, hogy a kiértékelés automatikus és pontosabb. A programot hitelesítettem és a hitelesítés abszolút és relatív hibáját összehasonlítottam a manuális kiértékeléssel. A Relatív hibát két nagyságrenddel, az abszolút hibát egy nagyságrenddel sikerült csökkenteni. A méréshez rendelkezésre áll a 7 tárcsás továbbfejlesztett vizsgáló berendezés és az automatizált képfeldolgozó program.

A továbbiakban az elméleti modellezést mutatjuk be.

## 5. Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

A többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elemzése bonyolult, a dinamikus hatásokat és jelenségeket nem egyszerű leírni, vagy modellezni. A valóság modellezésénél mindig elhanyagolásokkal is számolni kell. A fejezetben az elméleti modellezést mutatjuk be. A cél, hogy a kísérleti gép és a valós hajtások erőjátékának modellezésére alkalmas szoftvert fejlesszünk ki, továbbá az erőjáték modellezésére alkalmas algoritmust és szoftvert állítsunk elő, amely a mérési eredményekkel összhangban alkalmas a túlerők és egyéb dinamikai jelenségek vizsgálatára.

A 4. fejezet bemutatott 7 tárcsás vizsgáló berendezés elkészült. A kutatásokat általában az elméleti modellezéssel kezdjük és azt mérésekkel hitelesítjük. Esetünkben a már meglévő gép továbbfejlesztése mellett döntöttünk és azzal párhuzamosan kezdük el az elméleti modellezést.

A dinamika modellezés területén kiemelendő Karolewski B. munkája a szállítószalagok dinamikai jelenségeinek modelljéről [34]. A feldolgozott dinamikai modellezés irodalma [26, 43] és az általános rezgéstan [27] témakörei mellett megvizsgáltuk Costello, G.A. munkáit is [11, 12]. A kötél pászmák belső kontakjainak modellezésére [50], továbbá a kopások szimulálására is fellelhető irodalom [51], ami már végeselemes módszeren alapul, de az adott feladatban nem tud segíteni. Saját modell és a hozzá írt algoritmus elkészítése mellett döntöttünk.

### 5.1. A modell elméleti megfogalmazása

A dinamikus hatások időben történő folyamatos szimulálásnak lineáris leírására a végeselem-módszer igen hatékony eszköznek mutatkozik [50,52,53]. A nemlineáris rezgéstanban is egyre több gyakorlati problémára ad pontos és gyors megoldást. A korábbi eljárások a lineáris modellezés kiterjesztésén alapultak és egyedi speciális problémákra nyújtottak közelítést [4, 7]. Nemlineáris analízisnél a pontosság és a sebesség sokkal nehezebben növelhető tulajdonságok, mint a lineáris analízisnél, mert több paramétertől függenek. Fontos szempont a konzisztens kontinuum mechanikai egyenletek és a hatékony végeselemes diszkrétizáció használata [18, 35, 46, 54]. A rugalmas anyagviselkedés és a kötélhajtás következtében kialakuló nagy elmozdulások jól modellezhetősége a cél.

A továbbiakban egy általános test nemlineáris leírásának összefoglalása után áttérünk a kötél húzott-nyomott rudakkal történő modellezésére. Az 5.1. ábrán látható egy vizsgált test mozgása derékszögű koordinátarendszerben. A  $({}^0x_1, {}^0x_2, {}^0x_3)$ ,  $({}^t x_1, {}^t x_2, {}^t x_3)$  és  $({}^{t+\Delta t} x_1, {}^{t+\Delta t} x_2, {}^{t+\Delta t} x_3)$  koordináták rendre a 0, t és t+Δt időpontbeli konfigurációt adják meg. A bal-felső index mutatja az időpillanatot, a jobb-alsó index a koordináta tengelyt, majd a későbbiekben a bal-alsó index az értelmezés konfigurációját. Az elmozdulások hasonlóképpen értelmezhetők, ahol  ${}^t u_i, i = 1, 2, 3$  és  ${}^{t+\Delta t} x_i$  rendre a t és a t+Δt időpillanathoz tartozó elmozdulások. A t és a t+Δt időpillanatban a koordináták a következőképpen számíthatók:

$${}^t x_i = {}^0 x_i + {}^t u_i, \quad (5.1)$$

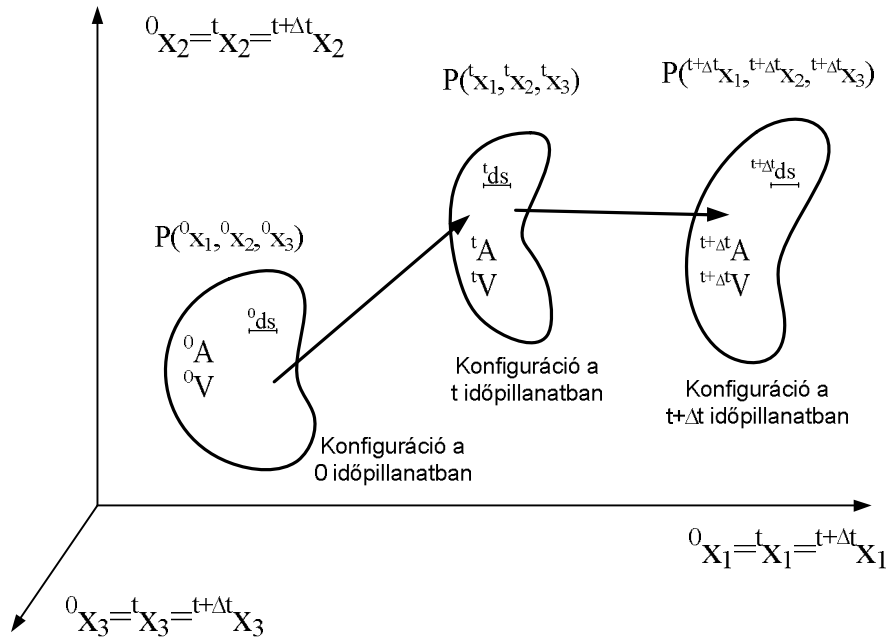
$${}^{t+\Delta t} x_i = {}^0 x_i + {}^{t+\Delta t} u_i, \quad (5.2)$$

ahol  $i=1,2,3$ . A t és t+Δt időpillanatok közötti  $u_i$  elmozdulás növekmény:

$$u_i = {}^{t+\Delta t} u_i - {}^t u_i, \quad (5.3)$$

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

ahol az  $i=1,2,3$ . A test mozgása közben térfogata, felülete, sűrűsége, erők és feszültségek folyamatosan változnak. Ezért szükséges az egyes időpillanatokban az említett paramétereket külön-külön is jelölni. Megkülönböztetjük a  $0, t, t+\Delta t$  időpillanatokban a  ${}^0\rho, {}^t\rho, {}^{t+\Delta t}\rho$  sűrűségeket,  ${}^0A, {}^tA, {}^{t+\Delta t}A$  felületeket és  ${}^0V, {}^tV, {}^{t+\Delta t}V$  térfogatokot.



5.1. ábra. A test mozgása derékszögű koordináta rendszerben.

A fent bevezetett indexes jelölés értelmében a  ${}^{t+\Delta t}_t \boldsymbol{\tau}$  Cauchy féle feszültségtenzor a  $t+\Delta t$  időpillanatban és a  $t+\Delta t$  koordináta rendszerben értelmezett. Míg a  ${}^{t+\Delta t}_t \mathbf{S}_{ij}$  II. Piola-Kirchhoff feszültségtenzor a  $t+\Delta t$  időpillanatban és a  $t$  időpontbeli konfigurációban értelmezett, hasonlóan a  ${}^{t+\Delta t}_t \boldsymbol{\varepsilon}_{ij}$  Green-Lagrange alakváltozási tenzor a  $t+\Delta t$  időpillanatban és a  $t$  időpontbeli konfigurációban értelmezett. Megjegyezzük, hogy a vektorokat és a tenzorokat derékszögű Descartes-i koordináta rendszerben írjuk le.

### 5.1.1 Virtuális elmozdulás elve és az Updated Lagrange-féle leírás

Tekintettel az 5.1. ábrára ismertnek tekintjük a konfigurációt a  $t$  időpontban. A virtuális munka elve a  $t+\Delta t$  időpillanatban a következő alakban írható:

$$\int_{{}^{t+\Delta t}V} {}^{t+\Delta t}_t \tau_{ij} \delta_{{}^{t+\Delta t}} e_{ij} {}^{t+\Delta t} dV = {}^{t+\Delta t}R, \quad (5.4)$$

ahol a  ${}^{t+\Delta t}R$  a felületi és térfogati terhelés virtuális munkája, azaz:

## Töbttárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

$${}^{t+\Delta t}R = \int_{{}^{t+\Delta t}A} {}^{t+\Delta t}t_k \delta u_k {}^t dA + \int_{{}^{t+\Delta t}V} \rho {}^{t+\Delta t}f_k \delta u_k {}^t dV. \quad (5.5)$$

Az (5.4) és az (5.5) összefüggésben a  $\delta u_k$  az aktuális  ${}^{t+\Delta t}u_k$  elmozdulás variációja vagy virtuális elmozdulása, és a  $\delta_{{}^{t+\Delta t}}e_{ij}$  az alakváltozás variációja vagy virtuális megváltozása, azaz:

$$\delta_{{}^{t+\Delta t}}e_{ij} = \delta \frac{1}{2} \left( {}^{t+\Delta t}u_{i,j} + {}^{t+\Delta t}u_{j,i} \right). \quad (5.6)$$

Megjegyezzük, hogy az (5.4)-(5.5) egyenletben a tenzorok szorzásánál élünk a némaindexes összegzési konvencióval a jobb-alsó indexekre nézve.

Az (5.4) egyenlettel nem lehet közvetlenül a megoldást előállítani, mert a  $t+\Delta t$  időpontbeli konfiguráció nem ismert. Közelítő megoldást keresünk iterációs módszerrel egy előző ismert konfigurációból kiindulva.

Ahhoz, hogy az első közelítő megoldás előálljon, két gyakorlatban használt Lagrange módszer áll rendelkezésre, egyik a Total Lagrange (T.L.), azaz a "teljes Lagrange" leírás, a másik az Updated Lagrange (U.L.), azaz "újratermeltezt Lagrange" –féle leírás. A T.L. módszer a 0 időpillanatbeli konfigurációt, az U.L. módszer pedig a  $t$  időpillanatbeli konfigurációt veszi alapul. Mindkét módszer egyaránt alkalmazható lineáris és nemlineáris feladatok megoldására nagy elmozdulások esetén is. Az U.L. mellett szól, hogy numerikus szempontból az iteráció során a súrlódási erők figyelembe vétele pontosabb.

Az első lépés az U.L. módszernél egy közelítő megoldás előállítása az (5.4) összefüggés linearizálásával az előzőleg meghatározott  $t$  időpillanatú konfigurációt alapul véve. A közelítő megoldás tovább pontosítható az egyensúlyi iterációval, amíg az (5.4) összefüggés eleget tesz a kívánt konvergencia feltételeknek.

Az 5.4. összefüggés az Updated Lagrange leírásakor az alábbi alakban írható:

$$\int_{{}^{t+\Delta t}V} {}^{t+\Delta t}S_{ij} \delta {}^{t+\Delta t}\varepsilon_{ij} {}^t dV = {}^{t+\Delta t}R. \quad (5.7)$$

Az  ${}^{t+\Delta t}S_{ij}$  feszültségi tenzor és a Cauchy-féle feszültségi tenzor között, illetve a  $\delta {}^{t+\Delta t}\varepsilon_{ij}$  alakváltozási tenzor variációja és az infinitezimális alakváltozási tenzor variációja között az alábbi összefüggések állnak fenn:

$${}^{t+\Delta t}S_{ij} = \frac{{}^t\rho}{{}^{t+\Delta t}\rho} \quad {}^{t+\Delta t}X_{i,s} \quad {}^{t+\Delta t}\tau_{sr} \quad {}^{t+\Delta t}X_{j,r}, \quad (5.8)$$

$$\delta {}^{t+\Delta t}\varepsilon_{ij} = \delta \frac{1}{2} \left( {}^{t+\Delta t}u_{i,j} + {}^{t+\Delta t}u_{j,i} + {}^{t+\Delta t}u_{k,i} \quad {}^{t+\Delta t}u_{k,j} \right). \quad (5.9)$$

A feszültség és az alakváltozási tenzorok növekményesen is felírhatók: feszültségek

$${}^{t+\Delta t}S_{ij} = {}^tS_{ij} + {}_tS_{ij}, \quad (5.10)$$

alakváltozások

$${}^{t+\Delta t}\varepsilon_{ij} = {}^t\varepsilon_{ij}, \quad {}_t\varepsilon_{ij} = {}_t e_{ij} + {}_t \eta_{ij}, \quad (5.11)$$

ahol a lineáris és a nemlineáris tag az alábbi módon számítható

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

$${}^t e_{ij} = \frac{1}{2} ({}^t u_{i,j} + {}^t u_{j,i}), \quad {}^t \eta_{ij} = \frac{1}{2} {}^t u_{k,i} \cdot {}^t u_{k,j}. \quad (5.12)$$

Alkalmazva a feszültségi és alakváltozási növekményekre a lineáris anyagtörvényt

$${}^t s_{ij} = {}^t C_{ijrs} \cdot {}^t \varepsilon_{rs}, \quad (5.13)$$

a mozgásegyenlet az alábbi alakban írható

$$\int_V {}^t C_{ijrs} \cdot {}^t \varepsilon_{rs} \cdot \delta {}^t \varepsilon_{ij} \cdot {}^t dV + \int_V {}^t \tau_{ij} \cdot \delta {}^t \eta_{ij} \cdot {}^t dV = {}^{t+\Delta t} R - \int_V {}^t \tau_{ij} \cdot \delta {}^t e_{ij} \cdot {}^t dV. \quad (5.14)$$

Megjegyezzük, hogy (5.14) összefüggés még nem tartalmazza az inercia erők hatását. Linearizálva az (5.14) egyenletet, azaz alkalmazva az alábbi közelítéseket

$${}^t S_{ij} = {}^t C_{ijrs} \cdot {}^t e_{ij}; \quad \delta {}^t \varepsilon_{ij} = \delta {}^t e_{ij}, \quad (5.15)$$

megkapjuk a mozgásegyenlet linearizált alakját:

$$\int_V {}^t C_{ijrs} \cdot {}^t e_{rs} \cdot \delta {}^t e_{ij} \cdot {}^t dV + \int_V {}^t \tau_{ij} \cdot \delta {}^t \eta_{ij} \cdot {}^t dV = {}^{t+\Delta t} R - \int_V {}^t \tau_{ij} \cdot \delta {}^t e_{ij} \cdot {}^t dV. \quad (5.16)$$

### 5.1.2 Az inercia erők figyelembevétele

A d'Alembert elv alkalmazásával figyelembe vehetjük az inercia erőket, hasonlóan mint a térfogati terhelést. A test tömege állandónak tekinthető, ezért a tehetetlenségi erők virtuális munkája az alábbi integrállal fejezhető ki:

$$- \int_V {}^t \rho \cdot {}^{t+\Delta t} \ddot{u}_k \delta u_k \cdot {}^t dV. \quad (5.17)$$

Az Updated Lagrange módszer alkalmazásakor a virtuális munka elve az inerciaerőket is figyelembe véve írható fel:

$$\int_V {}^t \rho \cdot {}^{t+\Delta t} \ddot{u}_k \delta u_k \cdot {}^t dV + \int_V {}^t C_{ijrs} \cdot {}^t e_{rs} \cdot \delta {}^t e_{ij} \cdot {}^t dV + \int_V {}^t \tau_{ij} \cdot \delta {}^t \eta_{ij} \cdot {}^t dV = {}^{t+\Delta t} R - \int_V {}^t \tau_{ij} \cdot \delta {}^t e_{ij} \cdot {}^t dV, \quad (5.18)$$

ahol a  ${}^{t+\Delta t} R$  definíciója az (5.8) összefüggés szerint adódik. Az (5.18) egyenletben szereplő integrálok végeselemes formuláit a melléklet M4.1 pontjában részletezzük.

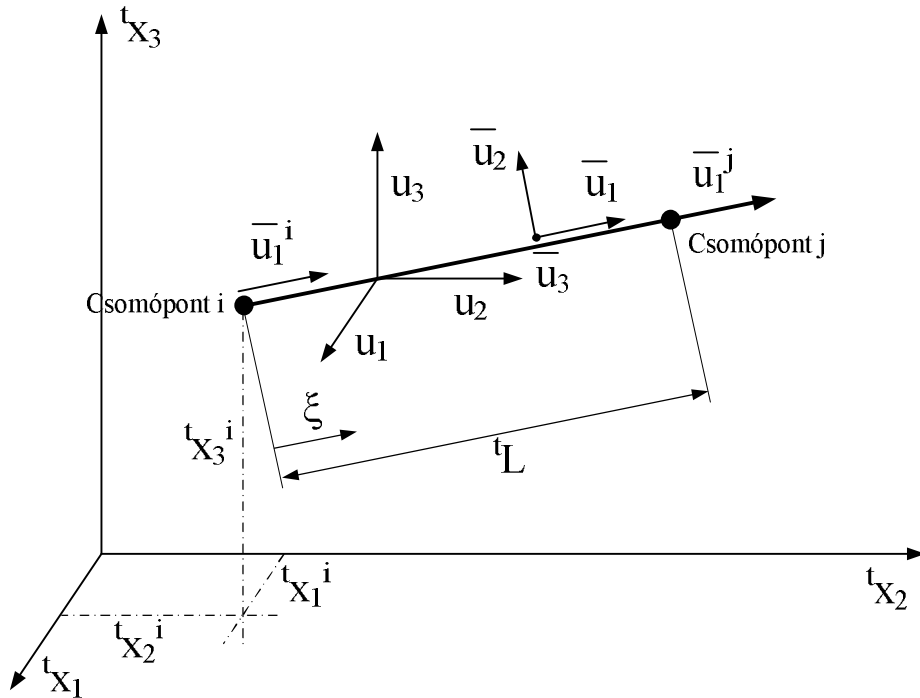
Alkalmazva az (5.18) egyenletre az M4.1 mellékletben megadott végeselemes diszkrétizációt, a mozgásegyenletünk mátrixos formában az alábbi alakot nyeri:

$$\mathbf{M} \cdot {}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}} + ({}^t \mathbf{K}_L + {}^t \mathbf{K}_{NL}) \mathbf{u} = {}^{t+\Delta t} \mathbf{R} - {}^t \mathbf{F}, \quad (5.19)$$

ahol,  $\mathbf{M}$  a szerkezet tömegmátrixa,  ${}^t \mathbf{K}_L$  és  ${}^t \mathbf{K}_{NL}$  a szerkezet lineáris és nemlineáris merevségi mátrixa  ${}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}}$  a csomóponti gyorsulások vektora  $\mathbf{u}$  a csomóponti elmozdulás növekmények vektora,  ${}^{t+\Delta t} \mathbf{R}$  a külső terhelések vektora és  ${}^t \mathbf{F}$  a belső erők csomóponti vektora.

### 5.1.3 A húzott-nyomott rúdelem származtatása

A vizsgált vonóelemet egydimenziós húzott-nyomott rúdelemekkel írjuk le. A rúdelem két csomópontú elem, amely csak axiális erő továbbítására képes. Az elem elhelyezkedése tetszőleges lehet a globális Descartes-féle koordináta-rendszerben, amelyet az 5.2. ábra szemléltet. A rúdelem vonatkozásában az Updated Lagrange féle leírást nagy elmozdulások, de kis alakváltozások feltételezése mellett alkalmazzuk.

5.2. ábra. Három dimenziós  $t$  időpillanatbeli húzott nyomott rúdelem konfiguráció

Az  $\bar{\mathbf{u}}$  vektor tartalmazza a két csomópont rúdirányú elmozdulásait a  $t$  időpillanati helyi konfigurációban:

$$\bar{\mathbf{u}}^T = [\bar{\mathbf{u}}_1^i \quad \bar{\mathbf{u}}_1^j]. \quad (5.20)$$

Az 5.2. ábrán  $\xi$  jelöli a távolságot a rúdelem hossza mentén, előjele pozitív az  $i$ -dik csomóponttól a  $j$ -dik csomópont felé haladva. A végelemen az axiális elmozdulást lineárisan közelítjük:

$$\bar{\mathbf{u}}_1(\xi) = \left[ \left( 1 - \frac{\xi}{l} \right) \quad \left( \frac{\xi}{l} \right) \right] \bar{\mathbf{u}}. \quad (5.21)$$

Az alakváltozás lineáris részét az alábbi módon írhatjuk fel:

$${}^t\bar{\mathbf{e}}_{11}(\xi) = \left[ \left( \frac{-1}{l} \right) \quad \left( \frac{1}{l} \right) \right] \bar{\mathbf{u}}, \quad (5.22)$$

ahol  $l$  az elemhossz a  $t$  időpillanatbeli konfigurációban.

#### 5.1.4 Merevségi mátrix, tömeg mátrix

Az (5.19) összefüggésre tekintettel a teljes érintő merevségi mátrix a  ${}^t\mathbf{K}_L$  lineáris merevségi mátrix és a  ${}^t\mathbf{K}_{NL}$  nemlineáris merevségi mátrix összege. A rúd egyszerű geometriájából adódóan célszerűbb először a merevségi mátrix lineáris részét lokális koordinárendszerben előállítani az (5.20)-(5.22) kifejezések felhasználásával, azaz:



$${}^t\mathbf{k}_L = \int_V {}^t\mathbf{b}_L^T E {}^t\mathbf{b}_L {}^t dV, \quad (5.23)$$

ahol,  $E$  a  $t$  időpillanatbeli konfigurációban értelmezett Young modulus, a  ${}^t\mathbf{b}_L$  az alakváltozási-elmozdulási mátrix az (5.22) kifejezés alapján az alábbi módon írható

$${}^t\mathbf{b}_L = \begin{bmatrix} \left(\frac{-1}{{}^tL}\right) & \left(\frac{1}{{}^tL}\right) \end{bmatrix}, \quad (5.24)$$

ahol  ${}^tL$  az elemhossz a  $t$  időpillanatbeli konfigurációban.

Behelyettesítve a (5.24)-es összefüggést az (5.23)-as kifejezésbe megkapjuk a lineáris merevségi mátrixot:

$${}^t\mathbf{k}_L = \frac{AE}{{}^tL} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}, \quad (5.25)$$

ahol  $A$  a rúd keresztmetszetének területe.

A globális koordináta-rendszerben értelmezett  ${}^t\mathbf{K}_L$  lineáris merevségi mátrixot egy transzformációval kaphatjuk meg. Ezt a lokális csomóponti elmozdulás növekmények  $\bar{u}_1^i, \bar{u}_1^j$  globális Descartes-i koordináta-rendszerbe értelmezett elmozdulásnövekmények  $u_k^i, u_k^j, k=1,2,3$  közötti transzformációval állítjuk elő:

$$\bar{\mathbf{u}} = \mathbf{N} \mathbf{u}^T, \quad (5.26)$$

ahol  $\mathbf{u}^T$  a globális koordináta-rendszerben értelmezett csomóponti elmozdulás-növekmények vektora,  $\mathbf{N}$  a transzformációs mátrix, azaz

$$\mathbf{u}^T = [u_1^i \quad u_2^i \quad u_3^i \quad u_1^j \quad u_2^j \quad u_3^j], \quad (5.27)$$

$$\mathbf{N} = \begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_1 & l_2 & l_3 \end{bmatrix}, \quad (5.28)$$

ahol az  $l_n$  a rúdirányú egységvektor iránycosinusai a  $t$  időpillanatbeli időkonfigurációban, azaz:

$$l_n = \frac{{}^t x_n^j - {}^t x_n^i}{{}^t L}, \quad (5.29)$$

ahol  ${}^t x_n^j$  az  $n$  irányú  $j$ -dik csomóponti koordináta  $t$  időpillanatban ( $n=1,2,3$ ). Felhasználva az (5.26) összefüggést a  ${}^t\mathbf{k}_L$  lokális elemi merevségi mátrixot átranzformáljuk a globális koordináta-rendszerbe:

$${}^t\mathbf{K}_L^e = \mathbf{N}^T {}^t\mathbf{k}_L \mathbf{N}. \quad (5.30)$$

A  ${}^t\mathbf{K}_{NL}$  nemlineáris alakváltozási-merevségi mátrixot a virtuális munka elvének (5.18) összefüggés linearizált alakjában szereplő integrál alapján képezzük:

$$= \int_V {}^t \tau_{ij} \delta {}^t \eta_{ij} {}^t dV. \quad (5.31)$$

## Többitárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

A lokális koordináta rendszerben értelmezett Cauchy féle feszültségi tenzornak csak egyetlen egy  ${}^t\bar{\tau}_{11}$  eleme különbözik zérustól. Ennek megfelelő nemlineáris alakváltozási növekmény nullától különböző  ${}^t\bar{\eta}_{11}$  tagja az alábbi módon számolható:

$${}^t\bar{\eta}_{11} = \frac{1}{2} {}^t\bar{\mathbf{u}}_{k,1} \quad {}^t\bar{\mathbf{u}}_{k,1}, \quad (5.32)$$

amely felírható a globális elmozdulás koordinátákkal is:

$${}^t\bar{\eta}_{11} = \frac{1}{2} \left( \left( \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \xi} \right)^2 + \left( \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \xi} \right)^2 + \left( \frac{\partial \mathbf{u}_3}{\partial \xi} \right)^2 \right). \quad (5.33)$$

A  ${}^t\bar{\tau}_{11}$  és  $\delta {}^t\bar{\eta}_{11}$  szorzata mátrixos alakban a következő módon fejezhető ki:

$${}^t\bar{\tau}_{11} \delta {}^t\bar{\eta}_{11} = \delta \left\{ \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{1,\xi} & \mathbf{u}_{2,\xi} & \mathbf{u}_{3,\xi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}^t\bar{\tau}_{11} \\ {}^t\bar{\tau}_{11} \\ {}^t\bar{\tau}_{11} \end{bmatrix} \right\}, \quad (5.34)$$

ahol a variációt nem értelmezzük  ${}^t\bar{\tau}_{11}$  mennyiségben. Mivel a rúd mentén az elmozdulás komponensei lineárisan változnak a  $\xi$  függvényében, így írható, hogy

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_{1,\xi} \\ \mathbf{u}_{2,\xi} \\ \mathbf{u}_{3,\xi} \end{bmatrix} = {}^t\mathbf{B}_{\text{NL}} \mathbf{u}, \quad (5.35)$$

ahol

$${}^t\mathbf{B}_{\text{NL}} = \frac{1}{{}^t\mathbf{L}} \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_1^i \\ \mathbf{u}_2^i \\ \mathbf{u}_3^i \\ \mathbf{u}_4^i \\ \mathbf{u}_5^i \\ \mathbf{u}_6^i \end{bmatrix}. \quad (5.36)$$

A  ${}^t\mathbf{B}_{\text{NL}}$  mátrix tulajdonképpen egy  $-\mathbf{I}_3$  és  $+\mathbf{I}_3$  egységmátrixból is felépíthető, ahol az  $\mathbf{I}_3$  egy 3 x 3 egységmátrix. Hasonlóan az (5.34) kifejezésben a Cauchy-féle feszültségi koordinátát tartalmazó mátrixot a  ${}^t\bar{\tau}_{11} \mathbf{I}_3$  szorzattal írhatjuk fel. Ezen jelöléseket figyelembe véve (5.31) és (5.34)-(5.36) alapján a globális nemlineáris merevségi mátrix:

$${}^t\mathbf{K}_{\text{NL}}^e = \frac{{}^t\bar{\tau}_{11} \mathbf{A}}{{}^t\mathbf{L}} \begin{bmatrix} \mathbf{I}_3 & -\mathbf{I}_3 \\ -\mathbf{I}_3 & \mathbf{I}_3 \end{bmatrix} = \frac{{}^t\mathbf{P}}{{}^t\mathbf{L}} \begin{bmatrix} \mathbf{I}_3 & -\mathbf{I}_3 \\ -\mathbf{I}_3 & \mathbf{I}_3 \end{bmatrix}, \quad (5.37)$$

ahol a  ${}^t\mathbf{P}$  a rúdelemen ébredő axiális irányú erő a  $t$  időpillanatban.

Az (5.19) mozgásegyenletben szereplő tömegmátrixot konzisztens formában állítjuk elő:

$$\mathbf{M}_e = {}^0\rho \int_{{}^0V} \mathbf{H}^T \mathbf{H}^0 dV, \quad (5.38)$$

ahol  $\mathbf{H}$  a rúdelem elmozdulás interpolációs függvényének mátrixa globális koordináta-rendszerben értelmezve, azaz

$$\mathbf{H} = \left[ \left( 1 - \frac{\xi}{L} \right) \mathbf{I}_3 \quad \left( \frac{\xi}{L} \right) \mathbf{I}_3 \right], \quad (5.39)$$

illetve  ${}^0\rho$  az anyag sűrűség,  ${}^0L$  a rúdelem hossza a 0 időpillanatban.

Behelyettesítve (5.39)-et (5.38)-ba és felhasználva a  ${}^0dV = Ad\xi$  összefüggést a következőt kapjuk:

$$\mathbf{M}_e = A \frac{{}^0\rho {}^0L}{6} \begin{bmatrix} 2\mathbf{I}_3 & \mathbf{I}_3 \\ \mathbf{I}_3 & 2\mathbf{I}_3 \end{bmatrix}. \quad (5.40)$$

A mozgásegyenlet jobb oldalán lévő második tag szolgáltatja a belső erők tehervektorát:

$${}^t\mathbf{F}_e = \int_V {}^t\mathbf{B}_L^T \cdot {}^t\boldsymbol{\tau} \cdot {}^t dV, \quad (5.41)$$

ahol  ${}^t\mathbf{F}_e$  a Descartes-féle globális koordináta rendszerben értelmezett. Esetünkben lokális koordináta-rendszerben is felírható a fent bevezetett mennyiség:

$${}^t\mathbf{f}_e = \int_0^L {}^t\mathbf{b}_L^T \cdot {}^t\boldsymbol{\tau}_{||} \cdot A \cdot d\xi. \quad (5.42)$$

Behelyettesítve (5.42)-be (5.24)-et kapjuk, hogy

$${}^t\mathbf{f}_e^T = \left[ -{}^t\mathbf{P} \quad {}^t\mathbf{P} \right]. \quad (5.43)$$

Globális koordináta-rendszerben a kiegyensúlyozatlan tehervektort (5.28) transzformációval állíthatjuk elő:

$${}^t\mathbf{F}_e = \mathbf{N}^T \cdot {}^t\mathbf{f}_e. \quad (5.44)$$

## 5.2 Az algoritmus leírása

A szerkezet merevségi-, tömegmátrixát és tehervektorát rendre az elemek megfelelő merevségi-, tömegmátrixaiból és tehervektoraiból építjük fel. Az (5.19) mozgásegyenletet kiegészítjük a Rayleigh-féle csillapítással ( $\mathbf{C} = a\mathbf{M} + b\mathbf{K}$ ), a mozgásegyenlet a  $t + \Delta t$  időpillanatban a következő:

$$\mathbf{M}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}^{t+\Delta t} \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}^t \mathbf{u} = {}^{t+\Delta t} \mathbf{R} - {}^t \mathbf{F}, \quad (5.45)$$

ahol  $\mathbf{C}$  a csillapítási mátrix,  $\mathbf{K}$  a tangenciális merevségi mátrix a  $t$  időpillanatban, amely magában foglalja a lineáris és nem lineáris merevségi mátrixokat,  ${}^{t+\Delta t} \dot{\mathbf{u}}$  csomóponti sebességvektor a  $t + \Delta t$  időpillanatban,  $a$  és  $b$  a Rayleigh-féle csillapítás paraméterei. Az egyszerűség kedvéért a csillapítási mátrixot a tömeg- és merevségi-mátrixok lineáris kombinációjaként szokás felvenni.

Statikus analízisnél a tömegek és a csillapító hatások nem lépnek fel az (5.45) egyenletben. A disszertációban csak az Updated Lagrange-féle leírást alkalmazzuk, a jelölések egyszerűsítése érdekében a továbbiakban az egyes mátrixoknál az alsó indexet elhagyjuk.

### 5.2.1 A mozgásegyenlet idő szerinti numerikus integrálása

Az (5.45) mozgásegyenletet minden időlépésében meg kell oldanunk valamilyen numerikus integrációs eljárás alkalmazásával. Az algoritmus pontossága természetesen az alkalmazott

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

eljárástól függ. A gyakorlatban használt integrációs módszerek közül a lineáris feladatokra másodrendűen pontos Newmark módszert alkalmazzuk.

Az (5.45) mozgásegyenletben az elmozdulás-növekmény:

$$\mathbf{u} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{u} - {}^t\mathbf{u}. \quad (5.46)$$

Lineáris gyorsulást feltételezve a sebességet, illetve az elmozdulást a következő módon írjuk fel:

$${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}} = {}^t\dot{\mathbf{u}} + \frac{\Delta t}{2} ({}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} + {}^t\ddot{\mathbf{u}}), \quad (5.47)$$

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{u} = {}^t\mathbf{u} + \Delta t {}^t\dot{\mathbf{u}} + \frac{\Delta t^2}{6} ({}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} + 2{}^t\ddot{\mathbf{u}}). \quad (5.48)$$

Az (5.47) és az (5.48)-ból a gyorsulás kifejezhető

$${}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} = \frac{6}{\Delta t^2}\mathbf{u} - \frac{6}{\Delta t} {}^t\dot{\mathbf{u}} - 2{}^t\ddot{\mathbf{u}}, \quad (5.49)$$

és a sebesség

$${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}} = \frac{3}{\Delta t}\mathbf{u} - 2 {}^t\dot{\mathbf{u}} - \frac{\Delta t}{2} {}^t\ddot{\mathbf{u}}. \quad (5.50)$$

Az  $\mathbf{u}$  elmozdulás-növekmény előállítható az (5.49) és az (5.50) összefüggések (5.45) egyenletbe történő helyettesítésével, amelyet az 5.1. táblázatban lentebb részletezünk. Az így előállított egyenletet megoldva  $\mathbf{u}$ -ra és felhasználva a lineáris gyorsulás feltételt, a szükséges sebesség- és elmozdulásvektorok is előállíthatók:

$${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}} = {}^t\dot{\mathbf{u}} + \frac{\Delta t}{2} ({}^t\ddot{\mathbf{u}} + {}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}}), \quad (5.51)$$

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{u} = {}^t\mathbf{u} + \Delta t {}^t\dot{\mathbf{u}} + \frac{\Delta t^2}{6} ({}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} + 2{}^t\ddot{\mathbf{u}}). \quad (5.52)$$

A Newmark módszer numerikus stabilitásának biztosítása érdekében szokás bevezetni az  $\alpha$  és  $\delta$  paramétereket [3],

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{u} = {}^t\mathbf{u} + \Delta t {}^t\dot{\mathbf{u}} + \frac{\Delta t^2}{2} {}^t\ddot{\mathbf{u}} + \alpha \Delta t^2 ({}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} - {}^t\ddot{\mathbf{u}}), \quad (5.53)$$

$${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}} = {}^t\dot{\mathbf{u}} + \Delta t {}^t\ddot{\mathbf{u}} + \delta \Delta t ({}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} - {}^t\ddot{\mathbf{u}}). \quad (5.54)$$

A módszer akkor stabil, ha (5.53) és (5.54)-ben az alábbi paraméterválasztásokkal élünk:

$$\delta \geq \frac{1}{2} \quad \text{és} \quad \alpha < \frac{1}{4} \left( \gamma + \frac{1}{2} \right)^2.$$

Behelyettesítve (5.45) egyenletbe, az (5.53) és az (5.54) összefüggéseket, majd a  $t+\Delta t$  időpillanatban egyszerű eliminációval kifejezhetjük az elmozdulást, a sebességet és a gyorsulást.

### 5.2.2 Egyensúlyi iteráció

Fontos hangsúlyozni, hogy az (5.45) egyenlet nemlineáris analíziseknél minden időlépésben csak egy közelítése az (5.7) aktuális egyenletnek. A linearizáció függ a rendszerben lévő

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

nemlinearitásoktól, az időlépés  $\Delta t$  nagyságától. Ahhoz, hogy az ebből származó hibák csökkenjenek minden idő/terhelési lépésben egyensúlyi iteráció alkalmazása szükséges.

A U.L. leírásnál az egyensúlyi iterációra a következő egyenlet adódik:

$$\left( {}^t\mathbf{K}_L + {}^t\mathbf{K}_{NL} \right) \Delta \mathbf{u}^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{R} - {}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(i-1)} - \mathbf{M} {}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}}^{(i)} - \mathbf{C} {}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}}^{(i)} \quad i=1,2,3,\dots, \quad (5.55)$$

amelyben az  $i$ -dik elmozdulás és gyorsulás közelítések a fenti módon számolhatók és a  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(i)}$  a

$\int_{t+\Delta t V^{(i)}} {}^{t+\Delta t}\boldsymbol{\tau}_{ij}^{(i)} \cdot \delta e_{ij}^{(i)} dV^{(i)}$  integrál kiszámításával kapható meg az alábbi módon:

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(i)} = \int_{t+\Delta t V^{(i)}} {}^{t+\Delta t}\mathbf{B}_L^{(i)T} {}^{t+\Delta t}\hat{\boldsymbol{\tau}}^{(i)} dV^{(i)}, \quad (5.56)$$

ahol a  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{B}_L^{(i)}$  és  ${}^{t+\Delta t}\hat{\boldsymbol{\tau}}^{(i)}$  mátrixok rendre megfelelnek a  ${}^t\mathbf{B}_L$  és  ${}^t\boldsymbol{\tau}$ -nek.

### 5.2.3 Az algoritmus időlépésenként

Az 5.1. táblázatban foglaltuk össze az idő szerinti integrálás lépéseit. Az algoritmust áttekinthetősége érdekében az 5.3. folyamatábrán is bemutatjuk. Az iterációban használt konvergencia tolerancia a növekményes és teljes elmozdulások euklideszi normáinak viszonya.

#### 5.1. táblázat. Az algoritmus lépéseinek bemutatása

##### A. A kezdő paraméterek kiszámítása

##### 1. A kezdeti elmozdulás sebesség és gyorsulások beállítása:

$${}^0\mathbf{u}, {}^0\dot{\mathbf{u}}, {}^0\ddot{\mathbf{u}}.$$

##### 2. Az időintegráláshoz szükséges paraméterek felvétele:

$\text{tol} \leq 0.01$  ;  $\text{niten} \geq 3$ ,

Newmark módszer paraméterei,  $\delta \geq 0.5$ ;  $\alpha = 0.25(0.5 + \delta)^2$ ,  $\tau = \Delta t$

$$a_0 = \frac{1}{\alpha \Delta t^2}, \quad a_1 = \frac{\delta}{\alpha \Delta t}, \quad a_2 = \frac{1}{\alpha \Delta t}, \quad a_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1,$$

$$a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1, \quad a_5 = \frac{\Delta t \left( \frac{\delta}{\alpha} - 2 \right)}{2}, \quad a_6 = a_0, \quad a_7 = -a_2,$$

$$a_8 = -a_3, \quad a_9 = \Delta t(1 - \delta), \quad a_{10} = \delta \Delta t.$$

**B. A  $\mathbf{K}$  merevségi mátrix, az  $\mathbf{M}$  tömeg mátrix és a  $\mathbf{C}$  csillapítási mátrix felépítése**

(i) Új  $\hat{\mathbf{K}}$  együttható mátrix előállítás a nemlineáris hatások alapján,  ${}^t\hat{\mathbf{K}} = \mathbf{K} + a_0\mathbf{M} + a_1\mathbf{C}$ ; továbbá  ${}^t\hat{\mathbf{K}}$  felbontása szorzatalakban (Cholesky):

$${}^t\hat{\mathbf{K}} = \mathbf{LDL}^T.$$

(ii) Az aktuális terhelés vektor előállítása:

$${}^{t+\Delta t}\hat{\mathbf{R}} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{R} + \mathbf{M}(a_2{}^t\dot{\mathbf{u}} + a_3{}^t\ddot{\mathbf{u}}) + \mathbf{C}(a_4{}^t\dot{\mathbf{u}} + a_5{}^t\ddot{\mathbf{u}}) - {}^t\mathbf{F}.$$

(iii) Megoldás az elmozdulás növekményre:

$$\mathbf{LDL}^T\mathbf{u} = {}^{t+\tau}\hat{\mathbf{R}}.$$

(iv) ha szükséges iterálás a dinamikus egyensúly eléréséig:

$$\mathbf{u}^{(0)} = \mathbf{u}, \quad i = 0.$$

(a)

$$i = i + 1.$$

(b) A gyorsulások, sebességek és elmozdulások (i-1)-ik közelítéseinek kiszámítása:

$${}^{t+\tau}\ddot{\mathbf{u}}^{(i-1)} = a_0\mathbf{u}^{(i-1)} - a_2{}^t\dot{\mathbf{u}} - a_3{}^t\ddot{\mathbf{u}}; \quad {}^{t+\tau}\dot{\mathbf{u}}^{(i-1)} = a_1\mathbf{u}^{(i-1)} - a_4{}^t\dot{\mathbf{u}} - a_5{}^t\ddot{\mathbf{u}};$$

$${}^{t+\tau}\mathbf{u}^{(i-1)} = {}^t\mathbf{u} + \mathbf{u}^{(i-1)}.$$

(c) Az (i-1)-ik aktuális kiegyensúlyozatlan terhelések számítása:

$${}^{t+\tau}\hat{\mathbf{R}}^{(i-1)} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{R} - \mathbf{M}{}^{t+\tau}\ddot{\mathbf{u}}^{(i-1)} - \mathbf{C}{}^{t+\tau}\dot{\mathbf{u}}^{(i-1)} - {}^{t+\tau}\mathbf{F}^{(i-1)}.$$

(d) Megoldás az elmozdulás növekmények korrigálásához

$$\mathbf{LDL}^T \cdot \Delta\mathbf{u}^{(i)} = {}^{t+\tau}\hat{\mathbf{R}}^{(i-1)}.$$

(e) Az új elmozdulás növekmények kiszámítása:

$$\mathbf{u}^{(i)} = \mathbf{u}^{(i-1)} + \Delta\mathbf{u}^{(i)}.$$

(f) Konvergencia feltétel ellenőrzése:

$$\frac{\|\Delta\mathbf{u}^{(i)}\|_2}{\|\mathbf{u}^{(i)} + {}^t\mathbf{u}\|_2} < \text{tol}.$$

Konvergencia esetén:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}^{(i)} \text{ és lépés C-re.}$$

Ha nem konvergál és  $i < \text{nit}$ : lépés (a)-ra.

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

**C. Az új gyorsulások, sebességek és elmozdulások számítása**

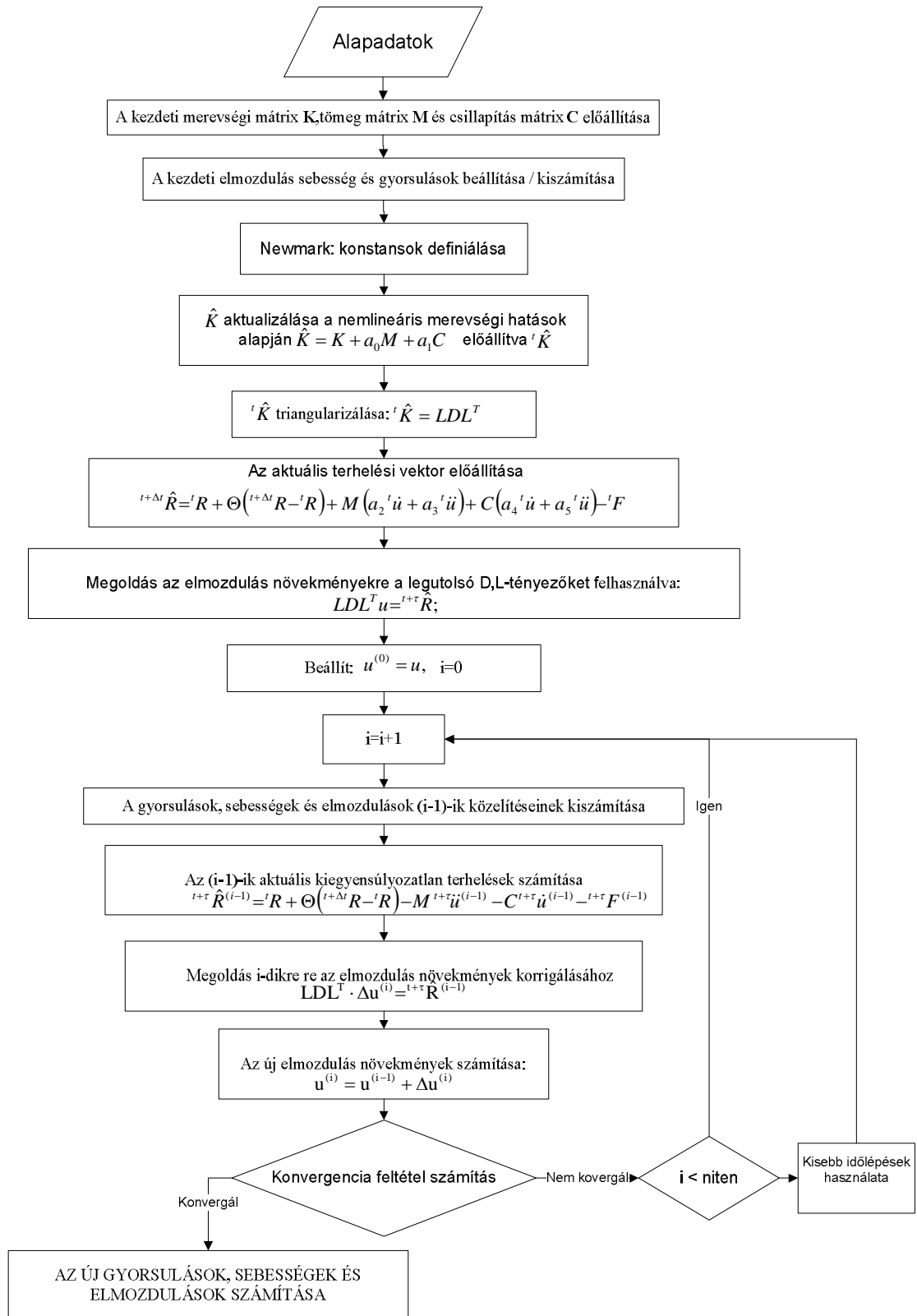
$${}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} = a_6 \mathbf{u} + a_7 {}^t\dot{\mathbf{u}} + a_8 {}^t\ddot{\mathbf{u}},$$

$${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}} = {}^t\dot{\mathbf{u}} + a_9 {}^t\ddot{\mathbf{u}} + a_{10} {}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}},$$

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{u} = {}^t\mathbf{u} + \mathbf{u}.$$

Az áttekinthetőség kedvéért az algoritmus lépéseit az 5.3 folyamatábrán is összefoglaljuk.

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja



5.3. ábra. A nemlineáris végeelemes algoritmus

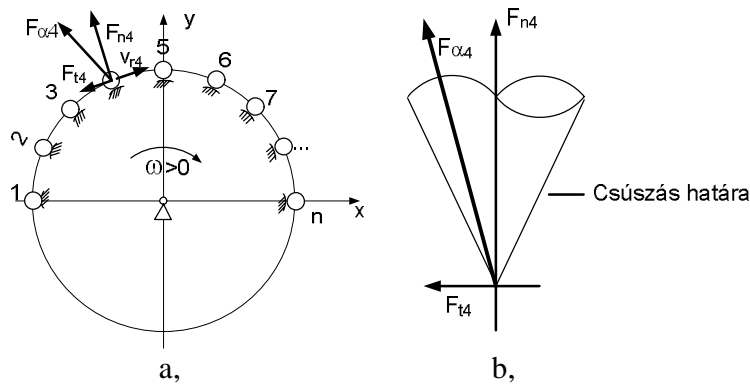


### 5.3 A végeselemes algoritmus kibővítése a érintkezési (kontakt) feltétel figyelembevételével

Az előző pontban bemutatott modell és algoritmus alapján egy nemlineáris végeselemes program készült a mérési rendszer és a többsárcsás súrlódó hajtások erőjátékának modellezésére. A program az előzőekben ismertetett elméletnek megfelelően, illetve a kötélt és tárcsa érintkezési feltételekkel történő kiegészítés után az alábbi tulajdonságokkal rendelkezik:

- a kötélt hajlítási merevségétől eltekintünk,
- a kötelet nagy alakváltozásra képes húzott nyomott rúdelemmel modellezzük,
- a feladatot geometriailag nemlineárisan vizsgáljuk,
- Coulomb-féle súrlódást tételezünk fel a kötélt és a tárcsa között.

Az érintkezési viszonyokat és a súrlódási feltételeket az 5.4. és 5.5. ábrák szemléltetik.



5.4. ábra. A kötélt és a tárcsa érintkezési feladata (a,) és a Coulomb-féle súrlódási kúp (b,)

Az 5.4.a ábrán látható egy tárcsán átvett kötélt csomóponti felosztása. A csomópontok a tárcsával érintkeznek. A tárcsát  $\omega$  szögsebességgel hajtjuk. A negyedik csomópont támasztó erőrendszere az 5.4.a ábrán látható módon alakul, ahol az  $F_{t4}$  a tangenciális erő, az  $F_{n4}$  a normális irányú támasztóerő, az  $F_{\alpha 4}$  az eredő támasztóerő és a  $v_{r4}$  a relatív sebesség.

A negyedik tömegpontra felrajzolható a jól ismert Coulomb-féle súrlódási kúp, amelyet az 5.4.b ábrán mutatunk be. Ha az  $F_{\alpha 4}$  a kúp palástján van, akkor a csomópont az érintkezés szempontjából a csúszás határán van, illetve megcsúszik, ha kúpon belül van, akkor tapad.

A feltételrendszert, amellyel a VEM programunk dolgozik az 5.5. ábrán foglaltuk össze. Az első lépésnél megállapítjuk, hogy a pont érintkezésben van-e. Ha nincs érintkezésben, akkor a megcsúszási feltétel nem értelmezhető. Ha érintkezésben van, akkor a megcsúszási feltétel alapján járunk el.

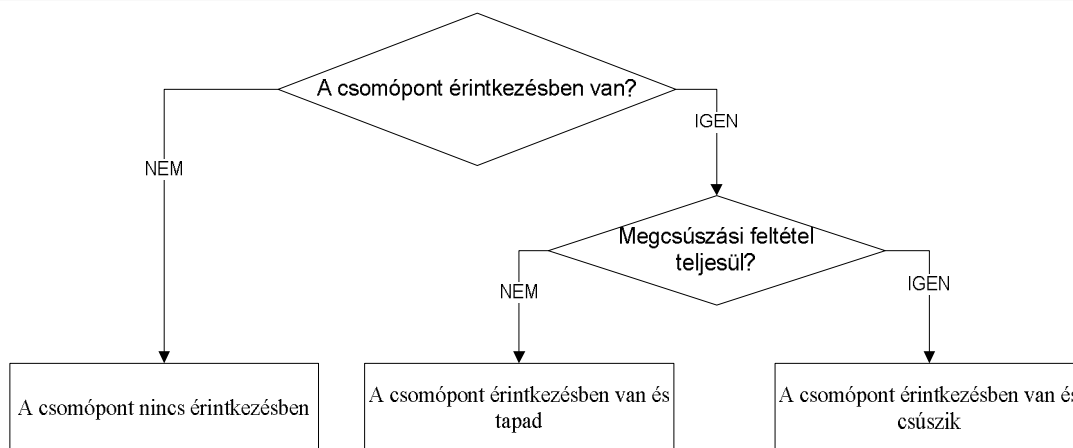
A támasztóerő normális irányú és tangenciális irányú összetevői között a Coulomb súrlódásnak megfelelően csúszás illetve tapadás esetén a következő összefüggések állnak fent:

$$F_{t4} = \begin{cases} -\mu F_{n4} \operatorname{sign}(v_{r4}) & \text{ha } |v_r| > 0, \quad k_t |\Delta u_{r4}| = \mu F_{n4}, \\ -k_t (\Delta u_r) & \text{ha } |v_r| \geq 0, \quad k_t |\Delta u_{r4}| < \mu F_{n4}, \end{cases} \quad (5.57)$$

ahol  $F_{t4}$  a korábban bemutatott 4. csomópontozathoz tartozó tangenciális erő, a  $\mu$  a súrlódási tényező,  $k_t$  a korrekciós faktor, amely a tapadás állapotához tartozik és  $\Delta u_r$  elmozdulás definiált. A tapadási és a csúszási viszonyok ebben a formában egyértelműen megadhatók.

A többsárcsán átvett kötélt a súrlódások és a tárcsák mozgásából is adódva nagy elmozdulásokat végez, amelyhez nagy alakváltozás is párosulhat. A szimuláció során a konfiguráció lényegesen változik. A kötélrészek érintkezésbe kerülhetnek a tárcsával és ki is léphetnek.

## Többszörös súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja



5.5. ábra. Az érintkezési feladat algoritmus: a Coulomb féle súrlódás, a csúszás és tapadás figyelembe vétele a kötéll és a tárcsa között.

#### 5.4 A VEM program bemutatása

A program lehetőségeit a korábban definiált paraméterek alapján mutatjuk be (5.2. táblázat). A geometria szabadon definiálható. A tárcsák száma, átmérője, elrendezése és a kötéllhossza szabadon választható. A program a vonóelem középvonalát veszi figyelembe. Az elem nagyságok és az időlépések nagysága tetszőlegesen választható. Az egyedüli korlát az informatikai háttér végessége, amelyet elsődlegesen a rendelkezésre álló rendszermemória korlátoz.

5.2. táblázat. A vizsgálatok alapját képző paraméterek

Tárcsák	Vonóelem	Rendszer	Környezet
Átmérő	Átmérő	Futási irány	Hőmérséklet
Darabszám	Kopás	Fordulatszám	
Szögsebesség	Hossz	Futási idő	
Hajtás	Szerkezet	Kenés	
Kopás	Belső kenés	Terhelések	
Hely	Anyag		
Horony kialakítás			
Kenés			
Anyag			

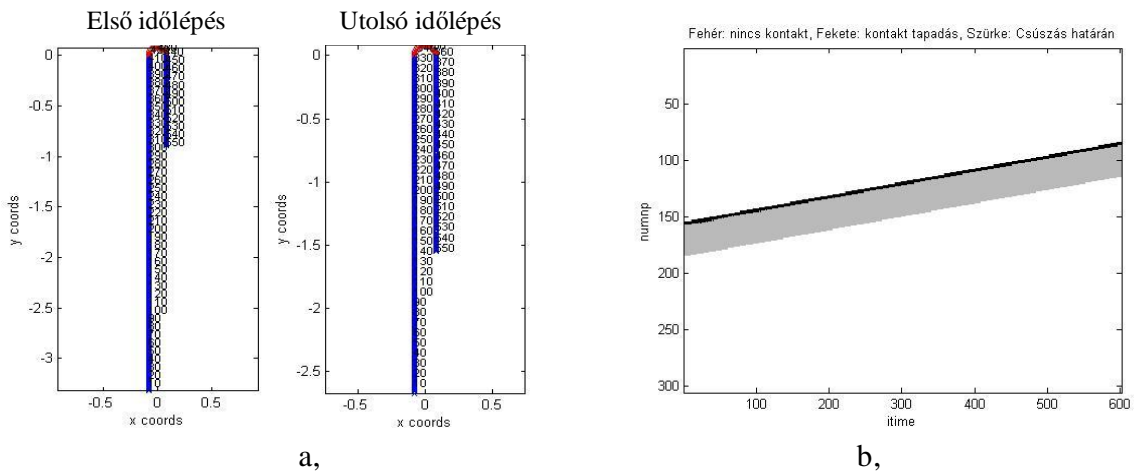
A programozás során törekedtünk az optimális memória kihasználásra. Az egyes tárcsák átmérője és a súrlódási tényező is egyedileg adható meg, akár az iterációs algoritmuson belüli folyamatos változtatással. A szinkronhajtás mellett az egyes tárcsáknál egyedi szögsebesség is definiálható ugyancsak időlépésen belül is.

A tárcsa és vonóelem anyagtulajdonságait elsődlegesen a rugalmassági modulusokkal adjuk meg. A horony kialakítást és a kenéseket (tárcsa, vonóelem, rendszer) a súrlódási tényezők finomhangolásával tudjuk modellezni. Egy vonóelem és egy tárcsa kapcsolatban csak egy súrlódási tényező adható meg, viszont ez tárcsánként más és más értékkel definiálható. A futási irány a szögsebesség irányítottságával szabályozható, azaz a pozitív irány az órajárásával megegyező irány. A fordulatszám a tárcsaátmérőkből és a szögsebességéből adódik. A rendszer végein lévő terhelések nagysága is szabadon adható meg és az iterációs lépések alatt is változtatható. A futási idő a megtett út alapján egyszerűen meghatározható.

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

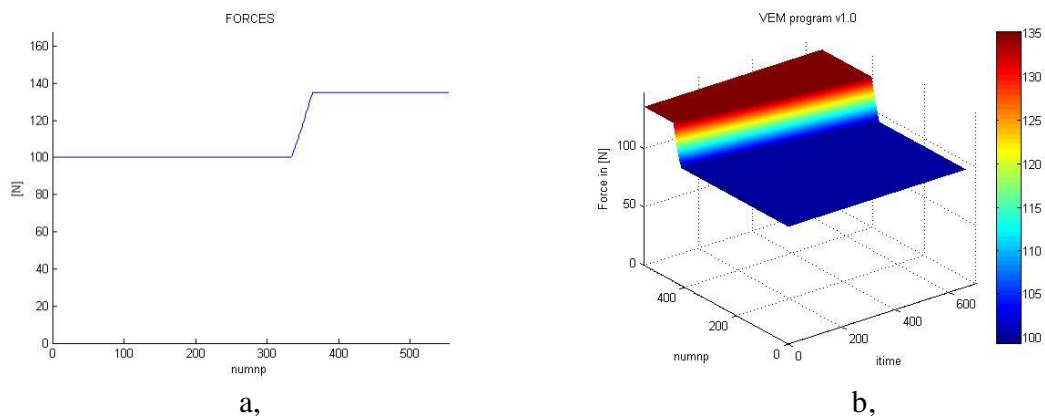
A program nem veszi figyelembe a hőmérsékletváltozásokból adódó hatásokat. Az eredményeket excel táblázatként menti. A kialakított adatbázist a 6. fejezetponton tárgyaljuk.

A futási eredményeket a program képes több féle módon is megjeleníteni. Egy egyszerű futást mutat be az 5.6. a és b. ábra. Az 5.6. a, ábrán a geometria csomóponti felosztása látható a kezdeti és az utolsó időpillanatban. A piros színű csomópontok érintkezésben vannak a kék színű csomópontok nincsenek érintkezésben. Ez a geometria egy egyszerű egytárcsás nem hajtott rendszer modellje. Az 5.6. b, ábrán az érintkezési feltételekből adódó 3 állapot van feltüntetve az időlépés függvényében. A függőleges tengelyen a csomópontok száma, a vízszintes tengelyen a futási iterációt jelöltük. A fehér színű csomópontok nincsenek érintkezésben, a szürke színűek a megcsúszási határon vannak, a fekete színűek tapadnak.



5.6. ábra. A csomópontokkal definiált vonóelem a futás kezdeti és utolsó pillanatában (a,) és az érintkezési feltételek alapján a teljes futásra megadott csomóponti állapotok. (b,)

A következő modell egy nem hajtott tárcsára ráhelyezett vonóelem, amelynek két végén a terhelések nem egyformák. Az 5.7. a, ábrán látható egy ehhez tartozó lehetséges erőátviteli diagram. A függőleges tengelyen a kötélterő, a vízszintes tengelyen a csomópontok sorszáma látható. A terhelés a vonóelem két végén nem egyforma, továbbá a tárcsa nem hajtott.



5.7. ábra. Erőátviteli diagram szemléltetése (vonóelemben ébredő erő a teljes hosszán) (a,), a vonóelemben ébredő erő a teljes hosszán a futás minden időlépésében. (b,)

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

Az 5.7. b, ábrán az erőátviteli felület látható, amelyet az egyes időpillanatoknál lévő erőátviteli diagramokból lehet leképezni. A függőleges tengelyen a vonóelemben ébredő erő, a vízszintes tengelyen az időlépéseket és a z tengelyen a csomópontok sorszámát ábrázoltuk.

A program meg tudja jeleníteni a kívánt időlépéshez tartozó erőátviteli görbét és az összes időlépéshez tartozó erőátviteli felületet. Az erőátviteli görbékből erőátviteli animációt tud készíteni, illetve a geometriai mozgását is képes animálni. További erőátviteli felületeket és a készített adatbázist a 6. fejezetben mutatjuk be.

### 5.5 A program hitelesítése

A program hitelesítését az előző fejezetben bemutatott módon végeztük. Az elméleti erőátviteli diagramokhoz hasonlítjuk a program által adott futási eredményeket. A számos futás közül kettő példát mutatunk be részletesebben, amelyeket az Euler-összefüggéssel való összehasonlítás céljából készítettünk. A súrlódási tényezőt, illetve a terhelési viszonyokat úgy állítottuk be, hogy a rendszer a megcsúszás határán legyen. Az elmélet és a program, illetve a méréssel kapott eredmények közötti abszolút és a relatív hibákat a 6. fejezetpontban ismertetjük részletesen.

A szimuláció alap paramétereit az 5.3. táblázat tartalmazza. Az  $m_1$  és  $m_2$  a le és a felfutó ági terhelések, az  $\omega$  a szögsebesség a  $\mu$  a súrlódási tényező. A szögsebességnél a pozitív iránynak az órajárással megegyező irányt tekintjük. Az első futás egy egytárcsás rendszer. A rendszer végein a terhelések különbözőek és a rendszer a csúszás határán van. A második futásnál három tárcsás rendszert vizsgálunk. Ez a rendszer is a megcsúszás határán van.

5.3. táblázat. A kiemelt 2 hitelesítési futás alapparaméterei

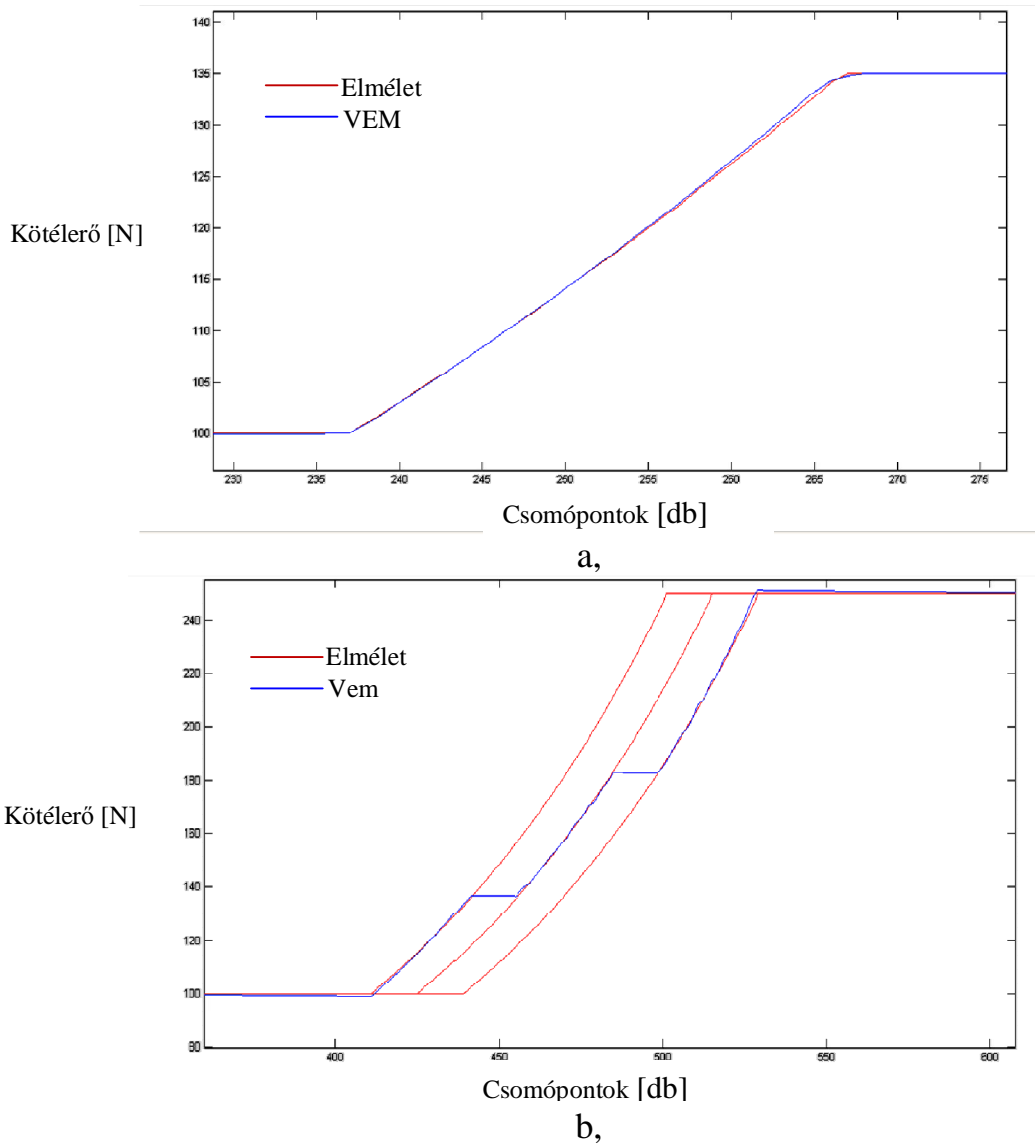
Futás	Tárcsaszám	$m_1$ [N]	$m_2$ [kg]	$\omega$ [1/sec]	Tárcsa átmérő [mm]	$\mu$
1.	1	100	135	-2	160	0,1
2.	3	100	250	-2	3x160	0,1

Az 5.8. ábrán a futások összehasonlítása látható. A függőleges tengelyeken a vonóelem erők, a vízszintes tengelyen a csomópontok száma látható. Az elméleti erőátviteli görbét piros színnel a VEM program által számolt görbét kék színnel ábrázoljuk.

A kapott eredmény az egyensúlyi iteráció számának növelésével pontosítható. A valóságos rendszerek szimulációjánál a tapasztalatok alapján a 3-5-ig iteráció javasolt. Ettől kevesebb iteráció hosszú futásoknál pontatlanságot vihet a számításba, ugyanakkor az öttől több iteráció már főlegesen erőforrásokat foglal le.

A 3. és a 4. fejezetben bemutatott és a hitelesítésre felhasznált mérési eredményeket a VEM programmal is szimuláltuk. Az összehasonlítások eredményét az abszolút és a relatív hiba nagyságával együtt a 6. fejezetben mutatjuk be.

## Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja



5.8. ábra. Egytárcsás (a.) és háromtárcsás(b,) hajtott rendszer erőátviteli diagramja az 5.3. táblázat alapján

### 5.6 Összefoglalás

Az elméleti modellezés során a fellelhető irodalom alapján a végeselem módszer alkalmazása mellett döntöttünk. A nemlineáris végeselemes elméleteket felhasználva a többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának és a dinamikus hatások szimulálására előállítottunk egy jól működő algoritmust, amelynek alkalmazásával a nagy alakváltozások figyelembe vételére is alkalmas végeselemes szoftvert fejlesztettünk ki.

Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulációja

---

Bemutattam az algoritmus jellemzőit, lépéseit. Kitértem a kontaktfeltétel figyelembe vételére. A csomópontok a tárcsára beléphetnek és kiléphetnek. Az érintkezésben lévő csomópontok tapadhatnak, vagy csúszhatnak.

A programot a MatLab programkörnyezetben írtuk meg, amely tulajdonságait bemutattam. Bemutattam a program hitelesítését.

Az eszközzrendszert a hét tárcsás vizsgáló berendezéssel, az automata képfeldolgozó programmal és a VEM programmal elkészítettük. A következőkben mérési eredményekből vonjuk le a következtetéseket, hogy a feltett kérdésekre válaszokat kapjunk.

## 6. Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

A vizsgálatok eredményeként jelentős adatmennyiség halmozódott fel, amely képként, táblázatokban, vagy akár Matlab programként jeleníthető meg.

A kiértékelés, az összehasonlítás és az általánosítás első lépése a megfelelő jelölésrendszer és adatbázis létrehozása. Az azonosíthatóság és visszakövethetőség nélkül a konzekvens dokumentáció nem valósítható meg. A nyers mérési eredményektől a kiértékelt futási eredményekig minden adatot egy adatbázisban foglaltuk össze. Az adatbázis a következőket tartalmazza:

- a 7 tárcsás vizsgáló berendezésről készült nyers képek,
- a manuális kiértékelés eredményei,
- a képfeldolgozó program eredményei,
- a VEM programmal szimulált eredmények,
- az elméleti, a méréssel meghatározott és a végeselemes programmal szimulált eredmények összehasonlításai.

A létrehozott adatbázis egy könyvtárszerkezet, amelyhez tartozik egy táblázat, amelyben a kérdéses paraméterekre, vizsgálatokra vagy konkrét jelenségre rá lehet keresni. Minden méréshez, vagy futáshoz pontos paraméter leírás tartozik.

A többtárcsás súrlódó hajtások tulajdonságait paraméter vizsgálattal állapítottuk meg. A vizsgálatok alapját 6.1. táblázatban látható paraméterek adták. Az alap beállításokhoz képest az eltérések mértéke adja a lényeges információt. A bázisparaméterekhez képest egy (E1-E5), kettő (K1-K6), vagy három (H1-H2) paramétert módosítottunk. A bázisbeállítás esetében a rendszer két végén lévő terhelések, a tárcsaátmérők, az átfogási szögek, a szögsebességek és a tárcsák horonygeometriája azonos.

6.1. Táblázat. A vizsgálatok alapját képező paraméter-rendszer felépítése													
Paraméter	E1	E2	E3	E4	E5	K1	K2	K3	K4	K5	K6	H1	H2
Kopás	x					x	x	x				x	x
Terhelés		x				x			x	x		x	x
Átfogási szög			x										
Sebesség				x			x		x		x	x	
Hajtás					x			x		x	x		x

A mérések és a VEM program vizsgálatai azonos paraméterekkel készültek, így az eredmények összehasonlítása megvalósítható. A következőkben a tranziens jelenségeket, majd az alap futásoknál a terelési, emelési és a süllyesztési eseteket részletezzük.

### 6.1. Tranziens jelenségek

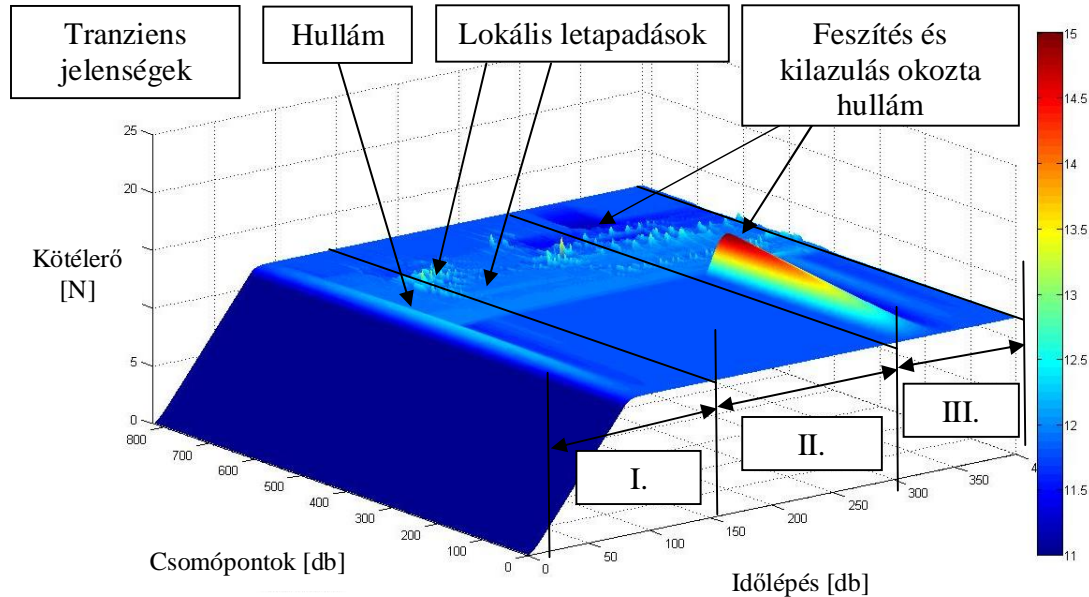
A méréseknél is és a végeselemes szimulációknál is tranziens jelenségeket állapítottunk meg, amelynél két csoportot különböztethetünk meg:

- indítási tranziens jelenségek,
- kvázi stacionér állapotban bekövetkező változások.

Jelen fejezetpont célja az indítási tranziens jelenségek bemutatása. A kvázi stacionér állapot beállása után bekövetkező jelenségek vizsgálata részben a disszertáció célja, amelyet a következő fejezetpontokban részletezünk.

Az indítási általános tranziens jelenségek bemutatásában segít a 6.1. erőátviteli felület, amely a VEM programmal meghatározott szimuláció eredménye. Az x tengelyen az időlépést, az y

tengelyen a csomópontokat és a z tengelyen a kötélterőt ábrázoltuk. A felület alapján az adott csomópontnál és az adott időlépésnél az aktuális kötélterő megadható.



6.1. ábra. Az indítási szakaszok: I, II és III és az egyes szakaszoknál tapasztalható tranziens jelenségek

A VEM programnál az indítási szakasz három fő részre bontható:

- I. felterhelés,
- II. súrlódási hatás érvényesítése,
- III. hajtás indítása. (Kerületi erő bevezetése)

A 7 tárcsás vizsgáló berendezésnél a felterhelés és a súrlódási hatás érvényesítése egyszerre történik.

A vizsgált szakaszokhoz tartozó tranziens jelenségek típusai:

- I. felterheléskor adódó hullámozás és lecsillapodás,
- II. súrlódás ráadásból adódó lokális letapadások és utána történő megcsúszások hatásai,
- III. hajtás indításakor keletkező erőfelépülés és kilazulás.

A terhelésből adódó hullámozást a vonóelem rugalmassága okozza. A felterheléskor a kötélt hirtelen megnyúlik, majd a tömeget a rugó visszarántja. Ez a jelenség folyamatosan csökkenő amplitúdóval addig ismétlődik, amíg a hullámozás teljesen lecsillapodik. Ha a rendszer fel- és lefutó ágán lévő terhelések nem egyformák, akkor eltérő amplitúdójú és frekvenciájú hullámok keletkeznek és a lecsillapodás a nagyobb terhelésnél tovább tart.

A súrlódási hatás érvényesítésekor a rendszer csomópontjai hirtelen letapadnak vagy a megcsúszási feltétel figyelembe vételével megcsúsznak. Minden csomópont kap egy hirtelen hatást, amelynek a lecsillapodását meg kell várni.

A hajtás indítása a rendszer tehetetlenségéből adódóan okoz tárcsánkénti kilazulást vagy feszítést. Az előző két tranziens jelenséghez képest ez a jelenség okozza a legnagyobb lokális kilazulást vagy túlerőt. A lengések lecsillapodása ebben az esetben is hosszan tartó jelenség.



---

A három bemutatott tranziens indítási jelenség közül a 6.1. táblázat paramétereit felhasználva a mérések és a szimulációk során sem alakult ki olyan jellegű és nagyságrendű túlerő, amely a balesetnél feltételezett kötélszakadáshoz szükséges lehetett volna.

## 6.2. Alap futások, hitelesítés

A végleges 7 tárcsás rendszerünket és a véges elemes szimulációs eredményeket a kvázi stacioner állapot beállása után vizsgáljuk. A 6.1. fejezetben bemutatott indítási jelenségektől eltekintünk. A 7 tárcsás rendszernél egy kötélszakasz teljes átfutása szükséges, a végeselemes programnál a hajtás indítási szakaszon fellépő tranziensek lecsillapodását követően kezdődik a kvázi stacioner állapot.

Az alap görbéken értjük azokat a futásokat, amelyeknél minden paraméter az alap értékű a terelési, emelési, vagy süllyesztési terhelési üzemállapot mellett. A későbbiekben ezen erőátviteli görbékhez hasonlítjuk a paramétervizsgálattal kapott görbéket. Az alap görbéknél megadjuk az abszolút és a relatív hiba nagyságát is.

A terelési terhelési állapothoz tartó alapbeállítást a melléklet M5.1 pontjának M7, M8 és M9 táblázata tartalmazza. Minden tárcsa egyforma átmérőjű, mindegyik hajtott és a szögsebesség állandó. A terelési terhelési állapotnál a rendszer végein a terhelések megegyeznek, az emelési és a süllyesztési terhelési állapotnál különböznek. A végeselemes programmal és a 7 tárcsás mérőrendszerrel is megvizsgáltuk ezen beállításokat.

A végeselemes programmal a 6.2. ábrán látható futási felületeket kaptuk. Az egyes tengelyeken a korábban bemutatottak alapján a kötélterőt, a csomópontokat és az időlépéseket ábrázoltuk. A megtett út egy teljes átfutás. A terelési terhelési állapothoz tartozó felület a 6.2 a, ábrán, a süllyesztési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli felület a 6.2 b, ábrán és az emelési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli felület a 6.2 c, ábrán látható. A 6.2. b, és c ábrán a fel- és a lefutó ági erőkhöz és a tárcsák közötti állandó erőkhöz tartozó vízszintes felületek láthatók, amelyeket az aktív tárcsáknál az Euler összefüggés alapján az erőátvitelből számítható exponenciális részek köntek össze. A kapott erőátviteli felületek az elvárásoknak tökéletesen megfelelnek.

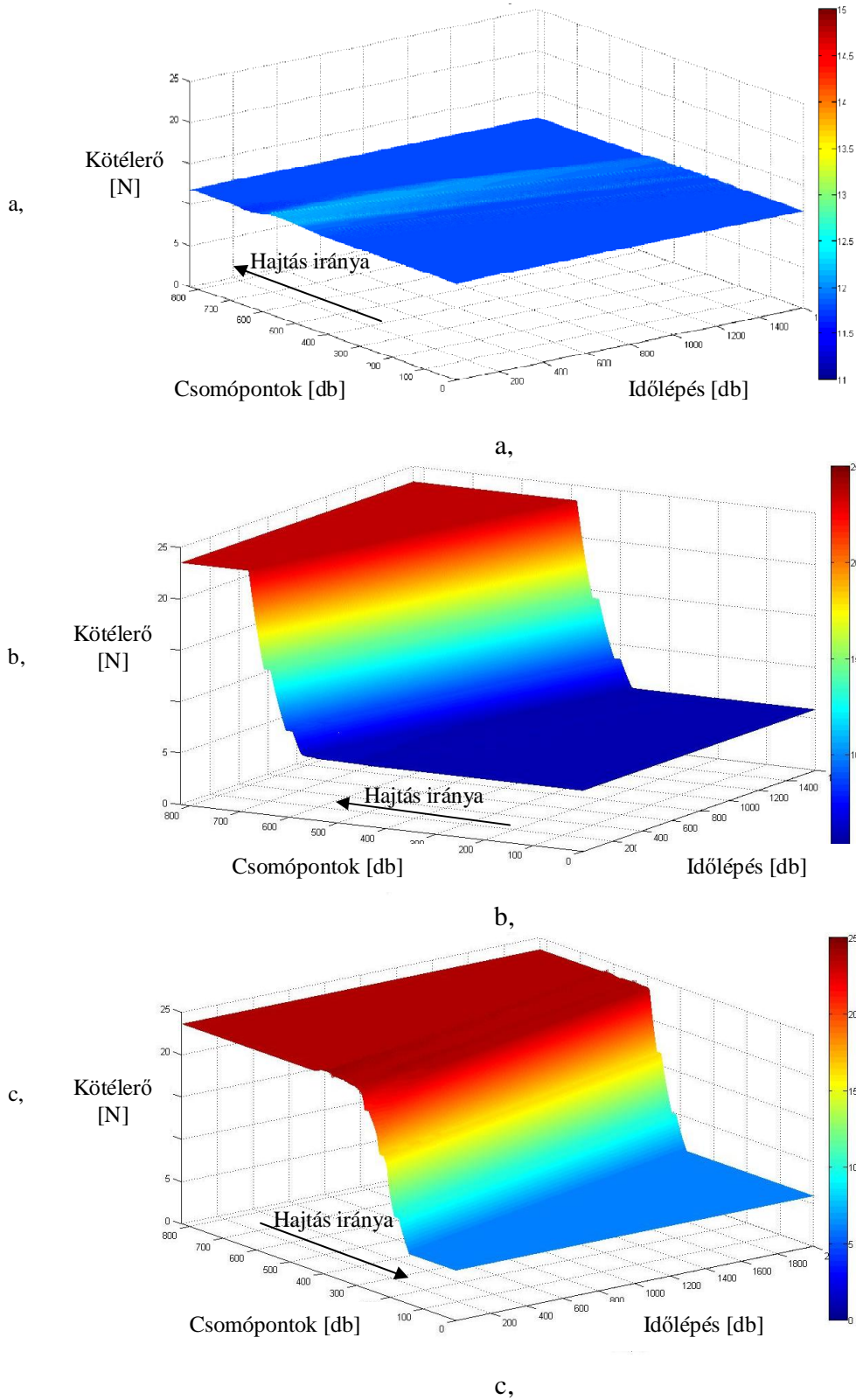
A érintkező csomópontok a tapadás szempontjából két lehetséges állapotban lehetnek. Egy csomópont tapadhat, vagy a csúszás határán lehet. A csúszás határát túllépve megcsúszik.

A 6.3. ábra mutatja a 6.2. b, és c, ábrán látható felületekhez tartozó csomópontok állapotát. A vízszintes tengelyen az időlépést a függőleges tengelyen a csomópontokat ábrázoltuk. A fehér színű pontok érintkezésben, a fekete pontok érintkezésben vannak és tapadnak, a szürke pontok érintkezésben vannak a csúszás határán, vagy csúsznak. Az időlépések száma alapján bejelöltük az indítási szakaszt, amelyet a 6.2. ábráról levágtunk.

A süllyesztési terhelési beállításnál a kvázi stacioner szakaszt vizsgáljuk a 6.3. a, ábrán. A tárcsákat megjelöltük. Az 1-es és 2-es tárcsákon a belépésből és kilépésből adódó lokális zavarás látható. Jelentős kilazulást vagy túlfeszülést nem okoz. A 3-as és 4-es tárcsákon teljes a tapadás. A 6-os és a 7-es tárcsák az erőátvitel szempontjából teljesen ki vannak használva, ezért a csomópontok a csúszás határán vannak. Az 5-ös tárcsa nincs teljesen kihasználva. A tapadó fekete pontok mutatják a rendelkezésre álló tartalékot.

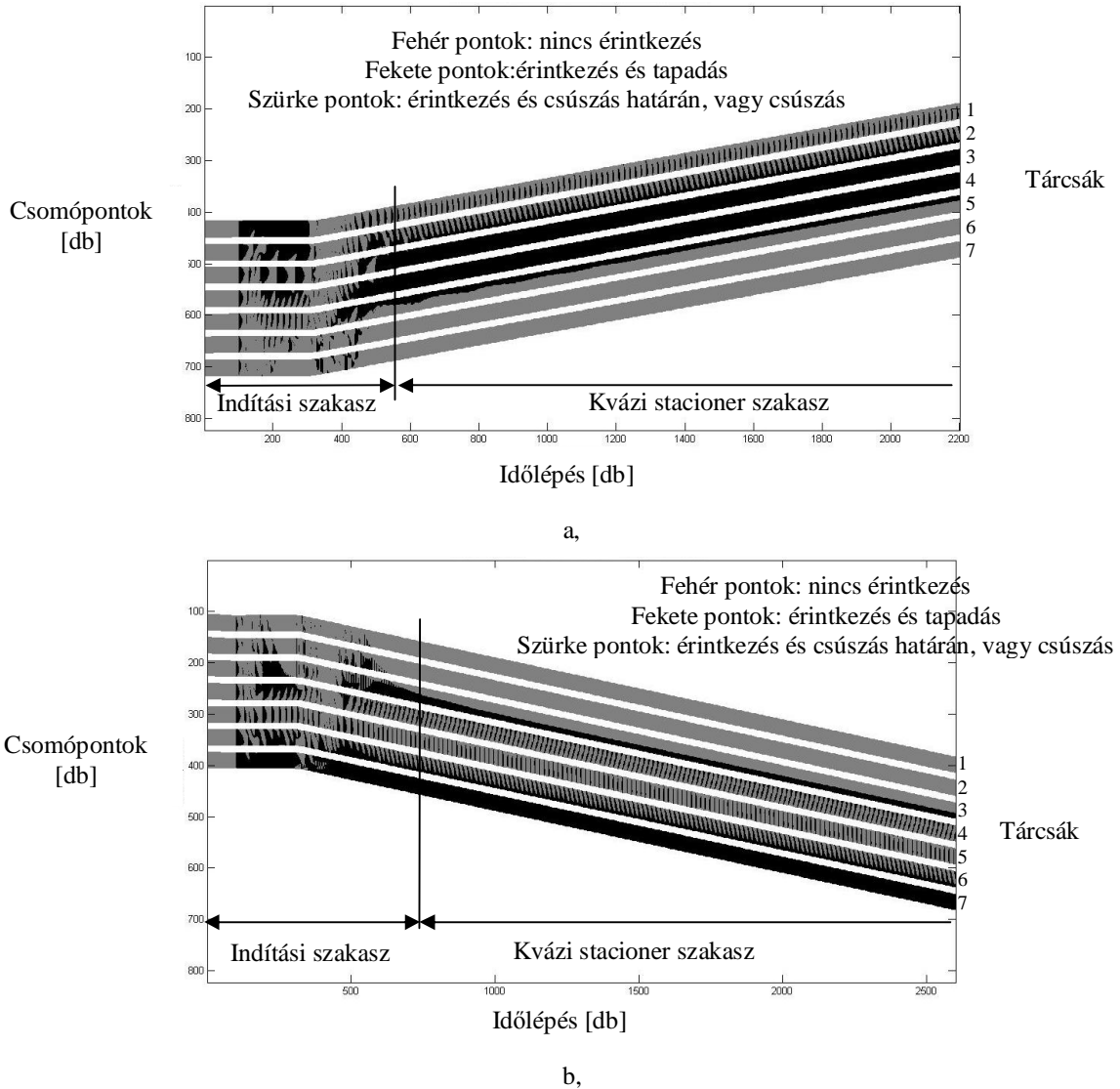
Az emelési terhelési beállításnál ismét a kvázi stacioner szakaszt vizsgáljuk a 6.3 b, ábrán. A 4-es, 5-ös és a 6-os tárcsákon a belépésből és kilépésből adódó lokális zavarás látható. Jelentős kilazulást vagy túlfeszülést ez esetben sem okoz. A 7-es tárcsán teljes a tapadás. Az 1-es és a 2-es tárcsák az erőátvitel szempontjából teljesen ki vannak használva, ezért a csomópontok a csúszás határán vannak. A 3-as tárcsa nincs teljesen kihasználva.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.2. ábra A végeelemes szimuláció eredménye: a, A terelési terhelési állapot b, A süllyesztési terhelési állapot c, az emelési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli felület.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

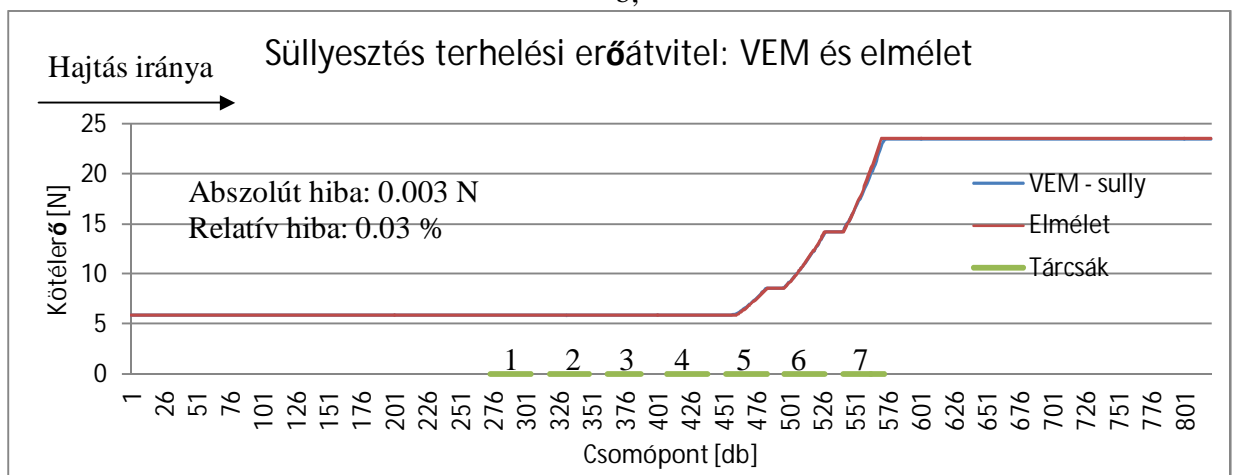
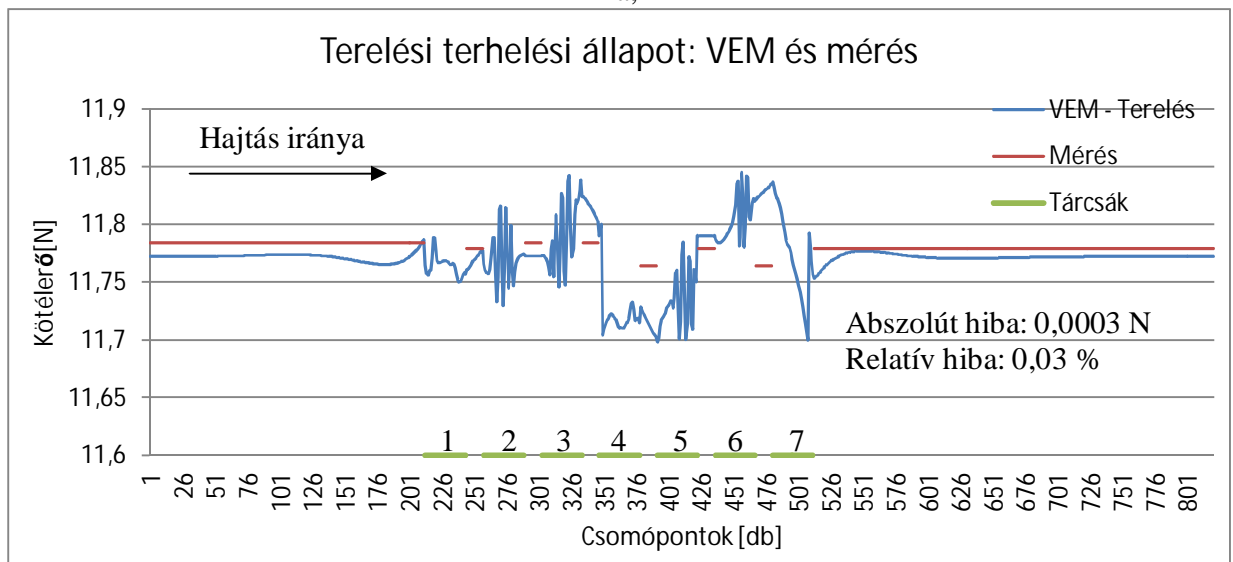
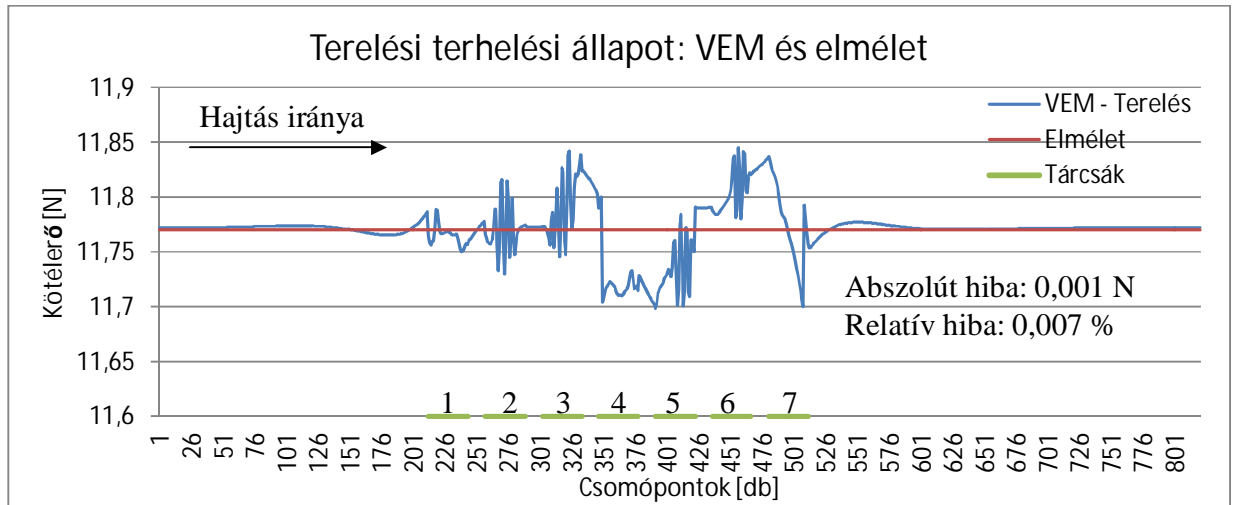


6.3. ábra. A csomópontok kontakt és tapadási/csúszási állapotai: süllyesztési, fékezési terhelési állapotnál a, és emelési, hajtási terhelési állapotnál b,.

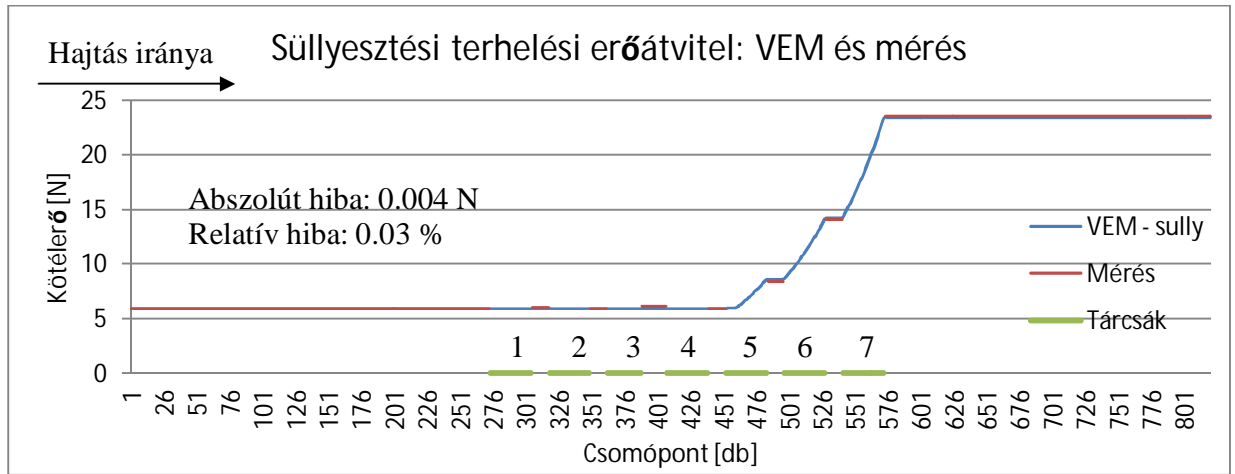
A terelési és az erőátviteli felületeket a 6.2. ábrán bemutattuk. A 6.3. ábrán a hajtási és fékezési állapotokhoz tartozó csomópontok állapotát is megvizsgáltuk. A következőkben a kapott felületekből kiragadott adott időpillanatokhoz hasonlítjuk az elméleti és a mérésből adódó eredményeket. Az egyes összehasonlításokat mutatják a 6.4 és 6.5 ábrák. A vízszintes tengelyeken a csomópontokat, a függőleges tengelyeken a kötélterőt ábrázoltuk.

Az ábrákon az elméleti, mérési és vége-selemes szimuláció eredményei jól fedik egymást. Jól láthatók a felnagyított eltéréseknél a lokális zavarások, amelyek elsődlegesen a csomópontok be- illetve kilépéséből adódnak.

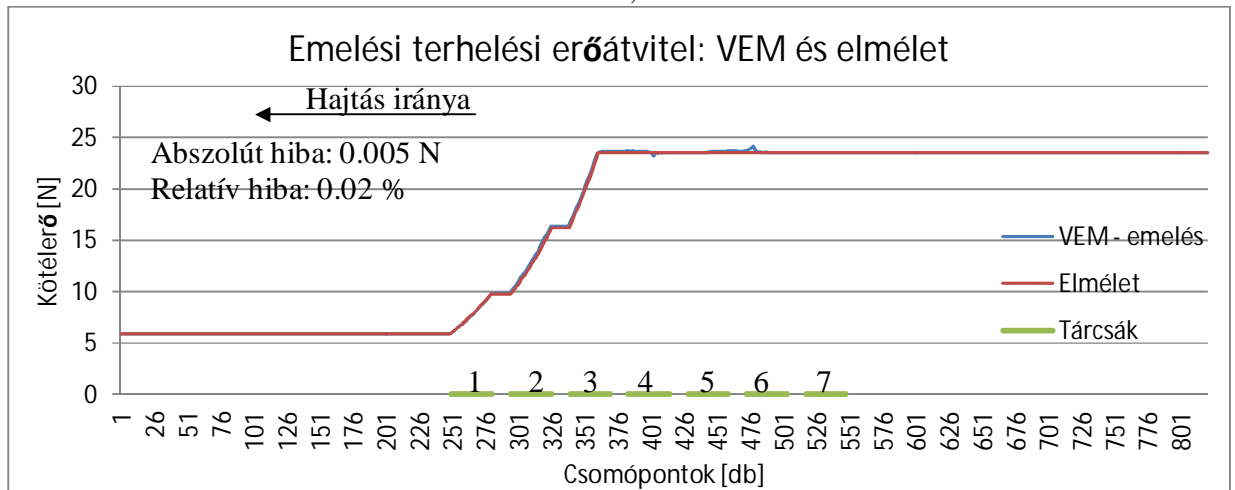
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



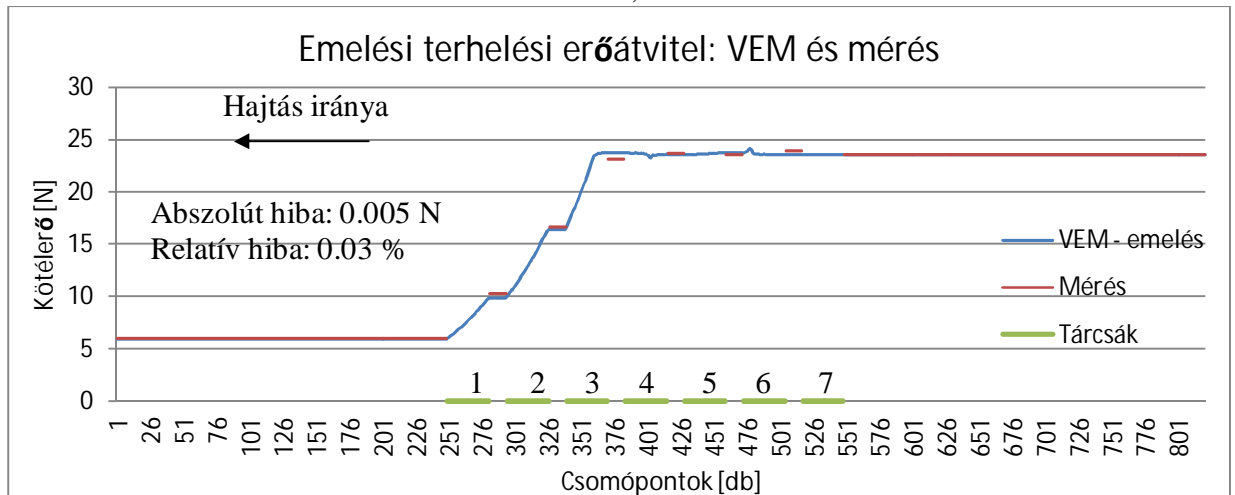
6.4. ábra A VEM futás, a hozzá tartozó elmélet és mérés összehasonlítása



a,



b,



c,

6.5. ábra A VEM futás, a hozzá tartozó elmélet és mérés összehasonlítása

A 6.4 és 6.5 ábrákhoz tartozó relatív és abszolút hibákat a 6.2. táblázatban foglaltuk össze.

6.2. táblázat. A 6.4. és 6.5 ábrákhoz tartozó relatív és abszolút hibák				
	Vem és elmélet összehasonlítása		Vem és mérés összehasonlítása	
	Abs hiba	Rel hiba	Abs hiba	Rel hiba
Terelési terhelési állapot	0,001 N	0,007 %.	0,0003 N	0,03 %,
Süllyesztési terhelési állapot	0,003 N	0,03 %.	0,004 N	0,03 %,
Emelési terhelési állapot	0,005 N	0,02 %	0,004 N	0,03 %,

Az abszolút és relatív hiba az elméleti és a végeelemes görbék között, illetve a végeelemes szimulációs és a mérési eredmények között megfelelnek az elvárásunknak.

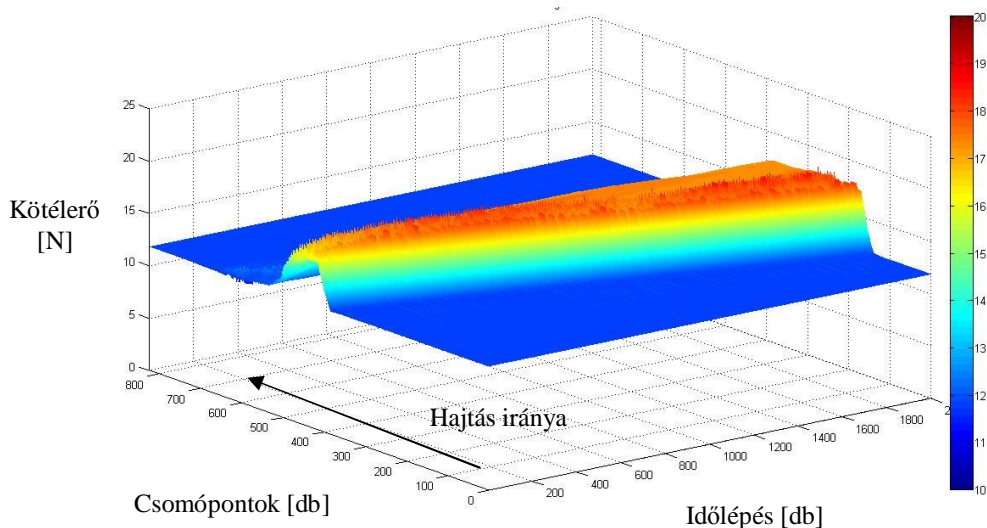
### 6.3. Erőfelépülés

A 7 tárcsás rendszerrel és a végeelemes programmal történő vizsgálatokat a 6.2. fejezet alapján folytatjuk tovább. A bemutatott alap görbéket használjuk fel, hogy a paraméterek hatását szemléltetni tudjuk a terelési, az emelési és a süllyesztési terhelési állapotoknál.

A fejezetpont célja az erőfelépülés bemutatása, amely pozitív relatív sebességkülönbség hatására jön létre. A vizsgálatoknál csak tárcsakopással számolunk (kisebb átmérőjű tárcsákat alkalmazunk), mert az anyag ráakódásokat a köté elviszi. A köté átmérőcsökkenése is tárcsakopással modellezhető.

#### 6.3.1. Erőfelépülés: Terelési terhelési állapot

Az erőfelépülés hatását vizsgáljuk terelési terhelési állapotnál. A terelés alapbeállításához tartozó paramétereket az M5.2 pontjának M10. táblázata tartalmazza. A rendszer végein a terhelések megegyeznek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó. Az első tárcsa kisebb átmérőjű, a többi tárcsa egyforma. Az 1-es és 2-es tárcsa között pozitív relatív sebességkülönbség adott ennél a hajtási iránynál. A 2-es tárcsa több kötelet akar elvinni, mint az 1-es továbbítani tud. Ebből a pozitív relatív sebesség különbségből túlfeszítés, azaz túlerő keletkezik.



6.6. ábra A 6.5. táblázat paramétereinek alapján végzett végeelemes szimuláció eredménye. A kapott felület terelési felület, amelyen erőfelépülés tapasztalható.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

A végeselemes programmal és a 7 tárcsás mérőrendszerrel is megvizsgáltuk ezt a beállítást. A végeselemes programmal a 6.6. ábrán látható futási felületet kaptuk. Az egyes tengelyeken a korábban bemutatottak alapján a kötélterőt, a csomópontokat és az időlépéseket ábrázoltuk. A megtett út ismét minimum egy teljes átfutás.

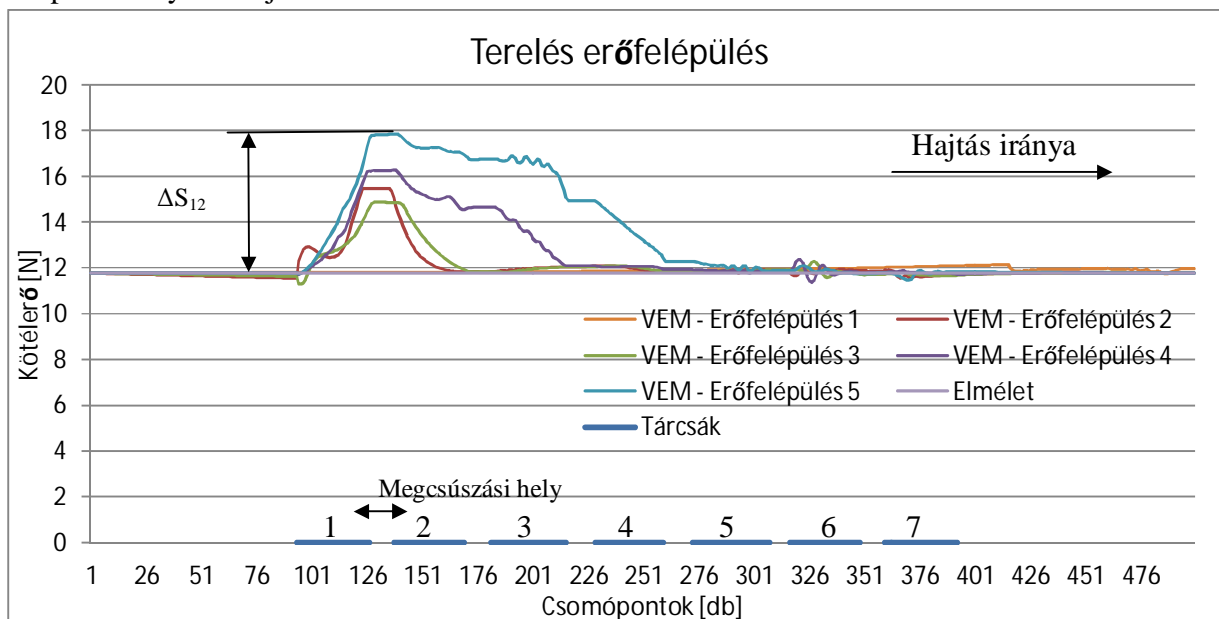
A kapott terelési felület eltér a korábban bemutatottaktól. A felületen megjelent a pozitív relatív sebesség különbségből adódó túlerő. A túlerő jellegét tekintve két részre bontható:

- dinamikus rész (1-es és 2-es tárcsa között),
- állandósult rész (a 3-tól 7-ig terelőtárcsákon).

A dinamikus részt mutatja be a 6.7. ábra. A függőleges tengelyen a kötélterőt a vízszintes tengelyen a csomópontokat ábrázoltuk. A 6.6. ábrából különböző időpillanatokot ragadtunk ki, hogy az időbeni változás követhető legyen. Az egyes időpillanatokhoz tartozó görbéket eltoltuk úgy, hogy közös kezdőpontjuk legyen, így az összehasonlítás megvalósítható. A futási görbék végeit a jobb szemléltethetőség érdekében levágtuk.

Az erőfelépülés az 1-es és a 2-es tárcsa között folyamatos. A felépülés közben is kialakulhatnak megcsúszások, amely a felépülés intenzitásától függ. Egy megcsúszás látható a 2-es és 3-as VEM Erőfelépülési görbe között. A felépülés addig tart, amíg a két tárcsa között a kötélterő eléri az elméleti átvihető maximumot. A 6.7. ábrán a „VEM Erőfelépülés 5” azonosítójú kék színű görbe mutatja a lokális maximum felépült kötélterőt, amelyhez a  $\Delta S_{12}$  kötélterő növekedés tartozik.

A maximális erőnövekedés elérése után a 2-es tárcsa már nem tudja a kötelet tovább feszíteni. Ekkor a kötélt megcsúszik és a kötélterő kiegyenlítődik az 1-es és 2-es tárcsa között, majd a teljes felépülési folyamat újra kezdődik.

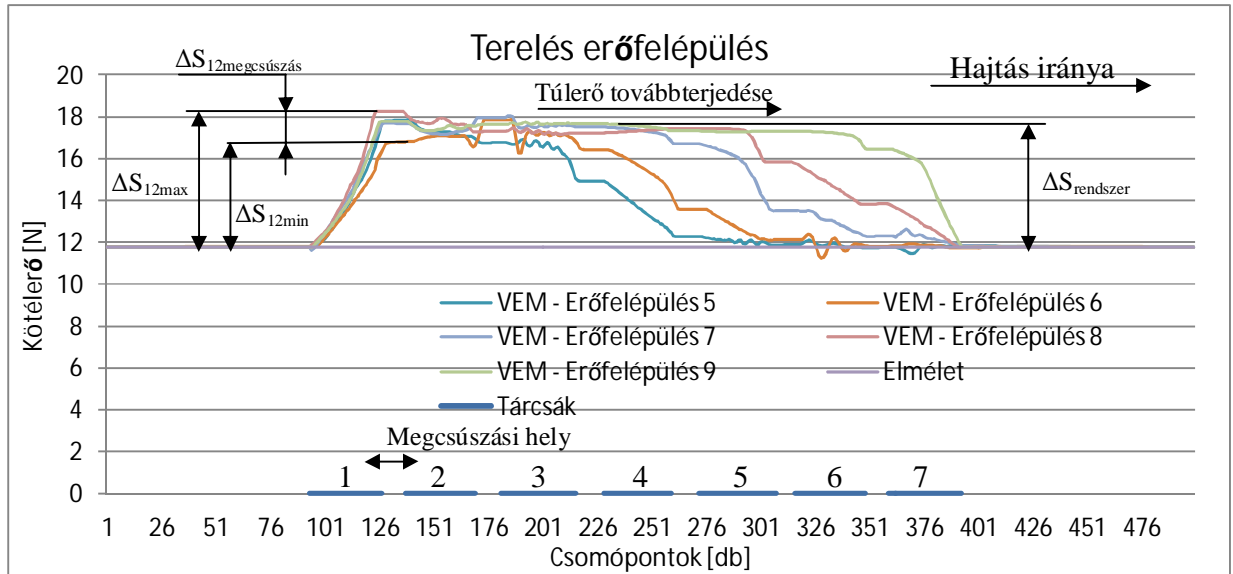


6.7. ábra A dinamikus erőfelépülés

Az állandósult részt a 6.6. ábrából későbbi időpillanatokot kiragadott görbékkel mutatjuk be a 6.8. ábrán.

Az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés ciklus az 1-es és a 2-es tárcsa között folyamatos. A két tárcsa között kialakuló maximum kötélterő növekedés a  $\Delta S_{12max}$ , a megcsúszásból adódó minimum kötélterő növekedés a  $\Delta S_{12min}$ , amelyek között a folyamatosan változik a kötélterő. A változás nagysága a  $\Delta S_{12megcsúszás}$  kötélterő, amely a minimum és a maximum erőnövekedés különbsége.

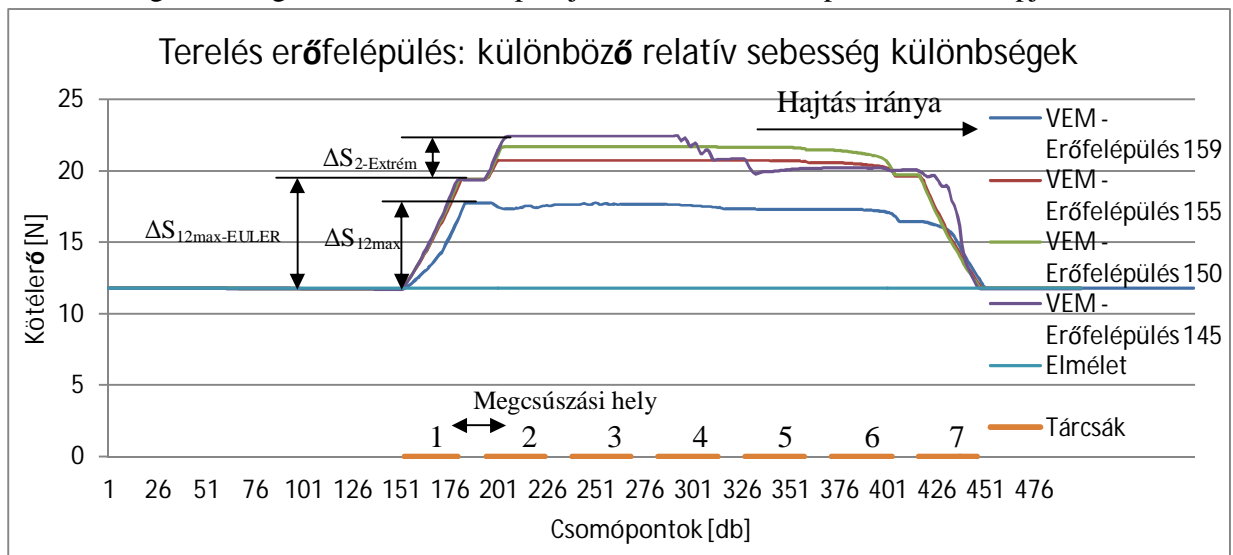
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.8. ábra Az állandósult túlerő

Az 1-es és 2-es tárcsa között kialakult dinamikus erőjáték a teljes rendszerre hatással van. Ha megfigyeljük a 6.8. ábrán látható VEM erőfelépülési görbéket (5-9), akkor látható, hogy  $\Delta S_{rendszer}$  nagyságú konstans túlerő továbbhalad a többi tárcsán is (3-6), majd a 7-es tárcsán leépül. A 3-6-ig tárcsák terelőtárcsaként funkcionálnak, ezért továbbítják a túlerőt, a 7-es tárcsa a lokális súllyesztési terhelési állapot alapján leépíti a felfutó ági erejét. A rendszeren kialakult túlerő ebben az esetben az 1-es és 2-es tárcsa közötti minimális és maximális túlerő között van.

A következőkben arra a kérdésre kerestük a választ, hogy a felépülő túlerő maximális értékét milyen paraméterek befolyásolják. Először a pozitív relatív sebesség különbség nagyságának hatását vizsgáltuk meg a melléklet M5.2 pontjának M11. táblázat paramétereinek alapján.



6.9. ábra Különböző pozitív relatív sebességkülönbségek bemutatása tereléses terhelési állapotnál



Az 1-es és 2-es tárcsa közötti kerületi sebességkülönbség a különböző kisebb átmérőjű tárcsák alkalmazásával módosítható. A tárcsák átmérőkülönbségét a jelen vizsgálatnál a reális 1%-tól egészen az extrém 10%-os értékig választottuk.

A futások eredménye a 6.9. ábrán látható. A görbék jellegét tekintve két csoportot különböztethetünk meg:

- az 1-es görbe, a reális relatív kerületi sebességkülönbséggel,
- a 2-4-ig görbék az extrém relatív kerületi sebességkülönbséggel.

Az 1-es görbéhez tartozó erőnövekedés az előzőekben bemutatott erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés folyamatát követi. A maximális erőnövekedés a  $\Delta S_{12max}$ , de hosszabb futásnál eléri a  $\Delta S_{12max-EULER}$ -t is.

A 2-4-ig görbéknél az extrém nagy relatív sebességkülönbség a jellemző. Az 1-es tárcsa a megcsúszás határán teljesen ki van terhelve, ezért az 1-es és a 2-es tárcsa között a  $\Delta S_{12max-EULER}$  maximális Euler alapján átvihető kerületi erő épül fel. A maximális kihasználtság és az extrém relatív sebességkülönbség együttesen az 1-es görbéhez képest eltérő állapotot alakítanak ki. Az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés olyan gyors lesz, hogy az 1-es tárcsán közel folyamatos csúszás alakul ki a teljes kihasználtság mellett. Ilyen feltételeknél a 2-es feszítő tárcsa is továbbit erőt, így ő veszi fel a maradék túlerőt, amely a görbék alapján az extrém relatív sebességkülönbséggel arányos ( $\Delta S_{2-Extrém}$ ). Ez a jelenség hasonló a több kopott tárcsás eseteknél tapasztaltakhoz, de a túlfeszítés mértéke itt nagyságrendekkel kisebb. A több kopott tárcsás eseteket jelen fejezetpont végén tárgyaljuk.

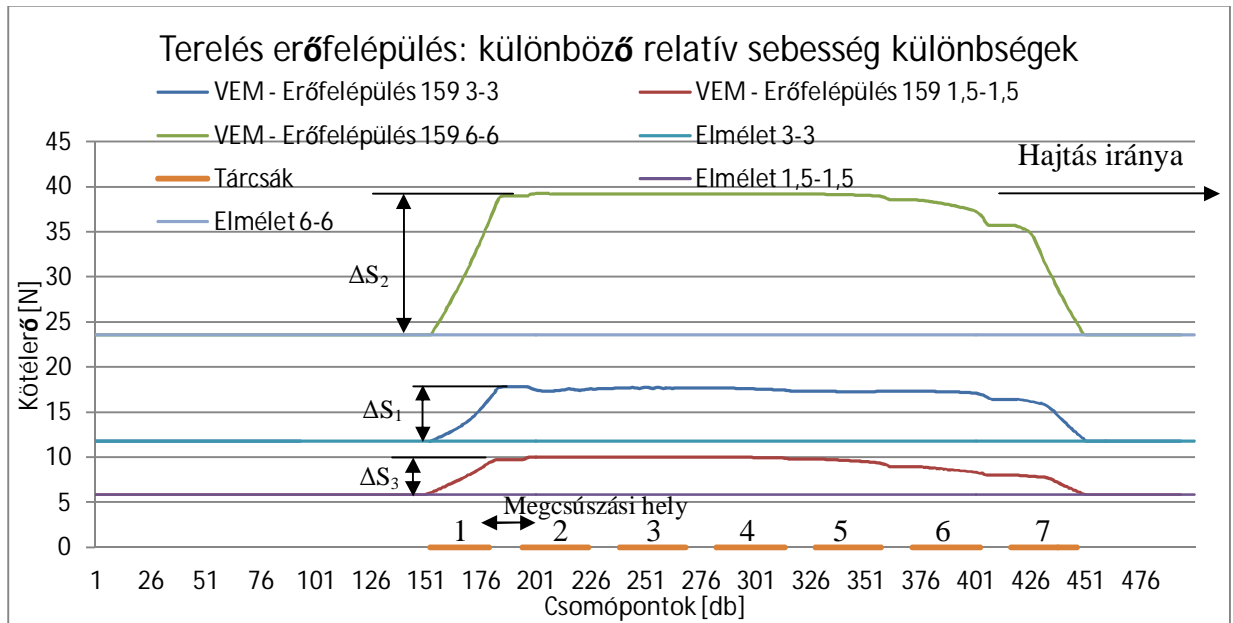
A relatív sebességkülönbség az erőfelépülés gyorsaságát és nem a nagyságát befolyásolja. A két tárcsa közötti legnagyobb erőfelépülés az Euler összefüggés alapján számítható maximálisan átvihető kerületi erő. A erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés dinamikája akár szabad szemmel is jól látható rángatózást okoz a köteleknél, amely így felfedezhető.

A továbbiakban vizsgáljuk meg a fel- és a lefutó ági terhelések hatását a felépülő túlerőre. A szimulációhoz tartozó paramétereket a melléklet M5.2 pontjának M12 táblázatában foglaltuk össze. Az első tárcsa továbbra is kisebb átmérőjű, mint az öt követő egyforma átmérőjű tárcsák. A három variációnál eltérő fel és lefutó ági terhelést alkalmaztunk. A szögsebesség állandó és a hajtási irány is megegyezik.

A futások eredményét a 6.17. ábrán mutatjuk be. A függőleges tengelyen a kötélterőt a vízszintes tengelyen a csomópontokat ábrázoltuk. A három futási görbe mellett, a hozzájuk tartozó elméleti vízszintes terelési görbéket és a tárcsákat is berajzoltuk.

A terelési görbék jellege hasonló az előzőekben bemutatottakhoz. Mind a három terhelésnél megjelentek az 1-es és 2-es tárcsa átmérő különbségéből adódó túlfeszítés miatt a túlerők. A túlerők nagysága azonban eltérő. A 6.7. táblázatban bemutatott rendre a  $\Delta S_1$ ,  $\Delta S_2$  és  $\Delta S_3$  maximális erőnövekedések tartoznak. Látható, hogy a legnagyobb felfutó ági terhelésű görbéhez tartozik a legnagyobb túlerő. Az előző pontokban bemutattuk, hogy a relatív sebességkülönbségből felépülő túlerő maximális értéke a kisebb tárcsa által átvihető maximális kerületi erő nagyságával egyezik meg. Amennyiben a 6.10. ábra görbéit megvizsgáljuk, akkor látható, hogy az Euler összefüggés alapján a felfutó ági erőtől függ a kialakuló túlerő nagysága, mert esetünkben az átfogási szög és a súrlódási tényező egyformának tekinthető.

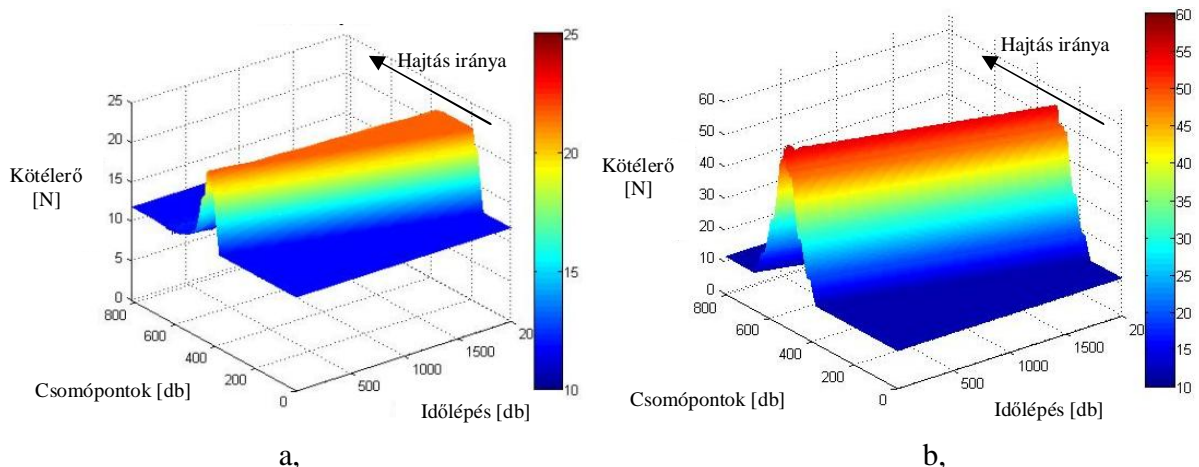
Az előzőekben megvizsgáltuk egy kisebb átmérőjű tárcsa hatását az erőfelépülés nagyságára. A továbbiakban kettő, vagy több kisebb tárcsát alkalmazunk a rendszerünkben úgy, hogy a tárcsák között csak pozitív relatív sebességkülönbség alakuljon ki. Ekkor az egymás után következő tárcsák folyamatosan erőfelépülést okoznak.



6.10. ábra Különböző fel- és lefutó ági terhelések bemutatása tereléses esetben a 6.7. táblázat paramétereit alapján

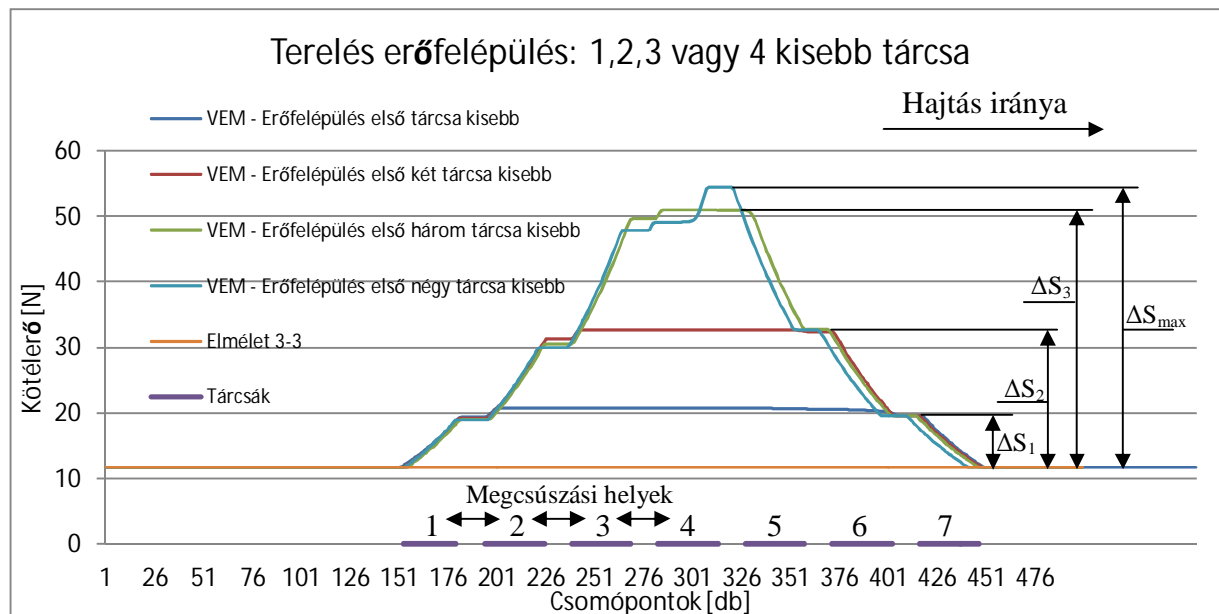
A továbbiakban több kisebb átmérőjű tárcsával szerelt rendszert vizsgálunk. A vizsgálathoz tartozó paramétereket a melléklet M5.2 pontjának M13.táblázata tartalmazza. Az alap paraméterektől az egyes verziók a kisebb átmérőjű tárcsák számában térnek el. A hajtási irányban haladva növekvő átmérőjű tárcsákat használunk, így biztosítjuk, hogy csak pozitív relatív sebességkülönbség és csak túlfeszítés alakulhasson ki.

Az első beállításnál egy felépülési hely van, a kettes beállításnál kettő, a hármas beállításnál három és a négyes beállításnál négy. Az egyes és a négyes beállítás erőátviteli felületét mutatja be a 6.11. a, és b, ábra. A kettes és hármas beállítás erőátviteli felületét a melléklet M5.2. pontjának M11.a, és b, ábrája mutatja.



6.11. ábra A melléklet M13. táblázat (M5.2 pont) egyes és négyes beállításához tartozó futási felületek.

Mindkét terelési felületen megjelent a korábban tapasztalt túlerő. A nagyságuk azonban eltérő. A négy kisebb tárcsás beállításhoz képest az egy kisebb tárcsás esetén jóval kisebb túlerő keletkezett. A négy beállításhoz tartozó görbéket a 6.12. ábrán rajzoltuk fel.



6.12. ábra Az M13. táblázat (M5.2 pont) paramétereit alapján végzett futások terelési görbéi.

Ha csak az első tárcsa kisebb, akkor a korábban bemutatottak alapján az 1. és a 2. tárcsa között keletkezik túlfeszítés, amely az Euler összefüggés szerinti maximum értékig nő ( $\Delta S_1$ ). A többi terelő tárcsán ez a túlerő továbbterjed, majd az utolsó tárcsán leépül.

Ha az első kettő tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor nem csak az 1. és 2. tárcsa között keletkezik túlfeszítés, hanem a 2. és a 3. tárcsa között is. A két hatás összeadódik és az Euler összefüggés szerint a két tárcsa maximumáig feszítik a kötelet ( $\Delta S_2$ ). A túlerő a középső három tárcsán továbbterjed, majd az utolsó kettő tárcsán leépül. A felépülés megcsúszás felépülés folyamat az 1-es és 2-es, illetve a 2-es és 3-as tárcsa között alakul ki.

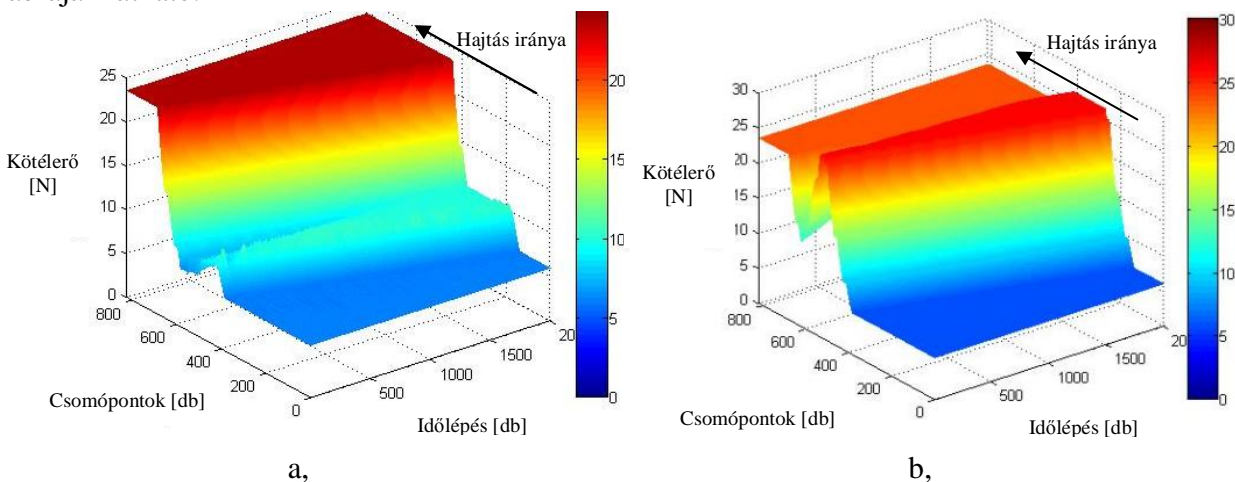
Ha az első három tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor az 1. és 2., a 2. és 3., és a 3. és 4. tárcsa között keletkezik túlfeszítés. A túlfeszítés nagysága a három tárcsára számítható maximális átvihető kerületi erő nagyságával egyezik meg ( $\Delta S_3$ ). A felépülés megcsúszás felépülés folyamat az első 4 tárcsa között alakul ki. A 4. középső tárcsa szolgál terelő tárcsaként, mert az utolsó három tárcsa tudja az adott túlerőt leépíteni. Ez az utolsó stabil futás, mert ha az első négy tárcsa kisebb, akkor már nincs elegendő tárcsa a keletkező túlerő leépítésére és a teljes rendszer megcsúszik, amint eléri a maximum átvihető kerületi erőt ( $\Delta S_{max}$ ). Az alap fel és lefutó ági terhelésekhez képest a maximális kötélterő több, mint 4,5-szer nagyobb, ami a kisebb átmérőjű tárcsáktól és a teljes rendszer tárcsaszámától függ.

A tárcsák közötti dinamikus felépülés-megcsúszás-felépülés folyamatok kedvezőtlen esetben egy időben bekövetkező több tárcsás megcsúszást is okozhatnak, amely a teljes rendszer megcsúszásához is vezethet.

### 6.3.2. Erőfelépülés: Süllyesztés (fékezés)

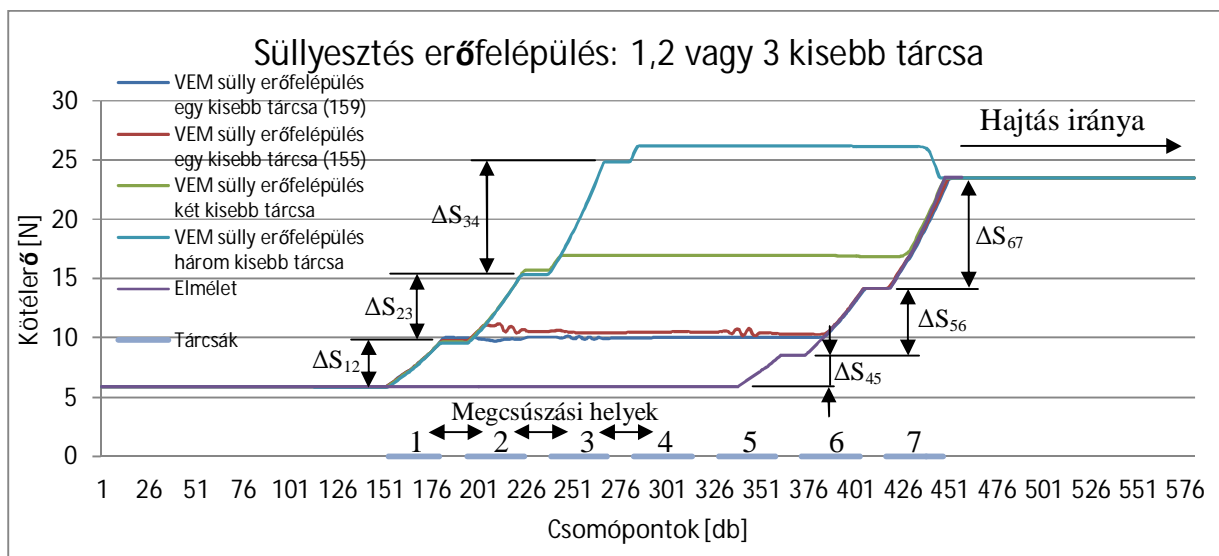
A fejezetpontban az erőfelépülés hatását vizsgáljuk süllyesztési terhelési állapotnál. A süllyesztés alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.2 pontjának M14. táblázata tartalmazza. A rendszer végein a terhelések különbözőek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó.

A különböző beállításoknál egy, kettő vagy három kisebb tárcsát használunk úgy, hogy csak pozitív relatív sebességkülönbség keletkezzen. Az egyes és a négyes beállításához tartozó felület a 6.13. a, és b, ábrákon, a kettős és hármas beállításához tartozó a melléklet M5.2. pontjának M12.a és b ábráján látható.



6.13. ábra A 6.9. táblázat egyes (a,) és négyes (a,) beállításához tartozó futási felületek.

Mind a négy terelési felületen megjelent a korábban tapasztalt túlerő a süllyesztési terhelési állapotnál is. A nagyságuk a terelési állapotnál tapasztaltak alapján arányos a kisebb átmérőjű tárcsák számával, mert a három kisebb tárcsás beállításához képest az egy kisebb tárcsás esetén jóval kisebb túlerő keletkezett.



6.14. ábra A 6.9. táblázat paramétereit alapján végzett futások süllyesztési erőátviteli görbéi.

Az alap süllyesztési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli felület és a terelési esetenél látott erőfelépülési felületek összeadódtak. A keletkezett túlerőket a 6.14 ábrán felrajzolt görbékkel mutatjuk be.

Ha csak az első tárcsa kisebb (első és második beállítás), akkor a korábban bemutatottak alapján az 1. és a 2. tárcsa között keletkezik túlfeszítés, amely az Euler összefüggés szerinti maximum értékig nő ( $\Delta S_{12}$ ). A többi terelő tárcsákon ez a túlerő továbbterjed, majd az utolsó kettő tárcsán felépül a süllyesztési állapot alapján a lefutó ági erőig.

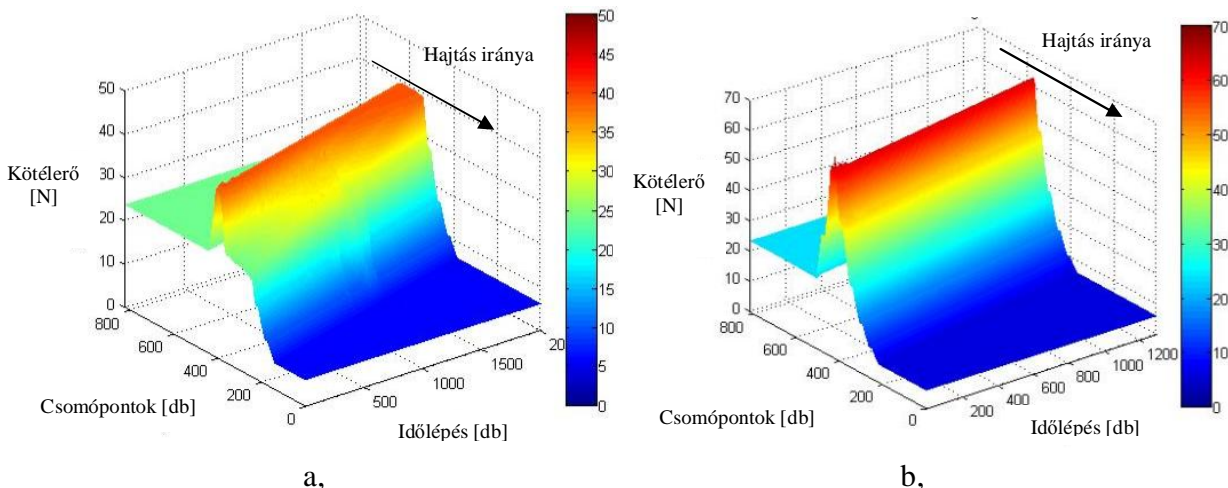
Ha az első kettő tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor az 1. és 2., és a 2. és a 3. tárcsa között keletkezik túlfeszítés. A két hatás az előzőek alapján összeadódik és az Euler összefüggés szerint a két tárcsa maximumáig feszítik a kötelet ( $\Delta S_{12} + \Delta S_{23}$ ). A túlerő ekkor a középső négy tárcsán továbbterjed, majd az utolsó tárcsán felépül a lefutó ági erő nagyságáig.

Ha az első három tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor az 1. és 2., a 2. és 3., és a 3. és 4. tárcsa között keletkezik túlfeszítés. A túlfeszítés nagysága a három tárcsára számítható maximális átvihető kerületi erő nagyságával egyezik meg ( $\Delta S_{12} + \Delta S_{23} + \Delta S_{34}$ ). A 4., 5. és a 6. tárcsák terelő tárcsaként szolgálnak, amely a rendszer aktuális tartalékát adja. Az utolsó tárcsán a kötélterő leépül a lefutó ági terhelés szintjére. Az alap fel és lefutó ági terhelésekhez képest a maximális kötélterő nem változik jelentősen. A rendszer tartalékát adó középső három tárcsa még fel tud építeni túlerőt, amelyet a következő fejezetpontban a 6.16. ábrán mutatunk be emeléses esetre.

### 6.3.3. Erőfelépülés: Emelés (hajtás)

A továbbiakban az erőfelépülés hatását vizsgáljuk emelési terhelési állapotnál. Az emelési alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.2 pontjának M15. táblázata tartalmazza. A rendszer végein a terhelések különbözőek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó.

A különböző beállításoknál egy, kettő vagy három kisebb tárcsát használunk úgy, hogy csak pozitív relatív sebességkülönbség keletkezzen. Az egyes és a négyes beállításához tartozó felület a 6.15.a és b. ábrákon, a kettes és hármass beállításához tartozó felület a melléklet M5.2. pontjának M13.a, és b. ábráján látható.



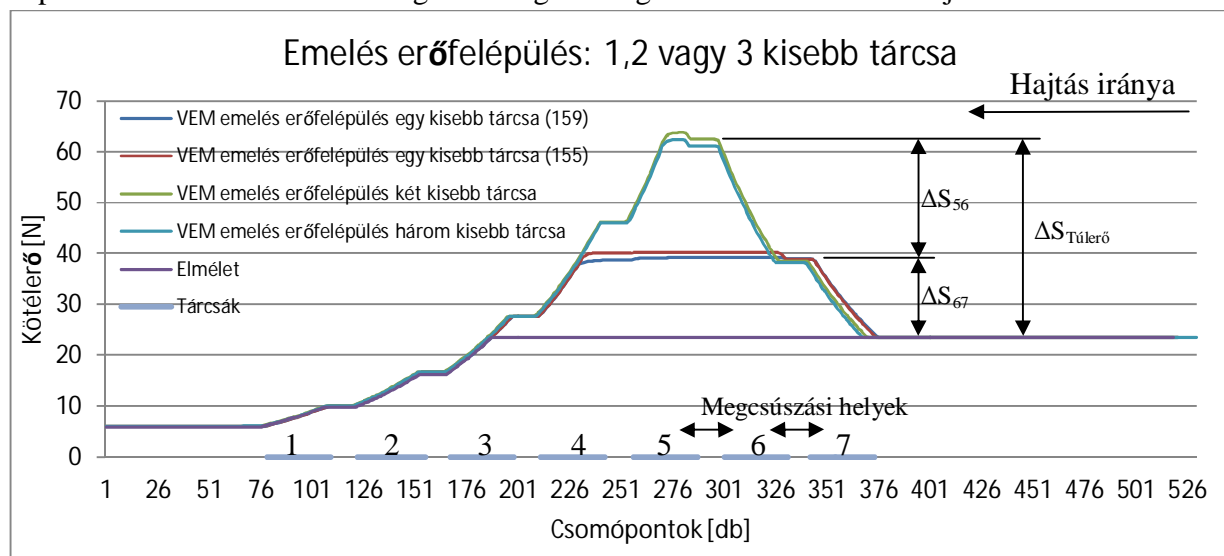
6.15. ábra A 6.10. táblázat egyes és négyes beállításához tartozó futási felületek.

Mind a négy terelési felületen megjelent a pozitív relatív sebességkülönbségből a korábbiak alapján tapasztalt túlerő az emelési terhelési állapotnál is. A nagyságuk a terelési állapotnál tapasztaltak



alapján arányos a kisebb átmérőjű tárcsák számával. Az alap emelési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli felület és a terelési esetenél látott erő-felépülési felületek összeadódtak.

A keletkezett túlerők nagyságának vizsgálatát az egytől négyig futásokból kiragadott egy időpillanathoz tartozó erőátviteli görbék segítik. A görbéket a 6.16. ábrán rajzoltuk fel.



6.16. ábra A 6.10. táblázat paramétereit alapján végzett futások emelési erőátviteli görbéi.

Ha csak a 7. tárcsa kisebb (első és második beállítás), akkor a korábban bemutatottak alapján az 6. és a 7. tárcsa között keletkezik túlfeszítés, amely az Euler összefüggés szerinti maximum értékig nő ( $\Delta S_{67}$ ). A többi terelő tárcsákon ez a túlerő továbbterjed, majd az 1., 2., 3. és 4. tárcsákon leépül az emelési állapot alapján a lefutó ági erőig. Az emelési terhelési állapotnál már egy kisebb tárcsa is elég, hogy a rendszerben az elméletihez képest nagyobb maximális kötélterő alakuljon ki.

Ha az első kettő tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor az 5. és 6., és a 6. és a 7. tárcsa között keletkezik túlfeszítés. A két hatás az előzőek alapján összeadódik és az Euler összefüggés szerint a két tárcsa maximumáig feszítik a kötelet ( $\Delta S_{56} + \Delta S_{67}$ ). A túlerő ekkor az 5. tárcsától elkezdi leépülni a lefutó ági erő nagyságáig. A rendszer ekkor már a csúszás határán üzemel.

Ha az első három tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor az erőátviteli diagram és a maximális túlfeszítés nem változik, de a rendszer már instabil lesz, mert nincs tartalék és átlépi a csúszás határát. Ekkor teljes rendszer megcsúszás is bekövetkezhet. Az emeléses terhelési eset a legkritikusabb, mert már egy kisebb tárcsánál megjelenik az elméleti görbénél nagyobb maximális kötélterő, illetve a rendszer tartaléka alapján itt keletkezik leghamarabb rendszer szintű megcsúszás. Ha az előző fejezetben bemutatott süllyesztési esetet megvizsgáljuk, akkor látható, hogy ellenkező hajtási irány mellett az első öt tárcsának kellene kisebbnek lennie, hogy ugyanezt a  $\Delta S$ -túlerőt elérjük. A jelenlegi emeléses esetenél összesen kettő kisebb tárcsára volt szükség a maximális túlfeszítés eléréséhez. A maximális túlfeszítés a melléklet M5.2 pontjának M15. táblázata alapján az emeléses esetenél a felfutó ági erő 2,65-szöröse.

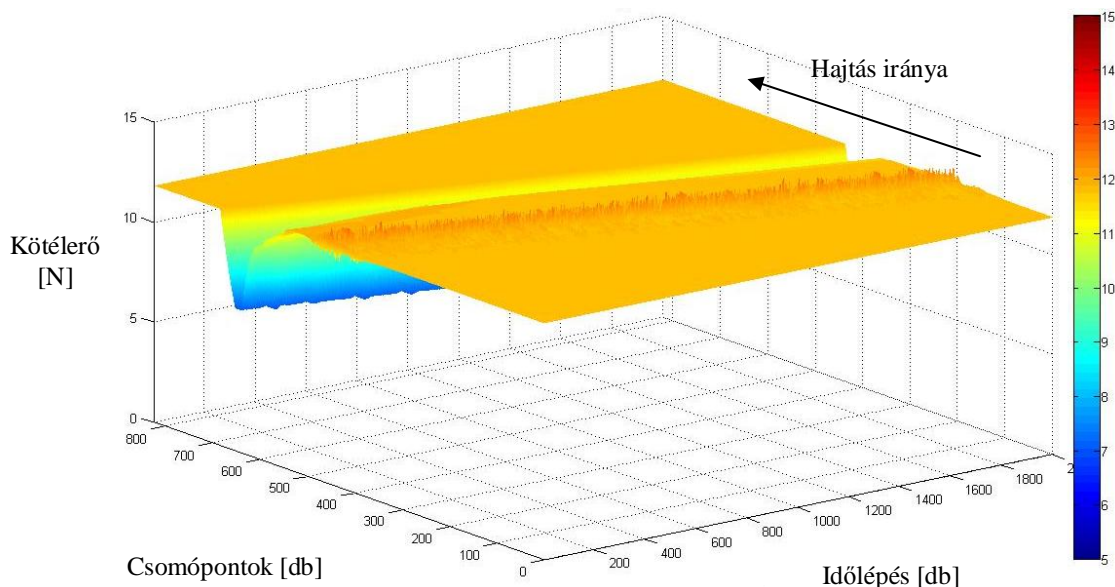
#### 6.4. Kilazulás

A 7 tárcsás rendszerrel és a végeselemes programmal történő vizsgálatokat a 6.3. fejezet erőfelépülés mintájára mutatjuk be. A fejezetpont célja a kilazulás bemutatása, amely negatív relatív sebességkülönbség hatására jön létre.

#### 6.4.1. Kilazulás: Terelési terhelési állapot

Az erőfelépülés hatását vizsgáljuk terelési terhelési állapotnál. A terelés alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.3 pontjának M16. táblázata tartalmazza. A rendszer végein a terhelések megegyeznek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó. Az első beállításnál a 7. tárcsa kisebb átmérőjű, a többi tárcsa egyforma. A 6. és 7. tárcsa között negatív relatív sebességkülönbség adott ennél a hajtási iránynál. A 6. tárcsa több kötelet akar elvinni, mint a 7. továbbítani tud. Ebből a negatív relatív sebesség különbségből kilazulás, azaz kötélérő leépülés keletkezik.

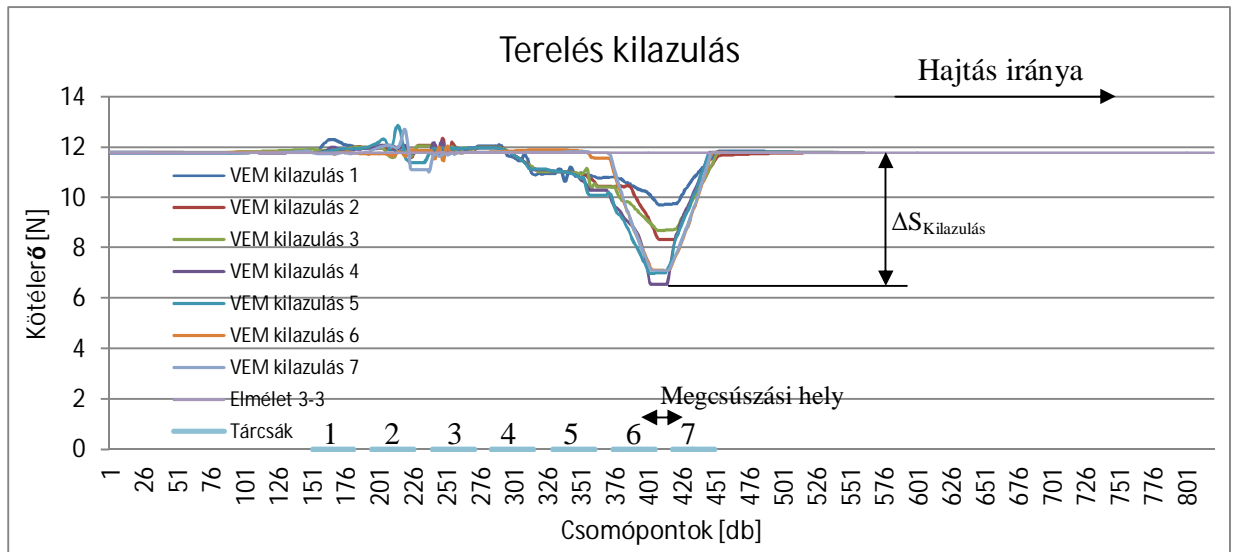
A végeselemes programmal és a 7 tárcsás mérőrendszerrel is megvizsgáltuk az első beállítást. A végeselemes programmal a 6.17. ábrán látható futási felületet kaptuk. A kapott terelési felület eltér a korábban bemutatottaktól. A felületen megjelent a negatív relatív sebesség különbségből adódó kilazulás. A kilazulás különbözik az erőfelépülésnél bemutatottól, mert csak dinamikus rész alakult ki. A statikus rész azért nem alakulhatott ki, mert a hajtás szempontjából az utolsó tárcsánál történik a kilazulás, ezért azt nem követik további terelő tárcsák, amelyeken a statikus kilazulás bekövetkezhetne.



6.17. ábra A 6.11. táblázat paramétereinek alapján az első beállítással végzett végeselemes szimuláció eredménye. A kapott felület terelési felület, amelyen kilazulás tapasztalható.

A dinamikus részt mutatja be a 6.18. ábra. A függőleges tengelyen a kötélérőt, a vízszintes tengelyen a csomópontokat ábrázoltuk. Az erőleépülés a 6. és a 7. tárcsa között folyamatos. A leépülés közben is kialakulhatnak megcsúszások, amely a leépülés intenzitásától függ. Egy megcsúszás látható a 2-es és 3-as, illetve a 4-es és az 5-ös VEM kilazulás görbe között. A leépülés addig tart, amíg a két tárcsa között a kötélérő eléri az elméleti átvihető maximumot. A 6.18. ábrán a „VEM kilazulás 4” lila színű görbéje mutatja a lokális maximum felépült kötélérőt, amelyhez a  $\Delta S_{\text{Kilazulás}}$  kötélérő növekedés tartozik. A maximális kilazulás elérése után a 7. tárcsa már nem tudja a kötelet tovább lazítani. Ekkor a kötélt megcsúszik, majd a 6. és 7. tárcsa között kiegyenlítődik a kötélérő. Ezután teljes leépülési folyamat újra kezdődik. Az erőfelépülésnél az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülési ciklust tapasztaltuk, amely a kilazulásnál az erőleépülés-megcsúszás-erőleépülésre módosul.

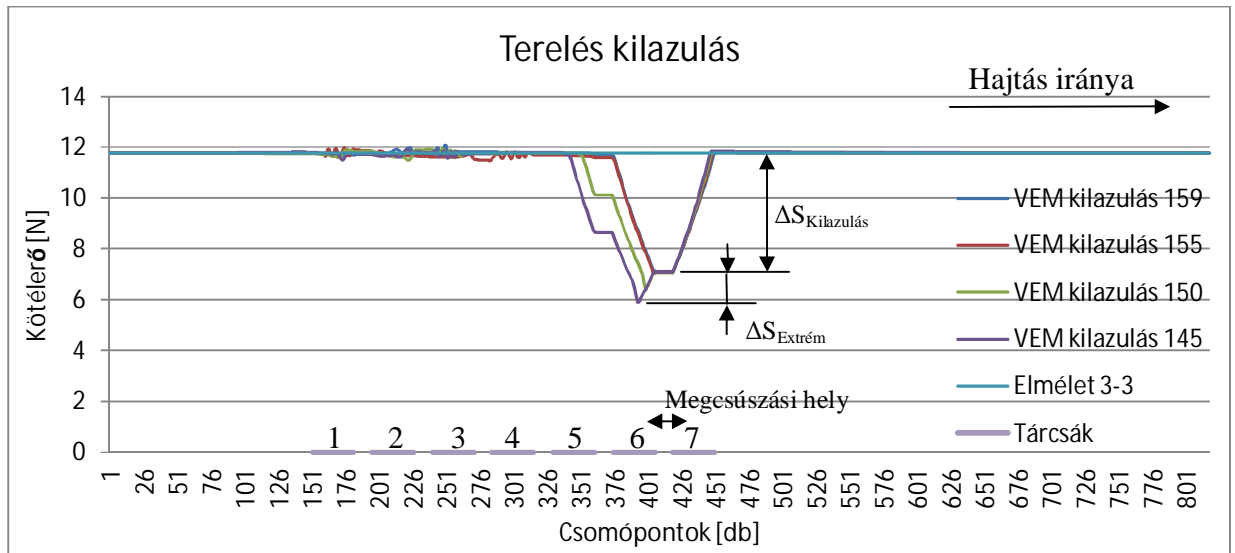
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.18. ábra A melléklet M5.3 pontjának M16. táblázat paramétereit alapján az első beállítással végzett futás terelesi erőátviteli görbéi.

Vizsgáljuk meg a negatív relatív sebességkülönbség hatását terelesnél. A melléklet M5.3 pontjának M16. táblázat paramétereit alapján vizsgáljuk a négy beállítást. Az erőátviteli felületek a melléklet M5.3 pontjának M14.a és b és az M15.a és b ábráin láthatók. Az erőátviteli felületek jellegüket tekintve nagyon hasonlóak és a kilazulás mértéke is közel azonos.

A futási görbék a 6.19. ábrán látható. A futások mellett az elméleti vízszintes terelesi egyenest és a tárcsákat is berajzoltuk.



6.19. ábra A melléklet 5.3-as pontja M16. táblázat paramétereit alapján a négy beállítással végzett futás terelesi erőátviteli görbéi.

A görbék jellegét tekintve két csoportot különböztethetünk meg:

- a VEM kilazulás 155 és 159 (1-es és 2-es) görbék, a reális relatív kerületi sebességkülönbséggel,



- a VEM kilazulás 150 és 145 (3-as és 4-es) görbék, az extrém relatív kerületi sebesség különbséggel.

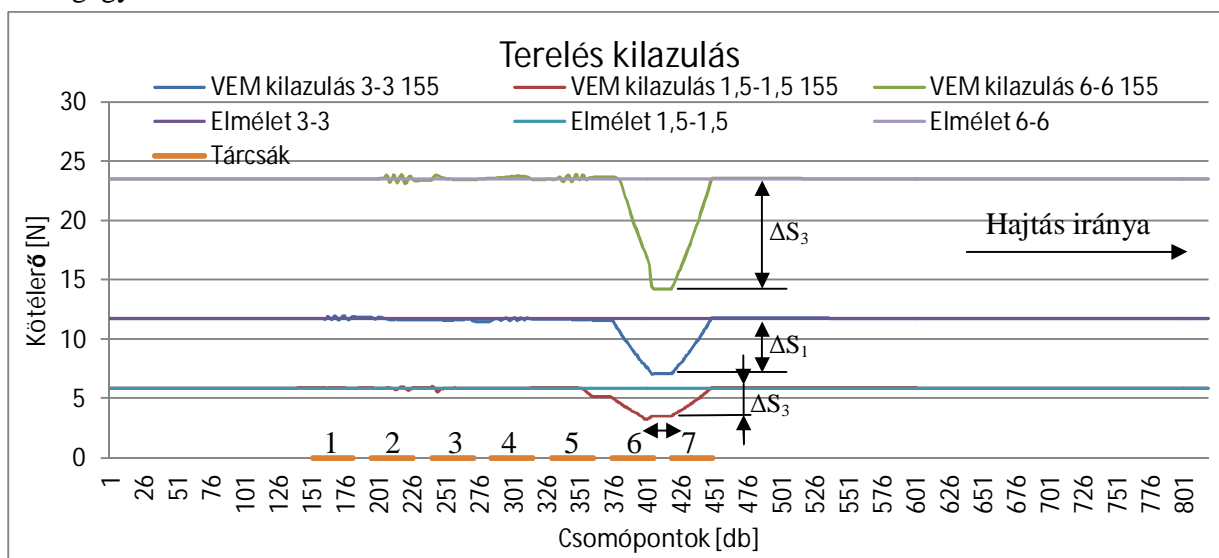
Az 1-es és 2-es görbéhez tartozó erőnövekedés az előzőekben bemutatott erőleépülés-megcsúszás-erőleépülés folyamatát követi. A maximális erőnövekedés a  $\Delta S_{\text{kilazulás}}$ .

A 3-as és 4-es görbéknél az extrém nagy relatív sebességkülönbség a jellemző. Hasonló jelenség játszódik le, mint az erőfelépülési esetenél volt. A 7. tárcsa a megcsúszás határán teljesen ki van terhelve, ezért a 7. és a 6. tárcsa között a  $\Delta S_{\text{kilazulás}}$  maximális Euler alapján átvihető kerületi erő épül fel. A maximális kihasználtság és az extrém relatív sebességkülönbség együttesen az 1. és a 2. görbékhez képest eltérő állapotot alakítanak ki. Az erőleépülés-megcsúszás-erőleépülés olyan gyors lesz, hogy az 7. tárcsán közel folyamatos csúszás alakul ki a teljes kihasználtság mellett. Ilyen feltételeknél a 6. kilazító tárcsa is működésbe lép, így ő veszi fel a maradék kilazulást, amely a görbék alapján az extrém relatív sebességkülönbséggel arányos ( $\Delta S_{\text{Extrém}}$ ).

A relatív sebességkülönbség az erőleépülés gyorsaságát és nem a nagyságát befolyásolja. A két tárcsa közötti legnagyobb erőleépülés az Euler összefüggés alapján számítható maximálisan átvihető kerületi erő. A erőleépülés-megcsúszás-erőleépülés dinamikája akár szabad szemmel is jól látható rángatózást okoz a köteleknél, amely így felfedezhető.

Az erőfelépülésnél ugyanezen beállításoknál nagyobb kötélterő különbség keletkezik. Az Euler erőátviteli számításnál a lefutó ági erő az erőfelépülésnél nagyobb, mint az erőleépülésnél. Egy tárcsa esetén a 6.3.1 pontnál az erőfelépülés 7,63 N volt, az aktuális kilazulásnál 4,77 N maximális kötélterő változást tapasztaltunk. Több tárcsa esetén az Euler összefüggés alapján ez a különbség tovább nő.

A továbbiakban vizsgáljuk meg a fel- és a lefutó ági terhelések hatását a felépülő túlerőre. A szimulációhoz tartozó paramétereket a melléklet M5.3 pontjának M17. táblázatában foglaltuk össze. A 7. tárcsa kisebb átmérőjű, mint az öt megelőző egyforma átmérőjű tárcsák. A három variációnál eltérő fel és lefutó ági terhelést alkalmaztunk. A szögsebesség állandó és a hajtási irány is megegyezik.



6.20. ábra A 6.12. táblázat paramétereit alapján a három beállítással végzett futás terelési erőátviteli görbéi.

Az egyes beállításokhoz tartozó futási görbéket a 6.20. ábrán mutatjuk be. A három futási görbe mellett, a hozzájuk tartozó elméleti vízszintes terelési görbéket és a tárcsákat is berajzoltuk.

A terelési görbék jellege hasonló az előzőekben bemutatottakhoz. Mind a három terhelésnél megjelent a 6. és 7. tárcsa átmérő különbségéből adódó erőleépülés miatti kilazulás. A túlerők nagysága eltérő. A melléklet M17. táblázatában bemutatott beállításokhoz rendre a  $\Delta S_1$ ,  $\Delta S_2$  és  $\Delta S_3$  maximális erőleépülések tartoznak.

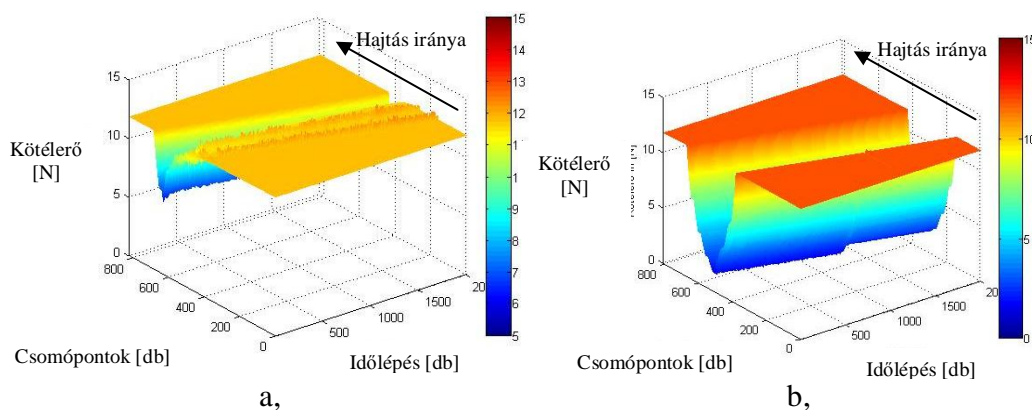
Látható, hogy a legnagyobb felfutó ági terhelésű görbéhez tartozik a legnagyobb kilazulás. Az előző pontokban bemutattuk, hogy a relatív sebességkülönbségből leépülő kilazulás maximális értéke a kisebb tárcsa által átvihető maximális kerületi erő nagyságával egyezik meg. Amennyiben a 6.20. ábra görbéit megvizsgáljuk, akkor látható, hogy az Euler összefüggés alapján a felfutó ági erőtlől függ a kialakuló kilazulás nagysága, mert esetünkben az átfogási szög és a súrlódási tényező egyformának tekinthető.

Az előzőekben megvizsgáltuk egy kisebb átmérőjű tárcsa hatását az erőfelépülés nagyságára. A továbbiakban kettő, vagy több kisebb tárcsát alkalmazunk a rendszerünknel úgy, hogy a tárcsák között csak negatív relatív sebességkülönbség alakuljon ki. Ekkor az egymás után következő tárcsák folyamatosan erőleépülést okoznak. A megcsúszások kedvezőtlen esetben egyszerre is bekövetkezhetnek, amelyek a rendszer megcsúszásához vezethetnek.

A vizsgálathoz tartozó paramétereket a melléklet M5.3 pontjának M18. táblázata 6.13. tartalmazza. Az alap paraméterektől az egyes verziók a kisebb átmérőjű tárcsák számában térnek el. A hajtási irányban haladva csökkenő átmérőjű tárcsákat használunk, így biztosítjuk, hogy csak negatív relatív sebességkülönbség és csak kilazulás alakulhasson ki.

Az első beállításnál egy leépülési hely van, a kettős beállításnál kettő, a hármas beállításnál három és a négyes beállításnál négy. Az egyes és a négyes beállítás erőátviteli felületét mutatja be a 6.21. a és b ábra. A kettős és hármas beállítás erőátviteli felületét a melléklet M5.3 pontjának M16.a és b ábrája mutatja.

Mindkét terelési felületen megjelent a korábban tapasztalt kilazulás. A nagyságuk azonban eltérő. A négy kisebb tárcsás beállításához képest az egy kisebb tárcsás esetén jóval kisebb kilazulás keletkezett.

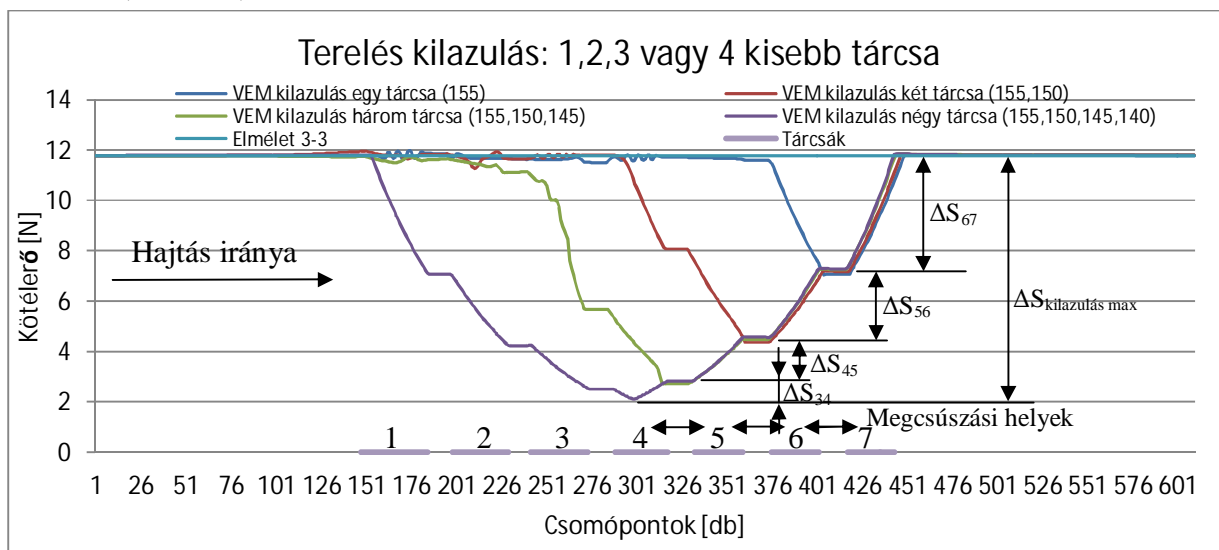


6.21. ábra A 6.13. táblázat egyes és négyes beállításához tartozó futási felületek.

A keletkezett kilazulások nagyságának vizsgálatát az egytől négyig futásokból kiragadott egy időpillanathoz tartozó erőátviteli görbék segítik. A görbéket a 6.22. ábrán rajzoltuk fel.

Ha csak a 7. tárcsa kisebb, akkor a korábban bemutatottak alapján a 6. és a 7. tárcsa között keletkezik kilazulás, amely az Euler összefüggés szerinti maximum értékig nő ( $\Delta S_{67}$ ), majd magán a 7. tárcsán felépül a lefutó ági kötélerő szintjére. Ha a 6. és a 7. tárcsa is kisebb átmérővel rendelkezik, akkor nem csak az 6. és 7. tárcsa között keletkezik kilazulás, hanem az 5. és a 6. tárcsa

között is. A két hatás összeadódik és az Euler összefüggés szerint a két tárcsa maximumáig feszítik a kötelet ( $\Delta S_{56} + \Delta S_{67}$ ).



6.22. ábra A melléklet M5.3 pontja M18 táblázat paramétereit alapján végzett futások terelési erőátviteli görbéi.

Ha az utolsó három tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor a 4. és 5., a 5. és 6., és a 6. és 7. tárcsa között keletkezik kilazulás. A kilazulás nagysága a három tárcsára számítható maximális átvihető kerületi erő nagyságával egyezik meg ( $\Delta S_{45} + \Delta S_{56} + \Delta S_{67}$ ). A 4. középső tárcsa szolgál terelő tárcsaként, mert az utolsó három tárcsa tudja az adott kilazulást visszaépíteni. De a 3 kisebb tárcsás esetben is bekövetkezhet megcsúsztás, amely a 6.22. ábrán látható is. Ez az utolsó stabil futás, mert ha az utolsó 4 tárcsa kisebb, akkor már nincs elegendő tárcsa a keletkező kilazulás felépítésére és a teljes rendszer megcsúsztik, amint eléri a maximum átvihető kerületi erőt ( $\Delta S_{kilazulás\_max}$ ). A legkisebb kötélterő az alap fel és lefutó ági terhelések ötöde, amely a kisebb átmérőjű tárcsáktól és a teljes rendszer tárcsaszámától függ.

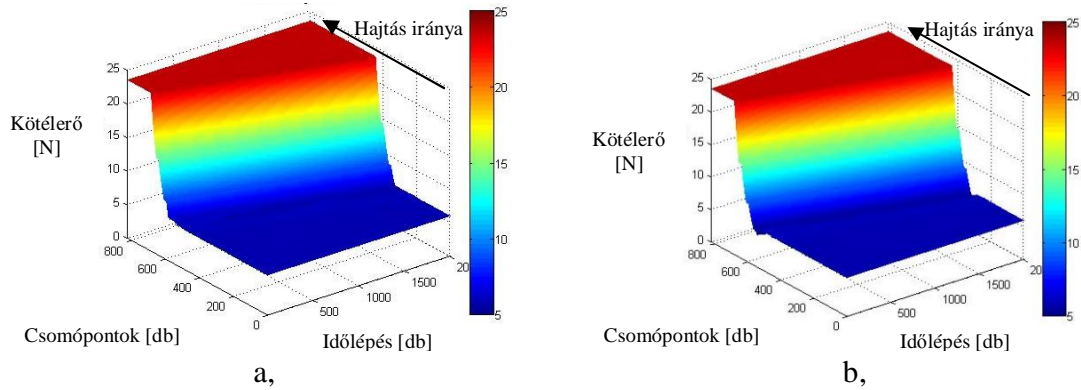
#### 6.4.2. Kilazulás: Süllyesztés (fékezés)

A fejezetpontban a kilazulás hatását vizsgáljuk süllyesztési terhelési állapotnál. A süllyesztés alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.3 pontjának M19 táblázata tartalmazza. A rendszer végein a terhelések különbözőek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó.

A különböző beállításoknál egy, kettő vagy három kisebb tárcsát használunk úgy, hogy csak negatív relatív sebességkülönbség keletkezzen. Az egyes és a négyes beállításához tartozó erőátviteli felület a 6.23. a, és b, ábrákon, a kettes és hármass beállításához tartozó a melléklet M5.3 pontjának M17.a és b ábráján látható.

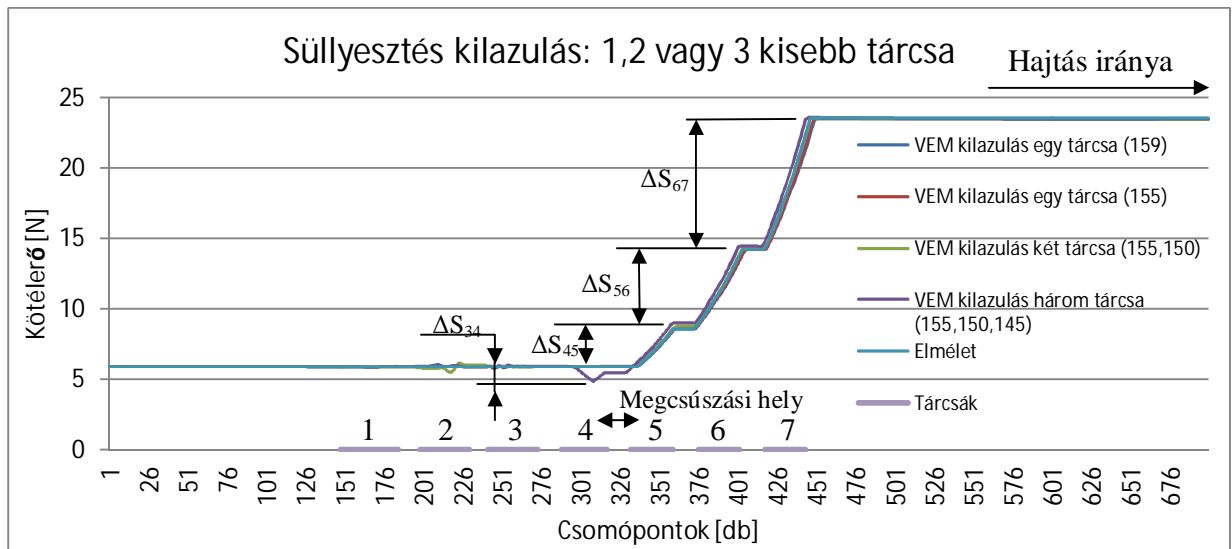
A megtett út minimum egy teljes átfutás. A négy süllyesztési felületen nem jelent meg szignifikáns kilazulás a süllyesztési terhelési állapotnál. Az alap süllyesztési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli felület és a terelési esetben látott erő-felépülési felületek összeadódtak, de két görbe szinte teljes fedésbe került. A görbéket a 6.24. ábrán rajzoltuk fel.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.23. ábra A melléklet M5.3 pontja M19 táblázat egyes és négyes beállításához tartozó futási felületek.

Azt tapasztaljuk, hogy a süllyesztési erőátvitel a domináns és csak a négy kisebb tárcsás esetben alakult ki egy  $\Delta S_{34}$  nagyságú kilazulás. A relatív sebességkülönbség csak terelő rácsánál tudott kilazulást okozni, a többinél az alap süllyesztési terhelési állapot adott. A rendszer csak, így tudja fékezni magát a süllyesztésnél.



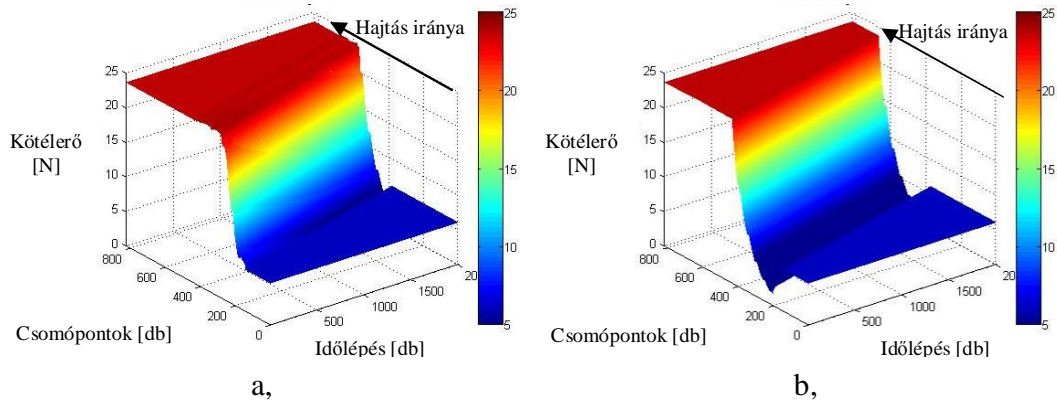
6.24. ábra A melléklet M5.3 pontja M19 táblázat paramétereit alapján végzett futások süllyesztési erőátviteli görbéi.

#### 6.4.3. Kilazulás: Emelés (hajtás)

A továbbiakban a kilazulás hatását vizsgáljuk emelési terhelési állapotnál. Az emelési alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.3. pontjának M20. táblázata tartalmazza. A rendszer végein a terhelések különbözőek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó.

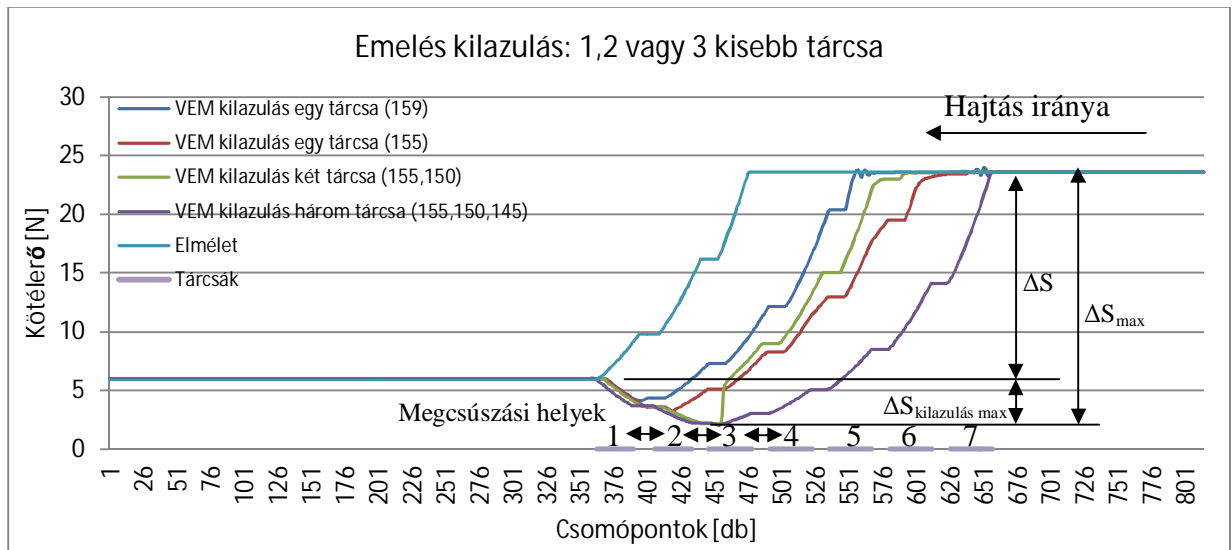
A különböző beállításoknál egy, kettő vagy három kisebb tárcsát használunk úgy, hogy csak negatív relatív sebességkülönbség keletkezzen. Az egyes és a négyes beállításához tartozó felület a 6.25.a és b ábrákon, a kettes és hármass beállításához tartozó a melléklet M5.3. pontjának M18.a és b ábráján látható. A megtett út minimum egy teljes átfutás. A 3. beállításnál egy három tárcsás megcsúszás is tapasztalható volt, melyet a melléklet M19. ábráján mutatjuk be.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.25. ábra A melléklet M20. táblázata egyes és négyes beállításához tartozó futási felületek.

Mind a négy terelési felületen megjelent a negatív relatív sebességkülönbségből a korábbiak alapján tapasztalt kilazulás az emelési terhelési állapotnál is. A nagyságuk a terelési állapotnál tapasztaltak alapján arányos a kisebb átmérőjű tárcsák számával. Az alap emelési terhelési állapothoz tartozó erőátviteli felület és a terelési esetenél látott erő-leépülési felületek összeadódtak. A keletkezett kilazulások nagyságának vizsgálatát az egytől négyig futásokból kiragadott egy időpillanathoz tartozó erőátviteli görbék segítik. A görbéket a 6.26. ábrán rajzoltuk fel. A vízszintes tengelyen a csomópontokat, a függőleges tengelyen a kötélterőt ábrázoltuk.



6.26. ábra A melléklet M20. táblázat paramétereit alapján végzett futások emelési erőátviteli görbéi.

Ha csak az 1. tárcsa kisebb (első és második beállítás), akkor a korábban bemutatottak alapján az 1. és a 2. tárcsa között keletkezik kilazulás, amely az Euler összefüggés szerinti maximum értékig nő. A kilazulás mellett a  $\Delta S$  erő leépülése korábban elkezdődik. A 4. tárcsa az alap emelési esetenél terelési állapotban volt, de a jelenlegi állapotnál már aktívan részt vesz az emelési erőátvitelben. Ha az első kettő tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor az 1. és 2., és a 2. és a 3. tárcsa között keletkezik kilazulás. A két hatás az előzőek alapján összeadódnak és az Euler összefüggés szerint a két tárcsa minimumáig lazítják a kötelet.

Az emelési erőátvitel ekkor már 5. tárcsától kezd leépülni a lefutó ági erő nagyságáig.

Ha az első három tárcsa rendelkezik kisebb átmérővel, akkor az erőátviteli diagram és a maximális túlfeszítés nem változik, de a rendszer már instabil lesz, mert nincs tartalék és átlépi a csúszás határát. Már a 7. tárcsától elkezdődik az emelési erőátvitel.

A kilazulás hatására az emelési esetenél az emelési erőátvitel hamarabb elkezdődik. Ha már nincs több terelő tárcsa, akkor az emelési erőátvitel lesz domináns a kilazulással szemben.

### 6.5. Erőfelépülés és kilazulás

A 7 tárcsás rendszerrel és a vége-selemes programmal történő vizsgálatokat a 6.3. és a 6.4. fejezet mintájára mutatjuk be. Az alap görbéket használjuk fel, hogy a paraméterek hatásait szemléltetni tudjuk a tereléses, az emeléses és a süllyesztéses terhelési állapotoknál.

A fejezetpont célja az erőfelépülés és a kilazulás együttes hatásának bemutatása, amely pozitív és negatív relatív sebességkülönbség hatására jön létre. A vizsgálatoknál ismét csak tárcsakopással számolunk (kisebb átmérőjű tárcsákat alkalmazunk), mert az anyag ráakódásokat a kötél elviszi. A kötél átmérőcsökkenése továbbra is tárcsakopással modellezhető.

A többtárcsás rendszer végein lévő kisebb tárcsákkal idézhetünk elő hajtási iránytól függően erőfelépülést, vagy kilazulást. Jelen vizsgálatnál további lehetőség is adódik, például egy közbenső kisebb tárcsa alkalmazásával egyszerre okozhatunk túlfeszítést és kilazulást is. Ezért a továbbiakban megkülönböztetünk:

- a rendszer végein lévő kisebb tárcsás,
- és közbenső kisebb tárcsás eseteket.

#### 6.5.1. Erőfelépülés és kilazulás: Terelési terhelési állapot

Először az erőfelépülés és kilazulás hatását vizsgáljuk terelési terhelési állapotnál, ha a szélső tárcsák kisebb átmérőjűek. A terelés alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.4. pontjának M21. táblázat tartalmazza. A rendszer végein a terhelések megegyeznek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó. Vizsgáljuk meg az 1. beállítást. Az első és az utolsó tárcsa kisebb átmérőjű, a többi tárcsa egyforma. Az 1. és 2. tárcsa között pozitív relatív sebességkülönbség, a 6. és 7. tárcsa között negatív relatív sebességkülönbség adott ennél a hajtási iránynál. A 2. tárcsa több kötelet akar elvinni, mint az 1. továbbítani tud, illetve a 6. tárcsa többet visz be, mint a 7. el tud vinni. A pozitív relatív sebesség különbségből túlfeszítés, a negatív relatív sebesség különbségből kilazulás keletkezik.

A vége-selemes programmal és a 7 tárcsás mérőrendszerrel is megvizsgáltuk az első beállítást. A vége-selemes programmal a 6.27. ábrán látható futási felületet kaptuk.

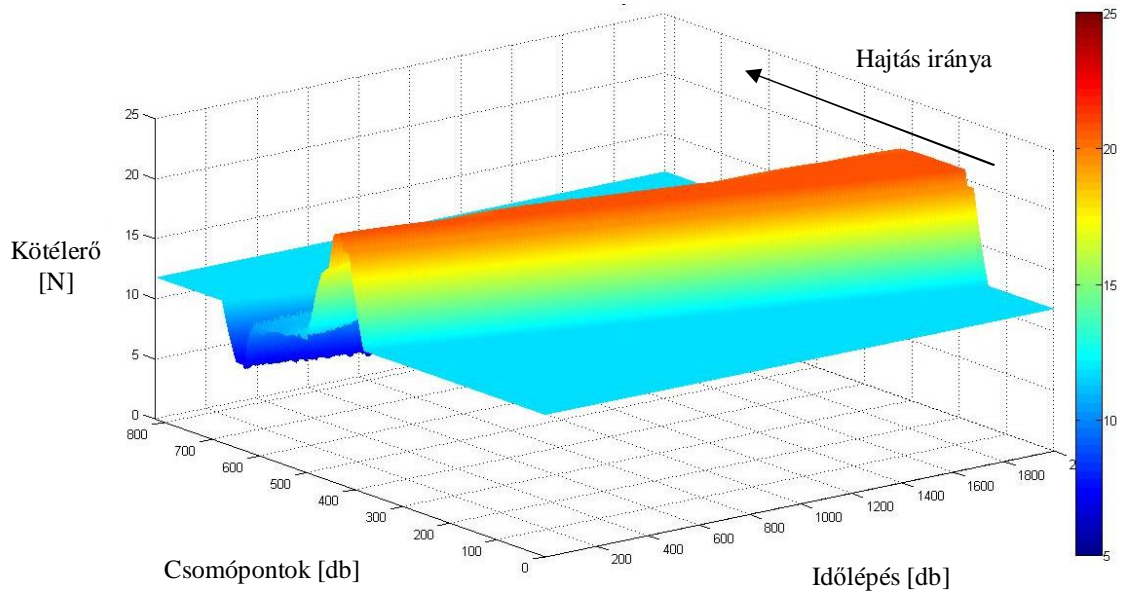
A kapott terelési felület eltér a korábban bemutatottaktól. A felületen megjelent a pozitív relatív sebesség különbségből adódó túlerő és a negatív relatív sebességkülönbségből adódó kilazulás is. A keletkezett túlfeszülések és kilazulások vizsgálatát az egyes futásokból kiragadott különböző időpillanathoz tartozó erőátviteli görbék segítik. A görbéket a 6.28. ábrán rajzoltuk fel.

A 6.3 és 6.4 fejezetekben bemutatott erőfelépülés és kilazulás egyaránt bekövetkezett. A felépülésből adódó túlfeszítés a terelő tárcsákon továbbterjedt. A kialakult maximum túlfeszítés és a maximum kilazulás a korábbiakkal összhangban van. Az egy kisebb tárcsás csak erőfelépülés és az egy kisebb tárcsás csak kilazulás erőátviteli görbéi összeadódtak. A közbenső kisebb tárcsa előtt és után is megcsúszások alakulnak ki. Előtte a kilazulás-megcsúszás-kilazulás utána a felépülés-megcsúszás-felépülés folyamat alakul ki.

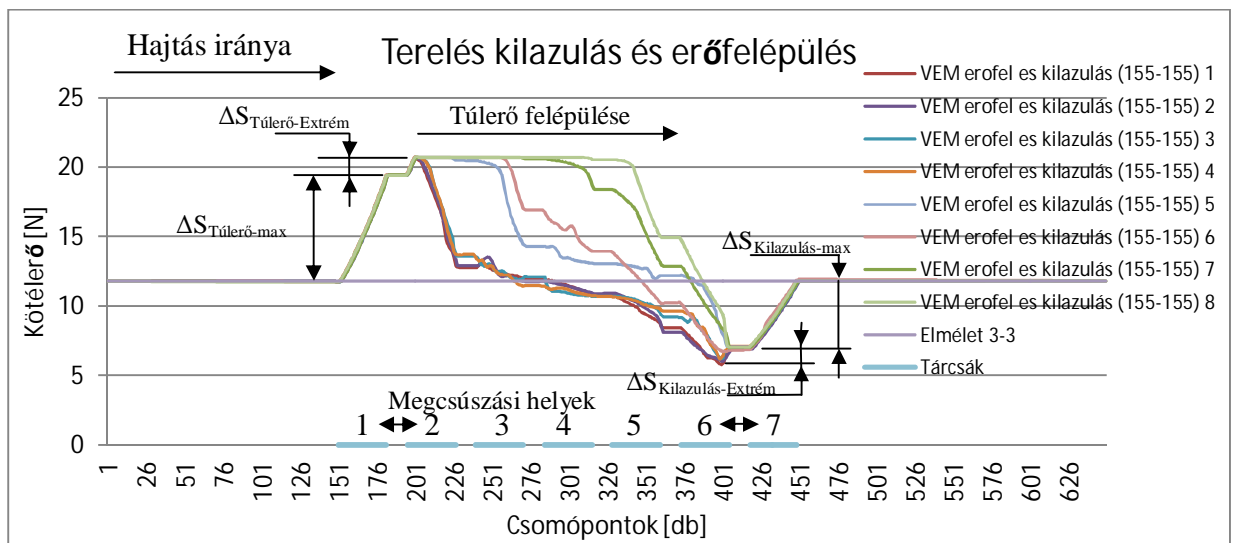
A továbbiakban a rendszer szélső tárcsái között kettő, vagy több kisebb tárcsát alkalmazunk úgy, hogy csak negatív, vagy csak pozitív relatív sebességkülönbség jöjjön létre az adott szélső helyen.



## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.27. ábra A 6.16. táblázat egyes beállításához tartozó terelési futási felület.



6.28. ábra A 6.16. táblázat paramétereinek alapján az első beállítással végzett futás terelési erőátviteli görbéi.

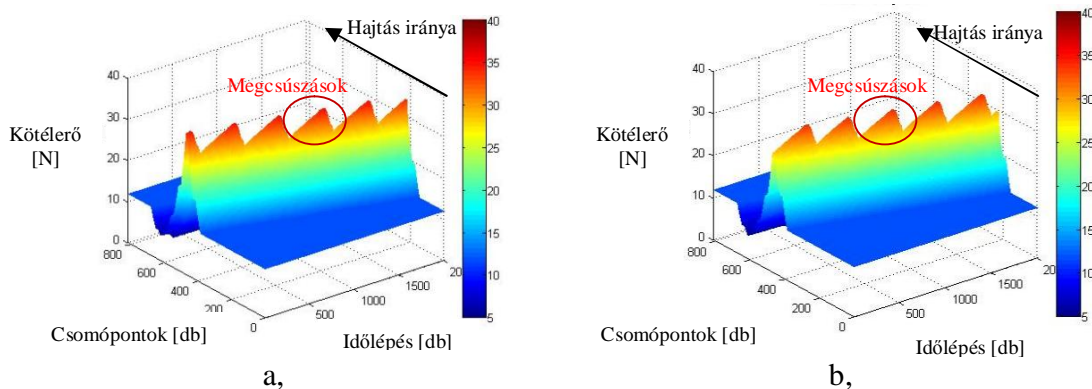
A hajtás szempontjából ekkor a rendszer elején túlfeszítés, vagy kilazulás alakul ki, továbbá a rendszer végén az elejétől függetlenül ismét túlfeszítés, vagy kilazulás alakul ki.

A vizsgálathoz tartozó paramétereket a korábban bemutatott melléklet M21. táblázat 1-5. beállításai tartalmazzák. Az alap paraméterektől az egyes verziók a kisebb átmérőjű tárcsák számában térnek el. Az egyes beállításnál az első kettő tárcsa között túlfeszítés, az utolsó kettő tárcsa között kilazulás alakul ki. A kettős beállításnál az első három tárcsa között alakul ki túlfeszítés és az utolsó három között kilazulás. A harmadik beállításnál az első négy tárcsa között túlfeszítés, az utolsó négy tárcsa között kilazulás következik be. A rendszerünk hét tárcsából áll, ezért a középső tárcsánál egyszerre lesz túlfeszítés és kilazulás is. A negyedik beállításnál az első négy tárcsa

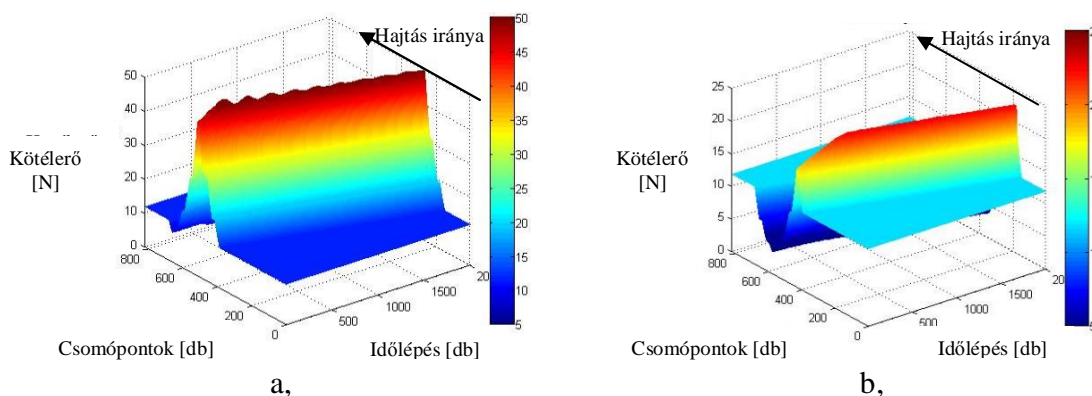
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

között keletkezik túlfeszítés és csak az utolsó kettő között kilazulás. Az utolsó beállításnál az első kettő tárcsa között keletkezik túlfeszítés és az utolsó négy között kilazulás.

Az egyes beállításhoz tartozó erőátviteli felületet a 6.27. ábrán már bemutattuk. A kettes és a hármas beállításhoz tartozó erőátviteli felület a 6.29.a és b ábrákon látható. A negyedik és az ötödik beállításhoz tartozó erőátviteli felület a 6.30.a és b ábrákon látható.



6.29. ábra A melléklet M21 táblázat kettes és hármas beállításához tartozó terelési futási felületek.



6.30. ábra A melléklet M21 táblázat negydes és ötös beállításához tartozó terelési futási felületek.

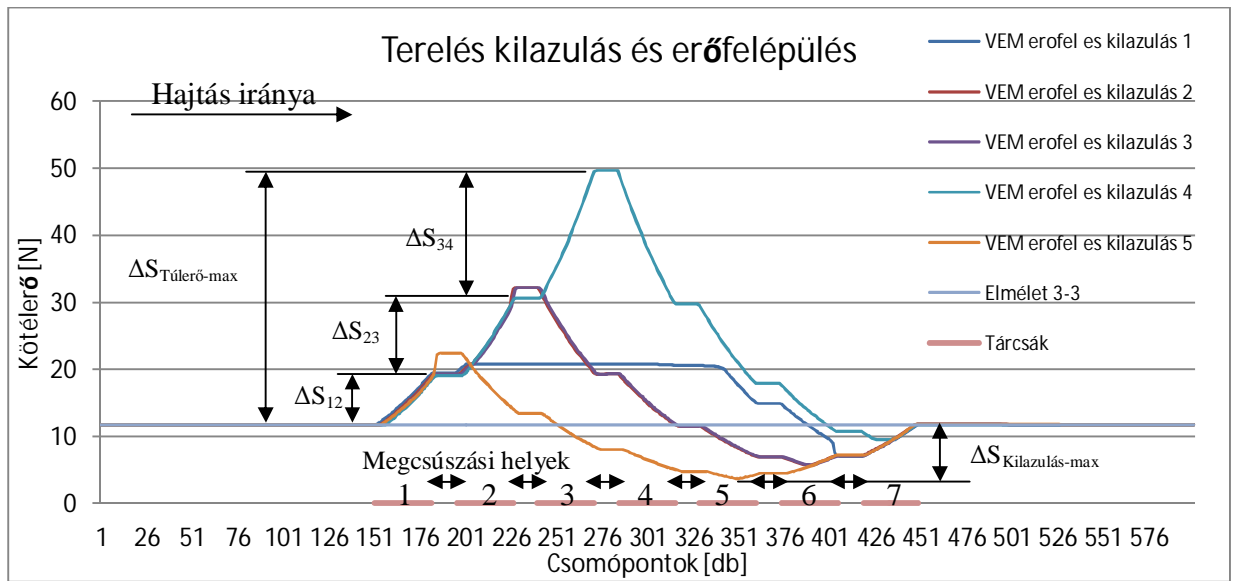
A 2-5.-ig beállításoknál is megjelentek a túlfeszítések és a kilazulások. A 2. és a 3. esetben a rendszer teljesen ki van terhelve és megcsúszások jelennek meg. A 4. és 5. beállításnál a túlfeszítés, vagy a kilazulás maximum értéke, nagyobb, de megcsúszások nem jellemzőek.

A pontos összehasonlításhoz az 1-5. futásokból kiragadott egy időpillanathoz tartozó erőátviteli görbéket közösen a 6.31. ábrán rajzoltuk fel.

Az 1. beállításhoz tartozó futást a fejezetpont elején elemeztük, ezért ezt tekintjük viszonyítási alapnak. Az 1. beállításnál a 2., 3. és a 4. tárcsák terelőtárcsaként funkcionáltak, amely a rendszer tartalékát adta. A 4. beállításnál a három erő felépülési hely okozta túlfeszülést ( $\Delta S_{Tüfelerő-max}$ ), a 4-6. tárcsák építik le. Az utolsó tárcsánál már nem tud jelentősebb kilazulás kialakulni, mert a rendszer nem rendelkezik további tartalékkal. Az 5. beállításnál az első túlfeszítést a 2-5. tárcsák leépítik a maximális kilazulás szintjére ( $\Delta S_{Kilazulás-max}$ ), majd a 6. és 7. tárcsák felépítik a lefutó ági erő nagyságáig.

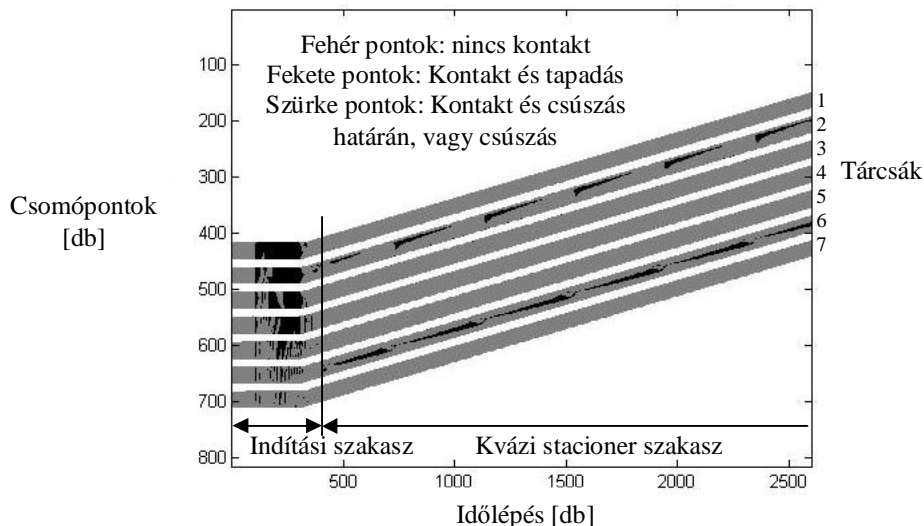
A 2. és a 3. beállításnál a 2. és a 3. tárcsa között is van túlfeszítés, illetve az 5. és a 6. tárcsa között is kilazulás. Ebben az esetben a 3. és 4. tárcsák emelési terhelési állapotba kerülnek. A rendszer végén lévő kilazulás miatt az összes tárcsa aktív és nincs további tartalék a rendszerben.





6.31. ábra A melléklet M21. táblázat paramétereit alapján az 1.-5. beállítással végzett futások terelési erőátviteli görbéi.

Hiába adott a 3. beállításnál a 3. és a 4. tárcsa között további túlfeszítés, illetve további kilazulás a 4. és az 5. tárcsa között, mert a rendszer teljesen kihasználtságnál a további túlfeszítés és kilazulás már nem lehetséges, ezért 6.29.a és b ábrákon látható módon teljes rendszer megcsúszás következik be. A 6.32. ábrán felrajzoltuk a 6.29.a ábrához tartozó csomópontok kontaktállapotát.



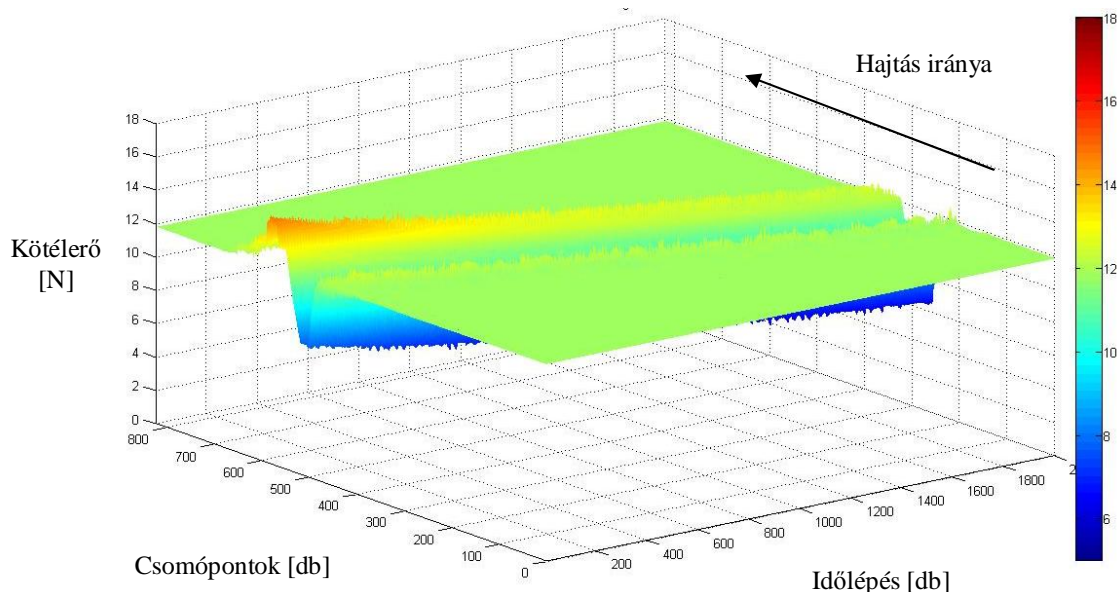
6.32. ábra A csomópontok érintkezési és tapadási/csúszási állapotai, a melléklet M21. táblázat második beállításánál végzett végeselemes szimuláció alapján.

Az 1.,3.,4.,5. és 7. tárcsák teljesen ki vannak használva és a csúszás határán működnek. A 2. és a 6. tárcsák egy minimális felületen rendelkeznek teljes tapadással. Az erőfelépülés közben a 2. tárcsán folyamatosan csökken ez a felület, amíg a megcsúszás bekövetkezik. A 6. tárcsán ez a felület folyamatosan nő, de a nagysága nem elég ahhoz, hogy a teljes rendszer megcsúszást megakadályozza.

A nagyobb túlerők és a kilazulások, akkor alakulnak ki, ha a kisebb tárcsák a rendszer egyik végén helyezkednek el. Ha mind a két végén megtalálhatók, akkor a teljes kötélterő növekedés, vagy kilazulás kisebb lesz, de a rendszer sokkal hajlamosabb a megcsúszásokra. A melléklet M21. táblázat második beállításához tartozó erőátviteli görbéit a melléklet M20. ábrája mutatja, ahol látható a minimális és a maximális belső kötélterő különbség, amely a rendszeren belül alakul ki. A teljes megcsúszás szemmel jól látható lengéseket okoz a felfutó és a lefutó kötélágakban.

A továbbiakban azt vizsgáljuk, hogy milyen a szélső kisebb tárcsákhoz képest egy közbelső kisebb tárcsa hatása terelési erőátvitelnél. A közbelső kisebb átmérőjű tárcsa egyszerre okoz pozitív és negatív relatív sebességkülönbséget, azaz túlfeszítést és kilazulást. A melléklet M5.4 pontjának M22 táblázatában foglaltuk össze az alap vizsgálatokhoz szükséges paramétereket.

Először az első beállítást nézzük meg. Az első beállításhoz tartozó erőátviteli felület a 6.33. ábrán látható. A megtett út ismét minimum egy teljes átfutás. A kapott terelési felület jellegét tekintve eltér a korábban bemutatottaktól. A felületen közvetlenül egymás mellett megjelent a pozitív relatív sebesség különbségből adódó túlerő és a negatív relatív sebességkülönbségből adódó kilazulás is.



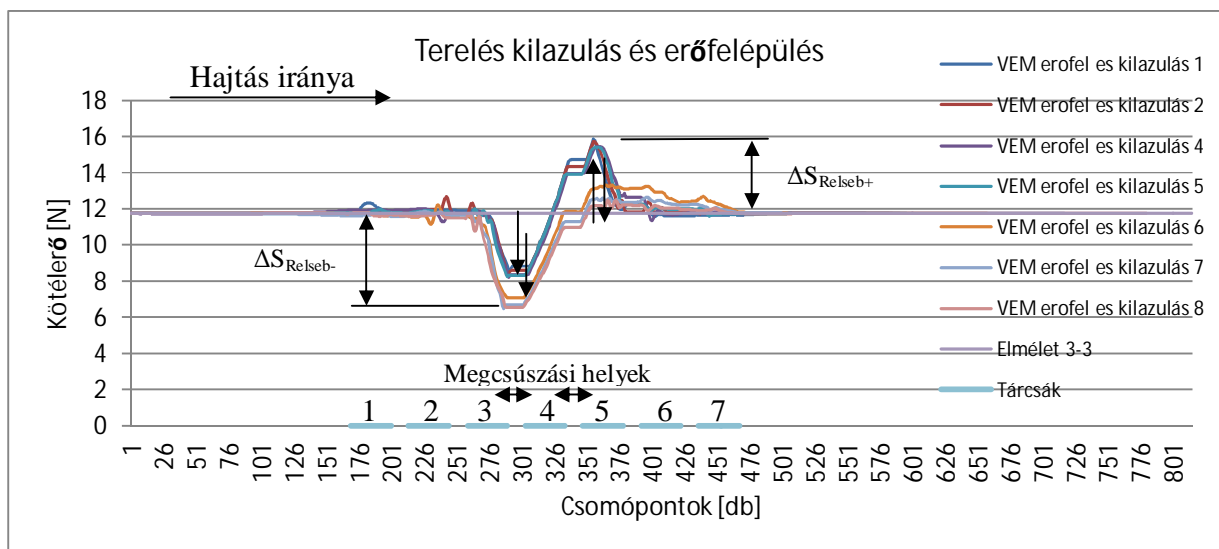
6.33. ábra A melléklet M22. táblázat első beállításához tartozó terelési futási felület.

A keletkezett túlfeszülések és kilazulások vizsgálatát az első beállításhoz tartozó futásból kiragadott különböző időpillanathoz tartozó erőátviteli görbék segítik. A görbéket a 6.34. ábrán rajzoltuk fel.

A hajtás indítása után a 3. és a 4. tárcsa között erőleépülés, a 4. és az 5. tárcsa között erőfelépülés indul el. A folyamat addig tart, amíg a két hatás találkozik, azaz a 4. tárcsa eléri az átvihető maximális kerületi erőt. Ekkor a kilazulás válik dominánssá, így a kilazulás tovább nő, miközben a túlfeszítés lecsökken.

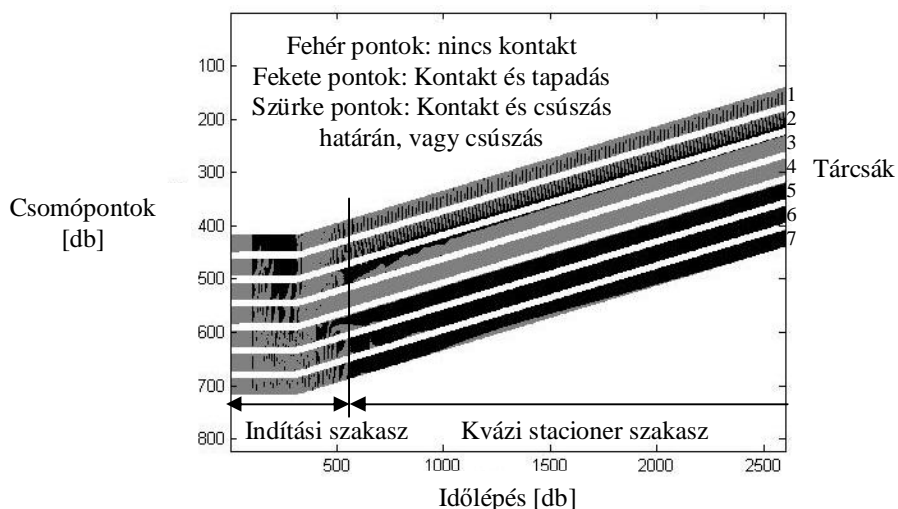
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

A kvázi stacionárius állapot kialakulása után a görbe hasonlít a korábbi kilazuláshoz bemutatott esetekre. A kilazulás nem a rendszer végén alakult ki, hanem a rendszer közepén. A kilazulás nagysága az Euler összefüggés alapján számolható maximálisan átvihető kerületi erő nagyságával egyezik meg ( $\Delta S_{\text{Relseb-}}$ ). A túlfeszülésből adódó erőnövekedés maximális értéke ( $\Delta S_{\text{Relseb+}}$ ).



6.34. ábra A melléklet M22. táblázat paramétereit alapján az első beállítással végzett futás terelési erőátviteli görbéi.

A 6.35. ábrán felrajzoltuk a 6.34. ábrához tartozó csomópontok kontaktállapotát. Az 1., 2., 5., 6. és 7. tárcsákon stabil tapadás figyelhető meg. A 3. és a 4. tárcsák teljesen ki vannak terhelve, így a csúszás határán üzemelnek.



6.35. ábra A csomópontok érintkezési és tapadási/csúszási állapotai, a melléklet M22. táblázat első beállításánál végzett vegyes elemes szimuláció alapján.

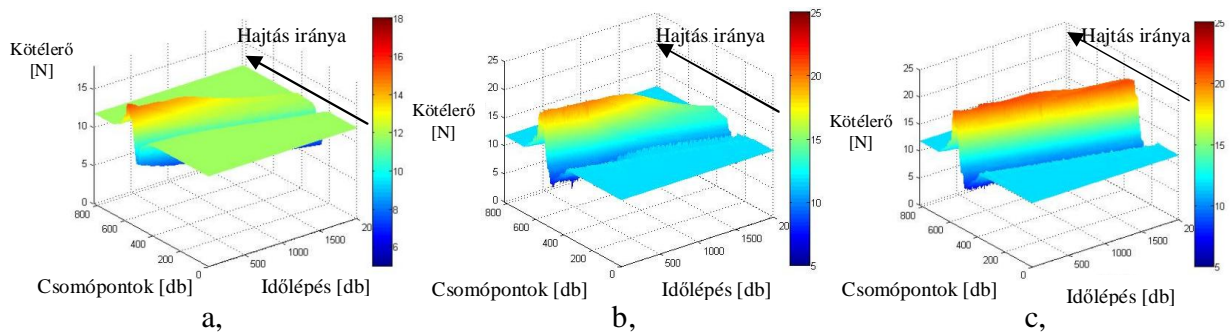
A melléklet M22. táblázat alapján vizsgáljuk meg az 1-4.-ig beállításokat, hogy a relatív sebességkülönbség hatására választ kapjunk. A középső tárcsa minden beállításnál más átmérőjű. A

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

korábbiak alapján a relatív sebességkülönbség a felépülés gyorsaságát befolyásolja, amely most a kialakuló túlerőre és kilazulásra is hatással van.

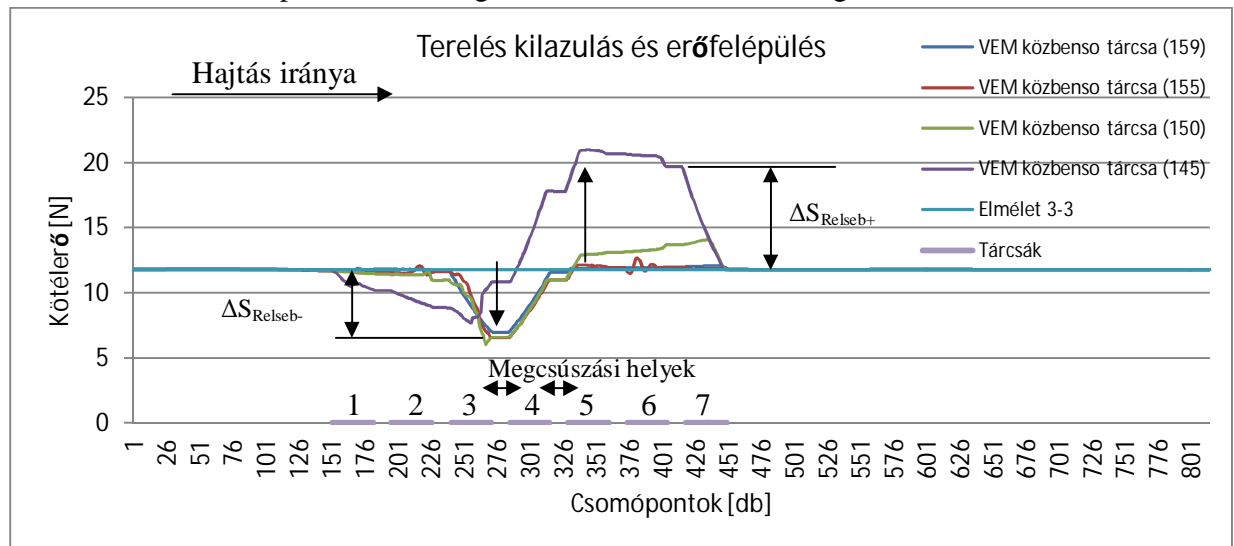
A 2-4. beállításához tartozó erőátviteli felületeket a 6.36.a, b és c ábrái mutatják. Az egyes tengelyeken a kötélterőt, a csomópontokat és az időlépéseket ábrázoltuk. A megtett út minimum egy teljes átfutás.

A 1-3.-ig beállításoknál megjelent a kilazulás és a túlfeszítés, majd a túlfeszítés leépülésével a kilazulás elérte a maximum értéket. Ez a folyamat az 1. beállításnál ment végbe a leghamarabb, majd a 2. és végül a 3. beállítás következett. Minél nagyobb a relatív sebességkülönbség, annál később következett be a leépülés.



6.36. ábra A melléklet M22. táblázat 2. (a.), 3. (b.) és 4. (c.) beállításaihoz tartozó terelési felületek.

A 4. beállításnál, amely a 6.36.c ábrán látható nem következett be leépülés. A jelenség magyarázata a relatív sebességkülönbség nagyságában és a fel és lefutó ági terhelés nagyságában kereshető. A jobb szemléltetés érdekében nézzük meg a 6.37. ábrát, amelyen az 1-4. beállításokhoz tartozó futásokból azonos időpillanatban kiragadott különböző erőátviteli görbéket ábrázoltuk.



6.37. ábra A melléklet M22. táblázat 1.-4. beállításaihoz tartozó terelési görbék.

Az első három beállításnál a rendszerben kialakul egy konstans kilazulás, amelynek maximális értéke  $\Delta S_{\text{Relseb-}}$ . A negatív és a pozitív relatív sebességkülönbség együttes jelenléte miatt a kilazulás és a túlfeszítés nem terjed tovább a terelőtárcsákon. A 3. beállításnál (150mm tárcsa) az adott időpillanatban a leépülés közben látható túlerő az 5-7. tárcsákon. A relatív sebességkülönbség nagysága miatt a 3. beállításnál tovább tart a leépülés.

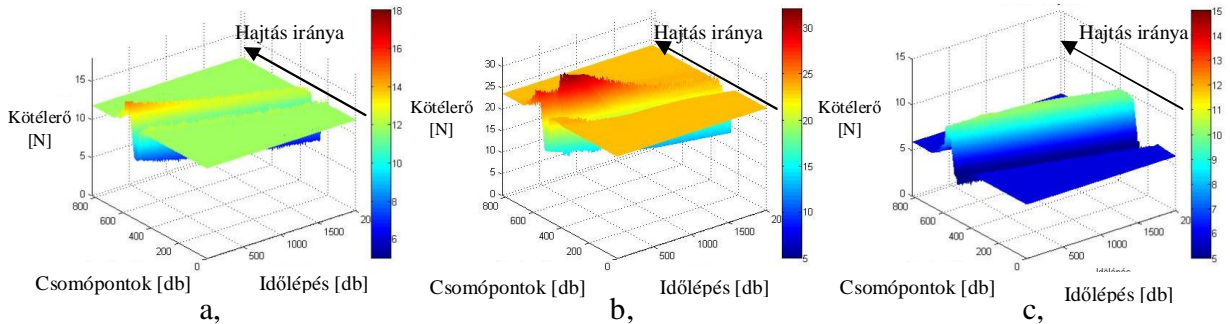
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

A 4. tárcsánál túlerő alakul ki, amely végig megy a rendszer további terelő tárcsáin, majd az utolsó tárcsán leépül. Ebben az esetben a relatív sebességkülönbség már túl nagy, amely azt jelenti, hogy hamarabb megcsúszik a kilazulánál a tárcsa, mint a kilazulás és a felépülés hatása összeérnének. Ekkor úgy viselkedik a rendszer, mint ha csak egy pozitív relatív sebességkülönbség lenne a 4. és az 5. tárcsák között. A maximális konstans túlerő  $\Delta S_{\text{Relseb+}}$ .

A további általánosításokhoz nézzük meg a fel és a lefutó ági erő hatását a melléklet M5.4 pontja M23. táblázat alapján. Csak a 4. tárcsánál használunk 155 mm átmérőjű kisebb tárcsát úgy, hogy közben a beállításoknál a fel- és a lefutó ági terhelést változtatjuk.

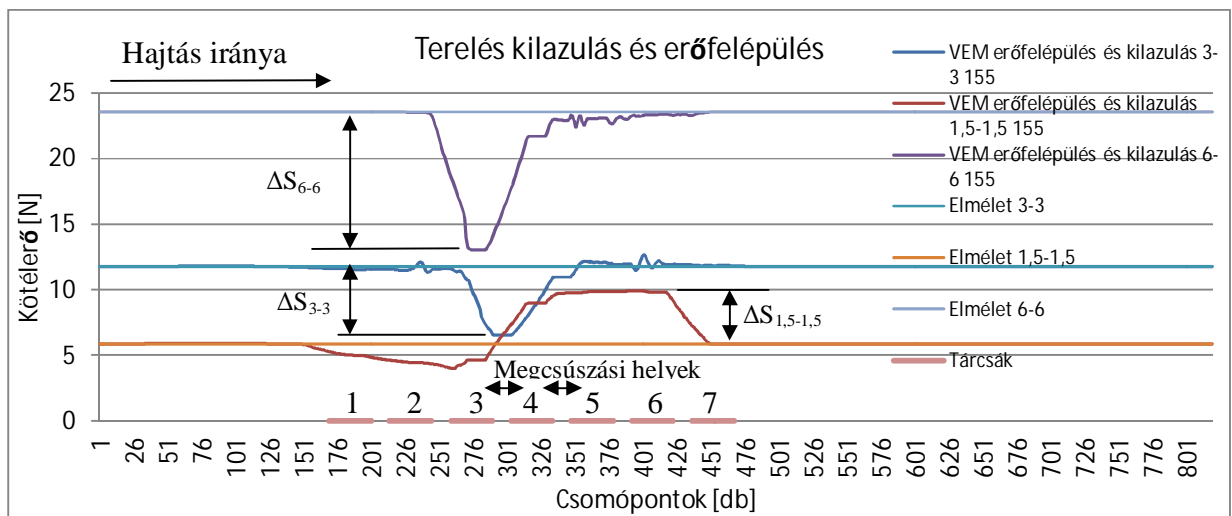
Az 1-3. beállításához tartozó erőátviteli felületeket a 6.38.a, b és c ábrái mutatják. Az egyes tengelyeken a kötélterőt, a csomópontokat és az időlépéseket ábrázoltuk. A megtett út minimum egy teljes átfutás.

A 1-3.-ig beállításoknál megjelent a kilazulás és a túlfeszítés. A nagyobb fel- és lefutó ági terheléseknél a feszítés leépült. A 3. beállításnál ugyanaz a jelenség következett be, mint a melléklet M22. táblázat 4. beállításánál. Az adott fel és lefutó ági terhelésnél a maximális átvihető kötélterő különbséget a kilazulás elérte, mielőtt a kilazulás és a feszítés hatásai összeadódtak volna. Ezért a feszítés lesz a domináns, amely végighalad a terelő tárcsákon.



6.38. ábra A melléklet M23. táblázat 1. (a.), 2. (b.) és 3. (c.) beállításaihoz tartozó terelési felületek.

A három beállításához tartozó erőátviteli felületből kiragadtunk egy-egy jellemző görbét, amelyeket a 6.39. ábrán láthatunk. A vízszintes tengelyen a csomópontokat a függőleges tengelyen a kötélterőt ábrázoltuk.



6.39. ábra A melléklet M23. táblázat 1.-3. beállításaihoz tartozó terelési görbék.



## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

Az 1. és 2. beállításhoz tartozó görbéknél az Euler alapján számítható maximális  $\Delta S_{6-6}$  és  $\Delta S_{3-3}$  kilazulás alakult ki. A 3. beállításnál az átvihető kerületi erőhöz képest túl nagy relatív sebességkülönbség hatására a túlfeszülés vált dominánssá, amely  $\Delta S_{1,5-1,5}$  túlerőt eredményezett.

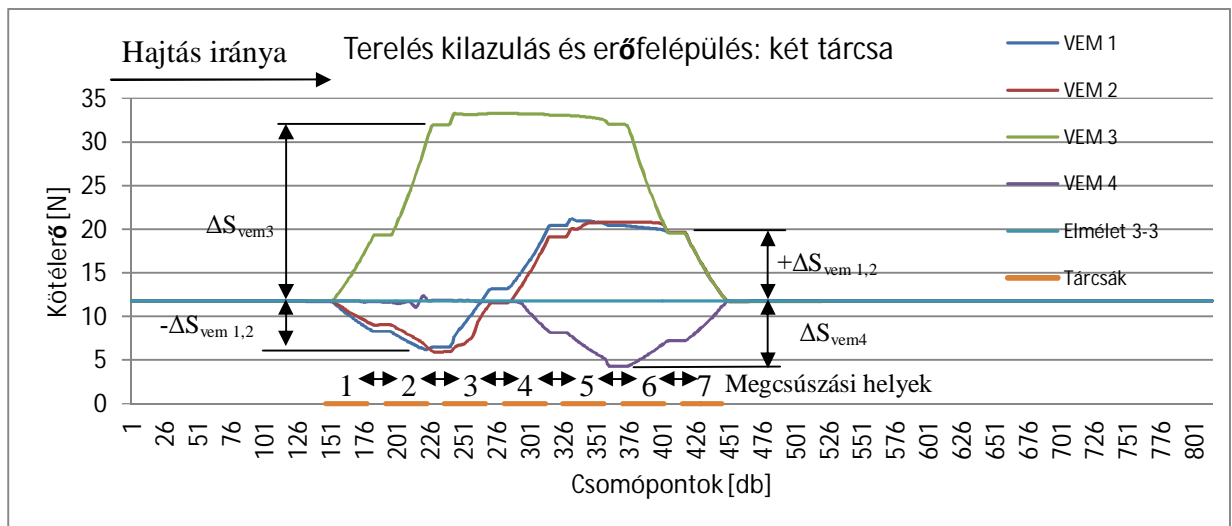
Közbenső tárcsánál konstans kilazulás, vagy túlfeszülés alakulhat ki. A relatív sebességkülönbség és az Euler alapján számítható a csúszási feltételből, hogy melyik jelenség következik be. Ha a tárcsán az adott relatív sebességkülönbség hatására a csúszási feltétel (a fel- és a lefutó ági erők) alapján a kötélen nem csúszik meg, amíg a kilazulás és erőfelépülés találkoznak, akkor konstans kilazulás következik be. Ellenkező esetben a konstans túlerőre jellemző erőátviteli felület adódik.

Megállapítottuk egy közbenső tárcsa hatását a terelési görbére. Vizsgáljuk meg a melléklet M5.4 pontja M24 táblázat alapján, hogy két kisebb tárcsánál, amelynél adott pozitív és negatív relatív sebességkülönbség is hogyan változik a terelési görbe.

Az 1. beállításnál a 3. és a 4. tárcsák rendelkeznek kisebb átmérővel úgy, hogy a 2. és a 3. tárcsa között kilazulás, a 3. és a 4., illetve a 4. és az 5. tárcsa között erőfelépülés adott. A 2. beállításnál a 4. és az 5. tárcsák rendelkeznek kisebb átmérővel úgy, hogy a 3. és a 4. tárcsa között kilazulás, a 4. és az 5., illetve az 5. és a 6. tárcsa között erőfelépülés adott. A 3. és a 4. beállításnál a tárcsákat a rendszer szélén helyeztük el. A 3. beállításnál a 1. és a 2. tárcsák kisebbek, így az 1. és 2. tárcsa között kilazulás, a 2. és a 3. tárcsák között túlfeszülés alakul ki. A 4. beállításnál a 6. és a 7. tárcsák kisebbek, ezért az 5. és a 6. tárcsák között kilazulás, a 6. és a 7. tárcsák között túlfeszülés alakul ki.

Az 1. és 2. beállításhoz tartozó terelési felületeket a melléklet M5.4 pontja M21.a és b ábrákon jelenítettük meg. A 3. és 4. beállításhoz tartozó terelési felületeket a melléklet M22.a és b ábrákon ábrázoltuk. Az egyes tengelyeken a kötélerőt, a csomópontokat és az időlépéseket ábrázoltuk. A megtett út minimum egy teljes átfutás. A 1. és 2. beállításonként megjelent a kilazulás és a túlfeszítés is. A 3. beállításnál csak túlerő a 4. beállításnál csak kilazulás alakult ki.

A négy beállításhoz tartozó erőátviteli felületről kiragadtunk egy-egy jellemző görbét, amelyeket a 6.40. ábrán láthatunk.



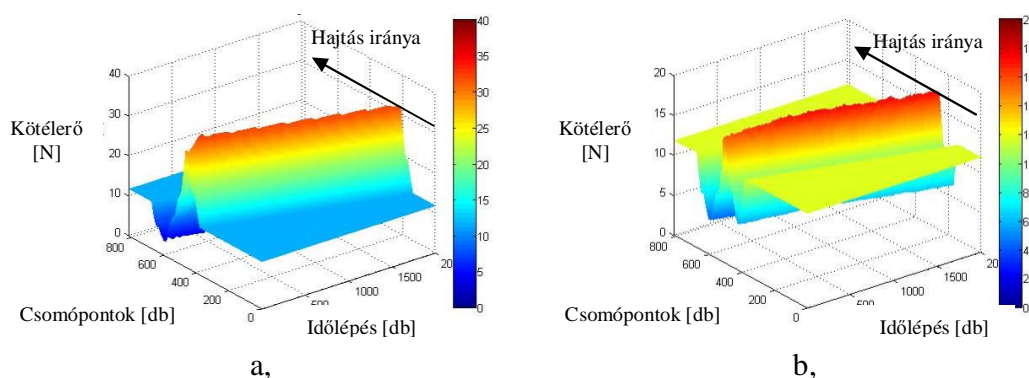
6.40. ábra A 6.19. táblázat 1.-4. beállításaihoz tartozó terelési görbék.

Az 1. és a 2. beállításnál a görbék jellege hasonló. A rendszeren kialakult egy konstans  $-\Delta S_{\text{vem } 1,2}$  kilazulás és egy  $+\Delta S_{\text{vem } 1,2}$  túlfeszülés. További kilazulás az erőfelépülés miatt nem tudott kialakulni. A rendszer az 5. és a 6. tárcsánál még rendelkezik tartalékkal. A 3. beállításnál egy két tárcsás felépülés a 4. beállításnál egy két tárcsás kilazulás tapasztalható. A 3. beállításnál a túlfeszítés a 4. beállításnál a kilazulás dominált.

Megvizsgáltuk, hogy két kopott tárcsa a rendszer szélein mit okoz, ha pozitív és negatív relatív sebességkülönbség adott. A melléklet M5.4 pontja M25 táblázat paramétereit alapján azon beállításokat vizsgáljuk a továbbiakban, amelyeknél minimum két kisebb tárcsa van a rendszer mindkét végén. A tárcsáknál pozitív és negatív sebességkülönbség is adott.

Az 1. beállításnál az 1., 2., 6., és 7. tárcsák rendelkeznek kisebb átmérővel úgy, hogy az 1. és a 2. tárcsa között kilazulás, a 2. és a 3. tárcsa között erőfelépülés, a 5. és 6. tárcsa között kilazulás, a 6. és a 7. tárcsa között ismét kilazulás keletkezik. A 2. beállításnál ismét az 1., 2., 6., és 7. tárcsák rendelkeznek kisebb átmérővel. Az 1. és a 2. tárcsa között erőfelépülés, a 2. és a 3. tárcsa között ismét erőfelépülés, a 5. és 6. tárcsa között kilazulás, a 6. és a 7. tárcsa között erőfelépülés keletkezik. A 3. beállításnál az 1., 2., 3., 5., 6., és 7. tárcsák rendelkeznek kisebb átmérővel. Az 1. és a 2. tárcsa között kilazulás, a 2. és a 3. tárcsa között ismét kilazulás, a 3. és 4. tárcsa között erőfelépülés, a 4. és 5. tárcsa között kilazulás, a 5. és 6. tárcsa között kilazulás, a 6. és a 7. tárcsa között ismét kilazulás keletkezik. A 4. beállításnál ismét az 1., 2., 3., 5., 6., és 7. tárcsák rendelkeznek kisebb átmérővel. Az 1. és a 2. tárcsa között erőfelépülés, a 2. és a 3. tárcsa között erőfelépülés, a 3. és 4. tárcsa között ismét erőfelépülés, a 4. és 5. tárcsa között kilazulás, a 5. és 6. tárcsa között erőfelépülés, a 6. és a 7. tárcsa között ismét erőfelépülés keletkezik.

Az 2. és 3. beállításhoz tartozó erőátviteli felületeket a 6.41.a és b ábrái mutatják. Az egyes tengelyeken a kötélterőt, a csomópontokat és az időlépéseket ábrázoltuk. A megtett út minimum egy teljes átfutás.



6.41. ábra A melléklet M25. táblázat 2. (a.), 3. (b.) beállításaihoz tartozó terelési felületek.

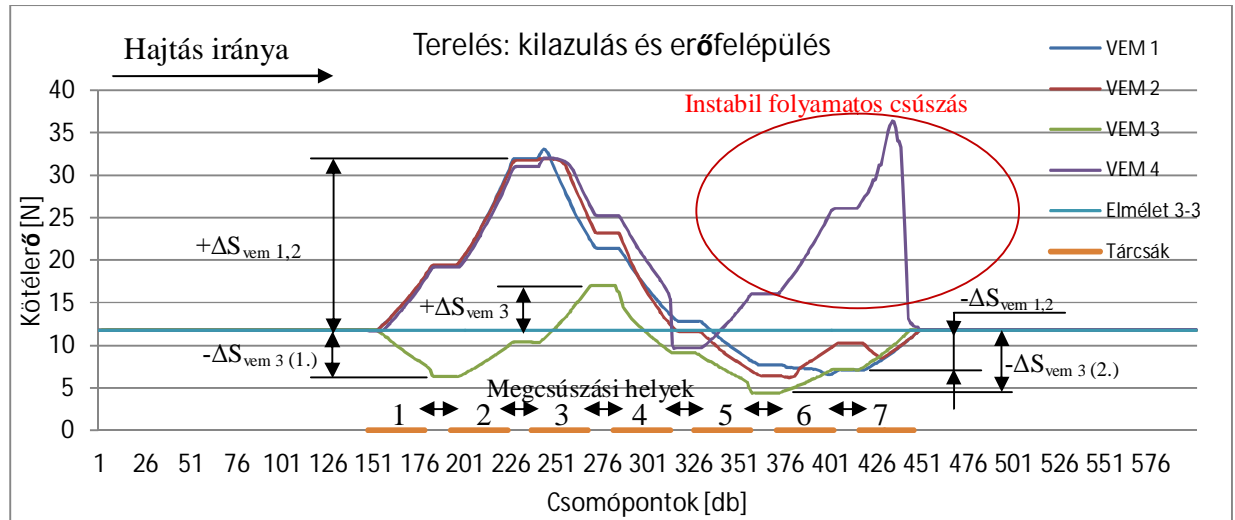
A kapott felületek az elvárásnak megfelelően alakultak, mert a tárcsáknál megjelentek a kilazulások és az erőfelépülések. A rendszer követi az Euler törvényszerűséget és egyik beállítás sem rendelkezik további tartalékkal. A lokális és a teljes rendszer szintű megcsúszások váltják egymást. A kötélterő növekedés vagy csökkenés a korábban tapasztaltaknál alacsonyabb, de a kötél szempontjából váltakozó kötélterő változásnak tekinthető, amely a kötél élettartamot jelentősen csökkentheti. Az élettartam csökkenés mellett a szakaszos, vagy folyamatos csúszás további nem kívánt jelenség.

A négy beállításhoz tartozó erőátviteli felületből kiragadtunk egy-egy jellemző görbét, amelyeket a 6.42. ábrán láthatunk. Az 1. és 2. beállításhoz tartozó görbéknel az Euler alapján számítható maximális  $+\Delta S_{vem\ 1,2}$  erőfelépülés és  $-\Delta S_{vem\ 1,2}$  kilazulás alakult ki. A rendszer nem rendelkezik tartalékkal és szakaszosan teljes rendszermegcsúszás tapasztalható.

A 3. beállításhoz tartozó görbénél az adott tárcsáknál a kilazulás, felépülés és kilazulás látható, amelyekhez rendre  $-\Delta S_{vem\ 3\ (1.)}$ ,  $+\Delta S_{vem\ 3}$  és  $-\Delta S_{vem\ 3\ (2.)}$  maximális kötélterő társítható. Ez a beállítás közel a legstabilabb, mert csak szakaszos megcsúszások alakulnak ki.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

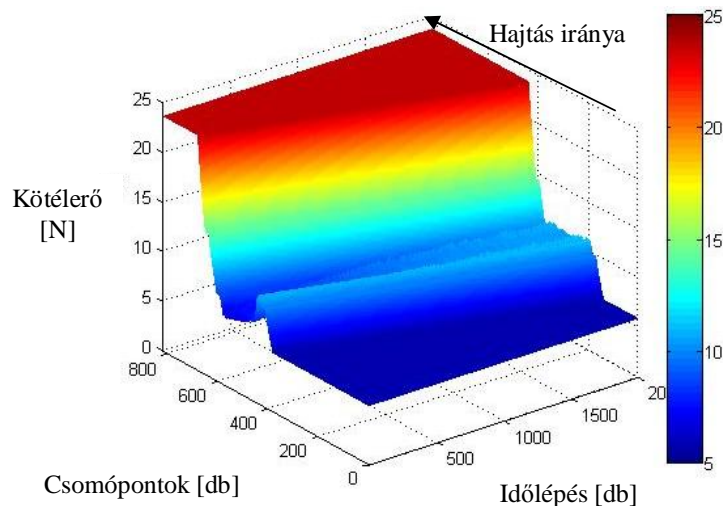
A 4. beállításhoz tartozó görbéknél az Euler alapján számítható maximális  $+\Delta S_{\text{vem } 1,2}$  erőfelépülés kialakul. Ezután a leépülés következik, majd ismét a felépülés, amelyet a rendszer már nem tud megoldani. A rendszer nem rendelkezik tartalékkal és folyamatosan teljes rendszermegcsúszás tapasztalható.



6.42. ábra Az M25. táblázat 1.-4. beállításaihoz tartozó terelési görbék.

### 6.5.2. Erőfelépülés és kilazulás: Süllyesztés (fékezés)

A fejezetpontban a kilazulás és az erőfelépülés hatását vizsgáljuk süllyesztési terhelési állapotnál. A korábbiak alapján a megfelelő erőátviteli görbék és felületek összeadódását várjuk. A süllyesztés alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.4 pontjának M26. táblázata tartalmazza. A rendszer végein a terhelések különbözőek. Minden tárcsa hajtott és a szögsebesség állandó.



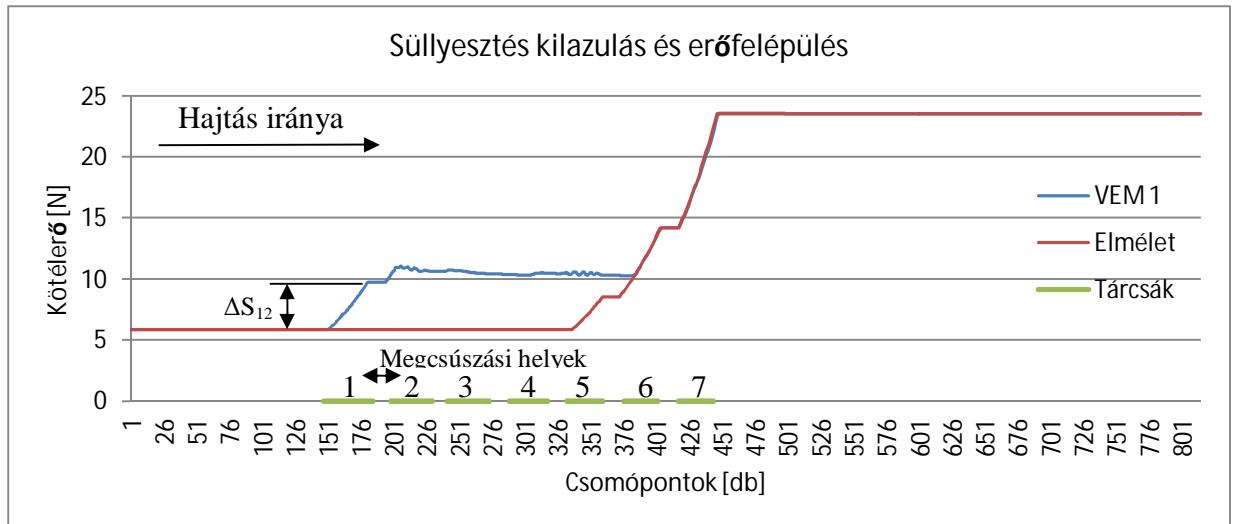
6.43. ábra A melléklet M5.4 pont M26. táblázat beállításához tartozó süllyesztési felület.

Először az 1. beállítást, azaz a szélső kisebb tárcsás esetet nézzük meg. Az első beállításhoz tartozó erőátviteli felület a 6.43. ábrán látható. A kapott terelési felület jellegét tekintve hasonlít a korábban bemutatottakhoz. A felületen megjelent az első kisebb tárcsa okozta erőfelépülés, de az utolsó



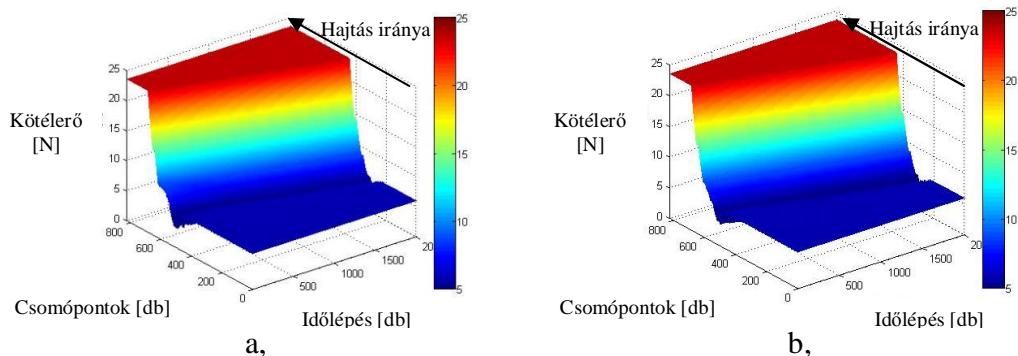
tárcsa okozta kilazulás nem. A kilazulás a süllyesztési állapot miatt nem jelent meg. A 6.43 ábrán bemutatott erőátviteli felület származtatható a 6.3. és 6.4. fejezetekben bemutatott süllyesztési görbékből.

Az 1. beállításhoz tartozó erőátviteli felületből kiragadtunk egy jellemző görbét, amelyeket a 6.44. ábrán láthatunk. Az 1. és 2. tárcsa között az erőfelépülés miatt a kötélterő az Euler maximumig feszül ( $\Delta S_{12}$ ). A 2., 3., 4. és az 5. terelőtárcsán a felépült túlerő továbbhalad, majd az 6. és 7. tárcsán felépül a lefutó ági erő szintjére. A 6. és a 7. tárcsa közötti kilazulás nem fejt ki szignifikáns hatást az erőfelépülésre.



6.44. ábra A melléklet M5.4 pontja M26. táblázat 1. beállításához tartozó süllyesztési görbe.

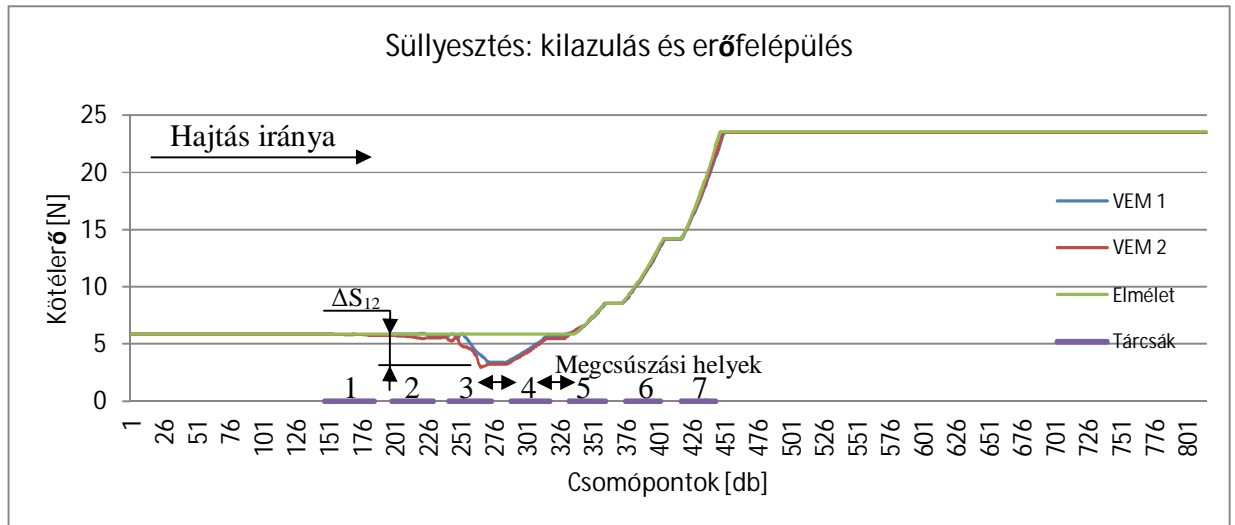
Az 2. és 3. beállításnál a közbenső kisebb tárcsás esetet nézzük meg. A beállításokhoz tartozó erőátviteli felület a 6.45.a és b ábrákon látható. A kapott terelési felület jellegét tekintve hasonlít a korábban bemutatottakhoz. A felületen megjelent a közbenső kisebb tárcsa okozta kilazulás és erőfelépülés is.



6.45. ábra A 6.21. táblázat 2.(a.) és 3. (b.) beállításához tartozó süllyesztési felület.

A 2. és 3. beállításokhoz tartozó erőátviteli felületekből kiragadtunk egy jellemző görbét, amelyet a 6.46. ábrán láthatunk. A 3. és 4. tárcsa között a kilazulás miatt a kötélterő az Euler maximumig lazul ( $\Delta S_{12}$ ). Az első két tárcsa csak terelő funkciót tölt be, az utolsó négy tárcsa pedig süllyesztési terhelési állapotban van.

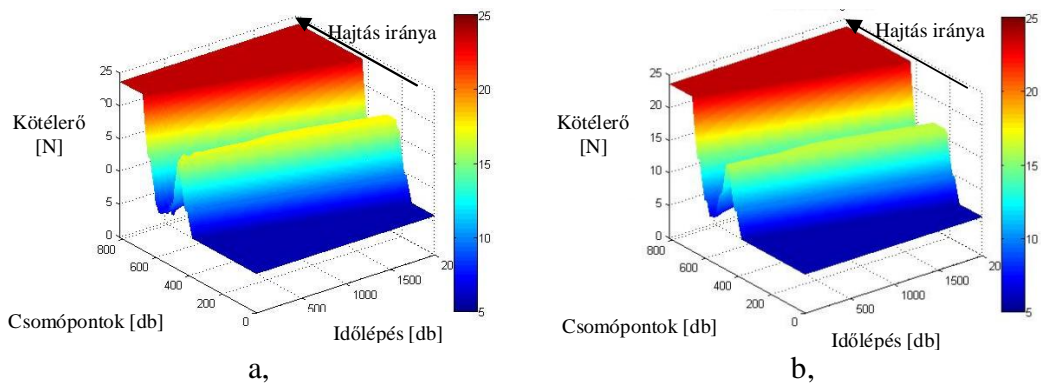
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.46. ábra A 6.20. táblázat 2. és 3. beállításához tartozó süllyesztési görbe.

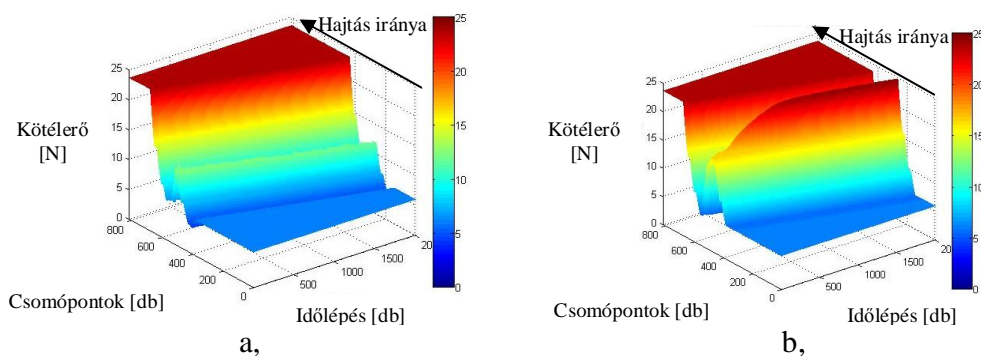
Az egy kisebb tárcsás eseteknél a rendszer úgy viselkedett, mint a csak erőfelépülés, vagy a csak kilazulás vizsgálatánál tapasztaltuk. A két hatás együttesen jelenik meg és az eredmény a két hatás összege. Többtárcsás esetnél már több változást tapasztalhatunk a korábbiakhoz képest. A többtárcsás esetek vizsgálatához szükséges paramétereket a melléklet M5.4 pontjának M27. táblázata tartalmazza.

Az 1. és 2. beállításokhoz tartozó erőátviteli felületek a 6.47.a és b ábrákon láthatók. A 3. és 4. beállításokhoz tartozó erőátviteli felületek a 6.48.a és b ábrákon láthatók. A felületeken kialakult a megfelelő helyeken a túlerő, vagy a kilazulás. Azonban a rendszer sokkal stabilabb, mint a tereléses esetben. Az alap süllyesztési terhelési állapotnál dolgozó tárcsák továbbra is a süllyesztésben vesznek részt. Ez azt jelenti, hogy majdnem 3 egész tárcsa nem vesz részt a relatív sebesség különbség okozta felépülés, vagy kilazulások előállításában.



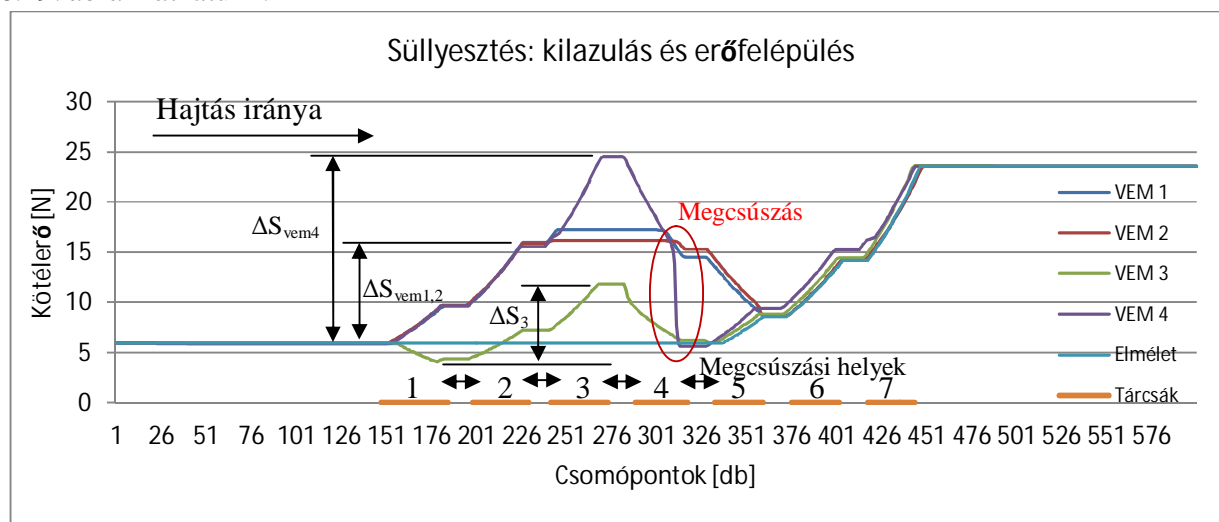
6.47. ábra A 6.22. táblázat 1.(a,) és 2. (b,) beállításához tartozó süllyesztési felület.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.48. ábra A 6.22. táblázat 2.(a.) és 3. (b.) beállításához tartozó süllyesztési felület.

A négy beállításhoz tartozó erőátviteli felületekből kiragadtunk egy jellemző görbét, amelyeket a 6.49. ábrán láthatunk.



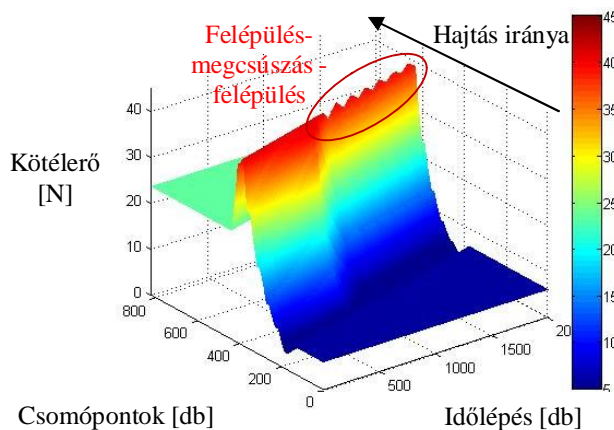
6.49. ábra A 6.22. táblázat négy beállításához tartozó süllyesztési görbék.

Az 1. és 2. beállításnál  $\Delta S_{\text{vem1,2}}$  túlerő jelent meg, amelyet a 3. és 4. terelőtárcsa továbbít az 5. tárcsára, ahol leépül, majd a rendszer végén a 6. és 7. tárcsán felépül a lefutó ági erő szintjére. A rendszerünk kéttárcsányi tartalékkal rendelkezik és a hajtás stabil. A 3. beállításnál kilazulás utána a 2. és a 3. tárcsán felépül a kötélterő, majd egy ismételt kilazulást követően az utolsó három tárcsán felépül a lefutó ági erő szintjére. A rendszer nem rendelkezik tartalékkal és egy  $\Delta S_3$  nehezen észrevehető belső kötélterő különbség alakul ki. Ez a rendszer szakaszosan megcsúszik. A 4. beállításnál az első három tárcsa épít fel túlerőt, amelyet a 4. és 5. tárcsák próbálnak meg leépíteni, majd a 6. és 7. tárcsák visszaépítik a lefutó ági erő szintjére. A rendszer nem rendelkezik tartalékkal és egy  $\Delta S_{\text{vem4}}$  nehezen észrevehető nagyobb belső kötélterő különbség alakul ki. Ez a rendszer folyamatosan csúszik és süllyesztésre (fékezésre) nem alkalmas tovább.

### 6.5.3. Erőfelépülés és kilazulás: Emelés (hajtás)

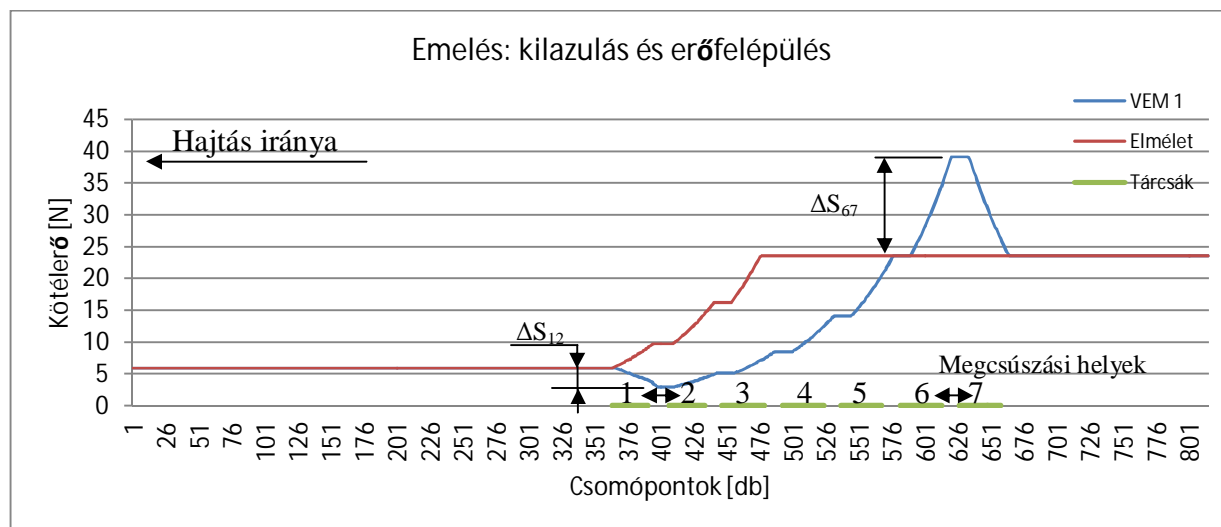
A fejezetpontban a kilazulás és az erőfelépülés hatását vizsgáljuk emelési terhelési állapotnál. A korábbiak alapján a megfelelő erőátviteli görbék és felületek összeadódását várjuk. Az emelés alapbeállításához tartozó paramétereket a melléklet M5.4 pontjának M28. táblázata tartalmazza.

Először az 1. beállítást, azaz a szélső kisebb tárcsás esetet nézzük meg. Az első beállításhoz tartozó erőátviteli felület a 6.50. ábrán látható. A kapott terelési felület jellegét tekintve hasonlít a korábban bemutatottakhoz. A felületen megjelent az első kisebb tárcsa okozta erőfelépülés és az utolsó tárcsa okozta kilazulás is. A 6.50 ábrán bemutatott erőátviteli felület származtatható a 6.3. és 6.4. fejezetekben bemutatott emelési görbékből. A rendszerünkön megjelent a szakaszos megcsúszás.



6.50. ábra A melléklet M5.4 pontjának M28. táblázat 1. beállításához tartozó emelési felület.

Az 1. beállításhoz tartozó erőátviteli felületből kiragadtunk egy jellemző görbét, amelyet a 6.51. ábrán láthatunk.

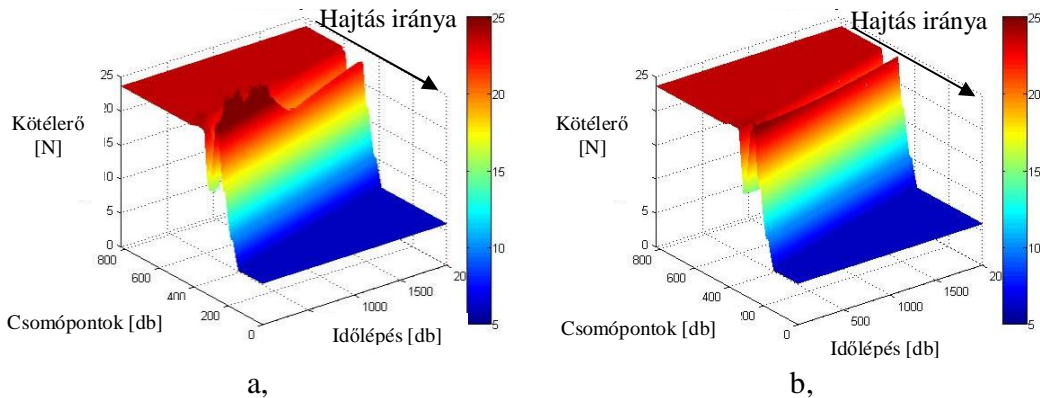


6.51. ábra A melléklet M5.4 pontjának M28. táblázat első beállításához tartozó emelési görbe.

A 6. és 7. tárcsa között az erőfelépülés miatt a kötélerő az Euler maximumig feszül ( $\Delta S_{67}$ ). A 3-6. tárcsákon leépül, mert a tárcsák emelési terhelési viszonyban vannak. A 2. tárcsán tovább épül a kilazulás miatt ( $\Delta S_{12}$ ), majd az 1. tárcsán felépül a lefutó ági erő szintjére.

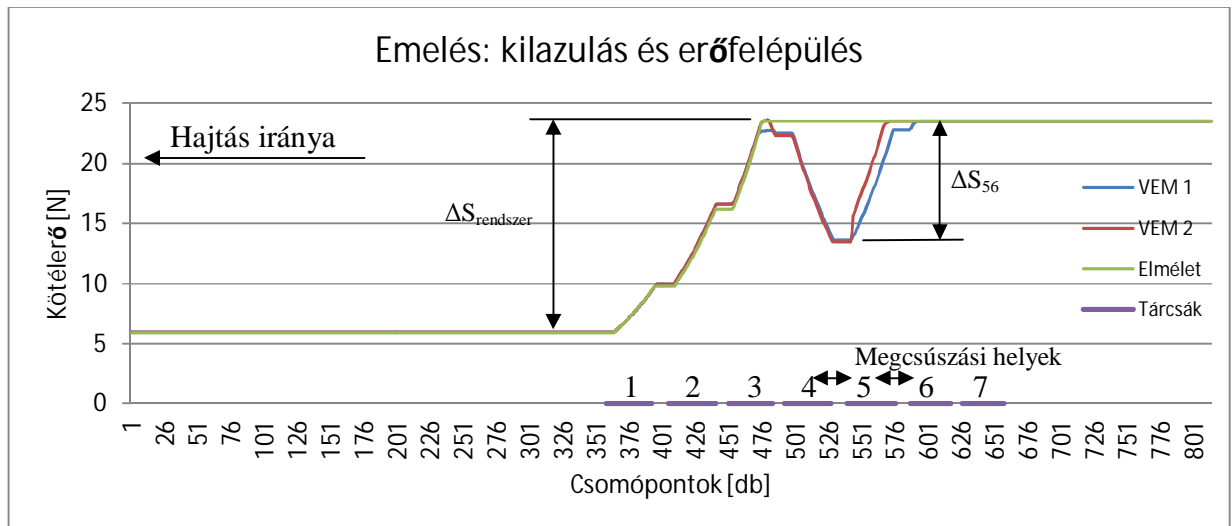
Az 2. és 3. beállításnál a közbenső kisebb tárcsás esetet nézzük meg. A beállításokhoz tartozó erőátviteli felület a 6.52.a és b ábrákon látható. A kapott terelési felület jellegét tekintve hasonlít a korábban bemutatottakhoz. A felületen megjelent a közbenső kisebb tárcsa okozta kilazulás és erőfelépülés is.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.52. ábra A melléklet M5.4 pontjának M28. táblázat 2.(a.) és 3. (b.) beállításához tartozó emelési felület.

A 2. és 3. beállításokhoz tartozó erőátviteli felületekből kiragadtunk egy jellemző görbét, amelyet a 6.53. ábrán láthatunk. A vízszintes tengelyen a csomópontokat a függőleges tengelyen a kötélterőt ábrázoltuk.



6.53. ábra A melléklet M5.4 pontjának M28. táblázat 2. és 3. beállításához tartozó emelési görbék.

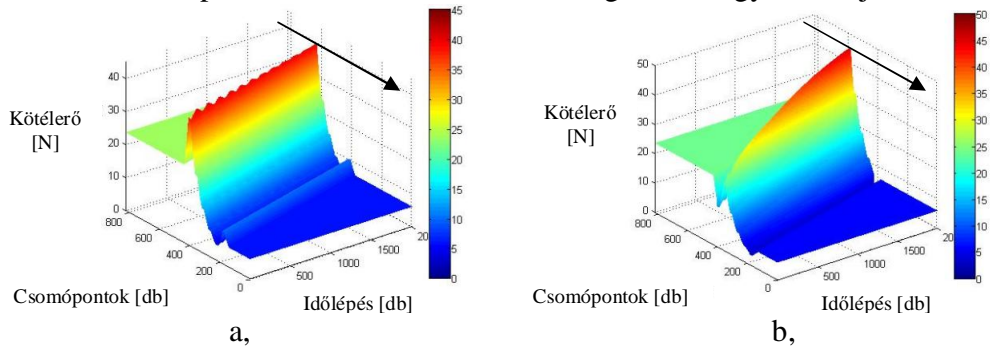
A 4. és 5. tárcsa között a kilazulás miatt a kötélterő az Euler maximumig lazul ( $\Delta S_{56}$ ). A 7. tárcsa terelő funkciót tölt be, az 1-3. tárcsák emelési terhelési állapotban vannak. Az egy kisebb tárcsás eseteknél a rendszer ismét úgy viselkedett, mint a csak erőfelépülés, vagy a csak kilazulás vizsgálatánál tapasztaltuk. A két hatás együttesen jelenik meg és az eredmény a két hatás összege. Többtárcsás esetén már több változást tapasztalhatunk a korábbiakhoz képest. A többtárcsás esetek vizsgálatához szükséges paramétereket a melléklet M5.4 pontjának M29. táblázata tartalmazza. A paraméterek a terhelési viszonyokon kívül megegyeznek az M27. táblázat paramétereivel, de most az emeléses esetet vizsgáljuk.

Az 1. és 2. beállításokhoz tartozó erőátviteli felületek a 6.54.a és b ábrákon láthatók. A 3. és 4. beállításokhoz tartozó erőátviteli felületek a 6.55.a és b ábrákon láthatók. A felületeken kialakult a megfelelő helyeken a túlerő, vagy a kilazulás. A rendszer stabil a 2. és 4. beállításnál, de az 1. és 3. beállításnál megjelennek a megcsúszások. A megcsúszások az emelési esetben azért rosszabbak,

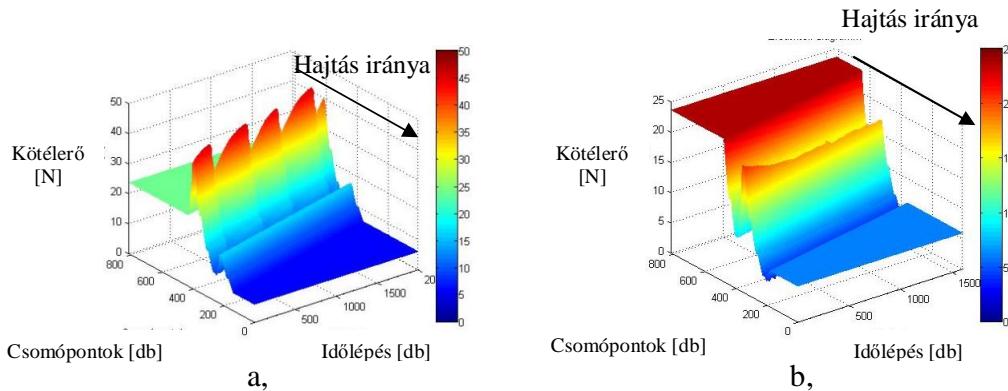


## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

mint a terelésnél, vagy a süllyesztésnél, mert a keletkező túlerő is nagyobb. A legnagyobb veszélyt az emeléses terhelési állapotnál bekövetkező túlerő és megcsúszás együttesen jelentik.

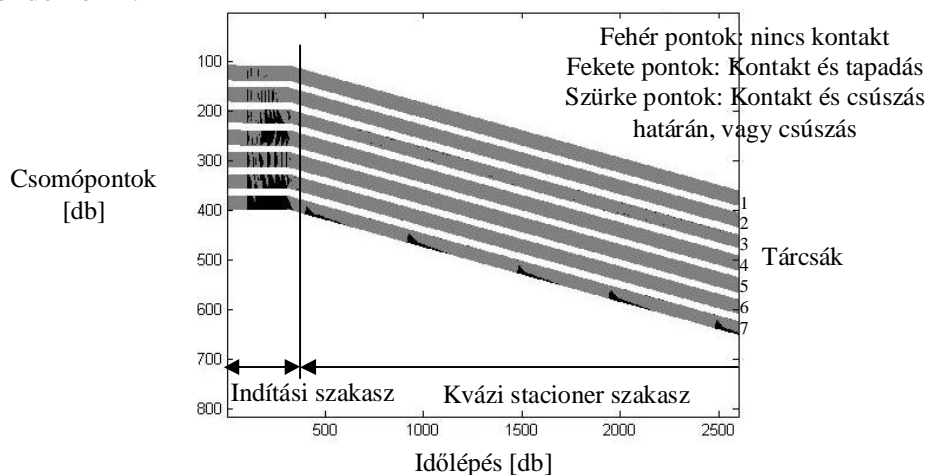


6.54. ábra A melléklet M5.4 pontjának M28. táblázat 1.(a.) és 2. (b.) beállításához tartozó emelési felület.



6.55. ábra A melléklet M5.4 pontjának M28. táblázat 3.(a.) és 4. (b.) beállításához tartozó emelési felület.

A 6.56. ábrán felrajzoltuk a 6.55.a ábrához tartozó csomópontok kontaktállapotát. Az 1-6. tárcsák a csúszás határán vannak. Nincs tartalékuk. A 7. tárcsa is a csúszás határán van és csak egy kis tartalékkal rendelkezik.

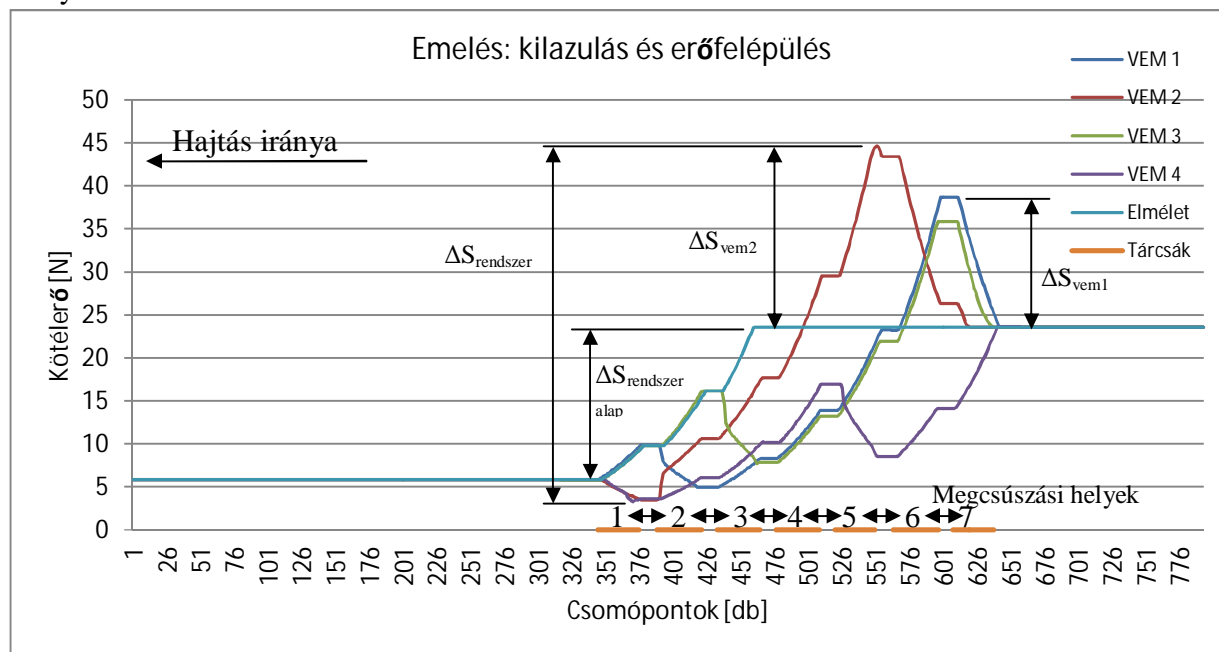


6.56. ábra A csomópontok érintkezési és tapadási/csúszási állapotai, a 6.24. táblázat 3. beállításánál végzett végeeselemes szimuláció alapján.

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

A tartalék az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés ciklus miatt folyamatosan fogy, és amikor túllépi a csúszás határát a teljes rendszer megcsúszik, majd a folyamat kezdődik újra.

A négy beállításokhoz tartozó erőátviteli felületekből kiragadtunk egy-egy jellemző görbét, amelyeket a 6.57. ábrán láthatunk.



6.57. ábra A 6.24. táblázat négy beállításához tartozó emelési görbék.

Az 1. beállításnál  $\Delta S_{vem1}$  túlerő jelent meg, amelyet a 6. és 7. tárcsák között adott pozitív relatív sebességkülönbség okoz. Az 5. és a 6. között lévő relatív sebességkülönbség nem tud további erőfelépülést okozni, mert a teljes rendszer szempontjából történő emelési terhelési állapotban van. Az erő leépítésében a 3-6. tárcsák vesznek részt. A 2. és a 3. tárcsa között adott kilazulással szemben az 1. és a 2. tárcsa között adott erőfelépülés a domináns, ezért a 3. tárcsán csak minimális kilazulás jelenik meg, továbbá a 2. tárcsán felépült erőt az 1. tárcsa építi le.

A 2. beállításnál  $\Delta S_{vem2}$  túlerő jelent meg, amelyet az 5. és a 6. tárcsa között adott relatív pozitív sebességkülönbség okozott. Kilazulás csak a hajtási irány szempontjából a rendszer végén következett be az 1. és 2. tárcsa közötti negatív relatív sebességkülönbség miatt. A 2. és 3., illetve a 6. és 7. tárcsák között adott relatív sebességkülönbségek nem okoztak változást, mert a korábban említett relatív sebességkülönbségek és a rendszer teljes kihasználtsága vált dominánssá. A 2. beállításnál tapasztalható a rendszeren belüli  $\Delta S_{rendszer}$  legnagyobb abszolút kötélterő különbségnek, amely több, mint kétszerese a  $\Delta S_{rendszer-alap}$  alap kötélterő különbségnek.

A 3. beállítás hasonlít az 1-es beállításnál kapott görbére, de az 1. és 2., továbbá a 2. és 3. tárcsák között adott pozitív relatív sebességkülönbség hatására lokális túlerő keletkezik, amely ugyan ezen tárcsákon le is épül. A rendszer ennél a beállításnál a leginstabilabb, a felépülés-megcsúszás-felépülés ciklus miatt a megcsúszás periódikusan következik be.

Az utolsó beállításnál a negatív relatív sebességkülönbségek hatására az erőleépülés már az 5., 6. és a 7. tárcsán elkezdődik. A 4. tárcsán ismét felépül, majd az 1., 2. és 3. tárcsákon leépül a lefutó ági kötélterő szintjére.

### 6.6. Kritikus paraméterek összegzése

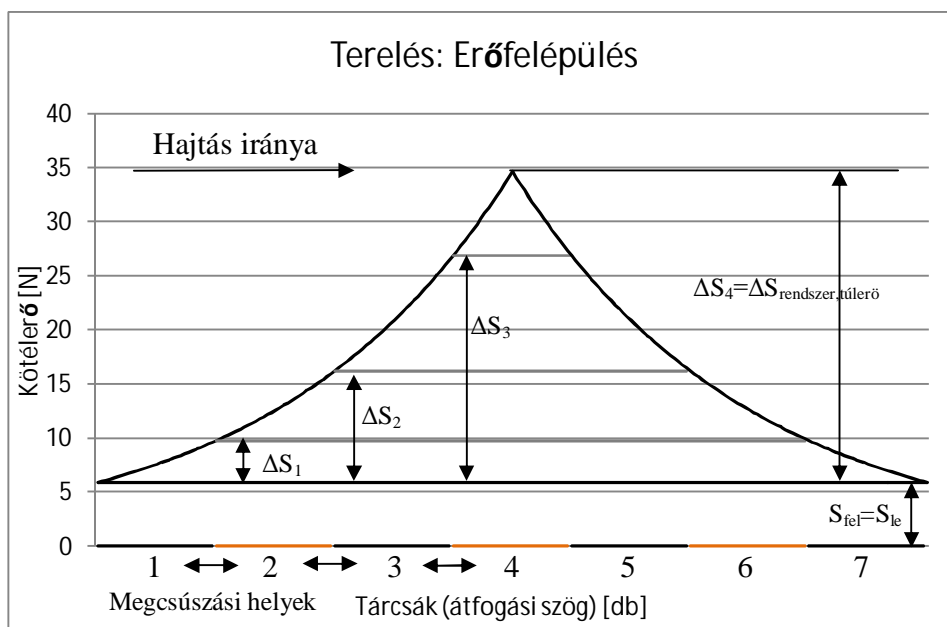
A korábbi fejezetekben az extrém üzemállapotok okára kerestük a választ. A keletkezett túlfeszülés, vagy kilazulás a kötél élettartam csökkenéséhez, vagy szélsőséges esetben a kötél szakadásához vezethet. A bemutatott mérések és futások alapján azon kritikus paramétereket részletezzük, amelyek az extrém nagy túlerőket befolyásolják. A kapott mérési és szimulációs-görbék alapján általánosítunk. Az extrém túlerőt öt fő paraméter befolyásolja:

- (1) hajtás iránya, azaz emelés vagy süllyesztés,
- (2) a rendszer tárcsáinak száma, azaz a teljes átfogási szög,
- (3) a fel és a lefutó ági erők,
- (4) súrlódási tényező,
- (5) a rendszer tárcsáinak kopottsága, átmérője és helye (a kötél kopottsága, vagy keresztmetszet csökkenése is ide tartozik).

A paramétereket egyesével már korábban bemutattuk. Az 1-4.-ig paraméterek adják meg a rendszer tartalékát. A rendszer tartalékán azon tárcsákat, vagy tárcsafelületet értjük, amelynél terelési terhelési állapot adott. Ha a rendszer nem rendelkezik tartalékkal, akkor az Euler összefüggés alapján a megcsúszás határán üzemel.

Jelen fejezetpont célja, hogy az 1-4. és az 5. paraméterekkel a kritikus állapotokat megadja. Az előző fejezetpontok alapján csak pozitív, vagy csak negatív relatív sebességkülönbséget vizsgálunk, mert ezek okozzák a szélsőséges és extrém eseteket.

Vizsgáljuk meg először az alap terelési terhelési állapotot, amelyet a 6.58. ábra mutat, ahol a függőleges tengelyen a kötélterőt, a vízszintes tengelyen a tárcsákat ábrázoltuk. A terelési terhelési állapotnál a hajtási rendszer 100%-os tartalékkal rendelkezik, mert nem továbbít kerületi erőt. Az  $S_{fel}$  és  $S_{le}$  fel- és lefutó ági terhelések megegyeznek. Az adott hajtási iránynál csak pozitív relatív sebességkülönbség adott. Ha az 1. tárcsa kisebb átmérőjű, akkor  $\Delta S_1$ , ha az első kettő tárcsa kisebb,



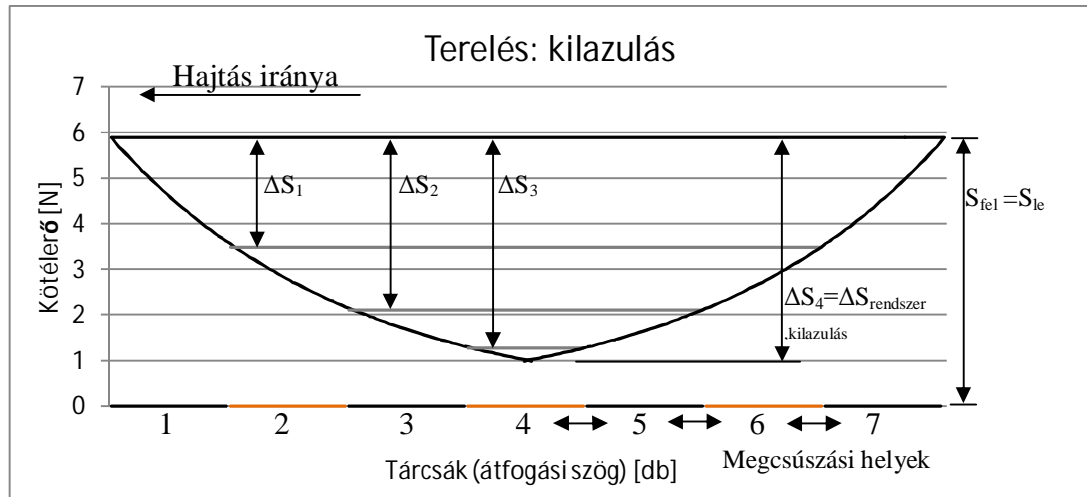
6.58. ábra Terelési terhelési állapotnál kialakuló maximális túlerő

akkor  $\Delta S_2$ , ha az első három kisebb, akkor  $\Delta S_3$  keletkezik, amelyet rendre az utolsó tárcsák építenek le. Ha az első 4 tárcsa kisebb, akkor már nincs több tartalék és a rendszer eléri a



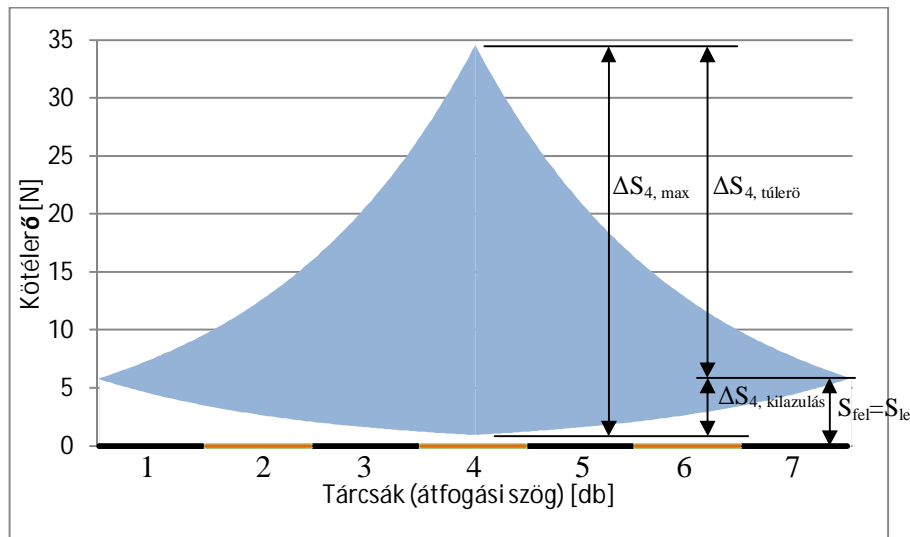
maximumát  $\Delta S_4$ -et. Egy 7 tárcsás rendszer esetén négy kisebb tárcsa elég terelési állapotnál ahhoz, hogy a felfutó, vagy lefutó ági kötélterő közel hatszorosát okozza, amelyet a 6.58. ábrán  $\Delta S_{\text{rendszer,túlerő}}$  mutat. Minél több kopottabb tárcsa van, annál nagyobb túlerő keletkezik, amelyet az Euler összefüggés alapján lehet kiszámolni, azaz  $\Delta S_1 < \Delta S_2 < \Delta S_3 < \Delta S_4$ .

Ugyanezen beállítás mellett, de ellenkező irányú hajtás és csak negatív relatív sebességkülönbség esetén, a kilazulásra is felrajzolható az erőátviteli görbe, amelyet a 6.59. ábrán mutatunk be. A függőleges tengelyen a kötélterőt, a vízszintes tengelyen a tárcsákat ábrázoltuk.



6.59. ábra Terelési terhelési állapotnál kialakuló maximális kilazulás

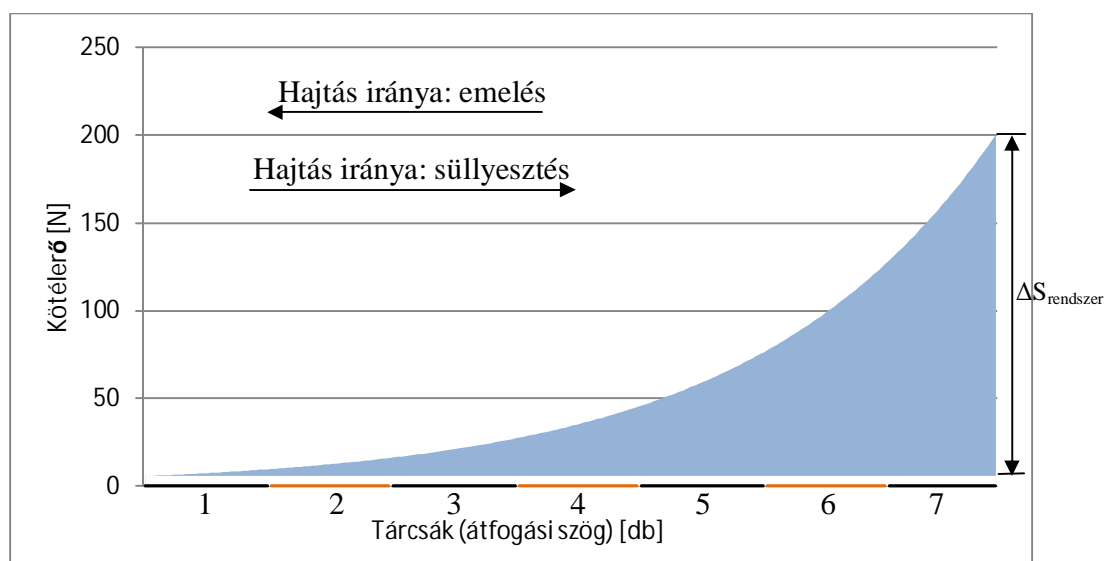
Ha az 1. tárcsa kisebb átmérőjű, vagy az 1. és a 2., vagy az 1-, 2. és a 3., akkor rendre  $\Delta S_1$ ,  $\Delta S_2$  vagy  $\Delta S_3$  kilazulás alakul ki. Hasonlóan a túlfeszüléshez, ha az első 4 tárcsa kisebb, akkor a kilazulás eléri maximumát a  $\Delta S_4$ -et. A maximális kilazuláshoz tartozó kötélterő a felfutó ági kötélterő közel hatoda. A terelésnél a maximális kilazuláshoz, vagy túlfeszüléshez egy 7 tárcsás rendszer esetén 4 kisebb átmérőjű tárcsára van szükség. A relatív erőnövekedés, vagy erőcsökkenés megegyezik. A növekedés mértéke a túlfeszülésnél nő, a kilazulásnál csökken.



6.60. ábra A terelési terhelési állapot erőátviteli területe.

Ha a 6.58. és 6.59. ábrákon kapott görbéket egy közös ábrára helyezzük, akkor az adott terelési terhelési állapotra felrajzolható az erőátviteli terület, amelyet a 6.60. ábrán mutatunk be.

A  $\Delta S_{4,túlerő}$  és a  $\Delta S_{4,kilazulás}$  mutatják a túlfeszülésre és kilazulásra jellemző maximális kötélterő növekedést, vagy csökkenést. A teljes rendszeren belül a 4. tárcsánál alakulhat ki a legkisebb és a legnagyobb kötélterő, továbbá a megcsúszás is itt következhet be. A 4. tárcsánál a minimális és a maximális kötélterő különbsége  $\Delta S_{4,max}$ . Ha a fel- és a lefutó ági erők és a súrlódási tényező nem változik, akkor biztos, hogy ezen területen belül helyezkedik el az aktuális kötélterő az adott tárcsánál. Hogy hol helyezkedik el pontosan, az elsősorban a kopott tárcsák számától, átmérőjétől és a hajtási iránytól függ. Megcsúszásra a 4. tárcsa a legveszélyesebb, mert ennél a tárcsánál alakul ki a legnagyobb erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés, vagy kilazulás-megcsúszás-kilazulás ciklus. Vizsgáljuk meg az emelési és a süllyesztési terhelési állapotokat, abban az esetben, ha a rendszer nem rendelkezik tartalékkal, mert a kihasználtság 100%-os. Teljes kihasználtságnál emelési esetben a felfutó ági erő eléri az átvihető  $\Delta S_{rendszer}$ -hez tartozó maximumot. Ekkor a hajtás a csúszás határán működik. Süllyesztésnél a lefutó ági erő éri el a maximumot és a rendszer ismét a csúszás határán működik. Az emeléshez és a süllyesztéshez tartozó erőátviteli görbék ekkor teljesen megegyeznek és csak a hajtási irány különbözik. Felhasználva ezt a görbét felrajzolható egy alap hajtás erőátviteli területe, amelynek határait a 100%-os tartalékkal rendelkező (terelés) és a 0% tartalékkal rendelkező (emelés vagy süllyesztés a maximális kihasználtságnál) görbék adnak. A területet a 6.61. ábrán rajzoltuk fel. Egy olyan rendszernél, ahol nincs kopottabb tárcsa és az átfogási szög a súrlódási tényezővel együtt állandó, a kötélterő soha nem lép ki ezen területen kívülre.

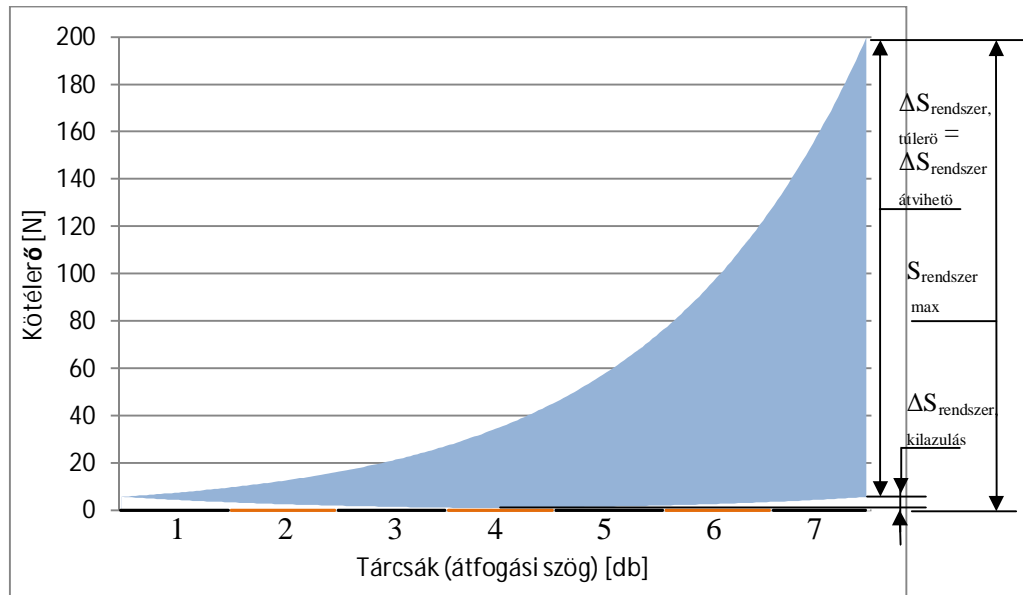


6.61. ábra Erőátviteli terület a 0-100% kihasználtságig

Ha kopott tárcsák is lehetnek a rendszerben, akkor a 6.61. ábrán látható terület módosul. A maximálisan átvihető kerületi erő nem változik, mert a relatív sebességkülönbségből adódó túlfeszülés, vagy kilazulás, csak a tereléses terhelési állapotú tárcsánál domináns. Ugyanakkor a 100% tartalékkal rendelkező rendszernél a korábban a 6.60. ábrán látható kilazulás itt is megjelenik, amelyet a 6.62. ábrán rajzoltunk fel. Ha az átfogási szög és a súrlódási tényező nem változik, akkor a kötélterő nem megy a 6.62. ábrán látható erőátviteli területen kívülre semmilyen kopott tárcsa esetén sem. Ha a kötelet emelési esetre méretezzük a legnagyobb lefutó ági erőhöz tartozó maximális felfutó ági erőre ( $S_{rendszer,max}$ ), akkor biztos, hogy nem következik be a rendszeren

## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

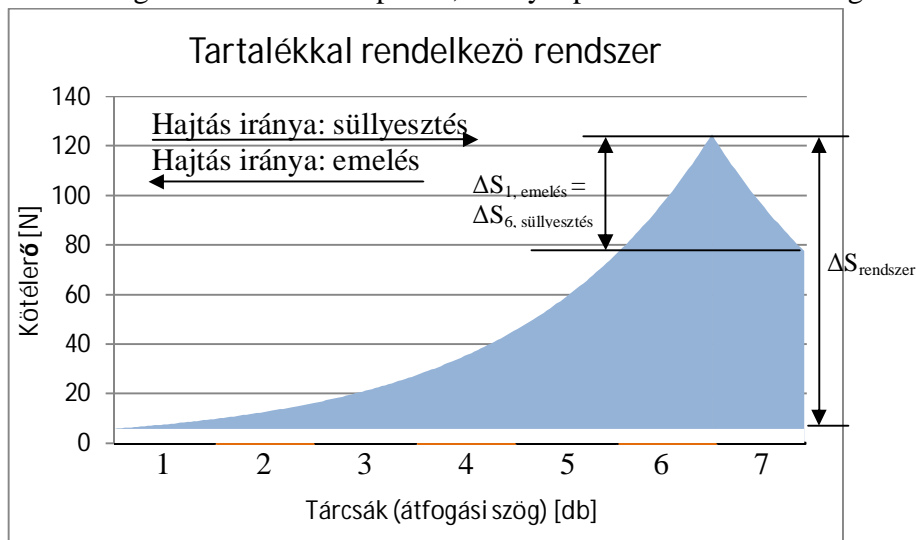
belül kialakuló túlerőből kötélszakadás. Az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés, vagy a kilazulás-megcsúszás-kilazulás ciklusok ettől függetlenül komoly megcsúszásokat okozhatnak.



6.62. ábra Erőátviteli terület a 0-100% kihasználtságig abban az esetben, ha relatív sebességkülönbség is lehetséges.

A töbttárcsás súrlódó hajtásokat nem 100%-os kihasználtságra tervezik, mert szükséges a tartalék a megcsúszások elkerülésére, amely a rendszer megcsúszással szembeni biztonságát adja.

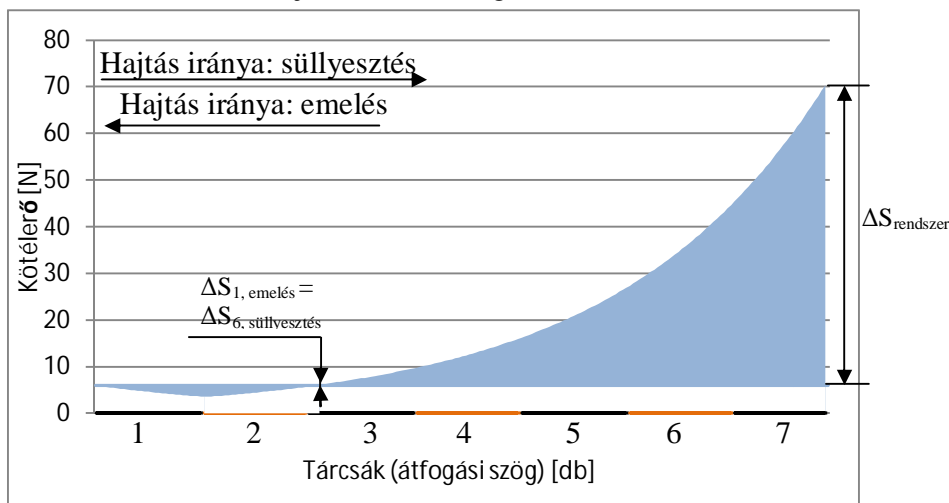
Vizsgáljuk meg azt a hét tárcsás rendszert, amely az erőátvitel szempontjából kéttárcsányi tartalékkal rendelkezik. A tartaléknál terelési terhelési állapot van. Emelési és süllyesztési erőátvitelnél nézzük meg először az erőfelépülést, amelyet pozitív relatív sebességkülönbség okoz.



6.63. ábra Erőátviteli terület két tárcsányi tartalékkal rendelkező hét tárcsás rendszernél, ha csak pozitív relatív sebességkülönbség lehetséges.

A 6.63. ábra a legrosszabb esetet mutatja be, amelynél a legnagyobb túlerő keletkezik az adott beállításnál. A kapott erőátviteli görbe emelési és süllyesztési esetben is megegyezik. A keletkezett

$\Delta S_{1, \text{emelés}} = \Delta S_{6, \text{süllyesztés}}$ , azaz a keletkezett túlerő nagysága is azonos. Emelési esetben a 7. kisebb tárcsa okozza az egy tárcsához tartozó túlfeszülést. Süllyesztésnél ugyanezen túlerőhöz az 1-6. tárcsák szükségesek, azaz az erőátvitelhez szükséges további plusz egy tárcsa. Ezért az emelési esetben sokkal valószínűbb, hogy bekövetkezik az alap erőátvitelt meghaladó túlerő felépülése, mert sokkal kevesebb kisebb átmérőjű tárcsa szükséges hozzá.

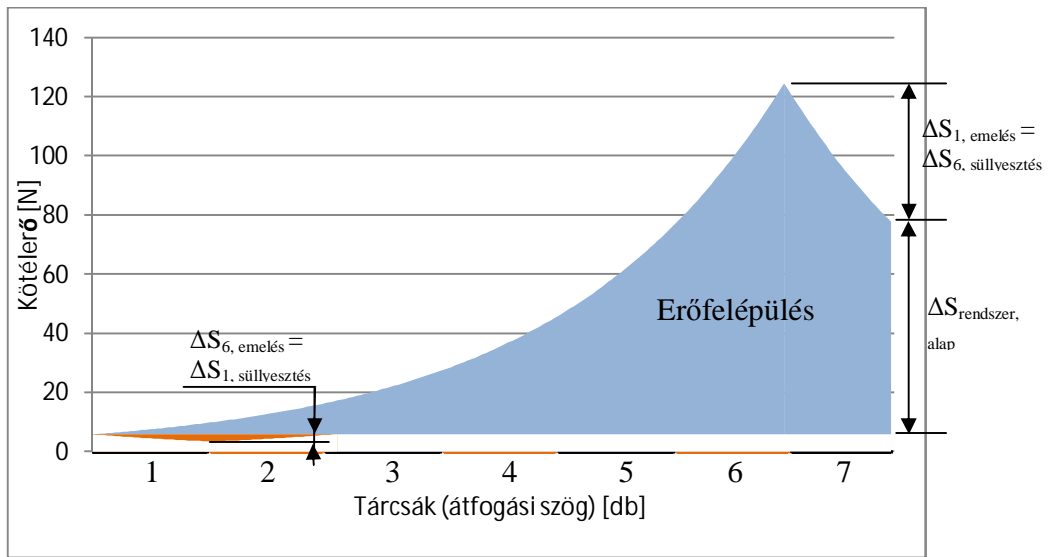


6.64. ábra Erőátviteli terület kéttárcsányi tartalékkal rendelkező hét tárcsás rendszerénél, ha csak negatív relatív sebességkülönbség lehetséges.

A 6.64. ábrán a kilazulást vizsgáljuk emelési és süllyesztési terhelési esetben. Csak negatív relatív sebességkülönbséget alkalmazunk, mert a legnagyobb kilazulások ekkor következnek be. Kéttárcsás tartalék esetén  $\Delta S_{1, \text{emelés}} = \Delta S_{6, \text{süllyesztés}}$  maximális kilazulás alakul ki. Emelési esetben az 1. kisebb tárcsa okozza az egy tárcsához tartozó kilazulást. Süllyesztésnél ugyanezen kilazuláshoz a 2.-7. tárcsák szükségesek, azaz az erőátvitelhez szükséges további plusz egy tárcsa. Ezért ismét az emelési esetben sokkal valószínűbb, hogy bekövetkezik az alap erőátvitelhez képesti kilazulás, mert sokkal kevesebb kisebb átmérőjű tárcsa szükséges hozzá.

A kéttárcsányi tartalékkal rendelkező rendszerre a 6.63 és a 6.64. ábrák összegzésével megadható az emelési és süllyesztési eseteknél a teljes erőátviteli terület, amelyet a 6.65. ábrán mutatunk be. Pozitív és negatív relatív sebességkülönbség, azaz erőfelépülés és kilazulás is egyaránt lehetséges. Túlerők szempontjából az erőfelépülés a domináns. A narancssárgával jelzett kilazulás mértéke elhanyagolható a kötélerő szempontjából, de a megcsúszásoknál komoly szerepe lehet. Erőfelépülésnél a 6. és a 7. tárcsák, kilazulásnál az 1. és a 2. tárcsák veszélyesek megcsúszás szempontjából.

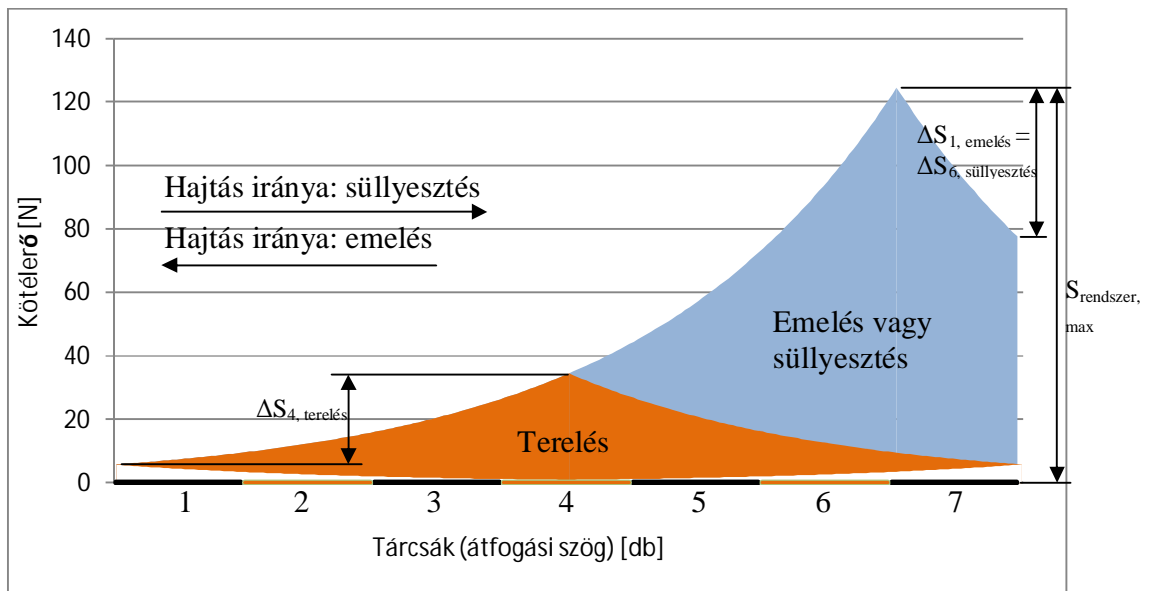
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás



6.65. ábra Erőátviteli terület kéttárcsányi tartalékkal rendelkező hét tárcsás rendszernél, ha negatív és/vagy pozitív relatív sebességkülönbség is lehetséges

Az emelési és süllyesztési esetekre megvizsgáltuk a kéttárcsányi tartalékkal rendelkező hajtási rendszert. A teljes területhez számításba kell még venni a terelési erőátviteli területet is.

A 6.66. ábrán egyesítettük a 6.65 ábrán és a 6.60. ábrán adott két területet, amely ez által a teljes üzemet lefedi. Egy hét tárcsás rendszernél, amely maximális terhelésnél kéttárcsányi tartalékkal rendelkezik, a kötélterő nem léphet ki a 6.66. ábrán megadott egyesített erőátviteli területből. Ez az állítás abban az esetben igaz, ha a súrlódási tényező és a maximális fel és lefutó ági erő nem változik.



6.66. ábra Erőátviteli terület kéttárcsányi tartalékkal rendelkező hét tárcsás rendszernél, ha negatív és/vagy pozitív relatív sebességkülönbség is lehetséges az emelési, süllyesztési és terelési állapotoknál.

A kapott terület alapján megállapítható, hogy:

- a túlerő és a kilazulás a rendszer tartalékkal rendelkező részén alakul ki,
- a kialakuló túlerő és kilazulás nagysága a rendszer tartalékával arányos,
- az emelési esetenél a legvalószínűbb, hogy kialakul a felfutó ági terhelést meghaladó túlerő, mert akár egy kisebb átmérőjű tárcsa is elég hozzá.

A túlerők és kilazulások nagysága szempontjából a rendszer minél nagyobb tartaléka hátrányos. A tartalékot a megcsúszás ellen tervezik be ugyanakkor, ha például a maximális kialakuló túlerőnél még nem szakad el a kötél, akkor az erőcsúcsoknál az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés és a kilazulás-megcsúszás-kilazulás ciklusoknál lokális, vagy akár teljes rendszer szintű megcsúszások következnek be.

Az optimális megoldás az, ha több tárcsát és tartalékot hagyunk a rendszerben, ugyanakkor a kötelet az elméleti maximális felfutó ági erőre méretezzük. Ekkor kevésbé valószínű, hogy annyi kopott tárcsa alakul ki, amely meg tudja közelíteni az átvihető maximumot. Továbbá, ha a kötél erő eléri a maximumot, akkor a kötél nem szakad el. Ekkor a periódikus megcsúszásokból egyértelműen azonosítható, hogy tárcsaátmérő probléma van a rendszeren belül.

### 6.7. Egy ipari feladat vizsgálata

A Casar Drahtseilwerk Saar GBMH tulajdonában lévő egyik kötélsodró gép többtárcsás súrlódó hajtásánál észleltek szakaszos megcsúszási problémát, amelyre esettanulmányt készítünk, [17]. A rendszeren továbbá 3 különböző erőmérő cellát is átengedtek, amelyek azt mutatták, hogy körülbelül a lefutó ági erő hat-hétszerese ébred a kötélen a normál üzem közben. A cél az előzőekben bemutatott általánosítás alapján az ok meghatározása, valamint a megcsúszást és a minimum hatszoros túlerőt okozó jelenség magyarázata.

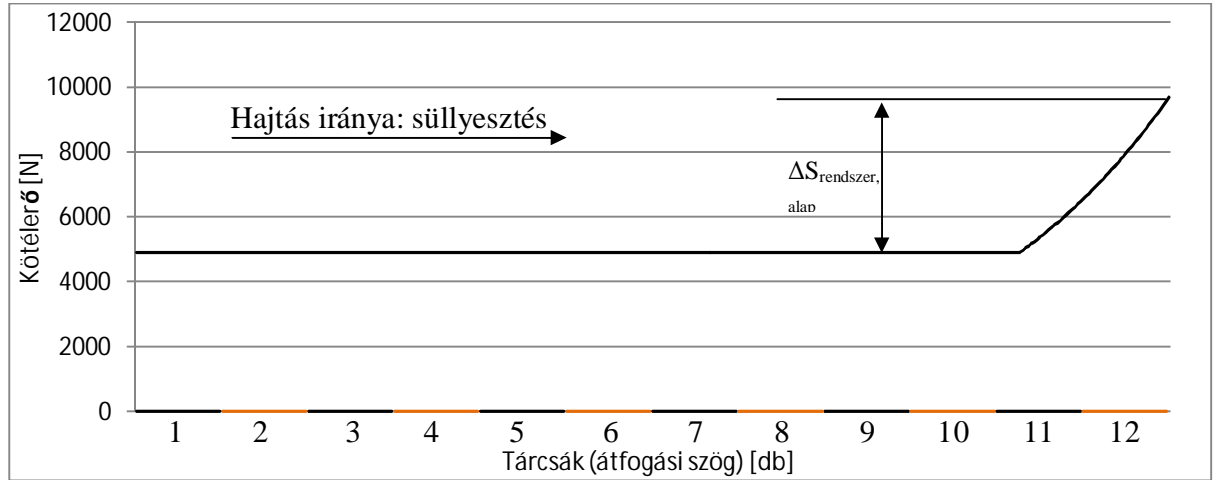
A többtárcsás hajtási rendszer vizsgálat szempontjából fontos paramétereit a 6.3. táblázat tartalmazza. A 11 darab 1460 mm átmérőjű tárcsát tartalmazó hajtást arra használják, hogy a sodrógépből a kötelet a sodrás alatt kihúzza. A sodrógép fordulatszámja és a súrlódó hajtás sebessége (szögsebessége) együttesen adják a sodrási hosszt, amely az egyik fő paraméterét adja a kötélszerkezetnek. A sodrógépből a húzóerő 4905 N. A többtárcsás súrlódó hajtást egy kötéldobbal ellátott csörlő követi, amelyre a kötelet 9810 N-nal csévélik fel. Az adott paraméterek alapján súllyesztéses (fékezés) terhelési állapotról beszélünk.

6.3. Táblázat. A hajtási rendszer paramétereit		
Paraméterek	Érték	Mértékegység
Tárcsák száma	11	db
Tárcsák átmérője	1460	mm
Tárcsák átfogási szöge	180	°
Szögsebesség	2,15	1/sec
Súrlódási tényező	0,125	-
Tárcsák tengelytávja	1800	mm
Felfutó ági terhelés ( $m_1$ )	500 4905	kg N
Lefutó ági terhelés ( $m_2$ )	1000 9810	kg N
Hajtás iránya	$m_1 \rightarrow m_2$ : súllyesztés	-

A 6.3. táblázat paramétereit alapján felhasználva az Euler összefüggést a maximális lefutó ági kötélerő meghatározható, amely: 546000 N (~55,5 t), amely 55-szöröse a lefutó ági maximális

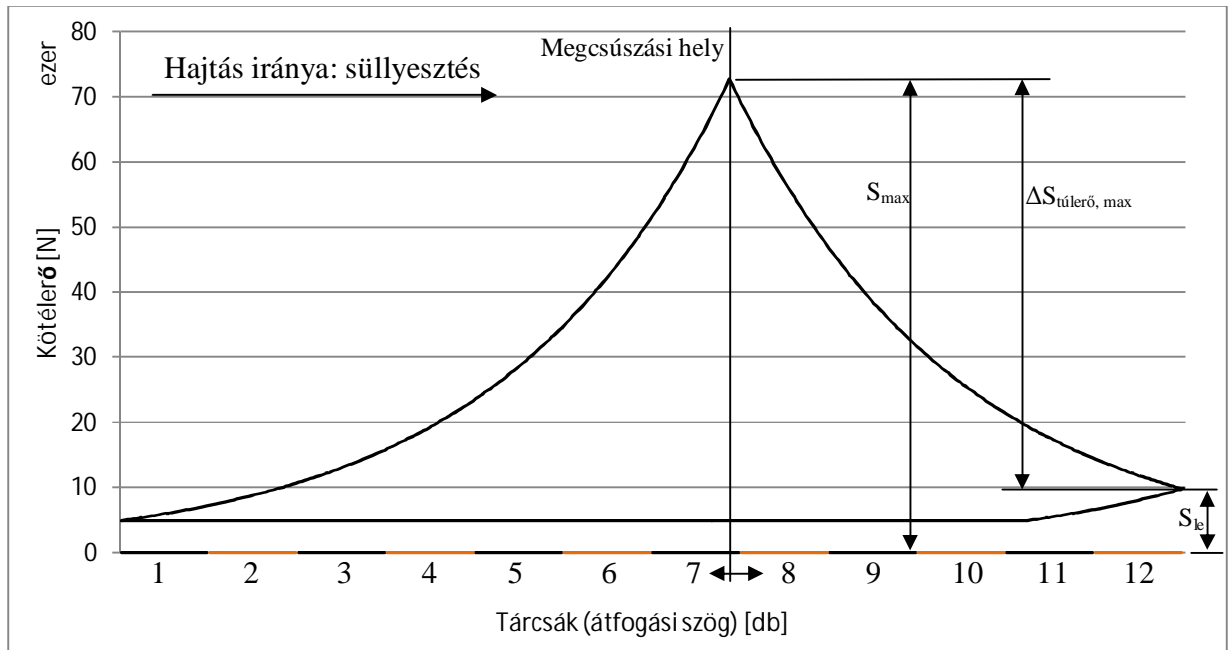
## Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

terhelésnek. Az alap süllyesztési görbét a 6.3. táblázat paramétereit alapján a 6.67. ábrán rajzoltuk fel.



6.67. ábra. A többtárcsás súrlódó hajtás erőátviteli görbéje

Az erőátviteli görbén látható, hogy a  $\Delta S_{\text{rendszer, alap}}$  kerületi erőt az utolsó két tárcsa továbbítja úgy, hogy a 11. tárcsán még van tartalék. A teljes rendszer tartaléka ezért majdnem 10,5 tárcsányi. A rendszer paramétereit és az adott tartalék alapján megadható az erőfelépülésre jellemző legnagyobb kötélerővel rendelkező erőátviteli diagramot a 6.68. ábrán rajzoltuk fel. Az erőátviteli diagramot a 6.68. ábrán rajzoltuk fel. A függőleges tengelyen a kötélerőt, a vízszintes tengelyen a tárcsákat ábrázoltuk.



6.68. ábra. A 6.3. táblázat paramétereit alapján adott süllyesztési terhelési állapotnál bekövetkező legnagyobb kötélerőt bemutató erőátviteli diagram.

Az  $S_{\max}$  legnagyobb kötélterő a 7. tárcsánál alakulhat ki, amely közel 7,4 szerese lehet az  $S_{le}$  lefutó ági erőnek. Ekkor az 1-7. tárcsáknál csak pozitív relatív sebességkülönbség adott, amely folyamatosan feszíti a kötelet az Euler maximumig. A 7. tárcsánál eléri a rendszer a maximumát, amelyet elkezd a 8.-12. tárcsákon leépíteni. A 8.-12. tárcsáknál mindegy, hogy milyen relatív sebességkülönbség van, mert az erőleépítés domináns. A felépülés-megcsúszás-felépülés ciklus a 7. tárcsán a legintenzívebb, mert itt található az erőcsúcs. Ezért komolyabb megcsúszások elsődlegesen a 7. tárcsán kezdődnek, majd a 6. és a 8. tárcsákra terjednek tovább. Szélsőséges esetben akár teljes rendszermegcsúszás is kialakulhat. A többtárcsás súrlódó hajtásnál csak úgy alakulhat ki a mért minimum 6 szoros kötélterő és következhet be a periodikus megcsúszás, ha legalább az első 7 tárcsánál folyamatosan növekvő átmérő adott.

A folyamatosan növekvő átmérő a tárcsák között pozitív relatív sebességkülönbséget okoz, amely folyamatosan túlfeszíti két szomszédos tárcsa között a kötelet. A kötéلكopással éppen gyártás alatt lévő kötélnél nem számolhatunk. A megcsúszás ellen úgy lehet ez esetben védekezni, ha a 6.-8. tárcsákat azonos átmérőjűre módosítjuk. A túlerő ebben az esetben is megjelenik, viszont az erőcsúcsnál rendelkezünk tartalékkal.

### 6.8. Összefoglalás:

Az elméleti és a mérési vizsgálatok paramétereit bemutattam, amelyek alapján később a vizsgálatokat elvégeztem. Elsőként az indítási jelenségeket vizsgáltam, hogy azokat a kvázi stacionár résztől egyértelműen el tudjam választani. Ezután bemutattam az elméleti terelési, emelési és süllyesztési eseteknél a mérés, az elmélet és a végeselemes eredmények összehasonlítását. Meghatároztam a relatív és az abszolút hibák mértékét.

Ezután az erőfelépülés jelegét vizsgáltam a terelési terhelési állapotnál. Kimutattam, hogy a pozitív relatív sebességkülönbség hatására két tárcsa között egy dinamikus folyamat alakul ki. A folyamat során folyamatos erőfelépülés következik be, amíg a két tárcsa között a kötélterő eléri az átvihető maximum kerületi erőhöz tartozó lefutó ági erőt. Ekkor a kötéلمegcsúszik és a kötélterő leépül. Ezután újra kezdődik a felépülési folyamat. Ha az első tárcsa kisebb átmérőjű, akkor a túlerő a terelési terhelési állapotú tárcsákon továbbterjed, majd a rendszer végén leépül. A túlerő nagyságát a pozitív relatív sebességkülönbség nagysága nem befolyásolja. A nagyságát az Euler összefüggés alapján a le és felfutó ági terhelések, illetve a súrlódási tényező határozza meg. Egymást követő tárcsáknál a pozitív relatív sebességkülönbségből adódó felépülés-megcsúszás-felépülés hatások összeadódnak és a tárcsákon a maximum átvihető kerületi erőig feszítik a kötelet. Szélsőséges esetben a rendszer eléri a maximum kötélterőt, amelyet még le tud építeni. E fölött már lokális, többtárcsás és rendszermegcsúszások is keletkezhetnek. A megcsúszások helyét megadtam. A fékezési és emelési eseteknél az egyes hatások az elméleti görbékkel összeadódnak. Az emelési esetben elég a rendszer elején egy kisebb tárcsa, hogy a túlerő megjelenjen. A fékezési esetben a felépülés hamarabb kezdődik el. Az emelési és a süllyesztési terhelési állapotoknál megadtam a megcsúszási helyeket és a maximum felépülő túlerő nagyságát. A kritikus eset a hajtás (emelési terhelési állapot), mert ott alakulhat ki leghamarabb túlerő kedvezőtlen feltételek esetén.

Ezután a kilazulás jelenségét vizsgáltam, ami negatív relatív sebességkülönbség hatására jön létre. A jelenség hasonlít az előbb említetthez, de erőfelépülés helyett kilazulás történik. Ha a rendszer végén van a kisebb átmérőjű tárcsa, akkor a kilazulás nem tud továbbterjedni, mert nincs utána terelési igénybevételű tárcsa. A kilazulás nagysága az Euler összefüggés alapján számolható. A megcsúszások helyét definiáltam. A hajtás és fékezési terhelési állapotok görbéi és a kilazulás jelensége a korábbiak alapján összeadódnak. A kilazulás elsődlegesen a megcsúszások miatt veszélyes.



Az elméleti és a mérési eredmények összehasonlítása, általánosítás

---

Megvizsgáltam az erőfelépülés és a kilazulás együttes hatását, ha egy kisebb tárcsa a rendszer belsejében van, vagy az eddigiekhez hasonlóan a rendszer végein. A hatások egyeznek az eddigiekkel.

Bemutattam a kritikus paramétereket terhelési, emelési és süllyesztési terhelési állapotnál. Felrajzoltam az erőátviteli területeket, továbbá definiáltam a megcsúszási helyeket. A erőfelépülés és a kilazulás maximuma a rendszer tartalékától, a relatív sebességkülönbség helyétől és számától, és az Euler összefüggés paramétereitől függ. Minél nagyobb a rendszer tartaléka, annál nagyobb túlerő alakulhat ki. A rendszer tartaléka biztosítja a megcsúszás mentes üzemet, de nagy túlerőnél a rendszer ettől függetlenül megcsúszhat.

Az eddigi általánosítások alapján megvizsgáltam egy ipari feladatot, amelynél a maximum kötélterő és a megcsúszási helyeket egyszerűen meg tudtam adni.

A kialakított eszközrendszer segítségével sikerült meghatároznom a pozitív és a negatív relatív sebességkülönbség jellemzőit. A következőkben a nyitott kérdésekre adok választ.

## 7. Összefoglalás

Minden fejezetpont végén készítettünk egy összefoglalást. Jelen összefoglalási fejezetpont célja, hogy a nyitott kérdésekre választ kapjunk, összefoglaljuk az új tudományos eredményeket és bemutassuk a továbbfejlesztés lehetőségeit. Ezen fejezetpont tartalmazza továbbá a köszönetnyilvánítást is.

### 7.1. Nyitott kérdések megválaszolása

A célkitűzésénél három kérdést fogalmaztunk meg. Az értekezés elsődleges célja az volt, hogy ezen kérdéseket megválaszolja.

#### 7.1.1. Keletkezhetnek extrém feszültségállapotok, illetve túlerők stacionér üzemállapotban?

A bemutatott mérési és szimulációs eredmények alapján terelési, emelési és süllyesztési terhelési állapotoknál is keletkezhetnek extrém feszültségállapotok. A méréseket és szimulációkat az általánosítással együtt a 6. fejezetpont tárgyalja. A statikus és konstans erőnövekedés vagy kilazulás közösen az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés és a kilazulás-megcsúszás-kilazulás dinamikus ciklusaival is kialakulnak, ha rendszer alap paraméterei és a kopási viszonyok ennek megfelelően adottak. Az extrém hatások közösen a megcsúszások mellett a kötél élettartamot csökkenthetik, vagy szélsőséges esetben kötélszakadást is okozhatnak.

#### 7.1.2. Ha igen, akkor milyen paraméterek befolyásolják a legnagyobb túlerő, illetve a legnagyobb kötélterők kialakulását?

A 6.6. fejezetben azon kritikus paraméterek listáját mutattuk be, amelyek elsődlegesen felelősek a kialakuló extrém feszültségállapotokért. A paraméterek ismét a következők:

- (1) hajtás iránya, azaz emelés (hajtás) vagy süllyesztés (fékezés) terhelési állapot,
- (2) a rendszer tárcsáinak száma, a teljes átfogási szög,
- (3) a fel és a lefutó ági kötélterők,
- (4) súrlódási tényező,
- (5) a rendszer tárcsáinak kopottsága, átmérője és helye (A kötél kopottsága, vagy keresztmetszet csökkenése is ide tartozik.)

Az 1-4. paraméterek együttesen adják a hajtási rendszer tartalékát. Túlerő csak a tartalékkal rendelkező tárcsáknál keletkezhet. A kopott tárcsák helye és átmérőik aránya, azaz melyik két tárcsa között alakul ki pozitív, vagy negatív relatív sebességkülönbség adja meg a túlerő, vagy kilazulás helyét és maximumát. A hajtási rendszer továbbra is követi az Euler összefüggést, mert az elméleti átvihető legnagyobb kerületi erőtl nagyobb kötélterő nem alakul ki.

A 6.6. fejezetpont részletezi, hogy például egy kéttárcsányi tartalékkal rendelkező hét tárcsás súrlódó hajtásnál mekkora maximális túlerő alakulhat ki, illetve az 1-5. paraméterek változtatásával mely erőátviteli területen belül helyezkedik el a kötélterő. Az erőátviteli terület a különböző hajtási rendszerekre definiálható.

#### 7.1.3. Hogyan és milyen módon előzhető meg a jövőbeni balesetek, illetve a kötélterők szempontjából a nem kívánt hatások?

Az instabil rendszerek, vagy a kötélszakadásból bekövetkező balesetek megelőzhetőek:

- újabb kialakítású rendszerek tervezésével,
- a jelenlegi kialakítású rendszerek méretezése során,

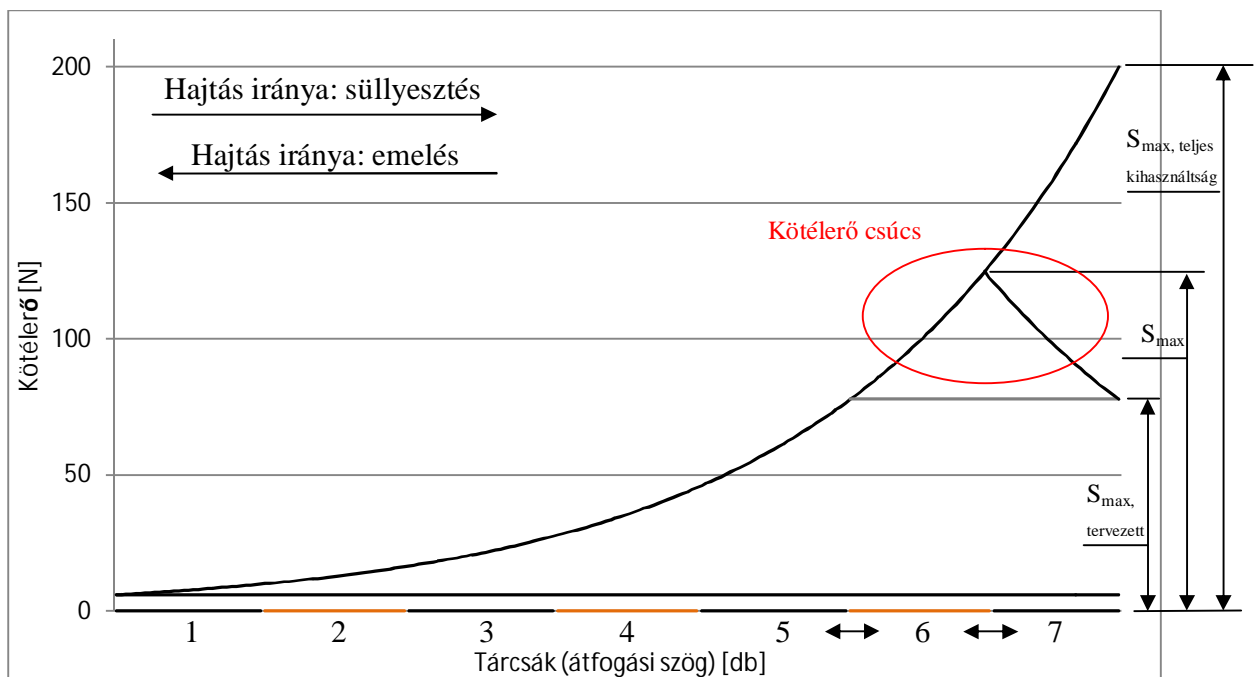
- a működő rendszerek vizsgálatával és szükség esetén módosításával.

Az újabb kialakítású rendszerek egyik lehetséges megoldása, ha biztosítjuk a tárcsák egymástól független hajtását. Ha a tárcsánkénti hajtást megfelelő hajtásvezérléssel párosítjuk, akkor a tárcsák között megelőzhető a relatív sebességkülönbségek kialakulása. A megoldás tökéletesen orvosolja a kialakuló túlerőből adódó, vagy a megcsúszási problémákat, viszont költségvonzata jelentős.

A jelenlegi kialakítású rendszerek méretezésénél költséghatékonyabb megoldások is lehetségesek. A jelenlegi rendszereket úgy méretezik, hogy a kívánt kerületi erőt továbbítani tudják. Ezért minden esetben rendelkeznek tartalékkal.

A kötélszakadást elsősorban úgy előzhetjük meg, ha a kötelet a lehetséges maximálisan kialakuló kötélterő fölé méretezzük. Egy többtárcsás súrlódó hajtású rendszernél a maximális kötélterőt a lefutó ági erő ismeretében az Euler összefüggéssel számíthatjuk ki, ha a lefutó ági erőt a maximális csörlőzési erőre választjuk és teljes rendszer kihasználtságot tételezünk fel. Ettől nagyobb kötélterő nem alakulhat ki, mert akkor a rendszerünk megcsúszik. A 7.1. ábrán a felrajzoltuk egy hét tárcsás rendszer erőátviteli diagramját, ahol a teljes kihasználtsághoz tartozó legnagyobb kötélterőt  $S_{\max}$ , teljes kihasználtság-gal jelöltük. A súrlódási tényezőt és az átfogási szöget állandónak vesszük fel.

Ha teljes kihasználtságra méretezett kötel túl robosztus és nem költséghatékony megoldás, akkor például a már korábban bemutatott 2 tárcsányi tartalékkal rendelkező rendszer alapján is meg lehet a kialakuló  $S_{\max}$  maximum kötélterőt határozni, amelyet a 7.1. ábrán bejelöltünk. A pontos maximum kötélterő meghatározásához ebben az esetben ismernünk kell a legnagyobb fel és lefutó ági terheléseket és a rendszer ehhez tartozó tartalékát.



7.1. ábra Egy általános 7 tárcsás rendszer maximális kihasználtságához tartozó erőátviteli görbe és a kéttárcsás tartalékkal rendelkező rendszer kötélterő csúcsa

A megcsúszások ellen kevesebbet tudunk tenni, mint a kötélszakadás ellen. A méretezésnél elsődlegesen a 7.1. ábrán látható kötélterő csúcsra érdemes koncentrálni, mert az erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés ciklus miatt az 5-7. tárcsánál indul el a teljes rendszerszintű megcsúszás.

Tervezési fázisnál megadható, hogy ezen tárcsák kopásállóbb anyagból készüljenek, így később következhet be a teljes rendszerszintű megcsúszás.

A lokális megcsúszások megelőzésével kapcsolatban méretezési fázisban nem sok lehetőség adott. Bármilyen kis átmérőkülönbség alapján bekövetkezhet, ha adott a relatív sebességkülönbség.

Vizsgáljuk meg a már működő valós rendszereket. Az ipari alkalmazásoknál az első lépés egy egyszerű ellenőrzés, amelynél meg kell nézni, hogy van-e látható, vagy hallható lokális, vagy akár teljes rendszer szintű megcsúszás. Ha van, akkor már lehet következtetni arra, hogy a standard erőátviteli görbéhez képest eltérő erőjáték alakult ki a rendszer belsejében. Könnyen észrevehető például egyes kötélágak lengése, vagy kilazulása és megfeszülése, amely ismételten a belső erőjáték problémájára utal. Ezt a vizsgálatot bárki egyszerűen el tudja végezni. Amennyiben nem történik kötélszakadás nem történik vizsgálat az okokra vonatkozólag, ugyanakkor a nem megfelelő belső erőjáték drasztikusan csökkentheti a kötélt vagy a hajtási rendszer élettartamát.

A valós rendszereket a 7.1. ábrán bemutatottak alapján lehet ismét ellenőrizni. A méretezésnél javasolt feltételek alapján, ha a kötélt kibírja az  $S_{max}$  legmagasabb tervezett kötélteröt, vagy az  $S_{max, teljes}$  kihasználtság teljes kihasználtsághoz tartozó kötélteröt, akkor biztosan nem fog elszakadni. Javasolt a teljes kihasználtsághoz tartozó kötélterőre ellenőrzés és szükség esetén kötélcseré, ha az anyagi háttér megengedi azt.

A teljes megcsúszás ellen az erőcsúcshoz tartozó például 5-7. tárcsákat kell ellenőrizni és szükség esetén egyforma átmérőjűre cserélni. Ha a lokális megcsúszások is láthatók, vagy hallhatók, vagy a kötélágak lengése tapasztalható az 5-7. tárcsákon kívül is, akkor az adott helyen érdemes a tárcsaátmérőket ellenőrizni, szükség esetén a tárcsákat cserélni. Amennyiben az alap rendszerrel egyforma tárcsákkal kezdtük meg az üzemeltetést, akkor először a lokális kopásokból adódóan csak lokális megcsúszások következnek be. Ha ezen megcsúszásokat figyeljük, akkor a további problémák könnyen megelőzhetőek.

Megoldást jelenthet még egy felügyeleti rendszer kialakítása, amely a bemutatott elméletek alapján megállítaná a hajtást, amikor az kritikus határhoz ér. Ezzel a kérdéssel bővebben a továbbfejlesztés lehetőségeinél foglalkozunk.

## 7.2. Az új tudományos eredmények összefoglalása

A többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elemző vizsgálatára irányuló kutatásaim alapján az alábbi új tudományos eredményekre jutottam:

1. *Kísérleti vizsgáló berendezést fejlesztettem tovább alkalmassá téve a többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának vizsgálatára. A le- és felfutó ági kötélterő mérésére optikai erőmérésre alkalmas, képelemző és kiértékelő programot dolgoztam ki.*

- Az acélsodrony kötelet, mint vonóelemet egy hengeres csavarrugóval helyettesítettem. Ezzel a kötélágakban fellépő húzóerőket a rugó adott szakaszbeli megnyúlásai alapján határoztam meg.
- Az alap geometriai és kinematikai viszonyok mellett a kötélterők egyben az egyes hajtótárcsák fel- és lefutó-ági húzóerejét adták meg. Ezek között fennálló Euler-féle törvényszerűséget igazolni tudtam.
- A képfeldolgozó program univerzálisan használható olyan képeken, amelyen képrészletek ciklikus ismétlődése alapján lehet kötélnyúlást, illetve kötélterőt meghatározni. A

kidolgozott módszerrel diszkrét idejű mintavételezés alkalmazásával lehet dinamikai folyamatokat is elemezni.

2. *Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának vizsgálatára nemlineáris végelelemes modellt és algoritmust fejlesztettem a vonóelem húzott-nyomott rúdelemekkel történő modellezésével.*

- Az általam fejlesztett program alkalmazásával meghatároztam a kötélrő változását az íves tárcsaszakaszokon is. Mérésnél csak a tárcsákat összekötő egyenes kötélágak húzóerejét határoztam meg.
- Megvizsgáltam az indításkor fellépő tranziens jelenségeket, amelyek a fel- és a leterhelési folyamatok, a súrlódási tényező megváltozásakor, a rendszer indításakor vagy annak leállásakor lépnek fel. Megállapítottam, hogy a legveszélyesebbnek tartott rendszerindítási folyamatnál fellépő tranziens jelenségek okozta többleterők nem haladják meg a kötél szakítóerejét, tehát nem okozzák a kötél szakadását.
- Megvizsgáltam az egyes csomópontok tapadását, a csúszás határán működő, vagy a megcsúszó csomópontokat. A kötél nem egyszerűen elmozdulást és alakváltozást szenved, hanem a tárcsán súrlódik a kötélszakasz. A kötél és a tárcsa kapcsolatát egy időfolyamatban vizsgálja, amely során a pontok érintkezésbe lépnek illetve kiléphetnek belőle. A tárcsákon kialakuló hordképek alapján meghatározott erőjáték jó egyezést mutatott a méréssel vizsgált terhelési állapotok erőjátékaival.
- A program alkalmas ideális és reális geometriai- és kinematikai viszonyokkal rendelkező hajtás kvázi statikus és dinamikus állapotainak vizsgálatára.

3. Az elvégzett modellező- és szimulációs vizsgálatok eredményei alapján a kötélszakadás okait feltártam, aminek legfontosabb megállapításai:

3.1. *A mérések és a szimuláció alapján megállapítottam, hogy a relatív sebességkülönbség hatására a kötélben dinamikus többleterők lépnek fel.*

- Az egyes hajtótárcsák között a tárcsaátmérő, a kötélátmérő, vagy a kötél keresztirányú kontrakciója által okozott átmérőkülönbség relatív kerületi sebességkülönbséget okoz.
- A két szomszédos tárcsa között kialakuló relatív kerületi sebességkülönbség hatására túlfeszülés, vagy kilazulás következik be, amely a megcsúszási határig növeli, vagy csökkenti a tárcsák közötti kötélrőt.

3.2. *A dinamikus folyamat periodikus, amely erőfelépülés-megcsúszás-erőfelépülés, vagy erőleépülés-megcsúszás-erőleépülésből folyamatokból áll.*

- Amennyiben bármelyik tárcsánál előfordul, hogy a lefutó kötélág kilazulása, vagy túlfeszülése olyan mértékű, hogy a tárcsára jutó kerületi erőt már nem képes átadni, a kötél a hajtás irányával ellentétes mozgásba kezdve megcsúszik (makrocsúszás).

- A megcsúszás következtében a kötélágakban erőkiegyenlítődés történik. Ez a folyamat ostorcsapás-szerűen zajlik le a megcsúszási környezetben.
- A megcsúszás és a kiegyenlítődés befejeztével a felépülési és kilazulási folyamat újrakezdődik.
- Ezek a hatások egymást követő tárcsáknál összeadódnak.
- A hajtás vagy fékezés üzemmódban relatív sebességkülönbségek hatása inverz módon jelentkezik.

3.3. *A megcsúszások hatásai összeadódnak és kedvezőtlen esetben teljes rendszer megcsúszások alakulhatnak ki.*

- A hajtótárcsákon felfekvő kötéll megcsúszhat azokon a tárcsákon, amelyeknél az Euler-féle megcsúszási feltétel nem teljesül. A kritikus erőjátékú (megcsúszás közeli állapot) tárcsákon a megcsúszások nem szinkronban történnek, ezért azok hatása során erősíthetők, vagy gyengíthetők egymást.
- Ha a jelenségek egymást erősítik, akkor a lokális, egytárcsás, több tárcsás és a teljes rendszer megcsúszása is bekövetkezhet, ami a csőrlő-tárolót is tönkre teheti.
- Megcsúszáskor a kötéll a hajtási iránnyal ellentétesen mozog miközben a tárcsára fel- és lefutóági erők kiegyenlítődnek. Amikor a tárcsa és a kötéll közötti relatív sebességkülönbség zérussá válik, megkezdődik az erőrendszer ismételt felépülése, amit dinamikus többleterők is kísérnek.

3.4. *Meghatároztam egy általános hajtási, vagy fékezési rendszerre megadható erőátviteli határgörbét, vagy un. határterületet, amelyekkel a maximum túlerő és kilazulás megadható.*

- A rendszer hajtási vagy fékezési tartaléka (amelyet a mozgatás iránya, tárcsaszám, átfogási szögek, fel- és lefutó ági terhelések, illetve a súrlódási tényezők határoznak meg) mellett a tárcsáinak kopottsága, átmérője és helye (a kötéll kopottsága, vagy keresztmetszet csökkenése is ide tartozik) adja meg, hogy hol keletkezik túlfeszülés, vagy kilazulás.
- Csak terelő funkcióval is rendelkező hajtott, vagy fékezett tárcsán keletkezik túlerő, vagy kilazulás. A rendszer tartalékán maximum akkora kötéll túlfeszülés, vagy kilazulás alakulhat ki, amelyet a tartalék maga is le, vagy fel tud építeni megcsúszás nélkül.

4. *A mérések és a szimulációk igazolták a többlet erők megjelenését, amiket elsősorban a relatív sebesség-különbségek és a rendszer fel- és lefutóági erői határoznak meg. A megcsúszások helyei is definiálhatóak, amelyek lehetnek lokális, egytárcsás, többtárcsás és teljes rendszer megcsúszás is. A legnagyobb túlerő emelési terhelés állapotnál keletkezik, ha a rendszer elején pozitív relatív sebességkülönbség van, és a rendszer rendelkezik tartalékkal.*

### 7.3. Továbbfejlesztés lehetőségei

A bemutatott kutató munka, az elvégzett vizsgálatok eredményei és a végrehajtott mérések tapasztalatai alapján a következő területeken fejleszhető tovább:

- Új paraméterek hatásainak a vizsgálata. Ilyen vizsgálat lehet a nem hajtott ellentárcsák egymástól való távolságának a változtatása, amelynek következtében a ferde (srég) kötélfelfutásból eredő nyomatók, a kötélrengések és a dinamikus igénybevételek is vizsgálhatóak.
- A bemutatott új vizsgáló rendszer megépítése, amellyel lehetővé válik a hengeres csavarrugó kiváltása acélsodrony kötéllel, továbbá a támasztásoknál fellépő reakcióerők mérésére alkalmas kialakítással a csapsúrlódási- és a kötélhajlítási veszteségek is figyelembe vehetőek a terhelés-változtatások esetén.
- Az automata képfeldolgozó program elsődleges továbbfejlesztési iránya a megfelelő felhasználóbarát felület kialakítása.
- A végeelemes szimulációs program egy lehetséges továbbfejlesztési iránya lehet a kopások szimulálása is, amelyhez jól használhatóak az Archard által kidolgozott elméletek. A hajlítási merevség figyelembe vétele is további fejlesztési potenciál a megfelelő felhasználói felület kialakításával együtt. Ez a kérdéskör specialitásai miatt a CAD rendszerekkel történő kooperációt feltételezi és ezért nagy kapacitást igényelhet.
- A gyakorlat számára fontos feladat egy állapotfelügyelő rendszer kiépítése, amely alkalmazza az általam kidolgozott képfeldolgozó és VEM programokat, és az archivált adatok elemzésével az üzemeltetési és a karbantartási rendszer megbízhatósága jelentősen javítható.

### 7.4. Summary

According to my research about the internal force game of multi sheave friction drives the following new scientific results can be highlighted:

1. *An experimental measuring system has been further developed to be able to analyze the forces game of multi sheaves friction drives. An optical image processing and analyzer program has been developed to measure and evaluate the tensile force in the incoming and outgoing wire ropes branches.*
  - The steel wire rope (as a traction element) is replaced with a cylindrical helical spring. With this replacement the tensile force in the branches can be defined based on the applied elongation.
  - The tensile force in the branches has determined the incoming and outgoing tensile forces at the sheaves at the base geometrical and kinematical configuration. Between the incoming and outgoing tensile forces the Euler' formula has been verified.
  - The image analyzer program can be universally used on images where the cyclical repetition of image parts determines the rope elongation and rope tensile force. Using discrete time sampling the dynamic processes can be analyzed with this developed method,

- 
2. *A nonlinear finite element model and algorithm have been developed to model the force game of the multi sheave friction drives using truss elements.*
- The self developed program can determine the tensile force variation in the wire rope along arc part of the sheave too. At the measuring the tensile force has been determined only in the straight branches between the sheaves.
  - The starting transient effects which can be occurred by giving or removing the loads, variation of the coefficient of friction or starting or stopping the driving system were examined. According to the investigation the additional forces at the starting process (which considered as the most dangerous case) due to transient phenomena do not exceed the tensile strength of the rope, so it does not cause the breakage of the rope.
  - The contact status of the nodal points like sticking, being on the limit of sliding and sliding has been examined. The wire rope is not only deforming and displacing, so a friction has been applied on the section in contact. The contact status of the rope and the sheave is checked and during the time these points can come into contact or leave the contact. The force game based on the contact configuration on the sheaves was equal with the force game given by the measuring at various load conditions.
  - The program can be used to analyze the quasi static and dynamic behavior of driving systems with ideal and realistic geometrical and kinematical conditions.
3. The possible causes of the wire rope breakage have been revealed by FEM simulation and measurements with the following conclusions:
- 3.1. *Based on the measurements and the simulation results dynamical extra tensile force generates in the wire rope due to the relative speed difference between the sheaves.*
- Because of the diameter differences caused by the diameter of the sheaves, rope or rope contraction a relative speed difference is generated between two sheaves.
  - The relative speed difference between two sheaves causes continuous strengthening or relaxation of the rope till the tensile strength between the sheaves reaches the limit of sliding.
- 3.2. *The dynamical process is periodical, which consists of tensile force increasing – slipping – tensile force increasing or tensile force decreasing – slipping – tensile force decreasing processes.*
- If the strengthening or relaxation of the tensile force of the rope branches is greater than the transferable maximum tensile force, a slide (macro-slide) is starting up against the direction of the drive.
  - After the sliding and the equalization process are finished the tensile force strengthening or relaxation is starting up again.
  - causes a very quick tensile force equalization in the wire rope branches. The sliding process happens rapidly in the sliding area.
  - At the end of the sliding the difference in the circumferential velocities is eliminated and a new force equilibrium state will be built up.
  - These effects are added together at the sheaves after each other.
-



- In driving or breaking operation mode the influence of these relative speed differences are occurring inversely.

*3.3. The influences of the slipping can be added together and in worst case can lead to a whole system slipping.*

- The wire rope can slip or slide on the driven sheave when the Euler's slip condition is not satisfied. These slipping will occur at the sheaves with critical load conditions (near to slip) not in the same time, so their influences can strengthen or weaken each other.
- If the influences are strengthening each other then a local sliding, one sheave sliding, more sheaves sliding or the whole system sliding can happen that can lead to the damage of the wire rope storage system.
- During the slide the wire rope will move against the driving direction and the incoming and outgoing tensile forces will be equalized. When the relative speed difference between the wire rope and the sheave become zero, then the force game is restarting accompanied by dynamic excess forces.

*3.4. A force transfer limit curve and area have been determined for a general driving or breaking system which can show the maximum overstretching or relaxation.*

- The place where strengthening or relaxation of the rope is starting up is determined by the reserve of the system (direction of drive, number of sheaves, wrap angle, the loads in the incoming and outgoing branches and the coefficient of friction), the wear, place and the exact diameter of the sheaves and the cross contraction and wear of wire rope.
- Tensile force strengthening or relaxation can be occurred only on a driven or braked sheave which has a guiding function too. The maximal strengthening or relaxation of the wire rope cannot be higher than the actual system reserve can equilibrate without any slide.

4. The measurement and simulations are justified the presence of additional tensile forces which depends on the relative speed difference and the incoming and outgoing branch tensile forces. The slipping locations can be defined, which can be local slipping, one sheave slipping, many sheave slipping or whole system slipping as well. The biggest overload can be occurred in driven (lifting) case when there is a positive relative speed difference in the beginning of the system and the system has a reserve from the transferable force.

## **7.5. Köszönetnyilvánítás**

Az értekezés a Miskolci Egyetem Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskola képzésének keretében (Gépek és Szerkezetek Tervezése tématerület és Anyagmozgató Gépek Tervezése Témacsoport) készült. Ezúton szeretnék köszönetet mondani mindazoknak, akik munkájukkal hozzájárultak az értekezés elkészítéséhez.

---

Külön köszönet illeti tudományos vezetőimet, Dr. Németh János és Dr. Szabó Tamás Tanár Urakat, segítőkész útmutatásaikért, szakmai tanácsaikért, a közös munkáért, akik az éveken át tartó folyamatos konzultációt idejüket nem sajnálva biztosították.

Köszönöm Czap László Tanár Úr szakmai segítségét, aki a számítógépes képfeldolgozás világába vezetett be.

Köszönetemet fejezem ki a Casar Drahtseilwerk GMBH-nak és kollektívájának, illetve a FUX ZRT-nek és kollektívájának a kutatás anyagi és szellemi támogatásáért.

Köszönöm Dr. Cselényi József és Dr. Oplatka Gábor Professzor Uraknak az építő kritikai megjegyzéseit, melyeket a kutatásom ideje alatt kaptam.

Köszönöm a Miskolci Egyetem Anyagmozgatás és Logisztika Tanszék teljes kollektívájának a mindig segítőkész hozzáállását és támogatását.

Köszönetemet fejezem ki Szűcs Jánosnak, aki a kutatásom elején tanácsaival segített.

S végül, de nem utolsó sorban köszönöm feleségemnek Eszternek és a családomnak, hogy türelmük mellett folyamatos támogatást kaptam az értekezésem elkészítéséhez.

## Ábrajegyzék

1.1. ÁBRA. TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁST BEMUTATÓ CAD MODELL.....	1
1.2. ÁBRA. A LIEBHERR ÁLTAL GYÁRTOTT CÖLÖPVERŐ GÉP.....	1
1.3. ÁBRA. EGY SZABADVEZETÉK-SODRÓ GÉPNÉL HASZNÁLT SÚRLÓDÓ HAJTÁS, [22].....	2
1.4. ÁBRA. MARKOLÓ KANÁLLAL SZERELT DARU (A.) ÉS EGY MÉLYTENGERI PLATFORM TELEPÍTŐ HAJÓ (B.).....	2
1.5. ÁBRA. KÁBELFEKTETŐ HAJÓKNÁL A JELLEMZŐ ORR ÉS FAR KIALAKÍTÁSOK.....	3
1.6. ÁBRA. KÁBELFEKTETÉS ELVI VÁZLATA: A HAJÓ A FARRÉSZEN ENGEDI A KÁBELT (A.) A HAJÓ AZ ORR- ÉS A FARRÉSZEN IS KÉPES ENGEDNI A KÁBELT (B.).....	3
1.7. ÁBRA. KÁBELFEKTETŐ HAJÓ METSZETI KÉPE (A.) ÉS A HAJÓ GYOMRÁBAN LÉVŐ KÁBELTÁROLÓK EGYIKE. (B.).....	3
1.8. ÁBRA. ÁLTALÁNOS KÁBELFEKTETŐ HAJÓ.....	4
1.9. ÁBRA. A KÁBELFEKTETÉS VÁZLATA (A.) A HAJÓ FELBORULÁSA A KÁBELSZAKADÁS KÖVETKEZTÉBEN (B.).....	4
2.1. ÁBRA. EGY ÁLTALÁNOS FELÉPÍTÉSŰ CSÖRLŐRENDSZERREL TÁMOGATOTT TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁS CAD MODELLJE (A.) ÉS A CAD MODELL ALAPJÁT KÉPEZŐ KINEMATIKAI VÁZLAT (B.).....	6
2.2. ÁBRA. TÖBBTÁRCSÁS SÚRLÓDÓ HAJTÁS TÁRCSASORAINAK CAD MODELLJEI: HENGERES VERZIÓ, MART HORNOKKAL (A.) ÉS TÁRCSÁS VERZIÓ (B.).....	6
2.3. ÁBRA. KÖTÉLGYÁRTÁS EGYIPTOMBAN I.E. 2000-BEN (A.) ÉS A SZENT PÉTER-TÉREN AZ OBELISZK ÁLLÍTÁSA 1586-BAN. (B.), AZ ALBERT KÖTÉL SZERKEZETE: 3X4X3,5MM (C.).....	7
2.4. ÁBRA. A 1X6-OS ACÉL KÖZPONTI SZÁLAS PÁSZMA (A.), A TÖBBRÉTEGŰ 1X6X12-ES PÁSZMA (B.), A SAN FRANCISCO-I CABLA CAR (C.), A SEAL SZERKEZET (D.), A WARRINGTON SZERKEZET (E.) ÉS A WARRINGTON-SEAL SZERKEZET (F.).....	8
2.5. ÁBRA. A NEM KÖR SZELVÉNYŰ ZÁRT PÁSZMA (A.) LAPOS PÁSZMÁS KÖTÉL (B.).....	8
2.6. ÁBRA. EGYENES HUZALOK TENGYELIRÁNYÚ TERHELÉSE (A.), SODROTT SZERKEZET TENGYELIRÁNYÚ TERHELÉSE (B.), AZ ÁTMÉRŐ HATÁSA A FORGATÓNYOMATÉKRA (C.), A FORGÁSMENLESSÉG BIZTOSÍTÁSA ELLENIRÁNYÚ SODRATOKKAL (D,E.).....	9
2.7. ÁBRA. NORMÁL KÖTÉLSZERKEZET ÉS A TÖMÖRÍTETT KÖTÉLSZERKEZET (A.), A NORMÁL ÉS A TÖMÖRÍTETT PÁSZMA FELFEKVÉSE (B.).....	9
2.8. ÁBRA. A PÁSZMÁK KENŐANYAGON ÜLNEK (A.) ETTŐL JOBB MEGOLDÁS A MŰANYAG BETÉT ALKALMAZÁSA, AHOL A PÁSZMÁK KÖZÖTTI RÉST MŰANYAG TÖLTI KI (B.).....	10
2.9. ÁBRA. AZ ÁLTALÁNOS KENÉSI TÍPUSOK: CSAK A KÖTÉLBETÉT VAN KENVE (A.), A KÖTÉL PÁSZMÁI BELSŐLEG KENVE (B.), A KÖTÉL PÁSZMÁI KÜLSŐLEG KENVE (C.), A KÖTÉL PÁSZMÁI BELSŐLEG ÉS KÜLSŐLEG KENVE (D.)... 10	
2.10. ÁBRA. AZ ACÉL, A DRÓT, A PÁSZMA ÉS A KÖTÉL JELLEGZETES NYÚLÁSI GÖRBÉI.....	11
2.11. ÁBRA. KÖTELEK NYÚLÁSI SZAKASZAI.....	12
2.12. ÁBRA. KÖTELEK NYÚLÁSA AZ ÉLETTARTAMUK SORÁN.....	13
2.13. ÁBRA. KÖTÉLÉLPÁSZMÁK A KÖTÉL HAJLÍTÁSA KÖZBEN.....	14
2.14. ÁBRA. KÖTÉL TÁRCSÁRA TÖRTÉNŐ FEL ÉS LEFUTÁSA: MEGHAJLÁSI ÉS KIEGYENESEDÉSI SZAKASZ.....	15
2.15. ÁBRA. ELEKTROMOS MEGHAJTÁS CSÖRLŐRENDSZEREKHEZ (A.), CSÖRLŐKNÉL HASZNÁLT TÁROLÓDOB (B.), EGY ÖSSZESZERELT CSÖRLŐS ENDSZER (C.).....	16
2.16. ÁBRA. HORGONY MOZGATÓ CSÖRLŐ (A.), HAJÓVONTATÓ CSÖRLŐ (B.).....	16
2.17. ÁBRA. SZÉLES KIS ÁTMÉRŐJŰ CSÖRLŐ $D/D < 15$ (A.), KESKENYEBB NAGYOBB ÁTMÉRŐJŰ CSÖRLŐ $D/D = 20-30$ (B.), KESKENY NAGY ÁTMÉRŐJŰ CSÖRLŐ $D/D > 100$ (C.).....	17
2.18. ÁBRA. KIS ÁTMÉRŐJŰ CSÖRLŐ (A.) ÉS NAGY ÁTMÉRŐJŰ CSÖRLŐ (B.).....	18
2.19. ÁBRA. A NEM MEGFELELŐ FELCSÉVÉLÉS KÖVETKEZMÉNYE.....	18
2.20. ÁBRA. JELLEGZETES HORONYKIALAKÍTÁSOK: H - HORONY (A.), U - HORONY (B.), ALÁMETSZETT U - HORONY (C.) ÉS V - HORONY KIALAKÍTÁS (D.).....	19
2.21. ÁBRA. EGY KOPOTT TÁRCSA U - HORNIA.....	20
2.22. ÁBRA. HAJLÉKONY VONÓELEM.....	21
2.23. ÁBRA. A DS ELEMI ÍVHOSSZ ELEMI ERŐRENDSZERE (A.) ÉS A HOZZÁ TARTOZÓ ERŐSOKSZÖG (B.).....	21
2.24. ÁBRA. EGYSZERŰ VÉGTELENÍTETT VONÓELEMMEL RENDELKEZŐ DOBHAJTÁSOS RENDSZER. A KÉT DOBBÓL CSAK A JOBBOLDALI HAJTOTT.....	23

2.25. ÁBRA. EGY DOBOS HAJTOTT RENDSZER ERŐÁTVITELE. A FEL ÉS A LEFUTÓ ÁGI ERŐK NEM EGYFORMÁK. ....	24
2.26. ÁBRA. AZ ELMÉLETI TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTHOZ TARTOZÓ ERŐÁTVITELI DIAGRAMM (A,) ÉS A CSÚSZÁS HATÁRÁN ÜZEMELŐ FÉKEZÉSI(1) ÉS HAJTÁSI(2) GÖRBÉK (B) .....	25
2.27. ÁBRA. A EMELÉSI ÉS SÜLLYESZTÉSI ERŐÁTVITELI DIAGRAMMOK, HA A RENDSZER RENDELKEZIK TARTALÉKKAL. ....	26
2.28. ÁLTALÁNOS TÁRCSA TERHELÉSI VISZONYAI. A TÁRCSA NINCS MAXIMÁLISAN KITERHELVE ( $T_2 < T_2'$ ). ....	27
2.29. ÁBRA. ÁLTALÁNOS U HORONYKIALAKÍTÁS ÉS TÁMASZTÓ ERŐRENDSZERE (A,) ÉS AZ F TÁMASZTÓERŐHÖZ TARTOZÓ FONTOSABB PARAMÉTEREK (B,) .....	29
2.30. ÁBRA. DOB VAGY TÁRCSA TÁMASZTÓ ERŐRENDSZERE (A,), A TÁMASZTÓ ERŐRENDSZER ERŐSOKSZÖGE (B,)....	30
2.31. ÁBRA. A LÁTSZÓLAGOS SÚRLÓDÁSI TÉNYEZŐ ALAKULÁSA A $\gamma_U$ SZÖG FÜGGVÉNYÉBEN. ( $\mu = 0,1$ ) A SZÉLESEBB ALÁMETSZÉSSSEL A LÁTSZÓLAGOS SÚRLÓDÁSI TÉNYEZŐ NŐ.....	31
2.32. ÁBRA. AZ ÉKHORONY (V – HORONY) TÁMASZTÓ ERŐRENDSZERE. ....	31
2.33. ÁBRA. A LÁTSZÓLAGOS SÚRLÓDÁSI TÉNYEZŐ ALAKULÁSA A $\gamma_V$ SZÖG FÜGGVÉNYÉBEN. A KISEBB ÉKSZÖGGEL A LÁTSZÓLAGOS SÚRLÓDÁSI TÉNYEZŐ ARÁNYOSAN NŐ. ....	32
2.34. ÁBRA. KÉTTÁRCSÁS HAJTÁS VÁZLATA. A HAJTOTT TÁRCSÁKON AZ ÁTFOGÁSI SZÖGEK 180°-NÁL NAGYOBBAK... ..	33
2.35. ÁBRA. EGY ÁLTALÁNOS „U” HORNYÚ TÁRCSA ÉS KÖTÉL KAPCSOLATA: ALAP ESET(A,), A TÁRCSA KOPOTT, A KÖTÉL BERÁGTA MAGÁT A TÁRCSÁBA (B,) ÉS A KÖTÉL KOPOTT VAGY MEGNYÚLT(C,) .....	35
2.36. ÁBRA. KÉT TÁRCSÁVAL MEGVALÓSÍTOTT 360°-OS ÁTFOGÁSI SZÖG EMELÉS ESETÉN, HA RENDSZER A CSÚSZÁS HATÁRÁN VAN (A,) ÉS KÉT 90°-OS ÁTFOGÁSI SZÖGŰ TÁRCSA ERŐÁTVITELI DIAGRAMJA, HA A RENDSZER A CSÚSZÁS HATÁRÁN VAN (B,) .....	36
2.37. ÁBRA. 7 TÁRCSÁS RENDSZER MINDEN TÁRCSÁJA 180 FOKOS ÁTFOGÁSI SZÖGGEL ÜZEMEL, EKKOR A TELJES ÁTFOGÁSI SZÖG 1260°. A RENDSZER A CSÚSZÁS HATÁRÁN VAN: SÜLLYESZTÉS (A,) ÉS AZ EMELÉS (B,) DIAGRAMJAI .....	36
2.38. ÁBRA. 7 TÁRCSÁS RENDSZER MINDEN TÁRCSÁJA 180 FOKOS ÁTFOGÁSI SZÖGGEL ÜZEMEL, EKKOR A TELJES ÁTFOGÁSI SZÖG 1260°. A RENDSZER NEM CSÚSZÁS HATÁRÁN VAN, EZÉRT TARTALÉKKAL RENDELKEZIK: SÜLLYESZTÉS (A,) ÉS AZ EMELÉS (B,) DIAGRAMJAI .....	37
2.39. ÁBRA. HÁROMTÁRCSÁS RENDSZER ELRENDEZÉSI VÁZLATA .....	37
2.40. ÁBRA. A HÁROMTÁRCSÁS RENDSZER ERŐÁTVITELE A CSÚSZÁS HATÁRÁN, HA A SÚRLÓDÁSI TÉNYEZŐ ÁLLANDÓ (A,) ÉS HA A SÚRLÓDÁSI TÉNYEZŐ TÁRCSÁNKÉNT ELTÉRŐ (B,) .....	39
2.41. ÁBRA. A VIZSGÁLT 7 TÁRCSÁS RENDSZER ELRENDEZÉSI VÁZLATA.....	39
2.42. ÁBRA. ÁLTALÁNOS 7 TÁRCSÁS HAJTÁS TÁRCSÁNKÉNTI LE- ÉS FELFUTÓ ÁGI KÖTÉLERŐI (A,) ÉS AZ EGYES TÁRCSÁK ÁLTAL ÁTVITT KERÜLETI ERŐ NAGYSÁGA (B,) .....	42
2.43. ÁBRA. A 3 TÁRCSÁS RENDSZERRŐL KÉSZÍTETT PILLANATKÉP .....	44
2.44. ÁBRA. MENETENKÉNTI KIÉRTÉKELÉS AZ ÍVES SZAKASZON AUTOCAD PROGRAM HASZNÁLATÁVAL .....	45
2.45. ÁBRA. A 7 TÁRCSÁS GÉP .....	45
2.46. ÁBRA. KIÉRTÉKELÉSI EREDMÉNY ADOPE PHOTO SHOP ÉS MATHCAD PROGRAMMAL .....	46
3.1. ÁBRA. A FELÉPÍTÉS SZEMPONTJÁBÓL A MODELLEZÉS ALAPJÁT KÉPZŐ SÚRLÓDÓ HAJTÁS MODELLEJE.....	49
3.2. ÁBRA. A MODELLEZÉS ÉS A VIZSGÁLATOK ALAPJÁT KÉPZŐ PARAMÉTEREK .....	50
3.3. ÁBRA. A KÖR KERESZTMETSZETŰ ELŐFESZÍTETT HENGERES CSAVARRUGÓ VÁZLATA (A,) A TÁRCSAHORONY ALAKJA (B,) .....	51
3.4. ÁBRA. AZ F-ERŐ HATÁSÁRA AZ L TERHELETLEN HOSSZÚSÁGÚ RUGÓ $\Delta L$ MEGNYÚLÁSA (A,) AZ ELŐFESZÍTETT HENGERES CSAVARRUGÓ $\Delta L$ MEGNYÚLÁSÁHOZ TARTOZÓ $\Delta F$ ERŐNÖVEKEDÉS (B,) A VIZUÁLIS RUGÓERŐ MÉRÉS FOLYAMATÁBRÁJA (C,) .....	51
3.5. ÁBRA. AZ ÚJ KÖTÉL ÉS RUGÓERŐ MÉRÉSÉRE IS ALKALMAS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS CAD MODELLEJE.....	52
3.6. ÁBRA. A 7 TÁRCSÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS ELRENDEZÉSI VÁZLATA .....	53
3.7. ÁBRA. A HAJTÁS VEZÉRLÉSÉNEK ALGORITMUSA .....	53
3.8. ÁBRA. A KIVITELEZETT 7 TÁRCSÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS .....	54
3.9. ÁBRA. A MÉRŐBERENDEZÉS TOVÁBBFEJLESZTÉSE MEGNÖVELT FUTÁSI ÚTTAL. ELRENDEZÉSI VÁZLAT (A,) ÉS CAD MODELL (B,) .....	56
3.10. ÁBRA. A TÁRCSÁK EGYMÁSHOZ VISZONYÍTOTT ELHELYEZKEDÉSE .....	58
3.11. ÁBRA. A MÉRÉS MENETÉNEK PONTOS BEMUTATÁSA .....	60

3.12. ÁBRA. MANUÁLIS KÉPKIÉRTÉKELÉS: A MENETEK PIXELHOSSZÁNAK MEGHATÁROZÁSA (ADOBE PHOTOSHOP) ...	61
3.13. ÁBRA. A 7 TÁRCSÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS HITELESÍTÉSE: A MÉRT KÖTÉLERŐK ÉS AZ ELMÉLETI TERELÉSI EGYENESEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA .....	63
3.14. ÁBRA. A 7 TÁRCSÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS HITELESÍTÉSE: SZIMMETRIAVIZSGÁLAT.....	64
4.1. ÁBRA. AZ ÉLDETEKTÁLÁSOS MÓDSZERREL MEGVALÓSÍTHATÓ PROGRAM ALGORITMUSA (A.), A HASONLÓSÁG VIZSGÁLATTAL MEGVALÓSÍTHATÓ PROGRAM ALGORITMUSA (B.) ÉS A CEPSTRUM ELJÁRÁSSAL MEGVALÓSÍTHATÓ PROGRAM ALGORITMUSA (C.).....	67
4.2. ÁBRA. AZ ÉLDETEKTÁLÁS MÓDSZERE A MATLAB IMAGE PROCESSING TOOLBOXSZAL.....	68
4.3. ÁBRA. A HASONLÓSÁG VIZSGÁLAT: A MATLAB IMAGE PROCESSING TOOLBOXSZAL MEGVALÓSÍTOTT PROGRAM FUTÁSI EREDMÉNYEINEK EGY KIEMELT SZEMLÉLTETŐ PÉLDÁJA AZ ÍVES (A,) ÉS A TELJES RUGÓMENETRE (B,) ....	68
4.4. ÁBRA. A CEPSTRUM MÓDSZER: A VIZSGÁLT KÉP ÉS A HÁROM FAJTA MEGJELENÍTÉS.....	69
4.5. ÁBRA. AZ ELSŐ KÉP VIZSGÁLATA: A PROGRAM MEGJELÖLTE AZ ÁLTALA MEGTALÁLT MENETEKET (ZÖLD TÉGLALAPOK). A VIZSGÁLT MENETEK SZÁMA ELŐRE MEGADHATÓ.....	71
4.6. ÁBRA. EGY MÉRÉSI KÉP AZ EGYES KÖTÉLÁGAKKAL.....	72
4.7. ÁBRA. ERŐÁTVITELI FELÜLET.....	73
4.8. ÁBRA. A MANUÁLIS ÉS AZ AUTOMATA MÉRÉSKIÉRTÉKELÉSEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA .....	74
4.9. ÁBRA. A TERELÉSI, SÜLLYESZTÉSI ÉS EMELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTOKHOZ TARTOZÓ ELMÉLETI ÉS AUTOMATA KIÉRTKELÉSSSEL KAPOTT GÖRBÉK .....	75
5.1. ÁBRA. A TEST MOZGÁSA DERÉKSZÖGŰ KOORDINÁTA RENDSZERBEN.....	78
5.2. ÁBRA. HÁROM DIMENZIÓS T IDŐPILLANATBELI HÚZOTT NYOMOTT RÚDELEM KONFIGURÁCIÓ.....	81
5.3. ÁBRA. A NEMLINEÁRIS VÉGESELEMES ALGORITMUS.....	89
5.4. ÁBRA. A KÖTÉL ÉS A TÁRCSA ÉRINTKEZÉSI FELADATA (A,) ÉS A COULOMB-FÉLE SÚRLÓDÁSI KÚP (B,) .....	90
5.5. ÁBRA. AZ ÉRINTKEZÉSI FELADAT ALGORITMUSA: A COULOMB FÉLE SÚRLÓDÁS, A CSÚSZÁS ÉS TAPADÁS FIGYELEMBE VÉTELE A KÖTÉL ÉS A TÁRCSA KÖZÖTT.....	91
5.6. ÁBRA. A CSOMÓPONTOKKAL DEFINIÁLT VONÓELEM A FUTÁS KEZDETI ÉS UTOLSÓ PILLANATÁBAN (A,) ÉS AZ ÉRINTKEZÉSI FELTÉTELEK ALAPJÁN A TELJES FUTÁSRA MEGADOTT CSOMÓPONTI ÁLLAPOTOK. ....	92
5.7. ÁBRA. ERŐÁTVITELI DIAGRAM SZEMLÉLTETÉSE (VONÓELEMENBEN ÉBREDŐ ERŐ A TELJES HOSSZON) (A,) A VONÓELEMENBEN ÉBREDŐ ERŐ A TELJES HOSSZON A FUTÁS MINDEN IDŐLÉPÉSÉBEN. (B,).....	92
5.8. ÁBRA. EGYTÁRCSÁS (A,) ÉS HÁROMTÁRCSÁS(B,) HAJTOTT RENDSZER ERŐÁTVITELI DIAGRAMJA AZ 5.3. TÁBLÁZAT ALAPJÁN.....	94
6.1. ÁBRA. AZ INDÍTÁSI SZAKASZOK:I, II ÉS III ÉS AZ EGYES SZAKASZOKNÁL TAPASZTALHATÓ TRANZIENS JELENSÉGEK	97
6.2. ÁBRA A VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ EREDMÉNYE: A, A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT B, A SÜLLYESZTÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT C, AZ EMELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTHOZ TARTOZÓ ERŐÁTVITELI FELÜLET.....	99
6.3. ÁBRA. A CSOMÓPONTOK KONTAKT ÉS TAPADÁSI/CSÚSZÁSI ÁLLAPOTAI: SÜLLYESZTÉSI, FÉKEZÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL A, ÉS EMELÉSI, HAJTÁSI TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL B,.....	100
6.4. ÁBRA A VEM FUTÁS, A HOZZÁ TARTOZÓ ELMÉLET ÉS MÉRÉS ÖSSZEHASONLÍTÁSA .....	101
6.5. ÁBRA A VEM FUTÁS, A HOZZÁ TARTOZÓ ELMÉLET ÉS MÉRÉS ÖSSZEHASONLÍTÁSA .....	102
6.6. ÁBRA A 6.5. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ EREDMÉNYE. A KAPOTT FELÜLET TERELÉSI FELÜLET, AMELYNÉL ERŐFELEPÜLÉS TAPASZTALHATÓ. ....	103
6.7. ÁBRA A DINAMIKUS ERŐFELEPÜLÉS.....	104
6.8. ÁBRA AZ ÁLLANDÓSULT TÚLERŐ .....	105
6.9. ÁBRA KÜLÖNBÖZŐ POZITÍV RELATÍV SEBESSÉGGÜLÖNBBSÉGEK BEMUTATÁSA TERELÉSES TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL .....	105
6.10. ÁBRA KÜLÖNBÖZŐ FEL- ÉS LEFUTÓ ÁGI TERHELÉSEK BEMUTATÁSA TERELÉSES ESETNÉL A 6.7. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN.....	107
6.11. ÁBRA A MELLÉKLET M13. TÁBLÁZAT (M5.2 PONT) EGYES ÉS NÉGYES BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK.....	107
6.12. ÁBRA AZ M13. TÁBLÁZAT (M5.2 PONT) PARAMÉTEREI ALAPJÁN VÉGZETT FUTÁSOK TERELÉSI GÖRBÉI. ....	108

6.13. ÁBRA A 6.9. TÁBLÁZAT EGYES (A.) ÉS NÉGYES (A.) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	109
6.14. ÁBRA A 6.9. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN VÉGZETT FUTÁSOK SÜLLYESZTÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	109
6.15. ÁBRA A 6.10. TÁBLÁZAT EGYES ÉS NÉGYES BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	110
6.16. ÁBRA A 6.10. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN VÉGZETT FUTÁSOK EMELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	111
6.17. ÁBRA A 6.11. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN AZ ELSŐ BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ EREDMÉNYE. A KAPOTT FELÜLET TERELÉSI FELÜLET, AMELYNÉL KILAZULÁS TAPASZTALHATÓ. ....	112
6.18. ÁBRA A MELLÉKLET M5.3 PONTJÁNAK M16. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN AZ ELSŐ BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT FUTÁS TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	113
6.19. ÁBRA A MELLÉKLET 5.3-AS PONTJA M16. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN A NÉGY BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT FUTÁS TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	113
6.20. ÁBRA A 6.12. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN A HÁROM BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT FUTÁS TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	114
6.21. ÁBRA A 6.13. TÁBLÁZAT EGYES ÉS NÉGYES BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	115
6.22. ÁBRA A MELLÉKLET M5.3 PONTJA M18 TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN VÉGZETT FUTÁSOK TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	116
6.23. ÁBRA A MELLÉKLET M5.3 PONTJA M19 TÁBLÁZAT EGYES ÉS NÉGYES BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	117
6.24. ÁBRA A MELLÉKLET M5.3 PONTJA M19 TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN VÉGZETT FUTÁSOK SÜLLYESZTÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	117
6.25. ÁBRA A MELLÉKLET M20. TÁBLÁZATA EGYES ÉS NÉGYES BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	118
6.26. ÁBRA A MELLÉKLET M20. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN VÉGZETT FUTÁSOK EMELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. .....	118
6.27. ÁBRA A 6.16. TÁBLÁZAT EGYES BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FUTÁSI FELÜLET. ....	120
6.28. ÁBRA A 6.16. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN AZ ELSŐ BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT FUTÁS TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	120
6.29. ÁBRA A MELLÉKLET M21 TÁBLÁZAT KETTES ÉS HÁRMAS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FUTÁSI FELÜLETEK. .....	121
6.30. ÁBRA A MELLÉKLET M21 TÁBLÁZAT NÉGYES ÉS ÖTÖS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FUTÁSI FELÜLETEK. ....	121
6.31. ÁBRA A MELLÉKLET M21. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN AZ 1.-5. BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT FUTÁSOK TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	122
6.32. ÁBRA A CSOMÓPONTOK ÉRINTKEZÉSI ÉS TAPADÁSI/CSÚSZÁSI ÁLLAPOTAI, A MELLÉKLET M21. TÁBLÁZAT MÁSODIK BEÁLLÍTÁSÁNÁL VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ ALAPJÁN. ....	122
6.33. ÁBRA A MELLÉKLET M22. TÁBLÁZAT ELSŐ BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FUTÁSI FELÜLET. ....	123
6.34. ÁBRA A MELLÉKLET M22. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN AZ ELSŐ BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT FUTÁS TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	124
6.35. ÁBRA A CSOMÓPONTOK ÉRINTKEZÉSI ÉS TAPADÁSI/CSÚSZÁSI ÁLLAPOTAI, A MELLÉLET M22. TÁBLÁZAT ELSŐ BEÁLLÍTÁSÁNÁL VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ ALAPJÁN. ....	124
6.36. ÁBRA A MELLÉKLET M22. TÁBLÁZAT 2. (A.), 3. (B.) ÉS 4. (C.) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FELÜLETEK. ....	125
6.37. ÁBRA A MELLÉKLET M22. TÁBLÁZAT 1.-4. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI GÖRBÉK. ....	125
6.38. ÁBRA A MELLÉKLET M23. TÁBLÁZAT 1. (A.), 2. (B.) ÉS 3. (C.) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FELÜLETEK. ....	126
6.39. ÁBRA A MELLÉKLET M23. TÁBLÁZAT 1.-3. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI GÖRBÉK. ....	126
6.40. ÁBRA A 6.19. TÁBLÁZAT 1.-4. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI GÖRBÉK. ....	127
6.41. ÁBRA A MELLÉKLET M25. TÁBLÁZAT 2. (A.), 3. (B.) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FELÜLETEK. ....	128
6.42. ÁBRA AZ M25. TÁBLÁZAT 1.-4. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI GÖRBÉK. ....	129
6.43. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONT M26. TÁBLÁZAT BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI FELÜLET. ....	129
6.44. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONTJA M26. TÁBLÁZAT 1. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI GÖRBE. ....	130
6.45. ÁBRA A 6.21. TÁBLÁZAT 2.(A.) ÉS 3. (B.) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI FELÜLET. ....	130
6.46. ÁBRA A 6.20. TÁBLÁZAT 2. ÉS 3. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI GÖRBE. ....	131
6.47. ÁBRA A 6.22. TÁBLÁZAT 1.(A.) ÉS 2. (B.) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI FELÜLET. ....	131
6.48. ÁBRA A 6.22. TÁBLÁZAT 2.(A.) ÉS 3. (B.) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI FELÜLET. ....	132
6.49. ÁBRA A 6.22. TÁBLÁZAT NÉGY BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI GÖRBÉK. ....	132
6.50. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONTJÁNAK M28. TÁBLÁZAT 1. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ EMELÉSI FELÜLET. ....	133
6.51. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONTJÁNAK M28. TÁBLÁZAT ELSŐ BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ EMELÉSI GÖRBE. ....	133

6.52. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONTJÁNAK M28. TÁBLÁZAT 2.(A,) ÉS 3. (B,) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ EMELESI FELÜLET.....	134
6.53. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONTJÁNAK M28. TÁBLÁZAT 2. ÉS 3. BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ EMELESI GÖRBÉK..	134
6.54. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONTJÁNAK M28. TÁBLÁZAT 1.(A,) ÉS 2. (B,) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ EMELESI FELÜLET.....	135
6.55. ÁBRA A MELLÉKLET M5.4 PONTJÁNAK M28. TÁBLÁZAT 3.(A,) ÉS 4. (B,) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ EMELESI FELÜLET.....	135
6.56. ÁBRA A CSOMÓPONTOK ÉRINTKEZÉSI ÉS TAPADÁSI/CSÚSZÁSI ÁLLAPOTAI, A 6.24. TÁBLÁZAT 3. BEÁLLÍTÁSÁNÁL VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ ALAPJÁN. ....	135
6.57. ÁBRA A 6.24. TÁBLÁZAT NÉGY BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ EMELESI GÖRBÉK. ....	136
6.58. ÁBRA TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL KIALAKULÓ MAXIMÁLIS TÚLERŐ .....	137
6.59. ÁBRA TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL KIALAKULÓ MAXIMÁLIS KILAZULÁS.....	138
6.60. ÁBRA A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT ERŐÁTVITELI TERÜLETE.....	138
6.61. ÁBRA ERŐÁTVITELI TERÜLET A 0-100% KIHASZNÁLTÁSIG .....	139
6.62. ÁBRA ERŐÁTVITELI TERÜLET A 0-100% KIHASZNÁLTÁSIG ABBAN AZ ESETBEN, HA RELATÍV SEBESSÉ GKÜLÖNBSÉG IS LEHETSÉGES.....	140
6.63. ÁBRA ERŐÁTVITELI TERÜLET KÉT TÁRCSÁNYI TARTALÉKKAL RENDELKEZŐ HÉT TÁRCSÁS RENDSZERNÉL, HA CSAK POZITÍV RELATÍV SEBESSÉ GKÜLÖNBSÉG LEHETSÉGES. ....	140
6.64. ÁBRA ERŐÁTVITELI TERÜLET KÉTTÁRCSÁNYI TARTALÉKKAL RENDELKEZŐ HÉT TÁRCSÁS RENDSZERNÉL, HA CSAK NEGATÍV RELATÍV SEBESSÉ GKÜLÖNBSÉG LEHETSÉGES.....	141
6.65. ÁBRA ERŐÁTVITELI TERÜLET KÉTTÁRCSÁNYI TARTALÉKKAL RENDELKEZŐ HÉT TÁRCSÁS RENDSZERNÉL, HA NEGATÍV ÉS/VAGY POZITÍV RELATÍV SEBESSÉ GKÜLÖNBSÉG IS LEHETSÉGES.....	142
6.66. ÁBRA ERŐÁTVITELI TERÜLET KÉTTÁRCSÁNYI TARTALÉKKAL RENDELKEZŐ HÉT TÁRCSÁS RENDSZERNÉL, HA NEGATÍV ÉS/VAGY POZITÍV RELATÍV SEBESSÉ GKÜLÖNBSÉG IS LEHETSÉGES AZ EMELESI, SÜLLYESZTÉSI ÉS TERELÉSI ÁLLAPOTOKNÁL.....	142
6.67. ÁBRA. A TÖBBTÁRCSÁS SÜRLŐDŐ HAJTÁS ERŐÁTVITELI GÖRBÉJE .....	144
6.68. ÁBRA. A 6.3. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN ADOTT SÜLLYESZTÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL BEKÖVETKEZŐ LEGNAGYOBB KÖTÉLERŐT BEMUTATÓ ERŐÁTVITELI DIAGRAM.....	144
7.1. ÁBRA EGY ÁLTALÁNOS 7 TÁRCSÁS RENDSZER MAXIMÁLIS KIHASZNÁLTÁGÁHOZ TARTOZÓ ERŐÁTVITELI GÖRBE ÉS A KÉTTÁRCSÁS TARTALÉKKAL RENDELKEZŐ RENDSZER KÖTÉLERŐ CSÚCSA .....	148
M1. ÁBRA. VÁZLAT A KÖTÉL AXIÁLIS IRÁNYÚ ERŐ KOMPONENSÉNEK ÉS A RÁ MERŐLEGES SÍKBAN ÉBREDŐ ERŐKOMPONENSÉNEK BEMUTATÁSÁRA .....	172
M2. ÁBRA. A HÉTTÁRCSÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS FŐ TARTÓLEMEZE A HAJTÓTÁRCSÁKKAL.....	174
M3. ÁBRA. A VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS TÁROLÓ DOBJAI A FOTÓÁLLVÁNNYAL (A,) ÉS AZ ELEKTROMOS BEKÖTÉS (B,)..	174
M4. ÁBRA. A VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS NÉL HASZNÁLT MÉRÉSI LAP .....	178
M5. ÁBRA. A 7 TÁRCSÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS HITELESÍTÉSE: A MÉRT KÖTÉLERŐK ÉS AZ ELMÉLETI GÖRBE ÉS A SÜLLYESZTÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT ÖSSZEHASONLÍTÁSA.....	179
M6. ÁBRA. A 7 TÁRCSÁS VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS HITELESÍTÉSE: A MÉRT KÖTÉLERŐK ÉS AZ ELMÉLETI EMELESI GÖRBE ÖSSZEHASONLÍTÁSA.....	180
M7. ÁBRA. AZ ÉLDETEKTÁLÁS MÓDSZERÉNEK LÉPÉSEI: A VIZSGÁLT KÉPRÉSZLET (A,) A KÉPRÉSZLET BINÁRIS ÁTALAKÍTÁS ÉS ÉLDETEKTÁLÁS UTÁN (B,) ÉS A MÉRÉSI ELJÁRÁS A KIVÁLASZTOTT ÉLPONTOKRA (C,) .....	181
M8. ÁBRA. A REFERENCIA KÉP: MENETRÉS (A,) VAGY TELJES RUGÓMENET (C,) A VIZSGÁLT KÉPRÉSZLET: RUGÓZAKASZ RÉSZ (B,) VAGY TELJES RUGÓZAKASZ (D,).....	181
M9. ÁBRA. A VISSZAVERT KEVERT JEL (A,) A SZŰRT ÁTALAKÍTOTT JEL: A TELJES MEGJELENÍTÉS (B,) A SZŰRT JEL AZ ELSŐ MAXIMUM NÉLKÜL (C,) ÉS A KIEMELKEDÉSEK ÁTLAGA (D,).....	183
M10. ÁBRA. TOVÁBBI HITELESÍTÉSI DIAGRAMOK.....	185
M11. ÁBRA. AZ M13. TÁBLÁZAT KETTES ÉS HÁRMAS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK.....	189
M12. ÁBRA. A M14. TÁBLÁZAT KETTES ÉS HÁRMAS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK.....	190
M13. ÁBRA. AZ M15. TÁBLÁZAT KETTES ÉS HÁRMAS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK.....	191

---

M14. ÁBRA. AZ M16 TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN AZ ELSŐ ÉS A NEGYEDIK BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ EREDMÉNYE. ....	192
M15. ÁBRA. AZ M16. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN A MÁSODIK ÉS A HARMADIK BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ EREDMÉNYE. ....	192
M16. ÁBRA. AZ M18. TÁBLÁZAT KETTES ÉS HÁRMAS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	193
M17. ÁBRA. AZ M19. TÁBLÁZAT KETTES ÉS HÁRMAS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	194
M18. ÁBRA. A M20. TÁBLÁZAT KETTES ÉS HÁRMAS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ FUTÁSI FELÜLETEK. ....	194
M19. ÁBRA. A CSOMÓPONTOK ÉRINTKEZÉSI ÉS TAPADÁSI/CSÚSZÁSI ÁLLAPOTAI, AZ M20. TÁBLÁZAT 3-AS BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ SÜLLYESZTÉSI PARAMÉTEREIVEL VÉGZETT VÉGESELEMES SZIMULÁCIÓ ALAPJÁN...	195
M20. ÁBRA. A M21. TÁBLÁZAT PARAMÉTEREI ALAPJÁN A 2. BEÁLLÍTÁSSAL VÉGZETT FUTÁS TERELÉSI ERŐÁTVITELI GÖRBÉI. ....	196
M21. ÁBRA. AZ M24. TÁBLÁZAT 1. (A,) ÉS 2. (B,) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FELÜLETEK. ....	197
M22. ÁBRA. AZ M24 TÁBLÁZAT 3. (A,) ÉS 4. (B,) BEÁLLÍTÁSÁHOZ TARTOZÓ TERELÉSI FELÜLETEK. ....	197



## Táblázatok jegyzéke

3.1. TÁBLÁZAT. A HITELESÍTÉSI FUTÁSOK ALAPBEÁLLÍTÁSAI .....	61
4.1. TÁBLÁZAT. A HÁROM MÓDSZER ÉS A TESZTPROGRAMOK ÖSSZEHASONLÍTÁSA .....	70
4.2. TÁBLÁZAT. AZ EGY PERCES FUTÁS (-60 KÉP) ELEMZÉSÉNEK IDŐSZÜKSÉGLETE.....	72
4.3. TÁBLÁZAT. AZ EGY PERCES FUTÁS (-60 KÉP) ELEMZÉSÉNEK IDŐSZÜKSÉGLETE.....	76
5.1. TÁBLÁZAT. AZ ALGORITMUS LÉPÉSEINEK BEMUTATÁSA.....	86
5.2. TÁBLÁZAT. A VIZSGÁLATOK ALAPJÁT KÉPZŐ PARAMÉTEREK .....	91
5.3. TÁBLÁZAT. A KIEMELT 2 HITELESÍTÉSI FUTÁS ALAPPARAMÉTEREI .....	93
6.1. TÁBLÁZAT. A VIZSGÁLATOK ALAPJÁT KÉPEZŐ PARAMÉTER-RENDSZER FELÉPÍTÉSE .....	96
6.2. TÁBLÁZAT. A 6.4. ÉS 6.5 ÁBRÁKHOZ TARTOZÓ RELATÍV ÉS ABSZOLÚT HIBÁK .....	103
6.3. TÁBLÁZAT. A HAJTÁSI RENDSZER PARAMÉTEREI.....	143
M1. TÁBLÁZAT. A FUX ZRT. AKTUÁLIS SODRONYKÖTÉL KÍNÁLATA.....	173
M2. TÁBLÁZAT. RUGÓJELLEMZŐK ÖSSZEFOGLALÁSA .....	174
M3. TÁBLÁZAT. TERHELÉSEK ÖSSZEFOGLALÓ TÁBLÁZATA .....	175
M4. TÁBLÁZAT. TÁRCSAJELLEMZŐK ÖSSZEFOGLALÁSA .....	175
M5. TÁBLÁZAT. RENDSZERJELLEMZŐK ÖSSZEFOGLALÁSA.....	176
M6. TÁBLÁZAT. AZ (5.18) EGYENLETBEN SZEREPLŐ INTEGRÁLOK VÉGESELEMES FORMULÁI.....	186
M7. TÁBLÁZAT. A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTHOZ TARTOZÓ PARAMÉTEREK .....	187
M8. TÁBLÁZAT. A SÜLLYESZTÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTHOZ TARTOZÓ PARAMÉTEREK .....	187
M9. TÁBLÁZAT. AZ EMELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTHOZ TARTOZÓ PARAMÉTEREK.....	187
M10. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS VIZSGÁLATÁNÁL A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI .....	188
M11. TÁBLÁZAT. BEÁLLÍTÁSI PARAMÉTEREK A RELATÍV SEBESSÉGGÜLÖNBBSÉG NAGYSÁGÁNAK HATÁSVIZSGÁLATÁRA .....	188
M12. TÁBLÁZAT. BEÁLLÍTÁSI PARAMÉTEREK AZ ERŐFELÉPÜLÉS NAGYSÁGÁNAK VIZSGÁLATÁRA AZONOS POZITÍV RELATÍV SEBESSÉGGÜLÖNBBSÉG ESETÉN.....	188
M13. TÁBLÁZAT. BEÁLLÍTÁSI PARAMÉTEREK AZ ERŐFELÉPÜLÉS VIZSGÁLATÁRA TÖBB KISEBB ÁTMÉRŐJŰ TÁRCSA ESETÉN .....	189
M14. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS VIZSGÁLATÁNÁL A SÜLLYESZTÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI .....	189
M15. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS VIZSGÁLATÁNÁL AZ EMELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI .....	190
M16. TÁBLÁZAT. A KILAZULÁS VIZSGÁLATÁNÁL AZ TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI.....	191
M17. TÁBLÁZAT A KILAZULÁS VIZSGÁLATÁNÁL A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI.....	192
M18. TÁBLÁZAT. A TÖBB TÁRCSÁS KILAZULÁS VIZSGÁLATÁNÁL A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI .....	193
M19. TÁBLÁZAT. A TÖBB TÁRCSÁS KILAZULÁS VIZSGÁLATÁNÁL A SÜLLYESZTÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI.....	193
M20. TÁBLÁZAT. A TÖBB TÁRCSÁS KILAZULÁS VIZSGÁLATÁNÁL AZ EMELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI .....	194
M21. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATÁNÁL A TERELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI SZÉLSŐ KISEBB TÁRCSÁS ESETNÉL.....	195
M22. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATÁNÁL A TERELÉSI ÁLLAPOT PARAMÉTEREI KÖZBENSŐ KISEBB TÁRCSÁS ESETÉN.....	196
M23. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATA: KÖZBENSŐ KISEBB TÁRCSA HATÁSA A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTRA KÜLÖNBÖZŐ FEL ÉS A LEFUTÓ ÁGI TERHELÉSEK ESETÉN. ....	196
M24. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATA: KETTŐ KÖZBENSŐ, VAGY SZÉLSŐ KISEBB TÁRCSA HATÁSA A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTRA .....	197
M25. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATA: KETTŐ VAGY HÁROM SZÉLSŐ KISEBB TÁRCSA HATÁSA A TERELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTRA .....	198
M26. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATA SÜLLYESZTÉSES TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL .....	198

---

M27. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATA TÖBB KISEBB TÁRCSA ESETÉN SÜLLYESZTÉSES TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL .....	198
M28. TÁBLÁZAT. AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATA EMELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL.....	199
M29. TÁBLÁZAT . AZ ERŐFELÉPÜLÉS ÉS KILAZULÁS VIZSGÁLATA TÖBB KISEBB TÁRCSA ESETÉN EMELÉSI TERHELÉSI ÁLLAPOTNÁL.....	199

---

**Irodalomjegyzék**

- [ 1 ] Badics T., Magyar I., Témavezetők: Dr. Cselényi József: Parabolikus és Kúpos Súrlódó hajtások méretezése, Oktatási segédlet, Miskolc 1970
- [ 2 ] Barkóczy I.: Sodronykötél és huzal, FUX ZRt, Miskolc 1996
- [ 3 ] Bathe K.-J.: Finite Element Procedures, Prentice Hall, 1996
- [ 4 ] Béda Gy., Kozák I., Verhás J.:Kontinuummechanika, Akadémiai Kiadó, 1995
- [ 5 ] Bercsey T., Döbröczöni Á., Dupcsák Zs., Horák P., Kamondi L., Kelemen T., Péter J., Tóth J.: Terméktervezés és fejlesztés, Phare TDQM, Budapest 1997
- [ 6 ] Billich J und Hoffmann K: Der Seilkraftverlauf einer Zweiseilförderung bei Treibdurchmesser Differenzen. Glück auf Forschungshefte. 32 Jg. (1971) Heft 6.
- [ 7 ] Bosznay Á.: Műszaki rezgésstan, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1962
- [ 8 ] Bucher O. G.: Drahtseile und ihre Herstellung Verlag Technik, Berlin, 1958
- [ 9 ] Bullinger,M.;Pfeiffer,F.;Ulbrich, H.: Elastic Modelling of Bodies and Contacts in Continuous Variable Transmissions. In: Multibody System Dynamics 13 (2005), S. 175–194
- [ 10 ] CASAR Drahtseilwerk Saar GmbH: [www.casar.de](http://www.casar.de)
- [ 11 ] Costello, G.A. and Butson, GJ. A simplified bending theory for wire rope, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, 108, (EM2, Proc. Paper 16984), 219-227, 1982
- [ 12 ] Costello, GA Large deflections of helical spring due to bending, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, 103, (EM3, Proc. Paper 12964),479-487, 1977. 9.
- [ 13 ] Czap L.: Kéfeldolgozás, Miskolc 2007
- [ 14 ] Czitary E.: Seilschwebbahnen, Springer-Verlag, Wien 1962
- [ 15 ] Csekő B.: Egykiterjedésű redukált hajlékony vonóelemek vizsgálata, Oktatási segédlet, Miskolc 1987. Száll. 89-103. N.M.E.
- [ 16 ] Dékány L., Frank E.: Acélkötelek, Miskolc 1963
- [ 17 ] Eder W. E.: Case Study in Design Engineering, CDEN-RCCI Conference, Toronto, 2006
- [ 18 ] Esmailzadeh E., Nakhaie-Jazar G.: Periodic solutions of mathieu-duffing type equation, International Journal of Non-linear Mechanics, 32(5), 1997
- [ 19 ] Feyrer K.: Wire ropes, Tension, Endurance, Reliability, Springer Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 10 3-540-33821-7, ISBN 13 978-3-540-33821-5
- [ 20 ] Feyrer, K.: Drahtseile. Bemessung, Betrieb, Sicherheit. (Wire ropes. Tension, Endurance, Reliability) SpringerVerlag 2000
- [ 21 ] Feyrer, K.; Jahne, K.: Seilelastizitätsmodul von Rundlitzenseilen (Rope elasticity module of round stranded ropes) DRAHT 41 (1990) p.498- 504
- [ 22 ] FUX ZRt.: [www.fux.hu](http://www.fux.hu)
- [ 23 ] Gácsi Z.: Sztereológia és képelemzés, ISBN 963 861 3769, Egyetemi tankönyv 2001
- [ 24 ] Gonzalez R. C., Woods R. E., Edding S. L.: Digital Image Processing Using Matlab, Prentice Hall, 2004, ISBN 0-13-008519-7
- [ 25 ] Gonzalez R. C., Woods R. E.: Digital Image Processing, Prentice Hall, 2002, ISBN 0-130-94650-8
- [ 26 ] Harrison A.: Stress front Velocity in Elastomer Belts with Bounded Steel Cable Reinforcement, Conveyor Belt Technology, Australia, ISBN: 0-87849-068-X

- 
- [ 27 ] Hartog J.P.: Mechanical Vibrations. Mcgraw-Hill Book Company, INC., New York Toronto London, 1956
- [ 28 ] Heumann H.: Mehrscheibenseilgetriebe. Fördertechnik und Frachtverkehr. Band XXI Heft 16., 22., 23., 24., 25., 26., Wittenberg 1933.
- [ 29 ] Heumann H.: Seilschleif- und Lagerreibungsverluste von Mehrscheibenseilgetrieben. Fördertechnik und Frachtverkehr. Band XXIII Heft 5., 7. Wittenberg 1933.
- [ 30 ] Heumann H.: Zur Frage des Ausgleiches von zweirilligen Seiltrieben. Fördertechnik und Frachtverkehr. Band XXIII Heft 2. Wittenberg 1933.
- [ 31 ] Kaderják Gy., Monostory L., Szabó J.: Sodronykötelek kenése, Miskolc 1994
- [ 32 ] Kaderják Gy.: Drótkötelek élettartamának növelése, a korszerű gyártástechnológia, a helyes szerkezet megválasztása az üzemeltetési viszonyok alapján, Miskolc 1975
- [ 33 ] Kaderják Gy.: Sodronykötél-szerkezetek kialakulása és tendenciája napjainkig, Miskolc 1982
- [ 34 ] Karolewski, B.: Modell der dynamischen Erscheinungen im Förderband. (Szállítószalag dinamikai jelenségeinek modellje), Deutsche Hebe- und Fördertechnik, 36. K. 9. sz. 1990. P. 68-73
- [ 35 ] Kauderer H.: Nichtlineare Mechanik, Springer Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1958
- [ 36 ] Keresztesi J.: Többsárcsás kötélhajtásoknál fellépő belső erők elméleti és kísérleti meghatározása, Diplomamunka, Miskolci Egyetem, Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék, Miskolc 2002.
- [ 37 ] Kiss L., Barkóczi I.: Vibration test of overhead strands developed in wire works D4D, Anyagvizsgálók kongresszusa, Budapest 1992
- [ 38 ] Kiss L., Barkóczi I.: Ermüdungsfestigkeit - Messung von Drahtseilen Vorschung, Herstellung und Anwendung der Drahtseilen Konferenz, Kosice 1996
- [ 39 ] Knoll I.: Szig-, lán-, köté- és dörzshajtások. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1986
- [ 40 ] Lévai I, Cselényi J.: Anyagmozgatás és Gépei II, Tankönyvkiadó Budapest 1988
- [ 41 ] Lévai I.: Anyagmozgatás és Gépei I, Tankönyvkiadó Budapest 1977
- [ 42 ] Lévai I.: Anyagmozgatás és Gépei, Oktatási segédlet, Tankönyvkiadó Budapest 1970
- [ 43 ] Ludvig Gy.: Gépek dinamikája, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1974
- [ 44 ] Lugris, U.: et al. (2011): Efficient and accurate simulation of the rope-sheave interaction in weight-lifting machines
- [ 45 ] MATLAB Student, MATLAB and Simulink Student Suite — Release 2014a - HELP TOOL
- [ 46 ] Minorsky N. Non-linear oscillations. D. Van Nostrand, Princeton-New Jersey, 1962
- [ 47 ] Németh J.: Gumihevederes szállítószalagok indítási jelenségeinek vizsgálata, Oktatási segédlet, Miskolci Egyetem ALT, 2001.
- [ 48 ] Niemann, G.: Machinenelemente, Springer Verlag, Berlin, 1950
- [ 49 ] Oplatka, G. Seilbahnen I (lecture notes), pages 7.71 /1- 6. ETH Zürich, 1998
- [ 50 ] Páczelt I, Beleznai R: Nonlinear contact-theory for analysis of wire rope strand using high-order approximation in the Fem Computers & Structures 89: pp. 1004-1025. Paper 10.1016/j.compstruc.2011.01.011. (2011)
- [ 51 ] Páczelt I., Baksa A., Szabó T.: Állandósult kopások numerikus vizsgálata. In: Dr Csibi Venczel-J (szerk.) OGÉT 2010-XVIII. Nemzetközi Gépészeti Találkozó. Baia Mare, Románia, 2010.04.22-2010.04.25. (OGÉT) Kolozsvár: Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, pp. 23-27.
-

- 
- [ 52 ] Páczelt I., Mróz Z.: Variational approach to the analysis of steady-state thermo-elastic wear regimes. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 81:(6) pp. 728-760. (2010)
- [ 53 ] Páczelt I.: Végeselem-módszer a mérnöki gyakorlatban I. Kötet, Miskolci Egyetemi Kiadó, 1999, 450 p.
- [ 54 ] Patkó Gy. Közelítő módszer nemlineáris rezgések vizsgálatára. Kandidátusi értekezés, Miskolci Egyetem, 1984
- [ 55 ] Pattantyús Á. G.: A gépek üzemtana, Tankönyvkiadó, Budapest, 1950
- [ 56 ] Pitas I.: *Digital Image Processing Algorithms and Applications*, 2000, ISBN 0-471-37739-2
- [ 57 ] Ponomarjov Sz. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben, 6. kötet, Rezgések, ütések, Műszaki könyvkiadó, Budapest
- [ 58 ] Pratt W. K.: *Digital Image Processing*, 2001, ISBN 0-471-37407-5
- [ 59 ] Rao K.R., Hwang J.J.: *Techniques & Standards for Image Video & Audio Coding*, Prentice Hall, 1996, ISBN 0-13-309907-5
- [ 60 ] Robol A.: Analysis of traction winch performance, Desk research. 2004 nov. TUDelft
- [ 61 ] Rosinak W.: Schnürspannungsmessungen an einem zweirilligen Seilbahnantrieb. Institut für Eisenbahnwesen TU Wien. 1980
- [ 62 ] Sante R., Revel G. M., Rossi G.L.: Measurement techniques for the acoustic analysis of synchronous belts, *Measurement Science and Technology*, 11, 1463, 2000
- [ 63 ] Schneider F., Lang G.: *Stahldraht, Herstellung und Anwendung* 1983
- [ 64 ] Smeets P.J.H.M., Vlasblom M.P., Weis J.C.: Latest improvements in HMPE rope design for steel wire rope applications, OIPEEC Conference Stuttgart 2009
- [ 65 ] Sonka M., Hlavac V., Boyle R.: *Image Processing, Analysis and Machine Vision*, ISBN 0-534-95393-X
- [ 66 ] Srivastava Nilabh: Clearance and friction-induced dynamics of chain CVT drives *Multibody Syst Dyn* (2008) 19: 255-280
- [ 67 ] Terplán Z. *Gépelemek II/2*. Tankönyvkiadó, Budapest 1978
- [ 68 ] Valasek I.: *Tribológiai kézikönyv*, Tribotechnik kft., Budapest 1996
- [ 69 ] Vámos E.: *Gépek és gépelemek súrlódása, kopása, kenése*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1983
- [ 70 ] Vőneky Gy.: *Vizsgálatok gumihevederes szállítószalagok indítására*, Miskolc 1972
- [ 71 ] Vörös, J.: *GÉpelemek II.*, Tankönyvkiadó, Bp., 1977. p. 473-476
- [ 72 ] Wainwright E.J. : *An Introduction To Mine Winders*. Chamber of Mines South Africa kiadványa (1994 )
- [ 73 ] Westfälische Berggewerkschaftskasse Seilprüfstelle Bochum 1966 os évi jelentése. P 18.

---

**Publikációk az értekezés témájában**Idegen nyelvű folyóiratban megjelent lektorált szakcikk

- [MA 1] **Malik A., Barkóczy I., Németh J., Oplatka G.**, The causes of build-up process of the extreme tensile force and its definition by micro-modelling, 15th International Conference of Investigation, production and use of steel ropes conveyors and hoisting machines 2008, Page:96-100 (5 pages) ISSN num: 1451-107X
- [MA 2] **Malik A., Czap L., Németh J.**, The automatization of visual measuring process of tensile forces in the branches of multi sheaves friction drives by the Matlab Image Processing Toolbox Program, CADAM 2008, Krk - Croatia, Page:251-260 (9 pages), ISSN num: 1846-5900

Magyar nyelvű folyóiratban megjelent lektorált szakcikk

- [MA 3] **Malik A., Németh J.**, Introduction and validation of a 7 sheave examiner machine. ALS - Advanced Logistic Systems: Theory and Practice, HU ISSN 1789-2198, 143-149. oldal (7 oldal)
- [MA 4] **Malik A., Németh J.**, Egy és többtárcsás súrlódó kötélhajtások. A Dunaújvárosi Főiskola Közleményi XXX/1. A műszaki és Természettudományi Konferencia és az Informatikai Konferencia előadásai 65-70. oldal (5 oldal) ISSN 1586-8567
- [MA 5] **Malik A., Németh J.**, 7 tárcsás vizsgáló berendezés továbbfejlesztése: okok, szempontok és az eredmény. 2008/10-11 GÉP LVIII. évfolyam 90-93. oldal (4 ol.dal) ISSN 0016-8572
- [MA 6] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás súrlódó hajtásnál fellépő extrém igénybevételek DEBRECENI MŰSZAKI KÖZLEMÉNYEK: A Debreceni Egyetem Agrártudományi Centrum Műszaki Főiskolai Kar Tudományos lapja, DE ATC MFK, 2008/1. kiadvány, Oldal 37-44 (8 oldal): HU ISSN 1587 – 9801
- [MA 7] **Malik A., Czap L., Németh J.**, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság (Hungarian Technical Scientific Society of Transylvania), IX ENELKO – XVIII: SzámOkt, Oldal 38-44 (7 oldal): ISSN szám: 1842-4546 „Többtárcsás súrlódó hajtás kötélágaiban mért húzóerő vizuális mérésének automatizálása.”
- [MA 8] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás súrlódó hajtás erőjátékának elemzése mikro-modellezéssel, OGÉT 2008, Műszaki Szemle CAD szekció, Oldal 250-254 (5 oldal): ISSN szám: 1454-0746

- 
- [MA 9] **Malik A., Németh J.**, Kötéltárcsa koptató gép tervezésének eredményei, továbbfejlesztésének lehetőségei, GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXIII. ORSZÁGOS SZEMINÁRIUMA 2007, Miskolc

Idegen nyelvű folyóiratban megjelent nem lektorált szakcikk

- [MA 10] **Malik A., Németh J.**, Introduction and validation of a 7 sheave examiner machine. ALS - Advanced Logistic Systems: Theory and Practice, HU ISSN 1789-2198, 143-149. oldal (7 pages)

Tudományos közlemény, idegen nyelvű lektorált konferencia kiadványban:

- [MA 11] **Malik A., Németh J.**, Analyse des Kraftspiels eines Mehrscheibenreibradantriebs mittels einer Mikromodellierung, 16. INTERNATIONALE KRANFACHTAGUNG 2008, (Von innovativer Krantechnik bis Virtual Reality), Institut für Logistic und Materialflusstechnik, Magdeburg, Oldal: 161-169 (8 oldal), ISBN szám: 978-3-930385-67-6
- [MA 12] **Malik A., Németh J.**, The result of developing and building of a many sheaves cable system analyzer machine and a sheave-wear machine., Design, Fabrication and Economy of Welded Structures 2008 International Conference Proceedings 24-26 April 2008 Section 13: Applied Mechanics, Page 555-562 (8 pages) ISBN szám: 978-1-904275-28-2

Tudományos közlemény, magyar nyelvű lektorált konferencia kiadványban:

- [MA 13] **Malik A., Németh J.**, Erőhatások elemzése modellezéssel többtárcsás súrlódó hajtású csörlőrendszerrel, ORSZÁGOS EMELŐGÉP-ÜZEMELTETŐI ÉS BIZTONSÁGTECHNIKAI KONFERENCIA, (OREMBIK 2008) 2008 június 25-27, Nyíregyháza

Tudományos közlemény, idegen nyelvű nem lektorált konferencia kiadványban:

- [MA 14] **Malik A., Jármái K., Németh J.**, Optimization methods which can be used at Wire Rope Production (Cost and Time), XXIII. microCAD 2009 International Scientific Conference 19-20 March 2009 Section K: Machine and Construction Design, Page 53-58 (5 pages)
- [MA 15] **Malik A., Németh J.**, Examination of the Influence of One Sheave with Less Diameter by Multi Sheaves Friction Drives, XXIII. microCAD 2009 International Scientific Conference 19-20 March 2009 Section K: Machine and Construction Design, Page 47-52 (5 pages)
- [MA 16] **Malik A., Németh J.**, Planning of Experiments to Analyze the Influences of the Parameters to the Force Increasing in Many Sheaves Friction Drives, MICROCAD

---

2008, Miskolc

Tudományos közlemény, magyar nyelvű nem lektorált konferencia kiadványban:

- [MA 17] **Malik A., Németh J.**, Speciális tulajdonságokkal bíró CASAR kötelek használata a magyar iparban. WICO 2008 Konferencia kiadvány 22-26.oldal
- [MA 18] **Malik A., Németh J.**, Mechanikus csörlőrendszereknél a kötélszakadáshoz vezető kritikus paraméterek WICO 2008 Konferencia kiadvány 27-32.oldal
- [MA 19] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás kötérendszernek erőjátékának elemzése szinkronhajtásnál, Doktoranduszok Fóruma, Miskolci Egyetem, 2007.11.13. pp 90-96
- [MA 20] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás súrlódó hajtásnál az eltérő tárcsaátmérők hatása a húzóerő alakulására, Fialat Műszakiak Tudományos Ülésszaka XIII. ISBN szám: 978-973-8231-75-7, 2008 Kolozsvár

Szakmai tudományos előadás idegen nyelven

- [MA 21] **Malik A., Barkóczy I., Németh J., Oplatka G.**, The causes of build-up process of the extreme tensile force and its definition by micro-modelling, VVaPOL 2008 (7-10th October 2008, Podbanské - Slovakia),
- [MA 22] **Malik A., Czap L., Németh J.**, The automatization of visual measuring process of tensile forces in the branches of multi sheaves friction drives by the Matlab Image Processing Toolbox Program, CADAM 2008 (2008.szeptember 16-20), Krk - Croatia,
- [MA 23] **Malik A., Németh J.**, The result of developing and building of a many sheaves cable system analyzer machine and a sheave-wear machine., DFE 2008 (Design, Fabrication and Economy of Welded Structures), 2008. április 24-26, Miskolc:
- [MA 24] **Malik A., Németh J.**, Planning of Experiments to Analyze the Influences of the Parameters to the Force Increasing in Many Sheaves Friction Drives, MICROCAD 2008, Miskolc
- [MA 25] **Malik A., Károly J., Németh J.**, Optimization methods which can be used at Wire Rope Production (Cost and Time) , Microcad 2009, Miskolc
- [MA 26] **Malik A., Németh J.**, Examination of the Influence of One Sheave with Less Diameter by Multi Sheaves Friction Drives, Microcad 2009, Miskolc



---

Szakmai tudományos előadás magyar nyelven

- [MA 27] **Malik A., Németh J.**, Építészeti kötelek WICO 2008 DRÓTKÖTÉLKONFERENCIA, Miskolc: 2008. november 28, 14:45-15:00
- [MA 28] **Malik A., Németh J.**, Mechanikus csörlőrendszereknél a kötélszakadáshoz vezető kritikus paraméterek WICO 2008 DRÓTKÖTÉLKONFERENCIA, Miskolc: 2008. november 28, 14:00-14:15
- [MA 29] **Malik A., Németh J.**, Speciális tulajdonságokkal bíró CASAR kötelek használata a magyar iparban. WICO 2008 DRÓTKÖTÉLKONFERENCIA, Miskolc: 2008. november 28, 13:30-13:45
- [MA 30] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás súrlódó hajtás erőátviteli diagramját befolyásoló paraméterek vizsgálata. DOKTORANDUSZOK FÓRUMA, 2008. november 13, Miskolc: 2008. november 13, 14:40-15:00, előadás:
- [MA 31] **Malik A., Németh J.**, Egy és többtárcsás súrlódó kötélahajtások. TUDOMÁNY HETE A DUNAÚJVÁROSI FŐISKOLÁN 2008, 2008. NOVEMBER 10-14., DUNAÚJVÁROS: 2008. november 10, 15:20-15:40
- [MA 32] **Malik A., Németh J.**, Vizuális erőmérés automatizálása és továbbfejlesztése 7 tárcsás vizsgáló berendezésnél, GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXIV. ORSZÁGOS SZEMINÁRIUMA 2007 november 6-7., Miskolc: 2008. november 6, 16:20-16:40, előadás
- [MA 33] **Malik A., Czap L., Németh J.**, Többtárcsás súrlódó hajtás kötélaigaiban mért húzóerő vizuális mérésének automatizálása. IX. ENELKO – XVIII. SzámOkt Nemzetközi Energetika-Elektronika és Számítástechnika Konferencia (International Conference on Energetics-Electrical Engineering and Computer Science), 2008. október 9.-12, Csíksomlyó: 2008. október 11, Irányítástechnika, mérés technika szekció
- [MA 34] **Malik A., Németh J.**, Erőhatások elemzése modellezéssel többtárcsás súrlódó hajtású csörlőrendszerénél, ORSZÁGOS EMELŐGÉP-ÜZEMELTETŐI ÉS BIZTONSÁGTECHNIKAI KONFERENCIA 2008, (OREMBIK 2008), Nyíregyháza
- [MA 35] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás súrlódó hajtásnál fellépő extrém igénybevételek kimérése, Műszaki tudomány az Észak Alföldi Régióban 2008, Debrecen 2008.05.07
- [MA 36] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás kötérendszer erőjátékának elemzése szinkronhajtásnál, DOKTORANDUSZOK FÓRUMA 2007, Miskolc

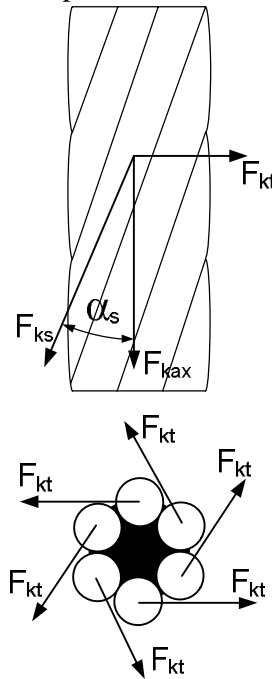
- [MA 37] **Malik A., Németh J.**, Többtárcsás kötérendszer erőjátékának vizsgálatára alkalmas gép tervezése, GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXIII. ORSZÁGOS SZEMINÁRIUMA 2007, Miskolc
- [MA 38] **Malik A., Németh J.**, Kötéltárcsa koptató gép tervezésének eredményei, továbbfejlesztésének lehetőségei, GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXIII. ORSZÁGOS SZEMINÁRIUMA 2007, Miskolc

## Melléklet

### M1. Többtárcsás súrlódó hajtások bemutatása

#### M1.1. A sodratokban ébredő csavaró nyomaték részletesebb leírása

A mellékletpontban a sodratokban ébredő csavaró nyomaték elméleti hátterét vizsgáljuk meg részletesebben. Az M1.1. ábra mutatja az alap erőrendszert.



M1. ábra. Vázlat a kötélt axiális irányú erő komponensének és a rá merőleges síkban ébredő erőkomponensének bemutatására

Általában a szokásos hat- és nyolcpázmás emelőkötelek esetében a terhelő erő hatására a kötélt forgásba jön, azaz saját tengelye körül elforgó. Az M1. ábra alapján a sodrás irányú erő:

$$\sum_{n=1}^i F_{ksn} = F_{ks} \quad (\text{M1.1.})$$

Az érintő irányú erő:

$$\sum_{n=1}^i F_{ktn} = F_{kt} \quad (\text{M1.2.})$$

$F_{ax}$  - az axiális irányú erő,  $\alpha_s$  - a sodrási szög és  $i$  - a huzalok száma.

A forgásnak az az oka, hogy az  $F$  húzóerő a kötélt sodrásirányába eső  $F_{ks}$  és a kötélt hossz tengelyére merőleges irányú  $F_{kt}$  erő komponens a kötélt "r" sugarán forgatónyomatékot fejt ki. A forgatónyomaték a következő alakban írható fel:

$$M = r \sum_{n=1}^i F_{ktn} = r F_{kt} \quad (\text{M1.3.})$$

E forgatónyomaték hatására a kötélforgó kezd. Az előidézett forgás a kötelek ciklikus kisodródását és besodródását idézi elő, másrészt a kötélfáradását kedvezőtlenül befolyásolja. A kisodródás és a besodródás káros lazulást idéz elő s egyben a betétek élettartamát is csökkenti.

### M1.2. Kötelek felhasználása

M1. táblázat. A FUX ZRt. aktuális sodronykötél kínálata

	Egyszer sodrott spirálkötelek				Kétszer sodrott szerkezetek, pontérintkezési						Kétszer sodrott, vonalérintkezési kötelek			
	1x7 Din 3052	T1x19 Din 3053	T1x37 Din 3054	T1x61 MSZ 15924	T8x7 + A0, 8x7 + FC, 6x7 + FE, DIN 3055, MSZ 337530, Acélszlv. 1x7	T8x7 + A0, 8x7 + FC, 6x7 + FE, DIN 3059	T8x19 + A0, 8x19 + FC, 6x19 + FE, DIN 3060, Acélszlv. 1x19	T8x19 + A0, 8x19 + FC, 6x19 + FE, MSZ 337507	T8x37 + A0, 8x37 + FC, 6x37 + FE, MSZ 337507, Acélszlv. 1x37	T8x37 + A0, 8x37 + FC, 6x37 + FE, MSZ 337508	T8x61 + A0, 8x61 + FC, 6x61 + FE, MSZ 337509, Acélszlv. 1x61	Filer kötelek F 6x25 + A0, 6x19F + FC, 6x19F + FE, MSZ 337544, Acélszlv. 7x7 vagy 1x19F	Seale Kötelek S8x19 + A0, 8x19S + FC, 6x19S + FE, DIN 3059, Acélszlv. 7x7, vagy 1x19S, vagy 1x19S	S8x19 + A0, 8x19S + FC, 6x19S + FE, DIN 3061, Acélszlv. 7x7
Kötélpályák tartókötélei	x	x	x	x										
Antennák tartókötélei	x	x	x	x										
Oszlopok tartókötélei	x	x	x	x										
Vonókötél					x	x	x	x	x				x	x
Halászlát és hajózási kötelek														
Darukötél											x			
Akna kötélf											x			
Teherszállítás												x		x
Akna szállítás													x	x
Személyszállítás													x	x
Fűtőberendezések													x	x
Földmunkagép														x
Kohászati kötélf														
Sérülékeny terhek emelése														
Építőipari gépek														
Az előzőek + nehéz üzemi viszonyok														
	Kétszer sodrott, vonalérintkezési kötelek				Háromszor sodrott szerkezetek	Kétszer sodrott többretegű szerkezetek	Kétszer sodrott többretegű sokpázmás kötelek			Felületi érintkezési szerkezetek				
	Warrington kötelek		Warrington-Seale		Nagy hajlékonyságú	Forgásszegény	Pázmás spirális, forgásmentes		Forgásmentes					
	W8x19 + A0, 6x19W + FC, 6x19W + FE, DIN 3059, Acélszlv. 7x7, vagy 1x19W19, vagy 1x19W		W8x19 + A0, 8x19W + FC, 6x19W + FE, DIN 3063		W6Sx36 + A0, 6x36W + FC, 6x36W + FE, DIN 3064, Acélszlv. 7x7, vagy 1x36W36, vagy 1x36W	W6Sx36 + A0, 8x36W + FC, 6x36W + FE, DIN 3067, Acélszlv. 7x7	6x6x19 + 7A0, 6x6x19 + 7FE, 6x6x193 + 7FE, MSZ 337511	18x7 + A0, 18x7 + FC, 18x7 + FE, DIN 3089	36x7 + A0, 36x7 + FC, 36x7 + FE, DIN 3071	Sup "N" 7xdt+6x7xdt+6x7xdt/6x4xdt+18x7d2), MSZ 337517	S 6x19zp + A0, 6x19S + FC, 6x19S + FE, DHS;	WS 6x36zp + A0, 6x36WS + FC, 6x36WS + FE, DHS.	18x7 + A0 zp, 18x7 + FC, 18x7 + FE, DHSZ	Sup "N" zp, MSZ 337549
Kötélpályák tartókötélei														
Antennák tartókötélei														
Oszlopok tartókötélei														
Vonókötél	x	x									x	x	x	x
Halászlát és hajózási kötelek					x						x	x	x	x
Darukötél			x		x		x		x		x	x	x	x
Akna kötélf			x		x						x	x	x	x
Teherszállítás	x	x	x		x						x	x	x	x
Akna szállítás											x	x	x	x
Személyszállítás				x	x						x	x	x	x
Fűtőberendezések	x	x									x	x	x	x
Földmunkagép			x		x		x		x		x	x	x	x
Kohászati kötélf			x		x						x	x	x	x
Sérülékeny terhek emelése						x					x	x	x	x
Építőipari gépek							x		x		x	x	x	x
Az előzőek + nehéz üzemi viszonyok														

## M2. Többsárcsás súrlódó hajtások modellezésének bemutatása

### M2.1. A kivitelezett 7 tárcsás vizsgáló berendezés további fotói



M2. ábra. A héttárcsás vizsgáló berendezés fő tartólemeze a hajtótárcsákkal



a,



b,

M3. ábra. A vizsgáló berendezés tároló dobjai a fotóállvánnyal (a.) és az elektromos bekötés (b.)

### M2.2. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés specifikációja

#### M2. táblázat. Rugójellemzők összefoglalása

Jellemzők	Megjegyzés	Mértékegység	Mérték
Rugó anyaga	Rugóacél Wnr.1.1248/CK75/C75S	-	
Névleges átmérő	A tárcsahomnyokat az Ø10 mm-es névleges rugóátmérőhöz terveztük	mm	10
Elemi szál átmérő	Más elemi szál átmérők is használhatók, de a rendszer terheléseit és a hozzá tartozó elvárt	mm	0,9
		mm	1,0

	rugóállandót figyelembe kell venni.	mm	1,1
		mm	1,2
Menetemelkedés	Gyárthatósági szempontok és a rugóállandó	mm	1
		mm	1,5
		mm	2
Rugómerevség	Rugónként egyedileg adott, beszállító által hitelesített	-	-
Választott legkisebb terhelés	Az előfeszítettséget figyelembe kell venni	N	2
Választott legnagyobb terhelés	Maradó alakváltozást figyelembe kell venni	N	50
Rugóhossz	A minimum rugóhossz: 7 000 mm	mm	8 500
		mm	10 000

M3. táblázat. Terhelések összefoglaló táblázata.

Terhelő tömeg [kg]	0,5 kg-s súly [db]	1 kg-s súly [b]	2 kg-s súly [db]	A tárcsáknál jelentkező le- és felfutóági kötélterhek [N]	
				$g \approx 10 \text{ m/s}^2$	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
1		1		4	3,93
1,5	1	1		6	5,89
2			1	8	7,85
2,5	1		1	10	9,81
3		1	1	12	11,77
3,5	1	1	1	14	13,74
4			2	16	15,7
4,5	1		2	18	17,66
5		1	2	20	19,62
5,5	1	1	2	22	21,58
6			3	24	23,54

M4. táblázat. Tárcsajellemzők összefoglalása

Jellemzők	Megjegyzés	Mérték -egység	Mérték
Tárcsák anyaga	Általános felhasználású lemezacél: S235 JRG2	-	-
Horonykialakítás	A tárcsahornokat az Ø10 mm-es névleges rugóátmérőhöz terveztük. „V” támasztó és vezető hornyot alkalmaztunk.	-	-
Tárcsák vízszintes irányú távolsága	A tárcsák rögzítési pontjai adottak, ezért egymáshoz képesti távolságaik állandó.	mm	160
Tárcsák függőleges irányú távolság	A felső és az alsó tárcsasor távolsága állandó	mm	100
Tárcsaátmérő	Középátmérő: 160 mm a minimum átmérő:	m	140

	140mm a maximum átmérő: 180 mm. A tárcsaátmérőn a rugó középvonalának átmérőjét értjük.	mm	145
		mm	150
		mm	155
		mm	160
		mm	170
		mm	180
Hajtás	4-es számú középső tárcsa kivételével minden tárcsa lehet hajtott és szabadonfutó. A rögzítő csavarok eltávolításával, vagy visszahelyezésével egyszerűen beállítható.	-	-

M5. táblázat. Rendszerjellemzők összefoglalása

Sor-szám	Beállított frekvencia [Hz]	Tárcsa: Fordulat-szám [1/min]	Tárcsa: Szög-sebesség [1/sec]	kerületi sebesség [mm/s]						
				Ø 140 mm	Ø 145 mm	Ø 150 mm	Ø 155 mm	Ø <b>160</b> mm	Ø 170 mm	Ø 180 mm
1	1.50	0.86	0.090	6.27	6.49	6.72	6.94	7.16	7.61	8.06
2	2.00	1.14	0.119	8.36	8.66	8.95	9.25	9.55	10.15	10.74
3	2.50	1.43	0.149	10.45	10.82	11.19	11.56	11.94	12.68	13.43
4	3.00	1.71	0.179	12.53	12.98	13.43	13.88	14.33	15.22	16.12
5	3.50	2.00	0.209	14.62	15.15	15.67	16.19	16.71	17.76	18.80
6	4.00	2.28	0.239	16.71	17.31	17.91	18.50	19.10	20.29	21.49
7	4.50	2.57	0.269	18.80	19.47	20.15	20.82	21.49	22.83	24.17
8	5.00	2.85	0.298	20.89	21.64	22.38	23.13	23.88	25.37	26.86
9	6.00	3.42	0.358	25.07	25.97	26.86	27.76	28.65	30.44	32.23
10	7.00	3.99	0.418	29.25	30.29	31.34	32.38	33.43	35.52	37.60
11	7.50	4.28	0.448	31.34	32.46	33.58	34.69	35.81	38.05	40.29
12	8.00	4.56	0.478	33.43	34.62	35.81	37.01	38.20	40.59	42.98
13	9.00	5.13	0.537	37.60	38.95	40.29	41.63	42.98	45.66	48.35
14	10.00	5.70	0.597	41.78	43.28	44.77	46.26	47.75	50.74	53.72
15	12.50	7.13	0.746	52.23	54.09	55.96	57.82	59.69	63.42	67.15

## M2.3. A rugómerevség számítása

A következőkben a rugómerevség számítást mutatjuk be. Egy rugómenet lehajlása:

$$f_1 = \frac{8 S D^3}{d^4 G}, \quad (\text{M2.1})$$

ha a működő menetek száma  $i$ , akkor az eredő rugómegegyülés:

$$f \approx i f_1 = \frac{8 S D^3}{d^4 G} i, \quad (\text{M2.2})$$

amellyel a rugómerevség:

$$c = \frac{S}{f} = \frac{d^4}{8 D^3 i} G \rightarrow c(d) = K d^4, \quad (\text{M2.3})$$

ahol az  $S$  – a rugóra ható húzóerő,  $d$  – a rugóhuzal átmérője,  $D$  – a rugó középátmérője,  $i$  – a lengőmenetek száma,  $G$  – a csúsztató rugalmassági modulus. ( $G = G_{\text{acél}} \cong 0,8 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ ). A  $K$  konstans a következő módon fejezhető ki:

$$K = \frac{G}{8 D^3 i}. \quad (\text{M2.4})$$

Számoljuk ki például a 7 tárcsás rendszerünknel használt egyik rugóhoz tartozó rugómerevséget. A számításnál figyelembe vett jellemző rugóméreteket:

$$d = 1 \text{ mm} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad D = 10 \text{ mm} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ m}, \quad l = 100 \text{ mm} = 1 \cdot 10^{-1} \text{ m}. \quad (\text{M2.5})$$

A vizsgált szakaszon lévő lengő menetek száma:

$$i \cong \left( \frac{l}{d} \right) + 1 = 101. \quad (\text{M2.6})$$

A számított rugómerevség:

$$c \cong 1 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\text{m}}. \quad (\text{M2.7})$$



## M2.4. Mérési lap a 7 tárcsás vizsgáló berendezéshez

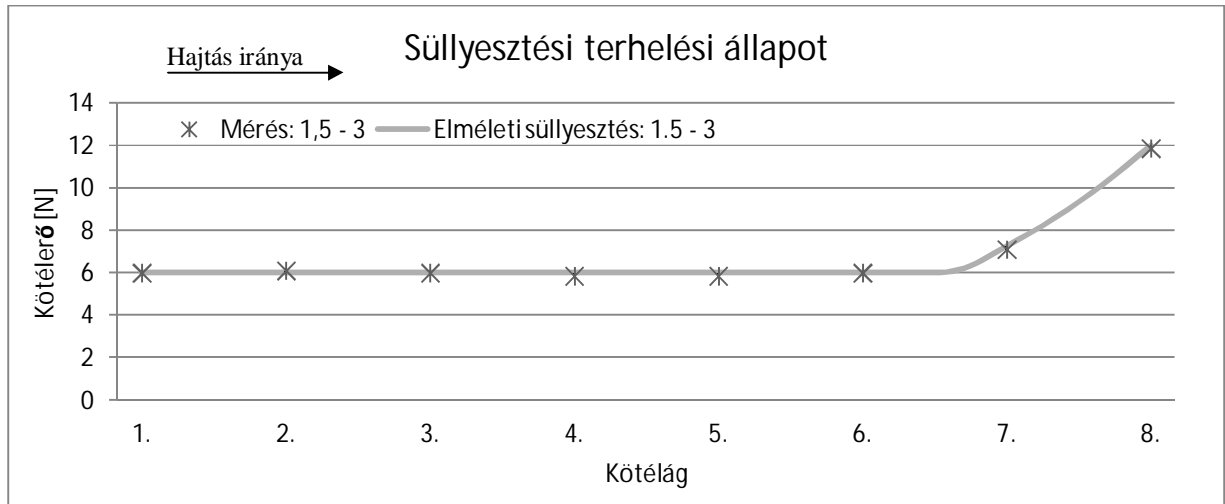
Sorsz:		Mérési Lap						
Dátum:		Óra,perc:			Mérést végezte:			
<b>Tárcsajellemzők</b>		(Téglalapokba tárcsaátmérő, a tárcsákon a hajtást jelölni, rugóút megrajzolni)						
		1 2 3 4 5 6 7						
Horony alak:	Alap							
	U							
	Alám U							
	V							
Kenés:	Nincs							
	WD40							
	Egyéb, mi?							
Megjegyzés:								
<b>Rugójellemzők</b>		Menetemelkedés		Elemi szál átmérő				
Rugóállandó								
Egyéb jellemző (anyag, további kenés)								
<b>Rendszerjellemzők</b>		Futásirány		Sebesség				
Bal oldali tömeg		1--7		Jobb oldali tömeg				
Bal oldali kötélrő		7--1		Jobb oldali kötélrő				
Futási idő		óra	perc	sec	Kép			
start					Kezdősorszám			
end					Utolsó sorszám			
futási idő					Adatbázisba mentve?			
<b>Mérésjellemzők</b>		Elvárt eredmény		Kéértékelés eredménye			Eltérés, miért?	
Mérés leírása								

M4. ábra. A vizsgáló berendezésnél használt mérési lap

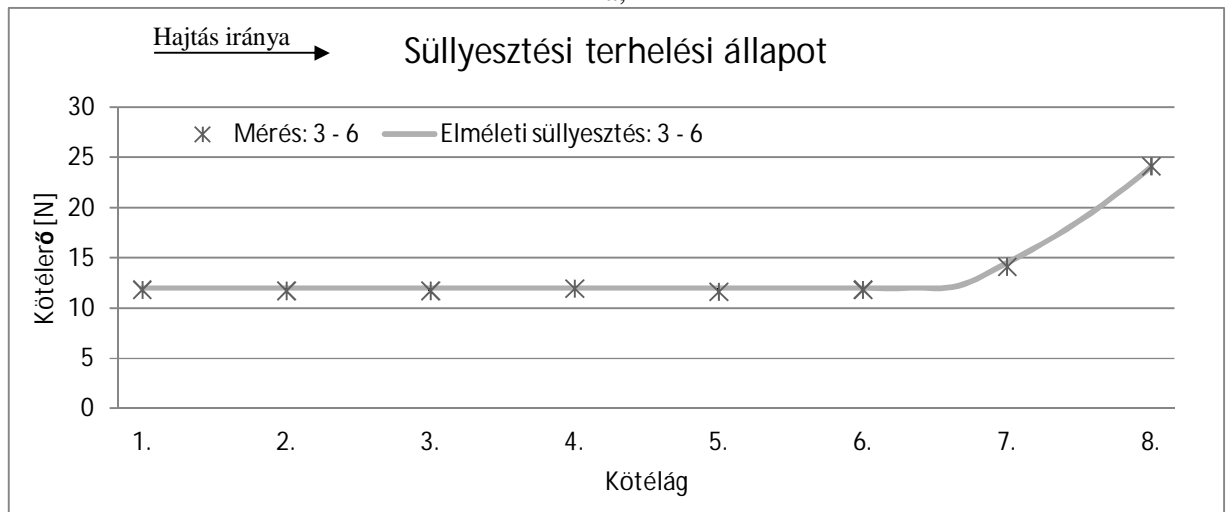
*M2.5. További hitelesítési diagramok*

Az M2.5.a ábrán a felfutó ági erő ~6 N a lefutó ági erő ~12 N, az M2.5.b ábrán felfutó ági erő ~12 N a lefutó ági erő ~24 N. Az M2.6.a ábrán a felfutó ági erő ~12 N a lefutó ági erő ~6 N, az M2.6.b ábrán felfutó ági erő ~24 N a lefutó ági erő ~12 N.

A kötélágakban ébredő kötélterők szinte fedésben vannak az elméleti görbékkel. A rendszer tudja az elméletet.

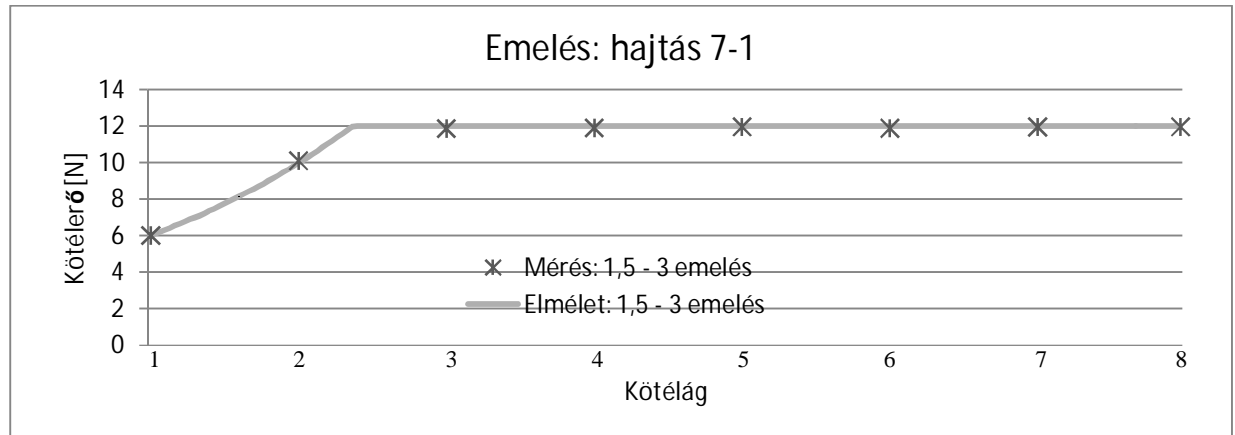


a,

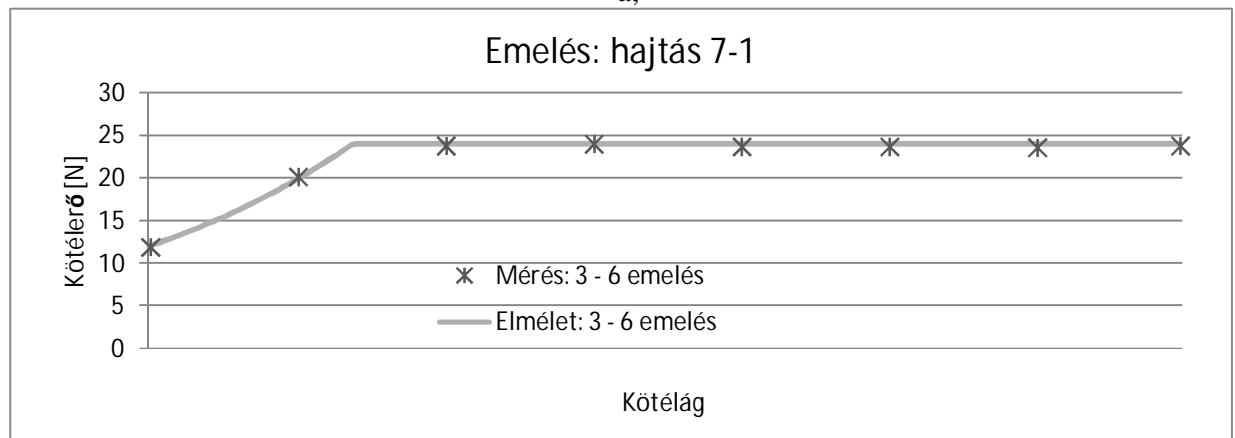


b,

M5. ábra. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés hitelesítése: A mért kötélterők és az elméleti görbe és a süllyesztési terhelési állapot összehasonlítása



a,



b,

M6. ábra. A 7 tárcsás vizsgáló berendezés hitelesítése: A mért kötélterők és az elméleti emelési görbe összehasonlítása

### M3. Automatizált képfeldolgozó program bemutatása

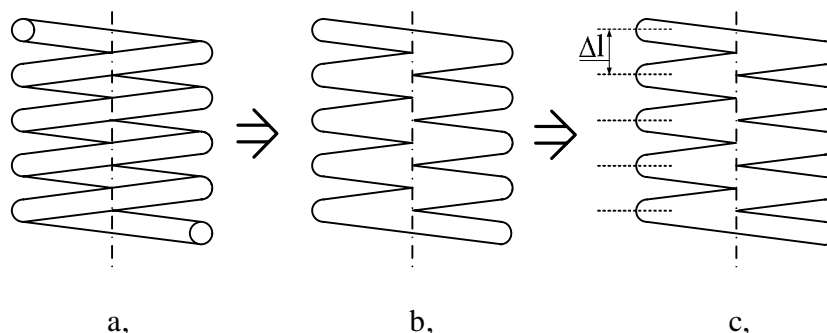
#### M3.1. Éldetektálós módszer

Az éldetektálás módszere széles körben használt eljárás, amelynek a célja a digitális képeken található tárgyak vagy alakzatok körvonalainak detektálása. A különböző eljárások az algoritmusaikban térnek el, mindegyik éldetektálós módszer alkalmazható [65].

A vizuális kiértékelés megvalósításához a képet bináris képpé kell alakítani, majd következik az éldetektálás, amellyel a rugómenetek megfelelő pontjai azonosíthatók.

A folyamatot a M7 ábra mutatja be. Első lépésként a rugóról egy képet kell készíteni, vagy a meglévő képről a megfelelő részletet kell kivágni. A kivágott rugórészlet az M7.a ábrán látható.

Második lépésként a bináris képátalakítást és az éldetektálási folyamatot kell végrehajtani, aminek a vázlatát a M7.b ábrán látható.



M7. ábra. Az éldetektálás módszerének lépései: a vizsgált képrészlet (a.), a képrészlet bináris átalakítás és éldetektálás után (b.) és a mérési eljárás a kiválasztott élpontokra (c.)

Ezt követően megkeressük a rugó lokális szélső pontjait, és meghatározzuk ezen szomszédos pontok távolságát pixelben. A pixel a kép egy adott pontja. Két pixel távolsága mérhető, amely alapján a valóságos távolságok számolhatók. A M7.c ábrán a pixeltávolságok meghatározása látható.

A pontos rugómenet távolságokat a kapott eredmények alapján már egyszerűen meg tudjuk határozni. Ha ismert a rugómenetek távolsága, akkor számítjuk a megnyúlásokat és a lokális rugóerőket.

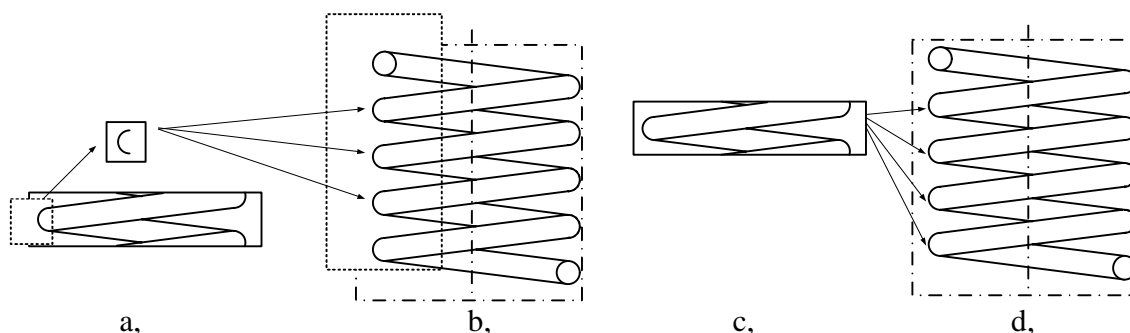
### M3.2. Hasonlóság vizsgálat

A hasonlóság vizsgálatot más néven eltolásos, vagy összevetéses vizsgálatot a digitális képek és videók tömörítésére használják [58].

Az eredeti képről kiválasztott referencia képet összehasonlítjuk az eredeti kép összes képrészletével. Az összehasonlítást pixeles, vagy nagyobb lépésben tehetjük meg. A hasonlóságvizsgálat eredménye egy mátrix, amely sorai és oszlopai a koordináták, az elemei pedig a hasonlóság mértékét mutatják.

Ha a hasonlóság egyezik, vagy az általunk megadott hasonlóságon belül van a kép, akkor a kapott mátrixból a képrészlet koordinátáját határozzuk meg. Két szomszédos menet távolsága ezért a két legközelebbi hasonló képrészlet távolsága lesz. A pixeltávolságokból az előző megoldásnál bemutatott elvek alapján a kötélrő meghatározható.

Az eljárást az M8. ábra mutatja be. Az első lépés a referencia kép meghatározása. A referencia kép az aktuális problémánál lehet egy menetrész vagy egy teljes menet is. A menetrész az M8.a ábrán



M8. ábra. A referencia kép: menetrész (a.), vagy teljes rugómenet (c.), a vizsgált képrészlet: rugószakasz rész (b.), vagy teljes rugószakasz (d.)

látható, a teljes menet az M8.c ábrán látható.

A második lépés a vizsgált képrészlet megadása, amennyiben nem a teljes képet vizsgáljuk. A vizsgált képrészlet lehet egy rugószakasz része, amely például a M8.b ábrán látható, vagy egy teljes rugószakasz is, amely a M8.d ábra mutat be.

A harmadik lépés a meghatározott képek után a hasonlóságvizsgálat, amelynél a referencia képet összevetjük minden képrészlettel. Pixeles lépés is alkalmazható. A hasonlóságvizsgálatnak három általános módszere terjedt el:

- abszolút hiba,
- négyzetes hiba,
- kereszt korreláció.

Az abszolút hiba hasonlóság mátrixa a (M3.1) összefüggéssel, a négyzetes hiba hasonlóság mátrixa a (M3.2) összefüggéssel és a kereszt korreláció hasonlóság mátrixa a (M3.3) összefüggéssel írható fel:

$$\mathbf{H}_k(i, j) = \frac{1}{MN} \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \mathbf{R}_k(m, n) - \mathbf{X}(m+i, n+j), \quad (\text{M3.1})$$

$$\mathbf{H}_k(i, j) = \frac{1}{MN} \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N [\mathbf{R}_k(m, n) - \mathbf{X}(m+i, n+j)]^2, \quad (\text{M3.2})$$

$$\mathbf{H}_k(i, j) = \frac{\sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \mathbf{R}_k(m, n) \mathbf{X}(m+i, n+j)}{\left[ \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \mathbf{R}_k^2(m, n) \right]^{\frac{1}{2}} \left[ \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \mathbf{X}_k^2(m+i, n+j) \right]^{\frac{1}{2}}}, \quad (\text{M3.3})$$

ahol az  $\mathbf{H}_k(i, j)$  – a hasonlósági érték a k-dik referenciánál, i és j eltolásnál. Az M és az N a vizsgált képrészlet méretei és  $\mathbf{R}_k$  a k-dik referenciakép (esetünkben egy referenciakép van),  $\mathbf{X}$  - a kiválasztott kép világosság mátrixa.

Az abszolút és a négyzetes hibánál a minimum érték jelenti az egyezőséget, még a kereszt korrelációnál a mátrix legnagyobb értéke jelenti a hasonlóságot.

Az utolsó lépésben meghatározzuk a kapott hasonlósági mátrixból a legkisebb értékű (vagy kereszt korrelációnál a legnagyobb értékű) elemek pixeltávolságát, majd az előzőek alapján kiszámítjuk a kötélrőt.

### M3.3. Cepstrum eljárás

Az előzőekben bemutatott módszerekhez képest a cepstrum eljárás alapjaiban különbözik. A cepstrum név a spectrum szóból ered, amely az első felhasználásra utal.

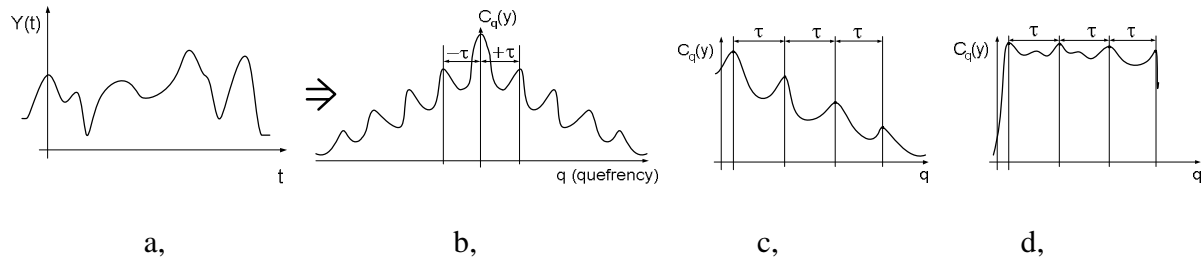
A föld geológiai vizsgálatánál a kutatók rádió jelet küldtek a földkérgéken keresztül. Minden réteghatárnál a jelnek egy része visszaverődött. A visszavert jel keveredett az eredeti jellel ezért a kutatóknak keresniük kellett egy megoldást a jelek szétválasztására [56, 58].

Kifejlesztették a cepstrum eljárást, amely elvi működését a M9. ábra mutatja be.

A vizsgált (kevert) jel a M9.a ábrán látható, ahol a vízszintes tengelyen az időt a függőleges tengelyen az amplitúdót ábrázoltuk. Ez a jel egy látszólag zavart nem egyértelmű jel, amelyből adatot kiolvasni nehéz.

A kiértékelhető adatok előállításához a cepstrum eljárást kell végrehajtanunk. Az eljárás végén a M9.b ábrán látható diagramot kapjuk, ahol a  $C_q(y)$  a reflexió nélküli jel cepstruma, q a reflektált jel frekvenciája (quefreny) és a  $\tau$  a periódusidő. A diagramon a teljes skála látható.

Sok esetben az első csúcs annyira magas, hogy az utána következő csúcsok nehezen láthatóak. Ezért elterjedt megoldás, hogy az M9.c ábrán látható módon az első maximum jelet kivágjuk, így az azt követő jelek szabad szemmel is jobban láthatók. Az első csúcs kivágása mellett ismét egy gyakori megoldás az átlagolt csúcsok figyelembe vétele, amelyet a M9.d ábra mutat. Ekkor a csúcsok között kicsi eltérés tapasztalható és a periódusidő is könnyebben megadható.



M9. ábra. A visszavert kevert jel (a.), a szűrt átalakított jel: a teljes megjelenítés (b.), a szűrt jel az első maximum nélkül (c.), és a kiemelkedések átlaga (d.)

A megjelenítés a kiértékelést egyszerűsíti, ugyanakkor pontosságát nem befolyásolja. A megoldást úgy használhatjuk, hogy a cepstrummal a képet végigelemezzük. Az ismétlődéseket kell keresni, amely a rugómeneteket adja meg. Az rugómenetek távolságát a cepstrum által adott hullámcsúcsokból lehet kiszámolni [13].

A vizsgálat során a rugóról készített digitális képet tekintjük a kevert jelnek, amelyen végrehajtjuk a 2d-s cepstrum eljárással történő vizsgálatot.

A cepstrum a rugómeneteket keresi meg úgy, hogy a kapott diagramokon hullámcsúcsokként jelennek meg. Esetünkben az ismétlődés a fontos.

A kapott eredményen a 2d-s ábrázolásnál a hullámcsúcsokat, vagy a 3d-s ábrázolásnál a felületen lévő hullámcsúcsokat kell megkeresnünk. A  $\tau$  - periódusidő ebben az esetben a pixeltávolságokat jelenti, mert a cepstrum eredménymátrix oszlopai és sorai a pixel-koordinátáknak felelnek meg. A csúcsok pixel-koordinátájából az egyes rugómenetek távolsága számítható.

A cepstrum eljárás lépései:

- 1, Jel megadása.
- 2, FT(Fourier transzformáció).
- 3, Négyzetre emelés, abs() érték.
- 4, Log művelet.
- 5, IFT(inverz Fourier transzformáció).
- 6, Az eredmény megjelenítése, kiértékelése.

Az eljárás lépéseit összefüggésekkel a következő módon írhatjuk fel:

A kevert jel:

$$Y(t) = X(t) + aX(t - \tau), \quad (M3.4)$$

ahol az  $Y(t)$  a visszavert jel, az  $X(t)$  az eredeti jel, továbbá a két jel az idő függvénye (esetünkben távolság függvénye). A készített digitális kép mátrixa a kevert jel. Az „a” a csillapítás  $\tau$  a jel időeltolódása (esetünkben a rugómenetek távolsága).

A második lépésben a (M3.4) összefüggésből adódó jel Fourier transzformációját kell végrehajtanunk:

$$Y(\omega) = X(\omega) + aX(\omega)e^{-j\omega\tau}. \quad (M3.5)$$

A következő lépés a (M3.5) összefüggés négyzetre emelése, amely a jel abszolút értékét is adja:

$$(Y(\omega))^2 \cong (X(\omega))^2 (1 + 2a \cos \omega \tau) . \quad (\text{M3.6})$$

Az utolsó előtti lépésben a (M3.6) összefüggés logaritmusát vesszük a  $\log(1 + \varepsilon) \cong \varepsilon$  formában:

$$\log [(Y(\omega))^2] \cong \log [(X(\omega))^2] + 2a \cos \omega \tau . \quad (\text{M3.7})$$

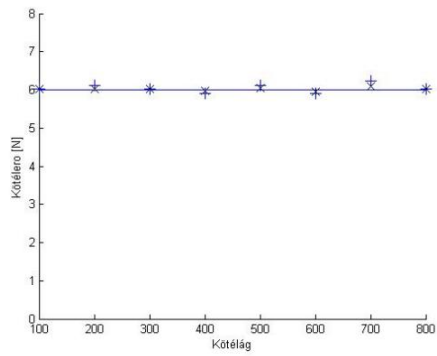
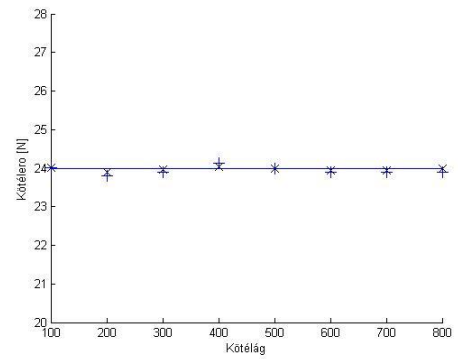
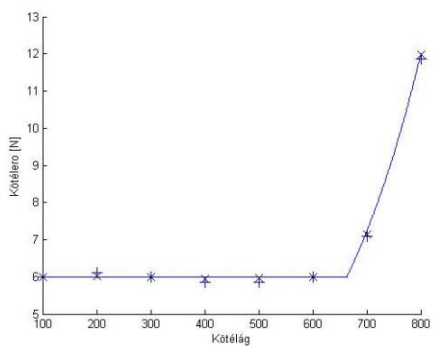
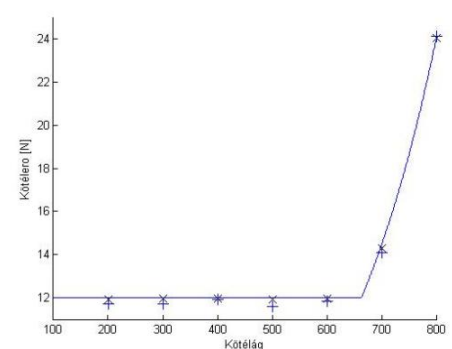
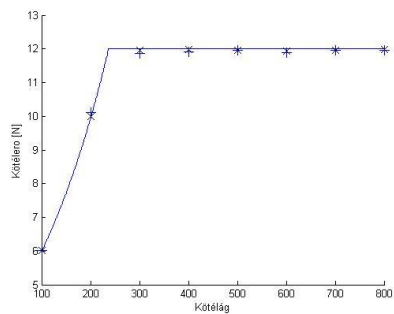
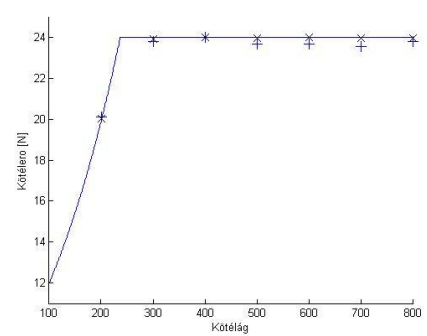
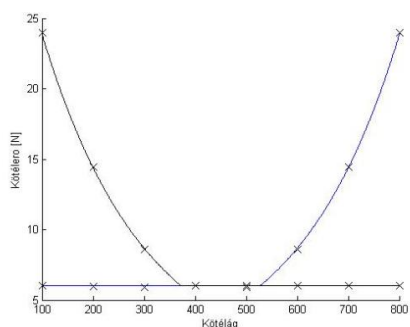
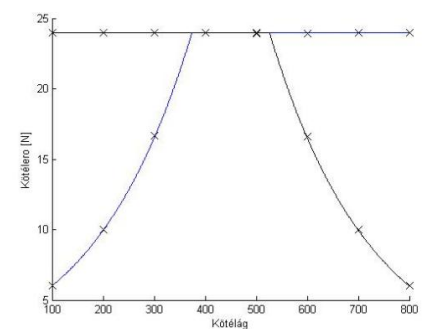
Az utolsó lépés az inverz Fourier transzformáció, amit  $F^{-1}$ -ként is szokás jelölni:

$$C_q(y) = C_q(x) + a\delta(t - \tau) + a\delta(t + \tau) . \quad (\text{M3.8})$$

A (M3.8) összefüggés által generált végeredmény a megoldás is egyben, mert a visszavert vagy vizsgált jel késése megadható. A többtárcsás súrlódó hajtás vizsgálatára alkalmas mérőrendszerrel ez a késés a rugómenetek távolsága.

#### *M3.4. További hitelesítési diagramok*

Az M10.a és b, ábrákon további terelési diagramok, az M10.c és d ábrákon további süllyesztési diagramok, az M10.e és f ábrákon további emelési diagramok és az M10.g és h ábrákon további szimmetria vizsgálatához tartozó diagramok láthatók.

*a,**b,**c,**d,**e,**f,**g,**h,*

M10. ábra. További hitelesítési diagramok



**M4. Többtárcsás súrlódó hajtások erőjátékának elméleti modellezése és szimulálása***M4.1. A végeelemes diszkretizáció általános esetben*

A geometria és az elmozdulás közelítése:

$${}^0x_j = \sum_{k=1}^N h_k \cdot {}^0x_j^k, \quad {}^t x_j = \sum_{k=1}^N h_k \cdot {}^t x_j^k, \quad {}^{t+\Delta t} x_j = \sum_{k=1}^N h_k \cdot {}^{t+\Delta t} x_j^k, \quad j=1,2,3, \quad (\text{M4.1})$$

$${}^t u_j = \sum_{k=1}^N h_k \cdot {}^t u_j^k, \quad u_j = \sum_{k=1}^N h_k \cdot u_j^k, \quad j=1,2,3. \quad (\text{M4.2})$$

ahol  $h_k$  az elemek alakfüggvényei.

M6. táblázat. Az (5.18) egyenletben szereplő integrálok végeelemes formulái

Integrál forma	Mátrix forma
$\int_{{}^0V} {}^0\mathbf{p} \cdot {}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}}_k \cdot \delta \mathbf{u}_k \cdot {}^0 dV$	$\mathbf{M} \cdot {}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}}_k = {}^0\mathbf{p} \left( \int_{{}^0V} \mathbf{H}^T \cdot \mathbf{H} \cdot {}^0 dV \right) \cdot {}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}}_k$
${}^{t+\Delta t} \mathbf{R} = \int_{{}^0A} {}^{t+\Delta t} \mathbf{t}_k \cdot \delta \mathbf{u}_k \cdot {}^0 dA$ $+ \int_{{}^0V} {}^0\mathbf{p} \cdot {}^{t+\Delta t} \mathbf{f}_k \cdot \delta \mathbf{u}_k \cdot {}^0 dV$	${}^{t+\Delta t} \mathbf{R} = \int_{{}^0A} \mathbf{H}_S^T \cdot {}^{t+\Delta t} \mathbf{t}_k \cdot {}^0 dA$ $+ {}^0\mathbf{p} \cdot \int_{{}^0V} \mathbf{H}^T \cdot {}^{t+\Delta t} \mathbf{f}_k \cdot {}^0 dV$
$\int_{{}^tV} {}^t \mathbf{C}_{ijrs} \cdot {}^t \mathbf{e}_{rs} \cdot \delta {}^t \mathbf{e}_{ij} \cdot {}^t dV$	${}^t \mathbf{K}_L \cdot \mathbf{u} = \left( \int_{{}^tV} {}^t \mathbf{B}_L^T \cdot {}^t \mathbf{C} \cdot {}^t \mathbf{B}_L \cdot {}^t dV \right) \cdot \mathbf{u}$
$\int_{{}^tV} {}^t \boldsymbol{\tau}_{ij} \cdot \delta {}^t \boldsymbol{\eta}_{ij} \cdot {}^t dV$	${}^t \mathbf{K}_{NL} \cdot \mathbf{u} = \left( \int_{{}^tV} {}^t \mathbf{B}_{NL}^T \cdot {}^t \boldsymbol{\tau} \cdot {}^t \mathbf{B}_{NL} \cdot {}^t dV \right) \cdot \mathbf{u}$
$\int_{{}^tV} {}^t \boldsymbol{\tau}_{ij} \cdot \delta {}^t \mathbf{e}_{ij} \cdot {}^t dV$	${}^t \mathbf{F} = \int_{{}^tV} {}^t \mathbf{B}_L^T \cdot {}^t \hat{\boldsymbol{\tau}} \cdot {}^t dV$

ahol  $\mathbf{H}$  az alakfüggvények mátrixa,  ${}^t \mathbf{B}_L^T$  a lineáris alakváltozási-elmozdulási mátrix,  ${}^t \mathbf{B}_{NL}^T$  a nemlineáris alakváltozási-elmozdulási mátrix,  ${}^t \mathbf{C}$  az anyagállandók mátrixa,  ${}^t \hat{\boldsymbol{\tau}}$  a Cauchy-féle feszültségekből felépített mátrix.

**M5. A végeelemes és a mérési eredmények összehasonlítása***M5.1. A hitelesítési diagrammok paramétertáblázatai*

M7. táblázat. A terelési terhelési állapothoz tartozó paraméterek

Tárcsa száma	átmérő [mm]	hajtás	Terhelés	Mérleg-súlyok [kg]	Egyenértékű kötél erő (áttétellel) [N]	Kerületi sebesség [mm/sec]	Hajtási irány
1.	160	van	bal	3	11,77	23.88	balról - jobbra
2.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
3.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
4.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
5.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
6.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
7.	160	van	jobb	3	11,77	23.88	balról - jobbra

M8. táblázat. A süllyesztési terhelési állapothoz tartozó paraméterek

Tárcsa száma	átmérő [mm]	hajtás	Terhelés	Mérleg-súlyok [kg]	Egyenértékű kötél erő (áttétellel) [N]	Kerületi sebesség [mm/sec]	Hajtási irány
1.	160	van	bal	3	5,89	23.88	balról - jobbra
2.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
3.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
4.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
5.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
6.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
7.	160	van	jobb	3	23,54	23.88	balról - jobbra

M9. táblázat. Az emelési terhelési állapothoz tartozó paraméterek

Tárcsa száma	átmérő [mm]	hajtás	Terhelés	Mérleg-súlyok [kg]	Egyenértékű kötél erő (áttétellel) [N]	Kerületi sebesség [mm/sec]	Hajtási irány
1.	160	van	bal	1,5	5,89	-23.88	jobbról-ballra
2.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
3.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
4.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
5.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
6.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
7.	160	van	jobb	6	23,54	-23.88	jobbról-ballra

## M5.2. Erőfelépülés

M10. táblázat. Az erőfelépülés vizsgálatánál a tereleési terhelési állapot paramétereit

Tárcsa száma	átmérő [mm]	hajtás	Terhelés	Mérleg súlyok [kg]	Egyenértékű kötél erő (áttétellel) [N]	Kerületi sebesség [mm/sec]	Hajtási irány
1.	<b>159</b>	van	bal	3	11,77	<b>23.73</b>	balról - jobbra
2.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
3.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
4.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
5.	160	van			-	23.88	balról - jobbra
6.	160	van			-	-23.88	jobbról-ballra
7.	160	van	jobb	3	11,77	23.88	balról - jobbra

M11. táblázat. Beállítási paraméterek a relatív sebességkülönbség nagyságának hatásvizsgálatára

Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Relatív tárcsaátmérő: 1-es tárcsa (2-eshez viszonyítva) [%]	<b>99,3%</b>	<b>96,9%</b>	<b>93,8%</b>	<b>90,6%</b>
Kerületi sebesség: 1-es tárcsa (alap:23.88 mm/sec ) [mm/sec]	<b>23.73</b>	<b>23.13</b>	<b>22.38</b>	<b>21.64</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160	160
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j

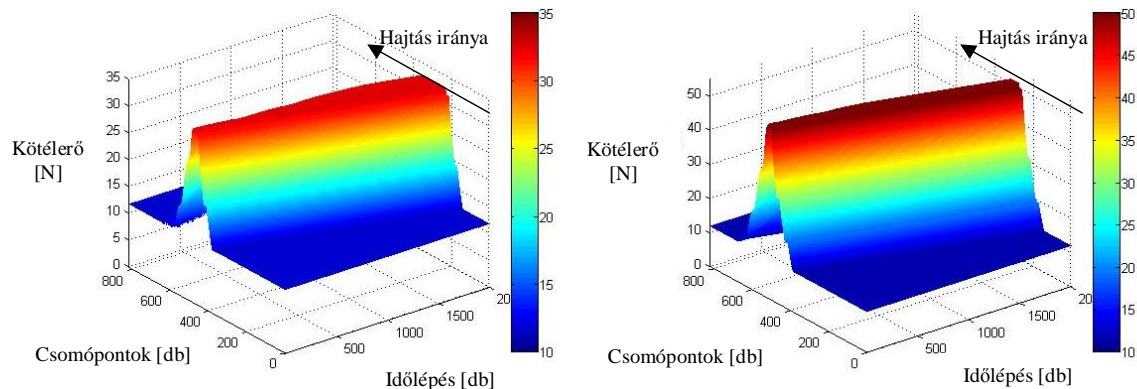
M12. táblázat. Beállítási paraméterek az erőfelépülés nagyságának vizsgálatára azonos pozitív relatív sebességkülönbség esetén.

Jellemzők	1.	2.	3.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>159</b>	<b>159</b>	<b>159</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160

Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	<b>11,77</b>	<b>23,54</b>	<b>5,89</b>
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	<b>11,77</b>	<b>23,54</b>	<b>5,89</b>
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j

M13. táblázat. Beállítási paraméterek az erőfelépülés vizsgálatára több kisebb átmérőjű tárcsa esetén

Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>150</b>	<b>150</b>	<b>145</b>	<b>140</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	<b>155</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160	160
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j



a,

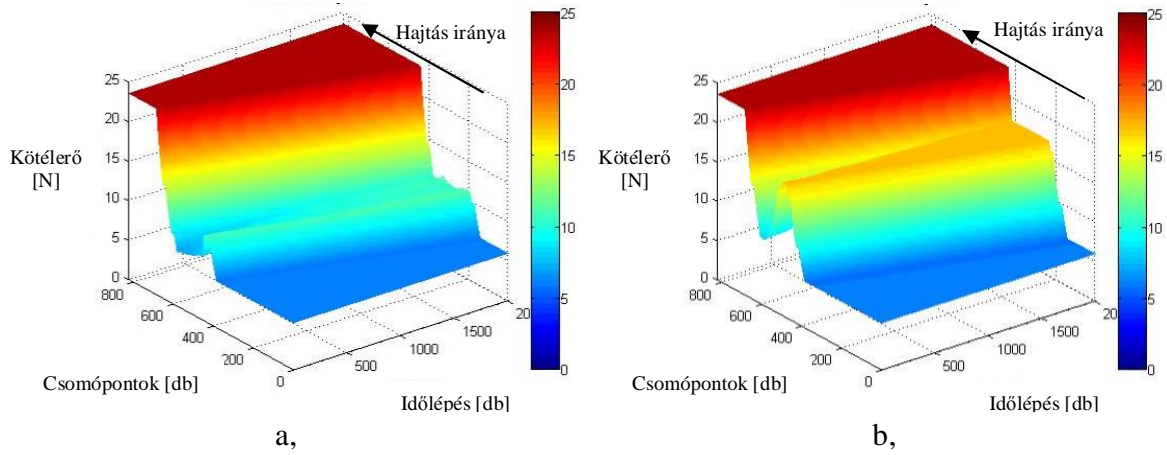
b,

M11. ábra. Az M13. táblázat kettes és hármas beállításához tartozó futási felületek.

M14. táblázat. Az erőfelépülés vizsgálatánál a süllyesztési terhelési állapot paraméterei

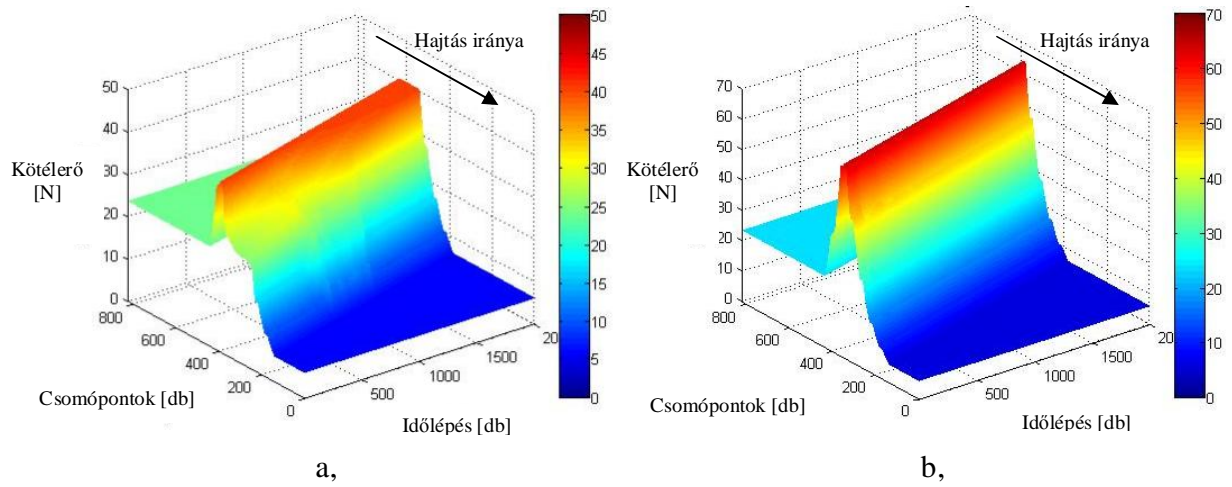
Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	<b>155</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160	160
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	5,89	5,89	5,89	5,89
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	23,54	23,54	23,54	23,54

Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j



M12. ábra. A M14. táblázat kettes és hármas beállításához tartozó futási felületek.

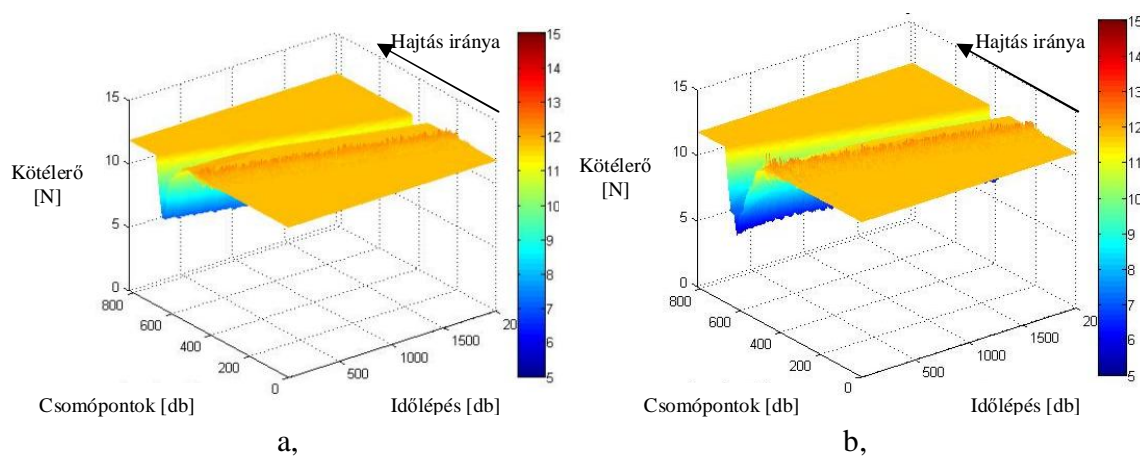
M15. táblázat. Az erőfelépülés vizsgálatánál az emelési terhelési állapot paraméterei				
Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	<b>155</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	5,89	5,89	5,89	5,89
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	23,54	23,54	23,54	23,54
Szögsebesség [1/sec]	-0,298	-0,298	-0,298	-0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	j - b	j - b	j - b	j - b



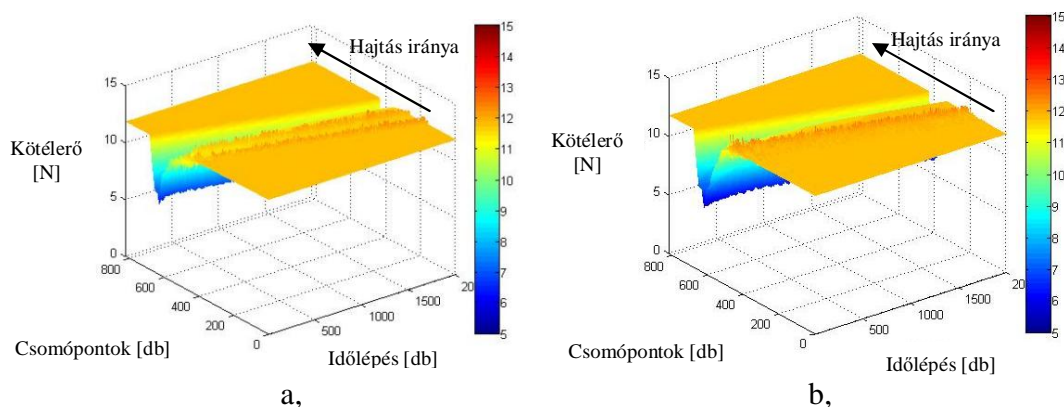
M13. ábra. Az M15. táblázat kettes és hármas beállításához tartozó futási felületek.

## M5.3. Kilazulás

M16. táblázat. A kilazulás vizsgálatánál az terelési terhelési állapot paraméterei				
Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j



M14. ábra. Az M16 táblázat paramétereit alapján az első és a negyedik beállítással végzett végeses elemes szimuláció eredménye.

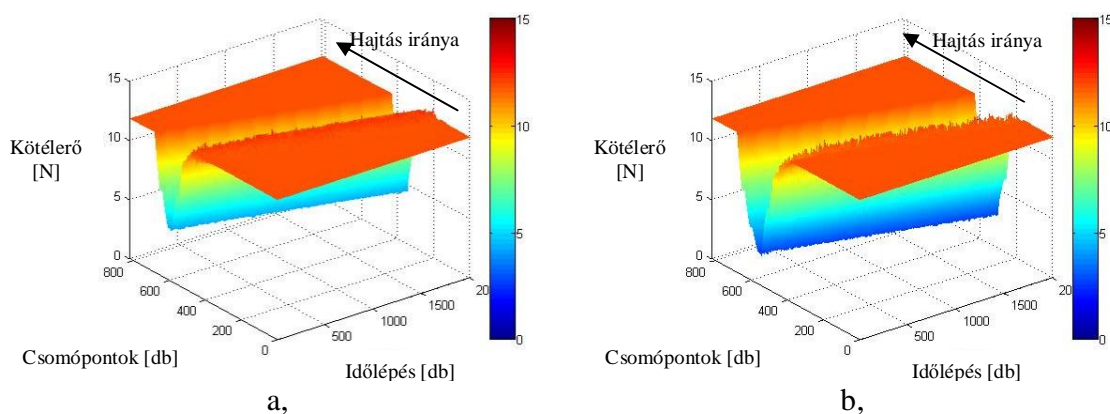


M15. ábra. Az M16. táblázat paramétereit alapján a második és a harmadik beállítással végzett végeses elemes szimuláció eredménye.

M17. táblázat A kilazulás vizsgálatánál a terelési terhelési állapot paramétereit			
Jellemzők	1.	2.	3.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	155	155	155
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	<b>11,77</b>	<b>23,54</b>	<b>5,89</b>
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	<b>11,77</b>	<b>23,54</b>	<b>5,89</b>
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j - jobb)	b - j	b - j	b - j

M18. táblázat. A több tárcsás kilazulás vizsgálatánál a terelési terhelési állapot paramétereit

Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	<b>155</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>	<b>140</b>
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j

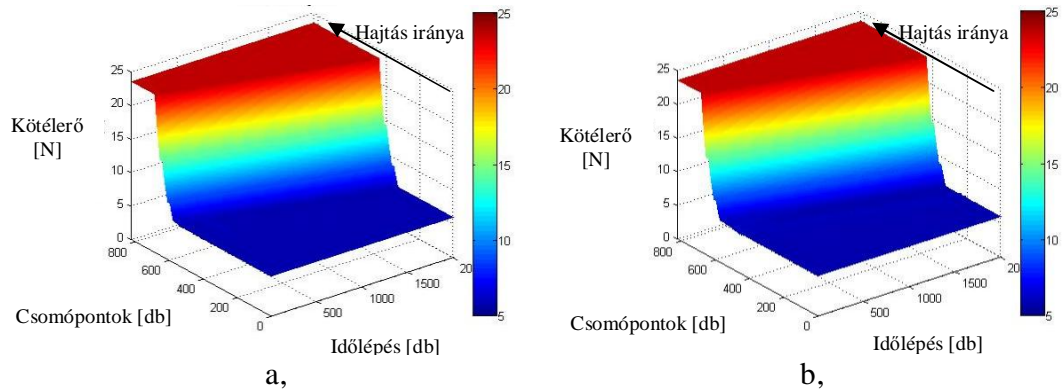


M16. ábra. Az M18. táblázat kettes és hármas beállításához tartozó futási felületek.

M19. Táblázat. A több tárcsás kilazulás vizsgálatánál a süllyesztési terhelési állapot paramétereit

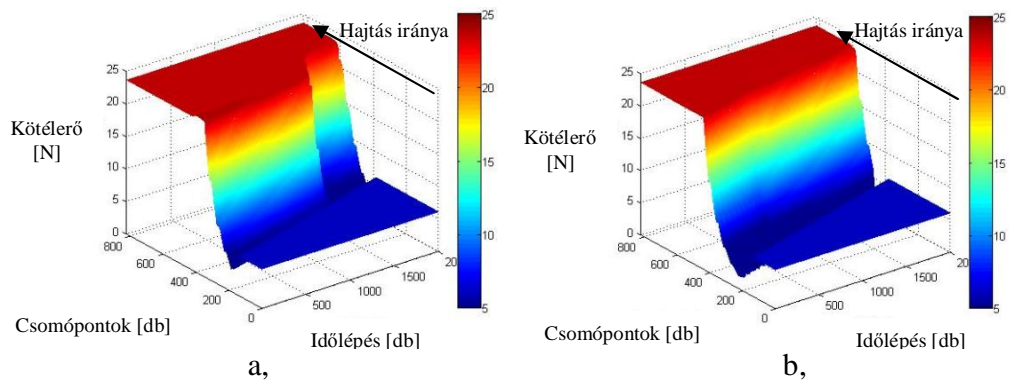
Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	<b>155</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j



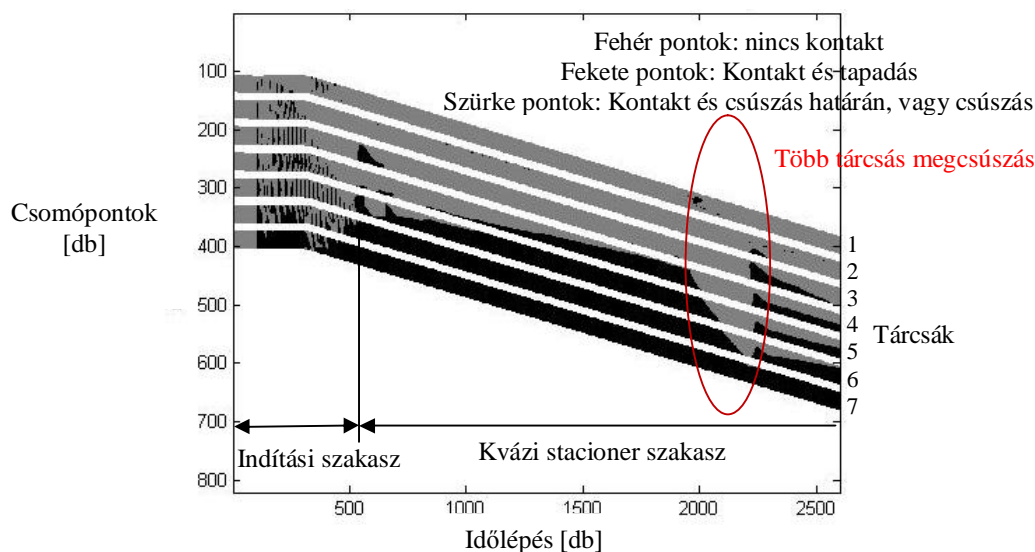


M17. ábra. Az M19. táblázat kettes és hármis beállításához tartozó futási felületek.

M20. táblázat. A több tárcsás kilazulás vizsgálatánál az emelési terhelési állapot paramétereit				
Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	<b>155</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160	160
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	5,89	5,89	5,89	5,89
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	23,54	23,54	23,54	23,54
Szögsebesség [1/sec]	-0,298	-0,298	-0,298	-0,298
Hajtási irány (b - bal, j - jobb)	j - b	j - b	j - b	j - b



M18. ábra. A M20. táblázat kettes és hármis beállításához tartozó futási felületek.

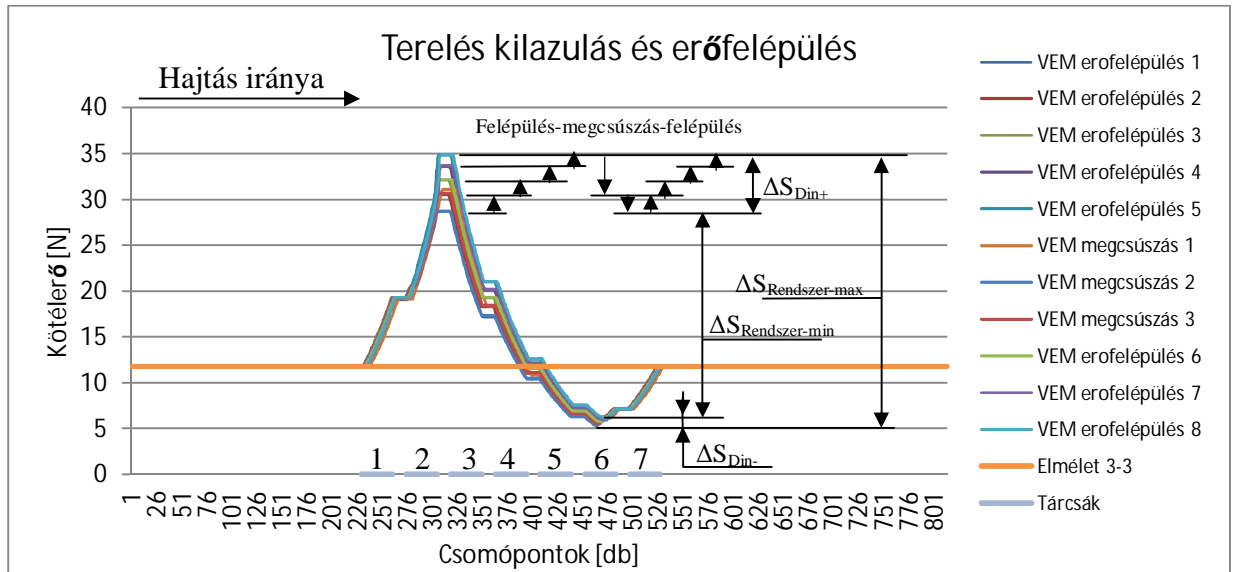


M19. ábra. A csomópontok érintkezési és tapadási/csúszási állapotai, az M20. táblázat 3-as beállításához tartozó súllyesztési paramétereivel végzett végeleemes szimuláció alapján.

#### M5.4. Erőfelépülés és kilazulás

M21. Táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálatánál a terelési állapot paramétereit szélső kisebb tárcsás esetben

Jellemzők	1.	2.	3.	4.	5.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	155	150	145	145	155
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	155	150	150	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	155	155	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	155	160	155
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	155	150	160	150
Tárcsa átmérő 7 [mm]	155	150	145	155	145
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j - jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j	b - j



M20. ábra. A M21. táblázat paramétereit alapján a 2. beállítással végzett futás terelési erőátviteli görbéi.

M22. táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálatánál a terelési állapot paramétereit közbelső kisebb tárcsás esetén

Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>150</b>	<b>145</b>
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160	160
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j - jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j

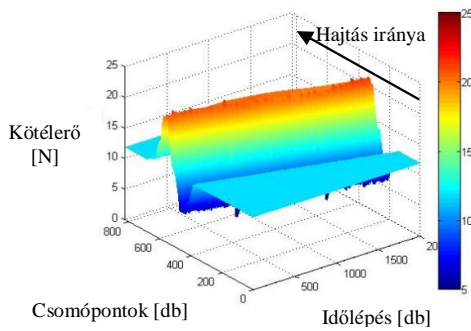
M23. táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálata: közbelső kisebb tárcsa hatása a terelési terhelési állapotokra különböző fel és a lefutó ági terhelések esetén.

Jellemzők	1.	2.	3.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	155	155	155
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	<b>11,77</b>	<b>23,54</b>	<b>5,89</b>

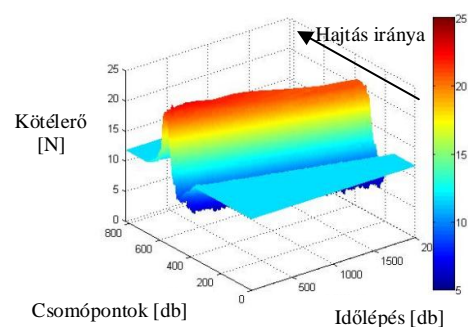
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	<b>11,77</b>	<b>23,54</b>	<b>5,89</b>
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j

M24. táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálata: kettő közbenső, vagy szélső kisebb tárcsa hatása a terelési terhelési állapotra

Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160	160	<b>159</b>	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	<b>155</b>	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	<b>155</b>	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	<b>159</b>	<b>159</b>	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	<b>155</b>	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 7 [mm]	160	160	160	<b>159</b>
Bal oldali terhelés [N]	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N]	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j

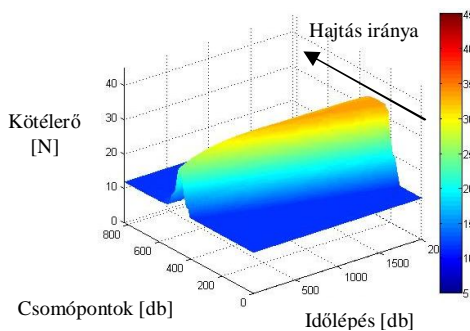


a,

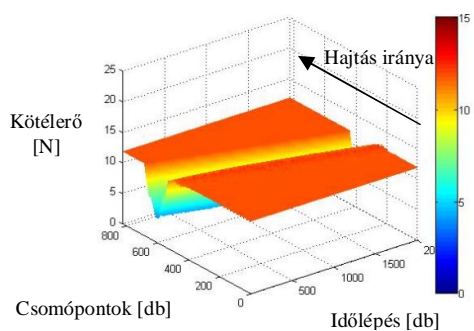


b,

M21. ábra. Az M24. táblázat 1. (a.), és 2. (b.) beállításaihoz tartozó terelési felületek.



a,



b,

M22. ábra. Az M24 táblázat 3. (a.), és 4. (b.) beállításaihoz tartozó terelési felületek.

M25. táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálata: kettő vagy három szélső kisebb tárcsa hatása a tereleési terhelési állapotra				
<b>Jellemzők</b>	<b>1.</b>	<b>2.</b>	<b>3.</b>	<b>4.</b>
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	<b>150</b>	<b>159</b>
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	<b>159</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 6 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>155</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>150</b>	<b>159</b>
Bal oldali terhelés [N]	11,77	11,77	11,77	11,77
Jobb oldali terhelés [N]	11,77	11,77	11,77	11,77
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j

M26. táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálata süllyesztéses terhelési állapotnál			
<b>Jellemzők</b>	<b>1.</b>	<b>2.</b>	<b>3.</b>
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>155</b>	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	<b>159</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>155</b>	160	160
Bal oldali terhelés [N]	5,89	5,89	5,89
Jobb oldali terhelés [N]	23,54	23,54	23,54
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j

M27. táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálata több kisebb tárcsa esetén süllyesztéses terhelési állapotnál				
<b>Jellemzők</b>	<b>1.</b>	<b>2.</b>	<b>3.</b>	<b>4.</b>
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	<b>150</b>	<b>159</b>
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	<b>159</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 6 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>155</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>150</b>	<b>159</b>
Bal oldali terhelés [N]	5,89	5,89	5,89	5,89
Jobb oldali terhelés [N]	23,54	23,54	23,54	23,54
Szögsebesség [1/sec]	0,298	0,298	0,298	0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j	b - j

M28. táblázat. Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálata emelési terhelési állapotnál

Jellemzők	1.	2.	3.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>155</b>	160	160
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	<b>159</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 6 [mm]	160	160	160
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>155</b>	160	160
Bal oldali terhelés [N]	5,89	5,89	5,89
Jobb oldali terhelés [N]	23,54	23,54	23,54
Szögsebesség [1/sec]	-0,298	-0,298	-0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	b - j	b - j	b - j

M29. táblázat . Az erőfelépülés és kilazulás vizsgálata több kisebb tárcsa esetén emelési terhelési állapotnál

Jellemzők	1.	2.	3.	4.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 2 [mm]	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 3 [mm]	160	160	<b>150</b>	<b>159</b>
Tárcsa átmérő 4 [mm]	160	160	160	160
Tárcsa átmérő 5 [mm]	160	160	<b>159</b>	<b>150</b>
Tárcsa átmérő 6 [mm]	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>155</b>	<b>155</b>
Tárcsa átmérő 7 [mm]	<b>155</b>	<b>159</b>	<b>150</b>	<b>159</b>
Bal oldali terhelés [N]	5,89	5,89	5,89	5,89
Jobb oldali terhelés [N]	23,54	23,54	23,54	23,54
Szögsebesség [1/sec]	-0,298	-0,298	-0,298	-0,298
Hajtási irány (b - bal, j – jobb)	j - b	j - b	j - b	j - b

#### M5.4. További VEM szimulációk: Nem hajtott tárcsák hatása

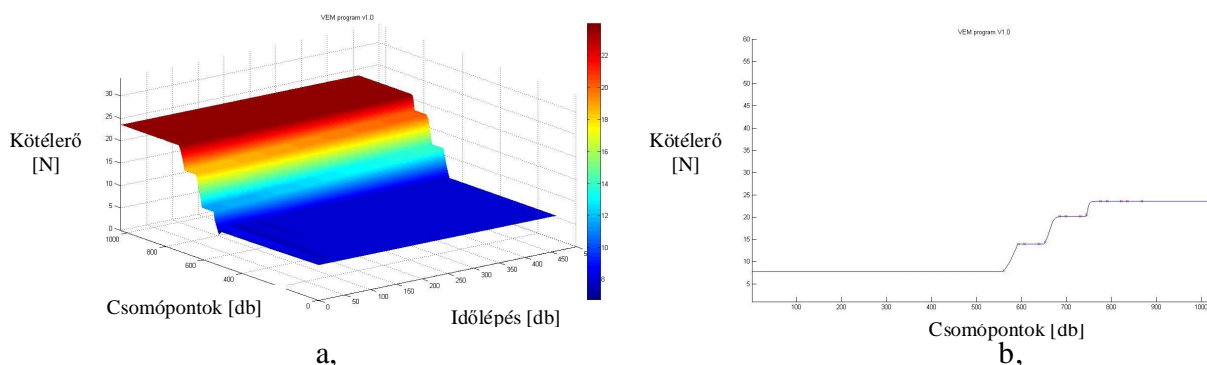
A 6. fejezetben részletesen kitértünk arra, hogy a rendszer tartaléka, azaz a hajtott terelő terhelési állapotban lévő tárcsáktól függ a kialakuló maximális túlerő nagysága. Az aktuális fejezetpont célja, hogy a hajtással nem rendelkező terelő tárcsák hatását bemutassa. Az M5.1. táblázat paramétereit alapján 3 egyszerű beállítást vizsgálunk meg, amelyekben az a közös, hogy a kevesebb tárcsával rendelkező tárcsasor nem hajtott, mert szabadonfutó.

M6.1. táblázat. A tárcsák hajtott/szabadonfutó állapotának vizsgálata

Jellemzők	1.	2.	3.
Tárcsa átmérő 1 [mm]	160 mm	140 mm	160 mm
Tárcsa hajtás 1	igen	igen	igen
Tárcsa átmérő 2 [mm]	160 mm	160 mm	160 mm

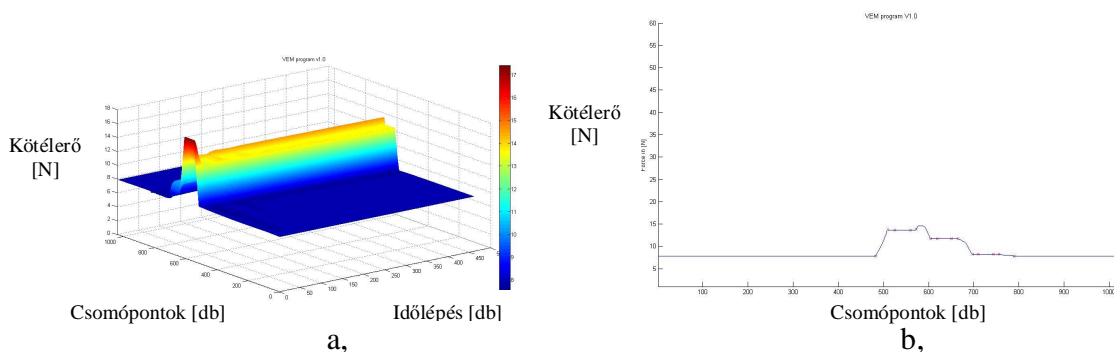
Tárcsa hajtás 2	nem	nem	nem
Tárcsa átmérő 3 [mm] Tárcsa hajtás 3	160 mm igen	160 mm igen	160 mm igen
Tárcsa átmérő 4 [mm] Tárcsa hajtás 4	160 mm nem	160 mm nem	160 mm nem
Tárcsa átmérő 5 [mm] Tárcsa hajtás 5	160 mm igen	160 mm igen	160 mm igen
Tárcsa átmérő 6 [mm] Tárcsa hajtás 6	160 mm nem	160 mm nem	160 mm nem
Tárcsa átmérő 7 [mm] Tárcsa hajtás 7	160 mm igen	160 mm igen	140 mm igen
Bal oldali terhelés [N] (3 kg)	2 kg	2 kg	2 kg
Jobb oldali terhelés [N] (3 kg)	6 kg	2 kg	6 kg
Hajtás iránya	jobbról - balra	balról - jobbra	jobbról - balra

Az 1. beállításhoz tartozó futási felületet az M6.13. a, ábrán ábrázoltuk. A hozzá tartozó jellemző futási görbét a M6.13. b, ábrán rajzoltuk fel. A nem hajtott tárcsáknál vízszintes felületet jelent meg, mert a kötélrő a teljes tárcsa mentén megegyezik. Az erőátvitelben ekkor maximum 4 tárcsa tud részt venni.



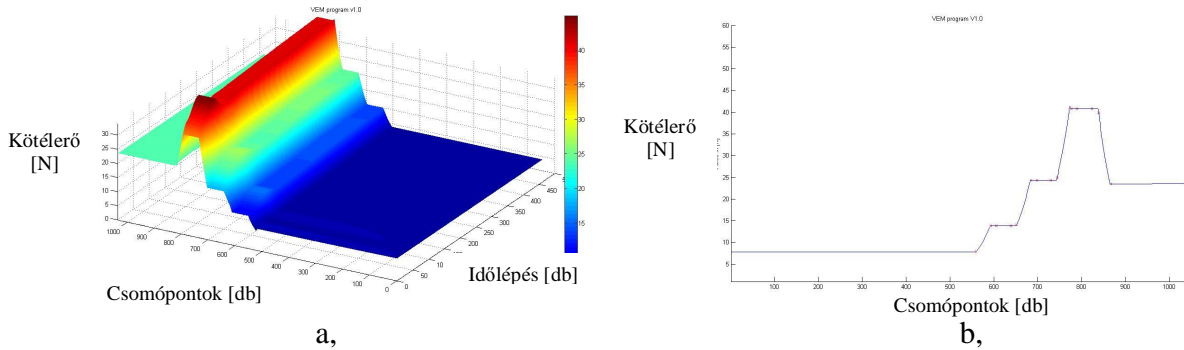
M6.1. ábra. Az M6.1. táblázat 1. beállításához tartozó terelési felület (a,) és erőátviteli görbe (b,)

A 2. beállításhoz tartozó futási felületet az M6.14. a, ábrán ábrázoltuk. A hozzá tartozó jellemző futási görbét a M6.14. b, ábrán rajzoltuk fel. A nem hajtott tárcsáknál vízszintes felületet jelent meg, mert a kötélrő a teljes tárcsa mentén megegyezik. Túlerő felépülés esetén a nem hajtott terelő tárcsák úgy viselkednek, mint a kötélágak, mert a kötélrő állandó.



M6.2. ábra. Az M6.1. táblázat 2. beállításához tartozó terelési felület (a,) és erőátviteli görbe (b,)

Az utolsó beállításhoz tartozó futási felületet az M6.15. a, ábrán ábrázoltuk. A hozzá tartozó jellemző futási görbét a M6.15. b, ábrán rajzoltuk fel. A nem hajtott tárcsáknál ismét vízszintes felületet jelent meg, mert a kötélterő a teljes tárcsa mentén megegyezik. A rendszer már egy kisebb tárcsával eléri az átvihető maximumot, mert összesen 4 darab aktív tárcsa van.



M6.3. ábra. Az M6.1. táblázat 3. beállításához tartozó terelési felület (a,) és erőátviteli görbe (b,)

Az 3 beállításból látható, hogy a nem hajtott tárcsák terelő tárcsaként funkcionálnak. Nem járulnak hozzá a rendszer tartalékához, továbbá túlerő, vagy kilazulás sem keletkezhet rajtuk, mert nem alakulhat ki pozitív vagy relatív sebességkülönbség normál üzemállapot mellett.