



SZENT ISTVÁN EGYETEM

Mezőgazdasági ékszíjhajtások energiamérlegének  
sajátosságai

Doktori (PhD) értekezés  
Gárdonyi Péter

Gödöllő

2018

**A doktori iskola  
megnevezése:**

Műszaki Tudományi Doktori Iskola

**tudományága:**

Agrárműszaki tudományok

**vezetője:**

Prof. Dr. Farkas István  
egyetemi tanár, DSc  
SZIE, Gépészmérnöki Kar

**Témavezető:**

Dr. Szabó István  
egyetemi tanár, PhD  
SZIE, Gépészmérnöki Kar,  
Mechanikai és Géptani Intézet

**Társ-témavezető:**

Dr. Kátai László  
egyetemi docens, PhD  
SZIE, Gépészmérnöki Kar,  
Mechanikai és Géptani Intézet

.....  
az iskolavezető jóváhagyása

.....  
a témavezető jóváhagyása

## TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK .....	5
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK .....	7
<b>1.1. A téma időszerűsége és jelentősége .....</b>	<b>7</b>
<b>1.2. Célkitűzések .....</b>	<b>8</b>
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS .....	9
<b>2.1. A mezőgazdaságban alkalmazott szíjhajtások.....</b>	<b>9</b>
2.1.1. A mezőgazdasági ékszíjhajtások jellemző igénybevételei .....	10
2.1.2. Az ékszíjak szerkezeti felépítése, anyagai.....	11
2.1.3. Ékszíz és a szíjtárcsa kapcsolódásának elmélete .....	13
<b>2.2. A szíjhajtások veszteségei .....</b>	<b>17</b>
2.2.1. Az ékszíjmelegedés elemzése.....	19
2.2.2. Az ékszíz mozgásvesztésének elemzése .....	21
<b>2.3. A szakirodalomi áttekintés összefoglaló értékelése .....</b>	<b>32</b>
3. ANYAG ÉS MÓDSZER .....	33
<b>3.1. Hajtásvizsgálati fékpad .....</b>	<b>33</b>
3.1.1. Hajtásvizsgálati fékpad felépítése .....	34
3.1.2. Ékszíjhajtás geometriai beállítási hibáinak létrehozása .....	36
<b>3.2. Kísérletekhez felhasznált hajtáselemek.....</b>	<b>37</b>
3.2.1. Ékszíz profilok .....	37
3.2.2. Szíjtárcsa jellemzők.....	38
<b>3.3. Ékszíz hőmérséklet vizsgálatok .....</b>	<b>40</b>
3.3.1. Az infrakamerás hőmérsékletmérés .....	40
3.3.2. Az ékszíz hőmérséklet-emelkedésének meghatározása .....	40
<b>3.4. A hajtásparaméter vizsgálatok.....</b>	<b>44</b>
<b>3.5. Az ékszíz relatív mozgásának vizsgálata.....</b>	<b>48</b>
3.5.1. A relatív mozgás vizsgálatok kísérleti eszközei.....	49
3.5.2. A kísérleti módszer hibájának meghatározása .....	51
3.5.3. Relatív mozgások mérése és adatok kiértékelése .....	53
3.5.4. Az ékszíz relatív mozgásának tartományokra bontása .....	57
4. EREDMÉNYEK.....	58
<b>4.1. Ékszíjhajtás teljesítményvesztését befolyásoló hajtásjellemzők.....</b>	<b>58</b>
4.1.1. A hőmérséklet-emelkedés vizsgálat eredménye.....	58
4.1.2. A szíjcsúszás vizsgálat eredménye.....	60
4.1.3. Ékszíjhajtás energiamérlege .....	61

<b>4.2. Geometriai gépbeállítási hibák.....</b>	<b>63</b>
4.2.1. Geometriai gépbeállítási hibák hatása az ékszíjhajtás viselkedésére .....	64
4.2.2. Megengedhető geometriai gépbeállítási hiba meghatározása .....	66
<b>4.3. Ékszíz relatív mozgások .....</b>	<b>70</b>
4.3.1. Az ékszíz tárcsahoronyban történő sugárirányú mozgása .....	70
4.3.2. Az ékszíz relatív mozgások tartományai .....	72
4.3.3. Az ékszíz tárcsahoronyban történő érintőirányú mozgása.....	75
4.3.4. Relatív mozgás a beállítás hiba hatására .....	77
<b>4.4. Új tudományos eredmények .....</b>	<b>85</b>
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK.....	88
6. ÖSSZEFOGLALÁS .....	89
7. SUMMARY.....	90
8. MELLÉKLETEK .....	91
<b>M1: Irodalomjegyzék.....</b>	<b>91</b>
<b>M2: Az értekezés témaköréhez kapcsolódó saját publikációk.....</b>	<b>95</b>
<b>M3: Az ékszíz hőmérséklet-emelkedés varianciaanalízise.....</b>	<b>97</b>
<b>M4: Az egész hajtásra nézett csúszás varianciaanalízise.....</b>	<b>109</b>
9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS .....	126

## JELÖLÉSJEGYZÉK

### Jelölések:

$h_k$	ékszíz kordszálának elhelyezkedése a szíz felső életől	[mm]
$h_s$	mérőjelet hordozó szalag vastagsága	[mm]
$C_{jel}$	mérőjel centripetális gyorsulásából származó tömegelő	[N]
$F_1; F_2$	szíjágéro a feszes; laza ágban	[N]
$F_H$	előfeszítő erő	[N]
$F_{HN}$	adott beállításra meghatározott előfeszítés	[N]
$F_R; F_{R,r};$	súrlódási erő; - sugárirányú komponense;	[N]
$F_{R,m}$	- ékszíz alkotó irányú komponense;	[N]
$F_{R,t};$	- érintőirányú komponense	[N]
$F_n$	ékszíz oldalfelületére normális erő	[N]
$F_r$	sugárirányú erő	[N]
$F_{t1}; F_{t2}$	hajtó és hajtott szíjtárcsán megjelenő kerületi erő	[N]
$L_w$	ékszíz névleges hossza	[mm]
$M_1; M_2$	hajtó és hajtott oldalon megjelenő forgatónyomaték	[Nm]
$M_N$	adott beállításra meghatározott forgatónyomaték	[Nm]
$P_h$	hasznos teljesítmény	[W]
$P_b$	bevezetett teljesítmény	[W]
$P_{mv}$	ékszíjhajtás mozgásvesztesége	[W]
$P_{nyv}$	ékszíjhajtás nyomatékvesztesége	[W]
$P_v$	ékszíjhajtás teljesítményvesztesége	[W]
$T_r$	ékszíjtárcsa horonyfal radiálisütés-tűrése	[mm]
$b_0$	ékszízprofil névleges szélesség	[mm]
$b_1$	ékszíjtárcsa horony legnagyobb szélessége	[mm]
$n_1; n_2$	hajtó és hajtott szíjtárcsa fordulatszáma	[1/min]
$r_j$	ékszíz mérőjelének befutott sugara	[mm]
$s_E$	effektív csúszás	[%]
$s_x$	képfelbontásból származó hiba	[mm]
$v_1; v_2$	hajtó és hajtott szíjtárcsa kerületi sebessége	[m/s]
$v_{sz}$	szíjsebesség	[m/s]
$x_o, x_u$	ékszíz alsó és felső oldalának tárcsahoronyhoz viszonyított sugárirányú elmozdulása	[mm]
$\alpha_0$	ékszíjtárcsa horonyszög	[°]

Jelölésjegyzék

---

$\beta_G$	geometriai átfogási szög	[°]
$\beta_V$	valós átfogási szög	[°]
$\delta_{rt}$	szíjtárcsa mérőjelének relatív hibája	[%]
$\varepsilon_s$	mérőjelet hordozó szalag hosszirányú fajlagos nyúlása	[-]
$\xi_{fel}$	szíjfelfutás tartomány vége	[°]
$\xi_{le}$	szíjlefutás tartomány kezdete	[°]
$\omega_1; \omega_2$	hajtó és hajtott szíjtárcsa szögsebessége	[rad/s]
$\Delta R$	ékszíz sugárirányú relatív elmozdulása	[mm]
$\Delta T$	ékszíz hőmérséklet-emelkedése	[°C]
$h$	ékszízprofil magasság	[mm]
$A$	telítődési függvény felső határa	[°C]
$X$	szíjgyártók által előírt geometriai beállítási hiba	[mm]
$b$	ékszízprofil felső oldalának szélessége	[mm]
$d$	szíjtárcsa névleges mérete	[mm]
$f$	szíjhajtogatósi frekvencia	[s <sup>-1</sup> ]
$i$	geometriai áttétel	[-]
$m$	relatív telítetlenség	[-]
$s$	egész hajtásra nézett szíjcsúszás	[%]
$t$	ékszíjtárcsa horony mélység	[mm]
$x$	ékszíjtárcsák geometriai beállításhibája	[mm]
$z, c$	telítődési függvény konstansok	[-]
$\alpha$	ékszíz profilszög	[°]
$\gamma$	csúszásszög	[rad]
$\gamma'$	csúszásszög vetülete tárcsa középsíkjában	[rad]
$\delta$	átfogási viszonyszám	[-]
$\varepsilon$	feszültségi viszony	[-]
$\eta$	ékszíjhajtás hatásfoka	[-]
$\mu$	nyugvó súrlódási tényező	[-]
$\mu'$	horonyhatás következtében megnövekedett, látszólagos súrlódási tényező	[-]
$\xi$	kapcsolódási szög	[°]
$\varphi$	ékszíz a tárcsahoronyhoz viszonyított szögeltérése	[°]
$\psi$	relatív szögeltérés	[°]

# 1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

Az értekezésem első fejezetében a téma jelentőségét fogalmazom meg, illetve a munkám célkitűzéseit mutatom be.

## 1.1. A téma időszerűsége és jelentősége

A 7,5 milliárd ember élelmezése nagy kihívás az egész társadalom, különösképpen az agrárium részére. Ennek érdekében a szántóföldi növénytermesztést a XX. század közepétől nagyfokú gépesítés jellemzi. A termesztéstechnológiai műveletek optimális végrehajtása elengedhetetlen az eredményes termelésben, ezáltal a mezőgazdasági gépekkel szemben magas elvárások alakultak ki. A mezőgépek fejlesztésénél a teljesítmény fokozása és a megbízhatóság mellett a gazdaságos üzemeltetés is lényeges irányelv. A terménybetakarítás gépeinél kiemelkedő jelentőséggel bírnak ezek a tulajdonságok, amelyek a gépszerkezet valamennyi részegységére igazak. A hatékonyság növelése érdekében nagy hangsúlyt fektetnek a gyártók a motorok fejlesztése mellett a munkavégző részegységek és a teljesítmény-átvitel elemeire is, amelyek a gépek összehatásfokának javítására irányulnak. A mezőgazdasági gyakorlatban a gépegységek energiaellátására elterjedten használnak rugalmas vonóelemes hajtásokat, ez ösztönözi a szíjhajtások területén történő kutatásaimat.

A hajtószíjak az elmúlt évtizedekben főként anyag- és gyártástechnológiai fejlődésen mentek keresztül, amely a szíj felépítésében egyfajta konstrukciós fejlődést is vont maga után. Az eltérő igényekhez különböző profilokat alakítottak ki a szíjgyártók. Korszerű anyagok, illetve erősítő, társított anyagok felhasználásával egyre nagyobb erőátvitel érhető el a szíjág kismértékű nyúlása mellett. Léteznek olyan különleges szíjak, amelyek extrém üzemi körülmények (magas üzemi hőmérséklet, olajos környezet vagy olajban futás, erős lengések stb.) között is megállják a helyüket. A mezőgazdasági gépeken a rugalmas hajtások közül az ékszíjhajtások terjedtek el leginkább.

A szíjakkal kapcsolatos kutatások részben a hajtás működésének jobb megismerésére irányulnak. Az alapkutatások elméleti megfontolásra, laboratóriumi kísérletekre és számítógépes szimulációkra épülnek. A publikációk másfelől a gyártmányfejlesztéshez és az általános körülményektől eltérő viszonyok között üzemelő szíjhajtások tervezéséhez szolgáltatnak információt. Az utóbbi tanulmányok főként laboratóriumi körülmények között lefolytatott modellkísérleteken, illetve valós szíjhajtások vizsgálatán keresztül valósulnak meg. A szíjhajtás tervezése során gyártmány-katalógusokból választják ki a mérnökök az adott teljesítményhez és fordulatszámhoz szükséges szíjprofil és szíjtárcsa méreteket, figyelembe véve a beépítési helyigényt, áttételt, hajtás dinamikáját stb. A méretezéskor a gyártók által szolgáltatott tapasztalati, illetve meghatározott feltételek mellett elvégzett kísérletekből származó adatok állnak rendelkezésre, amelyek nem veszik figyelembe a környezeti hatásokat. Katalógus alapján megtervezett, mezőgazdasági gépekre jellemző szélsőséges körülmények között üzemelő szíjhajtások hatásfoka, illetve élettartama nem lesz megfelelő. Ilyen esetekben biztonságosan sok, az adott körülmények között lefolytatott saját vizsgálatok eredményeire támaszkodhatunk.

### 1.2. Célkitűzések

Kutatásom célja, hogy a szíjhajtások veszteségvizsgálatával olyan tényezőket, összefüggéseket határozzak meg, amelyek segíthetik a mezőgazdasági gépeken használt ékszíjhajtások tervezését és vélelmezhető hatásfokának optimalizálását. Kutatómunkám ennek érdekében két fő területre terjed ki: működési, valamint szerelési és gépbeállítási jellemzők vizsgálatára.

Az ékszíjhajtás működési jellemzőivel kapcsolatos kutatáscélok

Az ékszíjhajtással kedvező hatásfokú teljesítmény-átvitel hozható létre a hajtásparaméterek optimális megválasztásával. A hajtás vesztesége összetett módon, átszármaztatott nyomaték veszteség és szíjcsúszás formájában jelenik meg. A veszteség összetevők vizsgálatával meghatározhatók a teljesítményvesztést befolyásoló főbb hajtásjellemzők, valamint azok hatásának nagysága. Az eredmények a hajtás optimalizálásában nyújthatnak segítséget a gyakorló mérnökök számára. Kutatási célom:

- Az ékszíj hőfejlődése alapján meghatározni a nyomatékvesztést befolyásoló hajtásparamétereket, valamint felállítani az ékszíj melegedés matematikai modelljét.
- Megállapítani az ékszíjhajtás csúszását meghatározó hajtásjellemzőket, illetve gyakorlat számára értelmezhető matematikai modell létrehozása.
- Az ékszíjhajtás veszteség összetevőinek feltérképezésével megalkotni a hajtás kvalitatív energiamérlegét.

Az ékszíjhajtások teljesítmény-átvitelénél mindig jelentkezik csúszás, azaz az ékszíj tárcsához viszonyított elmozdulása figyelhető meg, amely a hajtás teljesítményvesztésének részét képezi. A szakirodalomban található, ékszíj relatív mozgás kísérleteket igen alacsony szíjsebességnél hajtották végre, ezáltal nem alkalmasak a valós szíjmozgások vizsgálatára a tárcsahoronyban. A célom:

- Új kísérleti módszer kidolgozása, ahol az ékszíj relatív mozgásának vizsgálata a hajtás üzemi fordulatszáma mellett végezhető.
- A szakirodalomban található, relatív mozgásokkal kapcsolatos ellentmondások tisztázása az általam kifejlesztett kísérleti módszer segítségével.

Az ékszíjhajtás szerelési és gépbeállítás jellemzőivel kapcsolatos kutatási célok

A mezőgazdasági gépek esetén gyakran nem teljesülnek a gyártók által előírt, szíjhajtásra vonatkozó geometriai beállításiértékek. Ennek oka a mezőgépek felépítésében, illetve sajátos környezetben való üzemeltetésükben kereshető. Az elméletitől eltérő, valós szíjfutás okozta hatások vizsgálata a mezőgazdasági gépek hajtástervezésében nyújthat segítséget. Kutatásom céljai között szerepel:

- A mezőgépeken alkalmazott ékszíjhajtások geometriai beállítási hiba határértékeinek empirikus meghatározása, ahol még teljesül a hajtás üzemszerű működése, a hatásfok és élettartam csökkenése nélkül.
- Geometriai beállítás hiba hatásának vizsgálata az ékszíj relatív mozgásaira.

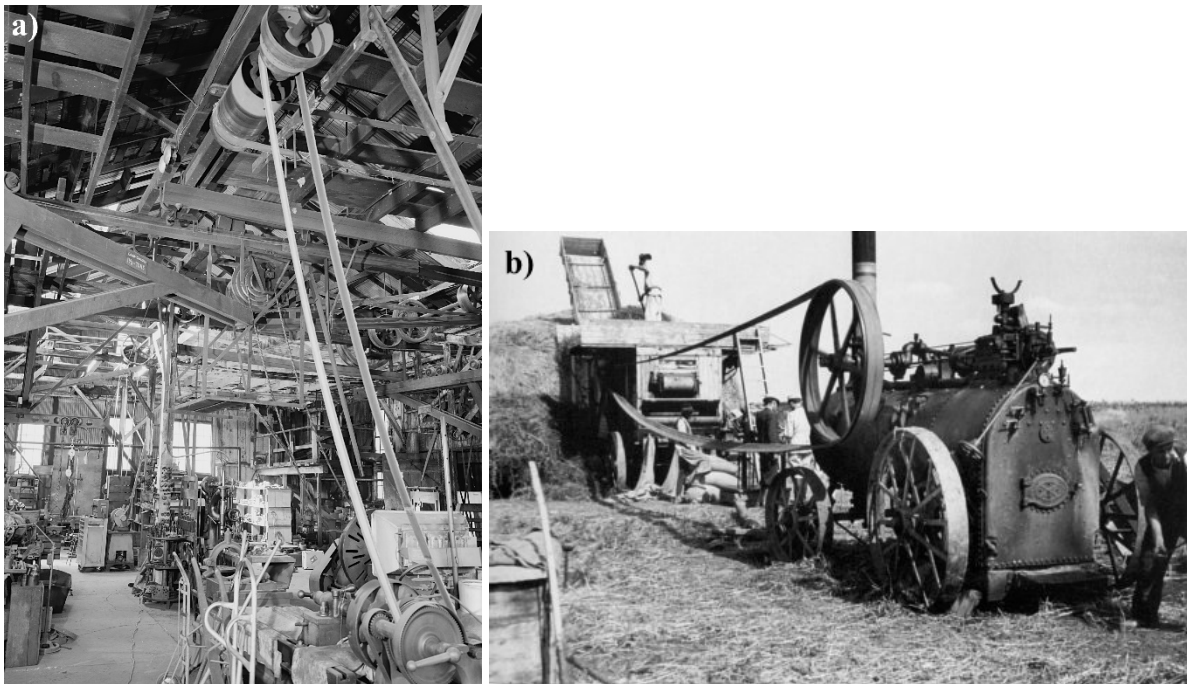


## 2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

Értekezésem második fejezetében a hazai és nemzetközi szakirodalom segítségével bemutatom a mezőgazdasági ékszíjak üzemi körülményeit és az ékszín és a szíjtárcsa kapcsolódásának elméletét, valamint azon kutatások eredményeit, amelyek az ékszíjhajtás veszteségének elemzésével foglalkoznak.

### 2.1. A mezőgazdaságban alkalmazott szíjhajtások

A szíjhajtás az ipari forradalom óta már veszített jelentőségéből, amikor a gyárak egyetlen energiaforrással rendelkeztek (pl. vízikerek vagy gőzgép), és az egyes gépegységek (pl. eszterga, szövőgép) meghajtásához szinte kizárólag szíjakat használtak egy mennyezetre szerelt transzmissziós tengelyen keresztül (2.1. a) ábra). Mezőgazdaságban a szíjhajtás a cséplőgépek tömeges megjelenésével kapott egyre fontosabb szerepet, ugyanis a szerkezetek meghajtásáról gőzgépek, stabilmotorok gondoskodtak egy laposszíjhajtáson keresztül (2.1. b) ábra). Ez a hajtásmód azért terjedt el, mert egyszerű gépelemekből épül fel, és a szíj feszítésének megszüntetésével könnyen tudták oldani a hajtásláncot.



2.1. ábra a) transzmissziós hajtás egy gépgyár műhelyében; b) cséplőgép  
(<http://www.loc.gov/pictures/item/ca2269.photos.051150p/>,  
<https://retronom.hu/node/11356>)

A jól méretezett ékszíjhajtás mellett, hogy fordulatszám és nyomatéktartó, kis teljesítményvesztéssel dolgozó energiaátviteli szerkezet, igen előnyösen rugalmas és rezgéscsillapító tulajdonsággal is bír. A szíjhajtások előnyei közt szerepel: a rugalmas nyomatékátadás, pillanatnyi túlterhelésekkel szembeni érzéketlenség, halk járás, nagy térbeli áthidalhatóság (ahol egyszerre több tengely is hajtható), valamint egyszerű szerkezeti felépítés kedvező hatásfok (90...98 %) mellett. Ezekkel szemben hátrányos tulajdonságaik a viszonylag nagy beépítési helyigény, a szíjakak előfeszítéséből eredő nagy tengely- és csapágyterhelés, az előfeszítés és a terhelés függő állandó szíjcusúság. Ezen kívül az üzemi körülmények és a

szennyeződések (hőmérséklet, olaj, szerves oldószerek, nedvesség stb.) nagymértékben befolyásolják a vonóelem anyagjellemzőit, ezáltal a hajtás használhatóságát (Steinhilper et al., 2012), (Wittel et al., 2013) (Haberhauer és Bodenstein, 2014), (Szendrő, 1980, 2007).

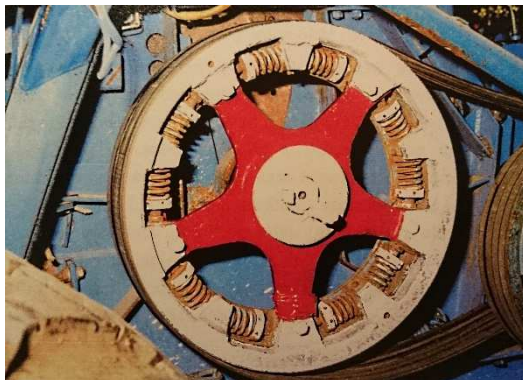
### 2.1.1. A mezőgazdasági ékszíjhajtások jellemző igénybevételei

A mezőgazdasági gépek, berendezések szerkezeti egységeinek hajtására elterjedten használnak a mérnökök ékszíjhajtásokat az előbb említett előnyös tulajdonságaik miatt. A szántóföldön dolgozó gépeket sajátos környezeti hatások és igénybevételek érik, eltérően az általános gépészetben megszokott viszonyoktól. A következőkben három tényezőt emelek ki, amelyek jellemzők a mezőgazdasági gépeken alkalmazott szíjhajtások üzemi körülményeire.

#### Sztochasztikus terhelés

A mezőgazdasági gépek terhelése és igénybevételei különleges fizikai-mechanikai és egyéb tulajdonságokkal rendelkező anyagokkal (növények, gyümölcsök, talaj, trágya, állatok stb.) kölcsönhatásba kerülve állnak elő. Ennek következtében a szerves anyagok vizsgálata, mint „munkadarab” jellemzése különösen fontos (Bense, 2000), (Mészáros, 1965).

A kezelendő mezőgazdasági anyagoknak, növényállománynak nem csak az anyagtulajdonságai, hanem egyéb jellemzői is (állomány sűrűsége, méretei, érettsége, nedvességtartalma stb.) széles határok között ingadozik, amely a gépek dinamikus terhelését eredményezi, azaz a fellépő erők véletlenszerűek. Ezek a dinamikus igénybevételek a gépek alkatrészeire káros hatással vannak, ugyanakkor ez a jelenség felhasználható például a szűrés takarmányok energiatakarékos aprításánál. A folyamat sztochasztikus leírásával optimálható a szecs-kázódob és ezzel a szecs-kázókések élirányú rezgése, amely a vágási energiát nagymértékben csökkenti (Szendrő, 1997), (Nagy, 1986, 2003).



2.2. ábra A Multikátor az E-280 típusú járvaszecs-kázóba építve (Szendrő 1998)

A gépben áramló zöldanyag vágási ellenállásának állandó ingadozása képes a szecs-kázókések élirányú rezgését előidézni, amely egy kiegészítő berendezés (több országban szabadalmaztatott „multikátor”) segítségével hangolható (Szendrő, 2005). A multikátor (2.2. ábra) a szecs-kázódob tengelyére szerelt ékszíjtárcsa átalakítása, ahol a küllők és a koszorú rugalmas kapcsolását valósították meg, ezzel a hajtáselem még egy plusz feladatot is ellát a teljesítmény-átvitelen kívül. Ezt az elvet később a betakarítógépek cséplőszerkezetének hajtásánál is alkalmazta néhány gépgyártó cég.

### Üzemeltetési körülmény

A szántóföldön dolgozó mezőgazdasági gépek általában szélsőséges időjárási viszonyok között, valamint por, levél- és szármaradványokkal szennyezett környezetben üzemelnek, amely hatással van az egész szerkezet működésére és élettartamára. Elsősorban a polimer alkatrészek, mint az ékszíjak érzékenyek a környezeti hatásokra (hőmérséklet, páratartalom, abrazív anyagok stb.), amelyek nagymértékben megváltoztatják az anyag- és súrlódási tulajdonságaikat.

A betakarítógépek alkatrészei a nyári aratás időszakában extrém magas hőmérsékletet is elérhetnek attól függően, hogy milyen távol helyezkednek el a motortértől. A lemezburkolat alatt gyakran 80-110 °C-os hőmérséklettartományban üzemelnek az ékszíjhajtások. A szíj viselkedését Cengiz és Uçar (2006) szerint elsősorban a környezeti hőmérséklet és a relatív páratartalom befolyásolja a legnagyobb mértékben. Laboratóriumi kísérletek eredményei alapján létrehoztak egy perdikciós egyenletet, amellyel a súrlódási tényező meghatározható a hőmérséklet és a relatív páratartalom függvényében. Chen és szerzőtársai (2012) szélsőségesen alacsony hőmérsékleten (23 °C és -20 °C-on) vizsgálták a szíj súrlódását és a közben jelentkező hanghatásokat. Száraz hidegben a súrlódási együttható 10-20%-kal nagyobb, mint szobahőmérsékleten, viszont a tárcsa felületén kialakuló jégréteg nagymértékben rontja azt.

A mezőgépeket nem csak klimatikus hatások érik, hanem a nagymennyiségű, felkavart por (szilárd, ásványi eredetű, apró szemcsék), levél- és szármaradványok is megjelennek szennyezőként, amely az alkatrészek abráziós kopását idézi elő. A porszemcsék az ékszíj aktív (szíjtárcsával érintkező) felületére tapadnak, amely függ a levegő nedvességtartalmától, a szemcsék higroszkóposágától, a szemcsék elektrosztatikus sajátosságaitól, illetve a szemcsealaktól, ezzel befolyásolja a súrlódási és kopási folyamatokat (Janik, 1979).

### Geometriai gépbeállítási hibák a mezőgépeken

A szántóföldi betakarítógépek egészében véve nagyméretű lemezkarosszériás önjáró szerkezetek, amelyeken a termény kezelésére szolgáló (cséplő, tisztító, anyagmozgató stb.) gépegységek energiaellátásának többsége ékszíjhajtáson keresztül valósul meg. A hajtásban résztvevő tengelyek távolsága és szöghibája tág határok között változhat. Az ékszíjtárcsák helyzet- és szögeltérése adódhat az alkatrészek gyártási hibáiból, szerelési – lemezkonstruktóiból származó – bizonytalanságból, és az üzem közben fellépő vázszerkezet deformációból egyaránt. Az ékszíjhajtások ilyen körülmények között is kielégítően működnek, azonban ezek a hibák kedvezőtlenek a szíjélettartam szempontjából, valamint a hajtás hatásfok csökkenését eredményezik.

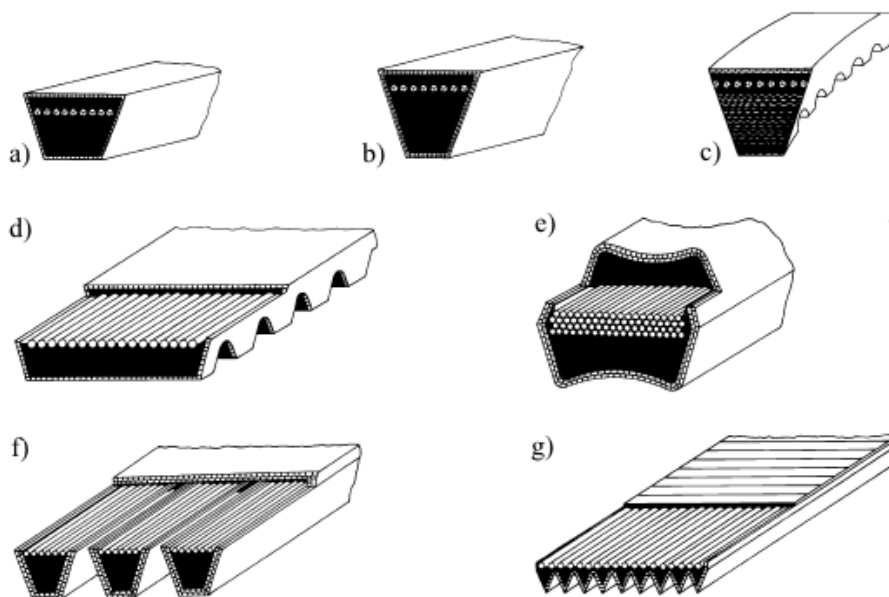
A mezőgazdasági ékszíjhajtások vizsgálatánál első körben tisztázni kell az ideális körülmények között működő hajtások viselkedését, valamint az alkalmazott kísérleti módszerrel kapott eredmények megbízhatóságát a szakirodalom alapján. Ezek után kerülhet sor a fent említett körülmények hatásainak elemzésére. A laboratóriumi kísérletek egy speciálisan erre a célra létrehozott tesztberendezést követelnek meg, amellyel előállíthatók a mezőgépek ékszíjhajtásait érő sajátos körülmények.

#### *2.1.2. Az ékszíjak szerkezeti felépítése, anyagai*

A szíjhajtások fénykora az ipari forradalom idejére tehető, amikor a cserzett marhabőr háti részéből hasított szíjak terjedtek el leginkább. A szilárdsági tulajdonságai azonban nemcsak állatonként, hanem a bőr különböző részein és a cserzés módjától függően is erősen eltértek. A

nagy szélességet megkívánó, nyirkos körülmények között üzemelő hajtásoknál sokszor használtak pamutból, balatarostból (szurunami szapotillfa rost) vagy teveszörből szőtt szíjakat, amelyeket nagy szélességben tudták elkészíteni. A legnagyobb hátrányuk a szalag végtelenítése volt. Acél szalagokkal is történtek próbálkozások, viszont a bőrszíjakat nem tudták kiszorítani. A bőrszíjak még hosszú ideig szolgálták szíjak alapanyagaként (Herrmann, 1924). A szíjhajtás kedvező tulajdonságai miatt reneszánszát élte az elektromos és belsőégésű motorok, a gépjárművek, valamint egy új alapanyag, a gumi megjelenésével. Az anyagtudomány fejlődésével a gumyszerű anyagok is mára már nagy fejlődésen mentek keresztül.

A korszerű hajtószíjak elsőre egyszerű szerkezeti elemeknek tűnnek, viszont a keresztmetszetüket jobban megvizsgálva annál bonyolultabbak. A szíjakkal szemben támasztott követelményeket összetett anyagstruktúrával lehet csak megvalósítani, így az ékszíj a hajtás vizsgálatánál nem kezelhető homogén, izotróp anyagként (Goda et. al., 2001).

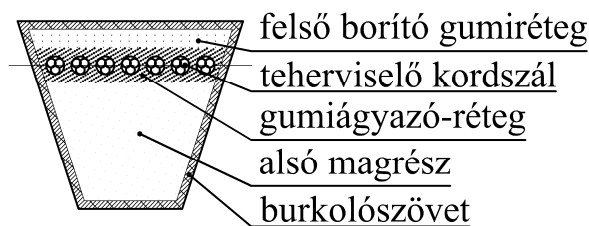


2.3. ábra Szíj keresztmetszetek: a) normál szelvényű ékszíj, b) keskeny ékszíj, c) nyitott oldalfalú keskeny ékszíj, d) széles ékszíj, e) hexagonális ékszíj, f) többsoros ékszíj, g) ékbordás „Poly-V” szíj (Wittel et al., 2013)

A különböző alkalmazási területekhez és műszaki követelményekhez különböző szíjprofilokat fejlesztettek ki (2.3. ábra), (Kozma, 2001). A mezőgazdasági gyakorlatban normál szelvényű és keskeny profilú, valamint a többsoros ékszíjak terjedtek el (Kátai, 1998).

A korszerű ékszíjak keresztmetszete (2.4. ábra) alapvetően négy részből épül fel, ahol egy mátrixanyagban a társított anyagok összetett anyagszerkezetet alkotnak:

- teherviselő kordszál,
- gumiágyazó-réteg,
- magkeverék,
- burkolószövet.



2.4. ábra A keskenyprofilú burkolt ékszív felépítése

A teherviselő kordszál veszi fel a szívban keletkező húzófeszültség legnagyobb részét, meghatározza az átvihető teljesítmény nagyságát és a szíjhajtás rugalmasságát. A kereskedelmi forgalomban különböző kordszállal ellátott szíjak kaphatók. A leggyakrabban alkalmazott kord anyagok a poliészter, különleges esetekben aramid teherviselő szálakat is használnak (Bartha, 1989). Az aramid kordszállal készült ékszíjaknak lényegesen nagyobb a terhelhetősége (adott teljesítmény akár egyel kisebb szíjprofilal átvihető) és kisebb a rugalmas csúszása, mint poliészter kordszállal készült szíjaké. (Kátai, 2001)

A gumiágyazó-réteg meggátolja a kordszálak egymáshoz viszonyított elmozdulását, valamint homogén kötést biztosít az egyes rétegek és a teherviselő szálak között. A kordszálak impregnálásával elősegítik a jobb tapadást (Bartha, 1989).

Az ékszív magja vezeti át a kerületi erőt a teherviselő kordszárról az ékszíjtárcsa horonyfalára. Egyes szíjprofiloknál merevítő szövetbetéteket és erősítő szálakat is tartalmaz. A különböző működési körülményekhez természetes és mesterséges alapú gumikeverékeket (NBR, NR, BR) alkalmaznak. (Makhult, 1963)

A gumirozott burkolószövet látja el a szív külső védelmét, egyes szíjtípusoknál az olaj- és a vegyszerállóság követelményét is ki kell elégítenie.

A kísérleteim során normál szelvényű és keskenyprofilú burkolt, poliészter teherviselő kordszállal rendelkező ékszíjakat használtam, mivel a mezőgazdaságban általában ezeket a szíjakat alkalmazzák. A következőkben a vizsgálataim ezekre az ékszíjakra lesznek érvényesek.

### 2.1.3. Ékszív és a szíjtárcsa kapcsolódásának elmélete

Az erőzáró szíjhajtásoknál a kerületi erő átadása kötél súrlódás elvén következik be, amelynek fenntartásához a szív megfeszítése szükséges. Az átvihető nyomaték nagyságát a szív és a szíjtárcsa közti erőzárás, azaz a súrlódási erő határozza meg. Az erőzárás következtében az érintkező felületek között csúszás lép fel teljesítmény-átvitelnél, amely egy terhelésfüggő veszteség a kerületi sebességen (Erickson, 1987), (Steinhilper et al., 2012), (Wittel et al., 2013), (Karstens és Müller, 2006).

A szíjhajtások használata régebbre tekint vissza, mint a mechanikai viszonyainak leírása. Az erőzáró vonóelemes hajtások méretezéséhez az Euler (1775) és Eytelwein (1808) alapegyenletét használjuk fel:

$$F_z \leq F_h \cdot e^{\mu \cdot H \cdot \beta}, \quad (2.1)$$

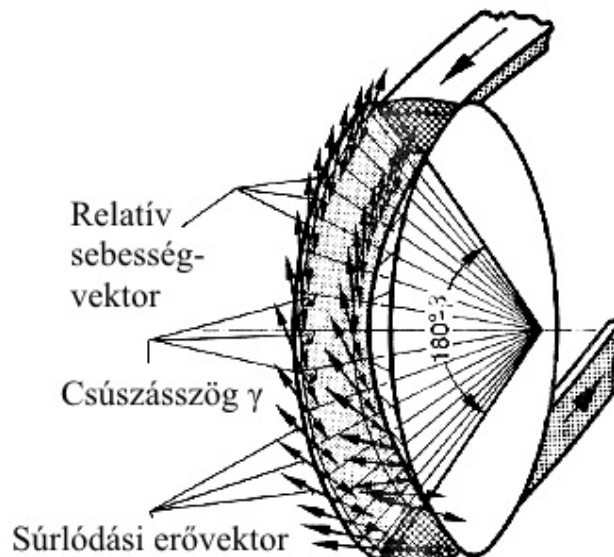
az eredeti képlet jelöléseivel (Eytelwein, 1808).

Grashof (1883) szerint megállapított feszültségi viszony csak ideális körülmények között igaz. Azaz az

$$\varepsilon = \frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \beta} \quad (2.2)$$

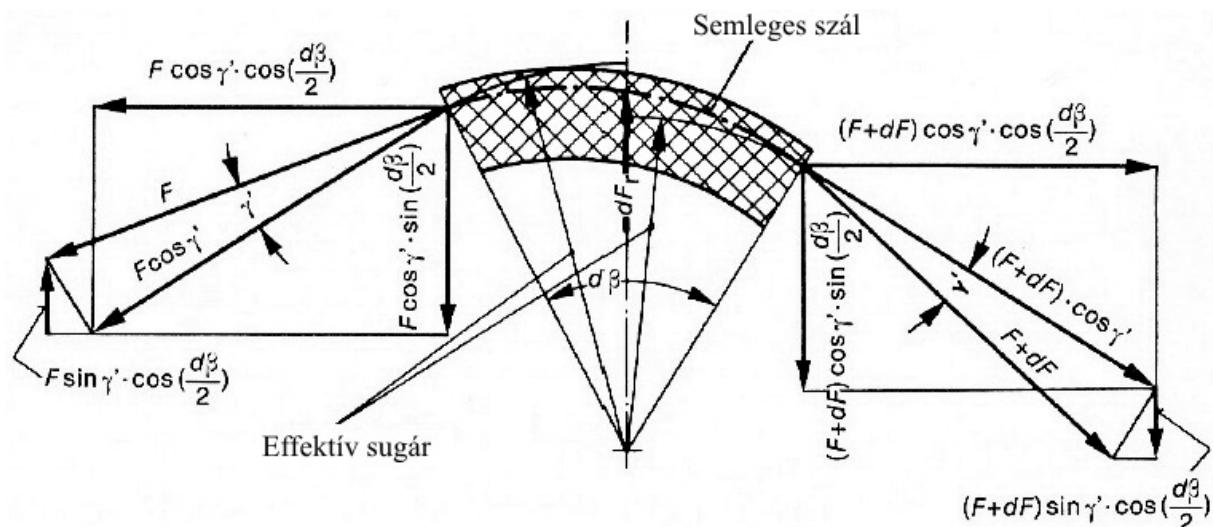
egyenlet használatakor azt feltételezzük, hogy a szíj keresztmetszete nem változik (nincs kontrakció), egyenesen arányos a szíjban kialakuló feszültség a megnyúlással, egyenletes az erőátadás és az érintkező felületek között a súrlódás az egész átfogás mentén, sugárirányú súrlódási komponens figyelmen kívül hagyjuk, valamint nem számolunk a centrifugális erővel (Belofsky, 1976). A gyakorlati jelentőségét azonban nem csökkentik ezek az egyszerűsítések, viszont a szíj és a szíjtárcsa kapcsolódásának vizsgálatainál nem elegendő pontosságú.

A 2.5. ábra az ékszíjon, illetve ékszíjtárcsán fellépő elemi súrlódási erőket és a relatívsebesség vektorait mutatja. A súrlódási erők és a csúszássebességek iránya megegyezik, értelmük ellentétes, és az elemi erő, illetve relatívsebesség vektor és a hozzátartozó kúppalást érintő szöget zár be, amelyet a csúszásszögnek  $\gamma$  neveznek (Gogolin, 1972).



2.5. ábra A súrlódási erő és relatívsebesség vektorok kúppalást felületére érintő irányú vektormezejének ábrája (Gogolin, 1972)

Az ékszíjban folyamatosan változó feszültség ébred az átfogás mentén a tárcsára történő felfutásától a lefutásáig a szíjagerők különbsége miatt. A növekvő, illetve csökkenő feszültség hatására a szíjelem nyúlása is változik, és az elemi keresztmetszet a szíjtárcsához képest elmozdul, ez a jelenség az úgynevezett rugalmas csúszás. A nyúlással egy időben bekövetkezett kontrakció hatására a szíj keresztmetszete csökkenni fog, valamint még a növekvő normál irányú erő beszorítja a szíjat az ékhoronyba, amely további keresztmetszet deformációt eredményez. Ennek következtében az ékszíj nem egy állandó sugarú pályát fut be az átfogás mentén, hanem valamilyen görbe ívet. Ennek a görbének az iránytangense a csúszásszög. Az említett csúszásszög  $\gamma$ , illetve a tárcsa középsíkjában lévő vetületének  $\gamma'$  ismeretében pontosabb modellt kapunk az ékszíj viselkedését illetően. A 2.6. ábra egy szíjelemre ható erőegyensúlyt ábrázol, amelyet a szíj középsíkjában képezünk le (Gogolin, 1972).



2.6. ábra A szíjelemre ható húzóerő komponenseinek felbontása a szíjtárcsa középsíkjában (Gogolin, 1972)

A 2.6. ábra alapján a sugárirányú erők egyensúlyi egyenletéből felírható a következő összefüggés, ahol a  $d\beta$  és a  $\gamma'$  értéke nagyon kicsi, azaz a  $\cos \frac{d\beta}{2} \approx 1$ ;  $\cos \gamma' \approx 1$ ;  $\sin \frac{d\beta}{2} \approx \frac{d\beta}{2}$ ;  $\sin \gamma' \approx \gamma'$ :

$$F \left( \frac{d\beta}{2} - \gamma' \right) - dF_r + (F + dF) \cdot \left( \frac{d\beta}{2} + \gamma' \right) = 0. \quad (2.3)$$

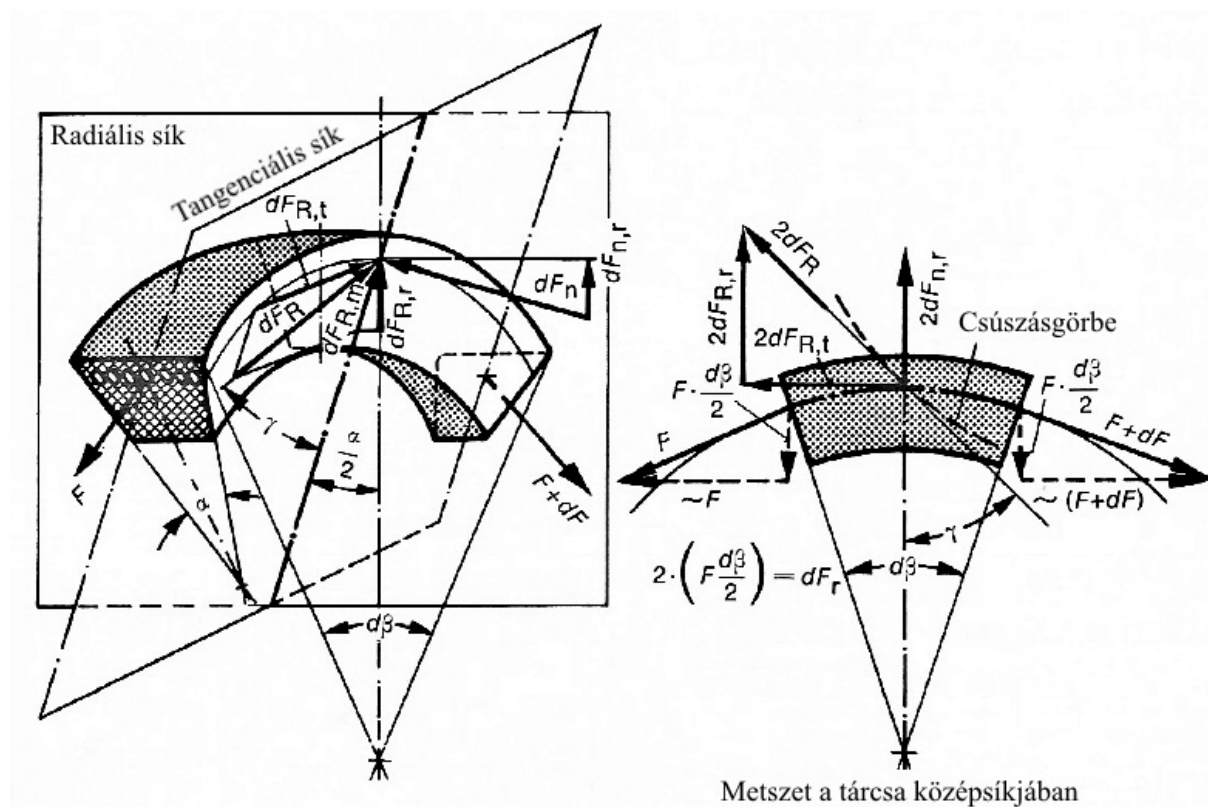
A szíjérvő változását elhanyagolva a sugárirányú erő:

$$dF_r = F \cdot d\beta. \quad (2.4)$$

A Coulomb-féle súrlódási törvény alkalmazásával:

$$dF_r = \mu \cdot dF_n, \quad (2.5)$$

és az előző egyenletek segítségével felírható az erőegyensúly a szíjelem érintő és tengelyvonal síkjában (2.7. ábra).



2.7. ábra Az ékszíjlemre ható erők (Gogolin, 1972)

Erők egyensúlya a radiális síkban:

$$F \cdot d\beta - 2dF_{R,r} - 2dF_{n,r} = 0, \quad (2.6)$$

$$F \cdot d\beta = 2dF_n \cdot \mu \cdot \cos\gamma \cdot \cos\frac{\alpha}{2} + 2dF_n \cdot \sin\frac{\alpha}{2}. \quad (2.7)$$

Erők egyensúlya a szíjlem érintő síkban:

$$(F + dF) - F - 2dF_{R,t} = 0, \quad (2.8)$$

$$dF = 2dF_n \cdot \mu \cdot \sin\gamma. \quad (2.9)$$

A 2.7 és 2.9 összefüggésekből a következő differenciálegyenletet kapjuk, amelyben az összeadás az ékszíz tárcsahornyába történő befekvésére, a kivonás a szíz kilépésére érvényes:

$$\frac{dF}{F} = \frac{\mu \cdot \sin\gamma}{\sin\frac{\alpha}{2} \pm \mu \cdot \cos\gamma \cdot \cos\frac{\alpha}{2}} d\beta. \quad (2.10)$$

Ez a differenciálegyenlet visszavezethető Eytelwein - Grashof - féle egyenletre, ha azt feltételezzük, hogy csak érintőirányú súrlódási erő lép fel az egész átfogás mentén ( $\gamma = 90^\circ$ ):

$$\frac{dF}{F} = \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}} d\beta. \quad (2.11)$$



Az ékszíz méretezésénél is használt, könnyen integrálható alapegyenletet kapunk, amelynek megoldása:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu' \cdot \beta}, \quad (2.12)$$

ahol a

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.13)$$

a horonyhatás miatt megnövekedett súrlódási tényező.

A valóságos viszonyokat jól közelítő matematikai modell létrehozása számos kutatás témája volt. Minden ilyen kutatómunka kiindulási alapja az ékszíjrelemre felírt erők összege, amelyből a 2.10. számú differenciálegyenlet következik. A differenciálegyenlet megoldásához viszont ismerni kell a csúszásszög függvényét. Dittrich (1953) és Hartmann (1964) ebből a célból előírtak egy pályagörbét (logaritmikus spirált) a szíz horonyban történő mozgásának. Lutz (1960), Schlums (1959, 1968) és Schrimmer (1971) egy statikus gondolati modelltől indultak ki és a szíjhossz nyúlásának elhanyagolásával eljutnak egy megoldható összefüggéshez. Gutjahr (1959) feltételezett egy közepes csúszásszöget, mint konstanst és ezzel viszont meg tudta oldani a differenciálegyenletet (Gogolin, 1972). Gogolin az ékszíz pályagörbét kísérleti úton határozta meg.

## 2.2. A szíjhajtások veszteségei

Minden gépszerkezet, hasonlóan az ékszíjhajtás is, bizonyos hatásfokkal ( $\eta$ ) üzemel, amely a hasznos és a bevezetett teljesítmény hányadosa:

$$\eta = \frac{P_h}{P_b}. \quad (2.14)$$

A hasznos teljesítmény a hajtott tengelyen jelenik meg, amely a szíjtárcsára átadott kerületi erő ( $F_{t2}$ ) és a kerületi sebesség ( $v_2$ ) szorzata. A bevezetett teljesítmény a hajtó oldalon, a hajtó tárcsán keresztül tápláljuk be a rendszerbe:

$$\eta = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1}, \quad (2.15)$$

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \quad (2.16)$$

ahol:

- $v_1$  - a hajtó tárcsa kerületi sebessége,
- $v_2$  - a hajtott tárcsa kerületi sebessége,
- $s$  - a teljesítmény átvitel során jelentkező szíjcsúszás.

A hatásfokegyenletet tovább alakítva, 2.15 és a 2.16 egyenletekből kifejezve két tagból álló összefüggést kapunk, ezáltal a veszteség is két fő összetevőre bontható. A zárójeles rész a mozgásveszteséget, a  $\kappa$  pedig a kerületi erőn megjelenő további veszteségeket jelenti (Kátai, Szabó, 2015):

$$\eta = \frac{F_{t2}}{F_{t1}} \cdot (1 - s) = \kappa \cdot (1 - s). \quad (2.17)$$

Jellemzően az eddig megjelent kutatások mozgás- és egyéb nyomatékveszteségek vizsgálatán keresztül foglalkoztak az ékszíjhajtások teljesítményveszteségével. Gervas és Pronin szerint (1967, 1969) az ékszíjhajtások nyomatékvesztesége egyrészt a vonóelem belső súrlódásból, amely a szíjágérők által előidézett alakváltozás mellett főként hajtogatásából származik. Másrészt a sugárirányú súrlódási veszteségből tevődik össze, amely a szíjelem tárcsahoronyba történő be- és kilépésekor jön létre. A mozgásveszteség az érintőirányú csúszásokból tevődik össze. Gerbert vizsgálatai alapján (1972, 1974) a szíjhajtások teljesítmény-átvitelénél keletkező veszteségek alapvetően az érintkező felületek súrlódása, és a szíj ismétlődő igénybevétele következtében fellépő belső súrlódás (hiszterézis) által keletkeznek. Almeida és Greenberg (1995) a szíjhajtások elemzésénél a nyomatékveszteségek közül a szíjhajtogatásból származó hiszterézis, súrlódási és levegő közegellenállási veszteség, valamint sebességveszteségek közül a tényleges és rugalmas csúszási veszteségek kategóriák alapján hasonlították össze a különböző szíjhajtás típusokat. A levegő közegellenállásának a nagy sebességű, széles laposszíjhajtásoknál lehet jelentősége, ahol kialakulhat az ún. „légpárna” hatás, viszont az ékszíjhajtásokra nem jellemző. Chen és szerzőtársai (1998, 2000) kísérleti úton vizsgálták a fokozatmentesen változtatható áttételű szíjhajtások (CVT) veszteségeit a fordulatszám és nyomaték mérésével, amelyből meghatározták a teljesítmény-átvitel hatásfokát a terhelés és a szíjsebesség függvényében. Bertini és szerzőtársai (2014) a CVT szíjhajtások veszteségét három összetevőn keresztül vizsgálták. A teljesítményveszteséget felbontották felületi súrlódásból, hiszterézisből és a szíjelem tárcsahoronyba történő be-, illetve kilépéséből származó veszteségekre. Megállapították, hogy az utóbbi két veszteség független a feszültségi viszonytól és arányos szíjsebességgel. Manin és szerzőtársai (2014, 2009) elméleti úton a szíj keresztmetszet egyszerűsített modelljére határozták meg a szíj alakváltozásából származó hiszterézis, valamint a csúszás veszteségeket. A teljes veszteséget hat összetevőre (a szíj hajlítására, keresztmetszet magasság csökkenésére, hossznyúlására és felületi rétegek nyírására, valamint a csúszásra) határozták meg, és felállították a hajtás veszteségtérképét. Balta és szerzőtársai (2015) a Poly-V szíjhajtás mozgásveszteségét vizsgálták a tengelyek szögsebesség különbségével a hajtásparemeterek változtatása mellett. Létrehozták a szíjcsúszás matematikai modelljét ( $R^2 = 98,81$ ):

$$\begin{aligned} \text{csúszás (\%)} = & 0,42 + 0,2 \cdot X_2 - 0,072 \cdot X_3 - 0,17 \cdot X_4 - 0,039 \cdot X_2 \cdot X_3 \\ & - 0,065 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,33 \cdot X_3 \cdot X_4 + 0,059 \cdot X_4^2 + 0,038 \cdot X_5^2. \end{aligned} \quad (2.18)$$

A függvény változói:

$$X_1 = \frac{\omega - \omega_0}{\frac{\Delta\omega}{2}}, \quad X_2 = \frac{M - M_0}{\frac{\Delta M}{2}}, \quad X_3 = \frac{T - T_0}{\frac{\Delta T}{2}}, \quad X_4 = \frac{D - D_0}{\frac{\Delta D}{2}}, \quad X_5 = \frac{E - E_0}{\frac{\Delta E}{2}}, \quad (2.19)$$

ahol a szögsebesség  $\omega$ , nyomaték  $M$ , előfeszítés  $T$ , tárcsaátmérő  $D$ , és az ékszíj anyagának rugalmassági modulusa  $E$  a vizsgálati faktorok;  $\omega_0$ ,  $M_0$ ,  $T_0$ ,  $D_0$ , és  $E_0$  a faktorok középértékei;  $\Delta\omega$ ,  $\Delta M$ ,  $\Delta T$ ,  $\Delta D$ , és  $\Delta E$  a legnagyobb és a legkisebb értékek különbsége.

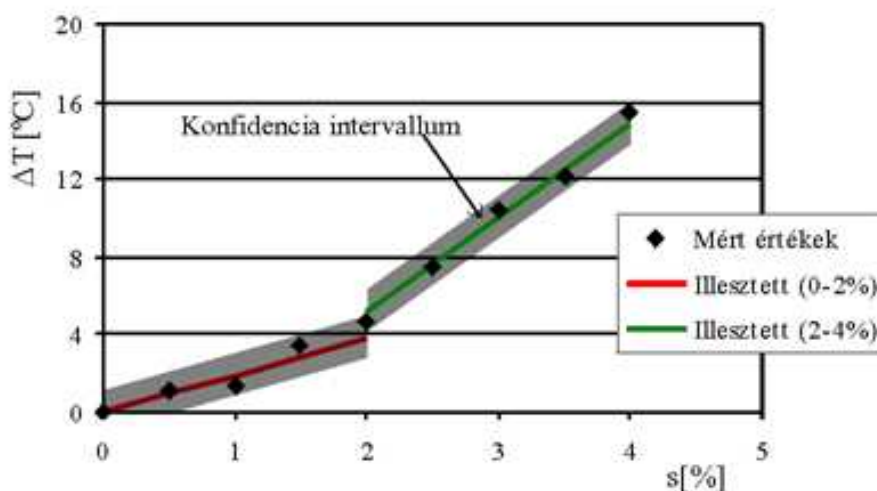
Az ékszíjhajtások veszteségei lényegében a súrlódási veszteségekre vezethetők vissza, amelyek a vonóelem ismétlődő igénybevétele következtében fellépő molekuláris belső súrlódás és az érintkező felületek külső súrlódásából tevődik össze. Az említett súrlódási veszteségek összetett módon hőenergia formájában, valamint az ékszíz tárcsahoronyhoz viszonyított mozgásában jelennek meg. Az ékszíjhajtás veszteségtényezőinek mélyreható vizsgálata kísérleti úton, valós hajtásokkal és üzemszerű körülmények között az ékszíz hőmérsékletének és relatív mozgásának tanulmányozásával érhető el. A továbbiakban az ékszíz e két jellemzőjével foglalkozom részletesen.

### 2.2.1. Az ékszíjmelegedés elemzése

Az ékszíjhajtással előnyösen rugalmas és rezgéscsillapító teljesítmény-átvitel hozható létre, amely a hajtáselemek erőzárásának, illetve az ékszíz viszkoeasztikus anyagtulajdonságának köszönhető. A veszteségek alapvetően visszavezethetők a hajtás említett sajátosságaira, amelynek egy bizonyos hányada hő formájában jelenik meg és növeli az ékszíz hőfokát. Az ékszíjak hőfejlődésével kapcsolatos kutatásokat két csoportra bonthatjuk, a szíz felületi és belső súrlódásából származó melegedés vizsgálatokra.

Az érintkező felületek súrlódása következtében fejlődő hő

Az ékszíz és a szíjtárcsa erőzáró kapcsolata az érintkező felületek súrlódásán keresztül jön létre. Kátai (2001) az egész rendszerre nézve vizsgálta a szíjcsúszás és a hőfejlődés kapcsolatát, amelynek eredménye a 2.8. ábrán látható. Az ékszíjhajtás csúszás értékét a terhelő nyomaték változtatásával állította elő. A diagram a mérési pontokat és az illesztéssel kapott görbéket szemlélteti, ahol az illesztet egyenesek töréspontja figyelhető meg. A hőmérséklet-emelkedés meghatározásával lehetővé válik a rugalmas és tényleges csúszási határ meghatározása, amely definiálja az üzemi tartománynak értelmezhető csúszás értékét. Az üzemi tartományhoz képest a tényleges csúszás szakaszában a szíz hőmérséklete intenzívebben emelkedik.

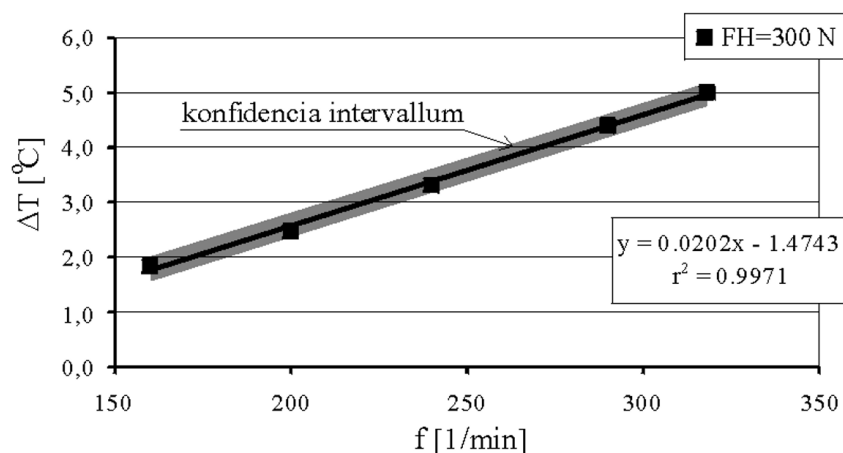


2.8. ábra Az ékszíz hőmérséklete a szíjcsúszás függvényében, valamint az illesztéssel kapott görbék

(A/13 profil;  $d = 90 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $F_H = 560 \text{ N}$ ) (Kátai, 2001)

Az ékszj ismétlődő igénybevétele következtében fellépő hőfejlődés

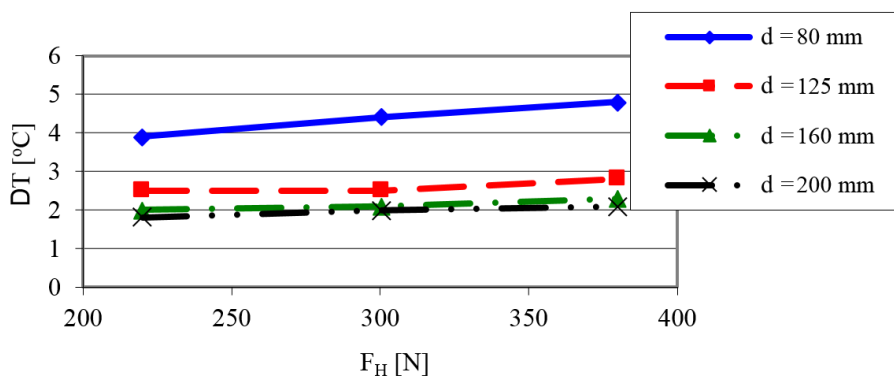
Az érintkező felületek súrlódásakor fejlődő hő mellett, az ékszj belsejében kialakuló, ismétlődő igénybevétel következtében fellépő belső súrlódás is termel hőt. Ezt a hőfejlődést a 2.1.2. fejezetben bemutatott magkeverékben kialakuló hiszterézis veszteség idézi elő, amelynek nagyságát az ébredő feszültség amplitúdója és frekvenciája határozza meg (Kátai, et al., 2001). A Kátai (2001) a szj hajtogatásának vizsgálatára egy speciális tesztpadot fejlesztett ki, amelyen egy ékszj darab hőmérséklet-változását mérte. A névleges feszültséget az előfeszítés ( $F_H$ ) és a tárcsaátmérő ( $d$ ) változtatásával állította be. A hajtogatás frekvenciáját a meghajtó elektromotor fordulata határozta meg. A hajtogatási kísérletekkel megállapította a szjfrekvencia, az előfeszítés és a tárcsaátmérő hatását az ékszj melegedésére. A vizsgálat eredményei a 2.9. - 2.12. ábrán láthatók.



2.9. ábra A hajtogatás során bekövetkező hőmérséklet-emelkedés a szjfrekvencia függvényében

(*A profil*;  $d = 80 \text{ mm}$ ;  $f = 160, 200, 240, 290, 320 \text{ min}^{-1}$ ;  $F_H = 300 \text{ N}$ ) (Kátai, 2001)

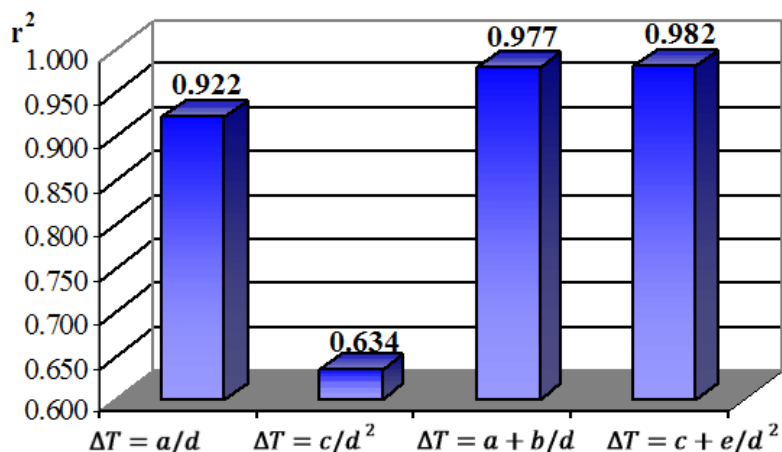
A 2.9. ábrán a mérési pontok egyenesre illeszkednek, amelyből megállapítható, hogy a hőmérséklet-emelkedés a vizsgált tartományban a szjfrekvenciával egyenes arányban áll. Az alacsonyabb frekvencia tartományokban a belső súrlódásból származó hőfejlődés csekély, azt a felületi hőátadásnak köszönhetően a szj le tudja adni a környezetnek, így az egyensúlyi állapot megközelítően a környezeti hőmérsékleten áll be. Kátai (2001) szerint az előfeszítő erő hatása a hőmérséklet-emelkedésre gyakorlatilag elhanyagolható a beállított intervallumban (2.10. ábra).



2.10. ábra A hőmérséklet-emelkedés az előfeszítés függvényében

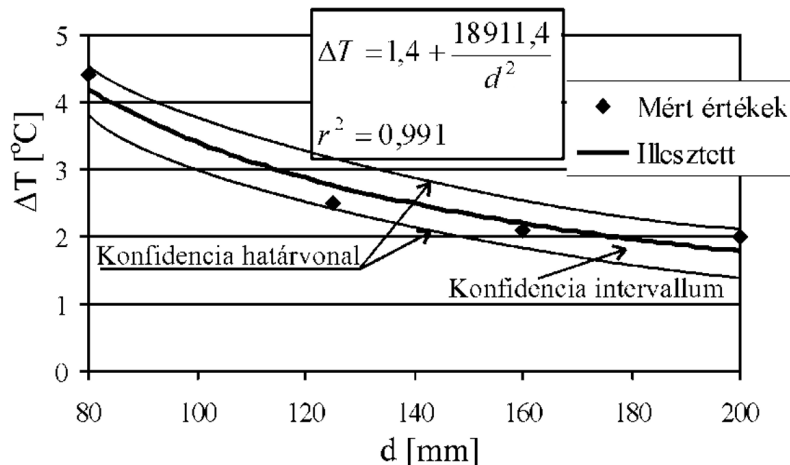
(*A profil*;  $d = 80, 125, 160, 200 \text{ mm}$ ;  $f = 290 \text{ min}^{-1}$ ;  $F_H = 220, 300, 380 \text{ N}$ ) (Kátai, 2001)

Kátai (2001) kísérleti úton meghatározta a tárcsaátmérő szíjhőmérséklet-emelkedésre gyakorolt hatását adott előfeszítés és szíjfrekvencia beállítások mellett. A kísérleteit négy különböző átmérőjű tárcsán végezte. A matematikai modellt, a szíjban keletkező hajlító igénybevétel  $\sigma_{hajl} = E_{hajl} \cdot s/d$  elméleti összefüggésének megfelelően  $\Delta T = a/d$  és  $\Delta T = c/d^2$  függvény formájában kereste. A 2.11. ábrán a különböző matematikai modellek illesztéseinek korrelációs együtthatói láthatók.



2.11. ábra A kiválasztott négy matematikai modell összehasonlítása (Kátai, 2001)

A megfelelő matematikai modellt az egyes függvények esetén kapott korrelációs együtthatók alapján választotta ki. A hőmérséklet-emelkedést a tárcsaátmérő függvényében – adott előfeszítés és szíjfrekvencia mellett – leíró modell a 2.12. ábrán látható.



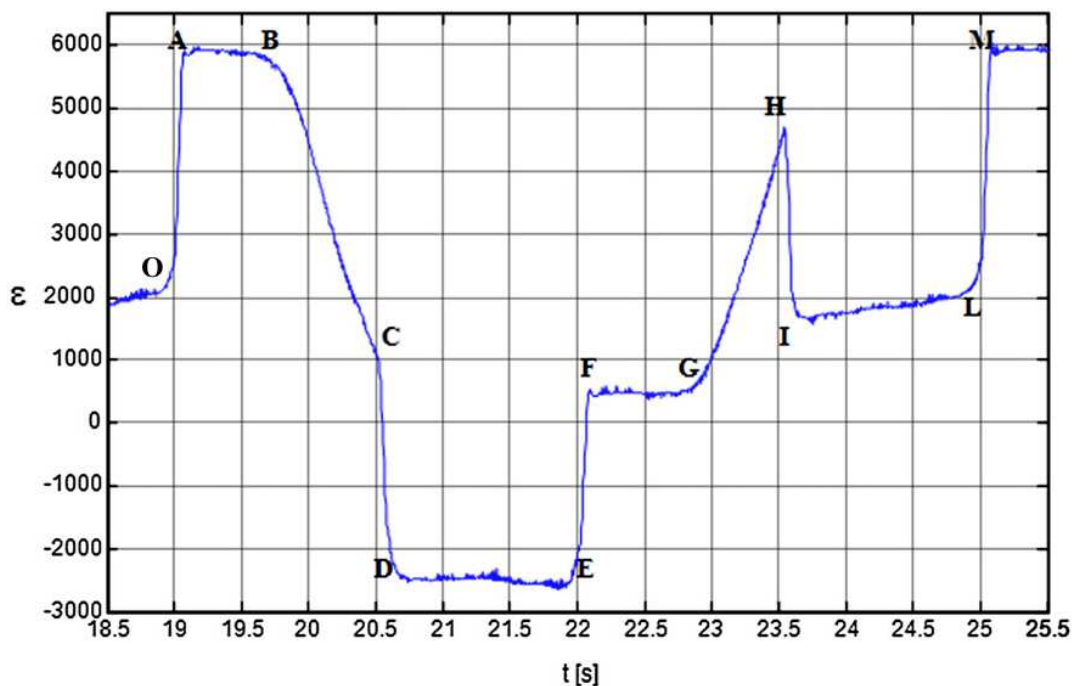
2.12. ábra A hőmérséklet-emelkedés a tárcsaátmérő függvényében  
(*A profil*;  $d = 80, 125, 160, 200 \text{ mm}$ ;  $f = 290 \text{ min}^{-1}$ ;  $F_H = 300 \text{ N}$ ) (Kátai, 2001)

Kátai a modell kísérleteivel a három hajtásparamétert külön-külön, a másik két változó állandó értéken tartva vizsgálta. Ezzel a kísérleti módszerrel nem tudta meghatározni a hajtásjellemzők egymásra gyakorolt hatását. Az ékszij melegedésének beható elemzéshez a hajtásparaméterek együttes vizsgálata szükséges.

### 2.2.2. Az ékszij mozgásvesztésének elemzése

Az erőzáró vonóelemes hajtások teljesítmény-átvitelénél mindig jelentkezik csúszás, azaz a vonóelem relatív mozgása figyelhető meg, amely az egész hajtásrendszerre nézve a kimenő

fordulatszám veszteségeként jelenik meg. Reynolds (1874) 19. század végén megállapította, hogy a nyomatékátvitel során az átfogás mentén rugalmas csúszásvesztés alakul ki. Firbank (1970) laposszíjakon végzett kísérletein keresztül vizsgálta a rugalmas csúszás jelenségét. A kísérleteihez 5 mm vastagságú gumi laposszíjat használt acélkord teherviselő szállal. Vizsgálatai alapján a sebességvesztést elsősorban a szíj felületi rétegeinek nyírása során keletkező deformációk idézik elő, a szíj hossznyúlásából származó csúszást elhanyagolhatónak tekintette. Gerbert összefoglaló tanulmányában (1991, 1996) a szíj csúszását az átfogás középső részén két szakaszra bontotta. Értelmezett egy tapadási tartományt a tárcsára történő felfutás követően, ahol nincs számottevő csúszás és a szíjban kialakuló feszültség sem változik, valamint egy rugalmas csúszási tartományt, amely ívhosszon a szíj rugalmas alakváltozást szenved és megcsúszik a tárcsán. Ezt a csúszás elméletet nem csak a laposszíjhajtásoknál, hanem az ékszíjhajtások leírásánál is alkalmazzák a kutatók. Pietra és Timpone (2013) a laposszíz hátoldalára ragasztott nyúlásmérő bélyeg segítségével megmérték a szíjban keletkező deformációkat a szíj egy alakváltozási ciklusa alatt (2.13. ábra). A méréseket igen alacsony,  $v_{sz} = 50 \text{ mm/min}$  szíjsebességnél végezték el. A kísérletekből megállapították, hogy a laposszíz hajtásokon az átfogási ív négy részre bontható, a szíjfelfutást követő tapadási ívszakaszra, rugalmas csúszás tartományára és szíjlefutás szakaszára.

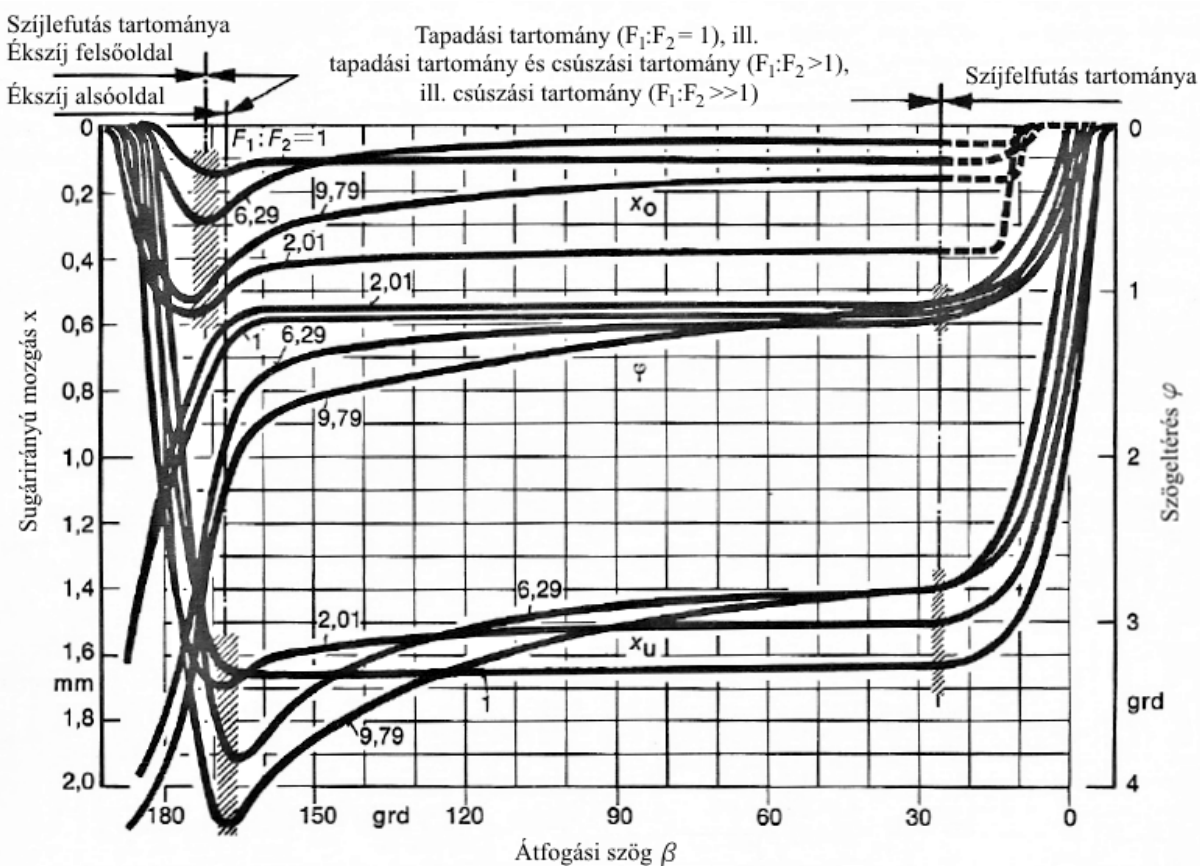


2.13. ábra A laposszíz fajlagos nyúlása egy alakváltozási ciklus alatt  
 $(F_H \cong 200 \text{ N}; F_t = 127,3 \text{ N}; F_1 = 263,6 \text{ N}; F_2 = 136,3 \text{ N}, v_{sz} = 50 \text{ mm/min})$   
 (Pietra és Timpone, 2013)

A szíj alakváltozási ciklusa a hajtó tárcsára történő felfutással kezdődik, ahol az O - A szakaszon hirtelen nagymértékű alakváltozás szenved a szíj. Az ugrásszerű deformációt a szíj egyenes állapotából, a tárcsa átmérőjére történő hajlítás okozza. A felfutási tartományt követően, az A - B szakaszon gyakorlatilag állandó a feszültség, és nincs számottevő szíjcsúszás. Az átfogás második felében fokozatosan csökken a szíj deformációja (B - C), előidézi a szíj rugalmas csúszását. A laposszíz a lefutást követően hirtelen felveszi a laza szíjág feszültségének megfelelő alakváltozás mértékét (C - D). A szabad szíjágban (D - E) közel állandó a megnyúlás a  $F_2$  szíjágéरणnek megfelelően. A kismértékű csökkenést a szíj anyagának

viszkoelasztikus tulajdonságával magyarázzák. Az egyenes szíjág hajtott tárcsára történő hajlítása ismét ugrásszerű alakváltozást idéz elő (E - F), majd a feljutást követően közel állandó a deformáció (F - G). Az átfogás mentén növekvő szíjerőnek megfelelően fokozatosan megnyúlik a szíj G - H ívszakaszon, és a laposszíj relatív mozgása figyelhető meg. A hajtott szíjtárcsáról történő lefutás (H - I) nagymértékű alakváltozás csökkenését követően a feszes szíjág megnyúlása a  $F_1$  szíjägerőnek megfelelően alakul (I - L). Az L - M szakasszal kezdődik az alakváltozási ciklus előlről (Pietra és Timpone, 2013).

Gogolin (1972) a szíjcsúszás kutatásokhoz képest a legpontosabban tárta fel az ékszíj relatív mozgásait. A kísérleteit egy speciálisan erre a célra kialakított, két félből álló szíjtárcsán végezte a hajtás igen alacsony fordulatszáma ( $n_1 = 20 \text{ min}^{-1}$ ) mellett. A szíjsebesség a valóságoshoz képest legalább egy nagyságrenddel kisebb volt. A kísérleteiben induktív tapintók segítségével megmérte az ékszíj felső és alsó oldalának sugárirányú mozgását ( $x_u, x_o$ ) a tárcsahoronyban, és meghatározta a szíjtárcsához viszonyított szöghelyzetét ( $\varphi$ ) az átfogási ív mentén. A kutató munkája során az átfogási ívhosszt a hajtott tárcsán tartományokra bontotta, amelyet a 2.14. ábra szemléltet.

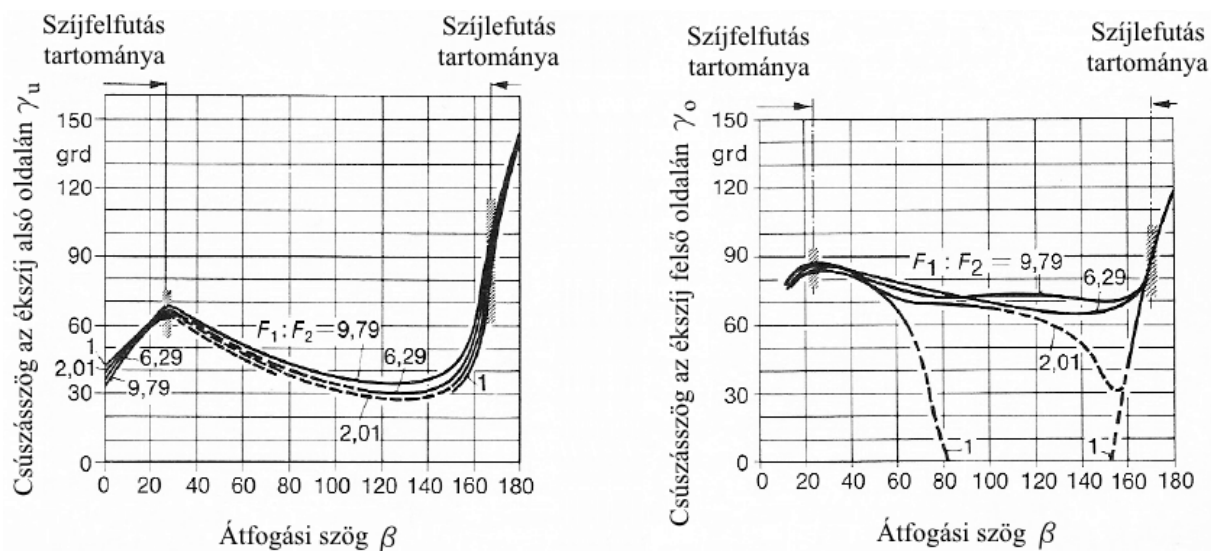


2.14. ábra Az ékszíj sugárirányú mozgása ( $x_u, x_o$ ) és szöghelyzete ( $\varphi$ ) a hajtott tárcsán egy körülfordulás alatt  $F_1:F_2 = 1; 2,1; 6,29$  és  $9,79$  feszültségi viszonyoknál (SPB profil,  $L_w = 1800 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $\mu \approx 0,6$ ;  $d = 140 \text{ mm}$ ;  $F_H = 1200 \text{ N}$ ) (Gogolin, 1972)

#### A szíjfelfutás tartománya

Ez a tartomány szükséges a szíjnak ahhoz, hogy a megfelelő helyzetét elfoglalja az ékhoronyban. Gogolin az ékszíj felső oldalának mozgását az átfogás kezdetén nem tudta meghatározni (a görbe szaggatott része jelzi), következtetéseit az alsó szíjoldal méréseire

alapozta. A kísérleti eredményei szerint a szíjjelem horonyba történő belépése nem egy pontban megy végbe, hanem ez a folyamat már elkezdődik a szabad szíjágban és a geometriai átfogás kezdetét követően körülbelül  $\beta = 30^\circ$ -ig terjed. Ezen a görbeszakaszon a szíj keresztmetszete is megváltozik, mivel megfeszítet, egyenes állapotából egy gördült állapotba kerül. Ez a beilleszkedési folyamat jelentős sugár és érintő irányú mozgásokat eredményez, és a csúszásszög nagymértékű változása is megfigyelhető (2.15. ábra), amely a szíj alsó és felső oldalán eltérő mértékben lép fel.



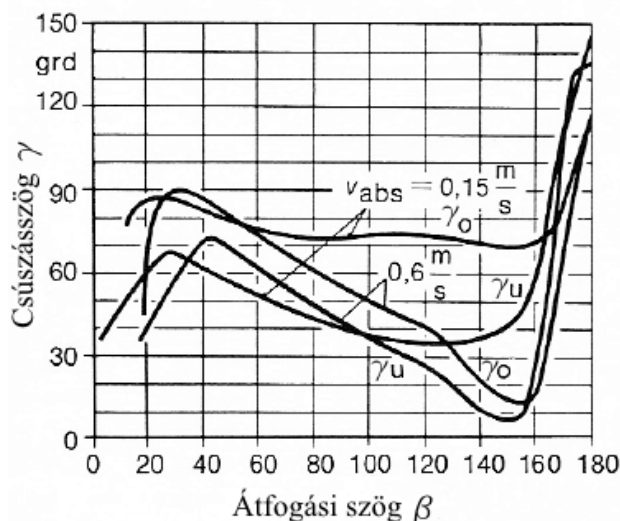
2.15. ábra A szíj alsó és felső oldalán jelentkező csúszásszög ( $\gamma_u$ ;  $\gamma_o$ ) a hajtott tárcsán a feszültségi viszony függvényében (SPB profil,  $L_w = 1800 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $\mu \approx 0,6$ ;  $d = 140 \text{ mm}$ ;  $F_1:F_2 = 1; 2,1; 6,29$  és  $9,79$ ;  $v_{sz} = 0,15 \text{ m/s}$ ;  $F_H = 1200 \text{ N}$ ) (Gogolin, 1972)

A felfutás tartományban a szíj hajlításának viszonya játszik szerepet, amelyet főként az előfeszítés és a szíj abszolút sebessége befolyásol. Gogolin szerint a szíjsebesség növekedése a felfutás tartomány növekedését vonja maga után, amely származhat a szíj frekvenciafüggő hajlítószilárdságától (2.16. ábra). A kísérleteket viszont alacsony sebességekkel ( $v_{sz} = 0,15$  és  $0,6 \text{ m/s}$ ) végezte, és a tömegerek is elhanyagolhatóan kicsik ( $0,08 \text{ N}$ ). A megállapításai szerint a centrifugális erő és a feszültségi viszony nem befolyásolja a csúszásszög változását (2.16. ábra), (Gogolin, 1972).

A mérsékelt relatív mozgások tartománya (tapadási ívszakasz)

Egyenlő szíjägerőknél, vagy közel egy feszültségi viszonynál nem történik relatív mozgás a szíj fel- és lefutás tartománya között. Viszont már kb.  $\varepsilon = 2$  feszültségi viszonynál nagyon csekély mozgásokat állapítottak meg, de ezek a mérési hibán belül estek. A 2.15. ábrán a szaggatott vonalak mutatják a mérési pontosságon belül eső mért értékekből megállapított csúszásszög függvényét. Gogolin ezzel a kísérletsorozatával nem tudta alátámasztani a több kutató által feltételezett tapadási tartomány létezését (Gogolin, 1972).

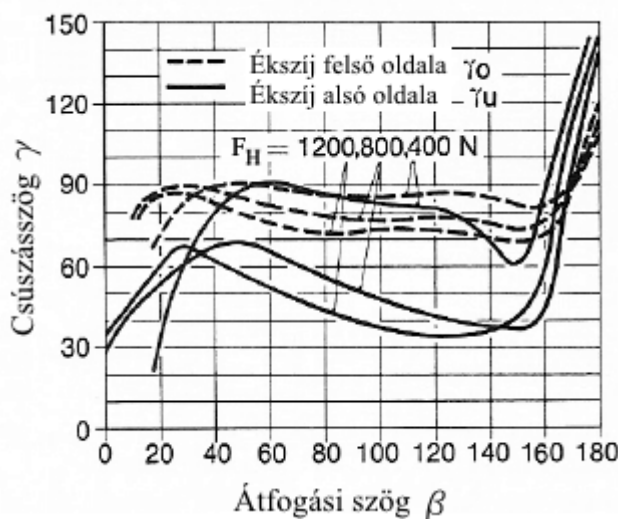




2.16. ábra A szíj alsó és felső oldalán jelentkező csúzásszög  $\gamma_o$  és  $\gamma_u$  a hajtott tárcsán (SPB profil;  $F_1:F_2 \approx 10$ ;  $v_{sz} = 0,6$ ;  $15 \text{ m/s}$ ;  $F_H = 1200 \text{ N}$ ,  $L_w = 1800 \text{ mm}$ ;  $d = 140 \text{ mm}$ ;  $\mu \approx 0,6$ ) (Gogolin, 1972)

A hasznos erőátadásnál jelentkezett relatív mozgások tartománya

Az egynél nagyobb feszültségi viszonynál a szíj belefeszül a tárcsahoronyba az átfogás vége felé növekvő szíjagerő következtében. Ezzel egy időben a kerületi erő átadásakor az érintőirányú komponens mellett mindig jelentkezik sugárirányú összetevő is. Ebben a tartományban ez a két komponens aránya határozza meg a csúzásszöget, amelyet leginkább az előfeszítő erő befolyásol (2.17. ábra), (Gogolin, 1972).



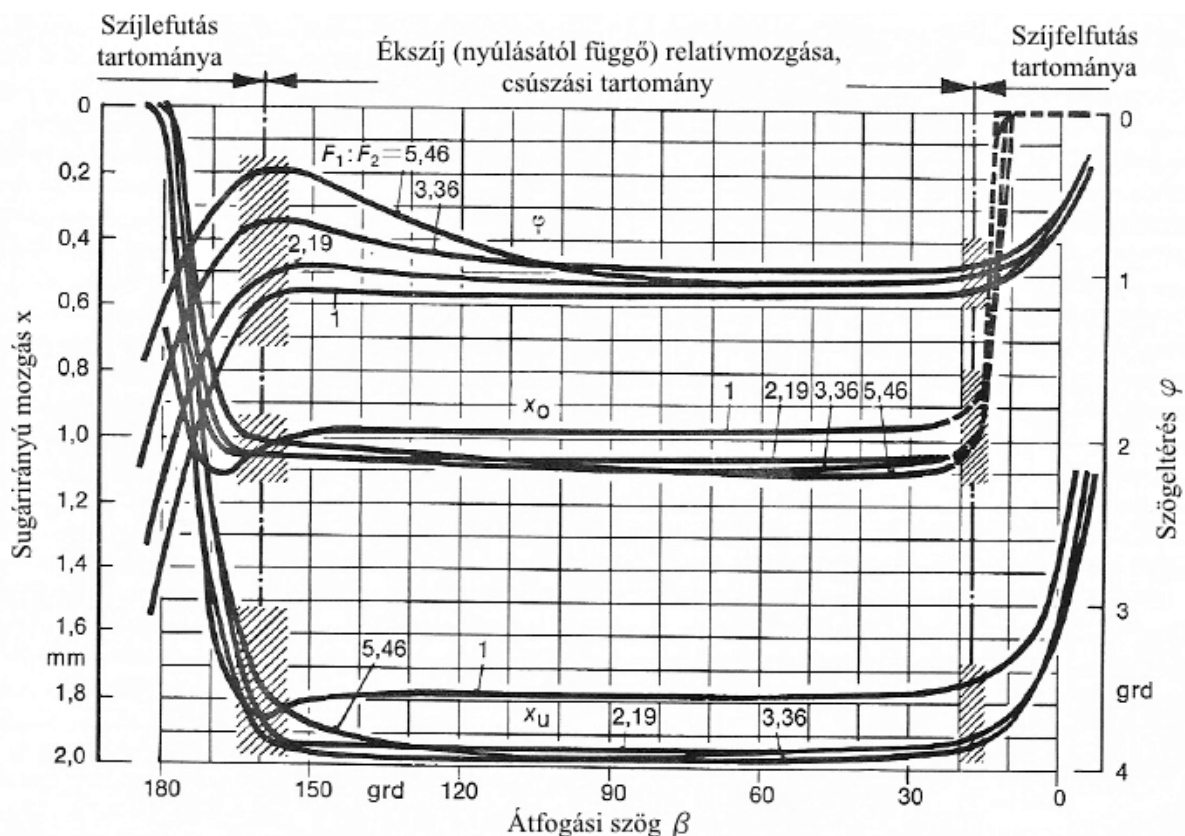
2.17. ábra A szíj alsó és felső oldalán jelentkező csúzásszög  $\gamma_o$  és  $\gamma_u$  a hajtott tárcsán (SPB profil;  $F_1:F_2 \approx 10$ ;  $v_{sz} = 0,15 \text{ m/s}$ ;  $F_H = 400$ ;  $800$ ;  $1200 \text{ N}$ ;  $L_w = 1800 \text{ mm}$ ;  $d = 140 \text{ mm}$ ;  $\mu \approx 0,6$ ) (Gogolin, 1972)

A 2.17. ábrán látható, hogy  $F_H = 400 \text{ N}$  előfeszítésnél a csúzásszög ebben a tartományban közel  $90^\circ$ , azaz érintőirányban csúszik meg az ékszíj. Viszont  $F_H = 800$ ;  $1200 \text{ N}$  előfeszítésnél a szíjelem horonyba történő befeszülése elég nagy ahhoz, hogy az érintő irányú csúzásokat csökkentse. A növekvő előfeszítéssel együtt a tartomány szélessége is növekszik,

amely elsősorban a szíjfelfutás szakaszát csökkenti. A vizsgált tartományban a szíj abszolút sebességének növekedése ennek a tartománynak a hosszát csökkenti, viszont a kerületi erőátadásához a szíj mélyebbre ékelődik a horonyban (2.16. ábra). A hasznos erőátadás nagyobb része ebben az átfogási szakaszban megy végbe, de a szíj fel- és különösen a lefutás tartománya is részt vesz benne, hiszen ott is keletkezik érintőirányú komponens (Gogolin, 1972).

### Szíjlefutás tartománya

Ebben a tartományban lép ki az ékszíj a tárcsa hornyából, amely hasonlóan a szíj felfutáshoz nem egy pontban megy végbe. Már a geometriai átfogási íven belül elkezdődik a szíj görbült helyzetétől a kifeszített helyzetéig tartó fokozatos átmenet. Az egész átfogáson itt jelentkeznek a legnagyobb relatív mozgások, mivel a szíjnak a kilépési pozíció elfoglalásához csak viszonylag rövid ívszakasz áll rendelkezésére. A 2.15. ábrán látható a szíj lefutás szakaszának kezdete a  $\gamma = 90^\circ$  helyen, ahol ugyanis bekövetkezik a sugárirányú mozgás irányváltása. A szíjmagasság csökkenése eredményeképp – normálerő csökkenése következtében – az ékszíj felső oldala  $\beta \approx 165 \dots 170^\circ$ -nál, míg az alsó oldala  $\beta \approx 169 \dots 174^\circ$ -nál kezd el kilépni a horonyból (Gogolin, 1972).



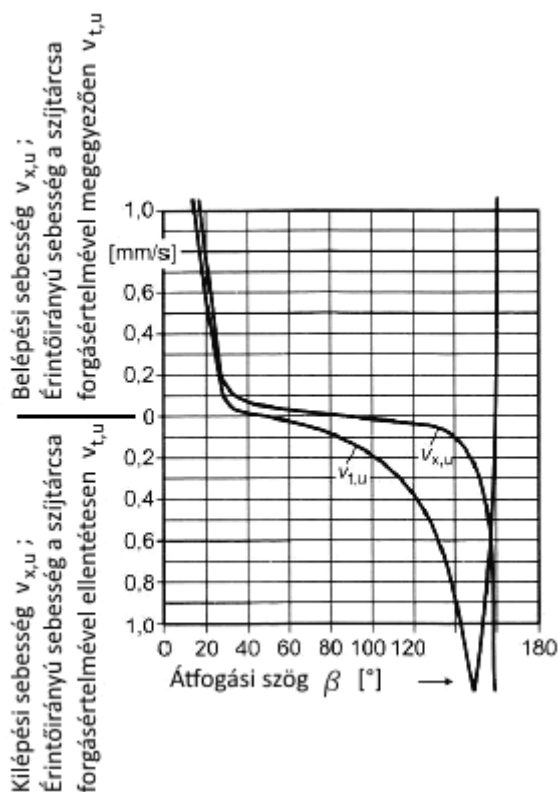
2.18. ábra Az ékszíj sugárirányú mozgása ( $x_u, x_o$ ) és szöghelyzete ( $\varphi$ ) a hajtó tárcsán egy körülfordulás alatt változó feszültségi viszonynál  $F_1:F_2 = 1; 2,19; 3,36$  és  $5,64$  (*SPB profil*,  $L_w = 1800 \text{ mm}$ ;  $\mu = 0,6$ ;  $d = 140 \text{ mm}$ ;  $F_H = 1200 \text{ N}$ ) (Gogolin, 1972)

### Az ékszíj relatív mozgásai és a csúszásszög a hajtó szíjtárcsán

Gogolin kísérletei azt mutatták, hogy a hajtó és a hajtott tárcsán a szíj relatív mozgásai eltérően alakulnak (2.18. ábra). Még azonos szíjág erőknél sem lehet összehasonlítani a két tárcsán mért paraméterek görbéit. Hasonlóságot csak a szíjlefutás szakaszán lehet felfedezni terheletlen járáskor. A hajtó tárcsán is felbontható az átfogási ív az előzőekben megállapított

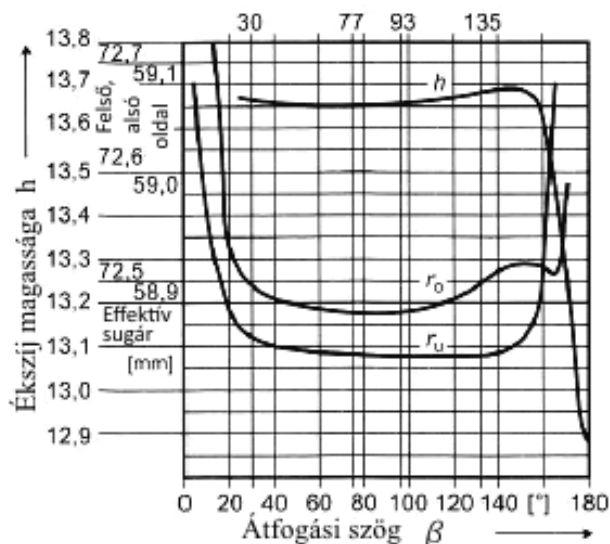
tartományokra. Azonban nehéz az egyes tartományok egymástól való elhatárolása, mivel a szíj felső, ill. alsó oldalának relatív mozgásai nem egy időben, az átfogás eltérő részein lépnek fel, így az átmenetek is összefolynak (Gogolin, 1972).

A hajtó tárcsán fellépő szíjmozgásokat a 2.19. és a 2.20. ábrán érdemes megfigyelni. Az ábrákon látható, hogy a szíj a felfutás után még illeszkedik a horonyba, felvéve a tárcsa görbületét és a horony ékszögét.



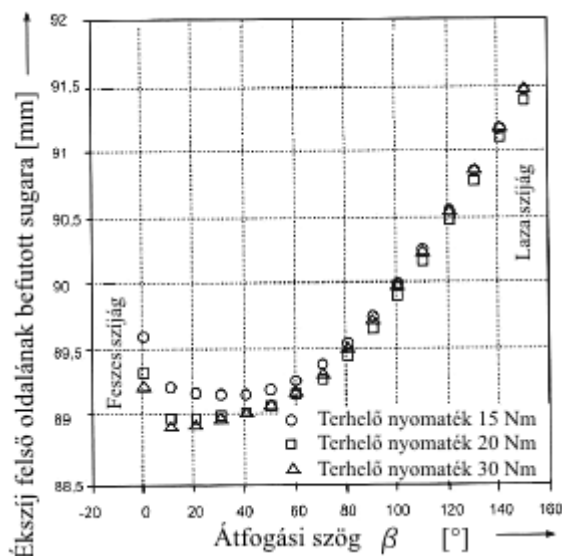
2.19. ábra A szíj alsó oldalán fellépő relatívsebesség-komponensek a hajtó tárcsán (*SPB profil*,  $F_H = 1200 \text{ N}$ ;  $F_1:F_2 = 3,36$ ;  $v_{sz} = 0,15 \text{ m/s}$ ;  $L_w = 1800 \text{ mm}$ ;  $\mu = 0,6$ ;  $d = 140 \text{ mm}$ ) (Gogolin, 1972)

A szíj magassága eközben csekély mértékben változik, mivel az ékhoronyba történő illeszkedéskor a keresztmetszet deformációt szenved (2.20. ábra). Körülbelül  $77^\circ$  után a csökkenő szíjnyúlás a szíjmagasság növekedéséhez vezet, amelynek következményeként a szíj felső oldalának kilépése megkezdődik a szíjtárcsa hornyából. A szíj alsó oldala csak kb.  $15^\circ$ -kal később fog kilépni, kezdetben igen kis sebességgel.  $135^\circ$  környékén viszont elkezdődik a tényleges kilépése az ékszíjnak, amelyet a csökkenő szíj feszültség következményeként az eltárolt alakváltozási energia felszabadulása idéz elő. Ilyenkor a kilépési sebesség nagymértékben megnövekszik a szíj alsó oldalán. A szíj nagyobb sugáron fut és a keresztmetszete is kiszélesedik, amely a szíj felső oldalának kilépési sebességét csökkenti. Ez a csökkenés kismértékű szíjbelépést ( $\beta = 150 \dots 165^\circ$ -nál) is eredményezhet a szíj felső oldalán. A szíjlefutás tartományában a szíjmagasság eléri a maximumát  $\beta = 147^\circ$ , amely kezdetben lassan, majd hirtelen lecsökken a laza szíjágnak megfelelően. Ezen a helyen megtalálható még az érintőirányú relatív mozgások csúcsa (2.19. ábra), (Gogolin, 1972).



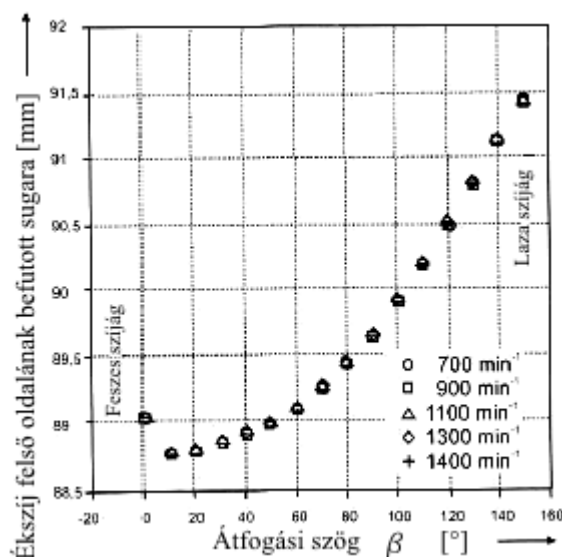
2.20. ábra A szíjmagasság és az effektív sugár a meghajtó tárcsán  
(SPB profil,  $F_1:F_2 = 3,36$ ;  $v_{sz} = 0,15 \text{ m/s}$ ;  $F_H = 1200 \text{ N}$ ;  $L_w = 1800 \text{ mm}$ ;  $\mu = 0,6$ ;  
 $d = 140 \text{ mm}$ ) (Gogolin, 1972)

A hajtó tárcsán elvégzett kísérletekből megállapítható, hogy a szakirodalom által feltételezett tapadási tartomány teljes biztonsággal nem áll fenn, és a szíj a tárcsa hornyában nem körpályát fut be. Az ékszíj relatív mozgásai a hajtó és a hajtott tárcsán eltérő módon zajlanak le. Schäfer (2007) széles ékszíjakon végzett kísérletei megerősítették Gogolin eredményét, miszerint a feszültségi viszony nagymértékben befolyásolja a szíj lefutását a hajtott tárcsán. Az 2.21. ábrán látható, hogy a nyomaték növelésével a szíj lefutás tartománya változik nagyobb mértékben, ellenben a felfutás tartományán kis eltérés érzékelhető.



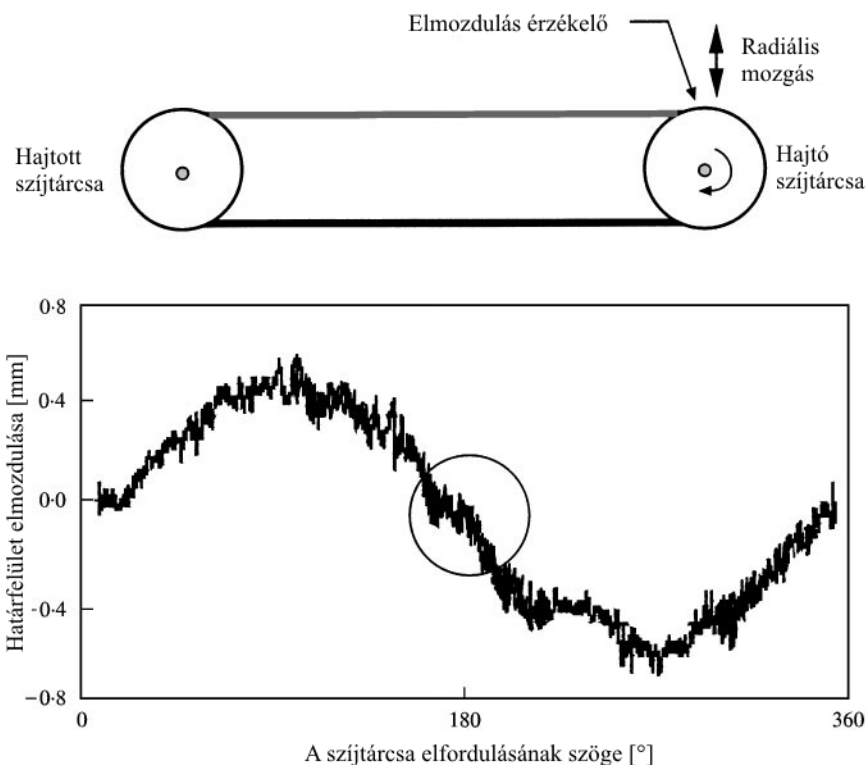
2.21. ábra A széles ékszíj felső oldalához tartozó sugár az átfogás függvényében  
(profil: széles ékszíj;  $i = 1$ ;  $n_1 = 1300 \text{ min}^{-1}$ ) (Schäfer, 2007)

A nagyobb szíj sebességeknél viszont Schäfer kísérleti eredményeiből nem állapítható meg egyértelműen az abszolút szíjsebesség befolyása a relatív mozgásokra (2.22. ábra).



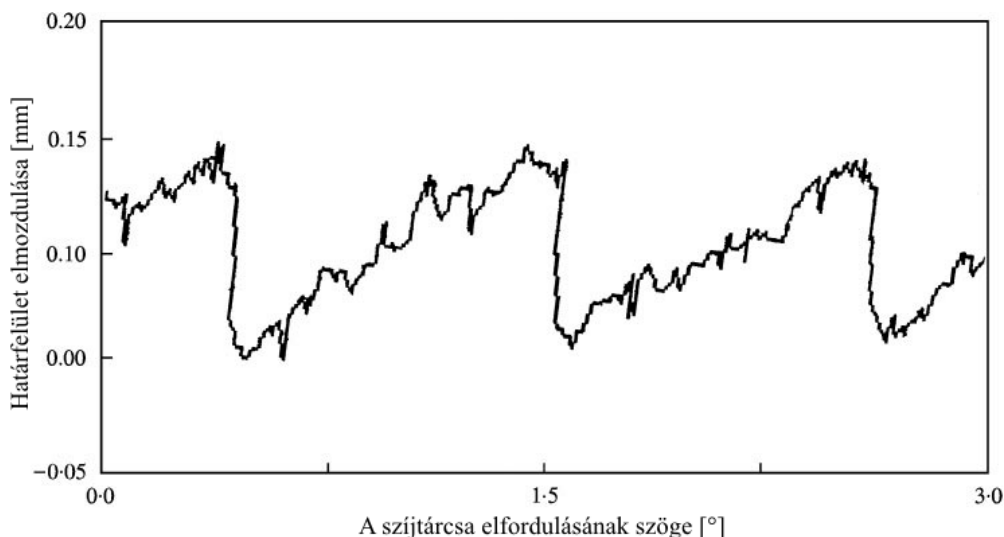
2.22. ábra A széles ékszíj felső oldalához tartozó sugár az átfogás függvényében (profil: széles ékszíj;  $i = 1$ ;  $M_1 = 40 \text{ Nm}$ ) (Schäfer, 2007)

Az ékszíj és szíjtárcsa kapcsolódását és a relatív mozgásokat a hajtás paraméterek mellett számos tényező befolyásolja, mint például a szennyezett érintkezési felületek, a környezeti hőmérséklet és relatív páratartalom. Moon (1999) laboratóriumi kísérletei szerint a hajtás geometriai hibák, a szíjtárcsák gyártási pontatlansága és excentricitása is hatást gyakorol a relatív mozgásokra. A tárcsahoronyban megnövekedett szíjmozgások jelentősen befolyásolják az egyenletes erőátadást, a szíj élettartamát, valamint a teljesítmény-átvitel hatásfokát. Az előzőekben leírt relatív mozgások két komponensre bonthatók: érintő- és sugárirányú csúszásokra. Ezek a makroszkopikus csúszások idézik elő a szíj kopását, kifáradását, valamint a súrlódás által rezgést és zajt keltenek. A szíjfelfutás szakaszának egy rögzített pontján mért sugárirányú szíjmozgások értékeit a 2.23. ábra mutatja, ahol Moon az egymáshoz képest párhuzamosan eltoltszíjtárcsák hatását vizsgálta.



2.23. ábra A hajtó szíjtárcsán mért sugárirányú elmozdulások a szíjfelfutás szakaszán a tárcsa egy körülfordulása alatt  
 ( $\vartheta = 4,9^\circ$ ;  $v_{sz} < 0,25 \text{ m/s}$ ;  $L_w = 640 \text{ mm}$ ) (Moon et al., 1999)

A 2.23. ábrán látható, hogy a mért mozgások két hatás szuperpozíciójaként jött létre. A szíjtárcsa excentricitásából és ütéséből adódó, egy körülfordulás alatt periodikusan változó radiális mozgásból, valamint egy teljesen eltérő, az előbbinél lényegesen nagyobb gyakorisággal ismétlődő mozgásokból tevődik össze. Az utóbbi mozgásjelenséget a tárcsák párhuzamossági hibája váltja ki.

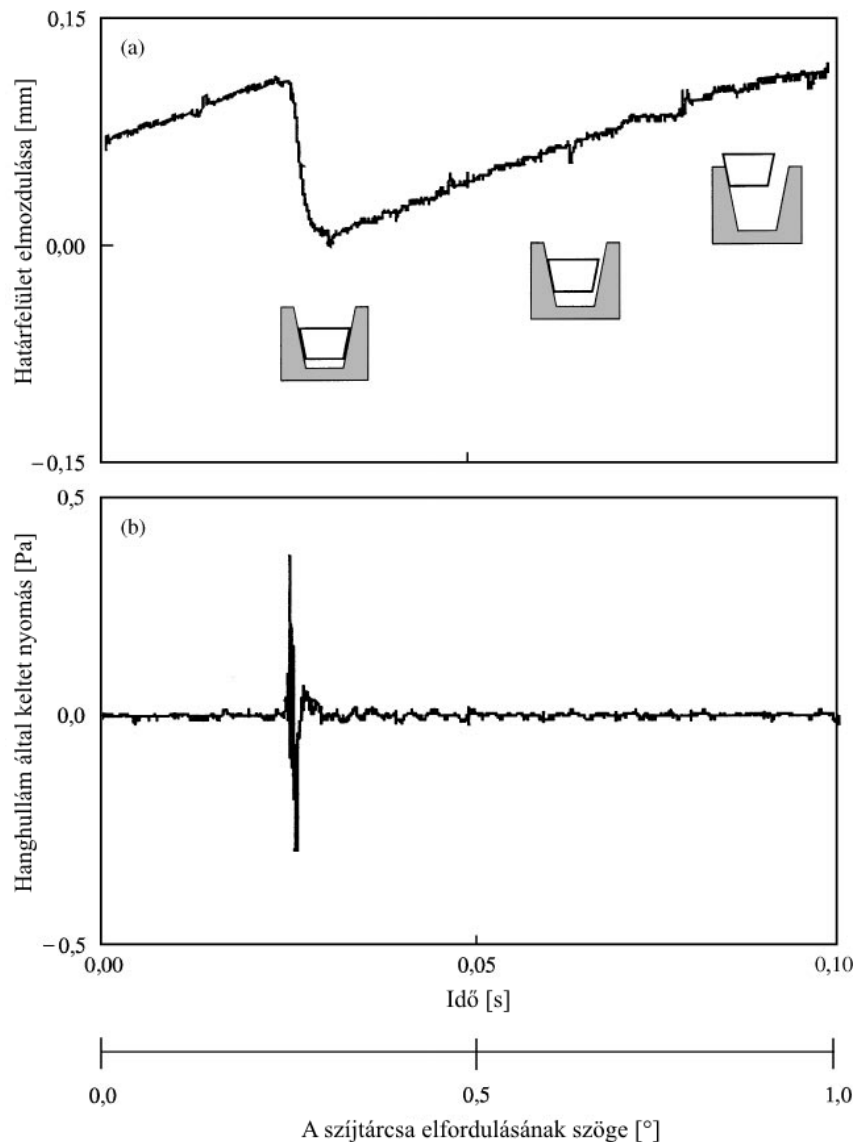


2.24. ábra Az ékszíz felső oldalának sugárirányú elmozdulása, a 2.24. ábrából felnagyítva  $3^\circ$ -os tartományra (Moon et al., 1999)

A 2.24. ábrán  $3^\circ$  szögelfordulás nagyításában figyelhető meg az ékszíz sugárirányú, fűrészfog szerű mozgása, amelyre a stick-slip (akadozó súrlódás) jelenség ad magyarázatot. Ez az

akadozó súrlódás folyamat megismétlődik, amelynek csúcserője  $150 \mu\text{m}$  és egy teljes ciklus körülbelül  $1^\circ$  szíjtárcsa-elfordulás.

A 2.25. ábra a szíj mozgását ábrázolja az ékhoronyban és az akadozó súrlódás által keltett hanghullámokat. A tárcsák párhuzamossági hibája következtében az ékszíj a horony egyik oldal felületéhez feszül és fokozatosan nagyobb sugart fut be a kúpos oldal felületen. Egy határhelyzet után, amikor eléri a szíj a maximális sugart, hirtelen visszacsúszik a korábbi helyzetébe. Ez a megváltozott súrlódási állapot hanghullámokat gerjeszt (Moon et al., 1999).



2.25. ábra a) Az ékszíj mozgása összehangolva, b) a hangnyomással egy akadozó csúszás ciklusban (Moon et al., 1999)

A szíj relatív mozgása következtében vagy valódi (monoton) csúszás, vagy kvázi-monoton, akadozó csúszás jön létre, ez a stick-slip jelenség. Egy bizonyos relatív sebességnél, az úgynevezett kritikus sebesség alatt a mozgó tömeg nagyságától és a rendszer rugóállandójától függően kialakulhat az akadozó csúszás, vagyis az érintkezésben lévő felszíni rétegek lengésbe jönnek (Valasek, 1996).

### 2.3. A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése

A kutatási témát megalapozó hazai és nemzetközi szakirodalmak áttekintése kiterjed a mezőgazdasági gépeken alkalmazott szíjhajtások üzemi körülményeinek elemzésére, ékszíjak szerkezeti felépítésének és anyagainak ismertetésére, az ékszíz és a szíjtárcsa kapcsolódás elméletének bemutatására, a szíjhajtások teljesítményvesztéseivel kapcsolatos eddig publikált eredményeinek összefoglalására. A szíjhajtások viselkedésének kutatása nagy múltra tekint vissza. Idő közben változó szemléletmód miatt más-más aspektusban közelítették meg a kutatók a szíjhajtással kapcsolatos problémákat. Ezzel némi ellentmondás található az alapkutatásokban is, valamint a mérés technika fejlődésével lehetőség adódik az elméleti kutatások eredményeinek megerősítésére, illetve megcáfolására.

Az ékszíjhajtás vesztségének vizsgálata számos kutatás témájául szolgált az elmúlt évtizedekben, amelyek megközelítése mind elméleti, mind kísérleti úton történtek. A teljesítményvesztés meghatározásával kapcsolatos kutatások a szíjhajtást mozgás- és egyéb, kerületi erőn megjelenő veszteségeken keresztül vizsgálták. Az ideális körülmények között üzemelő szíjhajtás teljesítményvesztését alapvetően a hajtásparaméterek határozzák meg, amelyek optimális megválasztásával javítható a hajtás hatásfoka.

Kátai az ékszíjhajtás nyomatékvesztését és élettartamát a szíz melegezésén keresztül elemezte. Az ékszíz hőmérséklet-emelkedés kísérleteivel az egyes hajtásjellemzők hatását külön-külön, a többi változó állandó értékén tartva határozta meg. A teljesítményvesztés összetételének meghatározásához viszont a hajtásparaméterek együttes vizsgálata szükséges.

Az ékszíjhajtás csúszásával kapcsolatos kutatások célja, hogy a kedvező hatásfokú hajtás kialakításhoz adjanak segítséget, viszont az eddig meghatározott empirikus összefüggések nehezen értelmezhetők, és a gyakorló mérnökök számára nem nyújtanak egyértelmű segítséget.

A szakirodalomban fellelhető szíjcsúszás (relatív mozgás) vizsgálatokra vonatkozó kísérletek többségét igen alacsony szíjsebességnél hajtották végre. Ezzel szemben a gyakorlatban használt szíjhajtások abszolút szíjsebessége legalább egy nagyságrenddel nagyobb, mint amit a vizsgálatok során el tudtak érni. A vizsgálati szíjsebességet a kísérleti eljárások és a mérőberendezések korlátozták. Ezáltal ellentmondásokba ütköznek a relatív mozgásokra tett megállapítások.

Az ékszíjhajtás üzemi körülményei hatással vannak a hajtás működésére. Ez kifejezetten érvényes a mezőgazdasági gépeken alkalmazott hajtásokra, ahol az általános gépészeti gyakorlatban megszokott körülményektől nagyban eltérnek az üzemi viszonyok. A hajtásokkal szemben elvárt, hogy ilyen feltételek mellett is üzembiztosan és hatékonyan működjenek. Ezeket a hatásokat a hajtás tervezése során sem vesszük figyelembe, így a mezőgépgyártók a saját tapasztalataikra hagyatkozhatnak. Eddig nem jelent meg szakirodalom, amely részletesen vizsgálná a mezőgazdasági gépekre jellemző gépbeállítási hibák befolyását az ékszíjhajtások működésére.

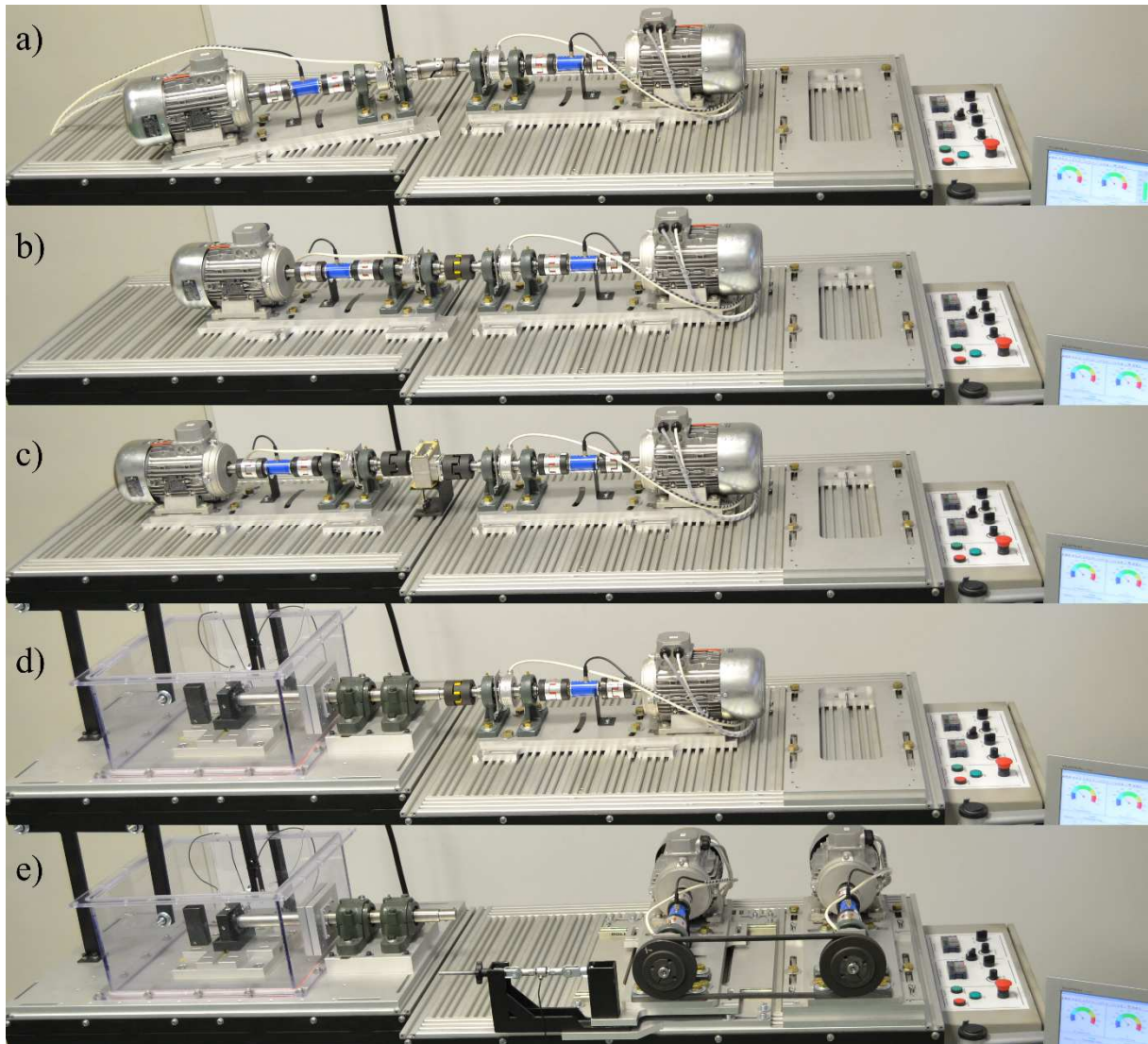


### 3. ANYAG ÉS MÓDSZER

Az értekezésem e fejezetében bemutatom a kutatási céljaim megvalósításához használt kísérleti módszereket és eszközeit. Első lépésben a szíjhajtások vizsgálatára egy fékpadot hoztam létre, amely alkalmas különféle hajtások és forgómozgást végző gépelemek üzemfeltételeinek létrehozására egyaránt. Ezt követően kísérleti módszert dolgoztam ki az ékszíj hőmérséklet-emelkedésének, illetve relatív mozgásainak elemzésére.

#### 3.1. Hajtásvizsgálati fékpad

A megfogalmazott kutatási feladatokat kísérleti módszerrel, azok eredményeire támaszkodva oldhatjuk meg. „A kísérlet során a vizsgált jelenséget mesterségesen állítjuk elő szigorúan ellenőrizhető helyzetben, amelynek feltételei megváltoztathatók és megismételhetők (M. Csizmadia B., 1998)”. A szíjhajtás üzemszerű terhelésének és körülményeinek reprodukálása hajtásvizsgálatokra alkalmas fékpadal lehetséges.

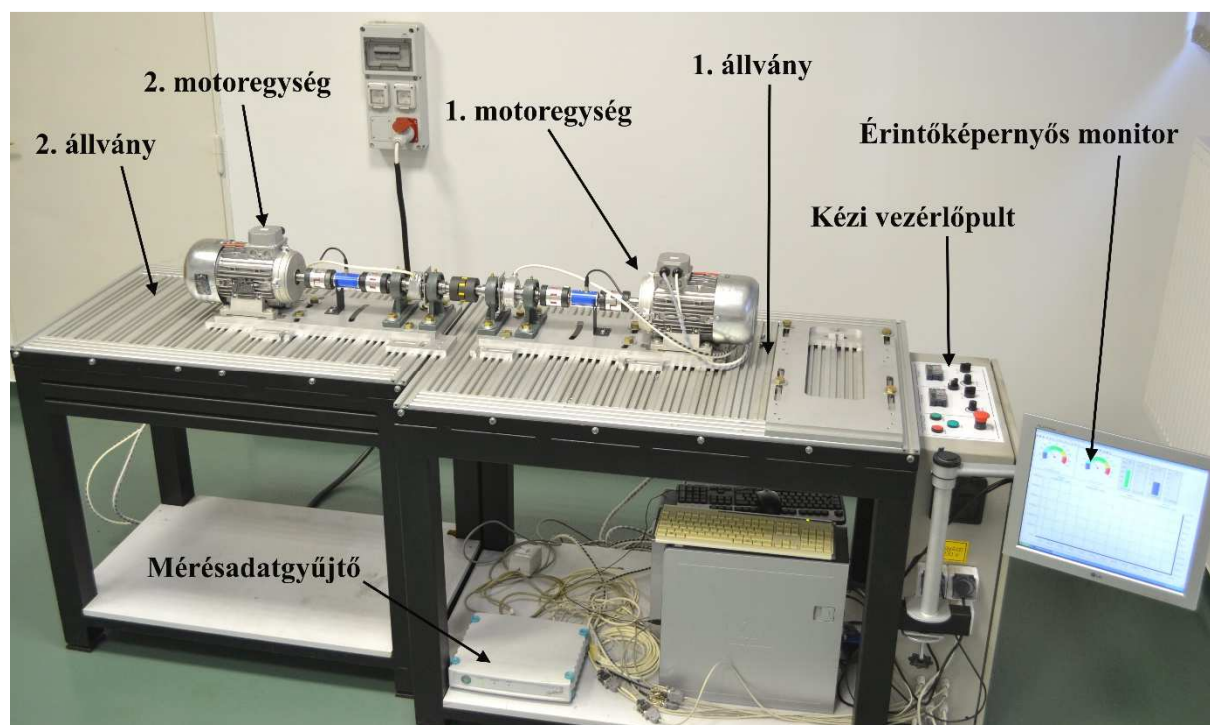


3.1. ábra A kísérleti elrendezések  
a) kardáncsukló, b) tengelykapcsoló, c) fogaskerék hajtómű, d) technológiai közegben működő csapágy, e) szíjhajtás

A kísérletek megvalósítására fékpadot terveztem és állítottam össze, amellyel lehetőség adódik az ékszíjhajtások mezőgazdasági gépekre jellemző beállítási hibáinak vizsgálatára is. A tesztberendezés hornyos asztalán a hajtó és a hajtott egységek elhelyezése nagyon sok lehetőséget kínál, így különféle mechanikus hajtások, tengelykapcsolók és forgómozgást végző gépelemek vizsgálatára egyaránt alkalmas. A különböző kísérleti összeállításokat a 3.1. ábra mutatja. A Tanszéken folyó kutatások mellett a gépelemek tantárgycsoport oktatásában is használt eszköz. A tesztpad alkatrészeinek legyártásában a GÉTI Tanműhelye, az elektromos- és mérőrendszer kialakításában a Méréstechnika Tanszék nyújtott segítséget.

#### 3.1.1. Hajtásvizsgálati fékpad felépítése

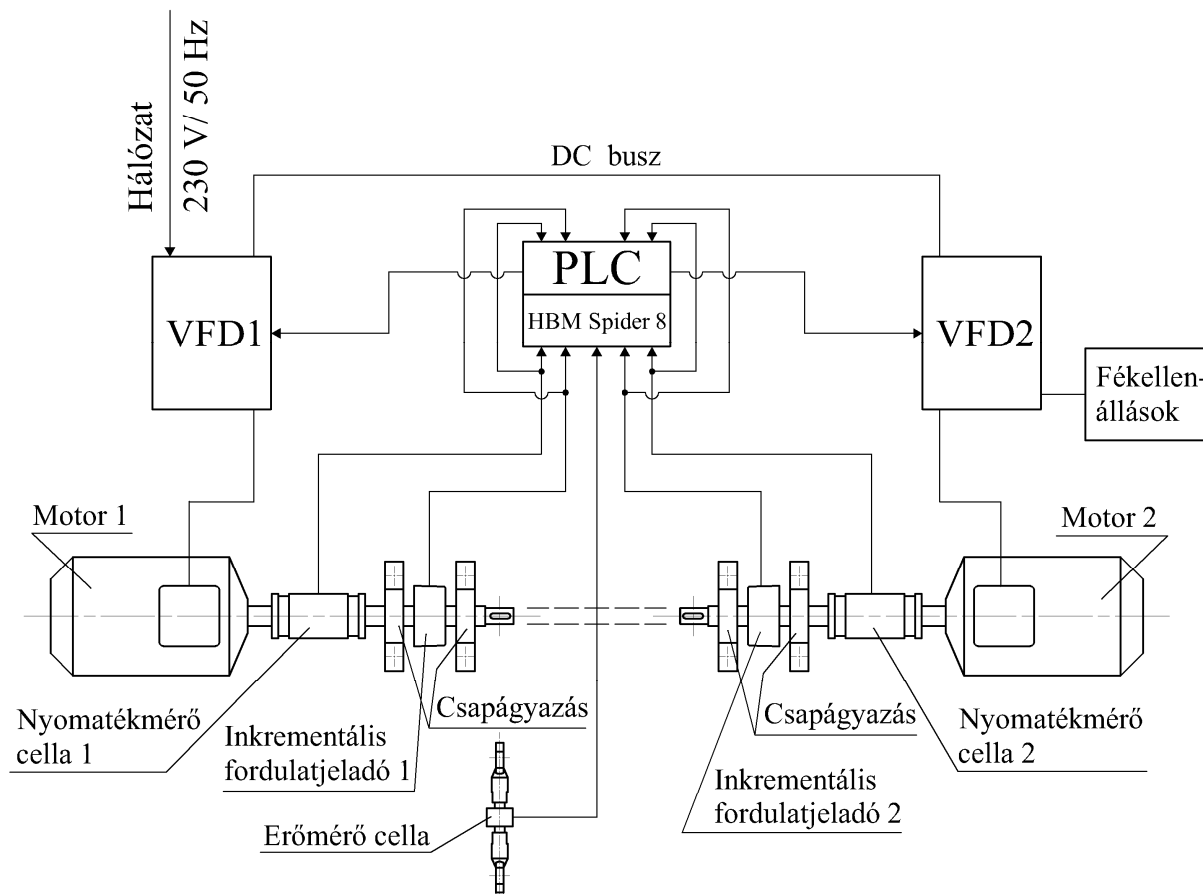
A fékpad alapvetően állványból, két motoregységből, elektromos és mérőrendszerből, valamint kiegészítő elemekből épül fel (3.2. ábra). Az állványszerkezetet két egymástól független hornyos asztal alkotja, amelyek tetszőleges elhelyezésben összeállíthatók. A munkafelületek egy síkba állítása az állvány lábaiban elhelyezett menetes orsóval lehetséges. A hajtásparaméterek beállítását és az adatgyűjtést megkönnyíti a kézi vezérlőpult, valamint az érintőképernyős kijelző.



3.2. ábra A fékpad felépítése

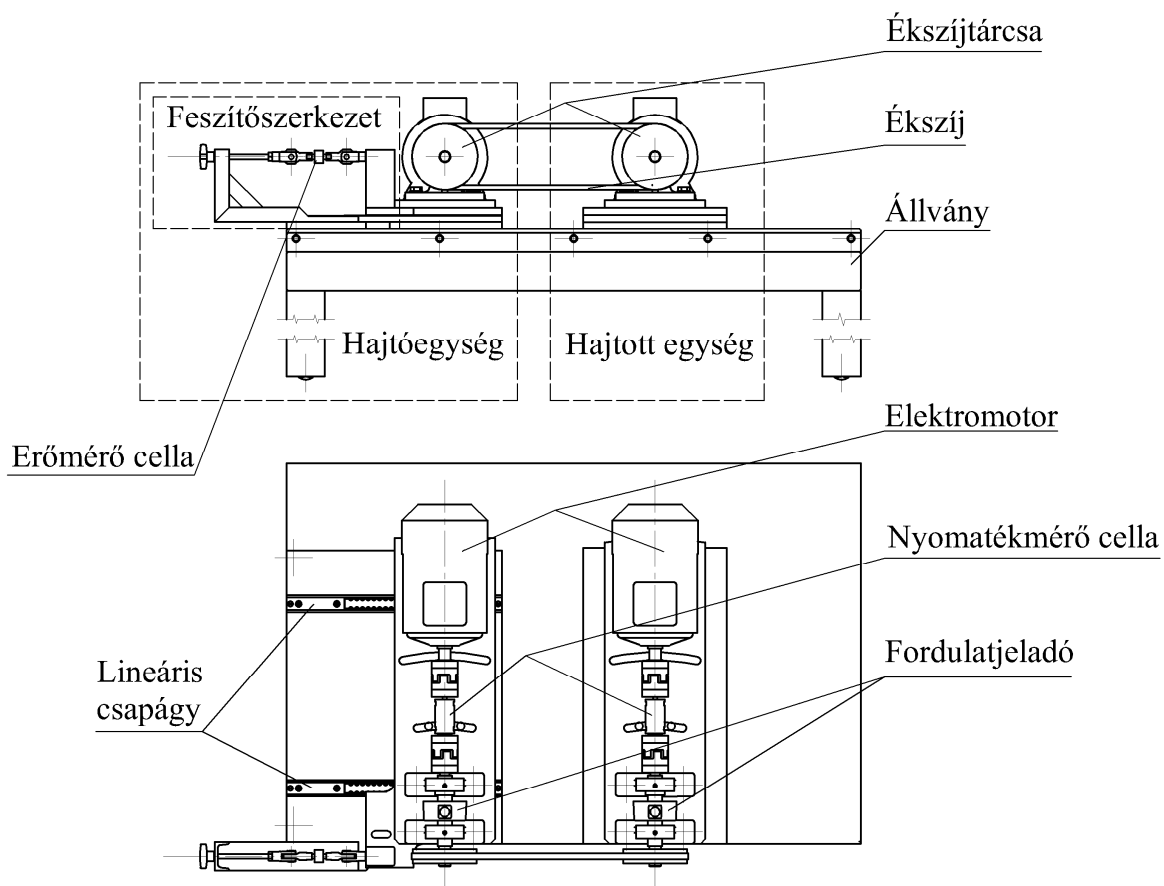
A két motoregység közül akármelyik képes a hajtó, illetve a fékező feladatot ellátni, ezáltal egy rögzített elrendezésben a teljesítmény-átvitel iránya megváltoztatható. A nyomatékközlő elemek vizsgálatánál az egyik, hajtónak kitüntetett motoregység létrehozza az átszarmaztatni kívánt teljesítményt, a másik generátorként visszaalakítja azt elektromos energiává és a fejlesztett áramot visszatáplálja a rendszerbe, így a hálózatból csak a veszteségeket kell pótolni. Ezzel a megoldással hosszú idejű, élettartam kísérletek is gazdaságosan megvalósíthatók. A kényszerhűtésű, háromfázisú aszinkron motorok (NERIMOTORI IEC 34-1, 1,5 kW) fordulatszámát és a fékező nyomatékot kézi üzemmódban két Fuji Electric 5E1S-7E típusú frekvenciaváltó segítségével lehet beállítani. Ezen kívül megvalósítható a hajtásjellemzők szabályozása programozható logikai vezérlő (PLC) segítségével, valamint létrehozható a

vizsgálandó gépelemek egyedi terhelésfüggvénye. A mérések során lehetőség van minden hajtásparaméter rögzítésére és pontos definiálására a 8 csatornás HBM Spider 8 mérésadatgyűjtőn keresztül. A nyomaték értékeket a NCTE 2200-17,5 típusú nyomatékmérő cellák szolgáltatják (mérési tartomány: 0 - 17,5 Nm; 1-es pontossági osztály). A fordulatszámok, szögsebesség-ingadozások, szöggyorsulások, tengelyek közti szöghelyzet-eltérések, csúszások Hengstler 0538633 RI76TD/5000ED típusú inkrementális fordulatszámjeladók segítségével mérhetők, amelyeknek a felbontása 5000 impulzus fordulatonként. A fékpad elektromos- és mérőrendszerének vázlatja a 3.3. ábrán látható.



3.3. ábra Az elektromos és mérőrendszer sematikus vázlatja

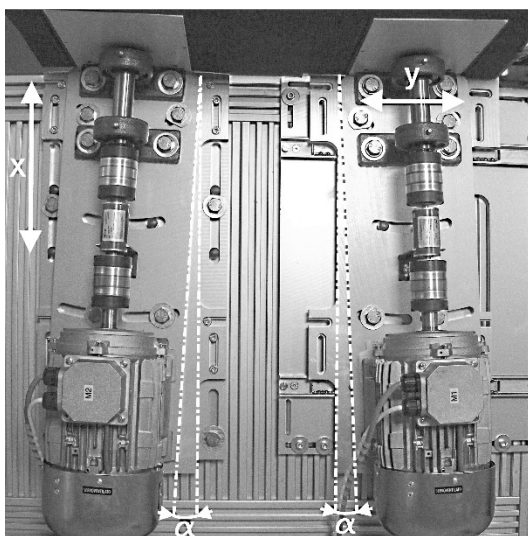
A szíjhajtások vizsgálatához a hajtóegységet egy lineáris csapággal megvezetett feszítőszerkezetre rögzítettem. A szíj előfeszítését menetes orsóval és vele sorba kötött erőmérőcella (HBM U9B 10 kN) segítségével lehet beállítani, amelyek középvonala a tengelyhúzó erő ( $F_H$ ) hatásvonalával egybeesik. Így közvetlenül az előfeszítő erőt mérhetjük. A szíjhajtás vizsgálatokra összeállított univerzális fékpad felépítését a 3.4. ábra mutatja.



3.4. ábra A szíjhajtások vizsgálatára összeállított fékpad

### 3.1.2. Ékszíjhajtás geometriai beállítási hibáinak létrehozása

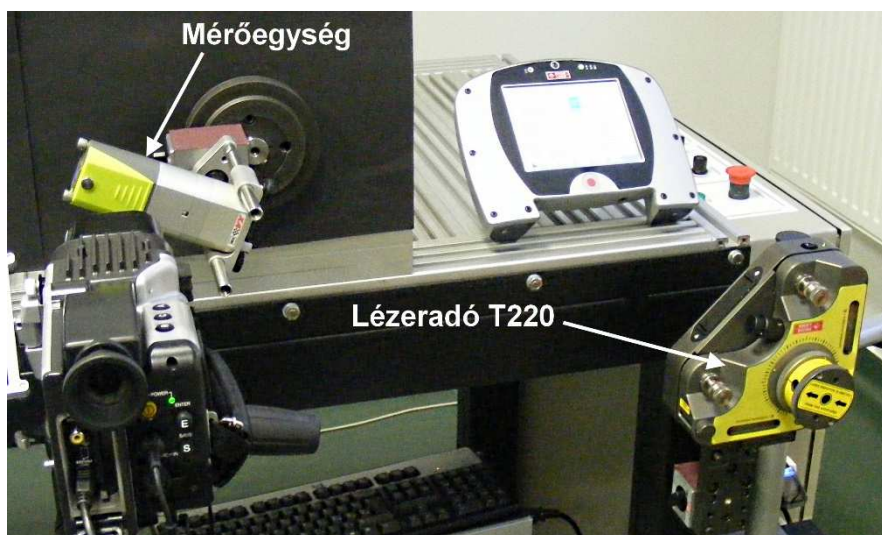
Az ékszíjhajtások geometriai beállításhibáira vonatkozó kísérletsorozatoknál a hajtás tengelyeit megfelelő módon kell pozicionálni. A hajtó és fékező motoregységek állványhoz való lefogatására olyan rögzítő szerkezetet hoztam létre, amellyel a vizsgálatba vont hajtáson többféle gépbeállítási hiba is megvalósítható (3.5. ábra).



3.5. ábra A geometriai hiba beállítása a fékpadon



A motoregységek tengelyvégét szögben ( $\alpha$ ) és tengelyirányban ( $x$ ) is el lehet állítani, amellyel pontosan létrehozható és megismételhető a szíjtárcsák párhuzamos és szöghibái. A motoregység szögben történő mozgatásának forgástengelye a felszerelt szíjtárcsa középsíkján helyezkedik el, így a hajtás előfeszítését elhanyagolható mértékben befolyásolja a geometriai beállítás hiba. A szíjtárcsák megfelelő helyzetbe történő beállítását az SKF Fixturlaser XA Geometry gépbeállító rendszerével végeztem, amellyel a tárcsák pozícióját 0,01 mm pontossággal lehet meghatározni (3.6. ábra).



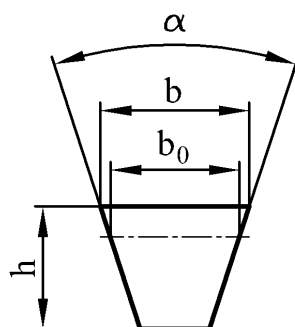
3.6. ábra Fixturlaser XA Geometry gépbeállító rendszer

## 3.2. Kísérletekhez felhasznált hajtáselemek

A kísérletekhez kereskedelmi forgalomban kapható, valós ékszíjakat és szíjtárcsákat használtam, nem pedig a hajtáselemek egyszerűsített modelljét. Gyakorlatban az ékszíjtárcsa átmérők szabványos méretsorozatából állítható össze a kívánt áttétel, a hajtó és hajtott tárcsa megfelelő átmérőjének kiválasztásával. Ezáltal a kiinduló szíjtárcsa átmérő változhat az áttétel függvényében, amely a kísérleti beállítások összehasonlíthatóságát nehezíti. A nagyszámú kialakítási lehetőség és az előbb említett okok miatt a kísérleteimet 1:1 áttétellel végeztem.

### 3.2.1. Ékszija profilok

Kísérleteket a mezőgazdasági gyakorlatban általánosan használt, kereskedelmi forgalomban kapható normál szelvényű és keskeny profilú, burkolt ékszíjakkal végeztem. A felhasznált ékszíjak teherviselő kordszála poliészter, a kordszál kialakítását és a gumi mag keverék összetételét a gyártó nem adja meg. A kiválasztott szíjprofilok lefedik a mezőgazdasági gyakorlat által széles teljesítmény tartományban alkalmazott hajtások alsó és középső teljesítmény tartományát. A szíjprofilok méreteit a DIN 2215 (normál szelvény) és DIN 7753 (keskeny profil) szabvány határozza meg. Az általam használt szíj szelvények méreteit a 3.7. ábra alapján a 3.1. táblázatban foglalom össze a szíjprofilokhoz tartozó teljesítmény tartományokkal.



3.7. ábra Ékszíj szelvény méretei

3.1. táblázat A kísérletekhez felhasznált ékszíjprofil méretek (DIN 2215, DIN 7753)

Ékszíjprofil	Z/10	A/13	B/17	SPZ	SPA
felső oldal szélesség $b \approx [mm]$	10	13	17	9,7	12,7
magasság $h [mm]$	6	8	11	8	10
névleges szélesség $b_0 [mm]$	8,5	11	14	8,5	11
profilszög $\alpha [^\circ]$	$38 \pm 1$	$38 \pm 1$	$38 \pm 1$	$36 \pm 1$	$36 \pm 1$
teljesítmény tartomány $[kW]$ 1450 $min^{-1}$ fordulatszámnál	2 – 4	4 – 12	12 – 35	2 – 21	21 – 57

### 3.2.2. Szíjtárcsa jellemzők

A mezőgazdasági gépek szíjtárcsáinak anyaga legtöbbször öntöttvas, de léteznek acéllemez kivitelek is. A kísérleteket szabványos, kereskedelmi forgalomban kapható öntöttvas (GG-25) szíjtárcsákkal végeztem. Az ékszíjtárcsák méreteit a DIN 2211 szabvány tartalmazza (3.8. ábra alapján). A 3.2. táblázatban a kísérletek során felhasznált szíjtárcsák paramétereit mutatom be.

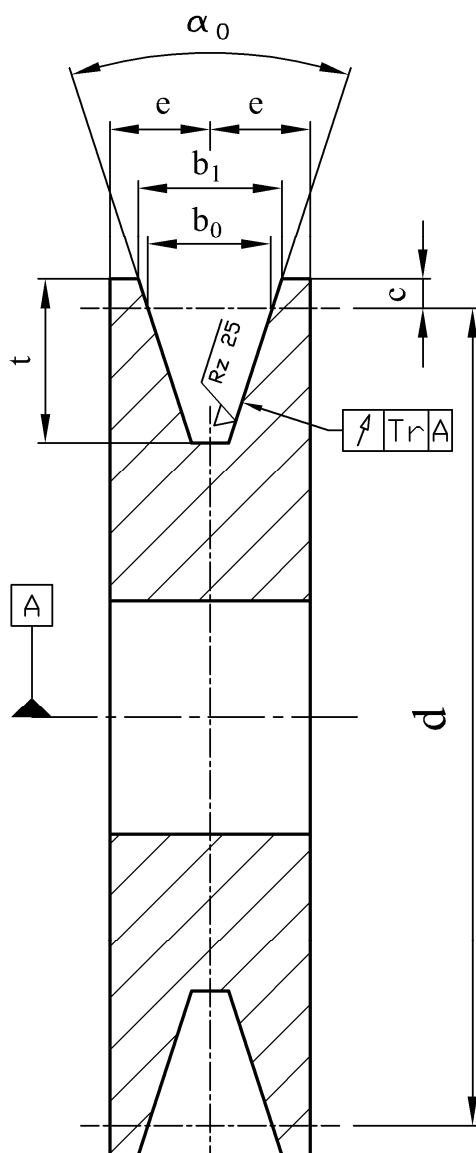
3.2. táblázat A kísérletekhez felhasznált ékszíjtárcsa méretek (DIN 2211)

Ékszíjtárcsa	SPZ	SPA	SPB		
horony legnagyobb szélessége $b_1 [mm]$	9,7	12,7	16,3		
horony névleges szélessége $b_0 [mm]$	8,5	11	14		
a névleges és a külső átmérő távolsága $c [mm]$	2	2,8	3,5		
horony mélység $t [mm]$	$11_0^{+0,6}$	$13,8_0^{+0,6}$	$17,5_0^{+0,6}$		
horony középsík és tárcsa homloklapfelület távolsága $e [mm]$	$8 \pm 0,6$	$10 \pm 0,6$	$12,5 \pm 0,6$		
horonyszög $\alpha_0 [^\circ]$	$34 \pm 1$	névleges átmérő $d [mm]$	$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$
	$38 \pm 1$		$> 80$	$> 118$	$> 190$

A szíjtárcsa horonyfal radiálisütés-tűrését szintén a DIN 2211 szabvány írja elő, amely az összes tárcsahorony profilra érvényes. A 3.3. táblázatban foglalom össze a tűrésértékeket.

3.3. táblázat Szíjtárcsa horonyfal radiálisütés-tűrése (DIN 2211)

szíjtárcsa névleges átmérő $d$ [mm]	Szíjtárcsa horonyfal radiálisütés-tűrése $T_r$ [mm]
50 – 100	0,2
112 – 160	0,3
180 – 250	0,4
280 – 400	0,5
450 – 630	0,6
$710 \leq$	0,8



3.8. ábra Ékszíjtárcsa méretei

#### 3.3. Ékszíj hőmérséklet vizsgálatok

Az ékszíjkeresztmetszet hőmérsékletének, illetve hőmérséklet-eloszlásának vizsgálatával meghatározhatók a nyomatékvesztés befolyásoló faktorok. A hajtás nyomatékvesztését a szíj belső és külső súrlódása okozza, ezáltal a hőfejlődés az ékszíj belső rétegeiben és a szíjtárcsával érintkező felületén jön létre. A szíjkeresztmetszet különböző mélységébe beültetett kisméretű ( $\varnothing$  0,3 mm) termoelemekkel nem tudtam meghatározni az ékszíj gumimagjának belső hőfejlődését, és a folyamatos adatgyűjtést sem lehetett megvalósítani. Üzem közben az ékszíj melegedését infrakamerával vizsgáltam. Az infravörös termográfia a hőmérsékleti sugárzást, amelyet minden abszolút nulla kelvinnél nagyobb hőmérsékletű test kibocsát, látható fénné alakítja át. Az infravörös sugárzás színes képét megkapva meghatározható a test hőmérséklete, illetve annak eloszlása. Az ékszíj aktív oldalának hőtérkép elemzésével viszont a belső súrlódás által keltett hő (szíjkeresztmetszet belső hőmérséklete) is elemezhető azzal a közelítéssel, hogy a szelvény szélességében egyenletes a hőeloszlás.

##### 3.3.1. Az infrakamerás hőmérsékletmérés

Az ékszíj hőmérsékletének vizsgálatához a bemutatott univerzális fékpadot és NEC H2640 típusú infrakamerát használtam. Az infravörös detektor nagy felbontású (640 x 480), érzékenysége 0,03 °C és a hőmérséklet mérési tartománya -40 °C-tól + 500 °C-ig terjed. A hőkamerás felvételeket az ékszíj aktív oldaláról, 0,25 Hz frekvenciával készítettem, ezáltal megfigyelhettem a melegedés folyamatát. A kísérleti elrendezést a 3.9. ábrán mutatom be.

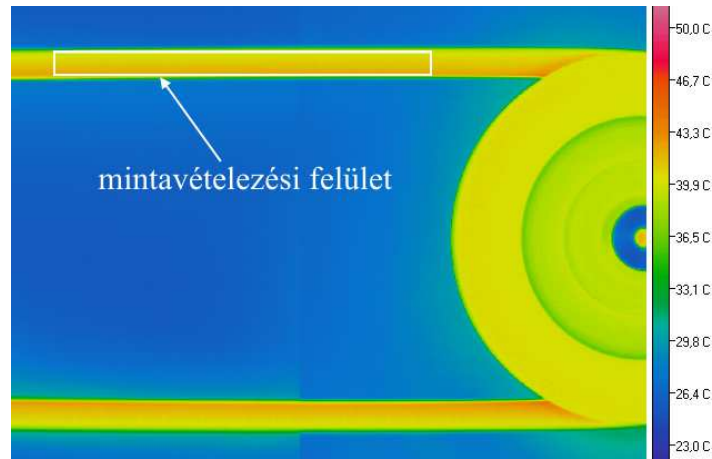


3.9. ábra Kísérleti elrendezés

##### 3.3.2. Az ékszíj hőmérséklet-emelkedésének meghatározása

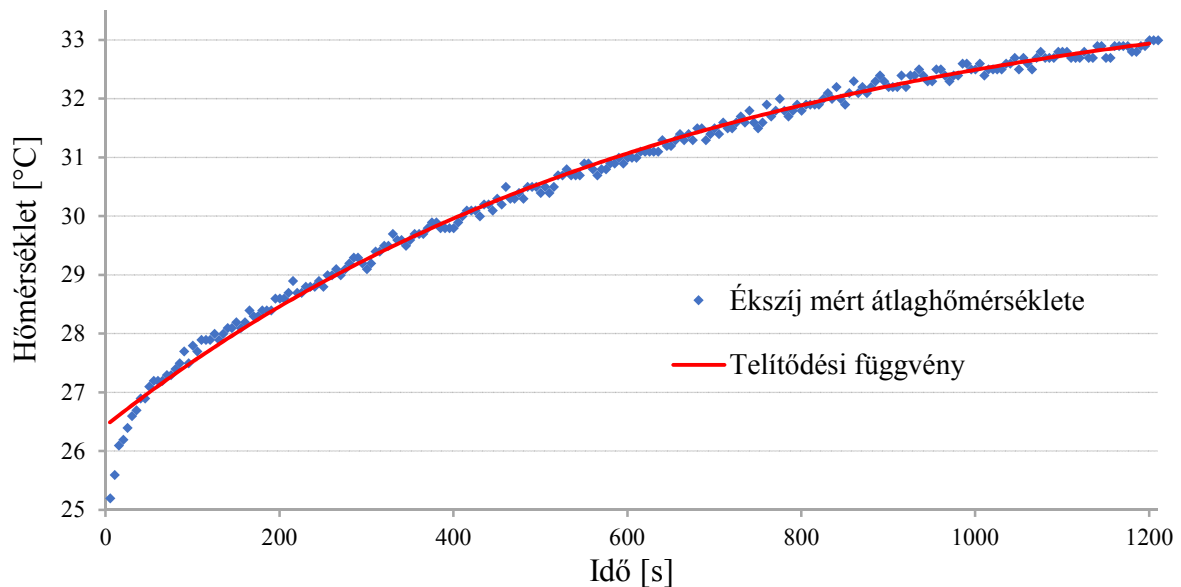
Az ékszíj hőmérsékletét a keletkezett és a leadott hőmennyiségek egyensúlyi állapota határozza meg. Ezt számos nehezen irányítható tényező befolyásolja, mint például a levegő hőmérséklete, páratartalma, az érintkező alkatrészek hőmérséklete és hőkapacitása stb. A kísérleteim során a nem irányítható faktorok hatásai állandónak tekinthetők, mivel a szíj hőmérsékletét azonos körülmények között, a laborhelység változatlan légkörében mértem. Továbbá nem a hőmérséklet abszolút értékét, hanem a hőmérséklet-emelkedést vizsgáltam, így az előbb említett zavaró tényezők hatásaitól eltekinthetünk. A jövőbeli fejlesztési irány egy klímakabin létrehozása, amellyel különböző üzemi körülmények is létrehozhatók. A kísérleteim során a vizsgálati paraméter az ékszíj hőmérséklet-emelkedése, amely a két egyensúlyi állapot között – műhely- és üzemi hőmérséklet állandósult állapota között – a kerületi erőn megjelenő teljesítményvesztést jelenti.





3.10. ábra Az infrakamerás felvétel a mintavételezési felülettel

Az ékszij aktív felületéről készült hőkamerás felvételtől Image Processor Pro II kiértékelő szoftver segítségével nyertem hőmérsékleti adatokat (3.10. ábra). Az infrakamerás felvételekből, a feszes szíjágban kijelölt mintavételezési felület átlaghőmérsékletei megadják az ékszij hőmérséklet-emelkedését. Ezt a növekedést a Baule-Mitscherlich-féle telítődési függvény írja le (3.11. ábra), amelyben a mért paraméterek egy csökkenő gradiens mentén változnak a telítettségi maximum felé haladva.



3.11. ábra A mérési adatok és a telítődési függvény  
(SPZ profil;  $d = 180 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1237 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $a = 336 \text{ mm}$ )

A telítődési függvény általános összefüggése:

$$Y = A \cdot (1 - e^{z+c \cdot X}), \quad (3.1)$$

vagy más alakban:

$$Y = A \cdot (1 - ab^X). \quad (3.2)$$

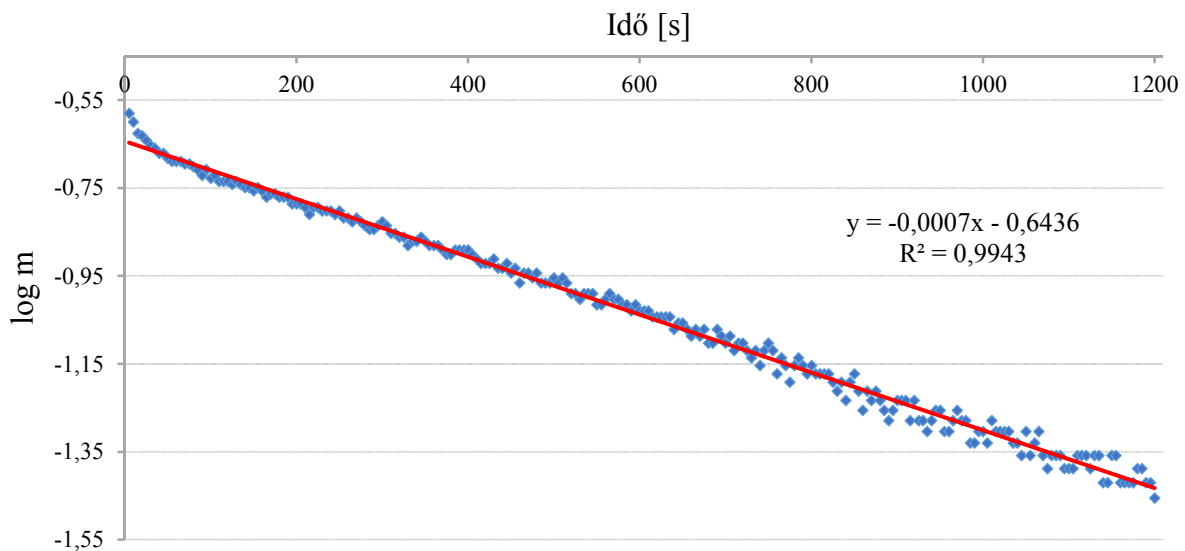
A modell egyszerűsített formája:

$$Y = A \cdot (1 - m), \quad (3.3)$$

ahol az  $A$  a telítődési függvény felső határa. A függvényparaméterek közül az  $A$  az ékszjű állandósult hőmérsékletét,  $c$  a melegedés sebességét és a  $z$  pedig a mérés kezdetén a szjű hőmérsékletét adja meg. Az  $m = e^{z+c \cdot X}$  a relatív telítetlenség, vagyis az  $Y$  érték távolsága az  $A$  maximumtól, az  $A$  maximumra vonatkoztatva:

$$m = 1 - \frac{Y}{A} = \frac{A - Y}{A}. \quad (3.4)$$

A telítődés függvény paramétereinek kiszámításához először a 3.4 összefüggést felhasználva minden egyes  $t_i$  időpontban meghatároztam a relatív telítetlenség értékét ( $m_i$ ), amelyhez előzetesen megbecsültem a telítődés maximumát  $A$ . A mérési adatok telítődési függvényre való illeszkedését a  $\log m$  lineáris regressziója igazolja (3.12. ábra). A korrelációs együtthatót figyelembe véve egyszerű iteráció segítségével meg tudtam határozni a telítődési hőmérsékletet.



3.12. ábra A  $\log m$  lineáris regressziója a telítődési hőmérséklet iteratív változtatásával  
(SPZ profil;  $d = 180 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1237 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $a = 336 \text{ mm}$ )

A  $z$  és  $c$  függvényparaméterek meghatározásakor a következő összefüggésből indultam ki:

$$m = ab^X. \quad (3.5)$$

A hatványfüggvény lineárisá alakítható úgy, hogy mindkét oldal logaritmusát veszem:

$$\log m = \log a + (\log b) \cdot X, \quad (3.6)$$

így lineáris regressziós egyenletet kapok. A regressziós együtthatók kiszámításához a legkisebb négyzetek módszerét alkalmazom. Az  $m = e^{z+c \cdot X}$  logaritmizálása után a következő összefüggést kapjuk:

$$\log m = z \cdot \log e + (c \cdot \log e) \cdot X. \quad (3.7)$$

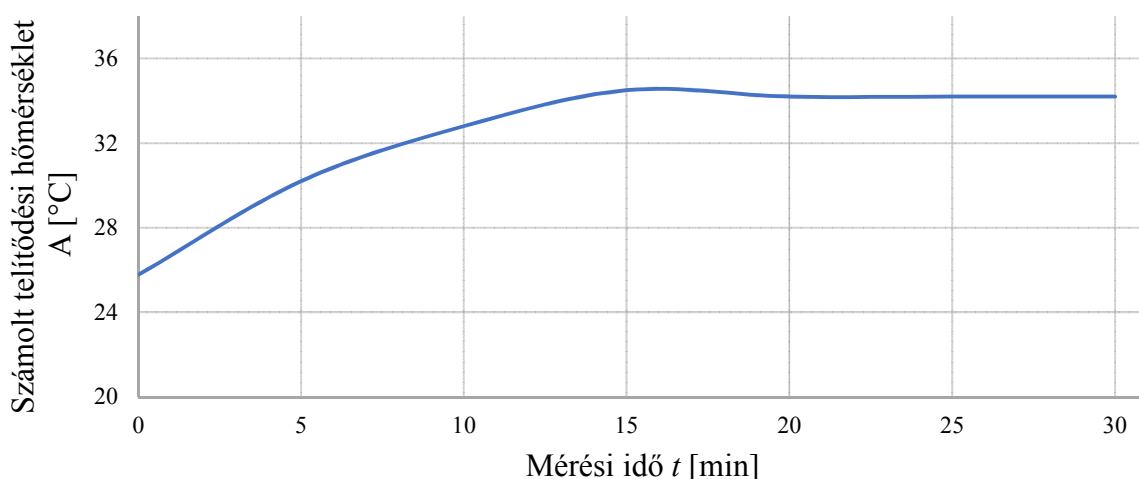
A  $z$  és  $c$  függvényparaméterek már meghatározhatók a 3.6 és 3.7 egyenletekből:

$$z = \frac{\log a}{\log e}, \quad (3.8)$$

$$c = \frac{\log b}{\log e}. \quad (3.9)$$

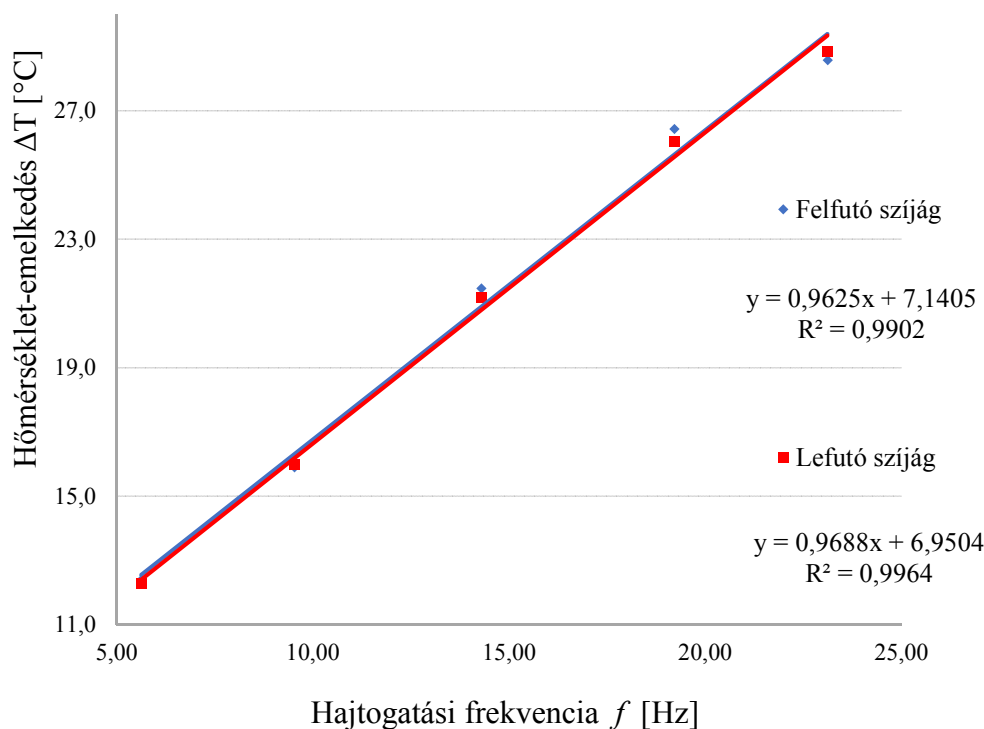
Ezzel megkaptuk a telítődési függvényt, amely leírja a különböző ékszíjhajtás beállítások melegedését.

Minden kísérleti beállításhoz más állandósult (telítődési) hőmérséklet és hőfejlődési sebesség tartozik, ezáltal a mérés időtartama is a beállítástól függő érték. A telítődési modell segítségével meg lehet határozni az állandósult üzemi hőmérsékletet, és a kísérletek során azt nem szükséges elérni, így a mérések időtartamát azonosnak választottam függetlenül attól, hogy az adott körülmények között ténylegesen állandósult volna a szíjhőmérséklet. Az ékszij hőmérséklet-változását a telítődési és a kiindulási hőmérséklet különbségéből számoltam ki. A mérés időtartamának meghatározására a legkisebb sebességgel állandósuló kísérleti beállításnál vizsgáltam a telítődési modellt. Az adott beállításnál egy bizonyos idő után már nem változik a telítődés függvényből megbecsült, állandósult hőmérséklet. A 3.13. ábra alapján a mérések időtartamát 20 percre választottam. A vizsgált hajtásbeállítás esetén az ékszij hőmérséklete 34,6 perc után állandósult.



3.13. ábra A telítődési függvényből megbecsült üzemi hőmérséklet a mérés időtartamának függvényében  
(SPZ profil;  $d = 180 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1237 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $a = 336 \text{ mm}$ )

A 3.14. ábra az ékszij mindkét szabad szíjágának hőmérséklet-emelkedését ábrázolja különböző hajtogatósi frekvencián. A szíjágak között nem tapasztalható hőmérséklet különbség és a szíjhossz mentén is egyenletes a hőmérséklet eloszlás, így a mérések során elegendő valamelyik szíjág tetszőleges részét vizsgálni. Az ábrából az is megállapítható, hogy a szíjfrekvencia és a hőmérséklet-emelkedés kapcsolata a vizsgált tartományban lineáris, amelyet a lineáris regresszió igazol.



3.14. ábra A szíjágak hőmérséklet-emelkedése a szíj fel-, illetve lefutás szakaszán a hajtogatósi frekvencia függvényében  
 (SPA profil;  $d = 112 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1207 \text{ mm}$ ;  $f = 5,6 - 23,1 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  $a = 428 \text{ mm}$ )

### 3.4. A hajtásparaméter vizsgálatok

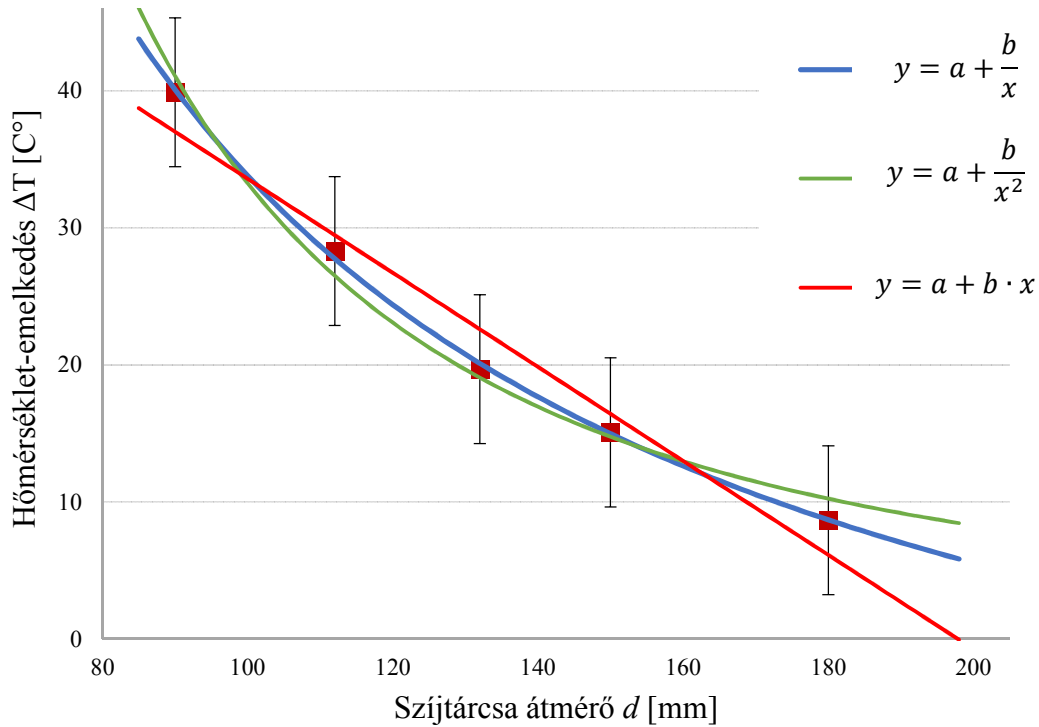
Az ékszij hőmérséklet-emelkedésének kísérleti vizsgálatával céлом feltárni a nyomatékvesztéseget befolyásoló hajtásparamétereket a szíjhajtás üzemi állapotában. A kísérleti beállítások változóit (faktorokat) 3.4. táblázatban foglalom össze a hőfejlődést meghatározó hatások, valamint azokban szerepet játszó hajtásparaméterek alapján. A hőfejlődést főként az ékszij csúszása és a hajtogatósi viszonya befolyásolja. Az ékszijhajtás hajtásparaméterei nem függetlenek egymástól, az egyes paraméterek összevonhatók, így a kísérlet négy független változóra csökken.

3.4. táblázat A kísérleti faktorok meghatározása

Hőfejlődés jellege	Ékszíj igénybevétele	Hajtásjellemzők		Kísérlet változói (faktorok)
Az érintkező felületek sűrűlódása	ékszíj relatív mozgása a tárcsahoronyban (csúszás, rugalmas csúszás, beékelődés)	előfeszítés $F_H$		előfeszítés $F_H$
		nyomaték $M$		nyomaték $M$
		átfogási szög $\beta$ *		szíjtárcsa átmérő $d$
A szíjhajtogatásból származó hiszterézis veszteség, belső sűrűlódás	hajlító feszültség amplitúdója az ékszíj egy terhelési-tehermentesítési ciklusában	szíjprofil *		
		szíjtárcsa átmérő $d$		
		ékszíj anyagjellemzői		
	ékszíj igénybevételének gyakorisága	szíjsebesség $v_{sz}$	fordulatszám $n$	szíjhajtogatási frekvencia $f$
			tárcsaátmérő $d$	
		ékszíjhossz $L_w$		

\* a kísérleteket Z/10 ékszíj profillal és  $i = 1$  áttétellel végeztem.

A szakirodalom az egyes hajtásparaméterek hatását az ékszíjmelegedésre külön-külön vizsgálta. A hajtásjellemzők körében valamennyi paraméter (előfeszítés ( $F_H$ ) - 2.11. ábra, terhelő nyomaték, amely egyenesen arányos a szíjcsúszással az üzemi tartományban ( $M$ ) - 2.9. ábra, szíjhajtogatási frekvencia ( $f$ ) - 2.10. ábra) lineáris jellege miatt kézenfekvő a lineáris modell használata. A szíjtárcsa átmérő  $d$  hatását viszont az egyenes illesztés nem magyarázza. Az általam kidolgozott, 3.2.2. Az ékszíj hőmérséklet-emelkedésének meghatározása c. fejezetben ismertetett mérési módszerrel a lineáris függvénykapcsolatokat igazoltam. Az ékszíj hőmérséklet-emelkedés és a tárcsaátmérő kapcsolatát szintén megvizsgáltam (3. 15. ábra), mivel a szakirodalomban található, jelenség leírására használt regressziós modellek korrelációs együtthatói csak kismértékben térnek el egymástól. Kátai által meghatározott, két legpontosabb függvény formájában (2.12. ábra), valamint egyenes illesztéssel kerestem az ékszíj melegedését leíró modellt.



3.15. ábra A hőmérséklet-emelkedés a tárcsaátmérő függvényében  
(SPA profil;  $d = 90 - 180 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1207 \text{ mm}$ ;  $f = 20 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  
 $a = 321 - 462 \text{ mm}$ )

Az alkalmazott modellek mindegyike megfelelő pontossággal írja le a kapcsolatot, viszont a lineáris illesztés  $d = 200 \text{ mm}$  tárcsaátmérőnél már nem értelmezhető, a hőmérsékletváltozás negatív értéket vesz fel. A megfelelő függvény kiválasztásánál a kellő pontosságú és emellett a legegyszerűbb modellt szem előtt tartva, a 3.5. táblázat alapján az  $y = a + \frac{b}{x}$  matematikai modell mellett döntöttem. A kiválasztott modell alapján az ékszij hőmérsékletét a szíjtárcsa átmérője fordított arányban befolyásolja, azaz minél kisebb az átmérő, annál nagyobb a hőfejlődés.

3.5. táblázat A tárcsaátmérő és az ékszij hőmérséklet-emelkedés kapcsolatát leíró modell konstans értékei, valamint a korrelációs együtthatók

függvény	a	b	$r^2$
$y = a + \frac{b}{x}$	-22,705	5651,13	0,9991
$y = a + \frac{b}{x^2}$	-0,0478	332976,6	0,9871
$y = a + b \cdot x$	67,897	-0,34319	0,9554

A hajtásparaméter vizsgálatához hagyományos kísérleti módszer szerint (One-Factor-at-a-Time) állítottam össze a mérési programot, ahol egyszerre az egyik hajtásparamétert módosítottam a többi hajtásjellemező rögzítése mellett. A mért adatok kvalitatív analízisére többváltozós regressziós modellt állítottam fel az előzőekben meghatározott függvények segítségével. A modell adekvát voltát varianciaanalízis segítségével igazoltam, valamint kiszámoltam a modellben szereplő változók együtthatóinak értékét. Meghatároztam az egyes faktorok súlyát, azaz hogy az egyes hajtásjellemezők a többi független változóhoz mérten mekkora hatást gyakorolnak a függő változóra, vagyis az ékszín hőmérséklet-változására. Az adatok elemzése Statistical Package for Social Science (SPSS) szoftverrel történt.

A kísérleteket Z/10 profilú ékszíjjal, 5 tárcsaátmérővel ( $d = 60; 90; 118; 150; 180 \text{ mm}$ ), 1:1 áttétellel végeztem. A faktorteret a szíjprofilhoz használt, egy általános méretű tárcsaátmérő és annak háromszorosa között határoztam meg. A szabad szíjág hossz rögzített értékével ( $a = 345 \pm 10 \text{ mm}$ ) a különböző hajtásbeállítások azonos rugalmasságát biztosítottam, ez tárcsaátmérőként más-más ékszínhosszt jelentett ( $L_w = 872 \dots 1272 \text{ mm}$ ). A hajtó tengely fordulatszámával ( $n_1 = 675 \dots 2776 \text{ min}^{-1}$ ) a gyakorlatban jellemzően előforduló intervallumhoz igazodva 10 és  $20 \text{ s}^{-1}$  szíjhajtogatósi frekvencia értékeket hoztam létre. Adott tárcsaátmérő, tengelytáv és hajtogatósi frekvencia értéken az ékszínhajtás méretezésével meghatároztam az egyes hajtásbeállítással átvihető nyomaték nagyságát ( $M_N = 3 \dots 18,3 \text{ Nm}$ ) a gyártói tervezési segédlet és adatok alapján. Kísérleteket az adott beállításokra kiszámolt nyomatékkal, illetve teljesítmény átvitel nélkül hajtottam végre, ezzel a különböző kísérleti beállítások azonos terhelését biztosítottam. A különböző kísérleti beállításoknál az előfeszítés értékét szintén a hajtás méretezéséből határoztam meg ( $F_{HN} = 104 \dots 190 \text{ N}$ ), annak 50, 100 és 150%-át állítottam be. A gyakorlatban a szíjhajtások paramétereinek közül az előfeszítést a legnehezebb pontosan beállítani, ezért a széles tartomány felvétele indokolt. A 3.6. táblázat a kísérleti faktorok szintjeit és a faktorteret mutatja be.

3.6. táblázat Kísérleti faktorok értékei és faktorszintek

Kísérleti faktorok	Mértékegység	faktorszintek	Alsóhatár	Felsőhatár
Szíjtárcsa átmérő $d$	$\text{mm}$	5	60	180
Szíjhajtogatósi frekvenciája $f$	$\text{s}^{-1}$	2	10	20
Nyomaték $M$	$\text{Nm}$	2	0	$M_N^*$
Előfeszítés $F_H$	$\text{N}$	3	$0,5 \cdot F_{HN}^{**}$	$1,5 \cdot F_{HN}^{**}$

\* $M_N$  az adott beállításra meghatározott terhelés,

\*\* $F_{HN}$  az adott beállításra meghatározott előfeszítés.

Az ékszínhajtás beállításokat normál üzemi állapotban, a hajtás tényleges csúszását (túlterhelését) elkerülve vizsgáltam. Ehhez a kísérletek során folyamatosan mértem az egész hajtásrendszerre nézett csúszást. Túlterhelés a csökkentett előfeszítés esetén, két kísérleti beállításnál állt fenn, azokat a kiértékelés során figyelmen kívül hagytam. Terhelés nélküli

beállításoknál az előfeszítő erő hatása nem volt megfigyelhető, így a további értékelésben nem szerepelnek. A méréseket háromszoros ismétléssel végeztem. A kísérleti beállítások, csúszás ( $s$ ) és hőmérséklet-emelkedés ( $\Delta T$ ) értékek a 3.7. táblázatban láthatók.

3.7. táblázat Kísérleti mátrix

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1. faktor	$d$ [mm]	180	180	180	180	180	180	150	150	150	150
2. faktor	$f$ [ $s^{-1}$ ]	20	20	20	10	10	10	20	20	20	10
3. faktor	$M$ [ $x \cdot M_N$ ]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
4. faktor	$F_H$ [ $x \cdot F_{HN}$ ]	1	1,5	0,5	1	1,5	0,5	1	1,5	0,5	1
csúszás	$s$ [%]	0,35	0,31	0,41	0,38	0,35	0,45	0,39	0,35	0,64	0,53
hőmérséklet-emelkedés	$\Delta T$ [ $^{\circ}C$ ]	6,2	6,4	6,2	4,1	4,6	4,1	8,5	8,7	8,7	6,1

3.7. táblázat folytatása

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
150	150	118	118	118	118	118	118	90	90	90	90	90	90	60
10	10	20	20	20	10	10	10	20	20	20	10	10	10	20
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1,5	0,5	1	1,5	0,5	1	1,5	0,5	1	1,5	0,5	1	1,5	0,5	1
0,41	0,83	0,73	0,64	1,19	0,96	0,75	1,24	1,02	0,81	1,55	1,18	0,95	1,83	1,64
6,1	6,1	16,2	15,8	17,2	10,2	11,2	11,1	23,9	22,9	24,6	16,3	16,4	18,3	36,1

3.7. táblázat folytatása

26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
60	60	60	60	60	180	180	150	150	118	118	90	90	60	60
20	20	10	10	10	20	10	20	10	20	10	20	10	20	10
1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1,5	0,5	1	1,5	0,5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1,36	2,94	2,05	1,67	4,18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
36,6	40,2*	28,2	28,5	32,6*	5,3	4,2	7,3	5,4	9,7	6,7	16,5	10,9	32,9	25,7

\* kiértékelés során figyelmen kívül hagyott mérési beállítás

### 3.5. Az ékszij relatív mozgásának vizsgálata

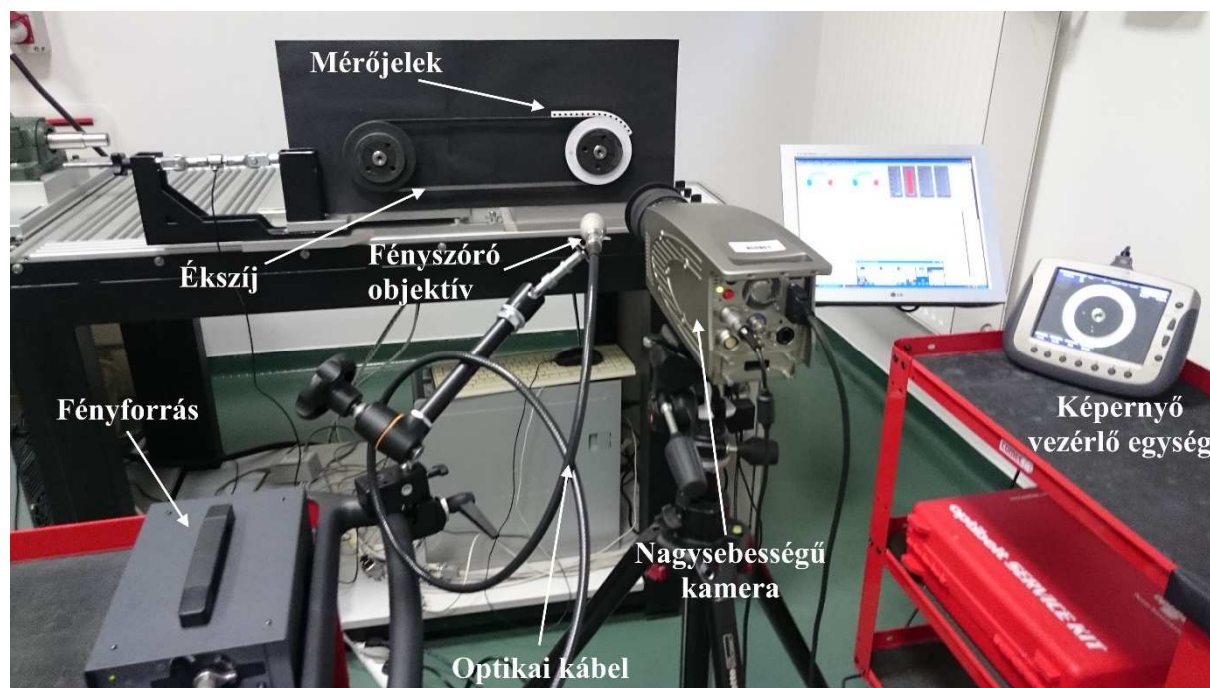
Az ékszijhajtás teljesítmény-átvitele során jelentkező mozgásvesztések eredménye a hajtott tengely elméletinél kisebb szögsebessége. Az egész rendszerre nézett csúszás értéke a hajtás be- és kimenő fordulatszámából közvetlenül megállapítható, viszont a veszteség kialakulására nem kapunk magyarázatot. A relatív mozgások megfigyelését üzemi fordulatszámon nagymértékben megnehezíti a folyamat gyors lezajlása. 1000  $\text{min}^{-1}$  fordulatonál és  $180^{\circ}$  átfogási szög esetén az ékszij egy pontja 30 ms ideig tartózkodik a szíjtárcsán. A gyors folyamatok lassított megfigyelésére alkalmas ún. nagysebességű kamera segítségével elemezhetők ezek a



rövid idő alatt lejátszódó folyamatok. A nagy sebesség a képkockák egymás utáni nagy sebességű rögzítését, azaz a másodpercenkénti felvételszám magas értékét jelenti. A hagyományos képrögzítés során a felvett képek száma másodpercenként 25 - 30 db. A nagy sebességű kamera rögzítési sebessége több tíz, százezer, vagy akár több millió kép/s (F. Dömötör, 2011).

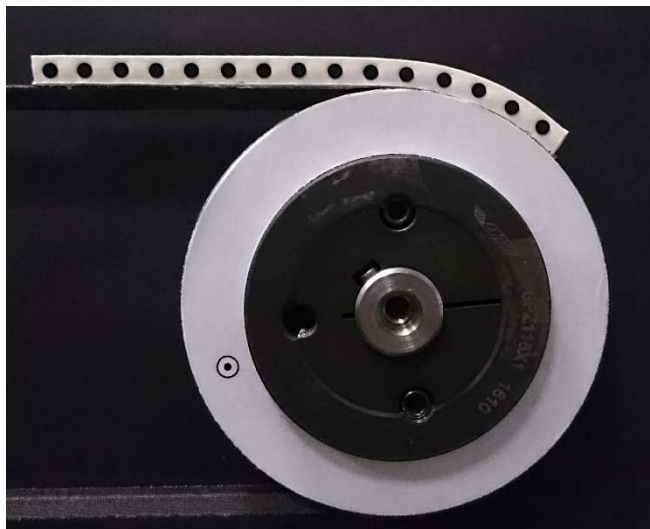
#### 3.5.1. A relatív mozgás vizsgálatok kísérleti eszközei

A vizsgálati módszer kidolgozása során a 3.1. fejezetben bemutatott tesztberendezést és Olympus i-SPEED TR típusú kamerát használtam. A kísérleti elrendezést a 3.16. ábra mutatja. A nagysebességű felvételeknél nem használható a hálózati árammal működő, 50 Hz frekvenciával felvillanó lámpa, ezért egy speciális fényforrást alkalmaztam, amellyel konstans fényt lehet előállítani. A képérzékelő szenzort (CMOS) a tárcsa síkjával párhuzamosan, azaz a kamera objektívét a tengelyvonalba állítottam be azért, hogy elkerüljem a parallaxis hibát. A készülék használatát segíti a képernyő vezérlő egység, amely a valós képet jeleníti meg.



3.16. ábra Relatív mozgás vizsgálatok kísérleti elrendezése

A relatív mozgások megfigyelésére a hajtás elemeit (ékszíjtárcsát, ékszíjat) jellel láttam el, amelyek mozgáspályája leírja a gépelemek mozgását. A megfelelő mérőjel létrehozását számos kísérlet után optimáltam. A szíjtárcsára rögzített jelet a tárcsa homlokfelületére ragasztott, öntapadó papírra kiserkesztett körben elhelyezett pont alkotja.



3.17. ábra Mérési pontok a szíjtárcsán és ékszíjon

Az ékszíjra rögzített mérőpont kialakítását több körülmény is nehezíti. A rugalmas gépelem a mozgása során egyrészt nagy frekvenciával hajlítódik és deformálódik. Másfelől a szíj oldalfelülete a kapcsolódás során takarásban van, így a mérőjelet a szíjprofilon kívül kell elhelyezni. A mérőjel kialakításakor a szíj felső alkotójára egy rugalmas elemet (habosított szilikon szalagot) ragasztottam, amelyen már láthatóvá válik a mérőpont. A szíjtárcsa ékhornyának alak- és mérethibái befolyásolják a mérés eredményét, ezért az ékszíj relatív mozgását a tárcsahorony egy kellően szűk kerületén figyeltem meg, azaz a tárcsára rögzített jel körül  $15^\circ$ -os szögterületben. Az ékszíjat viszont több mérőponttal kellett ellátnom (3.17. ábra) ahhoz, hogy nagyobb valószínűséggel essen jel a mérési területre. Ezáltal a szíjprofil alak- és mérethibáinak hatását a relatív mozgásokra nem lehet teljesen kizárni a kísérleteknél, azokat a kiértékelés során vettem figyelembe.

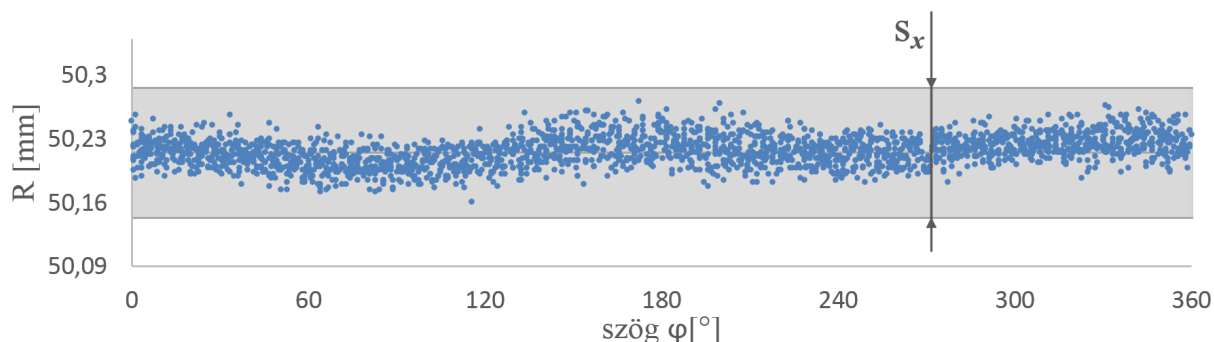


3.18. ábra Ékszíjon kialakított mérési pontok, és pozícionálása

A képfeldolgozás során a lekövetendő jel alakja és körvonala nem változhat a szalag deformációja közben, ugyanakkor az ékszíjjal együtt kell mozognia, nem befolyásolhatja a mozgását. Az ékszíj mérési pontjait, „csapokkal jelölve” fekete színű műanyagból (POM) forgácsoltam ki, amelyeket az ékszíj felső oldalára ragasztott habosított szilikon szalagba ágyaztam (3.18. ábra). A csapok pozíciója CNC szerszám gép segítségével lett beállítva, ezzel törekedve a jelek pontos osztására és az ékszíjtől azonos távolságra történő elhelyezésükre.

## 3.5.2. A kísérleti módszer hibájának meghatározása

A kísérleti módszer pontosságát a tárcsa mérőjelének körtől való eltérése adja meg. A 3.19. ábra a tárcsajel polárkoordinátáit ábrázolja Descartes-féle koordinátarendszerben. A mérési hibát a kamera felbontása okozza. A kalibrálás során 7 pixel esik 1 mm-re, ebből adódik 1/7 mm hiba ( $s_x = 0,143 \text{ mm}$ ). Az ábrán látható, hogy a hibasávon belül helyezkednek el a tárcsa mérőjelének sugárkoordinátái.



3.19. ábra Szíjtárcsa mérőjelének sugárkoordinátái

A mérési pont által befutott kör sugarának várható értéke  $r_{tj} = 50,217 \text{ mm}$ , mérőjel által befutott sugár relatív hibája:

$$\delta_{rt} = \frac{s_x}{r_{tj}} \cdot 100 = 0,28\%. \quad (3.10)$$

Annak érdekében, hogy az ékszíjon rögzített mérőjel milyen mértékben befolyásolja a vizsgált jelenséget, elemeztem a feltételezett zavaróhatásokat. A kialakított jelrendszer tömegerejéből és a szalag kontrakciójából fordulhat elő hiba az ékszíz relatív mozgásának vizsgálata során. Első lépésben meghatároztam a habosított szilikon szalag egyes anyagjellemzőit, valamint a szalag és a mérőcsapok tömegét. Az ékszíz mérőjeleként használt műanyag csap tömege  $m_{cs} = 0,054 \text{ g}$ , a habosított szilikon szalag tömege  $m_{si} = 3,42 \text{ g}$ . Az alkalmazott mérőjelrendszer centripetális gyorsulásából származó tömegező:

$$C_{jel} = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot \frac{v^2}{r} = (m_{si} + z \cdot m_{cs}) \cdot \frac{v_{sz}^2}{\frac{d}{2}} = 2,2182 \text{ N}, \quad (3.11)$$

ahol:

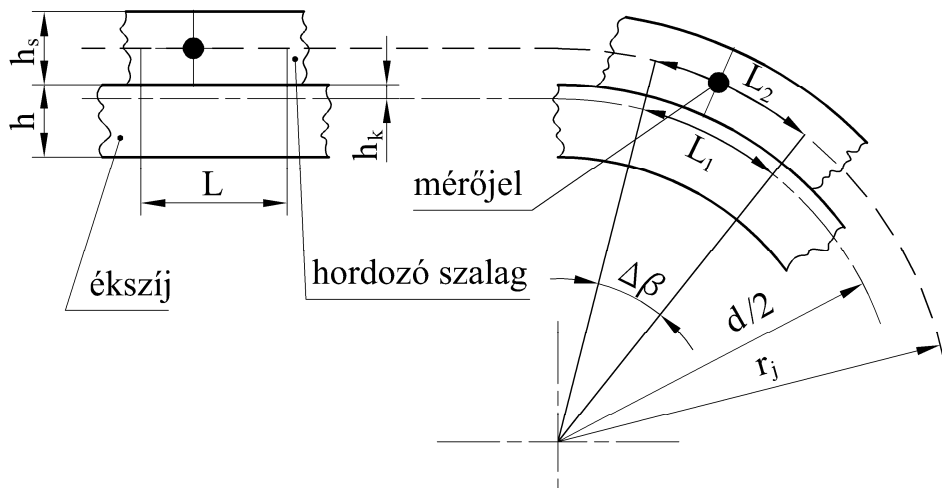
$z$  - a mérőcsapok száma ( $z = 11 \text{ db}$ ),

$v_{sz}$  - az ékszíz sebessége ( $v_{sz} = 5,71 \text{ m/s}$ ),

$d$  - az ékszíjtárcsa névleges átmérője ( $d = 118 \text{ mm}$ ).

A forgómozgásba kerülő, ékszíjra felragasztott szilikon szalag és a mérőjelek tömegéből származó centrifugális erő nagyságrendekkel kisebb, mint az üzemszerűen kialakuló, szíjrelemre ható erők, így a tömegezők hatása a szíjmozgásra elhanyagolható. Hasonlóan a tömegezők, amelyek a habosított szalagba beágyazott csapokon jelentkeznek elhanyagolhatóan kicsik, ezáltal sugár irányban a centripetális erő hatására nem mozdulnak el a hordozó szalagban. A megállapításomat a felvételek is alátámasztják.

A teherviselő kordszál és az ékszíz hajlításának semleges szála a hajlítás során egybeesik, mivel a rugalmassági modulusa több nagyságrenddel nagyobb, mint a gumi magkeveréké. Az ékszíz kordszála megközelítőleg a szíjtárcsa névleges átmérőjén fut. A 3.20. ábra szerint feltételezem, hogy az egyenes szíjágón kijelölt  $L$  hossz megegyezik a tárcsa névleges sugarán kijelölt  $L_1$  ívhosszal. A habosított szalag középső szála, ahol a mérőcsapok helyezkednek el, viszont  $L_2$  hosszra megnő.



3.20. ábra A habosított szilikon szalag kontrakciójából eredő, mérőjel sugár változásának meghatározása

Az ábra alapján kijelölt szakaszok hossza:

$$L = L_1 = \frac{d}{2} \cdot \Delta\beta, \quad L_2 = \left( \frac{d}{2} + h_k + \frac{h_s}{2} \right) \cdot \Delta\beta. \quad (3.12)$$

A habosított szalag középszálának hosszirányú fajlagos nyúlása:

$$\varepsilon_s = \frac{\Delta L}{L} = \frac{L_2 - L_1}{L_1} = \frac{\left( \frac{d}{2} + h_k + \frac{h_s}{2} \right) \cdot \Delta\beta - \frac{d}{2} \cdot \Delta\beta}{\frac{d}{2} \cdot \Delta\beta} = \frac{h_k + \frac{h_s}{2}}{\frac{d}{2}} = 0,0763, \quad (3.13)$$

ahol:

$h_s$  - a habosított szilikon szalag vastagsága ( $h_s = 6 \text{ mm}$ ),

$r_j$  - az ékszíz mérőjelének befutott sugara,

$h_k$  - az ékszíz kordszálának elhelyezkedése a szíz felső élétől ( $h_k = 1,5 \text{ mm}$ ).

A mérőcsapokat hordozó szalag poisson tényezője Instron 5965 típusú szakítógépen lett meghatározva,  $10 \text{ mm/min}$  terhelési sebesség mellett. A habosított szalag kontrakciójából származó, mérőjelek sugárirányú elmozdulása:

$$\Delta r = \varepsilon_{ker} \cdot \frac{h_s}{2} = -\nu \cdot \varepsilon_s \cdot \frac{h_s}{2} = -0,0641 \text{ mm}, \quad (3.14)$$

$$\varepsilon_{ker} = -\nu \cdot \varepsilon_s, \quad (3.15)$$

ahol:

$\nu$  - a habosított szilikon szalag poisson tényezője ( $\nu = 0,28$ ).

Az ékszíj mérőjele által befutott sugár relatív hibája:

$$\delta_{rsz} = \frac{\Delta r}{r_j} \cdot 100 = 0,1\%, \quad (3.16)$$

ahol

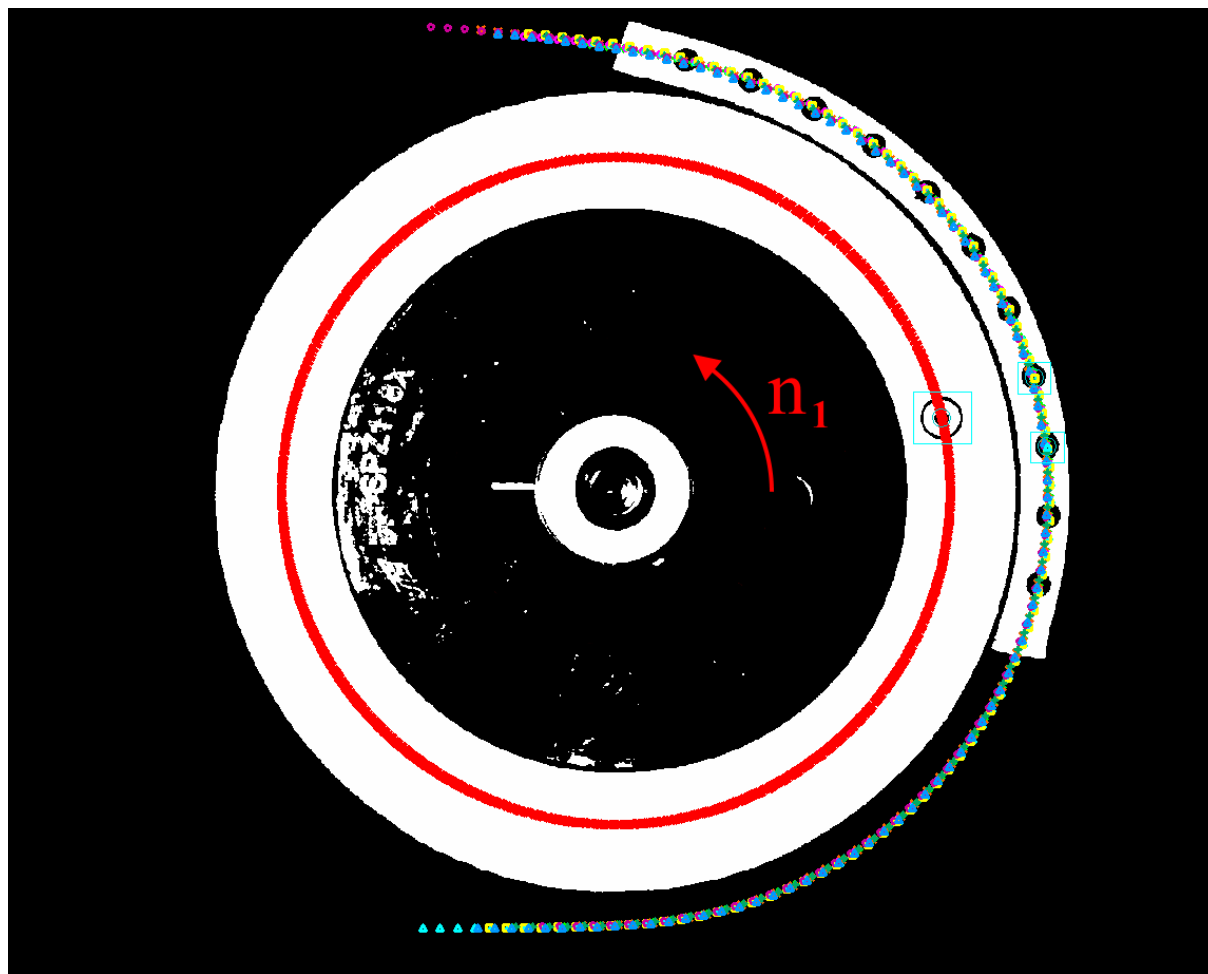
$$r_j = \frac{d}{2} + h_k + \frac{h_s}{2} = 63,5 \text{ mm}. \quad (3.17)$$

A habosított szilikon szalag kontrakciójából a mérőjel sugarának csökkenése 0,1 % relatív hibát eredményez. Az anyagjellemzők vizsgálatokor alkalmazott terhelési sebesség nagyságrendekkel kisebb, mint ami a kísérlet során éri a mérőjeleket hordozó szalagot. A fenti megközelítéssel meghatározott deformáció a kísérleti körülmények között vélhetően kisebb lesz, mivel az elasztomerek anyagjellemzőit nagymértékben befolyásolja az igénybevétel sebessége. A vizsgált tömegeterő és kontrakció zavaróhatása egymással ellentétes, így azok gyengítik egymást.

### 3.5.3. Relatív mozgások mérése és adatok kiértékelése

Az ékszíj relatív mozgásaival kapcsolatos mérések során Z/10 profilú,  $L_w = 1142 \text{ mm}$  névleges hosszú ékszíjat, és  $d = 118 \text{ mm}$  átmérőjű szíjtárcsákat használtam 1:1 áttétellel. A szíjhajtást üresjáratban és a beállításra jellemző névleges terhelése mellett vizsgáltam, amelynek értékét rögzített  $f = 10 \text{ Hz}$  szíjhajtogatósi frekvencia mellett határoztam meg a gyártókatalógus adatai alapján. A hajtó tengely fordulatszáma  $n_1 = 924 \text{ min}^{-1}$ , és az ékszíj sebessége  $v_{sz} = 5,71 \text{ m/s}$  értékre adódott. A kísérleteknél 2000 kép/s rögzítési sebességgel készítettem HD felbontású felvételt, amely során a kamera 4 GB méretű belső tárhelye 1,2235 másodperc alatt telt meg. Ez idő alatt, egy kísérleti beállítás felvételén az ékszíj mérőjelei legalább négy alkalommal estek a szíjtárcsa mérési tartományába, amelyben egyszerre az ékszíj két mérőpontjának koordinátáját hoztam létre. A mérések háromszoros ismétlésével  $3 \cdot 4 \cdot 2 = 24$  adatsor áll rendelkezésre kísérleti beállításoként. Az ékszíj szíjtárcsához viszonyított mozgását két komponensre – sugár- és érintőirányú összetevőre – bontva vizsgáltam a szíjtárcsa átfogása mentén. A mérőpontok által leírt mozgáspályát a kamerához tartozó, i-SPEED Control Pro képfeldolgozó szoftver segítségével határoztam meg (3.21. ábra).

A kijelölt objektum lekövetéséhez szükséges a rögzített képek korrekciója, amely során a színes felvételeket először szürke színárnyalatúvá konvertáltam át. Ezt követően a vizsgált jelek kihangsúlyozására a szürkeképekből két színből álló, fekete-fehér képkockákat állítottam elő. Ezzel információvesztés nélkül elkülönítettem a mérőpontokat (pixelhalmazokat) a háttértől. A következő képelemzési műveletben kalibráltam a felvételen szereplő tárgy méretét és létrehoztam egy általános koordinátarendszert. A szoftver beépített algoritmus a kézzel kiválasztott objektum koordinátáit létrehozza a felvétel kijelölt szakaszán. A koordináta adatokat Excel táblázatkezelő által támogatott fájlformátumba konvertáltam át.



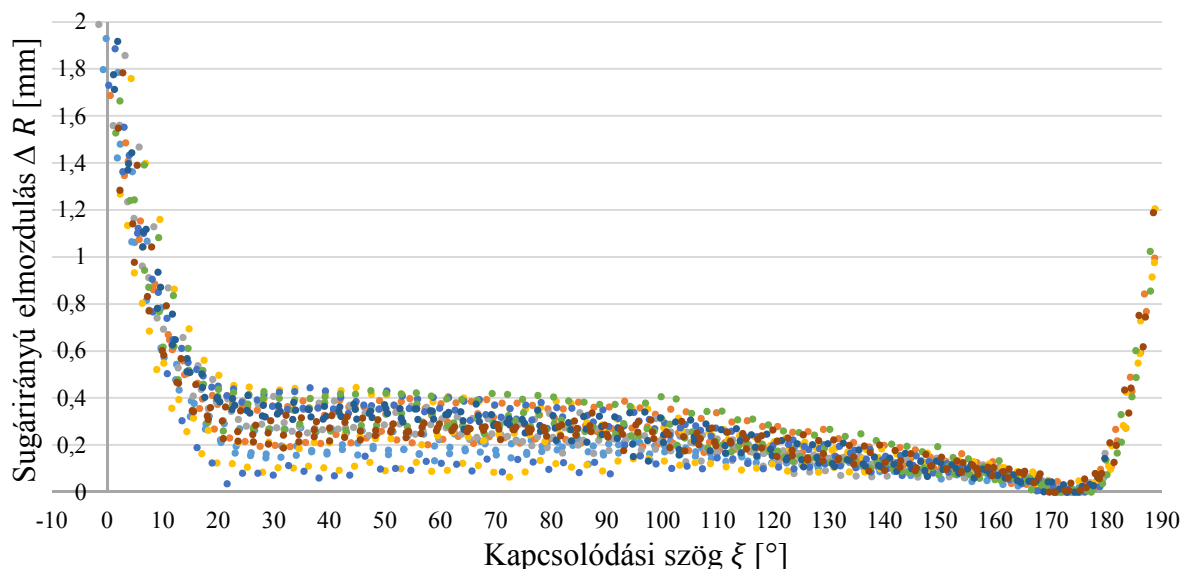
3.21. ábra A szíjtárcsa és az ékszíj mérési pontjainak képfeldolgozása a hajtó oldalon  
*(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ ;  $s = 2,32 \%$ )*

A lekövetett mérőjelek koordinátaadatai egy általános helyzetű Descartes-féle derékszögű koordináta rendszerben állnak elő a képfeldolgozás során. Az ékszíj koordinátáit forgásközéppontban elhelyezett polárkoordináta-rendszerbe kell transzformálni ahhoz, hogy az érintő- és sugárirányú relatív mozgásokat meg lehessen határozni. A forgásközéppont pontos meghatározása kulcsfontosságú feladat, amelyhez a tárcsa körmozgását használok fel. A szíjtárcsa egy tetszőleges pontja szabályos körpályát ír le a valós forgástengely körül, ezáltal meghatározható a mozgások középpontja. Egy adott kísérleti beállítás felvételéből a szíjtárcsa mérőpontjának 2447 darab koordinátája áll rendelkezésre. A jelek által leírt kör középpontját az adatokból származtatott kör egyenletéből, célérték-kereséssel határoztam meg. Ezt követően a mérőjelek összes koordinátáját egy forgástengely pólusú polárkoordináta-rendszerbe transzformáltam. A poláris koordinátákból már létrehozható az ékszíj tárcsához viszonyított sugárirányú mozgása, és szöghelyzet-eltérése.

A kísérletek során meghatározott relatív mozgások az ékszíj felső oldalának mozgását írják le a szíjtárcsa hornyában a hajtás üzemi fordulatszámán. Az ékhoronyban történő szíjmozgások ábrázolása érdekében bevezetem a kapcsolódási szöget  $\xi$ , amelyet a geometriai átfogás szögtartományán értelmezek. A  $\xi = 0^\circ$  kapcsolódási szög a geometriai átfogás kezdete, ahonnan elkezdődik az ékszíj belépése a szíjtárcsa hornyába. Az  $i = 1$  áttétel esetén  $\xi = 180^\circ$



pedig az átfogás vége, ahol már az ékszíz elhagyja a tárcsát. Ez mind a hajtó, mind pedig a hajtott tárcsa esetén így értelmezendő.



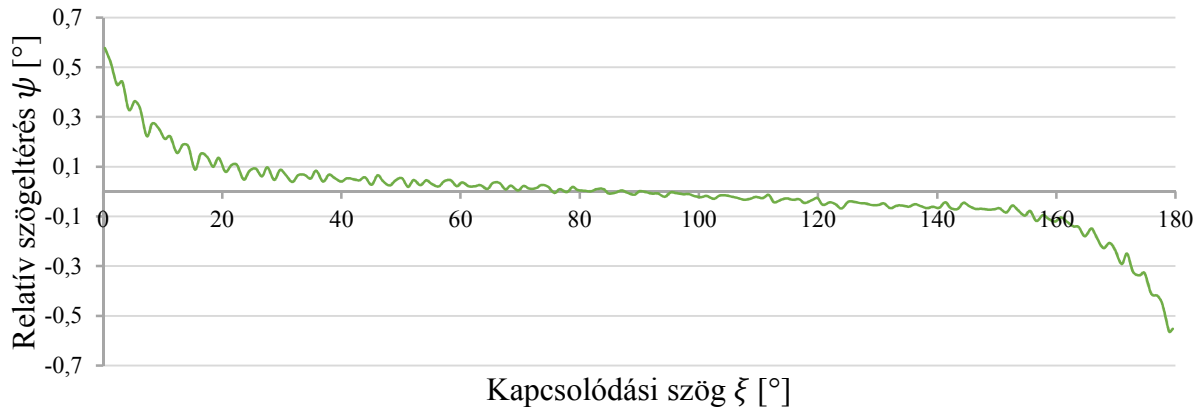
3.22. ábra Az ékszíz sugárirányú relatív mozgása a hajtott tárcsán  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ ;  $s = 2,32 \%$ )

Az ékszíz sugárirányú elmozdulása a szíjtárcsa hornyában  $\Delta R$  nem egy határozott pályagörbét ír le (3.22. ábra). A rugalmas ékszíz tárcsahoronyba történő beékelődését a szíjágak lengése befolyásolja. A lengések következtében más-más átmérőn megy végbe a szíjfelfutás, amely az átfogás mentén hatással van az ékszíz tárcsahoronyban elfoglalt helyzetére. A hajtott szíjtárcsán a szíjfelfutás szakasza a laza szíjágból indul, amelyen a feszes szíjághoz képest fokozottabb lengések ébrednek. A szíjfelfutás tényleges kezdete előtt a szíjban megnövekvő húzófeszültség hatására az ékszíz határozottan elfoglalja helyét a horonyban, majd a geometriai átfogás vége előtt elkezdődik a kilépési folyamat. A geometriai átfogáson kívül eső mérési adatokat nem veszem figyelembe az adatfeldolgozás során, mert azokon a szakaszokon nincs kapcsolat az ékszíz és a szíjtárcsa között. A további kiértékeléseknél az ismétlések során kapott koordináta adatsorok átlagát veszem, így megkapom azt a pályagörbét, amelyen a legnagyobb valószínűséggel mozog az ékszíz.

Az érintőirányú relatív mozgások elemzésére bevezetem a relatív szögeltérést  $\psi$ , amely az ékszíz pillanatnyi szöghelyzet-eltérését adja meg a szíjtárcsához viszonyítva:

$$\psi_i = \varphi_{i_{\text{tárcsa}}} - \varphi_{i_{\text{ékszíz}}} \quad (3.18)$$

A pozitív relatív szögeltérés a szíjtárcsa szögsebességével egyező irányú, azaz a szíj egy adott pontja a tárcsa forgó koordináta-rendszeréhez képest „előrébb” került. Ha a relatív szögeltérés negatív, akkor az ékszíz lemaradt a tárcsához képest. Az ékszíz szögeltérését a 3.23. ábra mutatja a hajtás üresjáratában. Az ékszíz fel-, illetve lefutása nagymértékű sugárirányú és érintőirányú relatív mozgásokból tevődik össze. A belépési szakasz relatív szögeltérését a szíj egyenes állapotából kényszerített, görbült helyzetbe kerülése során fellépő deformáció idézi elő. Hasonlóan az ékszíz kilépésekor is lejátszódik a folyamat. Az átfogás középső részén nem figyelhető meg számottevő tangenciális mozgás az azonos szíjágerek miatt.



3.23. ábra A hajtás terheletlen állapotában mért érintőirányú relatív mozgások a kapcsolódási szög függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ ;  $s = 0,084 \text{ ‰}$ )

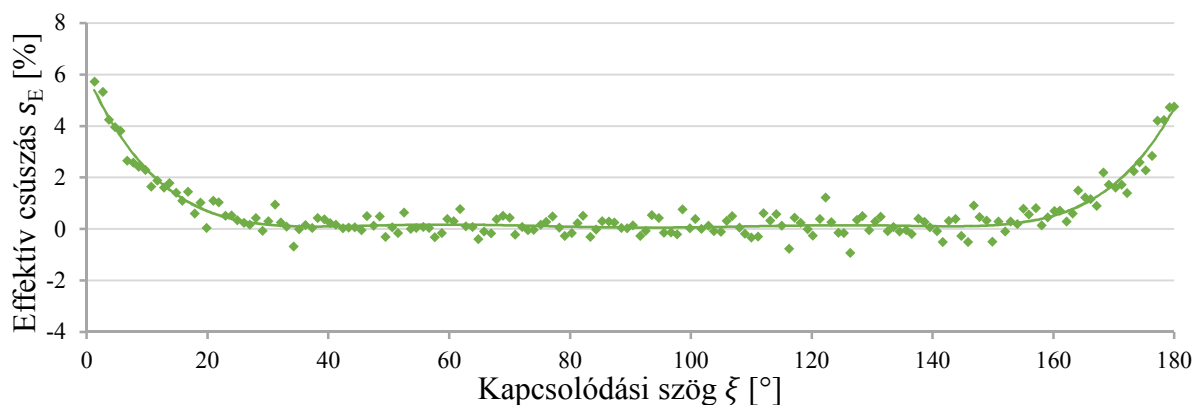
Az effektív csúszás értelmezésével ( $s_E$ ) meghatároztam a pillanatnyi érintőirányú szíjcsúszást a szíjtárcsa egy tetszőleges pontján, illetve annak változását az átfogás mentén:

$$s_E = \frac{\omega_{i_{\text{tárcsa}}} - \omega_{i_{\text{ékszíj}}}}{\omega_{i_{\text{tárcsa}}}} \cdot 100 \text{ [%]}, \quad (3.19)$$

ahol

$$\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt}. \quad (3.20)$$

Az effektív csúszás segítségével meghatározható, hogy az ékszíjhajtás mozgásvesztése miként tevődik össze a hajtásban résztvevő szíjtárcsákon. Hasonlóan a relatív szögeltéréshez a szíj fel-, illetve a lefutás szakaszán nagymértékű effektív csúszás figyelhető meg a hajtás teljesítmény-átvitel nélkül is (3.24. ábra). Az effektív csúszásérték ingadozását a dinamikus hatások és az akadozó csúszás idézi elő.



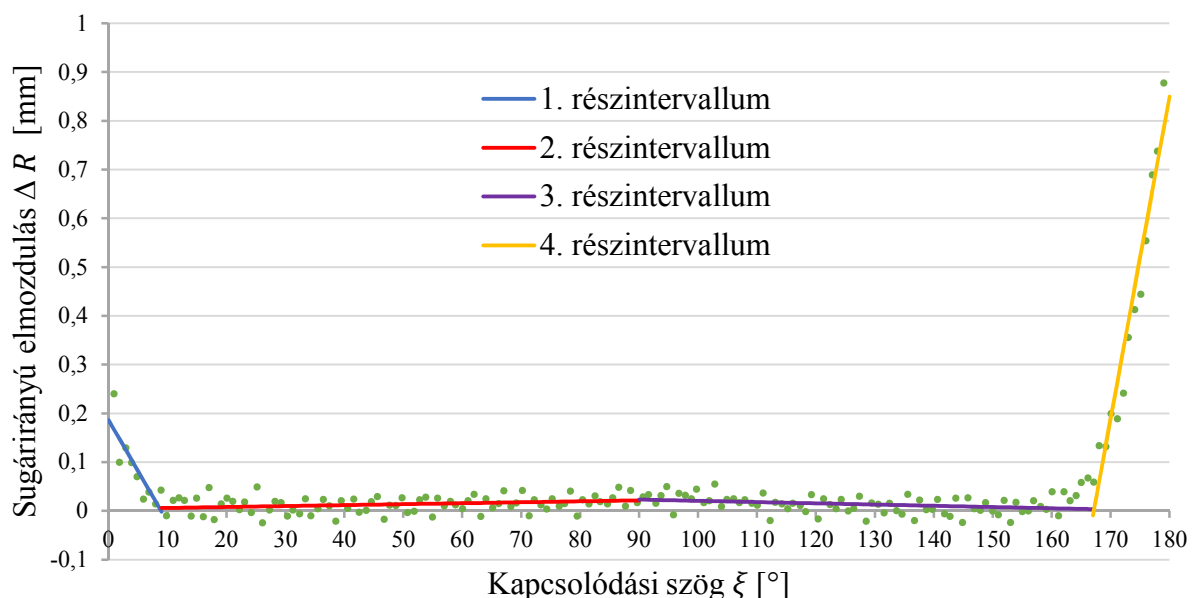
3.24. ábra A hajtás terheletlen állapotában mért effektív szögcsúszás a kapcsolódási szög függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ ;  $s = 0,084 \text{ ‰}$ )



## 3.5.4. Az ékszíz relatív mozgásának tartományokra bontása

Az ékszíz és szíjtárcsa kapcsolódása az átfogás mentén tartományokra osztható, ezáltal könnyebben értelmezhető a szíjhajtás működése. Az ékszíz fel-, illetve lefutás tartományát a sugárirányú relatív elmozdulás által leírt pályagörbe töréspontjai alapján határoztam meg. A mérési adatokat az átfogás közepén ( $\xi = 90^\circ$ ) szétválasztva külön-külön kezeltem. A szétválasztott adathalmazok további részintervallumokra bontásával határoztam meg a mozgástartományok határait. A sugárirányú relatív mozgás értékeket, valamint a részintervallumok regresszióját a 3.25. ábra mutatja.



3.25. ábra A hajtó szíjtárcsán mért sugárirányú relatív mozgások és részintervallumok regressziója

$$(Z/10 \text{ profil}; d = 118 \text{ mm}; i = 1; L_w = 1142 \text{ mm}; f = 10 \text{ s}^{-1}; M_1 = 10,7 \text{ Nm}; \\ F_H = 190 \text{ N}; a = 386 \text{ mm}, x = 0,6 \text{ mm})$$

A részintervallumok határait változtatva egyeneseket illesztettem a mérési adatokra. A mozgástartományok meghatározásakor egy becsült határértékből indultam ki, majd a két regressziós egyenes tartományát a megbecsült határtól  $\pm 3^\circ$ -os szakaszon változtattam. A részintervallumok mozgó határai által definiált területeken kiszámoltam a regresszió korrelációs együtthatóit. Az illesztések optimumában létrehoztam a regressziós egyeneseket. A mozgástartományok határait a részintervallumokra illesztett egyenesek metszéspontjainál értelmeztem.

## 4. EREDMÉNYEK

Az értekezésem e fejezetében bemutatom a kutatómunkám során elért új tudományos eredményeket, amelyek a mezőgazdasági gyakorlatban használt ékszíjhajtások működésének megértésében és hatásfok optimalálásában nyújtanak segítséget.

### 4.1. Ékszíjhajtás teljesítményvesztését befolyásoló hajtásjellemzők

Az ékszíjhajtások tervezésénél a hajtott gépegység teljesítményigényét, geometriai és kinematikai paramétereit veszik alapul a mérnökök, amelyet a hajtással megváltoztatva az erőforrás hajtásjellemzőihez igazítanak. A teljesítmény-átvitel több szíjhajtás konstrukcióval is megoldható, így a tervezőre hárul az a feladat, hogy különböző szempontokat figyelembe véve határozza meg az optimálisnak tekinthető hajtáskialakítást. Az ékszíjhajtások teljesítményvesztését befolyásoló hajtásjellemzők vizsgálata segítséget nyújthat az optimális ékszíjhajtás tervezésében.

#### 4.1.1. A hőmérséklet-emelkedés vizsgálat eredménye

Az ékszíz hőmérsékletének emelkedése, azaz a kiindulási és a telítődési hőmérséklet különbség segítségével meghatároztam a nyomatékvesztést befolyásoló faktorokat a hajtásparaméterek körében. Az ékszíz hőmérséklet-emelkedés leírásához a 3.4. táblázatban meghatározott faktorok ismert függvényeivel létrehoztam a regressziós modellt:

$$\Delta T = a_0 + \frac{a_1}{d} + a_2 \cdot f + a_3 \cdot M + a_4 \cdot F_H, \quad (4.1)$$

ahol a  $a_0$  [°C];  $a_1$  [°C · mm];  $a_2$  [°C/Hz];  $a_3$  [°C/Nm];  $a_4$  [°C/N] a függvény konstansok.

A varianciaanalízis segítségével képet kaphatunk arról, hogy a felállított modellünk érvényes-e, továbbá az is láthatóvá válik, hogy az egyes független változók a függő változó varianciájának mekkora részét magyarázzák meg (varianciaanalízis a 3-as mellékletben található). Ha a modellre alkalmazott varianciaanalízis eredményeként a szignifikancia-szint magas ( $p > 0,05$ ), akkor a modell nem alkalmazható a jelenség kvantitatív leírására. Hasonlóan, ha valamelyik független változó együtthatójára kapott szignifikancia-szint magas, akkor az adott független változó hatása a függő változóra statisztikailag nem szignifikáns. Az alábbi táblázatban összefoglalom a varianciaanalízis eredményét.

4.1. táblázat A  $\Delta T$  varianciatáblázata

	Négyzetösszeg	Szabadságfok	közepes négyzet	F/T-érték	p
modell	3574,22	37	1158,16	394,75	<0,001
$1/d$	3152,84	4	788,21	29,824	<0,001
$f$	211,43	1	211,43	8,489	<0,001
$M$	129,39	2	64,67	6,228	<0,001
$F_H$	2,43	2	1,22	-0,423	0,675
maradék	99,75	34	3,99		

A 4.1. táblázat alapján látható, hogy a modell F értéke szignifikáns, tehát modellünk érvényes. Az előfeszítő erőn kívül mindegyik független változó együtthatója szignifikánsan különbözik

## 4. Eredmények

0-tól. A vizsgált faktorokkal a modell illeszkedésének jósága, azaz hogy a modell az összes variancia hányadrészét magyarázza meg,  $R^2 = 0,970$  értékre adódott. A magas korreláció miatt nem számolok a faktorok keresztthatásaival.

A 4.2. táblázatban az egyes paraméterek kapcsolatát vizsgálom a regressziós modellben, ahol a standardizált regressziós koefficiens lehetővé teszi a faktorok korrekt összehasonlíthatóságát. A Beta érték megmutatja, hogy a független változó mekkora hatást gyakorol a függő változóra. A tárcsa átmérőjének nagysága, illetve annak reciproka befolyásolja a legnagyobb mértékben a szíj melegedését. A hajtogatás frekvencia és a terhelés hatása közel azonos, ugyanakkor kisebb befolyással bír, mint a tárcsaátmérő.

4.2. táblázat A paraméterek korrelációja a regressziós modellben

modell	együttható	Standardizált regressziós koefficiens Beta	t	p
konstans	-17,100		-14,973	<0,001
$1/d$	2317,476	0,888	29,824	<0,001
$f$	0,472	0,243	8,489	<0,001
$M$	4,430	0,185	6,228	<0,001

A 4.2. táblázat alapján az együtthatók konkrét értékeit beírva, a modell:

$$\Delta T = -17,1 + \frac{2317,476}{d} + 0,472 \cdot f + 4,430 \cdot M. \quad (4.2)$$

A modell helyességének ellenőrzésére további méréseket végeztem, ahol tetszőlegesen választottam meg a hajtásparaméterek értékeit, valamint a vizsgálati határ szélső értékeit használtam fel. A visszaigazolókísérletek azt mutatják, hogy a hőmérséklet-változás becsült és mért értékeinek relatív különbsége kisebb, mint 5 %, azaz a modell elfogadhatóan pontos (4.3. táblázat).

4.3. táblázat A modell ellenőrzésének vizsgálati eredményei

	Szíjtárcsa átmérő $d$ [mm]	Hajtogatási frekvencia $f$ [ $s^{-1}$ ]	Fékezőnyomaték $M$ [Nm]	Előfeszítés $F_H$ [N]	Mért érték $\Delta T$ [°C]	Számolt érték $\Delta T$ [°C]	Relatív különbség [%]
1	118	20	$0,5 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	13,7	14,19	3,6
2	180	20	$1/3 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	6,4	6,69	4,6
3	118	15	$0 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	9,5	9,62	1,3
4	150	20	$1/3 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	8,8	9,27	4,7
5	60	15	$0 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	28,5	28,60	0,2
6	60	20	$1 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	36,1	35,39	2
7	180	20	$0 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	5,3	5,21	1,6

Az ékszíj hőmérséklet-emelkedésének vizsgálatával a hőfejlődés kialakulására ugyancsak lehet következtetni. A nyomatékvesztés jelentős része a viszkoelasztikus vonóelem ismétlődő

hajlítása során keletkezik, amely a szíj hajtogatásának sugarával fordított, a gyakoriságával pedig egyenes arányban áll. A kerületi erő átadásakor kialakuló súrlódási veszteség egy része szintén hő formájában jelenik meg, amelyet a terhelés nagyságának befolyása igazol. Az ékszíj és szíjtárcsa erőzáró kapcsolatánál a hőfejlődés mellett mozgásveszteség is kialakul, amelyre további vizsgálatokat végeztem.

#### 4.1.2. A szíjcsúszás vizsgálat eredménye

A hajtásparaméter vizsgálatoknál a szíjhőmérséklet mellett folyamatosan mértem a hajtás csúszását, amellyel az üzemszerű állapot fennállását is ellenőriztem. A hőmérséklet vizsgálatoknál felállított regressziós egyenlet:

$$s = a_0 + \frac{a_1}{d} + a_2 \cdot f + a_3 \cdot M + a_4 \cdot F_H, \quad (4.3)$$

segítségével keresem a mozgásveszteséget befolyásoló faktorokat a hajtásparaméterek körében. A függvény konstansok:  $a_0$  [%];  $a_1$  [% · mm];  $a_2$  [%/Hz];  $a_3$  [%/Nm];  $a_4$  [%/N]. A varianciaanalízis eredményét a 4.4. táblázatban mutatom be.

#### 4.4. táblázat A csúszás s varianciatáblázata

	Négyzetösszeg	Szabadságfok	közepes négyzet	F/T érték	p
modell	12,84	37	3,76	81,780	<0,001
1/d	3,55	4	8,89	5,007	<0,001
f	0,11	1	0,11	-1,554	0,132
M	7,40	2	3,70	12,873	<0,001
F <sub>H</sub>	0,71	2	0,36	-3,695	0,001
maradék	1,56	34	0,05		

A varianciaanalízis szintén igazolta a modell érvényességét (varianciaanalízist a 4-es melléklet tartalmazza), tehát használható a szíjcsúszás kvalitatív leírására. A modell illesztésének korrelációs együtthatója  $R^2 = 0,868$ . A független változók közül a hajtogatási frekvenciára (amely egyenesen arányos a szíjsebességgel) kapott szignifikancia-szint magas ( $p > 0,05$ ), tehát nem befolyásolja a vizsgált jelenséget. A legnagyobb hatást a szíjcsúszásra a terhelés  $M$  gyakorol, a tárcsaátmérő reciprokának és az előfeszítésnek kisebb a befolyása (4.5. táblázat).

#### 4.5. táblázat A paraméterek korrelációja a regressziós modellben

modell	együttható	Standardizált regressziós koefficiens Beta	t	p
Konstans	-0,081		-0,605	0,549
M	1,147	0,801	12,873	<0,001
1/d	49,144	0,314	5,007	<0,001
F <sub>H</sub>	-0,379	-0,224	-3,695	0,001

A 4.5. táblázat szerint az együtthatók konkrét értékeit beírva, a modell:

$$s = 1,147 \cdot M + \frac{49,144}{d} - 0,379 \cdot F_H. \quad (4.4)$$

A modell helyességének ellenőrzésére az előző igazoló mérések eredményeit használtam fel. A csúszás becsült és mért értékeinek relatív különbsége egy esetben meghaladja a 30 %-ot (4.6. táblázat).

4.6. táblázat A modell ellenőrzésének vizsgálati eredményei

	Szíjtárcsa átmérő $d$ [mm]	Hajtogatási frekvencia $f$ [ $s^{-1}$ ]	Fékezőnyomaték $M$ [Nm]	Előfeszítés $F_H$ [N]	Mért érték $s$ [%]	Számolt érték $s$ [%]	Relatív különbség [%]
1	118	20	$0,5 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	0,46	0,61	32,2
2	180	20	$1/3 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	0,24	0,28	15,5
3	118	15	$0 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	0,0	0,04	-
4	150	20	$1/3 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	0,30	0,33	11,5
5	60	15	$0 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	0,0	0,44	-
6	60	20	$1 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	1,64	1,59	3,3
7	180	20	$0 \cdot M_N$	$1 \cdot F_{HN}$	0,0	- 0,11	-

A szíjcsúszás vizsgálatoknál a modell pontossága nem közelíti meg a hőmérséklet-emelkedés modell pontosságát. Ennek magyarázata lehet, hogy a független változók egymással valamilyen szinten kölcsönhatásban vannak, és a csúszás közötti kapcsolatok feltételezhetően nem minden esetben lineárisak. A vizsgálatból viszont elmondható, hogy a kerületi erő nagysága határozza meg a mozgásvesztéséget. A tárcsaátmérő nagysága, azaz az átfogási ívhossz, illetve az előfeszítő erő az ékszíj és tárcsa erőzáró kapcsolatában szintén szerepet játszik.

#### 4.1.3. Ékszíjhajtás energiamérlege

A hajtásparaméterek vizsgálatával lehetőség nyílik a kísérletbe vont hajtások (3.4. fejezetben bemutatott kísérleti beállítások) energiamérlegének létrehozására. Ehhez a hajtás méretezésével meghatározott paraméterek értékével rendelkező kísérleti beállításokat használtam fel. A hajtás hatásfoka a hasznos  $P_h$  és a bevezetett teljesítmény  $P_b$  hányadosaként értelmezhető:

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1}, \quad (4.5)$$

ahol a bevezetett teljesítmény a hajtó oldalon mért nyomaték ( $M_1$ ) és szögsebesség ( $\omega_1$ ) szorzata. A hasznos teljesítmény a hajtott tengely nyomaték ( $M_2$ ) és szögsebesség ( $\omega_2$ ) értékekből határoztam meg. Kísérletek során nyert mérési adatokból az ékszíjhajtás és a kapcsolódó gépelemek közös vesztesége határozható meg. A nyomatékfelvétel egy részét a hajtásban résztvevő tengelyek csapágyazása emészti fel, amelyet a későbbiekben egyéb veszteségként értelmezek. A hajtás kialakításából adódóan igen költséges megoldással lehetne az ékszíj és a szíjtárcsa kapcsolódásának nyomatékigényét közvetlenül mérni. A szíjhajtások viszont nem hozhatók létre tengelyek és azok támasztásai nélkül, ezért nem követek el hibát, ha az energiamérlegben figyelembe veszem a hatásukat. Az elvégzett kísérleteknél az ékszíjhajtás-beállítások hatásfoka  $\eta = 0,82$  és  $0,97$  között változott. A vizsgálatok során mért hajtásparaméterek segítségével meghatározható a teljesítményvesztés:

$$P_v = P_b - P_h = M_1 \cdot \omega_1 - M_2 \cdot \omega_2. \quad (4.6)$$

A veszteség a 2.17 egyenlet szerint tovább bontható nyomaték- és mozgásvesztéséből származó teljesítményvesztésekre:

$$P_v = P_{nyv} + P_{mv}, \quad (4.7)$$

ahol a nyomatékvesztés meghatározható a mért nyomatékok különbsége és a hajtó oldal szögsebességének szorzatával:

$$P_{nyv} = (M_1 - M_2) \cdot \omega_1. \quad (4.8)$$

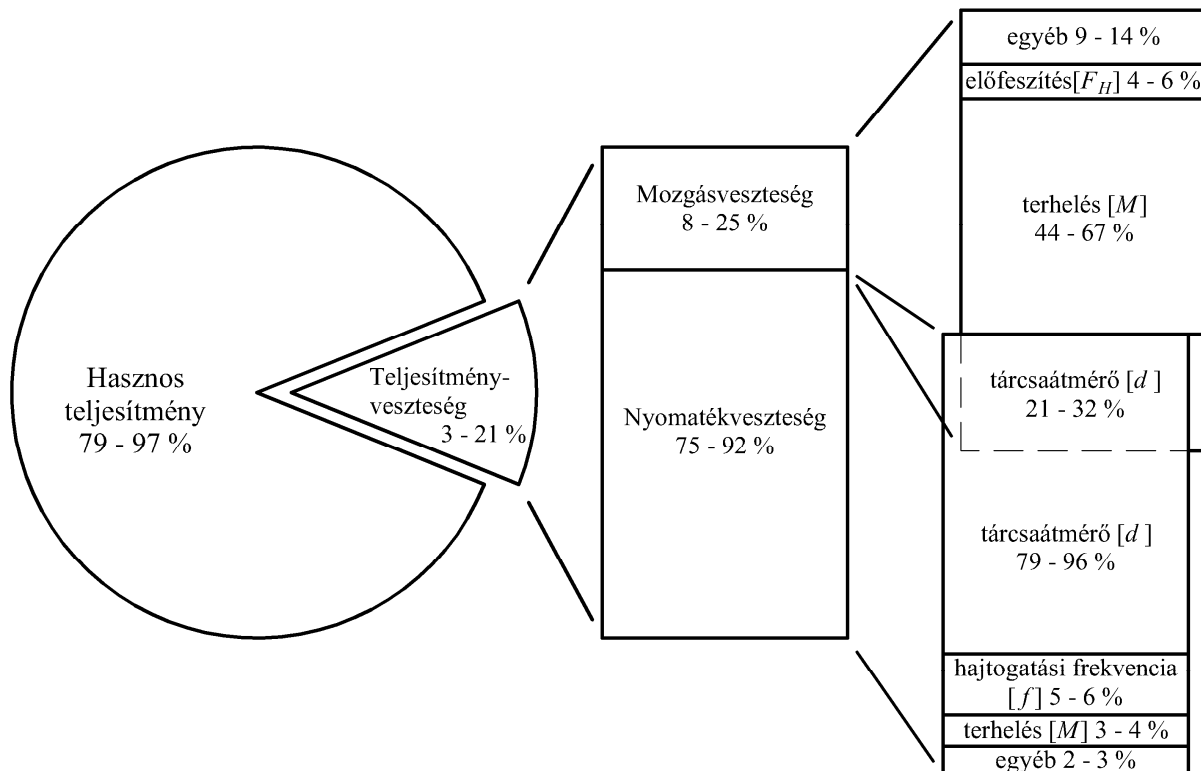
A mozgásvesztés a hajtott tengely elméletileg meghatározható szögsebességét csökkenti, ezzel szintén hozzájárul a teljesítményvesztéshez:

$$P_{mv} = M_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2). \quad (4.9)$$

A 4.8 és a 4.9 egyenleteket a 4.7 összefüggésbe helyettesítve a 4.6 egyenletet kapjuk vissza:

$$\begin{aligned} P_v &= (M_1 - M_2) \cdot \omega_1 + M_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2) = M_1 \cdot \omega_1 - M_2 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_1 - M_2 \cdot \omega_2 = \\ &= M_1 \cdot \omega_1 - M_2 \cdot \omega_2. \end{aligned} \quad (4.10)$$

A kísérleti beállítások teljesítmény-átvitelére 450 és 1660 W között változott, ahol a teljesítményvesztés (20-153 W) is beállítástól függő érték. A veszteség további felbontását varianciaanalízis segítségével, a független változók varianciája alapján becsülöm meg (4.1. ábra).



4.1. ábra Ékszíjhajtás kvalitatív energiamérlege

(Z/10 profil;  $d = 60 - 180 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $f = 10 - 20 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 3 - 18,3 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 50 - 300 \text{ N}$ ;  $a = 345 \pm 10 \text{ mm}$ )

A vizsgált ékszíjhajtások bevezetett teljesítményének 3-21%-a veszteség. A teljesítményvesztés nagyobb részét, 75-92%-át a nyomatékvesztés, a megmaradt részt a mozgásvesztés teszi ki. A nyomatékvesztés meghatározóan az ékszíz hajtogatásából (belső súrlódásból) származik, amelyet a szíz hajtogatásának sugara, illetve annak gyakorisága határoz meg. Az erőzáró hajtás érintkező felületeinek súrlódási vesztesége összetett módon jelentkezik. Egyrészt az ékszíz felületi rétegének ismétlődő deformációjából, amely nyomatékvesztésként realizálódik, illetve a szíjjelem relatív elmozdulásából tevődik össze. A mozgásvesztést a kapcsolódó felületek súrlódási viszonya befolyásolja, amelyet az átadott kerületi erő nagysága, illetve változása (átfogási ívhossz menti alakváltozás lefolyása) és az ékszíz előfeszítése határoz meg.

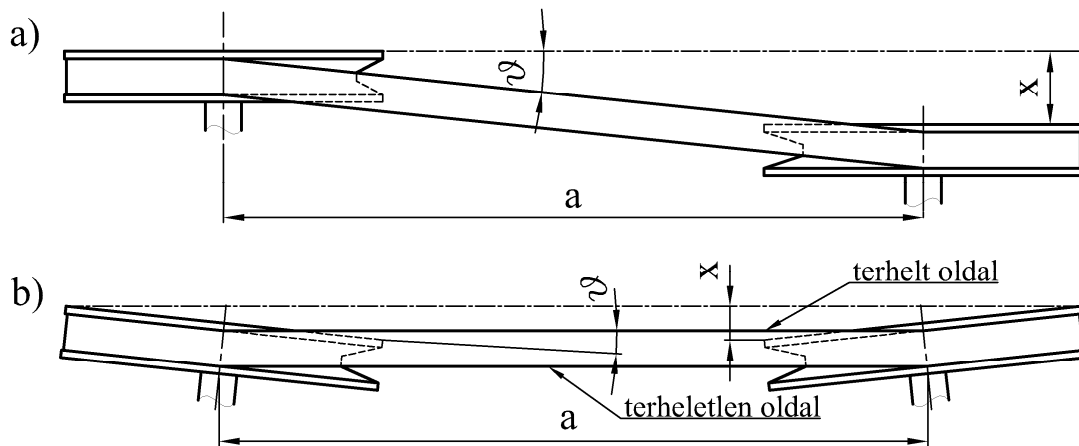
### 4.2. Geometriai gépbeállítási hibák

A mezőgazdasági berendezéseken üzemelő ékszíjhajtások geometriai beállításhibáinak feltérképezésére méréseket végeztem. Az eredmények azt mutatják, hogy az ékszíjtárcsák nem minden esetben a hajtás középsíkjában helyezkednek el. A 4.2. ábrán egy gabonabetakarító gép ékszíjhajtás-elrendezése látható a tartozékként felszerelt lézeres ékszíjtárcsa beállító mérőműszerrel. Több géptípus esetén, a vizsgált hajtások 89 %-ánál a szíjgyártók által előírt hiba háromszoros értékénél nagyobb eltéréseket mértem, valamint a terepjárásból adódóan, dinamikus terhelés hatására a vázszerkezet deformáció következtében ezek a hibák tovább nőttek. A szíjtárcsák szöghibái mellett jellemzően a párhuzamos eltérések a meghatározók.



4.2. ábra Gabonabetakarító gép ékszíjhajtás-elrendezése

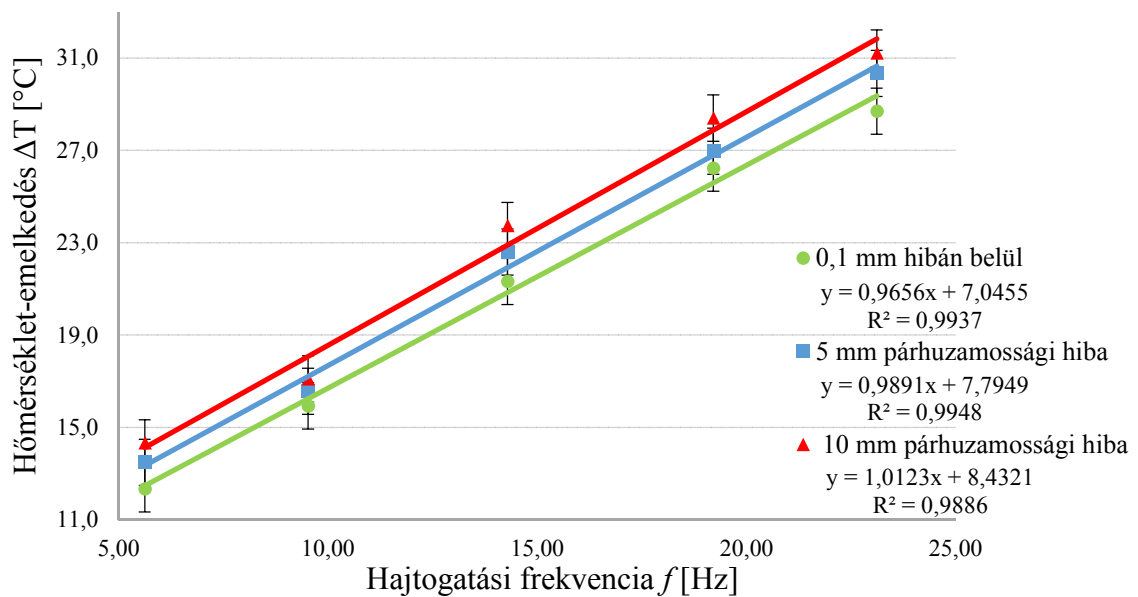
Az ékszíjhajtás beállítására vonatkozó, megengedhető legnagyobb eltéréseket a szíjtárcsa átmérő függvényében adják meg a gyártók, miközben az előírt hiba jellegét és a szíjprofil nem veszik figyelembe. A megengedett legnagyobb eltérés előállhat az ékszíjtárcsák párhuzamos eltolódásából (4.3/a. ábra), vagy a tengelyek szöghibájából (4.3/b. ábra). Mindkét esetben az ékszíz egyenes szíjágai plusz hajlítást ( $\vartheta$ ) és az oldalak nagyobb mértékű súrlódást szenvednek a tárcsára történő fel-, illetve lefutás szakaszán. A párhuzamossági hiba létrejöttkor mindkét oldalon megnövekszik a súrlódás, a szöghiba esetén pedig csak az egyik oldal terhelődik jobban. Itt értelmeztem egy terhelt és egy terheletlen oldalt.



4.3. ábra A szíjtárcsák beállítási hibáinak értelmezése  
a) párhuzamossági hiba; b) szöghiba

#### 4.2.1. Geometriai gépbeállítási hibák hatása az ékszíjhajtás viselkedésére

A hajtogatósi frekvencia hatása lineáris függvénnyel (4.4. ábra) magyarázható a vizsgált tartományban ( $f = 5,6 \dots 23,1 \text{ s}^{-1}$ ). Szélesebb frekvencia tartományon ( $f = 0 \dots 100 \text{ s}^{-1}$ ), az ékszíz hőmérséklet-emelkedését telítődési, vagy logisztikus függvény írja le a hőmérséklet állandósulások miatt. A gyakorlat számára viszont nem releváns az  $5 \text{ s}^{-1}$  alatti és túl magas frekvencia terület, így a lineáris modell megfelelőnek tekinthető. A párhuzamosan eltoltszíjtárcsák esetén, a beállítási hiba hatására az ékszíz nagyobb hőmérsékleten állandósul, azaz megnövekszik a kerületi erőn megjelenő veszteség. Az ékszíjtárcsák párhuzamossági hibája egy állandó, szíjfrequenciától független értékkel növelik a szíz hőmérsékletét, azaz nem az ékszíz anyagának belső súrlódásából származik ez a hőtöbblet. A szíjtárcsák beállítási hibája következtében fellépő hőterhelést a megváltozott súrlódási viszonyok okozzák.



4.4. ábra Az ékszíz hőmérséklet-emelkedése a szíjtárcsák párhuzamossági hibája következtében, a hajtogatósi frekvencia függvényében  
(SPA profil;  $d = 112 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1207 \text{ mm}$ ;  $f = 5,6 - 23,1 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  $F_H = 300 \text{ N}$ ;  $a = 428 \text{ mm}$ )



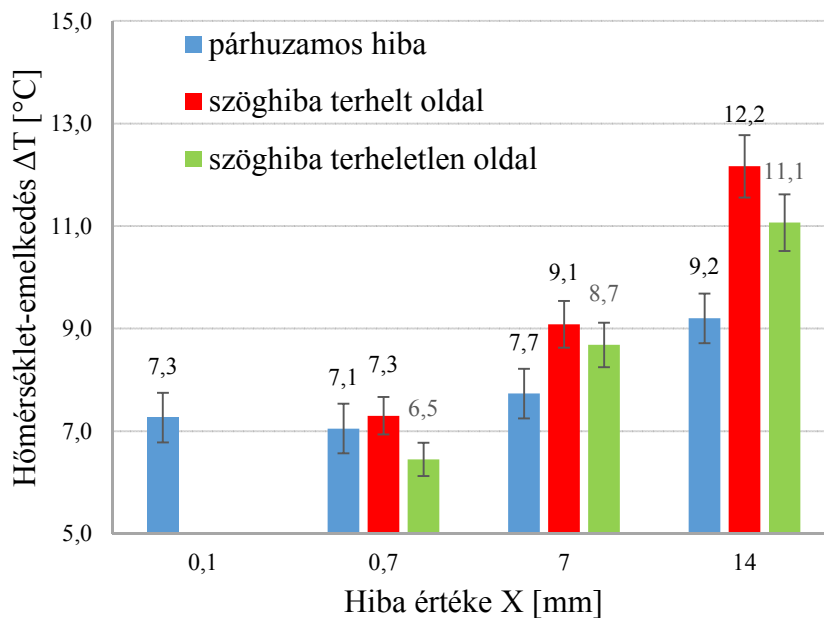
A további geometriai gépbeállítás kísérletekkel arra kerestem a választ, hogy a különböző beállítás hiba esetek hogyan befolyásolják a nyomatékvesztést. A szíjtárcsák egymáshoz képesti elhelyezkedését párhuzamos eltolással, és a tengelyek szöghibájával hoztam létre. Az egy síkban beállított hajtás hőmérséklet-változásához képest vizsgáltam az előállt hiba hatását. Az eltérések mértékét a megengedett hibahatáron, annak egy nagyságrenddel nagyobb értékén és a kétszeresen határoztam meg (4.7. táblázat).

4.7. táblázat Kísérleti beállítások geometriai gépbeállítás vizsgálatoknál

Ékszíjprofil	Beállítás hiba értéke $x$ [mm]						
	hajtás síkjában	szíjtárcsák párhuzamossági hibái			szíjtárcsák szöghibái		
		előírt hiba $X^*$	$10 \cdot X$	$20 \cdot X$	előírt hiba $X$	$10 \cdot X$	$20 \cdot X$
SPZ	$< 0,1$	0,7	7	14	0,7	7	14

\* szíjgyártók által megengedett legnagyobb eltérés a tárcsák egymáshoz képesti helyzetére

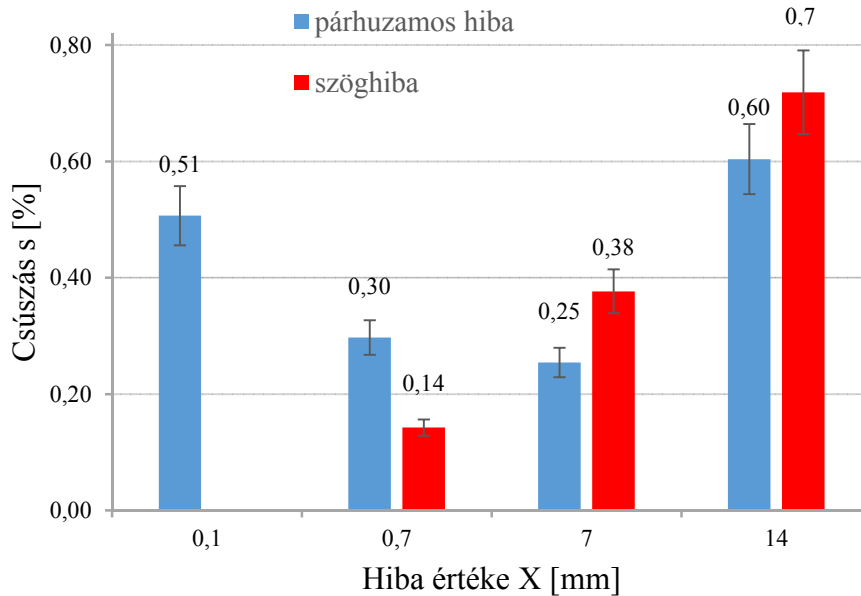
A szíjtárcsák beállításhibája következtében a megengedett hibaérték felett nagyobb hőmérsékleteken üzemelnek az ékszíjhajtások, ezzel romlik a hajtás hatásfoka és csökken az ékszíj élettartama. A 4.5. ábrán látható, hogy az ékszíj hőmérséklet-emelkedését a beállítás hiba nagyságán kívül a jellege is befolyásolja. A szíjtárcsák beállításának szöghibája a szíjoldalak eltérő melegedését eredményezi, amelyet az ékszíj aktív oldalainak eltérő súrlódási viszonya hoz létre. A terhelt oldalon intenzívebb a hőfejlődés, viszont a terheletlen oldal hőmérséklete a precíz beállításhoz képest alacsonyabb értéket is felvehet.



4.5. ábra Az ékszíjhajtás geometriai beállításhibái következtében keletkező hőmérséklet-emelkedése

(SPZ profil;  $d = 150$  mm;  $i = 1$ ;  $L_w = 1137$  mm;  $f = 15$  s<sup>-1</sup>;  $M_1 = 8$  Nm;  $F_H = 119$  N;  $a = 333$  mm)

A szíjhajtások gépbeállítási hibái következtében fellépő veszteségek vizsgálata során nemcsak a szíjág hőmérséklet-változását (nyomaték veszteség) mértem, hanem a tengelyek fordulatszám eltéréseit (mozgásveszteség) is, amelyeket a 4.6. ábrán mutatok be a beállított hiba függvényében. A megengedett hibahatáron a mozgásveszteség hirtelen csökkenése figyelhető meg, majd a hiba értékének növelése a csúszás növekedését idézi elő.



4.6. ábra Az ékszíjhajtás geometriai beállításhibái következtében fellépő szíjcsúszás  
(SPZ profil;  $d = 150 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1137 \text{ mm}$ ;  $f = 15 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 119 \text{ N}$ ;  $a = 333 \text{ mm}$ )

A mozgásveszteségek vizsgálata során hasonló jellegű viselkedés figyelhető meg, mint a kerületi erőn megjelenő veszteségeknél. A különbség kis eltéréseknél jelentkezik, ahol a csúszás jelentősen lecsökken. Hasonlóan itt is a hiba nagyságán kívül a hiba jellege egyaránt befolyásolja a vizsgált veszteségtényezőt.

#### 4.2.2. Megengedhető geometriai gépbeállítási hiba meghatározása

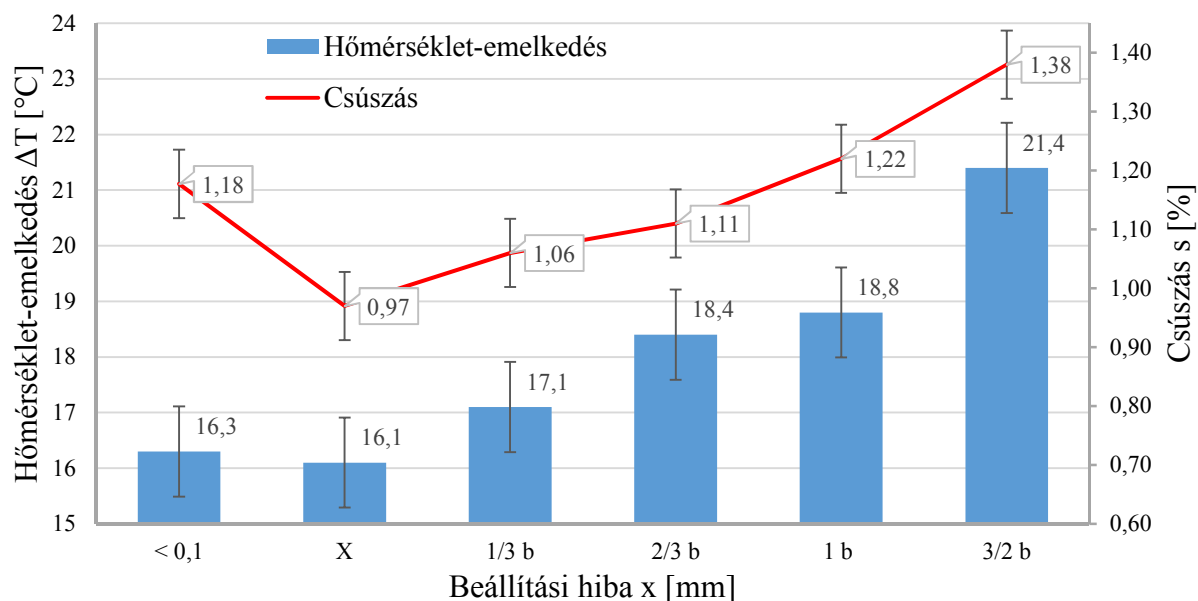
A gyártók az ékszíjhajtások geometriai beállítására olyan kis méretintervallumot írnak elő, amely a mezőgazdasági berendezéseknél nem tartható. A szíjtárcsák megengedhető tengelyirányú eltérését úgy állapítottam meg, hogy a tárcsák egy síkban történő beállításához viszonyítva vizsgáltam a veszteség összetevőket. A kísérleteket több szíjprofillal és tárcsaátmérővel végeztem. A szíjtárcsák egymáshoz képesti helyzetét a mezőgazdasági gépeknél jellemző párhuzamos eltolással hoztam létre. A beállításhibából származó egyenes szíjág  $\vartheta$  hajlásszögét (4.3. ábra) az  $a$  tengelytávolság és a mérhető  $x$  hiba nagysága határozza meg. A geometriai beállítási hiba hatása szíjprofilonként eltérő, mivel az ékszíz szelvény szélessége, ezzel az oldalirányú hajlító merevsége változik. A kísérleteim során a párhuzamos hibaértékeket nem a szíjtárcsa átmérőjéhez, mint ahogy a szíjgyártók, hanem az ékszíz keresztmetszet méretéhez igazítottam. A tárcsák párhuzamos eltérését a gyártók által előírt hibahatáron és a szíjprofil szélességéhez ( $b$ ) viszonyítva határoztam meg (4.8. táblázat).

4.8. táblázat A kísérleti beállítások a geometriai hiba vizsgálatánál

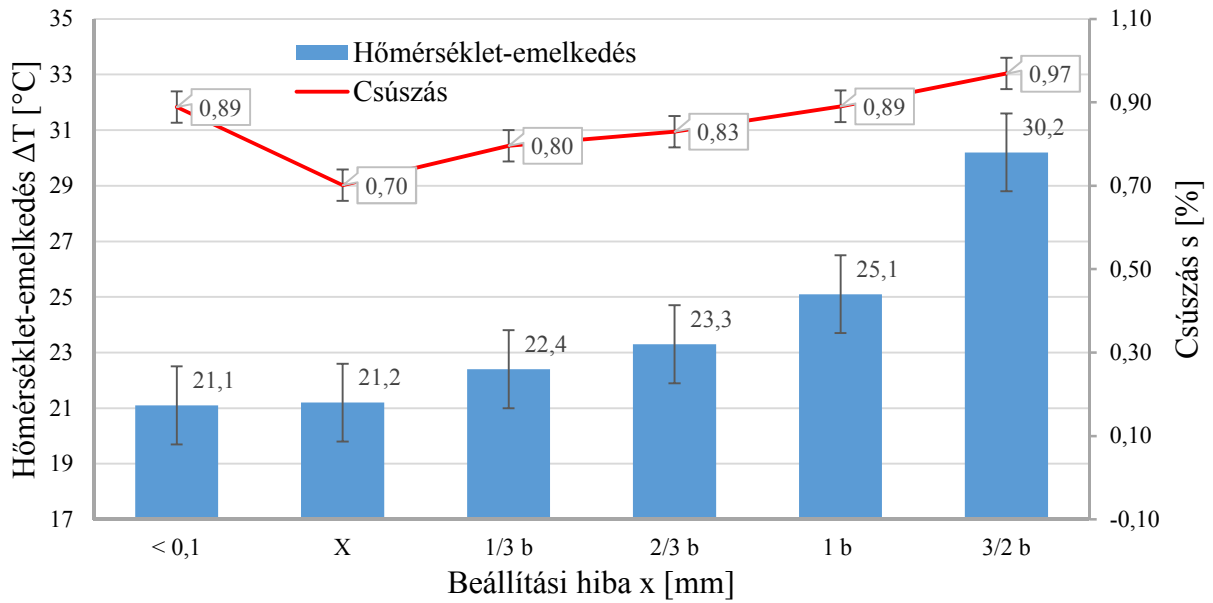
Ékszíjprofil	Tárcaátmérő $d$ [mm]	Beállítás hiba értéke az ékszíjprofil szélességéhez $b$ igazítva $x$ [mm]					
		hajtás síkjában	előírt hiba $X^*$	$x$ $= \frac{1}{3} \cdot b$	$x = \frac{2}{3} \cdot b$	$x = 1 \cdot b$	$x = \frac{3}{2} \cdot b$
Z/10	90	< 0,1	0,5	3,3	6,7	10	15
SPA	132	< 0,1	0,6	4,2	8,5	12,7	19,1
B/17	140	< 0,1	0,7	5,7	11,3	17	25,5
SPZ	150	< 0,1	0,7	3,2	6,5	9,7	14,6
SPA	180	< 0,1	0,8	4,2	8,5	12,7	19,1

\* szíjgyártók által megengedett legnagyobb eltérés a tárcsák egymáshoz képesti helyzetére

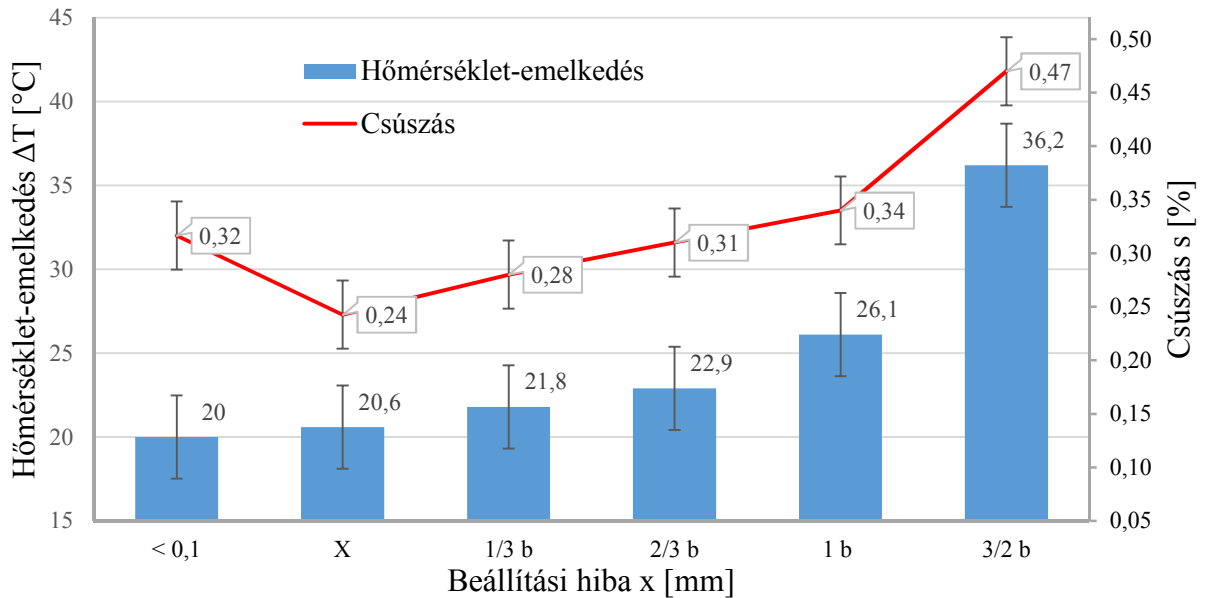
A mérések eredményeit a 4.7. - 4.11. ábrákon mutatom be, ahol a mért értékeket felnagyítva ábrázolom a könnyebb áttekinthetőség érdekében. A szíjtárcsák megengedhető párhuzamos beállítási hibájának meghatározásánál a mozgás- és kerületi erőn megjelenő veszteségeket egyaránt figyelembe vettem.



4.7. ábra A geometriai beállításhibák következtében keletkező hőmérséklet-emelkedés és csúszás szíjtárcsák párhuzamos eltérése függvényében, Z/10 profilú ékszíj esetén  
(Z/10 profil;  $d = 90$  mm;  $i = 1$ ;  $L_w = 972$  mm;  $f = 10$  s<sup>-1</sup>;  $M_1 = 8$  Nm;  
 $F_H = 171$  N;  $a = 345$  mm)

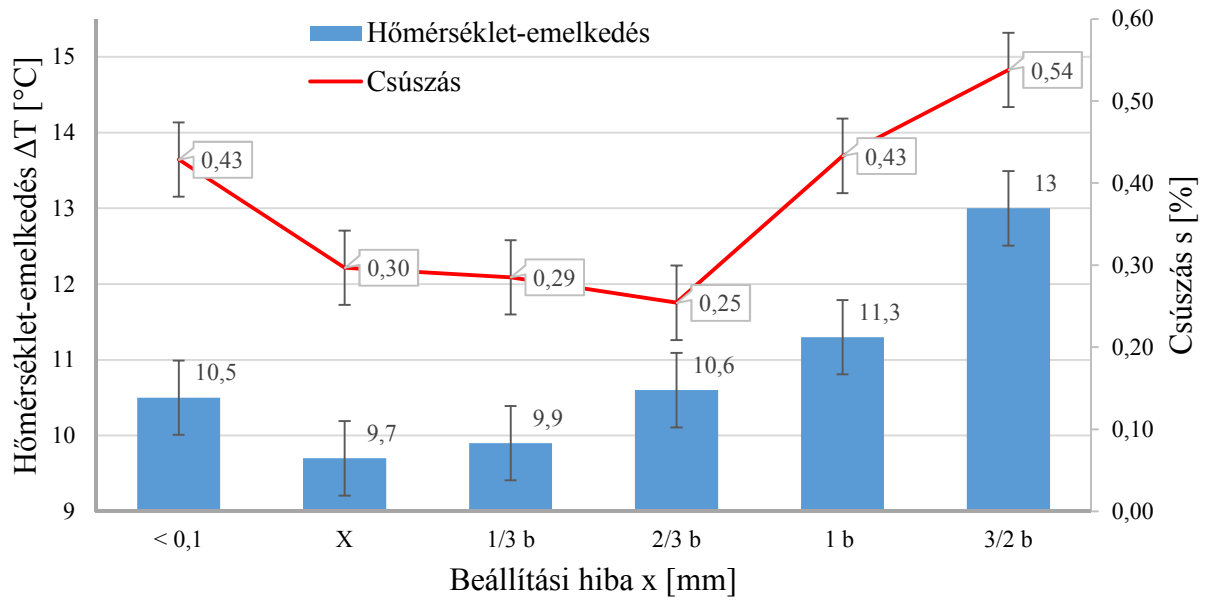


4.8. ábra A geometriai beállításhibák következtében keletkező hőmérséklet-emelkedés és csúszás szíjtárcsák párhuzamos eltérése függvényében, SPA profilú ékszój esetén  
(SPA profil;  $d = 132 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1060 \text{ mm}$ ;  $f = 20 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 151 \text{ N}$ ;  $a = 323 \text{ mm}$ )

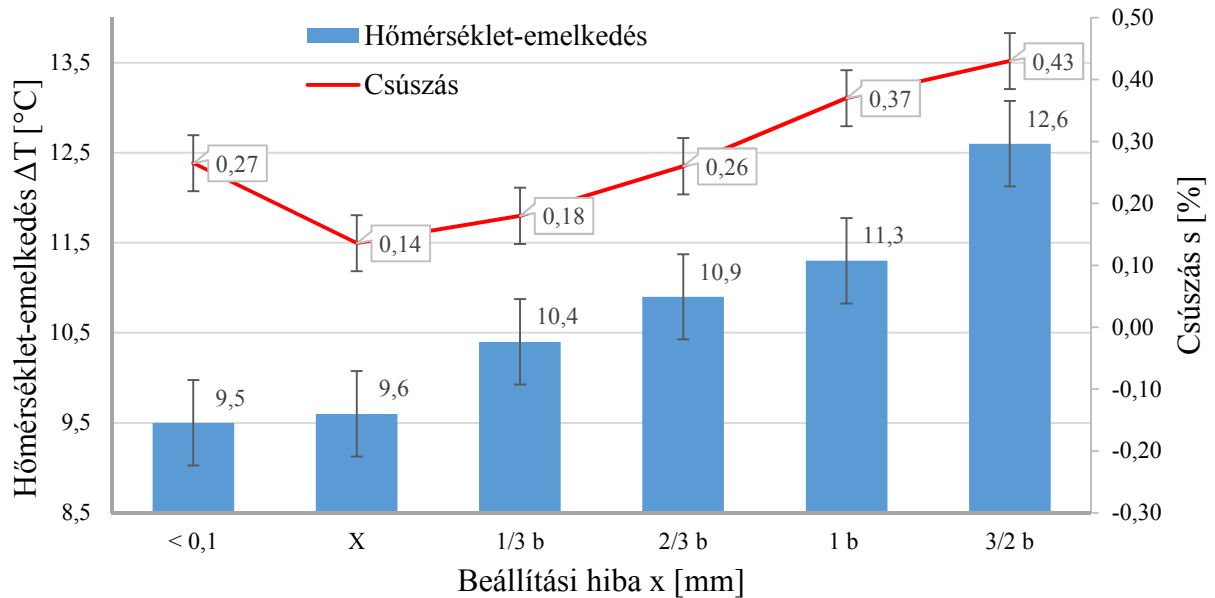


4.9. ábra A geometriai beállításhibák következtében keletkező hőmérséklet-emelkedés és csúszás szíjtárcsák párhuzamos eltérése függvényében, B/17 profilú ékszój esetén  
(B/17 profil;  $d = 140 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1100 \text{ mm}$ ;  $f = 20 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 215 \text{ N}$ ;  $a = 330 \text{ mm}$ )

## 4. Eredmények



4.10. ábra A geometriai beállításhibák következtében keletkező hőmérséklet-emelkedés és csúszás szíjtárcsák párhuzamos eltérése függvényében, SPZ profilú ékszij esetén  
 (SPZ profil;  $d = 150 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1137 \text{ mm}$ ;  $f = 15 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 119 \text{ N}$ ;  $a = 333 \text{ mm}$ )



4.11. ábra A geometriai beállításhibák következtében keletkező hőmérséklet-emelkedés és csúszás szíjtárcsák párhuzamos eltérése függvényében, SPA profilú ékszij esetén  
 (SPA profil;  $d = 180 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1207 \text{ mm}$ ;  $f = 20 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 8 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 212 \text{ N}$ ;  $a = 321 \text{ mm}$ )

A kísérleti eredményekből megállapítható, hogy a szíjgyártók által előírt beállítási hibahatár indokolatlanul kicsi, amely a mezőgazdasági gépeken nem is tartható. A diagramokból általános tendenciák figyelhetők meg mind a mozgásveszteség, mind a nyomatékveszteség tekintetében. A párhuzamos beállítás hiba az egész rendszerre nézett csúszást kedvezően befolyásolja a profilszélesség értékéig. Kezdetben már kis eltérés jelentősen mérsékli a hajtott tengely fordulatszám-veszteségét. Az ékszíj profilszélesség értékét közelítve, illetve meghaladva a hiba hatására a szíjcsúszás megnövekszik. Az ékszíj hőmérséklet-emelkedése a beállított hibaérték függvényében kezdetben kis mértékben növekszik, viszont a profilszélességet meghaladva a nyomatékveszteség hirtelen megnő. Az említett tendenciák alapján a beállításhibák meghatározásánál nem a tárcsaátmérő a mérvadó, hanem a szíjprofil szélessége a kísérletbe vont tengelytávolságok esetén. A beállítás hiba kísérleteknél alkalmazott tengelytávolság és szíjprofil szélesség aránya:

$$\frac{a}{b} = 19 \dots 35. \quad (4.11)$$

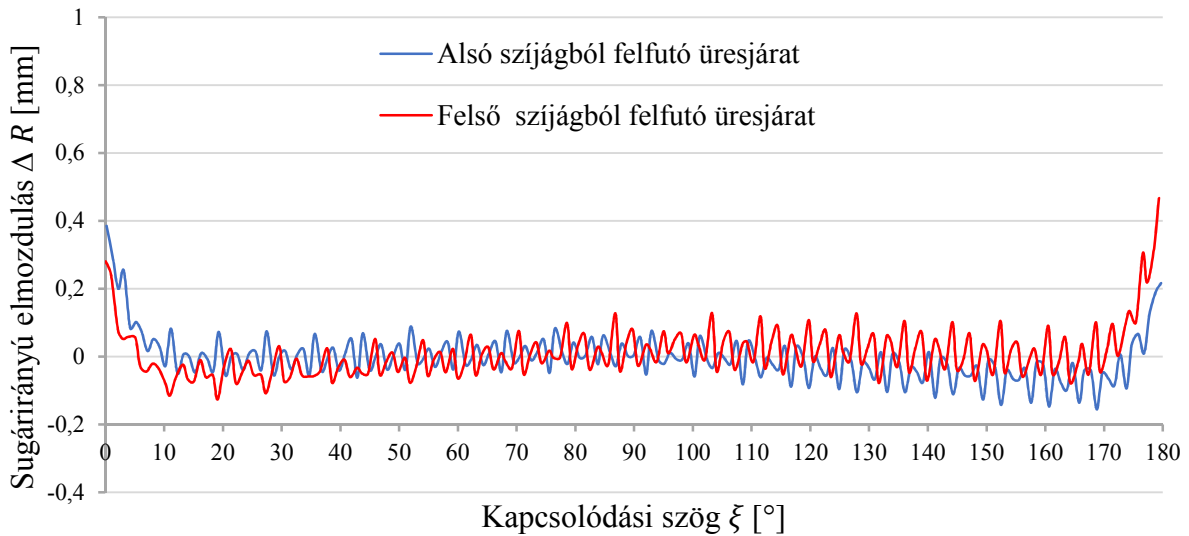
Az ékszíjtárcsák geometriai beállításhibájának megengedhető értékét úgy célszerű megválasztani, hogy a hajtás hatásfoka és élettartama jelentős mértékben ne változzon. A hibaértéket a profilszélesség egyharmadára ( $x = b/3$ ) határozom meg, mivel a kísérleti beállításoknál ekkora eltérésig a szíjhajtás hatásfoka nem változik. Az élettartam szempontjából is megfelelő ez a beállítási hibaérték, a szíjhőmérséklet növekedés nem haladja meg a 10 %-ot. A javasolt hibahatáron az ékszíjhajtás teljesítmény-átvitele 35 tengelytávolság és szíjprofil szélesség arányig még tartósan, üzemszerűen fenntartható.

### 4.3. Ékszíj relatív mozgások

Az ékszíj és szíjtárcsa erőzáró kapcsolata következtében kialakuló mozgásveszteség a hajtott tengely elméleti fordulatszámát csökkenti, amelyet számos tényező befolyásol. A jelenségre az ékszíj relatív mozgásainak mikro szintű vizsgálata ad magyarázatot. Az ékszíj mozgását a tárcsahoronyban a 3.5. fejezetben bemutatott módszerrel határoztam meg. A mérési adatok kiértékelése során meghatároztam az ékszíj tárcsahoronyba történő beékelődését és az érintőirányú csúszását, valamint ezeket a mozgásokat az átfogás mentén tartományokra osztottam. Az egy síkban beállított szíjtárcsáknál létrejött relatív szíjmozgásokat a hajtás terheletlen és terhelt állapotában vizsgáltam, majd összehasonlítottam a párhuzamosan eltoló szíjtárcsáknál kapott eredményekkel.

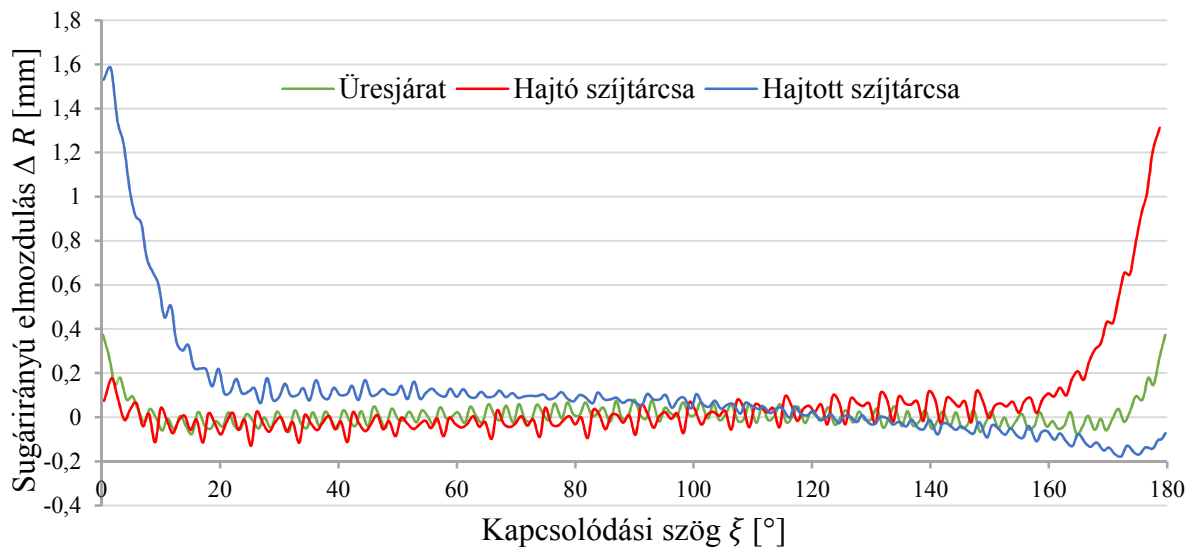
#### 4.3.1. Az ékszíj tárcsahoronyban történő sugárirányú mozgása

A hajtás terhelése nélkül is megfigyelhető az ékszíj sugárirányú relatív mozgása. Az ékszíjhajtás üresjáratához a két szíjtárcsát egyszerre hajtottam meg, a motoregységek egyenlő nagyságú és értelmű nyomaték ( $M \approx 0,3 Nm$ ) beállításával. Hajtás oldalanként ezt a nyomatékot főként a csapágyak ellenállása és az ékszíj hajtogatása emésztette fel, így a hajtással nem történt teljesítmény-átszármaztatás. Ilyenkor a szíjágakban a húzófeszültség nagysága megegyezik, ezáltal a szíjhajtásnak nincs kitüntetett hajtó és hajtott oldala. A 4.12. ábrán az elrendezésből adódó alsó és felső szíjágból történő felfutást elemeztem. A szíjhajtás elrendezésénél arra törekszenek a tervezők, hogy az alsó szíjág legyen a feszes, mert a felső meglazult szíjág a belógásával növelheti az átfogási szöveget. Ez különösen nagy tengelytávolságok esetén jellemző. A kísérleteknél alkalmazott tengelytávolság és előfeszítés esetén nincs eltérés a szíjfutásokban.



4.12. ábra A sugárirányú relatív mozgások terheletlen hajtás esetén a kapcsolódási szög függvényében  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $F_H = 190 \text{ N}$ ;  
 $a = 386 \text{ mm}$ )

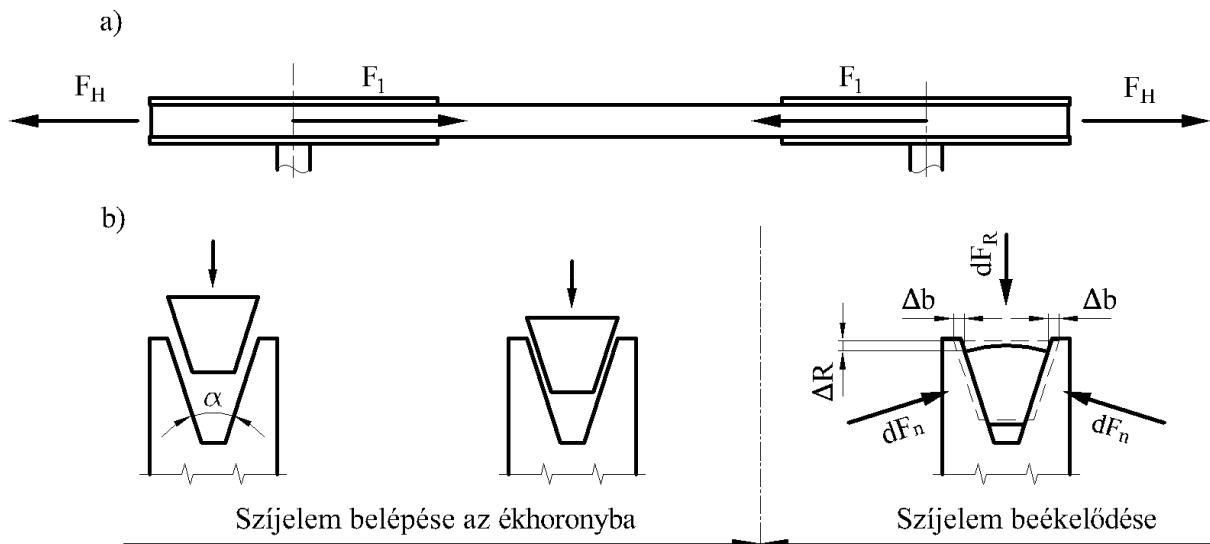
Az ékszín sugárirányú relatív mozgása a 4.13. ábrán látható a hajtás üresjáratában, valamint teljesítmény-átvitel közben a hajtó és hajtott szíjtárcsán. A pályagörbe egyenetlenségét az üzemszerű állapotban létrejövő dinamikus hatások (szíjág lengések, akadozó csúszás stb.) idézik elő.



4.13. ábra A sugárirányú relatív mozgások a kapcsolódási szög függvényében  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $F_H = 190 \text{ N}$ ;  
 $a = 386 \text{ mm}$ )

Az ékszín radiális mozgásának középső szakasza megegyezik a szakirodalom által közölt megállapításokkal, ellenben egyértelműen egyik tárcsán sem bontható további tartományra. A hajtás terhelése nélkül nincs számottevő sugárirányú relatív mozgás, azonban a hajtó és hajtott tárcsán a feszes szíjág felé haladva az ékszín tényleges felfekvési sugara lecsökken. Az átfogás mentén a szíjerő növekedésével a rugalmas ékszín keresztmetszet egyre nagyobb deformációt szenved, ezzel a szíjjelem mélyebbre hatol az ékhoronyba (4.14. ábra).

A felfutás tartományában kialakuló, szíj felső oldalának mozgását az eddigi kísérletek során nem tudták meghatározni. Az általam kidolgozott kísérleti módszer segítségével vizsgálható ez a tartomány is. A belépési szakaszt nagymértékben befolyásolja a szíjágban ébredő húzó feszültség nagysága, amelyből elindul az ékszíj felfutása a tárcsára. Hatással van mind a mozgás nagyságára, mind pedig a folyamat hosszára. A hajtó tárcsára történő felfutás kisebb sugárirányú mozgással jár, mivel az ékszíj a feszes szíjág megfeszült, közel érintőleges helyzete miatt rövid idő alatt elfoglalja a helyét a horonyba. A hajtott tárcsán viszont a laza szíjág lecsökkent feszültsége miatt nagymértékű mozgás figyelhető meg és a felfutás ívhossza is megnövekszik. A laza szíjágból történő felfutás következtében kisebb erővel feszül az ékszíj a tárcsára, így a helyzetét később foglalja el a horonyban. A lefutás tartományát is hasonlóan befolyásolja a kilépést követő szíjág húzó feszültsége. A szíjhajtás méretezésénél használt kötél súrlódás mechanikai modellje többek között nem veszi figyelembe a felfekvési sugár változását és valós körülmények között kialakuló tényleges átfogást, amely a modell pontatlanságát eredményezi.

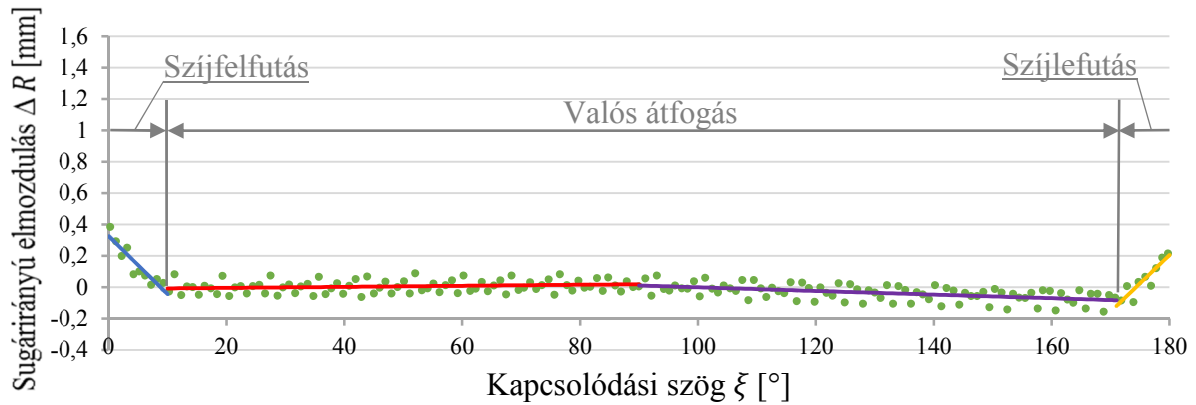


4.14. ábra Az ékszíjra ható erők a felfutás szakaszán,  
a) szíjhajtás felülnézete és b) a szíjkeresztmetszet adott pillanatban kiragadott pozíciója az ékhoronyban

#### 4.3.2. Az ékszíj relatív mozgások tartományai

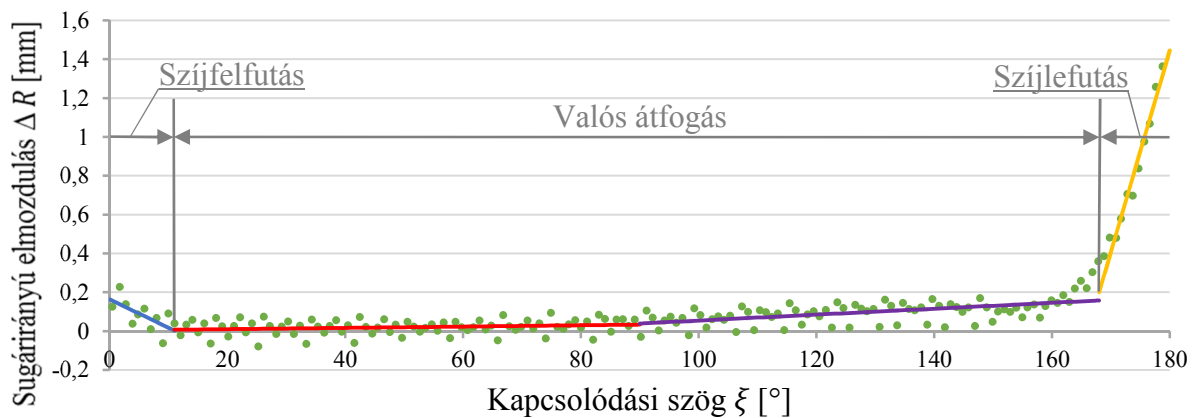
A szakirodalom az ékszíj relatív mozgását négy tartományra bontja (Gogolin, 1972), (Gerbert, 1991, 1996), (Pierra és Timpone, 2013). Az átfogás mentén értelmez egy szíj fel-, illetve lefutási, valamint tapadási és rugalmas csúszási tartományt. Az utóbbi két tartományt a rugalmas csúszás elmélete alapján hozták létre. Az eddigi, valós üzemhez képest nagyságrenddel kisebb szíjsebességgel történő mérések a hajtó tárcsán nem, a hajtott szíjtárcsán viszont kimutatták a négy tartomány létezését. A kis szíjsebességgel végzett kísérleteknél nem csak a tömegerők hatása, hanem az ékszíj reológia anyagtulajdonsága sem játszik szerepet. Ezenfelül még az érintkező felületek relatív sebessége sem befolyásolja a súrlódási kapcsolatot. A 4.15. ábra a hajtás üresjáratában mért, ékszíj felső oldalának sugárirányú mozgását mutatja, illetve azok tartományokra való felosztását.





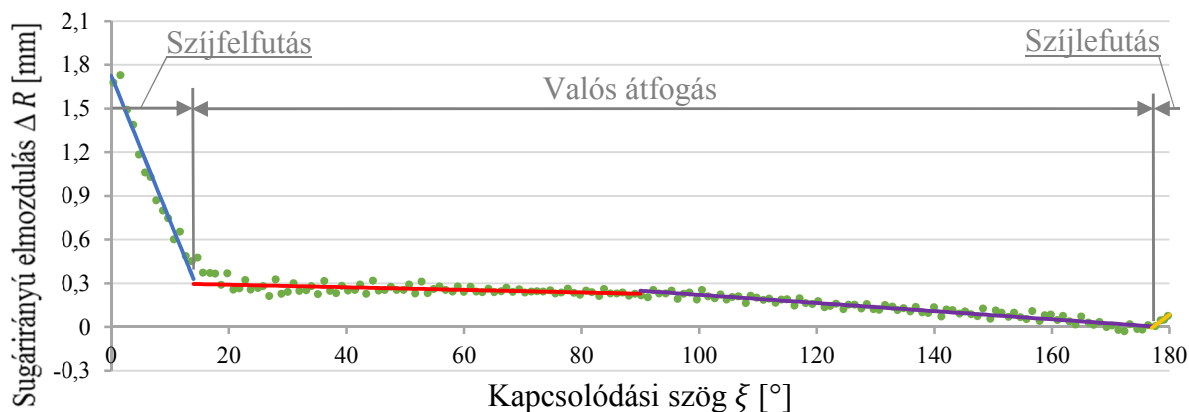
4.15. ábra A hajtás terheletlen állapotában mért sugárirányú relatív mozgások és részintervallumok regressziója  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A sugárirányú komponensek segítségével az átfogási ívhosszt három szakaszra osztottam a 3.5.4. fejezetben bemutatott módszerrel. A szakaszok határát a görbére illesztett egyenesek metszéspontjának vízszintes koordinátájával határoztam meg. Az ábrán látható, hogy az ékszíz fel- és lefutása nem egy pontban, a geometriából számított átfogás kezdetén ( $\xi = 0^\circ$ ) és végén ( $\xi = 180^\circ$ ) megy végbe. A belépési folyamat a szabad szíjágban már elkezdődik és az átfogás kezdetétől nézve  $9^\circ$ -os tartományig terjed. Ugyanígy az ékszíz kilépése már elkezdődik az átfogás vége előtt  $8^\circ$ -kal, és a szabad szíjágban ér véget.



4.16. ábra A hajtó szíjtárcsán mért sugárirányú relatív mozgások és részintervallumok regressziója  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A hajtó szíjtárcsán a felfutáshoz szükséges tartomány ívhossza megnövekszik, az átfogást követően  $11^\circ$ -ig tart (4.16. ábra). Az ékszíz lefutása a laza szíjágban lecsökkent feszültség következtében előbb, a geometriai átfogás vége előtt  $12^\circ$ -kal már elkezdődik.



4.17. ábra A hajtott szíjtárcsán mért sugárirányú relatív mozgások és részintervallumok regressziója  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A hajtott szíjtárcsán a szíj horonyba történő beékelődése a laza szíjából indul, ezzel a felfutási szakasz a hajtó tárcsához képest megnövekszik (4.17. ábra). A folyamat elhúzódik  $14^\circ$  kapcsolódási szögig. Az ékszíz kilépése a feszes szíjágba lényegesen gyorsabban megy végbe, így kisebb ívhossz tartozik a lefutási tartományhoz. Az elméleti átfogás vége előtt  $3^\circ$ -kal hirtelen megkezdődik a kilépési folyamat.

A tényleges átfogási szög korrekciójához egy aránypárt hoztam létre, amelyet átfogási viszonzyszámnak  $\delta$  neveztem el. A viszonzyszámot a valós és geometriai átfogás arányával határozom meg:

$$\delta = \frac{\beta_V}{\beta_G}, \quad (4.12)$$

ahol:

$\beta_V$  a relatív mozgásokból meghatározott, valós átfogási szög  $[\circ]$ .

$\beta_G$  a geometriából meghatározott átfogási szög  $[\circ]$ ,

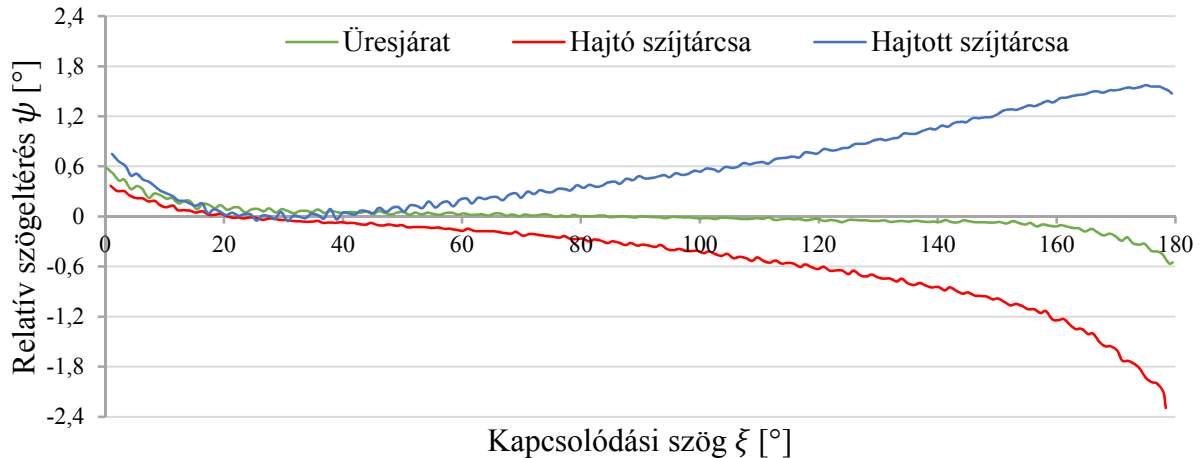
A 4.9. táblázat az ékszíjhajtás valós átfogási szögét és az átfogási viszonzyszámát mutatja üresjáratban, valamint a hajtó és hajtott tárcsán. A valós átfogás a geometriából kiszámolt szögtartomány 91%-a terheletlen hajtás esetén. A hajtó tárcsán ez az érték lecsökken 87%-ra, a hajtott tárcsa átfogása megegyezik az üresjárat állapottal.

4.9. táblázat Az ékszíz valós átfogási szöge és az átfogási viszonzyszám

Üresjárat		Hajtó szíjtárcsa		Hajtott szíjtárcsa	
valós átfogási szög $[\circ]$	$\delta$	valós átfogási szög $[\circ]$	$\delta$	valós átfogási szög $[\circ]$	$\delta$
163	0,91	157	0,87	163	0,91

4.3.3. Az ékszíz tárcsahoronyban történő érintőirányú mozgása

A relatív szögeltérés megmutatja, hogy az ékszíz egy pontja a tárcsához viszonyítva mekkora szögben mozdul el a kapcsolódásuk során. A 4.18. ábra szemlélteti a szögeltérések értékét a terheletlen, illetve a terhelt ékszízajtás tárcsáin. A felfutás tartományán az ékszíz kifeszített állapotából a tárcsa névleges átmérőjének megfelelő görbült helyzetbe kényszerül. A hajlítás során relatív szögcsúszás alakul ki az ékszíz felsőoldalának deformációja következtében. A lefutás szakaszán a folyamat fordítva játszódik le.



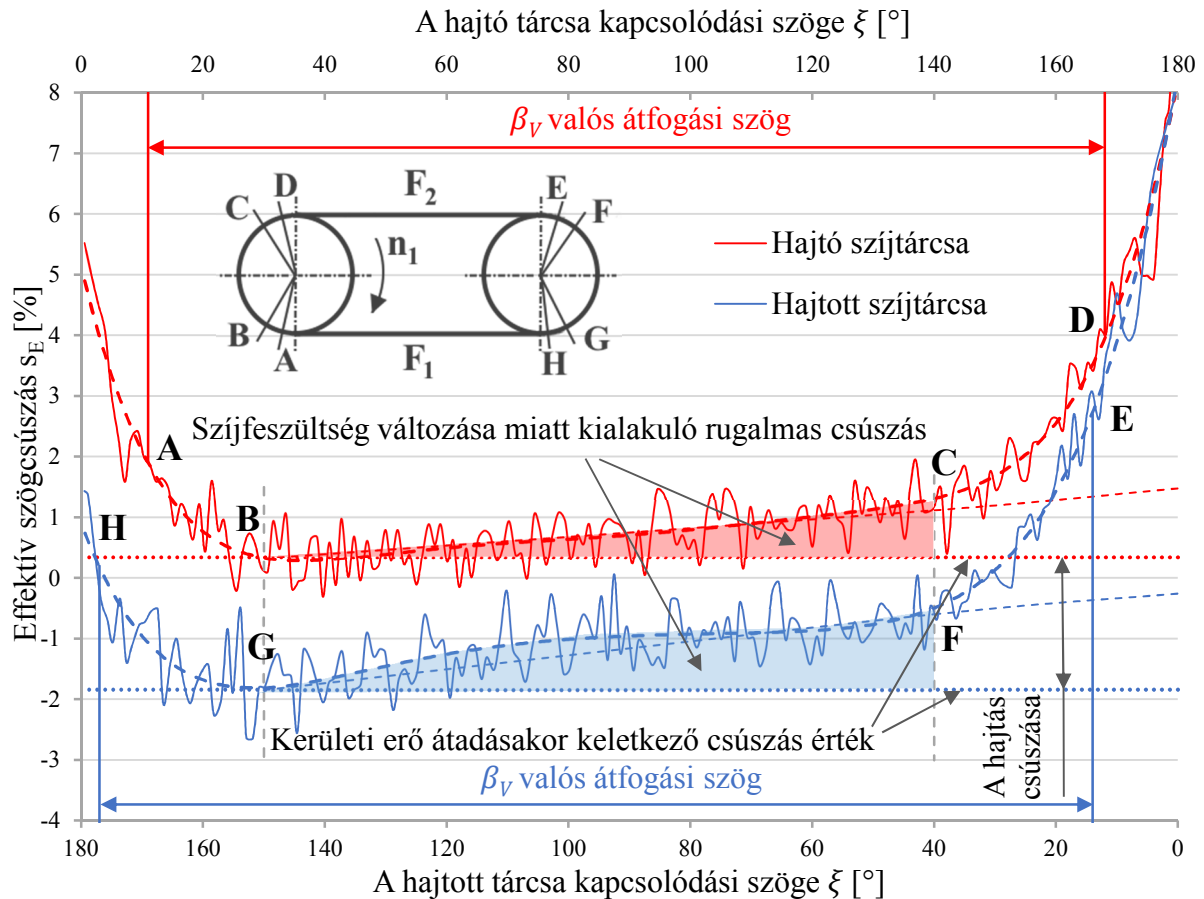
4.18. ábra Relatív szögeltérés a kapcsolódási szög függvényében  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $F_H = 190 \text{ N}$ ;  
 $a = 386 \text{ mm}$ )

Az üresjáratnál nem változik számottevően az ékszíz és a szíjtárcsa egymáshoz viszonyított szöghelyzete a be-, és kilépés között. A hajtó tárcsán az ékszíz folyamatosan lemarad a felfutást követően. A kerületi erő átadása a tárcsáról a szíz felé történik, az elmozdulás és a kerületi erő ellentétes irányú. A hajtott szíjtárcsán viszont a szíjelem a tárcsához viszonyítva előrébb kerül, mivel az erőfolyam iránya megváltozik. Az ékszíjről adódik át az erő a hajtott tárcsa horonyfalának, ezzel az elmozdulás szintén a kerületi erővel ellentétes. Mindkét szíjtárcsán a relatív szögeltérés veszteségként jelenik meg, azonban eltérő mértékben.

Az effektív csúszás ( $s_E$ ) megadja a tárcsa és az ékszíz szögsebességének különbségét a tárcsa szögsebességére vonatkoztatva a forgómozgásuk során, azaz a pillanatnyi szíjcsúszásokat érintőirányban:

$$s_E = \frac{\omega_t - \omega_{sz}}{\omega_t} \cdot 100 [\%]. \quad (4.13)$$

A hajtás egész rendszerre nézett csúszása a hajtó és hajtott tárcsán létrejött szíjcsúszásokból tevődik össze. A 4.19. ábrán látható, hogy a szögcsúszások eltérnek a hajtásban résztvevő tárcsákon. A két tárcsán mért csúszásokat úgy ábrázoltam egy diagramon, hogy a baloldalt a feszes szíjág, jobboldalt pedig a laza szíjág helyezkedik el. A hajtó oldalon a tárcsa szögsebessége nagyobb, mint a szíz szögsebessége ( $\omega_t > \omega_{sz}$ ), ezáltal a csúszás pozitív értékeket vesz fel. A fel- és lefutás tartományokban a megnövekedett relatív mozgás számottevő effektív szíjcsúszás értékeket eredményez mind a hajtó, mind a hajtott szíjtárcsán.



4.19. ábra Az effektív szögcsúszás a kapcsolódási szög függvényében  
 ( $Z/10$  profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ ;  $s = 2,32 \%$ )

Mind két szíjtárcsán a  $\beta_V$  valós átfogási szög tartományán alakul ki a súrlódó kapcsolat az ékszíj aktívfelülete és a horonyfal között, mivel ezen az ívszakaszon érintkeznek a hajtáselemek. A szíjfelület hatása viszont még megfigyelhető a valós átfogás kezdetén (A-B, illetve E-F ívhosszon). Hasonlóan a szíjlefutás közben kialakuló relatív mozgások már jelen vannak a valós átfogás végén (C-D, és G-H szakaszon). Az ékszíj felső oldala, a hajlításából származó deformáció miatt lelassul, illetve felgyorsul, ezáltal befolyásolja az effektív szögcsúszást.

A hajtó oldalon, az A-B szakaszt követően kialakul a kerületi erő átvadaskor szükséges súrlódási viszony, amely meghatározza az effektív szögcsúszás értékét. B-C szakaszon, az átfogás mentén csökkenő szíj feszültség hatására kimozdul a szíj a tárcsahoronyból (4.13. ábra), amellyel egy időben érintőirányú komponens is keletkezik (4.18. ábra), valamint az ékhoronyban a rugalmas ékszíj keresztmetszete és hosszúsága is megváltozik. Ennek következtében csökken az ékszíj szögsebessége a körmozgása során, és megnövekszik az effektív szögcsúszás. A hajtó tárcsán a szíjcsúszás tehát a kerületi erő átvadaskor kialakuló relatív elmozdulásból, valamint a szíjhajtogatás deformációjából és szíj feszültség csökkenése miatt kialakuló úgynevezett rugalmas csúszásból tevődik össze.

Az ékszíj be és kilépése a hajtott tárcsán ugyanúgy nagymértékű effektív szögcsúszással jár. A szíjtárcsán az ékszíj felső oldala lemarad a felütés kezdetén (E), majd irányt vált  $s_E = 0$  helyen. Hasonlóan a lefutást megelőzően is lejátszódik ez a folyamat. Az irányváltások a relatív szögeltérés görbéen (4.18. ábrán) is megfigyelhetők, amelyet a szíjhajtogatás idéz elő. Az ékszíj

szögsebessége nagyobb, mint a hajtott tárcsa szögsebessége ( $\omega_t < \omega_{sz}$ ), az erőfolyam az ékszíjről a tárcsa irányába mutat. Ezáltal a csúszás negatív értékeket vesz fel és ugyanúgy a hajtás mozgásvesztését fokozza. A szögcsúszás görbe jellege hasonlít a hajtó tárcsán mért csúszás változásával, azonban az ékszij felfutás iránya ellentétes. A feszes szíjág felöli tényleges átfogás végén (G), ahol a szíjerő már közel megegyezik a feszes szíjágban ébredő erővel, a súrlódási viszonyok határozzák meg a szíjcsúszást. Ezt megelőzően (G-F szakaszon) a szíjban növekvő feszültség hatására bekövetkezik a hajtó szíjtárcsánál már említett rugalmas csúszás.

A szíjcsúszás a hajtásban résztvevő tárcsákon nem egyforma mértékben áll elő. Kísérletek során a mozgásvesztés 85%-a a hajtott tárcsán keletkezik  $i = 1$  áttétel esetén. A kerületi erő átadására jellemző csúszás a két szíjtárcsa feszes szíjágához közel eső, valós átfogás ívszakaszán a szögcsúszás görbe szélső értékével meghatározható, ahol a rugalmas csúszás a hajtó tárcsán még nem, illetve a hajtott tárcsán pedig már nem játszik szerepet. A meghatározott két csúszásérték különbsége megadja a hajtás egész rendszerre nézett csúszását.

#### 4.3.4. Relatív mozgás a beállítás hiba hatására

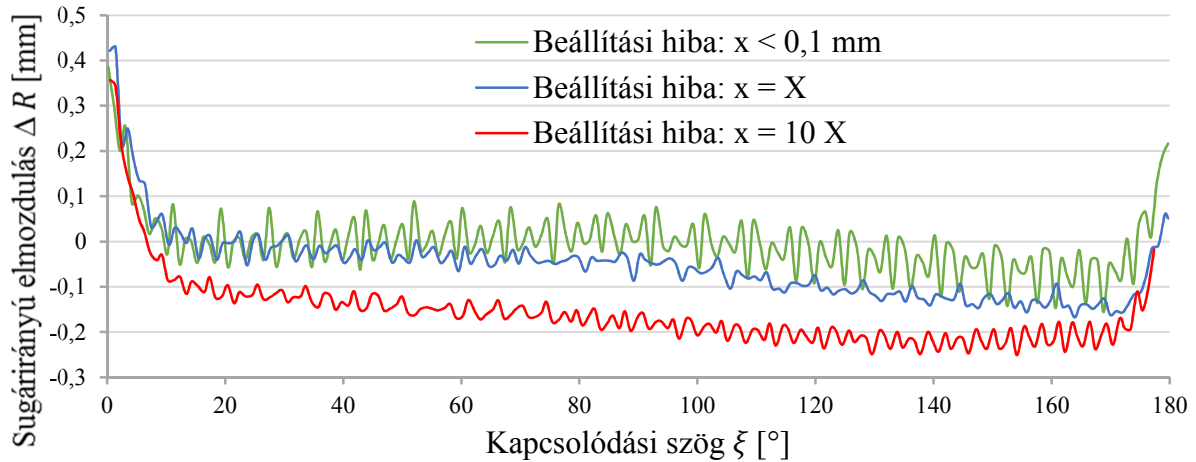
A szíjtárcsák geometriai beállításhibája befolyásolja a szíjhajtás egész rendszerre nézett csúszását. A 4.2.2. fejezetben bemutatott mérések alapján megfigyelhető, hogy már kismértékű hiba hatására a mozgásvesztés kezdetben jelentős mértékben csökken. A hibát tovább növelve eléri és meghaladja az egy síkba beállított hajtáselrendezés csúszás értékét. A 4.10. táblázatban bemutatom a relatív mozgásvizsgálat kísérleti beállításait, amellyel a beállítás hiba hatására létrejött csúszásváltozásokra kerestem a magyarázatot. A táblázatban feltüntettem a tengelyek szögsebességéből meghatározott hajtásrendszer csúszását is.

4.10. táblázat A kísérleti beállítások a geometriai hiba vizsgálatánál

	Geometriai beállítás hiba értéke; $x$ [mm]	Az egész rendszerre nézett csúszás; $s$ [%]
A hajtás síkjában	< 0,1	2,32
A szíjgyártók által előírt hibahatáron beállított hiba; $x = X$	0,6	1,46
Előírt hiba egy nagyságrenddel nagyobb értéke; $x = 10 \cdot X$	6	3,09

Az ékszij relatív mozgásának változását sugár-, illetve érintőirányban egyaránt vizsgáltam a szíjtárcsák párhuzamos eltolásával. A terheletlen hajtásnál kisebb tényleges sugáron fut a szíj (4.20. ábra) a beállítás hiba hatására. A valós átfogás mentén folyamatosan beékelődik a horonyba, miközben nincs nyomtér-átszarmaztatás, valamint kisebb ingadozás is jelentkezik az ékszij effektív sugár értékeiben.

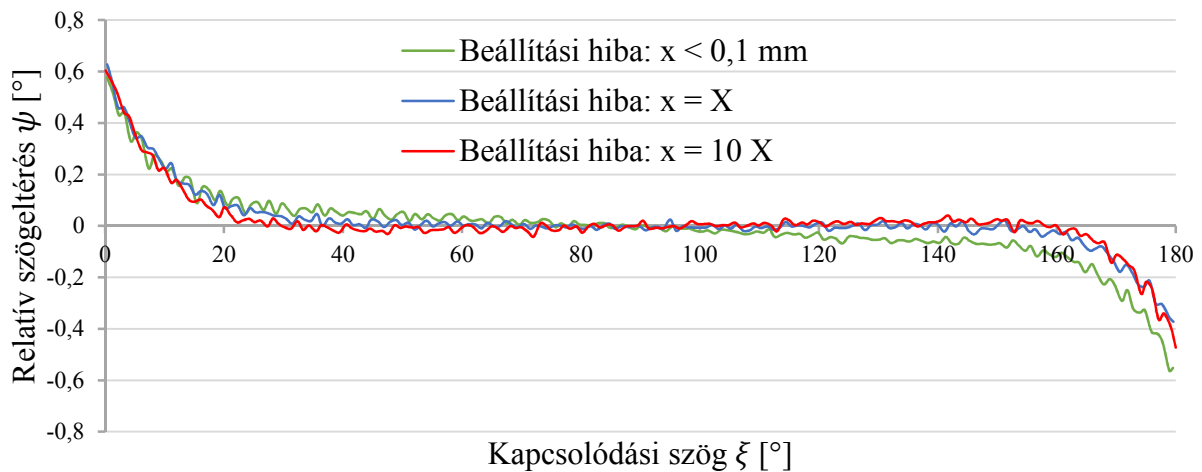
## 4. Eredmények



4.20. ábra A hajtás terheletlen állapotában mért sugárirányú relatív mozgások a párhuzamos beállítási hiba függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

Üres járatban az ékszíjnak nincs számottevő érintőirányú relatív mozgása (4.21. ábra), mivel a szíjágakban egyenlő a húzó feszültség értéke ( $\varepsilon = 1$ ). A kismértékű szögeltérés-változások azonban létrejönnek a hiba következtében. Ideális beállításnál az ékszíj hajtogatása során bekövetkezett deformáció hatása még megfigyelhető az átfogás középső szakaszán. A beállítás hiba létrehozásakor viszont ezek a szögmozgások nem mutatkoznak. Az ékszíj tárcsahoronyban történő mozgását a hiba hatására megváltozott erőviszonyok idézik elő.



4.21. ábra A hajtás terheletlen állapotában mért relatív szögeltérés a párhuzamos beállítási hiba függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 0 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A tárcsák párhuzamos helyzeténél szögét zár be a szabad szíjág és a szíjtárcsa síkja, ezzel együtt járulékos terhelés lép fel az ékszíj terhelt oldalfelületén (4.22./a. ábra). A hajtás üres járatánál, a szíjrelempre ható erőket a 4.22./b. ábra szemlélteti a tárcsára történő szíjfelfutás adott pillanatában. A szíjág szögét a beállítás hiba értéke  $x$  és a tengelyek távolsága  $a$  határozza meg:

$$\vartheta = \arctg \frac{x}{a}. \quad (4.14)$$

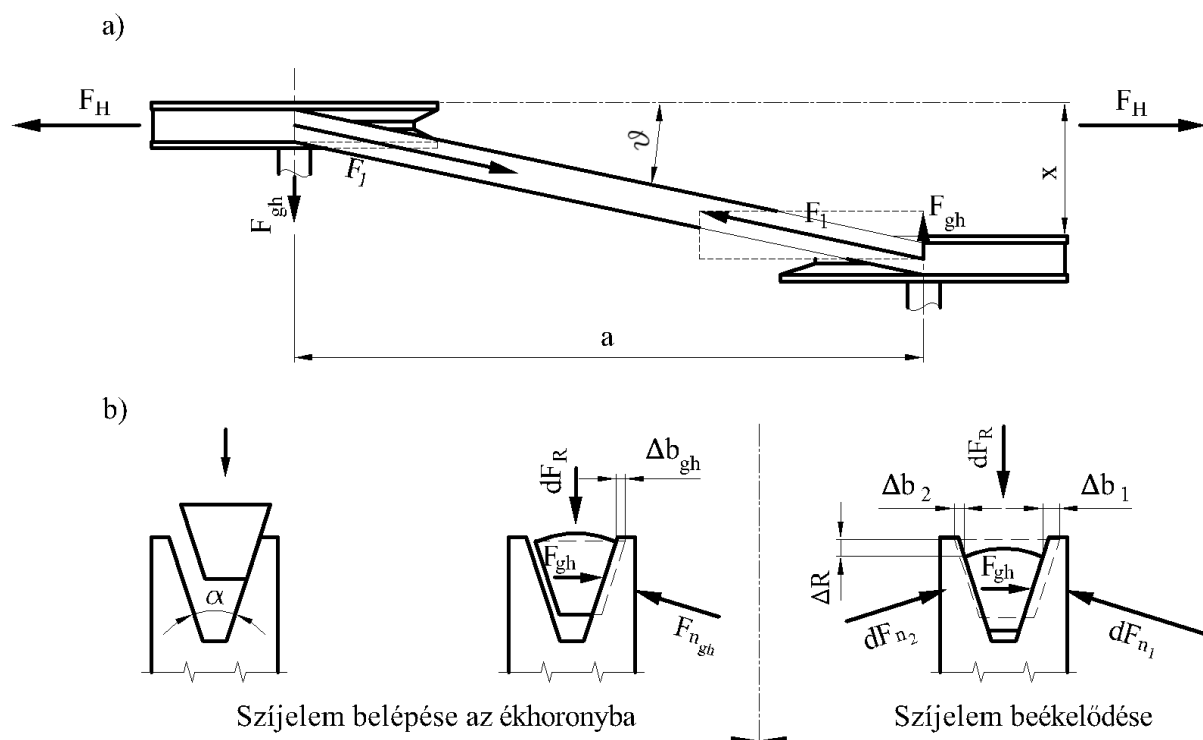
A nyitott szíjhajtás tengelytáv állításával létrehozott szíjägerő ( $\beta_G = 180^\circ$ -nál) a beállítás hiba hatására:

$$F = \frac{\frac{F_H}{2}}{\cos \vartheta}. \quad (4.15)$$

A tárcsák párhuzamos helyzetéből a szíjägerőnek keletkezik egy tengelyirányú komponense:

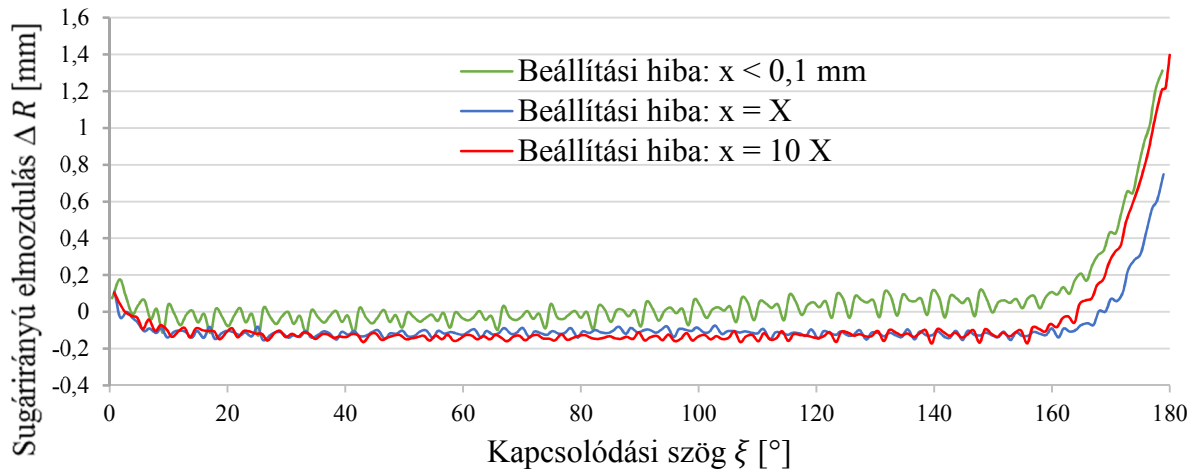
$$F_{gh} = \operatorname{tg} \vartheta \cdot \frac{F_H}{2}, \quad (4.16)$$

amely a szíj fel- és lefutás szakaszán a terhelt szíjoldalon lép fel. Ezen az oldalon az ékszíj előbb felfekszik a horonyfalra, és a beállításhibából származó járulékos erővel nekifeszül. Eközben már a szíjkeresztmetszet deformációt szenved, és mélyebben foglal majd helyet az ékhoronyban. A tárcsák párhuzamos eltéréseivel a járulékos erő nagysága is növekszik, és már kezdetben kisebb effektív sugaron fut fel az ékszíj (4.20. ábra).



4.22. ábra Az ékszíjra ható erők a felfutás szakaszán, beállítás hiba esetén  
a) szíjhajtás felülnézete és b) a szíjkeresztmetszet adott pillanatban kiragadott pozíciója az ékhoronyban

A hajtó tárcsán is megfigyelhető az ékszíj megváltozott sugárirányú mozgása a szíjtárcsák ideális beállításához képest (4.23. ábra). Az ékszíj függetlenül a hiba nagyságától kisebb átmérőn határozottan elfoglalja helyét, és a kilépés kezdetéig megtartja a radiális helyzetét.



4.23. ábra A hajtó szíjtárcsán mért sugárirányú relatív mozgások a párhuzamos beállítási hiba függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A beállítás hiba hatására, hasonlóan az üresjáratához, az ékszíz terhelt oldala a beékelődés előtt már deformációt szenved. A hajtó tárcsán létrejött tengelyirányú erő:

$$F_{gh_1} = \operatorname{tg} \vartheta \cdot F_1. \quad (4.17)$$

A felfutás végén a feszes szíjágban kialakult  $F_1$  szíjerő és a beállításhibából származó  $F_{gh_1}$  erőkomponens hatására a szíjkeresztmetszet eléri a legkisebb méretét. Az ékszíz terhelt oldalán megnövekszik az elemi normálerő:

$$dF_{n1} = dF_n + \frac{\operatorname{tg} \vartheta \cdot F_1}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (4.18)$$

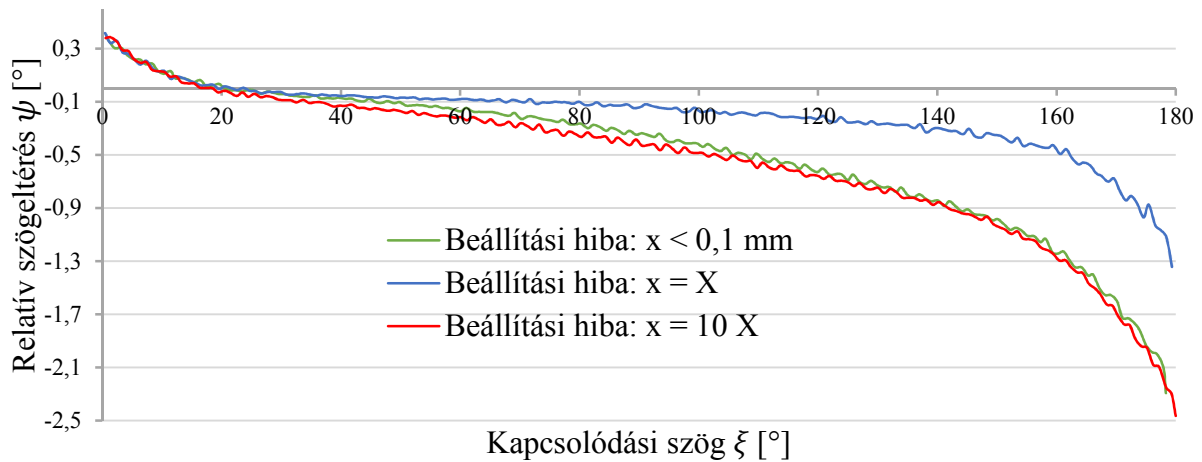
a terheletlen oldalt viszont lecsökken:

$$dF_{n2} = dF_n - \frac{\operatorname{tg} \vartheta \cdot F_1}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (4.19)$$

A gyártók által előírt hibaértéknél megnövekszik az erőzáró kapcsolat terhelhetősége a mélyebbre befeszült ékszíjjelem horonyhatása miatt, ezzel jelentősen mérséklődik a szögmozgás (4.24. ábra). Nagyobb beállítási hibánál viszont a terheletlen szíjoldalon oly mértékben lecsökken a normálerő, hogy az ékszíz már nem képes átvinni ugyanazt a nyomatékot azonos csúszás mellett, még akkor sem, ha a terhelt szíjoldalon megnövekszik a felület normális erő. Az aktív szíjoldalak nagymértékű aszimmetrikus terhelése következtében a horonyhatás kevésbé érvényesül, ezzel csökken az erőzáró kapcsolat terhelhetősége.



## 4. Eredmények



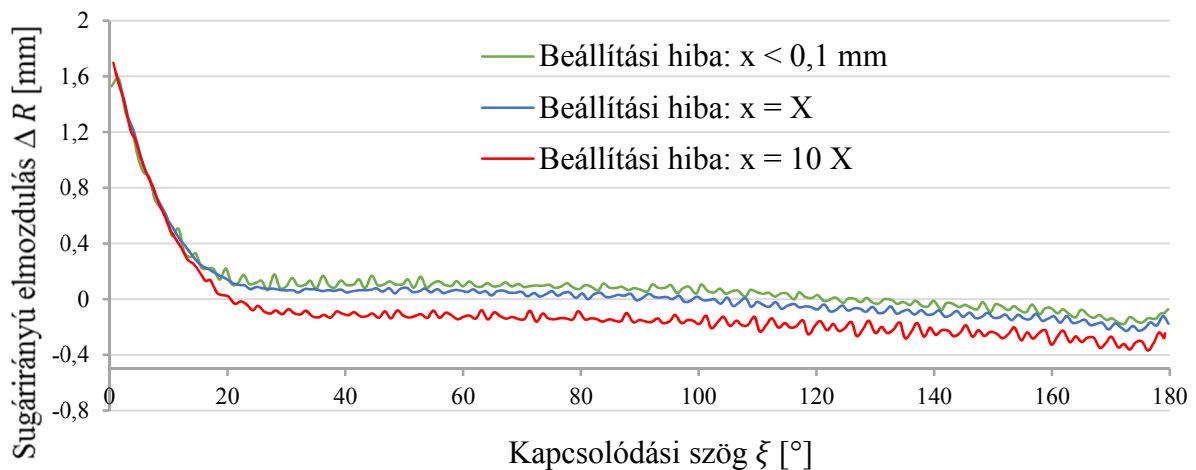
4.24. ábra A hajtó szíjtárcsán mért relatív szögeltérés a párhuzamos beállítási hiba függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A hajtott szíjtárcsán az ékszíz a laza szíjából fut fel ( $F_1 > F_2$ ;  $\frac{F_H}{2} > F_2$ ), ezzel kisebb a tengelyirányú erőkomponens:

$$F_{gh_2} = \operatorname{tg} \vartheta \cdot F_2. \quad (4.20)$$

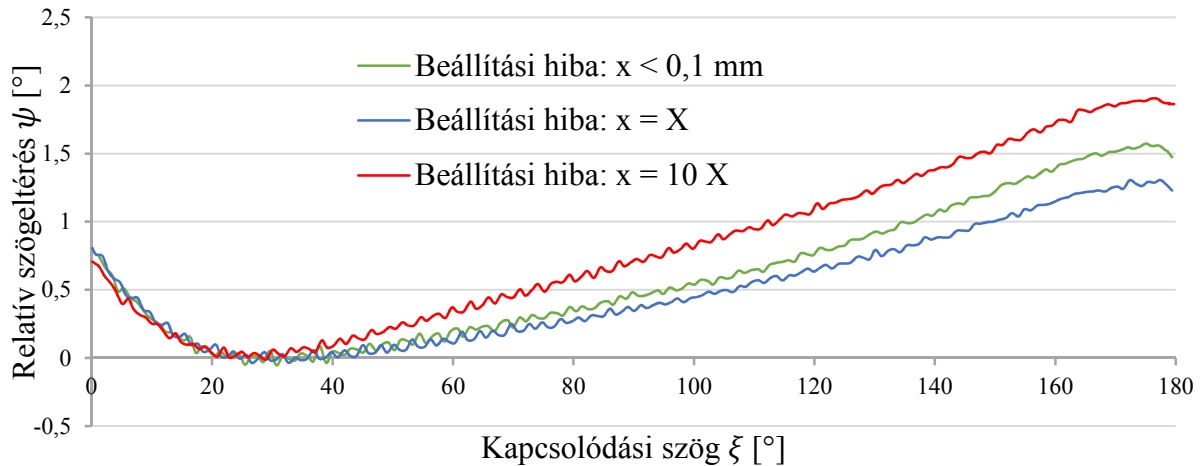
A kisebb erők miatt a szíjelem – ellenben a hajtó tárcsához képest – fokozatosan foglalja el helyét a tárcsa hornyában (4.25. ábra). Ez a folyamat elhúzódik a szíjlefutás kezdetéig. A hajtott tárcsa belépési szakaszán, a beállítás hiba hatására kialakult  $F_{gh_2}$  erő nagyobb mértékben érvényesül, és jelentősen befolyásolja a szíjmozgást. Hasonlóan a terheletlen hajtáshoz az ékszíz nagyobb sugárirányú mozgása figyelhető meg. Az ékszíz terhelt oldala a felfutás alatt a horonyfalnak feszül és már kismértékű oldal deformáció hatására a szíjelem mélyebbre ékelődik.



4.25. ábra A hajtott szíjtárcsán mért sugárirányú relatív mozgások a párhuzamos beállítási hiba függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A hajtott oldalon a beállítás hiba nagyságától függően csökkenhet, vagy nőhet az érintőirányú relatív mozgás (4.26. ábra). Hasonlóan a hajtó tárcsához, az aktív szíjoldalak aszimmetrikus terhelése befolyásolja az ékszíz és a szíjtárcsa erőzáró kapcsolatát. Kismértékű beállításhibánál a szíjkeresztmetszet beékelődésével megnövekszik a horonyhatás, és lecsökken a relatív szögmozgás. A hiba növelésével a terhelt szíjoldal felületén többleterő lép fel. A terheletlen oldalon viszont a normálerő csökkenése az erőzáró kapcsolatot gyengíti. Az aktív szíjoldalakon kialakult súrlódási erő ugyanazt a kerületi erőt csak nagyobb érintőirányú mozgásvesztéssel képes átszarmaztatni.



4.26. ábra A hajtott szíjtárcsán mért relatív szögeltérés a párhuzamos beállítási hiba függvényében

(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A tartományok ívhossza is megváltozik a hiba hatására, amely a megváltozott relatív mozgásoknak köszönhető. A szíjmozgások ívhosszainak változását a 4.11. és 4.12. táblázatban foglalom össze. A szíjkilépés szakaszát nem befolyásolja a tárcsák egymáshoz viszonyított helyzete. Számottevő változás a szíjfelfutás szakaszán figyelhető meg.

4.11. táblázat Az ékszíz relatív mozgás tartományai a beállítás hiba következtében

Beállítási hiba	Relatív mozgások szögtartománya [°] (elméleti átfogás: $\beta_G = 180^\circ$ )					
	Üresjárat		Hajtó		Hajtott	
	felfutás tartomány	lefutás tartomány	felfutás tartomány	lefutás tartomány	felfutás tartomány	lefutás tartomány
$x < 0,1 \text{ mm}$	9	8	11	12	14	3
$x = X$	8	7	9	13	15	4
$x = 10 X$	10	9	8	13	18	3

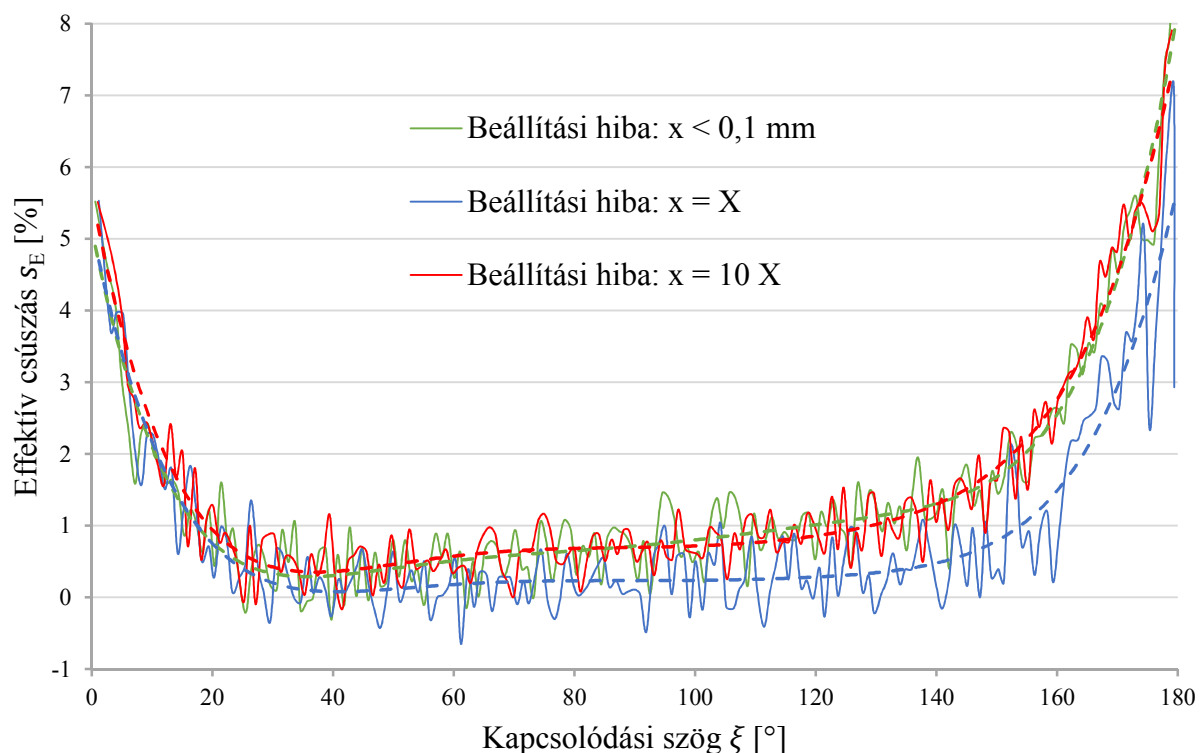
A hajtó tárcsán kismértékben csökken a felfutáshoz szükséges ívhossz a hiba hatására. A hajtott oldalon, a laza ágból történő belépés viszont jelentős mértékben megnövekszik. A felfutási szakasz változása a valós átfogás ívhosszát csak csekély mértékben növeli a hajtó tárcsán, ezzel az átfogási viszonyszám közel állandó. Hajtott oldalon a szíjbelépés ívhosszának jelentős változása a valós átfogás szakaszára is hatással van. A geometriai beállítás hiba tehát a hajtott

oldal átfogási viszonyszámát jelentősen csökkenti. Az ideális hajtáselrendezéshez képest (91%) 88%-ra csökken a valós átfogás.

4.12. táblázat Az ékszíj valós átfogási szöge és az átfogási viszonyszám a beállítás hiba következtében

Beállítási hiba	Üresjárat		Hajtó		Hajtott	
	valós átfogási szög [°]	$\delta$	valós átfogási szög [°]	$\delta$	valós átfogási szög [°]	$\delta$
$x < 0,1 \text{ mm}$	163	0,91	157	0,87	163	0,91
$x = X$	165	0,92	158	0,88	161	0,89
$x = 10 X$	161	0,89	159	0,88	159	0,88

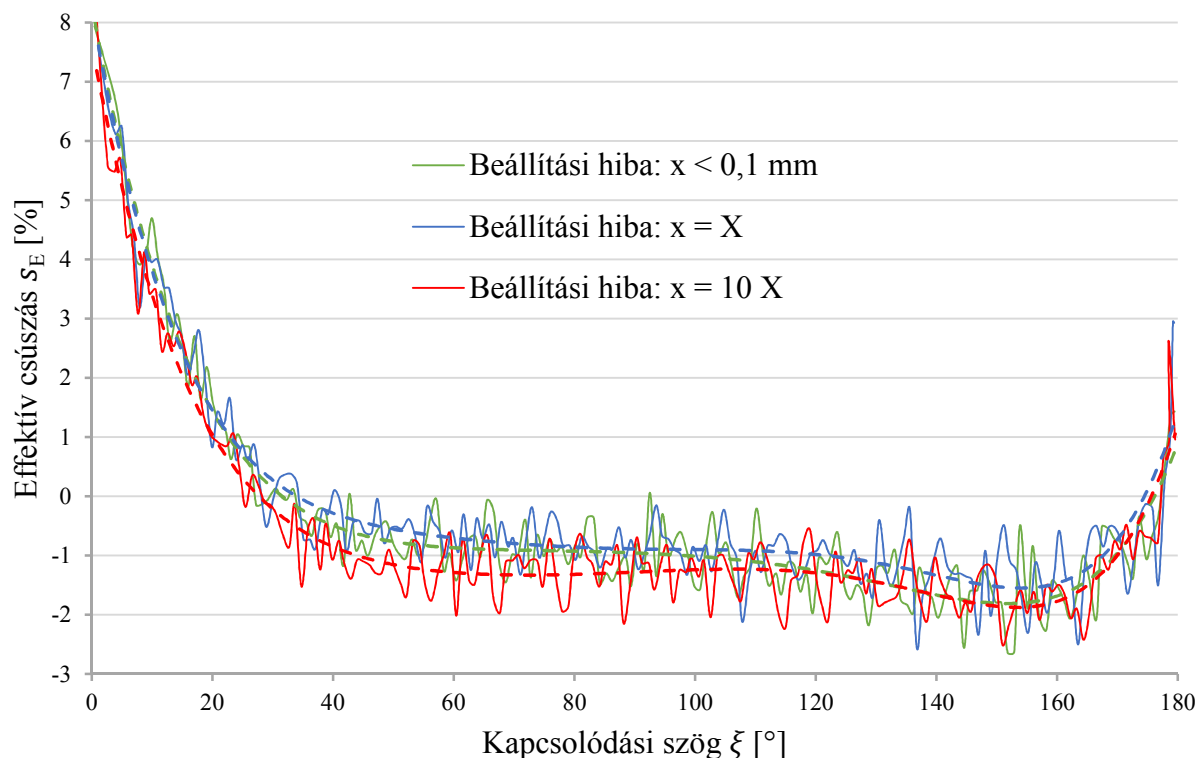
A sugár- és az érintőirányú relatív mozgás együttesen határozza meg az effektív szögcsúszás nagyságát adott kapcsolódási szöghelyzetben. A relatív mozgások megváltozása az elemi csúszásértékek változását vonja maga után, amely meghatározza az egész rendszerre nézett csúszást. A 4.27. ábra a hajtó tárcsán mért effektív szögcsúszás értékeit mutatja a beállítás hiba függvényében. A gyártók által előírt hibaértéken kisebb csúszások lépnek fel, valamint a szíj feszültség változása miatt kialakuló rugalmas csúszások mérséklődnek. Ez látható a 4.23. ábrán is, ahol a szíj keresztmetszet a felutást követően már befeszül az ékhoronyba. Csak a szíjlefutás kezdetén lecsökkent szíjágéro hatására kezdődik meg a szíjlevezetés a horonyból.



4.27. ábra Az effektív szögcsúszás a hajtó tárcsán beállítás hiba hatására  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

A valós átfogás szakaszán a beékelődött szíjelemre ható normálerő közel állandó, így a keresztmetszet sem változik és a rugalmas csúszás jelentősen lecsökken. A nagyobb hibaértéknél a szíjoldalak aszimmetrikus terhelése már csökkenti a horonyhatást, és a csúszásértékek megegyeznek a kiindulási beállítás csúszásértékeivel.

A hajtott oldalon a szögeltéréseknek megfelelő mértékben változik az effektív szögcsúszás, amely a 4.28. ábrán látható. Hasonlóan a hajtó tárcsához, már kismértékű hiba hatására csökken a szögcsúszás abszolút értéke. A szíjtárcsák párhuzamos helyzetét növelve viszont meghaladja a kiindulási beállítás csúszását. A felfutást követően az ékszíj sugárirányú mozgása nem ér véget, a beékelődés tovább folytatódik a valós átfogás szakaszán. A hiba nagyságától függően mélyebbre ékelődik a szíjelem, így a rugalmas csúszás fennmarad. Nagyobb hibaértéknél a szíjoldalak aszimmetrikus terhelése hasonlóan, mint a hajtó oldalon, csökkenti az átvihető kerületi erő nagyságát.



4.28. ábra Az effektív szögcsúszás a hajtott tárcsán beállítás hiba hatására  
(Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ )

Kismértékű hiba kedvező hatású az ékszíj és a szíjtárcsa erőzáró kapcsolatára. A szíjoldalak csekély aszimmetrikus terhelése növeli az ékhatást a szíjelem fokozott beékelődésével. A hibát tovább növelve viszont a csökken az erőzáró kapcsolat terhelhetősége az ékszíj aktívoldalak nagymértékű aszimmetrikus terhelése miatt.

#### 4.4. Új tudományos eredmények

Kutatómunkám során a mezőgazdasági gépek ékszíjhajtásaival foglalkoztam, kiemelt figyelemmel a hajtás veszteségtényezőinek alakulására. Az eredményeim tézisekbe foglalt következtetéseit az alábbiakban foglalom össze.

##### 1. Ékszíz hőmérséklet-emelkedés matematikai modellje

Meghatároztam az ékszíz hőmérséklet-emelkedés matematikai modelljét a hajtásparaméterek ismert függvénykapcsolatainak segítségével. Az ékszíz hőmérséklet-emelkedése a hajtásjellemzők függvényében:

$$\Delta T = -17,1 + \frac{2317,476}{d} + 0,472 \cdot f + 4,430 \cdot M,$$

ahol:  $d$  - az ékszíjtárcsa névleges átmérője [mm],  
 $f$  - a szíjhajtogatósi frekvencia [ $s^{-1}$ ],  
 $M$  - a hajtást terhelő nyomaték [Nm].

Az egyes változók által meghatározott varianciája alapján megállapítottam, hogy a szíjtárcsa átmérőjének nagysága befolyásolja a legnagyobb mértékben az ékszíz melegedését. A hajtogatósi frekvenciája és a terhelés hatása közel azonos, ugyanakkor kisebb befolyással bír, mint a tárcsa átmérő. Az előfeszítő erő a szíjmelegedésre szignifikánsan nincs hatással. Az összefüggés Z/10 normál szelvényű ékszíjak és öntvény szíjtárcsák esetén, az alábbi tartományban 5 %-os hibahatárral alkalmazható.

A modell érvényességi határai:  $d_{min} \leq d \leq 3 \cdot d_{min}$ ,

$$10 s^{-1} \leq f \leq 20 s^{-1},$$

$$0 \leq M \leq M_N,$$

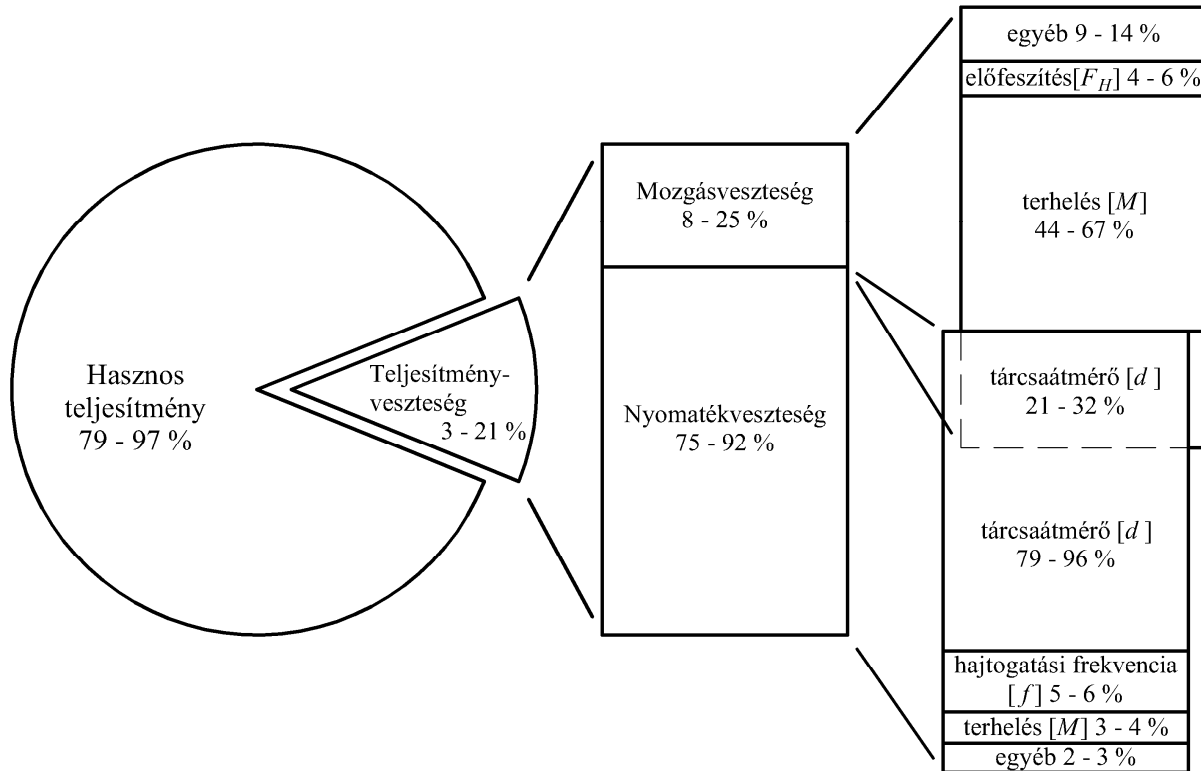
$$0,5 \cdot F_{HN} \leq F_H \leq 1,5 \cdot F_{HN},$$

$$i = 1,$$

ahol:  $d_{min}$  - a szíjprofilra megengedett legkisebb tárcsa névleges átmérője [mm],  
 $M_N$  - az adott beállításhoz meghatározott terhelő nyomaték [Nm],  
 $F_{HN}$  - az adott beállításhoz meghatározott előfeszítő erő [N].

##### 2. Ékszíjhajtás kvalitatív energiamérlege

A hajtásparaméter vizsgálatok eredményeit felhasználva kidolgoztam az ékszíjhajtás kvalitatív energiamérlegét. Az ékszíjhajtás teljesítményvesztését két összetevőre, nyomaték- és mozgásvesztésre bontottam. A nyomatékvesztés meghatározóan az ékszíz hajtogatóból (belső súrlódásból) származik, amelyet a hajlítás sugara ( $d$  a szíjtárcsa átmérője), illetve gyakorisága ( $f$  a hajtogatósi frekvenciája) határoz meg. Az erőzáró hajtásnál, a kerületi erő átadása összetett módon járul hozzá a veszteséghez. Egyrészt az ékszíz felületi rétegeinek ismétlődő deformációjából (belső súrlódásból), amely nyomatékvesztésként realizálódik, másrészt a szíjjelem relatív elmozdulásából tevődik össze. A mozgásvesztést a felületek súrlódása befolyásolja, amelyet az átadott kerületi erő nagysága ( $M$  terhelő nyomaték), illetve az ékszíz átfogási ívhossz menti alakváltozásának lefolyása ( $d$  szíjtárcsa átmérő) és az előfeszítés ( $F_H$ ) határoz meg. Az energiamérleg vizsgálati határát az „Ékszíz hőmérséklet-emelkedés matematikai modellje” c. tézisben rögzítettem.



Az ékszíjhajtás energiamérlege

### 3. Ékszíz relatív mozgások vizsgálati módszere

A szakirodalomban nem létezik olyan módszer, amellyel az ékszíz mozgását a tárcsahoronyban üzemhasonló körülmények között lehetne vizsgálni. Kísérleti módszert dolgoztam ki és hajtásvizsgálati fékpadot hoztam létre az ékszíz relatív mozgásának meghatározására. Laboratóriumi körülmények között a hajtás valós terhelését ( $M = 10,7 Nm$ ) üzemi fordulatszámom ( $n_1 = 924 min^{-1}$ ) állítottam elő. Nagy rögzítési sebességgel (2000 kép/s) felvételt készítettem az ékszíjhajtásról. A relatív mozgások megfigyelésére a hajtás elemeit jellel láttam el, amely meghatározza a szíjtárcsa és az ékszíz felső oldalának mozgását. Képfeldolgozás után 0,28 % relatív hibával megkaptam a mérési pontok által leírt mozgáspályát, amelyből meghatároztam az ékszíz felső oldalának sugár- és érintőirányú relatív mozgását és a pillanatnyi szíjcsúszást az átfogás mentén. A kísérlet során felhasznált, kereskedelmi forgalomban kapható hajtáselemek nem igényelnek átalakítást, így a valós szíjmozgás mérhető.

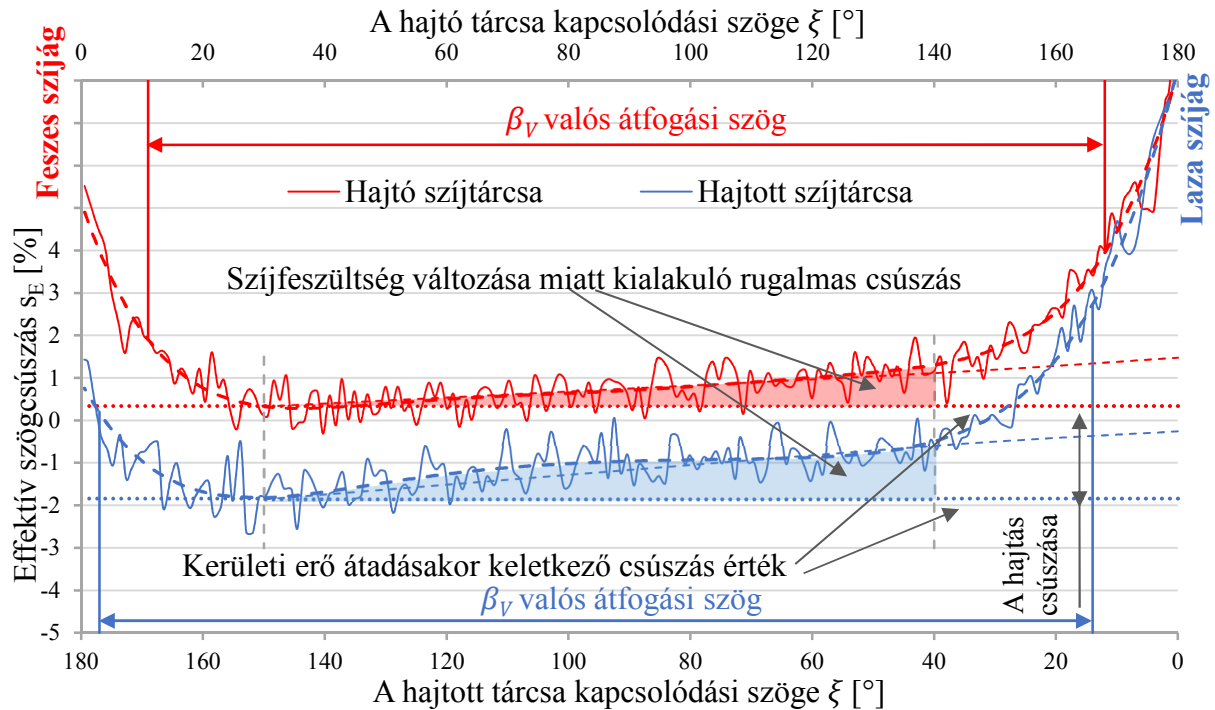
### 4. Ékszíz relatív mozgások

Laboratóriumi vizsgálatokkal bizonyítottam, hogy az átfogás mentén, üzemi körülmények között az ékszíz relatív mozgása három tartományra bontható (szíjfelfutás, valós átfogás, szíjlefutás) a sugárirányú pályagörbe töréspontjainak definiálásával. A valós és az elméleti átfogási szög hányadosaként definiáltam egy új paramétert, az átfogási viszonyszámot, amellyel a kötélsúrlódási modell pontosítható a szíjhajtás működésének leírásakor:

$$\delta = \frac{\beta_V}{\beta_G},$$

ahol:  $\beta_G$  - a geometriából meghatározott átfogási szög [°],  
 $\beta_V$  - a relatív mozgásokból meghatározott, valós átfogási szög [°].

Az effektív csúszás ( $s_E$ ) értelmezésével megállapítottam, hogy a szíjcsúszások eltérnek a hajtásban résztvevő tárcsákon. A szíjcsúszás a kerületi erő átadásakor kialakuló relatív elmozdulásból, az ékszíj hajtogatás deformációjából és szíjfeszültség változása miatt kialakuló rugalmas csúszásból tevődik össze. A kerületi erő átadásakor kialakuló csúszást a két szíjtárcsa feszes szíjágához közel eső, valós átfogás ívszakaszán, a szögcsúszás-görbe szélső értékével határoztam meg. A két szélsőérték különbsége megadja a hajtás egészére vonatkoztatott csúszás értékét.



Az effektív szögcsúszás a kapcsolódási szög függvényében  
 (Z/10 profil;  $d = 118 \text{ mm}$ ;  $i = 1$ ;  $L_w = 1142 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ s}^{-1}$ ;  $M_1 = 10,7 \text{ Nm}$ ;  
 $F_H = 190 \text{ N}$ ;  $a = 386 \text{ mm}$ ;  $s = 2,32 \%$ )

### 5. Szíjtárcsák geometriai beállítás hibája

A teoretikustól minden esetben eltér a valós szíjfutás, kiváltképp a nagyméretű önjáró, lemez vázszerkezetű mezőgazdasági gépek esetén. Kísérletileg igazoltam, hogy a geometriai beállítás hiba következtében kialakuló veszteséget az aktív szíjoldal megnövekedett súrlódása okozza. Az ékszíjtárcsák párhuzamos beállításhibáinak megengedhető értékét a profilszélesség egyharmadára ( $x = b/3$ ) határoztam meg, ahol a mozgás- és kerületi erőn megjelenő veszteségeket egyaránt figyelembe vettem. Az általam meghatározott hibahatár alatt a mozgásvesztés (szíjcsúszás) jelentős mértékben csökkenthető. A hibát tovább növelve eléri és meghaladja az egy síkba beállított hajtáselrendezés csúszásértékét. A szíjoldalak kismértékű aszimmetrikus terhelése a szíjjelem fokozott beékelődésével növeli a horonyhatást, ugyanakkor a hibahatárnál nagyobb eltérés esetén viszont a járulékos terhelés miatt megnövekszik a szíjcsúszás.

## 5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

Kutató munkám során az ékszíjhajtások veszteségtényezőinek vizsgálatával kapcsolatban olyan eredményekre jutottam, amelyek segítséget nyújtanak a hajtás működésének jobb megértéséhez, és a mezőgazdasági gépeken alkalmazott ékszíjhajtások tervezési- és optimalási folyamataihoz.

Teoretikus hajtásbeállítás esetén, kísérleti úton létrehoztam az ékszíz hőmérséklet-emelkedés és az egész rendszerre nézett csúszás matematikai modelljét a hajtásparaméterek függvényében. Az egyes független változók varianciája alapján meghatároztam a veszteséget befolyásoló hajtásjellemzőket, illetve az egyes faktorok súlyát. A hajtásparaméter vizsgálatok eredményeit felhasználva felállítottam az ékszíjhajtás kvalitatív energiamérlegét, ahol a teljesítményvesztéséget két összetevőre, nyomaték- és mozgásvesztésre bontottam. A nyomatékvesztés főként az ékszíz hajtogatásából keletkezik, amelyet a hajlítás sugara, illetve hajtogatás gyakorisága határoz meg. A mozgásvesztéséget a felületek súrlódási viszonya befolyásolja, amelyet a hajtás terhelése, az ékszíjtárcsa átmérő és az előfeszítés határoz meg. A vizsgálatok kiterjeszhetők más szíz típusokra, illetve további kutatási feladat szimulációs modellek létrehozása a hajtás működésének leírására.

Kísérleti módszert dolgoztam ki az ékszíz tárcsahoronyban történő mozgásának meghatározására. Az ékszíjhajtást üzemi fordulatszámon vizsgáltam ún. nagysebességű kamera és a felvételek képfeldolgozása segítségével. Az ékszíjon és szíjtárcsán elhelyezett mérőpontok koordinátaiból meghatároztam az ékszíz felső oldalának tárcsához viszonyított mozgását. A kísérlet során felhasznált hajtáselemek nem igényeltek átalakítást, így a valós szíjfutást mértem. A kísérleti módszerrel lehetőség adódik más szíjtípusok, illetve egyéb hajtások kinematikai vizsgálatára üzemi fordulatszámon.

A relatív mozgások elemzésével bizonyítottam, hogy az átfogás mentén, üzemi szíjsebességnél az ékszíz relatív mozgása három tartományra bontható (szíjfelfutás, valós átfogás, szíjlefutás). Definiáltam egy átfogási viszonzszámot ( $\delta$ ), amelyet a valós és az elméleti átfogás hányadosaként értelmeztem. Az ékszíjhajtás méretezésénél használt kötelsúrlódási modell pontosítható ezzel a viszonzszámmal. Az effektív szögcsúszás ( $s_E$ ) bevezetésével felbontottam a szíjtárcsákon létrejött elemi csúszásokat, amelyek összetett módon a kerületi erő átadásakor kialakuló relatív elmozdulásból, a szíjhajlítás deformációjából és szíjfeszültség változása miatt keletkező ún. rugalmas csúszásból tevődik össze.

A mezőgazdasági gépeken előállt sajátos körülmények közül a geometriai beállítási hibák problémájával foglalkoztam. Meghatároztam a szíjtárcsák párhuzamos beállítási hibájának határértékét, ahol az ékszíjhajtás üzemszerűen, a teoretikus elrendezéshez képest hatásfok csökkenés nélkül használható. Relatív mozgás vizsgálatokkal megállapítottam, hogy a beállítás hiba következtében, a szíjoldalak aszimmetrikus terhelése növelheti az ékhatást a szíjjelem fokozott beékelődésével. A szíjprofil szélességét meghaladó hiba következtében viszont lecsökken az erőzáró kapcsolat terhelhetősége a megnövekedett járulékos terhelések miatt. További kutatási témát szolgáltat a 2.1.1. fejezetben bemutatott környezeti hatások vizsgálata, amely egyedi klímakamra fejlesztésével valósítható meg.



## 6. ÖSSZEFOGLALÁS

### MEZŐGAZDASÁGI ÉKSZÍJHAJTÁSOK ENERGIAMÉRLEGÉNEK SAJÁTOSSÁGAI

A rugalmas vonóelemes hajtás mezőgazdasági berendezéseken, különösképpen a betakarítógépeken elterjedt teljesítmény-átviteli megoldás, ahol a cséplő, tisztító és anyagmozgató gépegységeinek energiaellátása szinte kizárólag ékszíjhajtáson keresztül valósul meg. A gépszerkezetek tervezéséhez, optimális üzemeltetéséhez elengedhetetlen az említett hajtás viselkedésének beható ismerete, kiváltképp a mezőgazdasági környezetben.

A kutatómunkám célja az ékszíjhajtások veszteségvizsgálatával, hogy a hajtás működésével kapcsolatban további ismereteket szerezzek, illetve megvizsgáljam a mezőgazdaságra jellemző viszonyok hatását a teljesítmény-átvitelre, amely a területtel foglalkozó tervező mérnökök számára nyújt segítséget. A kutatási célok megvalósítása érdekében áttekintettem az ékszíjhajtások szakirodalmát, ahol arra a megállapításra jutottam, hogy az eddigi kísérletek nem alkalmasak a hajtás valós körülmények közötti vizsgálatára, ezáltal az alap kutatásokban is ellentmondásokba ütköztem. Továbbá a mezőgazdasági környezetben üzemelő hajtásokkal kapcsolatban nem áll rendelkezésre irodalom.

Első lépésben kísérleti módszert dolgoztam ki az ékszíjhajtás nyomaték- és mozgásvesztésének vizsgálatára, ahol kereskedelmi forgalomban kapható ékszíjakat és szíjtárcsákat használtam, illetve üzemhasonló körülményeket hoztam létre az eredményeim gyakorlatban való jobb alkalmazhatósága érdekében. A nyomatékvesztést az ékszíz hőmérséklet-emelkedése által elemeztem. A mozgásvesztést makró szinten a hajtás tengelyeinek szögsebességével, illetve mikró szinten az ékszíz relatív mozgások segítségével határoztam meg.

Következő lépésben fontosnak tartottam tisztázni a teoretikus hajtásbeállításnál a teljesítményvesztés összetételét. Létrehoztam a szíjmelegedés matematikai modelljét a hajtásparáméterek függvényében, és a független változók súlyozásával meghatároztam az egyes paraméterek hatását. A kísérletsorozatból felállítottam a hajtás egész rendszerre nézett csúszásának matematikai modelljét is, és szintén meghatároztam a hajtásparáméterek hatását a vizsgált jelenségre. Az eredmények felhasználásával létrehoztam az ékszíjhajtás energiamérlegét, és elemeztem az egyes összetevők hatását. Új kísérleti módszer kidolgozásával pontosítottam az ékszíz relatív mozgásaival kapcsolatos ismereteket.

A mezőgazdasági gépekre jellemző környezeti körülmények elemzése után megvizsgáltam a szíjtárcsák geometriai beállításhibájának hatását az ékszíjhajtás működésére. A gépbeállítás hiba határértékének empirikus meghatározásával megállapítottam egy hibaértéket, ahol a hajtás teljesítmény-átszármasztása még hatásfok csökkenés nélkül jön létre. Relatív mozgásvizsgálatokkal megállapítottam, hogy a beállítás hiba következtében, a szíjoldalak aszimmetrikus terhelése növelheti az ékhatást a szíjjelem fokozott beékelődésével. Az elméletitől eltérő valós szíjfutás okozta hatások vizsgálata a mezőgazdasági gépek hajtástervezésében nyújthat segítséget.

Az ékszíjhajtásokkal kedvező hatásfokú, előnyösen rugalmas és rezgéscsillapító teljesítmény-átvitel hozható létre a hajtás optimális kialakításával. A bemutatott új tudományos eredmények megkönnyíthetik a gyakorló mérnökök munkáját a mezőgépek hajtástervezésében.

## 7. SUMMARY

### CHARACTERISTICS OF THE ENERGY BALANCE OF AGRICULTURAL V-BELT DRIVES

The flexible tractive element drive is a widely spread power transmission solution on agricultural equipment, in particular on harvesters, where the power supply of threshing, cleaning and moving units is almost exclusively realized via V-belt drives. It is essential to be familiar with the behavior of the above-mentioned drive for the design and optimal operation of machine structures, especially in the agricultural environment.

By studying the power loss of V-belt drives the purpose of my research work was to gain more knowledge about the operation of the drive and to study the impact of specific agricultural conditions on power transmission, which helps design engineers working in the area. In order to realize the purpose of the research I overviewed the literature on V-belt drives where I found that the experiments conducted so far are not suitable for testing the drive in real conditions, thus I encountered contradictions even in the case of basic research. In addition, there is not any literature available in relation to drives operating in the agricultural environment.

As the first step I worked out an experimental method to study the torque and motion loss of the V-belt drive, where I used commercially available V-belts and pulleys and created operation-like conditions in order to be able to apply my results better in practice. Torque loss was analyzed by the temperature rise in the V-belt. At the macro level motion loss was determined through the angular speed of drive axes and at the micro level through the V-belt relative motions.

Next, it was important to clarify the composition of the power loss in the case of the theoretical drive setting. I created the mathematical model of the temperature rise of belts as a function of the drive parameters, and I determined the impact of each parameter by weighting the individual variables. As a result of the series of experiments I set up the mathematical model of the drive slippage for the whole system, and I also determined the impact of the drive parameters on the studied phenomenon. Using the results I created the energy balance of the V-belt drive and analyzed the impact of each component. By developing a new experimental method I clarified the knowledge regarding the relative motions of the V-belt.

After the analysis of the environmental conditions characteristic of agricultural machinery I examined the effect of the geometrical adjustment errors of the pulleys on the operation of the V-belt drive. By empirically determining the error limit of the machine adjustment I established an error value, where performance transmission of the drive is still realized without decrease in efficiency and belt service life. Via relative motion tests I found that as a result of the adjustment error the asymmetric load on the belt sidewalls can increase the wedge effect through the increased wedging of the belt element. The study of the effects of real belt running, which is different from the theoretical running, can assist in designing the drives of agricultural machinery.

By optimally designing the drives with V-belts it is possible to develop flexible and vibration absorbing power transmission of favorable efficiency. The presented new scientific results can facilitate the work of practicing engineers in designing the drives of agricultural machines.

## 8. MELLÉKLETEK

### M1: Irodalomjegyzék

1. Almeida, A., Greenberg, S. (1995): Technology assessment: energy-efficient belt transmissions, *Energy Build.* Vol. 22 (3) pp. 245-253.
2. Balta, B., Sonmez, F. O., Cengiz A. (2015): Speed losses in V-ribbed belt drives, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 86, pp. 1-14.
3. Bartha Z. (1989): *Gumiipari kézikönyv II.*, Budapest, Taurus-Omikk, 715-725. o.
4. Belofsky, H. (1976): On the theory of power transmission by Vbelts, *Wear*, Vol. 39, pp. 263-275.
5. Bense L., Szendrő P., Vincze Gy. (2000): Thermodynamics of rheological models, *Hungarian Agricultural Engineering*, Vol. 13, pp. 12-14.
6. Bertini, L., Carmignani, L., Frenzo, F. (2014): Analytical model for the power losses in rubber V-belt continuously variable transmission (CVT), *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 78, pp. 289-306.
7. Cengiz, A., Uçar, M. (2006): Determination of the effect of temperature and relative humidity on the friction coefficient of V-belt mechanism, *Indian Journal of Engineering & Materials Sciences* Vol. 13, No. 10, pp. 405-410.
8. Cepon, C. G., Manin, L., Boltezar, M. (2009): Introduction of damping into the flexible multibody belt-drive model: A numerical and experimental investigation, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 324, pp. 283-296.
9. Chen, G. S., Lee, J. H., Narravula, V., Kitchin, T. (2012): Friction and noise of rubber belt in low temperature condition: The influence of interfacial ice film, *Cold Regions Science and Technology* Vol.71, No. 10, pp. 95-101.
10. Chen, T. F. , Lee, D. W., Sung, C. K. (1998): An experimental study on transmission efficiency of a rubber V-belt CVT, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 33, No. 4, pp. 351-363
11. Chen, T. F., Sung, C. K. (2000): Design considerations for improving transmission efficiency of the rubber V-belt CVT, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 24 (4), pp. 320-333.
12. Dittrich, O. (1953): *Theorie des Umschlingungsgetriebes mit keilförmigen Reibscheibenflanken*, Dissertation, TH Karlsruhe
13. Erickson, W. D. (1987): *Belt selection and application for engineers*, Marcel Dekker ISBN 0-8247-7353-5.
14. Euler, L. (1775): *Novi commentarii*, Pezropoli, S. 304-326.
15. Eytelwein, J. A. (1808): *Handbuch der Statik fester Körper*, Berlin: Reimer, S. 21-23.
16. Firbank, T.C. (1970): Mechanics of the belt drive, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 12, pp. 1053-1063.
17. Gerbert G. (1991): On flat belt slip, *Veh. Tribol. Ser.* 16, pp. 333–339.

18. Gerbert, B. G. (1996): Belt slip - a unified approach, *Journal of Mech. Des.*, Vol. 118 (3), pp. 432-438.
19. Gerbert, B. G. (1972): Force and slip behaviour in V-belt drives, *Acta polytechnica Scandinavica, Mechanical engineering series*, Helsinki, 67.
20. Gerbert, B. G. (1974): Power loss and optimum tensioning of V-belt drives, *Journal of Engineering Industry Trans. ASME*, Vol. 96, pp. 877-885.
21. Gervas, K. J. (1969): Determining the power losses in V-belt drives during flexure, *Soviet Rubber Technology*, Vol. 28 (2), 42 p.
22. Gervas, K. J., Pronin, B. A. (1967): Calculation of power losses in belt drives, *Russian Engineering Journal*, Vol. 47 (3), pp. 26-29.
23. Goda T., Váradi K., Friedrich K. (2001): Fe micro-models to study contact states, stresses and failure mechanisms in a polymer composite subjected to a sliding steel asperity, *Wear*, Vol. 251: pp. 1584-1590.
24. Gogolin, B. (1972): Untersuchungen zur Relativbewegung zwischen Keilriemen und Keilriemenscheibe, In: *Keilriemen - Eine Monografie*, Essen, Ernst Heyer, S. 35-57.
25. Grashof, F. (1883): *Theoretische Maschinenlehre*, Hamburg und Leipzig: Leopold Voss, S. 304-314.
26. Gutjahr, E. M. (1959): Das radiale Gleiten des Keilriemens, *Vestnik maschinostroenija*, 39 Nr, S. 26-31.
27. Haberhauer, H., Bodenstern, F. (2014): *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*, Springer-Verlag, S. 598-625.
28. Hartmann, W. (1964): Beitrag der zur Ermittlung der für die Konstruktion von Umschlingungsgetrieben mit keilförmigen Reibscheibenflanken maßgebenden Faktoren, *Dissertation*, TH Karl-Marx-Stadt
29. Herrmann, M. (1924): *Gépelemek*, Budapest, Németh József Technikai Könyvkereskedés, 394-432. o.
30. <http://www.loc.gov/pictures/item/ca2269.photos.051150p/> (Lekérdezés időpontja: 2016.11.06.)
31. <https://retronom.hu/node/11356> (Lekérdezés időpontja: 2016.11.06.)
32. Janik, J., Remsei, N. (1979): *Mezőgazdasági gépek üzemfenntartása*, Mezőgazdasági Kiadó, Budapest
33. Karstens H., Müller J., (2006): Der Wirkungsgrad und die Mechanik von kraftschlüssigen Umschlingungsgetrieben, *Konstruktion*, Juni 6-2006., S. 69-74.
34. Kátai L. (1998): Összehasonlító ékszíjvizsgálatok az alkalmazott teherviselő elem alapján, *Mezőgazdasági Technika*, 39. évf.. 3. sz., 2-3. o.
35. Kátai L. (2001): *Terménybetakarító Gépeken Alkalmazott Ékszíjak Élettartam Növelésének Egyes Kérdései*, Doktori értekezés, Gödöllő

36. Kátai, L., Szabó, I. (2015): Identification of V-belt power losses with temperature measurement. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 29 (8), pp. 3195-3203.
37. Kátai, L., Szendrő, P., Vincze, GY., Szabó, I. (2001): Determination of Inner Viscosity of V-belts by Bending Test. In: *Hungarian Agricultural Engineering* Vol. 14, No. 12, pp. 31-33.
38. Kozma M. (2001): *Hajtásrendszerek*, Budapest, Műegyetemi kiadó, 8-12. o.
39. Lutz, O. (1960): Zur Theorie des Keilscheiben-Umschlingungsgetriebes, *Konstruktion* 12 Nr 7, S. 265-268.
40. M. Csizmadia B., (1998), Kísérletek tervezése in Csorba László: *Bevezetés a kutatásba (Módszerek, etika, publikáció)*, Gödöllői Agrártudományi Egyetem, Mezőgazdasági Gépészmérnöki Kar, Tudományos Diákköri Tanács, Gödöllő, 2-4. o.
41. Makhult M. (1963): *Gumirugók*, Budapest, Műszaki könyvkiadó, 9-12. o.
42. Manin L., Liang X., Lorenzon C. (2014): Power losses prediction in poly-v belt transmissions: application to front engine accessory drives, *Gear International Conference*, Vol. 2, pp. 1162-1171.
43. Manin, L., Michon, G., Remond, D., Dufour, R. (2009): From transmission error measurement to pulley-belt slip determination in serpentine belt drives: Influence of tensioner and belt characteristics, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44, pp. 813-821.
44. Mészáros (1965): *A Mezőgazdasági gépek vizsgálata*, Budapest, Akadémiai Kiadó
45. Moon, J., Wickert, J. A. (1999): RADIAL BOUNDARY VIBRATION OF MISALIGNED V-BELT DRIVES, *Journal of Sound and vibration*, Vol. 26, No. 8, pp. 527-541.
46. Nagy J. (1986): *Járvaszecszkázók aprító szerkezetének energiatakarékos hajtása rugalmas tengelykapcsolók alkalmazásával*, Gödöllő: Doktori értekezés, 124 p.
47. Nagy, J., Vincze, Gy., Szendrő, P. (2003): A sztohasztikus terhelő nyomaték figyelembe vétele a multikátor rendszerelméleti leírásánál, *Gödöllő MTA Agrár-Műszaki Bizottság, Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás*, Nr. 27, 3. kötet, 11-17. o.
48. Pietra, L. D., Timpone, F. (2013): Tension in a flat belt transmission: Experimental investigation, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 70, pp. 129-156.
49. Reynolds, O. (1874): On the efficiency of belts or straps as communicators of work, *Engineering*, Vol. 38, 396 p.
50. Schäfer, F. H. (2007): *Antriebsriemen*, Höxter, Arntz-Optibelt-Gruppe, S. 31-56., ISBN 978-3-00-0217113-5
51. Schlums, K.-D. (1959): *Untersuchungen an Umschlingungsgetrieben*, Dissertation, TH Braunschweig,
52. Schlums, K.-D. (1968): *Reibschlüssige Zugmittel in Keilrillenscheiben*, Habilitation TH Braunschweig,

53. Schrimmer, P. (1971): Profilverformung und Betriebsverhalten von Keilriemen, Dissertation, TH Braunschweig,
54. Steinhilper, W., Sauer, B. (2012): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, Kaiserslautern, Springer-Verlag, S. 571-613.
55. Szendrő, P. (1980): Gépelemek III. (Hajtások), Gödöllő, 8-75. o.
56. Szendrő, P. (2007): Gépelemek, Budapest, Mezőgazda Kiadó, 527-537. o.
57. Szendrő, P., Nagy, J., Vincze, Gy. (2005): Analysis of chopping cylinder drive torque components, Progress in Agricultural Engineering Sciences, Vol. 1, pp. 33-56.
58. Szendrő, P., Szabó, E., Nagy, J. (1997): Development and investigation of vibration chaffing drum, Gödöllő, Hungarian Agricultural Engineering, Vol. 10, pp. 37-39.
59. Szendrő, P., Szabó, E., Nagy, J. (1998): Vibrációs szecskázás, Budapest, Jármű, Építőipari és Mezőgazdasági Gépek, 45 (6), 213-217. o.
60. Valasek, I. (1996): Tribológiai kézikönyv, Budapest, Tribotechnik Kft. 13-23. o.
61. Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D., Voßiek, J. (2013): Roloff/Matek Maschinenelemente, Springer, S. 589- 613.
62. Zhu, C., Liu, H., Tian, J., Xiao, Q., Du, X. (2014): Experimental investigation on the efficiency of the pulley-drive CVT, International Journal of Automotive Technology, Vol. 11 (2), pp. 257-261.

## **M2: Az értekezés témaköréhez kapcsolódó saját publikációk**

### *Lektorált cikk világnyelven*

1. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Szabó, I. (2015): Examination of drive misalignment and v-belt temperature conditions, International journal of science, technics and innovations for the industry, Vol. 12. pp. 56-59., ISSN 1313-0226
2. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Szabó, I. (2015): Relationship between the drive installation and v-belt temperature conditions, Mechanical Engineering Letters, Vol. 13, pp. 81-87., HU ISSN 2060-3789
3. Kátai, L., Szendrő, P., **Gárdonyi, P.** (2016): The Power Transmission Stability and Efficiency of V-belts, Progress in Agricultural Engineering Sciences, Vol. 12, pp. 25-49.
4. **Gárdonyi, P.**, Nagy, D., Gergely, Z., Bércesi, G. (2017), Developing test equipment suitable for testing torque transfer systems used in agriculture, Poljoprivredna tehnika, Vol. 42 (4), pp. 27-36., ISSN 0554-5587

### *Lektorált cikk magyar nyelven*

1. Kátai, L., Szabó, I., **Gárdonyi, P.** (2013): Az ékszíjak melegedés viszonyainak vizsgálata, GÉP, LXIV. évf. 6. szám, 58-61. o., ISSN 0016-8572
2. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Szabó, I. (2014): A hajtás beállítási hiba és az ékszíjak melegedési viszonyainak kapcsolata, GÉP, LXV. évf. 6-7. szám, 26-29. o., ISSN 0016-8572
3. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Szabó, I. (2015): Az ékszíjtárcsa átmérők és az ékszíjak melegedési viszonyainak kapcsolata, Műszaki Tudományos Közlemények, 2015 (3), 151-154. o., ISSN 2393-1280
4. **Gárdonyi, P.**, Szendrő, P., Kátai, L., Szabó, I. (2015): Mezőgazdasági gépeken alkalmazott ékszíjak élettartamának és hatásfokának kísérleti vizsgálata, Mezőgazdasági Technika, LVI. évfolyam, 2015. október, 2-5 o., HU ISSN 0026-1890
5. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Szabó, I. (2015): Szíjhajlítgatás kísérleti módszerének fejlesztése a hajtás veszteségeinek meghatározására, GÉP, LXVI. évf. 5-6. szám, 47-50. o., ISSN 0016-8572
6. **Gárdonyi, P.** (2016): Ékszíjhajtás veszteségét befolyásoló hajtásjellemzők vizsgálatának módszere, GÉP, LXVII. évf. 5-6. szám, 82-85. o., ISSN 0016-8572
7. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Szabó, I., Balassa, Zs. (2017): Ékszíz belső súrlódási veszteségének vizsgálata üzemhasonló körülmények között, GÉP, LXVIII. évf. 3. szám, 66-69. o., ISSN 0016-8572

### *Nemzetközi konferencia kiadvány*

1. Kátai, L., Szendrő, P., Szabó, I., **Gárdonyi, P.** (2016): Examination of drive misalignment affecting the power loss of v-belt drives BiosysFoodEng, 1st International Conference on Biosystems and Food Engineering, Budapest, 2016. december 8., PDF E118: 8 p, ISBN 978-963-269-598-3

*Magyar nyelvű konferencia kiadvány*

1. **Gárdonyi, P.** (2016): Mezőgazdasági gépeken alkalmazott ékszíjhajtások hiszterézis veszteségei, Tavaszi Szél konferenciakötet, III. kötet, 221-231. o. ISBN: 978-615-5586-09-5

*Nemzetközi konferencia abstract*

1. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Szabó, I. (2015): Relationship between the drive installation and v-belt temperature conditions. IV. SYNERGY International Conference, IV. International Conference of CIGR Hungarian National Committee and the Szent István University, Faculty of Mechanical Engineering and the XXXVII. R&D Conference of Hungarian Academy of Sciences, Committee of Agricultural and Biosystems Engineering. Gödöllő 12-15. October 2015. Abstracts, p. 63. ISBN 978-963-269-506-8
2. **Gárdonyi, P.**, Kátai, L., Székely, L., Szabó I. (2017): Drive characteristics affecting the speed loss of V-belt drives. V. SYNERGY International Conference, V. International Conference of CIGR Hungarian National Committee and the Szent István University, Faculty of Mechanical Engineering and the XXXVIII. R&D Conference of Hungarian Academy of Sciences, Committee of Agricultural and Biosystems Engineering. Gödöllő 16-19. October 2017. Abstracts, p. 74. ISBN 978-963-269-680-5



**M3: Az ékszj hőmérséklet-emelkedés varianciaanalízise**M3.1. táblázat **Correlations**

Output Created		31-máj-2017 13:54:40
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics for each pair of variables are based on all the cases with valid data for that pair.
Syntax		CORRELATIONS /VARIABLES=deltaT perdl f XxPN YxFH /PRINT=TWOTAIL NOSIG /MISSING=PAIRWISE .
Resources	Elapsed Time	0:00:00

## 8. Mellékletek

M3.2. táblázat **Correlations**

		deltaT	perd1	f	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya
deltaT	Pearson Correlation	1	0,939	0,243	0,428	0,137
	Sig. (2-tailed)		0,000	0,141	0,007	0,412
	N	38	38	38	38	38
perd1	Pearson Correlation	0,939	1	0,000	0,273	0,151
	Sig. (2-tailed)	0,000		1,000	0,098	0,364
	N	38	38	38	38	38
f	Pearson Correlation	0,243	0,000	1	0,000	0,000
	Sig. (2-tailed)	0,141	1,000		1,000	1,000
	N	38	38	38	38	38
A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	Pearson Correlation	0,428	0,273	0,000	1	0,080
	Sig. (2-tailed)	0,007	0,098	1,000		0,635
	N	38	38	38	38	38
A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	Pearson Correlation	0,137	0,151	0,000	0,080	1
	Sig. (2-tailed)	0,412	0,364	1,000	0,635	
	N	38	38	38	38	38

\*\* . Correlation is significant at the 0.01 level (2-tailed).

## 8. Mellékletek

M3.3. táblázat **Regression Delta T Enter**

Output Created		31-máj-2017 13:56:49
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics are based on cases with no missing values for any variable used.
Syntax		REGRESSION /MISSING LISTWISE /STATISTICS COEFF OUTS R ANOVA COLLIN TOL CHANGE /CRITERIA=PIN(.05) POUT(.10) /NOORIGIN /DEPENDENT deltaT /METHOD=ENTER per1 f XxPN YxFH /RESIDUALS DURBIN .
Resources	Elapsed Time	0:00:00
	Memory Required	2916 bytes
	Additional Memory Required for Residual Plots	0 bytes

M3.4. táblázat **Variables Entered/Removed(b)**

Model	Variables Entered	Variables Removed	Method
1	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya, f, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, per1(a)	.	Enter

a. All requested variables entered.

b. Dependent Variable: deltaT

## 8. Mellékletek

M3.5. táblázat **Model Summary(b)**

Model	R	R Square	Adjusted R Square	Std. Error of the Estimate	Change Statistics					Durbin-Watson
					R Square Change	F Change	df1	df2	Sig. F Change	
1	0,986	0,972	0,969	1,7339	0,972	288,954	4	33	0,000	0,668

a. Predictors: (Constant), A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya, f, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perdl

b. Dependent Variable: deltaT

M3.6. táblázat **ANOVA(b)**

Model		Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
1	Regression	3 475,007	4	868,752	288,954	0,000
	Residual	99,216	33	3,007		
	Total	3 574,223	37			

a. Predictors: (Constant), A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya, f, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perdl

b. Dependent Variable: deltaT

M3.7. táblázat **Coefficients(a)**

Model		Unstandardized Coefficients		Standardized Coefficients	t	Sig.	Collinearity Statistics	
		B	Std. Error	Beta			Tolerance	VIF
1	(Constant)	-16,789	1,370		-12,25	0,000		
	perdl	2 322,017	79,391	0,890	29,248	0,000	0,909	1,100
	f	0,472	0,056	0,243	8,386	0,000	1,000	1,000
	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	4,442	0,721	0,186	6,164	0,000	0,924	1,082
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,351	0,830	-0,012	-0,423	0,675	0,975	1,025

a. Dependent Variable: deltaT

## 8. Mellékletek

M3.8. táblázat **Collinearity Diagnostics(a)**

Model	Dimension	Eigenvalue	Condition Index	Variance Proportions				
				(Constant)	perd1	f	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya
1	1	4,490	1,000	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00
	2	0,270	4,075	0,01	0,00	0,04	0,89	0,02
	3	0,115	6,260	0,00	0,61	0,34	0,08	0,01
	4	0,094	6,902	0,00	0,27	0,18	0,01	0,64
	5	0,031	11,981	0,99	0,11	0,44	0,01	0,32

a. Dependent Variable: deltaT

M3.9. táblázat **Residuals Statistics(a)**

	Minimum	Maximum	Mean	Std. Deviation	N
Predicted Value	0,478	35,438	14,159	9,6912	38
Residual	-2,5536	3,7224	0,0000	1,6375	38
Std. Predicted Value	-1,412	2,196	0,000	1,000	38
Std. Residual	-1,473	2,147	0,000	0,944	38

a. Dependent Variable: deltaT

## 8. Mellékletek

M3.10. táblázat **Regression Delta T Forward**

Notes		
Output Created		31-máj-2017 13:59:11
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics are based on cases with no missing values for any variable used.
Syntax		<pre> REGRESSION /MISSING LISTWISE /STATISTICS COEFF OUTS R ANOVA COLLIN TOL CHANGE /CRITERIA=PIN(.05) POUT(.10) /NOORIGIN /DEPENDENT deltaT /METHOD=FORWARD perdl f XxPN YxFH /RESIDUALS DURBIN . </pre>
Resources	Elapsed Time	0:00:00
	Memory Required	2916 bytes
	Additional Memory Required for Residual Plots	0 bytes

M3.11. táblázat **Variables Entered/Removed(a)**

Model	Variables Entered	Variables Removed	Method
1	perdl	.	Forward (Criterion: Probability-of-F-to-enter <= ,050)
2	f	.	Forward (Criterion: Probability-of-F-to-enter <= ,050)
3	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	.	Forward (Criterion: Probability-of-F-to-enter <= ,050)

a. Dependent Variable: deltaT

## 8. Mellékletek

M3.12. táblázat **Model Summary(d)**

Model	R	R Square	Adjusted R Square	Std. Error of the Estimate	Change Statistics					Durbin-Watson
					R Square Change	F Change	df1	df2	Sig. F Change	
1	0,939	0,881	0,878	3,4358	0,881	266,781	1	36	0,000	
2	0,970	0,940	0,937	2,4701	0,059	34,653	1	35	0,000	
3	0,986	0,972	0,970	1,7129	0,032	38,784	1	34	0,000	0,688

a. Predictors: (Constant), perdl

b. Predictors: (Constant), perdl, f

c. Predictors: (Constant), perdl, f, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya

d. Dependent Variable: deltaT

M3.13. táblázat **ANOVA(d)**

Model		Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
1	Regression	3 149,256	1	3 149,256	266,781	0,000
	Residual	424,967	36	11,805		
	Total	3 574,223	37			
2	Regression	3 360,680	2	1 680,340	275,411	0,000
	Residual	213,543	35	6,101		
	Total	3 574,223	37			
3	Regression	3 474,470	3	1 158,157	394,748	0,000
	Residual	99,753	34	2,934		
	Total	3 574,223	37			

a. Predictors: (Constant), perdl

b. Predictors: (Constant), perdl, f

c. Predictors: (Constant), perdl, f, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya

d. Dependent Variable: deltaT

8. Mellékletek

M3.14. táblázat **Coefficients(a)**

Model		Unstandardized Coefficients		Standardized Coefficients	t	Sig.	Collinearity Statistics	
		B	Std. Error	Beta			Tolerance	VIF
1	(Constant)	-8,689	1,506		-5,771	0,000		
	perd1	2 449,408	149,963	0,939	16,333	0,000	1,000	1,000
	(Constant)	-15,766	1,618		-9,746	0,000		
	perd1	2 449,408	107,812	0,939	22,719	0,000	1,000	1,000
	f	0,472	0,080	0,243	5,887	0,000	1,000	1,000
	(Constant)	-17,100	1,142		-14,973	0,000		
	perd1	2 317,476	77,706	0,888	29,824	0,000	0,926	1,080
	f	0,472	0,056	0,243	8,489	0,000	1,000	1,000
	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	4,430	0,711	0,185	6,228	0,000	0,926	1,080

a. Dependent Variable: deltaT

M3.15. táblázat **Excluded Variables(d)**

Model		Beta In	t	Sig.	Partial Correlation	Collinearity Statistics		
						Tolerance	VIF	Minimum Tolerance
1	f	0,243	5,887	0,000	0,705	1,000	1,000	1,000
	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	0,185	3,578	0,001	0,517	0,926	1,080	0,926
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,005	-0,087	0,931	-0,015	0,977	1,023	0,977
2	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	0,185	6,228	0,000	0,730	0,926	1,080	0,926
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,005	-0,121	0,904	-0,021	0,977	1,023	0,977
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,012	-0,423	0,675	-0,073	0,975	1,025	0,909

c. Predictors in the Model: (Constant), perd1, f, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya



## 8. Mellékletek

d. Dependent Variable: deltaT

M3.16. táblázat **Collinearity Diagnostics(a)**

Model	Dimension	Eigenvalue	Condition Index	Variance Proportions			
				(Constant)	perd1	f	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya
1	1	1,929	1,000	0,04	0,04		
	2	0,071	5,211	0,96	0,96		
	1	2,840	1,000	0,01	0,02	0,01	
	2	0,120	4,858	0,01	0,66	0,34	
	3	0,040	8,414	0,99	0,33	0,65	
	1	3,590	1,000	0,00	0,01	0,01	0,02
	2	0,256	3,742	0,02	0,01	0,07	0,88
	3	0,114	5,609	0,00	0,72	0,28	0,09
	4	0,040	9,494	0,98	0,27	0,65	0,01

a. Dependent Variable: deltaT

M3.17. táblázat **Residuals Statistics(a)**

	Minimum	Maximum	Mean	Std. Deviation	N
Predicted Value	0,493	35,390	14,159	9,6904	38
Residual	-2,5059	3,7074	0,0000	1,6420	38
Std. Predicted Value	-1,410	2,191	0,000	1,000	38
Std. Residual	-1,463	2,164	0,000	0,959	38

a. Dependent Variable: deltaT

8. Mellékletek

M3.18. táblázat **Variance Components Estimation DeltaT**

Notes		
Output Created		31-máj-2017 14:14:22
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics are based on all cases with valid data for all variables in the model.
Syntax		<pre> VARCOMP deltaT      BY   perdl   f   XxPN   YxFH /RANDOM    =   perdl   f   XxPN   YxFH /METHOD   =           SSTYPE   (3) /PRINT                        =           SS /DESIGN /INTERCEPT = INCLUDE . </pre>
Resources	Elapsed Time	0:00:00

M3.19. táblázat **Factor Level Information**

		N
perdl	0,00556	8
	0,00667	8
	0,00847	8
	0,01111	8
	0,01667	6
f	10	19
	20	19
A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	0,0	10
	0,5	12
	1,0	16
A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	0,5	8
	1,0	20
	1,5	10
Dependent Variable: deltaT		

## 8. Mellékletek

M3.20. táblázat ANOVA

Source	Type III Sum of Squares	df	Mean Square
Corrected Model	3 574,223	37	96,601
Intercept	6 966,759	1	6 966,759
perd1	1 589,827	4	397,457
f	187,062	1	187,062
XxPN	78,071	2	39,036
YxFH	1,744	2	0,872
perd1 * f	23,550	4	5,887
perd1 * XxPN	3,317	3	1,106
perd1 * YxFH	0,867	5	0,173
f * XxPN	5,101	2	2,550
f * YxFH	0,228	2	0,114
XxPN * YxFH	0,000	0	.
perd1 * f * XxPN	0,179	3	0,060
perd1 * f * YxFH	0,670	5	0,134
perd1 * XxPN * YxFH	0,000	0	.
f * XxPN * YxFH	0,000	0	.
perd1 * f * XxPN * YxFH	0,000	0	.
Error	0,000	0	.
Total	11 192,114	38	
Corrected Total	3 574,223	37	

Dependent Variable: deltaT

8. Mellékletek

M3.21. táblázat **Variance Estimates**

Component	Estimate
Var(perd1)	.(a)
Var(f)	.(a)
Var(XxPN)	.(a)
Var(YxFH)	.(a)
Var(perd1 * f)	.(a)
Var(perd1 * XxPN)	.(a)
Var(perd1 * YxFH)	.(a)
Var(f * XxPN)	.(a)
Var(f * YxFH)	.(a)
Var(XxPN * YxFH)	.(a)
Var(perd1 * f * XxPN)	.(a)
Var(perd1 * f * YxFH)	.(a)
Var(perd1 * XxPN * YxFH)	.(a)
Var(f * XxPN * YxFH)	.(a)
Var(perd1 * f * XxPN * YxFH)	.(a)
Var(Error)	.(a)

Dependent

Variable:

deltaT

Method: ANOVA (Type III Sum of Squares)

a. This estimate is missing because the residual degrees of freedom equals zero.

**M4: Az egész hajtásra nézett csúszás varianciaanalízise**M4.1. táblázat **Correlations**

Output Created		31-máj-2017 14:17:57
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics for each pair of variables are based on all the cases with valid data for that pair.
Syntax		CORRELATIONS /VARIABLES=s perdl f XxPN YxFH /PRINT=TWOTAIL NOSIG /MISSING=PAIRWISE .
Resources	Elapsed Time	0:00:00

## 8. Mellékletek

M4.2. táblázat **Correlations**

		s	perd1	f	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya
s	Pearson Correlation	1	0,499	-0,09	0,869	-0,113
	Sig. (2-tailed)		0,001	0,589	0,000	0,501
	N	38	38	38	38	38
perd1	Pearson Correlation	0,499	1	0,000	0,273	0,151
	Sig. (2-tailed)	0,001		1,000	0,098	0,364
	N	38	38	38	38	38
f	Pearson Correlation	- 0,091	0,000	1	0,000	0,000
	Sig. (2-tailed)	0,589	1,000		1,000	1,000
	N	38	38	38	38	38
A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	Pearson Correlation	0,869	0,273	0,000	1	0,080
	Sig. (2-tailed)	0,000	0,098	1,000		0,635
	N	38	38	38	38	38
A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	Pearson Correlation	- 0,113	0,151	0,000	0,080	1
	Sig. (2-tailed)	0,501	0,364	1,000	0,635	
	N	38	38	38	38	38

\*\* . Correlation is significant at the 0.01 level (2-tailed).

## 8. Mellékletek

M4.3. táblázat **Regression**

Output Created		31-máj-2017 14:18:48
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics are based on cases with no missing values for any variable used.
Syntax		<pre> REGRESSION   /MISSING          LISTWISE   /STATISTICS COEFF OUTS R   ANOVA COLLIN TOL CHANGE   /CRITERIA=PIN(.05)   POUT(.10)   /NOORIGIN   /DEPENDENT          s   /METHOD=FORWARD perd1 f   XxPN                YxFH   /RESIDUALS DURBIN . </pre>
Resources	Elapsed Time	0:00:00
	Memory Required	2836 bytes
	Additional Memory Required for Residual Plots	0 bytes

## 8. Mellékletek

M4.4. táblázat **Variables Entered/Removed(a)**

Model	Variables Entered	Variables Removed	Method
1	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	.	Forward (Criterion: Probability-of-F-to-enter <= ,050)
2	perd1	.	Forward (Criterion: Probability-of-F-to-enter <= ,050)
3	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	.	Forward (Criterion: Probability-of-F-to-enter <= ,050)

a. Dependent Variable: s

M4.5. táblázat **Model Summary(d)**

Model	R	R Square	Adjusted R Square	Std. Error of the Estimate	Change Statistics					Durbin-Watson
					R Square Change	F Change	df1	df2	Sig. F Change	
1	0,869	0,755	0,749	0,2954	0,755	111,129	1	36	0,000	
2	0,911	0,829	0,820	0,2501	0,074	15,200	1	35	0,000	
3	0,937	0,878	0,868	0,2144	0,049	13,654	1	34	0,001	2,004

a. Predictors: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya

b. Predictors: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perd1

c. Predictors: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perd1, A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya

d. Dependent Variable: s



8. Mellékletek

M4.6. táblázat ANOVA(d)

Model		Sum Squares	df	Mean Square	F	Sig.
1	Regression	9,694	1	9,694	111,129	0,000
	Residual	3,140	36	0,087		
	Total	12,835	37			
2	Regression	10,645	2	5,323	85,082	0,000
	Residual	2,190	35	0,063		
	Total	12,835	37			
3	Regression	11,273	3	3,758	81,780	0,000
	Residual	1,562	34	0,046		
	Total	12,835	37			

a. Predictors: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya

b. Predictors: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perd1

c. Predictors: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perd1, A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya

d. Dependent Variable: s

M4.7. táblázat Coefficients(a)

Model		Unstandardized Coefficients		Standardized Coefficients	t	Sig.	Collinearity Statistics	
		B	Std. Error	Beta			Tolerance	VIF
1	(Constant)	-0,068	0,083		-0,811	0,423		
	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	1,244	0,118	0,869	10,542	0,000	1,000	1,000
	(Constant)	-0,416	0,114		-3,653	0,001		
	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	1,134	0,104	0,792	10,914	0,000	0,926	1,080
	perd1	44,238	11,347	0,283	3,899	0,000	0,926	1,080
	(Constant)	-0,081	0,133		-0,605	0,549		
	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	1,147	0,089	0,801	12,873	0,000	0,924	1,082
	perd1	49,144	9,814	0,314	5,007	0,000	0,909	1,100
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,379	0,103	-0,224	-3,695	0,001	0,975	1,025

a. Dependent Variable: s

8. Mellékletek

M4.8. táblázat **Excluded Variables(d)**

Model		Beta In	t	Sig.	Partial Correlation	Collinearity Statistics		
						Tolerance	VIF	Minimum Tolerance
1	perd1	0,283	3,899	0,00	0,550	0,926	1,080	0,926
	f	-0,091	-1,102	0,27	-0,183	1,000	1,000	1,000
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,183	-2,344	0,02	-0,368	0,994	1,006	0,994
2	f	-0,091	-1,310	0,19	-0,219	1,000	1,000	0,926
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,224	-3,695	0,01	-0,535	0,975	1,025	0,909
	f	-0,091	-1,544	0,13	-0,260	1,000	1,000	0,909

c. Predictors in the Model: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perd1, A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya

d. Dependent Variable: s

M4.9. táblázat **Collinearity Diagnostics(a)**

Model	Dimension	Eigenvalue	Condition Index	Variance Proportions			
				(Constant)	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	perd1	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya
1	1	1,819	1,000	0,09	0,09		
	2	0,181	3,168	0,91	0,91		
	1	2,712	1,000	0,02	0,04	0,02	
	2	0,217	3,535	0,09	0,96	0,09	
	3	0,071	6,179	0,89	0,00	0,89	
	1	3,605	1,000	0,00	0,02	0,01	0,01
	2	0,249	3,809	0,02	0,93	0,01	0,05
	3	0,101	5,986	0,01	0,04	0,81	0,31
	4	0,045	8,905	0,96	0,00	0,17	0,63

a. Dependent Variable: s

8. Mellékletek

M4.10. táblázat **Excluded Variables(d)**

Model		Beta In	t	Sig.	Partial Correlation	Collinearity Statistics		
						Tolerance	VIF	Minimum Tolerance
1	perdl	0,283	3,899	0,000	0,550	0,926	1,080	0,926
	f	-0,09	-1,10	0,278	-0,183	1,000	1,000	1,000
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,18	-2,34	0,025	-0,368	0,994	1,006	0,994
2	f	-0,09	-1,31	0,199	-0,219	1,000	1,000	0,926
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,22	-3,69	0,001	-0,535	0,975	1,025	0,909
	f	-0,09	-1,54	0,132	-0,260	1,000	1,000	0,909

c. Predictors in the Model: (Constant), A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, perdl, A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya

d. Dependent Variable: s

M4.11. táblázat **Collinearity Diagnostics(a)**

Model	Dimension	Eigenvalue	Condition Index	Variance Proportions			
				(Constant)	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	perdl	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya
1	1	1,819	1,000	0,09	0,09		
	2	0,181	3,168	0,91	0,91		
	1	2,712	1,000	0,02	0,04	0,02	
	2	0,217	3,535	0,09	0,96	0,09	
	3	0,071	6,179	0,89	0,00	0,89	
	1	3,605	1,000	0,00	0,02	0,01	0,01
	2	0,249	3,809	0,02	0,93	0,01	0,05
	3	0,101	5,986	0,01	0,04	0,81	0,31
	4	0,045	8,905	0,96	0,00	0,17	0,63

a. Dependent Variable: s

## 8. Mellékletek

M4.12. táblázat **Residuals Statistics(a)**

	Minimum	Maximum	Mean	Std. Deviation	N
Predicted Value	-0,187	1,506	0,653	0,5520	38
Residual	-0,4036	0,4938	0,0000	0,2055	38
Std. Predicted Value	-1,521	1,546	0,000	1,000	38
Std. Residual	-1,883	2,304	0,000	0,959	38

a. Dependent Variable: s

M4.13. táblázat **Regression**

Output Created		31-máj-2017 14:19:49
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics are based on cases with no missing values for any variable used.
Syntax		REGRESSION /MISSING LISTWISE /STATISTICS COEFF OUTS R ANOVA COLLIN TOL CHANGE /CRITERIA=PIN(.05) POUT(.10) /ORIGIN /DEPENDENT s /METHOD=FORWARD per1 f XxPN YxFH /RESIDUALS DURBIN .
Resources	Elapsed Time	0:00:00
	Memory Required	2836 bytes
	Additional Memory Required for Residual Plots	0 bytes

## 8. Mellékletek

M4.14. táblázat **Variables Entered/Removed(a,b)**

Model	Variables Entered	Variables Removed	Method
1	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	.	Forward (Criterion: Probability-of-F-to-enter <= ,050)

a. Dependent Variable: s

b. Linear Regression through the Origin

M4.15. táblázat **Model Summary(c,d)**

Model	R	R Square(a)	Adjusted R Square	Std. Error of the Estimate	Change Statistics					Durbin-Watson
					R Square Change	F Change	df1	df2	Sig. F Change	
1	0,943	0,890	0,887	0,2940	0,890	298,778	1	37	0,000	1,420

a. For regression through the origin (the no-intercept model), R Square measures the proportion of the variability in the dependent variable about the origin explained by regression. This CANNOT be compared to R Square for models which include an intercept.

b. Predictors: A terhelés és a névleges teljesítmény aránya

c. Dependent Variable: s

d. Linear Regression through the Origin

M4.16. táblázat **ANOVA(c,d)**

Model		Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
1	Regression	25,822	1	25,822	298,778	0,000
	Residual	3,198	37	0,086		
	Total	29,020	38			

a. Predictors: A terhelés és a névleges teljesítmény aránya

b. This total sum of squares is not corrected for the constant because the constant is zero for regression through the origin.

c. Dependent Variable: s

d. Linear Regression through the Origin

## 8. Mellékletek

M4.17. táblázat **Coefficients(a,b)**

Model		Unstandardized Coefficients		Standardized Coefficients	t	Sig.	Collinearity Statistics	
		B	Std. Error	Beta			Tolerance	VIF
1	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	1,166	0,067	0,943	17,285	0,000	1,000	1,000

a. Dependent Variable: s

b. Linear Regression through the Origin

M4.18. táblázat **Excluded Variables(b,c)**

Model		Beta In	t	Sig.	Partial Correlation	Collinearity Statistics		
						Tolerance	VIF	Minimum Tolerance
1	perdl	0,135	1,438	0,159	0,233	0,330	3,030	0,330
	f	-0,109	-1,269	0,213	-0,207	0,397	2,521	0,397
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,165	-1,909	0,064	-0,303	0,374	2,671	0,374

a. Predictors in the Model: A terhelés és a névleges teljesítmény aránya

b. Dependent Variable: s

c. Linear Regression through the Origin

## 8. Mellékletek

M4.19. táblázat **Collinearity Diagnostics(a,b)**

Model	Dimension	Eigenvalue	Condition Index	Variance Proportions
				A terhelés és a névleges teljesítmény aránya
1	1	1,000	1,000	1,00

a. Dependent Variable: s

b. Linear Regression through the Origin

M4.20. táblázat **Residuals Statistics(a,b)**

	Minimum	Maximum	Mean	Std. Deviation	N
Predicted Value	0,000	1,166	0,675	0,4796	38
Residual	-0,5658	0,8342	-0,0223	0,2931	38
Std. Predicted Value	-1,407	1,023	0,000	1,000	38
Std. Residual	-1,925	2,838	-0,076	0,997	38

a. Dependent Variable: s

b. Linear Regression through the Origin

## 8. Mellékletek

M4.21. táblázat **Regression**

Output Created		31-máj-2017 14:20:36
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics are based on cases with no missing values for any variable used.
Syntax		<pre> REGRESSION   /MISSING          LISTWISE   /STATISTICS COEFF OUTS R   ANOVA COLLIN TOL CHANGE   /CRITERIA=PIN(.05)   POUT(.10)   /ORIGIN   /DEPENDENT          s   /METHOD=ENTER      perdl f   XxPN                YxFH   /RESIDUALS DURBIN . </pre>
Resources	Elapsed Time	0:00:00
	Memory Required	2836 bytes
	Additional Memory Required for Residual Plots	0 bytes

M4.22. táblázat **Variables Entered/Removed(b,c)**

Model	Variables Entered	Variables Removed	Method
1	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, f, perdl(a)	.	Enter

a. All requested variables entered.

b. Dependent Variable: s

c. Linear Regression through the Origin



## 8. Mellékletek

M4.23. táblázat **Model Summary(c,d)**

Model	R	R Square (a)	Adjusted R Square	Std. Error of the Estimate	Change Statistics					Durbin- Watson
					R Square Change	F Change	df1	df2	Sig. F Change	
1	0,974	0,949	0,944	0,2077	0,949	159,706	4	34	0,000	2,027

a. For regression through the origin (the no-intercept model), R Square measures the proportion of the variability in the dependent variable about the origin explained by regression. This CANNOT be compared to R Square for models which include an intercept.

b. Predictors: A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, f, per d1

c. Dependent Variable: s

d. Linear Regression through the Origin

M4.24. táblázat **ANOVA(c,d)**

Model		Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
1	Regression	27,554	4	6,888	159,706	0,000
	Residual	1,466	34	0,043		
	Total	29,020	38			

a. Predictors: A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya, A terhelés és a névleges teljesítmény aránya, f, per d1

b. This total sum of squares is not corrected for the constant because the constant is zero for regression through the origin.

c. Dependent Variable: s

d. Linear Regression through the Origin

## 8. Mellékletek

M4.25. táblázat **Coefficients(a,b)**

Model		Unstandardized Coefficients		Standardized Coefficients	t	Sig.	Collinearity Statistics	
		B	Std. Error	Beta			Tolerance	VIF
1	perdl	50,827	8,812	0,584	5,768	0,000	0,145	6,897
	f	-0,009	0,005	-0,155	-1,615	0,116	0,161	6,206
	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	1,152	0,086	0,933	13,477	0,000	0,310	3,221
	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	-0,354	0,084	-0,438	-4,220	0,000	0,138	7,263

a. Dependent Variable: s

b. Linear Regression through the Origin

M4.26. táblázat **Collinearity Diagnostics(a,b)**

Model	Dimension	Eigenvalue	Condition Index	Variance Proportions			
				perdl	f	A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya
1	1	3,535	1,000	0,01	0,01	0,02	0,01
	2	0,257	3,711	0,01	0,09	0,90	0,05
	3	0,114	5,575	0,66	0,63	0,07	0,01
	4	0,094	6,126	0,32	0,26	0,01	0,93

a. Dependent Variable: s

b. Linear Regression through the Origin

M4.27. táblázat **Residuals Statistics(a,b)**

	Minimum	Maximum	Mean	Std. Deviation	N
Predicted Value	-0,243	1,560	0,649	0,5582	38
Residual	-0,4073	0,4402	0,0033	0,1991	38
Std. Predicted Value	-1,599	1,631	0,000	1,000	38
Std. Residual	-1,961	2,119	0,016	0,958	38

a. Dependent Variable: s

b. Linear Regression through the Origin

8. Mellékletek

M4.28. táblázat **Variance Components Estimation**

Output Created		31-máj-2017 14:39:13
Comments		
Input	Data	H:\Gárdonyi-Kátai\adatok_ujra.sav
	Filter	<none>
	Weight	<none>
	Split File	<none>
	N of Rows in Working Data File	38
Missing Value Handling	Definition of Missing	User-defined missing values are treated as missing.
	Cases Used	Statistics are based on all cases with valid data for all variables in the model.
Syntax		<pre> VARCOMP s  BY perd1 f XxPN YxFH /RANDOM = perd1 f XxPN YxFH /METHOD = SSTYPE (3) /PRINT = SS /DESIGN /INTERCEPT = INCLUDE . </pre>
Resources	Elapsed Time	0:00:00

M4.29. táblázat **Factor Level Information**

		N
perd1	0,00556	8
	0,00667	8
	0,00847	8
	0,01111	8
	0,01667	6
f	10	19
	20	19
A terhelés és a névleges teljesítmény aránya	0,0	10
	0,5	12
	1,0	16
A beállított előfeszítés és a terheléshez tartozó előfeszítés aránya	0,5	8
	1,0	20
	1,5	10

Dependent Variable: s

## 8. Mellékletek

M4.30. táblázat ANOVA

Source	Type III Sum of Squares	df	Mean Square
Corrected Model	12,835	37	0,347
Intercept	15,174	1	15,174
perd1	1,019	4	0,255
f	0,077	1	0,077
XxPN	5,049	2	2,524
YxFH	0,840	2	0,420
perd1 * f	0,011	4	0,003
perd1 * XxPN	0,486	3	0,162
perd1 * YxFH	0,102	5	0,020
f * XxPN	0,069	2	0,034
f * YxFH	0,008	2	0,004
XxPN * YxFH	0,000	0	.
perd1 * f * XxPN	0,006	3	0,002
perd1 * f * YxFH	0,020	5	0,004
perd1 * XxPN * YxFH	0,000	0	.
f * XxPN * YxFH	0,000	0	.
perd1 * f * XxPN * YxFH	0,000	0	.
Error	0,000	0	.
Total	29,020	38	
Corrected Total	12,835	37	

Dependent Variable: s

M4.31. táblázat **Variance Estimates**

Component	Estimate
Var(perd1)	.(a)
Var(f)	.(a)
Var(XxPN)	.(a)
Var(YxFH)	.(a)
Var(perd1 * f)	.(a)
Var(perd1 * XxPN)	.(a)
Var(perd1 * YxFH)	.(a)
Var(f * XxPN)	.(a)
Var(f * YxFH)	.(a)
Var(XxPN * YxFH)	.(a)
Var(perd1 * f * XxPN)	.(a)
Var(perd1 * f * YxFH)	.(a)
Var(perd1 * XxPN * YxFH)	.(a)
Var(f * XxPN * YxFH)	.(a)
Var(perd1 * f * XxPN * YxFH)	.(a)
Var(Error)	.(a)

Dependent

Variable:

s

Method: ANOVA (Type III Sum of Squares)

a. This estimate is missing because the residual degrees of freedom equals zero.

## 9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnék köszönetet mondani témavezetőimnek, Dr. Szabó István és Dr. Kátai László tanár uraknak, hogy lehetőséget adtak disszertációm elkészítésére, valamint hasznos tanácsaikkal irányították kutatómunkámat.

Köszönettel tartozom Dr. Szendrő Péter professzor úrnak az értekezésem megírásában nyújtott hasznos tanácsaiért és önzetlen segítségéért.

Köszönetet mondok Dr. Székely Lászlónak a matematikai modellek megalkotásában nyújtott segítségéért.

Köszönöm Gépipari Technológiai Intézet és Méréstechnika Tanszék valamennyi munkatársának, hogy a hajtásvizsgálati fékpad legyártását és a kísérleteim előkészítését segítették.

Végül, de nem utolsó sorban szeretnék köszönetet mondani feleségemnek a végtelen türelméért, valamint kisfiamnak, hogy motivált az értekezésem elkészítésében. Megköszönöm szüleimnek és egész családomnak, hogy mindvégig támogattak a munkám során.