



# **MOZGÓ TALAJT SZIMULÁLÓ FUTÓSZALAG TERVEZÉSE JÁRMŰMODELLEK NPL SZÉLCATORNA TESZTELÉSÉHEZ**

**Szabó Balázs**  
/XQ1MDQ/

Szakdolgozat  
/BMEGEÁTA4SD/

Benyújtva az  
Áramlástan Tanszéken  
2011 decemberében

a  
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Mechatronikai mérnöki alapszak / Gépészeti modellezés szakirány  
képzésben

Bachelor of Science (BSc)  
fokozat megszerzésére

Konzulens:  
Dr. Suda Jenő Miklós, egyetemi adjunktus

Áramlástan Tanszék  
Gépészmérnöki Kar  
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

## **NYILATKOZAT**

Név:  
Neptun kód:  
Egyetem: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi  
Egyetem  
Kar: Gépészmérnöki Kar  
Tanszék: Áramlástan Tanszék  
Alapszak / Szakirány: Mechatronikai mérnöki alapszak (BSc képzés)  
Gépészeti modellezés szakirány  
Szakdolgozat címe: Mozgó talajt szimuláló futószalag tervezése  
járműmodellek NPL szélcsatorna teszteléséhez  
Beadás éve: 2011 / 2012 - I.

Alulírott, Szabó Balázs (XQ1MDQ), a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem hallgatója, büntetőjogi és fegyelmi felelősségem tudatában kijelentem és sajátkezű aláírással igazolom, hogy a bírálatra és a védeésre benyújtott jelen Szakdolgozat kizárólag saját munkám eredménye, konzulesem útmutatásai alapján meg nem engedett segítség nélkül magam készítettem.

A Szakdolgozatban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan részt, melyet szó szerint vagy azonos értelemben, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával megjelöltem, és a szerzői jogi szabályoknak megfelelően kezeltem (a szükséges lábjegyzet / végjegyzet hivatkozásokat, valamint az ábrák hivatkozását megfelelően helyeztem el).

Egyúttal elfogadom, hogy a Szakdolgozatban szereplő tudományos eredményeket a konzulensem Tanszéke felhasználhatja további kutatási vagy oktatási célokra.

Budapest, 2011. december 16.

---

(aláírás)

## **TÁJÉKOZTATÓ**

A mind nyomtatott, mind elektronikus formátumban benyújtott Szakdolgozat, valamint annak hivatalos bírálata a védeést követően a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Áramlástan Tanszék könyvtárában (H-1111 Budapest, Bertalan L. 4-6. BME „Ae” épület) érhető el.

## **KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS**

Szeretném megköszönni témavezetőmnek, Dr. Suda Jenő Miklósnak, hogy segítette, irányította munkámat és hasznos tanácsokkal látott el.

Köszönöm Máté Lászlónak, hogy géptervezési fejezetemhez segítséget nyújtott, tanácsokat adott.

Ezúton fejezem ki hálámat szaktársaimnak a közös tanulással töltött időért, és hogy hozzájuk bármikor fordulhattam segítségért.

Hálás vagyok szüleimnek és családomnak, hogy mindvégig mellettem álltak és támogattak tanulmányaimban.

## KIVONAT

A feladatom olyan berendezés megtervezése volt, mely alkalmas a tanszéken található alacsony sebességű, NPL típusú szélcsatornában mozgó talaj szimulálására. A későbbiekben megépítendő berendezéssel pontosabban szimulálhatók lesznek a különböző járművek körüli áramlások a talaj közelében is.

Dolgozatom első felében a témában felmerülő irodalmakat tanulmányoztam. A mozgó talajt szimuláló berendezések alkalmasak a különböző autók körüli áramlások pontos modellezésére. A berendezések két fő csoportba oszthatók. Az egyik csoportba tehetők azok a berendezések, amik több mozgó berendezést tartalmaznak. Mindegyik kerék meghajtásról külön eszköz gondoskodik, és a kerekek között egy mozgó szállítószalag helyezkedik el, ezt a modellt elsősorban autók tesztelésére használják. A másik csoportba tartozó konstrukciók csak egy az autónál is szélesebb szalagot tartalmaznak, ami az egész járműmodell alatt mozog. Ebben az esetben a kerekek meghajtását is ez a szalag biztosítja, ez a konstrukció alkalmas autók és repülőmodellek körüli áramlás vizsgálatára is. Mindkét esetben gondoskodni kell a modellek megfelelő felfüggesztéséről.

Az elvárások, és a lehetőségek számbavétele után kiderült, hogy tanszéken az egy szalagos konstrukció megvalósítása célszerűbb. Figyelembe véve a kritériumokat kialakításra került a megvalósítandó konstrukciót. A kialakítás során elsődleges volt, hogy a szerkezet beférjen a mérőtér alapjába, ami 500 mm széles, ezen kívül a 15 m/s-os sebességet is el kell érnie. Másik alapvető kritérium volt, hogy a szalag sebessége állítható legyen 0-tól 15 m/s-ig, ennek megvalósítása érdekében egy frekvenciaváltót használunk. A frekvenciaváltó segítségével változtatható meg az áramlás forgásiránya is. Fontos kritérium, hogy az áramló közeg ne szökhesse ki a szabadba, ezért a szerkezet lezárásáról is gondoskodni kellett. Ezt plexi oldalfedelek az alumínium keretre való felcsavarozásával tudjuk biztosítani, úgy hogy a két anyag közé egy vékony szilikon réteget ragasztunk. A megfelelő sebesség biztosításához kiválasztottam az alkalmas kétrétegű laposszíjat, ami 0,9 mm vastag, és a megfelelő motort is. Az egyes gépelemek részletes szilárdsági ellenőrzését ez után végeztem el. Ezek után elkészítettem a gyártandó alkatrészek rajzait, valamint a beszerezendő alkatrészek listáját. A beszerezendő termékekről több forgalmazóval is egyeztettem, illetve kértem ajánlatot, ezek után elkészítettem a végleges költségkalkulációt.

Feladatom zárásaként számba vettem a lehetséges fejlesztési irányokat, és a legyártott szerkezettel a későbbiekben megvalósítandó feladatokat.

## **ABSTRACT**

The aim of the thesis was to design an equipment, which is suitable for the NPL type wind tunnel. This low velocity wind tunnel is located in the Department of Fluid Mechanics in the Mechanical Engineering Faculty in the Budapest University of Technology and Economics. This appliance will be suitable to simulate the moving ground, especially for vehicles aerodynamic studies.

The first chapter deals with the literature review. This kind of technic is suitable for measuring the flow around automobiles, or racing car, when moving ground simulation is crucial for proper modelling of the external flow around the vehicle. The applications of the moving ground simulation technic can be divide into two different groups. The first group contains those devices, which have more than one moving parts. In this case, every wheel has separated drive, and between the wheels we can find a conveyor belt. The other group has only one moving part, which is a moving belt wider than the width of the car. In this case the moving belt ensures the drive of the wheels. This kind of construction allows for near-ground aeroplane study among vehicles aerodynamics. In both cases we must provide an appropriate suspension of the model.

After calculating the possibilities and the expectations, it is turned out, that the second type of construction, which has one wide moving belt is more appropriate. The main basic parameters of the construction were that, the moving belt must fit in the 500 mm long, and 500 mm width cross-section and reach the max. 15 m/s flow velocity. Other criterion were, that belt velocity could be changed between 0 from 15 m/s, therefore a phrase inverter is used for the regulation of the rpm. This inverter can turn the direction of the moving belt too. It was also priority, to prevent the leakage of the air flow in/out the wind tunnel, so plastic cover sheets were used for the hermetic pad. For the prescribed belt velocity, a professional double sided plastic belt, which is 0,9 mm thick, and a suitable motor is chosen. Detailed strength analysis was performed for all mechanical such as axes, belt and the bearings. Drawings of the components are composed partly for manufacturing, partly for purchasing components. For the latter components manufacturers, distributors were collected. After this a detailed cost analysis was calculated.

Finally suggestions for control test, belt velocity calibration, safety measures and further flow velocity profile control measurements are mentioned.

# TARTALOMJEGYZÉK

NYILATKOZAT.....	I
TÁJÉKOZTATÓ .....	I
KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS .....	I
KIVONAT .....	II
ABSTRACT.....	III
TARTALOMJEGYZÉK.....	IV
JELÖLÉSJEGYZÉK.....	VI
ÁBRAJEGYZÉK.....	VII
TÁBLÁZATJEGYZÉK.....	VIII

<b>1 BEVEZETÉS.....</b>	<b>1</b>
<b>2 IRODALMI ÁTTEKINTÉS .....</b>	<b>2</b>
2.1 Kutatási célokra használt berendezések: .....	2
2.1.1 NASA .....	2
2.1.2 University of NSW Sydney: .....	4
2.1.3 Maibara Wind Tunel:.....	4
2.1.4 Tanszéken megvalósított alkalmazás .....	5
2.2 Ipari célokra használt berendezések: .....	6
2.2.1 BMW .....	7
2.2.2 HORIBA.....	10
2.2.3 Windshear inc. ....	11
2.3 Alkalmazott típusok: .....	12
<b>3 ALKALMAZHATÓSÁG VIZSGÁLATA.....</b>	<b>13</b>
3.1 Lehetséges típusok összehasonlítása:.....	13
3.2 A tanszéken megvalósítható alkalmazás: .....	13
<b>4 TERVEZÉS MENETE .....</b>	<b>15</b>
4.1 A tervezés során megfogalmazott kritériumok .....	15
4.2 Előzetes költségkalkuláció .....	16
4.3 Konstruktíótervek.....	17
4.3.1 Kétgörgős - kétszalagos alkalmazás kialakítás: .....	17
4.3.2 Négygörgős - egy szalagos kialakítás: .....	18
4.3.3 20 mm-es alumínium vázas négygörgős - egy szalagos kialakítás: .....	20
4.3.4 30 mm-es alumínium vázas négygörgős - egy szalagos kialakítás: .....	22
4.3.5 Konstruktíótervek összefoglalása.....	24
4.4 Végleges kialakítás részletes bemutatása .....	24
4.4.1 Keret .....	24
4.4.2 Terelögörgő .....	25
4.4.3 Feszítőgörgő .....	25
4.4.4 Hajtógörgő.....	26
4.4.5 Hajtógörgő összeállítás .....	26

4.4.6	Görgőtartó szerkezet.....	27
4.4.7	Terelőgörgő tartóval .....	28
4.4.8	Feszítés .....	28
4.4.9	Futófelület, alumínium lemezek .....	29
4.4.10	Takarólemezek.....	30
4.4.11	Motortartó.....	31
<b>5</b>	<b>ELLENŐRZÉSEK, SZÁMÍTÁSOK.....</b>	<b>32</b>
5.1	Motorkiválasztás hajtóteljesítmény-szükséglet.....	32
5.1.1	Üzemi motorteljesítmény meghatározása .....	33
5.1.2	Minimálisan szükséges teljesítmény számolása: .....	36
5.1.3	Frekvenciaváltó ismertetése, és a szíjsebesség pontos beállítása:.....	36
5.2	Szíjhajtás számolása.....	38
5.2.1	Üzemi működésre: .....	40
5.2.2	Működés alsó határára .....	42
5.2.3	Maximális terhelés normál sebesség esetén.....	43
5.2.4	Maximális terhelés extrém üzem esetén .....	44
5.2.5	Szíj szilárdsági ellenőrzése: .....	47
5.3	Szükséges feszítés számítása: .....	48
5.4	Csapágyak ellenőrzése: .....	51
5.4.1	Peremes csapágyak .....	52
5.4.2	Mélyhornyú golyóscsapágyak .....	54
5.5	Tengelyek ellenőrzése.....	57
5.5.1	Forgó tengely ellenőrzése: .....	57
5.5.2	Álló tengelyek ellenőrzése:.....	61
5.6	Szükséges alkatrészek pontos listája .....	71
5.7	Végleges költségkalkuláció.....	72
<b>6</b>	<b>MŰKÖDÉST ELLENŐRZŐ TESZTMÉRÉSEK TERVEZÉSE.....</b>	<b>74</b>
<b>7</b>	<b>TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK.....</b>	<b>78</b>
	<b>IRODALOMJEGYZÉK.....</b>	<b>79</b>
	<b>MELLÉKLETEK .....</b>	<b>80</b>

## JELÖLÉSJEGYZÉK

$A_p$	csavarorsó teherviselő meneteinek felülete (normál feszültséghez) [m <sup>2</sup> ]
$b$	szalag szélessége [m]
$C$	csapágy dinamikus alapterherbírása [N]
$d$	átmérő [m]
$E_h$	szíj hajlító rugalmassági modulusza [MPa]
$F_c$	centrifugális erő [N]
$F_{fesz}$	szükséges feszítőerő [N]
$F_g$	szalag súlya [N]
$f_h$	szíjfrekvencia [Hz]
$F_k$	kerületi erő [N]
$F_{maxell}$	biztonsági rugóval elérhető legnagyobb feszítőerő [N]
$F_{maxrugó}$	üzemi rugóval elérhető legnagyobb feszítőerő [N]
$F_r$	ágerők eredője [N]
$F_s$	súrlódási erő [N]
$F_{szij}$	szíjban ébredő húzóerő [N]
$f_{szinkr}$	frekvenciaváltó frekvenciája [Hz]
$F_t$	szíjban ébredő ágerő [N]
$F_{tc}$	centrifugális erő hatása a szíjágakban (lazító) [N]
$g$	nehézségi gyorsulás [m/s <sup>2</sup> ]
$G$	súlyerő [N]
$h$	szalag vastagsága [m]
$I$	másodrendű nyomaték [mm <sup>4</sup> ]
$K$	keresztmetszeti tényező [mm <sup>3</sup> ]
$k$	konstans [-]
$K$	kötélerő [N]*
$K_p$	poláris keresztmetszeti tényező [mm <sup>3</sup> ]
$l$	szalag hosszúsága [m]
$L_{10}$	csapágy névleges élettartama [millió körülfordulás]
$L_{h10}$	élettartam [h]
$M$	nyomaték [Nm]
$m_{kicsi}$	terelőgörgő, feszítőgörgő forgórész tömege [kg]
$m_{men}$	menetszám [db]
$m_{nagy}$	hajtógörgő forgórész tömege [kg]
$n$	biztonsági tényező (motor) [-]
$n'$	biztonsági tényező (szalag) [-]
$p$	élettartam kitevő [-]
$P$	teljesítmény [W]
$P_0$	külső nyomás [Pa]
$P_d$	dinamikus nyomás [Pa]
$P_{egy}$	csapágy dinamikus egyenértékű terhelése [N]
$P_{max60Hz}$	a motor 60Hz-en biztosított teljesítménye [W]

$P_{men}$	menetemelkedés [m]
$P_{min}$	minimálisan szükséges teljesítmény (veszteség nélkül) [W]
$P_{minimális}$	minimálisan szükséges teljesítmény (veszteséggel) [W]
$P_{plusz}$	súrlódás miatt szükséges plusz teljesítmény [W]
$P_{pluszmin}$	súrlódás miatt szükséges többlet teljesítmény minimuma [W]
$P_{szükséges}$	összesen szükséges teljesítmény [W]
$q$	szállított anyag súlya [N/m]
$q_g$	alátámasztó görgők forgórészeinek folyómétersúlya [N/m]
$q_g'$	egy méter szalagpályára eső görgők forgórészeinek átlagsúlya [N/m]
$q_h$	szíj folyómétersúlya [N/m]
$R$	levegő gázállandója [J/kgK]
$r$	sugár [m]
$s$	rugómerevség [N/mm]
$S$	túlélési valószínűség [-]
$S_{valódi}$	szíj számított szlip értéke [-]
$st$	görgők tömítési ellenállása [N/m]
$S_{szijirod}$	szíj szlipje [-]
$T$	hőmérséklet [K]
$T_m$	szereléskor kifejtett nyomaték [Nm]
$v_1$	számított szalagsebesség [m/s]
$v_2$	kívánt szalagsebesség [m/s]
$z$	görgőszám [db]
$Z_1$	pályaellenállás [N]
$Z_2$	görgők csapsúrlódási és szíjhajlítási ellenállása [N]
$Z_3$	terelőpálánk ellenállása [N]
$Z_4$	görgő és szíjtisztító ellenállása [N]
$Z_5$	áru feladásakor keletkező ellenállások [N]
$Z_6$	kisegítő berendezések ellenállása [N]
$Z_7$	emelkedő szakaszokon az áru emeléséből eredő ellenállás [N]
$Z_8$	előredöntött görgő ellenállása [N]

## GÖRÖGBETŰS JELÖLÉSEK

$A_\tau$	csavarorsó teherviselő meneteinek felülete (csúsztató feszültséghez) [m <sup>2</sup> ]
$\eta_{frekv}$	frekvenciaváltó hatásfoka [-]
$\eta_{motor}$	motor hatásfoka [-]
$\mu_f$	szalaggörgők ellenállás tényezőjének a görgők kerületére redukált értéke [-]
$\sigma_{húzott}$	húzásból származó normál feszültség [MPa]
$\sigma_{hajlítófesz}$	hajlításból származó normál feszültség [MPa]

$\sigma_{hasznos}$	üzemi területi erő átviteléhez szükséges feszültség [MPa]	INDEXEK	
$\sigma_{max}$	maximális normálfeszültség [MPa]	1%	1%-os megnyúláshoz tartozó értékek (feszültség, erő)
$\sigma_{red}$	redukált feszültség [MPa]	biztonsági határ	biztonsági rugóhoz tartozó értékek
$\alpha$	görgőelrendezésekből adódó szög [rad]*	max	maximális terhelés (extrém sebesség) maximális terhelés esetén (normál sebesség)
$\beta$	átfogási szög [rad]*	min	működés alsó határára jellemző értékek
$\varepsilon$	feszültségi viszony [-]	szakadás	szíj elszakadásához szükséges értékek (feszültség, erő)
$\lambda$	szíj megnyúlásának mértéke [m]	üzemi	üzemi működésre jellemző értékek
$\mu$	csúszási súrlódási együttható [-]	x	x irányú mennyiség (pl: erő)
$\rho$	sűrűség [kg/m <sup>3</sup> ]	y	y irányú mennyiség (pl: erő)
$\varphi$	középponti szög [rad]	z	z irányú mennyiség (pl: erő)
$\omega$	szögsebesség [rad/sec]		
*	A jelölések indexelése a 26. ábrán egyértelműen láthatóak		

## ÁBRAJEGYZÉK

1. ábra: Határréteg vastagsága különböző anyagú szíjakra [20]
2. ábra: Határréteg a szíjsebesség függvényében [20]
3. ábra: A szélcsatorna nyitott és zárt állapotban [18]
4. ábra: Ikarus tesztek a tanszéken
5. ábra: A BMW új szélcsatornája (kivülről) [24]
6. ábra: Tesztelés az 5 görgős rendszeren [25]
7. ábra: Tesztelés az egyszíjas rendszeren [23]
8. ábra: HORIBA mérőrendszer főbb elemei [9]
9. ábra: Windshear mérőrendszer alulról [27]
10. ábra: Az NPL szélcsatorna
11. ábra: Négygörgős - egy szalagos konstrukció
12. ábra: 20mm-es alumínium vázas négygörgős - egy szalagos rendszer
13. ábra: 30mm-es alumínium vázas négygörgős - egy szalagos rendszer
14. ábra: Keret
15. ábra: Terelőgörgő
16. ábra: Feszítőgörgő
17. ábra: Hajtógörgő
18. ábra: Hajtógörgő összeállítás
19. ábra: Görgőtartó szerkezet
20. ábra: Feszítés
21. ábra: Futófelület
22. ábra: PVC oldallapok
23. ábra: Motortartó
24. ábra: Szorzótényező a pályahossz függvényében
25. ábra: Frekvenciaváltó működési elve [26]
26. ábra: Görgőelrendezés, szíjhajtás erői
27. ábra: Szíjhajtás erői a terelőgörgőn
28. ábra: Rugók jelölésrendszere [28]
29. ábra: Szíjhajtás erői a hajtógörgőn
30. ábra: Peremes csapágyakat érő erőhatások
31. ábra: Feszítőgörgő csapágyazására ható erők
32. ábra: Szíjerők a harmadik görgőn (terelőgörgő)
33. ábra: A harmadik görgő (terelőgörgő) csapágyazására ható erők
34. ábra: Szíjerők a negyedik görgőn(terelőgörgő)
35. ábra: Forgó tengelyre (hajtógörgő) ható erők, nyomatékok



- 36. ábra: Forgó tengely igénybevételi ábrái
- 37. ábra: Forgó tengely méretei, felosztása
- 38. ábra: Feszítőgörgő tengely méretei, felosztása
- 39. ábra: Feszítőtengelyre ható igénybevételek (függőleges)
- 40. ábra: Feszítőtengely igénybevételi ábrái (függőleges)
- 41. ábra: Feszítőtengelyre ható igénybevételek (z irány)
- 42. ábra: Feszítőtengely igénybevételi ábrái (z irány)
- 43. ábra: Terelőgörgő méretei, felosztása
- 44. ábra: Terelőgörgőre ható terhelések (függőleges irány)
- 45. ábra: Terelőgörgő igénybevételei ábrái (függőleges irány)
- 46. ábra: Terelőgörgőre ható terhelések (z irány)
- 47. ábra: Igénybevételi ábrák (z irány)

## **TÁBLÁZATJEGYZÉK**

- 1. táblázat: Előzetes költségkalkuláció
- 2. táblázat: k értékei [4]
- 3. táblázat: Szíjhajtás adatai
- 4. táblázat: Rugók adatai [28]
- 5. táblázat: Keresztmetszeti tényezők értékei
- 6. táblázat: Csúsztatófeszültségek a forgó tengelyen
- 7. táblázat: Redukált feszültségértékek a forgó tengelyen
- 8. táblázat: Feszítőgörgő keresztmetszeti tényezői
- 9. táblázat: Feszítőgörgő hajlítófeszültségei I
- 10. táblázat: Feszítőgörgő hajlítófeszültségei II
- 11. táblázat: Feszítőgörgő redukált feszültségei
- 12. táblázat: Terelőgörgő keresztmetszeti tényezői
- 13. táblázat: Terelőgörgő hajlítófeszültségei I
- 14. táblázat: Terelőgörgő hajlítófeszültségei II
- 15. táblázat: Gyártandó alkatrészek listája
- 16. táblázat: Megrendelendő alkatrészek listája
- 17. táblázat: Aprócikkek listája
- 18. táblázat: Végleges költségkalkuláció
- 19. táblázat: A mérés körülményei
- 20. táblázat: Mérés eredményei táblázatba foglalva
- 21. táblázat: Potenciométer állásához tartozó sebességértékek
- 22. táblázat: Stroboszkóp beállítandó frekvenciája
- 23. táblázat: Várható frekvenciatartományok

# 1 BEVEZETÉS

Manapság egyre nagyobb figyelem fordul a fenntartható fejlődés biztosítására. Ez a tendencia megjelenik az emberek vásárlási szokásaiban és az életvitelben is. A fejlődés egyik alapja a károsanyag kibocsátás csökkentése, ami a közlekedésre vetítve az üzemanyag fogyasztásunk minimalizálását jelenti. Ezt az igényt próbálják kielégíteni a modern járműgyártók, hiszen a vásárlóik egyre nagyobb figyelmet fordítanak arra, hogy az adott jármű használata mennyire gazdaságos. Az autóvásárlásnál a legjellemzőbb mérőszám az üzemanyag fogyasztás, ezt a gyártók két fő módon tudják csökkenteni. Egyik a motor hatékonyságának javítása, a másik a karosszéria elemeinek folyamatos fejlesztése. A karosszéria fejlesztése egy bonyolult áramlástani feladat is, hiszen a járműmodellek légellenállása felelős a fogyasztás egy részéért.

A légellenállás, és a járműmodellek körüli áramlás vizsgálatához nem elég a hagyományosan ismert szélcsatornában elvégezni a méréseket, hiszen figyelembe kell venni azt is, hogy a járművek a talajhoz képest is elmozdulnak. A mozgó talaj alkalmazása megszünteti a határreteget a modellek és a talaj között, így a kapott mérési eredmények jobban felhasználhatók további számításokhoz. Eleinte a technológiát a repülőgépek fékszárnyak le- és felszállás közbeni tesztelésére használták. A fékszárnyak nyitásával növekvő felhajtóerő érhető el, ami felszálláskor hasznos, ugyanakkor az ellenállás tényező is növekszik a szárny nyitásakor. A jelenség vizsgálatát megnehezítette a szélcsatornában az álló talaj miatt kialakuló határreteg, ezért fejlesztették ki az első mozgó talajt szimuláló rendszereket. Manapság széles körben elterjedt a nagyobb autógyártók körében a módszer, hiszen az autók légellenállás tényezője nagy hatással van az autók fogyasztására. (10 %-os csökkenés a légellenállás tényezőben az autó fogyasztását 2,5 %-kal csökkenti.) Másik nagy felhasználói réteg az autóversenyezésben részt vevő csapatok. Itt elsősorban a szárnyak leszorító erejét, és az autók stabilitását vizsgálják.

A tanszék nagy szélcsatornájában már használták egyszer ezt a technikát a '80-as években, amikor az Ikarus buszok fejlesztéséhez volt szükség a mozgó talaj biztosításához. A jelenlegi feladatomban a tanszéken található National Physical Laboratory (NPL) szélcsatornába tervezek egy konstrukciót, ami alkalmas a jármű körüli áramlások precízebb mérésére. A zárt mérőterű nem recirkulációs szélcsatorna mérőterébe minél szélesebb, változtatható sebességű, forgásirányú szállítószalag telepítése volt a cél.

Dolgozatom elején a világszerte használt módszereket, eszközöket ismertetem. A vezető autógyártók által használt mérőrendszerek ismeretében megtervezem a tanszéken leginkább alkalmazható konstrukciót. A konstrukció elkészülése után megtörténik az egyes gépelemek kiválasztása, szilárdságtani ellenőrzése, majd a gyártandó alkatrészek műhelyrajzainak elkészítése is.

A berendezés legyártása után lehetőség nyílik a kicsinyített járműmodellek aerodinamikai tesztelésére, valamint a járművek körüli áramlások precízebb vizsgálatára.

## 2 IRODALMI ÁTTEKINTÉS

### 2.1 Kutatási célokra használt berendezések:

#### 2.1.1 NASA

A mozgó talajt szimuláló rendszerek legkorábbi felhasználása az 1950-es 60-as évekre tehető. Az általam talált legrégebbi szakirodalom a NASA egyik 1967-es kísérleteit mutatja be, ahol a repülőgépek fékszárnyát tanulmányozták.

A repülőgépek tesztelésekor már ez előtt is használtak szélcsatornákat, amelyek lehetővé tették a jóval a föld felett történő repülés szimulációját, azonban sokáig problémát jelentett a talajhoz közeli áramlások vizsgálata, hiszen a talaj áll, a levegő viszont mozog, és a két anyag határfelületén kialakul egy határreteg, ahol az áramlási jellemzők megváltoznak; ez gondot okoz a fékszárnyak vizsgálatakor. A fékszárnyakat a fel-, és leszállás során használják, itt különösen fontos a megfelelő felhajtó-, és leszorító erő nagysága. A fékszárny a repülőgépszárny kilépő élein elhelyezett mozgatható felület. A kiengedés mértékétől függően növelhető vele a szárnyak felhajtóereje. A fékszárny használata természetesen hátránnyal is jár, hiszen a kiengedéssel arányosan nő a gép légellenállása, ami pedig csökkenti a sebességet. Fokozott jelentőséggel bírnak a fékszárnyak azokon a területeken, ahol a gépek felszállására csak kevés hely áll rendelkezésre, így viszonylag kis sebességnél kell biztosítani a szükséges felhajtóerőt.

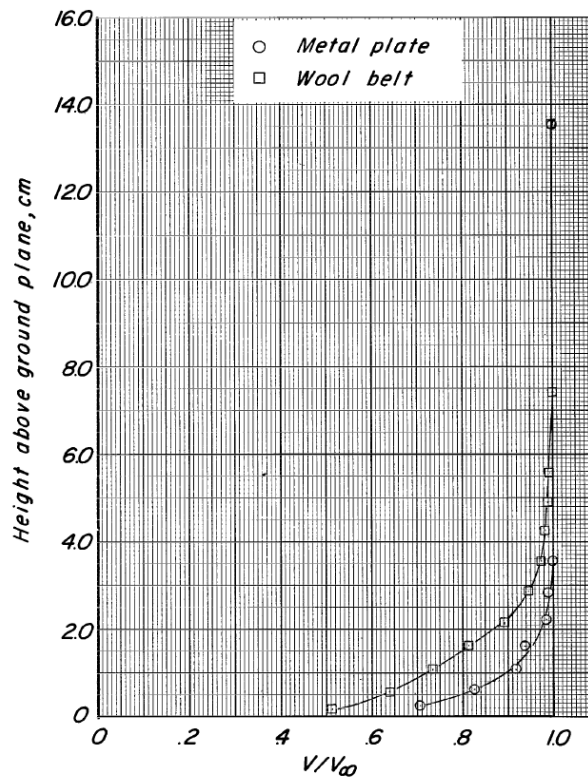
A NASA szakemberei tesztek során észrevették, hogy nagyban befolyásolja a mérési eredményeket, ha a modellt mozgatják a talajhoz képest. Ezek után kezdtek el kidolgozni, egy olyan mérési eljárást, melynél a határreteg jelenség lecsökken és ezáltal precízebb eredményeket kapnak. Ekkor állították fel a mozgó talajt szimuláló berendezés első vázlatait, majd elkezdték a megépítését is.

A szerkezetet a csatorna aljára helyezték el, mivel így könnyebb volt beszerezni és eltávolítani, valamint a modelleket is könnyebben lehetett pozícionálni, mint a nagy szerkezetet. A szerkezet méreteiről tudni kell, hogy a szalag szélessége 3,66 méter, hosszúsága pedig 3,05 méter volt. A szíj vastagsága 0,476 centiméter volt, anyaga pedig szőtt gyapjú, amit műanyaggal vontak be, hogy a levegő ne hatoljon át rajta. A szíj két görgő között mozgott, ahol egy polírozott alumínium lap támasztotta alá, hogy elkerüljék a szíj behajlását. A görgők 19,06 centiméter átmérőjűek voltak és rozsdamentes acélból készültek. A görgők néhány centiméterrel szélesebbek voltak, mint a szíj szélessége. Az alumínium tartólapon kis furatokat alakítottak ki, amiken keresztül hideg levegő befújásával biztosították volna a szíj hűtését. Erre a tesztek során kiderült, hogy nincs szükség. A rendszert egy 22,4 kW teljesítményű váltakozó áramú motor hajtotta. A nyomatékot egy vezérműszíj vitte át a hátsó tengelyre. A szíj sebessége 0-30 m/s között volt állítható.

A mérésekkor bebizonyosodott, hogy az áramlás irányába helyezett szerkezet csökkentette a dinamikus nyomás értékeket, ezért kiegészítő terelőszerkezeteket terveztek a csatornába a szimuláló egység elé. Az áramvonalasított burkolatok behelyezése után nagyban csökkent a sebességváltozás mértéke.

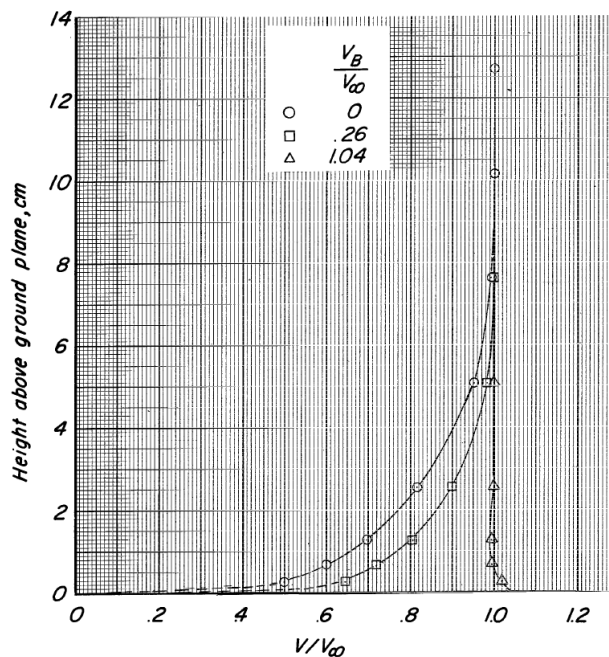
Különböző méréseket végeztek a szerkezet hatékonyságának vizsgálatára is. Elsők között vizsgálták meg, hogy az alkalmazott szíj mennyire módosítja a határreteg nagyságát álló helyzetben. Az összehasonlítást egy sima fém lap és a bolyhos gyapjú alapú szövet szíj között

végezték el. Az eredmény magáért beszél, hiszen a bolyhos anyagon a határréteg vastagsága duplája volt mint a sima lapnál. Ezt láthatjuk az 1. ábrán:



1. ábra: Határréteg vastagsága különböző anyagú szíjakra [20]

A készülék üzembe helyezése után azt tapasztalták, hogy a vizsgált keresztmetszetben a határréteg vastagsága a szíj sebességének növelésével folyamatosan csökken, és amikor a szíj eléri a levegő sebességét, akkor gyakorlatilag meg is szűnik. Ezt láthatjuk a 2. ábrán.



2. ábra: Határréteg a szíjsebesség függvényében [20]

Az ábrákon a  $v$  a határréteg közelében mért sebessége,  $v_B$  a szíj sebessége,  $v_\infty$  pedig a zavartalan áramlás sebessége.

Összességében elmondható, hogy ez a szerkezet nagyon jól alkalmazható, hiszen a határréteget szinte teljesen lecsökkentette, és a sebesség gradiens értékét sem változtatta nagy mértékben, valamint a felépítése sem bonyolult, hiszen a fő szállítószalagszerű rendszeren kívül csak kiegészítő, terelő elemeket tartalmaz. Hátrány ugyanakkor, hogy a mérőtérbe kell elhelyezni, így megzavarja az áramlást. [20]

### 2.1.2 University of NSW Sydney:

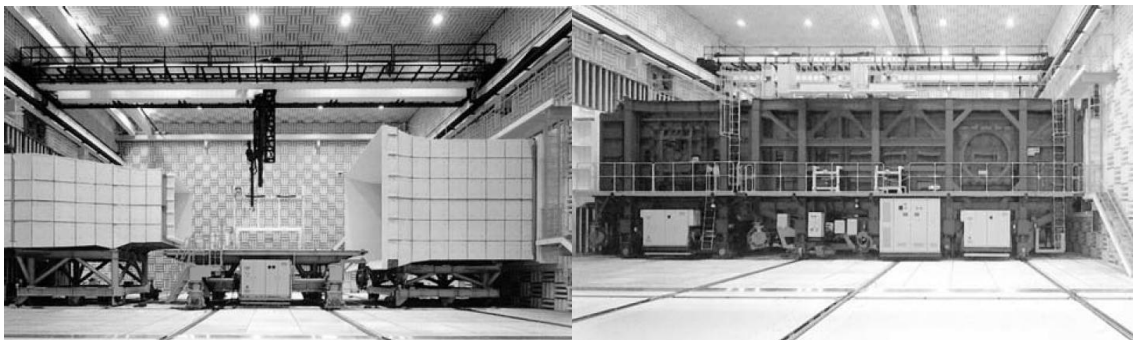
A Sydney-i egyetemen is építettek egy mozgó talajt szimuláló szállítószalagot. A megépítés célja itt az volt, hogy összehasonlítsák a CFD szimulációval kapott eredményeket a valóságban mért adatokkal. A mérés tárgyát egy szárnyrész képezte, amin tanulmányozták a szárny ellenállás tényezőjét, felhajtóerejét a föld közelében.

A szélcsatorna egy kisméretű nyitott mérőterű csatorna, ahol a levegő maximum 15 m/s sebességgel áramolhat. A légáram biztosításáról egy 10kW teljesítményű ventilátor gondoskodik. A 15 m/s sebességgel mozgó szíj 20,2 cm széles és 60 cm hosszú. A meghajtómotorról a nyomatékot egy rugalmas tengelykapcsoló segítségével viszik át a hajtótengelyre. A pontos sebesség beállítása érdekében egy optikai szenzor segítségével folyamatosan követik a tengely szögsebességét. A konstrukcióban található a szíj előtt egy rés, ami a kialakuló határréteg elszívására szolgál.

A szerkezet felépítési elve itt nagyon hasonlított a NASA-nál használt gépekhez, a fő különbség az volt, hogy ezt a szerkezetet nem a mérőtérbe helyezték el, hanem a mérőtér alá, így nem kellett kiegészítő idomokat tervezni a levegő tereléséhez. A szállítószalag itt is egy részből állt, a vastagsága körülbelül 2mm volt, anyaga pedig gumi. [22]

### 2.1.3 Maibara Wind Tunnel:

A japán Vasút Technológiai Kutató Intézet (RTRI) Malibara városában épített egy nagy méretű, alacsony zajkibocsátású szélcsatornát. A méreteiről sokat elárul, hogy építése több mint két évig tartott. A szélcsatorna két rendkívül jó tulajdonsággal rendelkezik: az egyik, hogy a háttérzaj nagyon alacsony, ami alkalmassá teszi a csatornát aeroakusztikai mérések megvalósítására, a másik pedig egy mozgó talajt szimuláló szállítószalag, ami alkalmassá teszi a modell és a talaj közötti áramlás szimulációjára. A szélcsatorna mérőtere egy visszhangmentes szobában helyezkedik el, ahol az akusztikai mérések zajlanak. Ilyenkor a csatorna nyitva van, ekkor az alkalmazható legnagyobb szélesség eléri a 400 km/h-s sebességet is, ami már alkalmas a nagy sebességű mágnes vasutak mérésére is. (3. ábra)



3. ábra: A szélcsatorna nyitott és zárt állapotban [18]

A mozgó talajt szimuláló rendszer alkalmazásakor a szélcsatornát beépítik, és lezárják. A mérőtér lezárt esetben 5 méter széles, 3 méter magas, és 20 méter hosszú. A mérőtér elején egy határréteg elszívó rendszer működik, ez után következik a mozgó talaj. A mozgó talaj szélessége 2,7 méter hosszúsága pedig 6 méter. A maximálisan elérhető sebesség 216 km/h. A mérőtérbe a modelleket a plafonra rögzített tartókábeleken keresztül helyezik el. Továbbá a mérőtérbe található még számtalan hődrótos anemométert, valamint nyomásmérő szenzorokat is. A rendszerbe építettek még füstgeneráló gépeket, és az áramlás láthatóvá tételének feldolgozásra is figyeltek. (lézerek, videokamerák) Ezek az eszközök alkalmassá teszik a csatornát, hogy a legújabb vasúti fejlesztéseket itt vigyék véghez.

A tesztmérések során itt is bebizonyosodott, hogy ha a levegő és a mozgó talaj sebessége megegyezik, akkor a határréteg gyakorlatilag eltűnik. További mérésekkel megállapították, hogy a sebességeloszlás egyenletes. Pontossága zárt mérés esetén +/-0,4%-os, valamint a turbulencia intenzitás is kisebb, mint 0,2 %. [18]

A szélcsatorna alkalmas a nagysebességű vasúti eszközök vizsgálatára. Például itt tesztelik a vonatok ellenállás tényezőjét, ami a nagysebességű vonatoknál különösen fontos, hiszen az ellenállás tényező a sebesség négyzetével arányos. A mérések igazolták, hogy a légellenállás legnagyobb mértékben a középső kocsik kialakításától függ, azon belül is 3 tényezőtől: a felszín simaságától, a kocsik közötti rések nagyságától, illetve az alvázak ellenállás tényezőjétől.

Japánban az első vasútpályák megépítése óta közel 30 szélleökés okozta vonatbaleset volt. Ezeket a baleseteket többnyire az oldalirányú szélleökésekből származó erőhatások okozták. Éppen ezért a Kutatóintézetben az ilyen irányú balesetek megelőzése érdekében kísérleteket végeztek az oldalirányból érkező szélleökésekből származó erőhatások vizsgálatára. A kísérletek során bebizonyosodott, hogy a szélesebbesség, ami képes felborítani egy vonatot függ, a jármű tömegétől, a nyomtávától, a jármű sebességétől, és a töltés ferdeségétől. A jármű áramlástani jellemzőin túl lehetőség van vizsgálni a különböző útelemeket is, hiszen általában jelentős szélleökés egy töltésen, vagy hídon éri a járműveket. A kicsinyített hídmodelleket lehetőség van vékony huzalokon keresztül a mérőtérbe függeszteni, ahol elvégezhetők rajtuk az aerodinamikai mérések.

A mozgó talajt szimuláló rendszer itt is hasonló a NASA-nál alkalmazott módszerhez. A hangsúly itt is az ellenállás tényezők kimérésén, csökkentésén van. A szíj ugyanúgy egyetlen részből áll, ami az egész modell alatt mozog. [18]

#### **2.1.4 Tanszéken megvalósított alkalmazás**

A bevezetésben már utaltam rá, hogy a Tanszéken az 1980-as években folytak kísérletek, amelyben használtak mozgó talajt szimuláló berendezést. Az akkoriban egyedülállónak számító kísérlet célja, az Ikarus buszok karosszériájának fejlesztése volt. A jármű alakja nagyban befolyásolja a modell körül kialakuló légáramlást, ami pedig hatással van a jármű működésére. A kialakítás nem csak a jármű fogyasztására van hatással, de javíthatja a vezető komfortérzetét valamint az autó stabilitását is. A kísérletek rámutattak, hogy a legnagyobb légellenállás csökkenést a járművek első felének módosításával lehet elérni. Elsősorban az élben végződést kell megakadályozni, és törekedni kell a járművek áramvonalasítására és arra, hogy a felületek minél simábbak legyenek. A járművek háta mögött keletkező leválási buborék csökkentése is csökkenti az ellenállást.

A kísérletek eredményesen zárultak, hiszen a mozgó talajt szimuláló berendezés segítségével egy valósabb áramlási képet kaphattak az áramlásról. A nagy szélcsatornába rendelkezésre álló 6 komponensű mérleg pontosan mérte a testre ható hatásokat. A busz geometriáját több helyen is változtatták:

- Lekerekítések növelése a homlokfalon.
- A homlokfal megdőntésének növelése ( $8^\circ$ -ról  $11^\circ$ -ra).
- Az alsó karosszéria felület befedése.
- Első szárny módosítása (Kisebb rész a talaj és a jármű között).

Összességében elmondható, hogy a busz légellenállás tényezője 0,57-ről 0,39-re csökkent. Ez az akkori mérések szerint a fogyasztásban 20%-os csökkenést eredményezett. Ezen kívül javult a jármű stabilitása, és a belső térbe jutó menetzaj nagysága is csökkent.



4. ábra: Ikarus tesztek a tanszéken

A kísérletek során a mozgó talajt biztosító eszköz egy egyszalagos kivitelű mozgó talajt szimuláló berendezés volt. A konstrukció négy görgőből állt, ezek a görgők közvetlenül a mozgó talaj alatt helyezkedtek el. A két visszafordító görgő a szalag szélein, és két kisebb átmérőjű terelőgörgő a modell alatt. Ez utóbbiak a szalag vezetésére szolgáltak. Ezt a célt szolgálták még a szalag alatt elhelyezett vezetőlemezek is. [30]

## 2.2 Ipari célokra használt berendezések:

Ebben a fejezetben bemutatok néhány nagyobb léptékű szélcsatornát. Ezek elsősorban az ipari fejlesztésekre épültek meg, de találhatunk köztük az autóversenyző csapatok számára alkalmas tesztelési lehetőségeket is. Általában elmondható, hogy a most bemutatásra kerülő csatornák fiatalabbak, és modernebb technikával kerültek megépítésre, mint az előző pontban bemutatottak, valamint az is észrevehető, hogy ezen rendszerek kifejlesztése multinacionális cégek támogatásával, euró milliőkből kerültek megvalósításra.



## 2.2.1 BMW

A világszerte ismert autógyártó cég 2008-ban adta át a Münchenben megépült aerodinamikai kutatásokkal foglalkozó központját (4. ábra). Az új kutatóközpontban két új szélcsatornát építettek fel, egy életnagyságú járművek tesztelésére alkalmas, valamint egy kisebb modelljárműveket vizsgáló csatornát. A cég számára kifejezetten fontos, hogy járműveik környezetbarátabbak, korszerűbbek legyenek, ugyanakkor továbbra is tudják biztosítani a vásárlóknak a vezetés élményét. A BMW a maga kategóriájában piacvezető járműveinek fogyasztásában és káros anyag kibocsátásában, ez nem csoda, hiszen eddig is jelentős összegeket fordítottak fejlesztésekre. A most elkészült központ körülbelül 170 millió euróba került, ami egyértelműen a gyártó elkötelezettségét jelenti az újabb fejlesztések iránt.



5. ábra: A BMW új szélcsatornája (kívülről) [24]

Az autók aerodinamikai tulajdonságainak optimalizálása manapság alapvető feladat a járművek optimalizálása során. A fejlesztések egyaránt megjelennek az autók látványában és hatékonyságában is, valamint stabilabbá teszik az autók viselkedését az utakon. A hatékonyság szemléltetésére érdemes megjegyezni, hogy az aerodinamikai ellenállás 10%-os csökkentése az autó fogyasztását 2,5 %-kal csökkenti, ami nem tűnik nagyon soknak egy vásárló számára, ha azonban a mérnökök ezt a teljesítményt évenként tudják biztosítani, akkor éveken keresztül ez jelentős csökkenést mutathat. Ha a világszerte üzemelő autók károsanyag kibocsátását nézzük, akkor ez jelentős előrelépést jelent. A légellenállás csökkentésén túl még számos paraméter optimalizálására van lehetőség. A jármű stabilitása nagyban függ a felhajtóerő nagyságától, de említhetjük még a motortérbe áramoltatott légáramot is, ami a hűtésről gondoskodik. A komfortérzet növelésével áll kapcsolatban a menetzaj levegő áramlásából származó részének csökkentése. A jármű mögötti turbulencia és szemléltethető a csatornában, ami pedig az autóra felverődő kosz mennyiségét befolyásolja.

Az autóiipari tesztek számára ez a központ minden igényt kielégít. Lehetőség van a modellek tesztelésére még a tervezési szakaszban, valamint a kész járművek is tesztelhetők különböző helyzetekben. Lehetőség van például kanyarban haladó autó szimulálására, vagy az oldalirányú széllokések mérésére is. Ezeket a lehetőségeket a forgatható alaplap teszi lehetővé. A kis szélcsatorna alkalmas egyszerre több modell mérésére is, így megfigyelhetők az áramlási jelenségek előzéskor, vagy szoros követéskor.

A fő szélcsatorna – ami az életnagyságú autók mérésére alkalmas - eltér az előzőekben ismertetett rendszerektől. A levegő áramlását egy 4,4 MW teljesítményű, 8 méter átmérőjű ventilátor végzi, a maximálisan elérhető szélesség 300 km/h. A mérőtér mérete is



gigantikus: 22 méter hosszú, 16 méter széles, 13 méter magas. Az eltérés fő oka, hogy itt a mozgó talajt szimuláló rendszer nem egy szíjból áll, hanem öt mozgó görgőből.



6. ábra: Tesztelés az 5 görgős rendszeren [25]

Ebből négy görgő a jármű kerekeit hajtja meg, az ötödik rendszer pedig hasonlóan az előző fejezetben említetthez egy hosszú, mozgó szíjjal szimulálja a jármű alatti áramlást. A négy kerékhajtó görgő szélessége változtatható, így különböző nagyságú, nyomtávú autók is tesztelhetők.

Az 5. ábra előterében látható, hogy a járműmodell előtt itt is elhelyeztek egy szívó egységet, ami a határréteg még precízebb eltüntetését szolgálja. Az egész rendszer elforgatható 30°-os szögben, amivel lehet vizsgálni a kanyarban ható terheléseket, erőket. A kerekeket forgató egységek között mindkét oldalon két-két távvezérléssel állítható emelő működik, ami alatt helyezkednek el a mérőcellák, amik a szélterhelésből származó erők digitális feldolgozását teszik lehetővé.

A modellmérésekre használt kisebb csatorna felépítése hasonlít a kutatóintézetek által használt típusokhoz, hiszen a mozgó talajt itt is egy egyrészes szíj szimulálja. A meghajtást itt egy 3,8 MW teljesítményű 6,3 méter átmérőjű ventilátor adja. A mérőtér méretei: 20 méteres hosszúság 14 méteres szélesség és 11 méteres magasság. A maximálisan elérhető szélesség itt is 300 km/h. A mérőteret itt is elforgathatjuk, ráadásul itt több modellt is tudunk egyszerre tesztelni, hiszen a mozgó talaj méretei ezt megengedik. (Szélessége 3,2 méter, hosszúsága pedig 9 méter.)



7. ábra: Tesztelés az egyszíjas rendszeren [23]

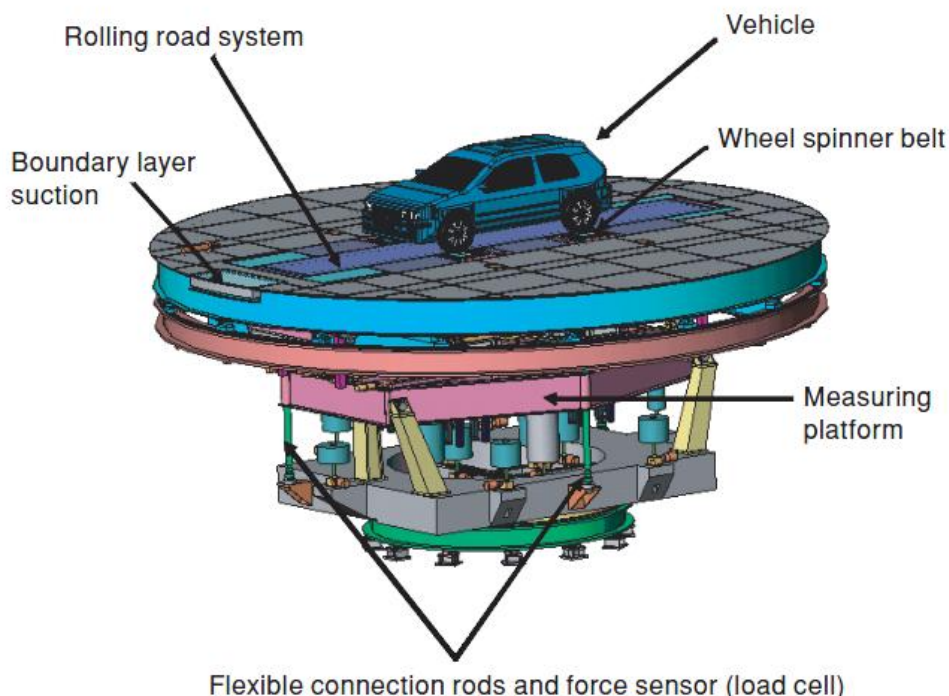
A modellek egy pozicionálható mérleg segítségével mozgathatók a megadott helyzetekbe. A mozgó talajt szimuláló szíj vastagsága 1 mm, anyaga pedig egy különleges acél, amit lézerral munkáltak folyamatos szíjjá. A görgők átmérője 1 méter, amire azért van szükség, mert az acélszíj csak ekkora görgőkön tud elfordulni. Az acélszíj egy szilárd alaplemezen csúszik, a két fém között ilyen nagy sebességeknél komoly súrlódás léphet fel, ezt csökkentendő a felületek közé 7 bar-os nyomáson levegőt pumpálnak be, ami egy vékony filmréteget hoz létre az elemek között.

A BMW fejlesztéseinek oka egyértelműen az autók légellenállás tényezőjének csökkentése. Azonban ez nem egyszerű feladat, hiszen a főbb típusjellemzőkön nem változtathatnak jelentősen. A mérnökök kifejlesztettek egy teljesen új autókaroosszériát, aminek légellenállása mindösszesen 0,2. A probléma ezzel a modellel, az, hogy feltehetően senki nem venné meg, hiszen a típusjelei nagyban eltérnek a BMW-jétől. Az új fejlesztésű (2009) BMW 320i típus légellenállása 0,27, és ez a típus viseli a BMW stílusjegyeit. A fejlődés megkérdőjelezhetetlen, hiszen az 1987-es kiadású 320i típusnál ez az érték 0,39 volt. Az autó légellenállása több részből áll össze. Az érték körülbelül 40%-a származik az autó alakjából és a felület formájából, 10%-a a motor hűtéséből származik. A maradék megoszlása a következő: 30%-a a kerekektől, és az ezek körüli áramlásoktól, 20%-a az autó alatti áramlásoktól függ. Jól látható, hogy a légellenállás fele olyan helyen keletkezik, ami nehezen szemléltethető, mérhető egy hagyományos csatornában, hiszen a határrétegek befolyásolják az autó alatti, és a kerekek közötti áramlást is. A mozgó talajt szimuláló berendezések megépítésével, és a pontos méréstechnikával a BMW számára új lehetőség nyílt a légellenállás csökkentésére ezeken az eddig kevésbé tanulmányozott területeken is. [7], [16], [13]

## 2.2.2 HORIBA

A cég autóiipari tesztek fejlesztésére, különböző diagnosztikai eszközök fejlesztésére szakosodott. Termékei között komplett szélcsatornába szerelhető mérőrendszereket is találhatunk. A mérőrendszerek kidolgozásánál hasonló szempontokat vettek figyelembe mint a BMW-nél. A cél itt is a fogyasztás, a belső zajok csökkentése, és a vezetési komfort fokozása. A mérőrendszer hatalmas méretei miatt csak kellően nagy szélcsatornába építhető be, és a csatorna tervezésénél már figyelembe kell venni a rendszer helyigényét.

A merev, masszív szerkezet hat ponton, egy-egy rúd segítségével csatlakozik a gépalaphoz. A rudak végére erőmérő cellákat helyeztek, amik segítségével digitalizálhatók a szenzorokon ébredő jelek. A számítógépekre érkező adatokból a számítógépes program értékelni ki a modellre ható erők és nyomatékok mindhárom komponensét. A pontossága elképesztő, hiszen 1N erőváltozást is érzékel a szerkezet. A szerkezet az oldalról érkező szélökések mérésére is alkalmas, ennek megkönnyítésére az egész szerkezet elfordítható függőleges tengelye körül. A határréteg eltüntetés hasonlóképp működik, mint a BMW nagy szélcsatornájában. A járművek alja alatt hosszanti irányban helyezkedik el egy nagy szállítószalag, a 4 kereket pedig egyesével külön rendszer mozgatja. A kerekeket mozgató rendszer mellé építve lett egy-egy emelőrendszer is, ami 180 cm magasra tudja felemelni járművet. Ez a lehetőség kiválóan alkalmas a gyors módosítások elvégzésére az autó alsó felén, valamint ez a rendszer tartja meg az autót, miközben a kerekei a szélsébséggel megegyező sebességgel forognak. A középső szállítószalag rendszer elé itt is elhelyeztek egy elszívó réteget, ami tovább csökkenti a határréteget. Az alkalmazott szíj anyaga polimer, a megfelelő sebesség biztosítására pedig két darab 250 kW-os szervomotort használnak. Az így elérhető legnagyobb sebesség 250 km/h, azonban speciális acélszíjakkal ez az érték 300km/h értékre is növelhető. [8], [9]



8. ábra: HORIBA mérőrendszer főbb elemei [9]



### 2.2.3 Windshear inc.

Az első cég, ami szélcsatorna méréseket kínál kereskedelmi forgalomba. A vállalat elsősorban az autósportban résztvevő csapatoknak kínál tesztelési, fejlesztési lehetőséget. Ez a lehetőség egyértelműen jót tesz a versenysportnak, hiszen eddig a kisebb csapatoknak nem volt lehetőségük a versenypályán kívül, gyakorlatban tesztelni az autókat. Azok a gyári csapatok voltak előnyben, akik rendelkeztek szélcsatornákkal, ez az előny azonban mára eltűnt. Ezt mi sem bizonyítja jobban, hogy a Windshearnél már hat Formula 1-es csapat tesztelt, és rengeteg istálló érkezik a Nascar, valamint az Indycar szériából is.

A szélcsatornába szintén szereltek fel mozgó talajt szimuláló szerkezeteket. A működési elve egyszerű, az egész jármű alatt egy nagy szíj mozog ugyanakkora sebességgel, mint a levegő. A légáramot egy 3900 kW-os ventilátor biztosítja. A levegő áramlási sebessége körülbelül 290 km/h és ezt a szállítószalaggal is el tudják érni. A mozgó talaj szélessége 3 méter, hosszúsága pedig 9 méter. A mozgó talajon kívül más extrákkal is rendelkezik még a szélcsatorna. Állítható a mérőtér hőmérséklete, így pontos versenykörülményeket tudnak szimulálni a versenycsapatok számára. A határréteg elszívást itt is külön szerkezet valósítja meg, és a mérés technikára is különös figyelmet fordítanak.



9. ábra: Windshear mérőrendszer alulról [27]

A kereskedelmi jelleg miatt sokan megfordulnak a cégnél, sokszor egymás versenytársai adják a kilincset a másoknak. Ez okból kifolyólag a vállalat különös figyelmet fordít a számítógépes adatfeldolgozásra, valamint a központi szerverek megtisztítására miután az ügyfelek végeztek a tesztelésekkel. [10]

### **2.3 Alkalmazott típusok:**

A bemutatott mozgó talajt szimuláló szerkezetekből észrevehető, hogy két fő típus fejlesztésén érdemes gondolkodni. Első az úgynevezett „Öt görgős szerkezet”, a másik pedig az egy felülettel rendelkező szállítószalag szerű alkalmazás. A kutatási, oktatási területeken elsősorban az egy részből álló berendezés terjedt el, az ipari fejlesztéseknél pedig a nagyobb szerkezetű, 5 görgős típus a népszerűbb. A fő célok mindegyik kivételénél a határrétegek eltávolítása, az ellenállás tényező, felhajtóerő és a leszorítóerő meghatározása. A cél érdekében szinte mindegyik kivételénél találkozhattunk elszívó rendszerrel, ami a szíj alatt lévő perforált lap alatt helyezkedik el. Az elszívás célja az, hogy megakadályozza a szíj eltávolodását a felülettől. A szíj eltávolodása sok esetben nem áll fent, sőt néhol levegőinjektálással próbálják megakadályozni a szíj és a terelőlap tapadást. A letapadás vagy a nagy eltávolodás elsősorban a kialakítástól és a sebességtől függ. A szíj vastagsága minden vizsgált esetben maximum néhány milliméter volt, az anyaguk viszont széles skálán mozgott, hiszen találtam szövetből, polimerből, és acélból készült szíjakat is. A görgők hajtása minden esetben villanymotor segítségével valósult meg, a görgők átmérőjét pedig a szíj anyagminősége és az elérni kívánt sebesség nagysága határozta meg.

## 3 ALKALMAZHATÓSÁG VIZSGÁLATA

### 3.1 Lehetséges típusok összehasonlítása:

A 2. pontban ismertetett lehetőségek alkalmazhatóságát elsősorban a beépítendő környezet határozza meg. Egy új szélcsatorna építésekor már a tervezés fázisában kalkulálhatunk a mérőtér méreteivel, és az abban felállítani kívánt mérőrendszer méreteivel, így ott nagyobb helyigényű berendezéseket is használhatunk. Ha már meglévő csatornát szeretnénk átalakítani, vagy felújítani, akkor már korlátozottak a lehetőségeink, hiszen a különböző mérőrendszerek, mozgatószerkezetek kialakítása változó helyigénnyel rendelkezik.

A kialakítás helyétől függően használhatunk 5 görgős rendszert, vagy az egy mozgó felülettel rendelkező elrendezést is. A helyigényük természetesen ezeknek is változó, hiszen az 5 görgős rendszereknél a járműmodellek legtöbbször alulról vannak alátámasztva és a mérési eredményeket is a gép aljára szerelt erőmérő cellák rögzítik. Ezek elsősorban a földi járműmodellek mérésére alkalmazott módszer. A csak egy mozgó felülettel rendelkező rendszer előnye, hogy repülőgépmodelleket is könnyen lehet vele tesztelni, hiszen a mérőtér tetejéről belógatva ez megvalósítható anélkül, hogy valami akadályozná a test és a talaj közötti áramlást. Az ilyen típusú elrendezés a mérőtér síkja alatt viszonylag kisebb helyigénnyel rendelkezik, mint az 5 görgős rendszer.

Méréstechnikailag is különbség van a két rendszer között, hiszen az alátámasztással megoldott mérések (mint a BMW nagy szélcsatornája) jóval precízebb eredményt adhatnak, mint a különböző mérőeszközökkel az áramlási térbe lógatott kivitel.

A tervezés szempontjából egyértelműen az 5 görgős rendszer van hátrányban, hiszen ennek pontos megtervezése sokkal időigényesebb, mint az egy felülettel rendelkező mozgást szimuláló rendszer felállítása. Ez könnyen belátható, hiszen az előbbi kialakítás a mozgó szállítószalagon kívül még négy másik görgős, vagy szintén négy kisebb szíjas meghajtást kíván. A gyártás, és a gyártási költség szempontjából szintén az egy szíjból álló szerkezet a jobb, hiszen jóval kevesebb alkatrészből áll, ezért gyorsabban legyártható, összeszerelhető. Ez a viszonylagos egyszerűség a későbbi karbantartásokkor is előnyként jelentkezik.

Mozgathatóság szempontjából ismét az egy szíjból álló rendszer alkalmazása előnyös, hiszen a kisebb rendszert könnyebben lehet a csatornából ki- és beszerelni. Azokban a csatornában, ahol ez kritérium, ott rendszerint csak egy szíjból álló konstrukciókkal találkozhattunk.

### 3.2 A tanszéken megvalósítható alkalmazás:

A tanszéki NPL szélcsatornába való tervezéskor megfogalmazódott kritériumok:

- Könnyen be- és kiszerelhető
- A mérés síkja ne emelkedjen a jelenlegi sík fölé
- A szalag sebessége érje el a 15 m/s-os sebességet
- Az NPL szélcsatornát csak kis mértékben kelljen átalakítani, méghozzá úgy, hogy az eredeti mérési elrendezés is visszaállítható legyen.
- A lehető legolcsóbb módon megkeresni a lehető legjobb kialakítást

A tanszék NPL szélcsatornájának mérőtere 80 cm hosszú, 50,5 cm széles és 50 cm magas. Ezek az adatok meghatározták az elkészítendő konstrukció alapvető méreteit.

Már a feladat kezdetekor valószínűnek tűnt, hogy az 5 görgős mérőrendszer megvalósítása nem elérhető, hiszen ennek anyagi vonzata is többszöröse lehet az egy szíjból álló rendszerének, valamint az egyes görgők meghajtása is számos problémát vetett fel. Ezen kívül nem áll rendelkezésre a megfelelő erőmérő rendszer, ami még tovább drágítaná ezt a fajta konstrukciót.

Az egy szíjhajtásos konstrukció mellett viszont számos érv szól. Megtervezése könnyebb, kevesebb gyártandó, beszerezendő alkatrész szükséges, ezáltal a költségek is minimalizálhatók. A szélcsatornában jelenleg rendelkezésünkre áll egy erőmérő berendezés, amit az M4-es labormérésen használnak a hallgatók. Erre a mérőrendszerre egy kis átalakítással rá lehet erősíteni a mérendő autómódelleket, így ez könnyíti a tervezés menetét. Könnyebbséget jelent még az 5 görgős rendszerhez képest, hogy csak egy helyen kell biztosítani a levegő sebességével megegyező sebességet, ez jelenleg nagy előny, hiszen a sebesség szabályozási rendszer kiépítéséig elég, csak a szalagsebességet bekalibrálnunk.

A mi esetünkben ezek alapján egyértelműen jobban alkalmazható az egy részből álló szállítószalag. A konstrukció kialakításának lépéseit a 4. pontban részletezem, ahol megtalálhatóak lesznek az előzetes költségkalkuláció eredményei is.



10. ábra: Az NPL szélcsatorna

## 4 TERVEZÉS MENETE

### 4.1 A tervezés során megfogalmazott kritériumok

Szerelhetőség:

A géptervezési feladatok elsőszámú kritériuma. Úgy kell megtervezni az adott szerkezetet, hogy az össze- és szétszerelhető legyen.

Gyárthatóság:

Másik fő kritérium, hiszen az alkatrészeinket a lehető legolcsóbb technológiával kell legyártani, ha ez nem valósulhat meg, az plusz költségeket jelenthet.

Eltávolíthatóság:

A mérőtérbe nem kell állandóan jelen lennie a szalagnak, hiszen a hallgatói mérések során ez zavarná a méréseket. Így a rendszernek eltávolíthatónak kell lennie. Ha ez teljesül, akkor a csatorna továbbra is alkalmas lesz test körüli áramlások vizsgálatára, és más hasonló, mozgó talajt nem igénylő mérésre. Ezen kívül a szerkezet behelyezése után, akár már autómódelleket is vizsgálhatunk.

Elhelyezkedés:

A mérőtér síkjában kell elhelyezni a mozgó talajt szimuláló szerkezetet, nem lehet a mérőtérbe helyezni, mint például a NASA-nál alkalmazott technikában, vagy éppen a Sydney-i egyetemen vizsgált elrendezés szerint. Ez a kikötés azt hozza magával, hogy az NPL szélcsatorna alsó burkolólapját el kell távolítani, és a szállítószalag innen kerül be- és kiemelésre. Az előző kritériumnak megfelelően a behelyezés és az eltávolítás is a csatorna alján keresztül történik meg. A 10. ábrán látható NPL szélcsatorna mérőterének üveg burkolata. Oda kerül beépítésre a szerkezet.

Méretetek:

Az alaplap mérete nagyban befolyásolja a tervezést. A rendelkezésünkre álló alapterület 80 cm hosszú és 50,5 cm széles. A szállítószalaggal mindenféleképpen a lehető legnagyobb szélességű területet kell lefednünk, ugyanakkor az alátámasztó egységeknek is el kell férniük ezen a szélességen. Ráadásul nehezítő körülmény, hogy a mérőtérbe egyetlen alkatrész sem nyúlhat be, így ezekre is különösen figyelni kell a tervezéskor.

Meghajtás:

Mindenképpen egy motoros meghajtást kell megvalósítani, hiszen várhatóan nem lesz szükségünk több kilowattos motorokra. Viszont a szalag sebességét mindenképp szabályozni kell 0 és 15 m/s között.

Szíj:

Fontos kérdés a görgő és a szíj kapcsolata. Mindenképpen olyan szíjat kellett találni, ami kibírja a létrejövő igénybevételeket, de egy viszonylag kisebb helyigényű görgőn is képes elfordulni. Ez belátható, hogy egymásnak ellentmondó követelmény, hiszen minél vastagabb a szíj, annál nagyobb erőhatást képes elviselni, viszont annál nagyobb görgőátmérőn tud csak átfordulni.



Perforáció:

A felső felületen felfekvő szíj súrlódik a felülettel. A súrlódási munka feltehetően hővé alakul. ez a hőképződés hatással lehet az áramlási képre, ezért a felső lemezt apró furatokkal kell ellátni, ami a hőleadást szolgálja. Ha a tesztek során bebizonyosodik, hogy melegszik a szíj, akkor alkalmazhatunk egy ventilátoros hűtést is a kis furatokon keresztül.

Feszítés:

A szíjak idővel elhasználódnak, és az optimális nyomatékátvitel biztosítása érdekében egy meghatározott feszítést kell biztosítani. Ennek a feszítésnek a megvalósítására is nagy figyelmet kell fordítani a tervezéskor.

Egytengelyűség:

Fontos kikötés, hiszen minél nagyobb a tengelyek egymáshoz képest mért ferdesége, annál nagyobb esély van a szíj leugrására, vagy elhasználódására.

Rések:

Mindenképp törekedni kell a kialakítás során arra, hogy lehetőleg minél zártabb legyen a rendszer, hiszen a zárt szélcsatornából kiáramló levegő nagyban befolyásolja az áramképet, valamint a mérés valódiságát is csökkenti.

## **4.2 Előzetes költségkalkuláció**

A kritériumok ismertetése után körvonalazódik, hogy milyen alkatrészekre lesz szükségünk. Ezeket külön kategóriákra osztottam, hogy jobban áttekinthető legyen a becslés.

### a. kategória: Meghajtás

Ide tartozik a választandó motor, a nyomatékátadó elem. A motorok és a nyomatékátadó elemek tárháza szinte végtelen, motorból valószínűleg aszinkron motorokat kell használni, aminek ára több tízezer forint, ezen kívül a nyomatékátadásról is gondoskodni kell. Ez a használt kialakítástól függően szintén néhány tízezer forintos beruházást jelent. Összességében erre a célra maximum 60 000 Ft-os költségre számítok

### b. kategória: Vezérlés

Aszinkronmotor esetén egy frekvenciaváltót kell vásárolni, ami nagy költséget jelent, de számos előnnyel is jár. Ennek a teljesítménytől függően az ára nagyjából 55 000 Ft.

### c. kategória: Csapágyak

A görgőkhöz minden esetben 2 csapágyat kell alkalmazni. A típustól függően az ár itt is hatalmas szórást jelent, de erre a célra is kalkulálhatunk körülbelül 60 000 Ft-ot.

### d. kategória: Keret

A keret az úgynevezett gépalap, amelyhez rögzítve lesznek a görgők és a hajtás. Ez a kialakítástól függően néhány ezer forinttól akár 100 000 Ft-os összegig is elmehet, annak függvényében, hogy milyen megoldásokban gondolkodunk.

e.  kategória: Gyártandó alkatrészek

Ebben a kategóriában az árakat nehéz megbecsülni, hiszen a forgalmazók csak nagy tételben árulják a termékeket. Ha sikerül a gyártást megoldani az Egyetem más tanszékeivel, akkor ez a tétel is körülbelül 100 000 Ft-ba kerülhet.

f.  kategória: Szalag

A különböző minőségű szíjak között nagy árkülönbség van. A különböző forgalmazók kínálatának vizsgálata után úgy érzem, hogy erre a kategóriára 40 000 Ft szintén elegendő.

g.  kategória: Egyéb

Ide tartoznak a különböző kötőelemek, rugók, ragasztók, tömítőanyagok, és egyébek. Előzetesen erre a kategóriára 40 000 Ft-ot tervezek.

A költségeket táblázatba foglaltam:

kategória	összeg
a	60 000 Ft
b	55 000 Ft
c	60 000 Ft
d	100 000 Ft
e	100 000 Ft
f	40 000 Ft
g	40 000 Ft
összesen	455 000 Ft

1. táblázat: Előzetes költségkalkuláció

Az előzetes költségkalkulációban meghatározott összeget remélhetően nem fogom túllépni, hiszen az egyes tételek mellé rendelt összegek felső becslések voltak.

### 4.3 Konstruktíótervek

Az első ötlet és a végső konstrukció kialakulása között számos változtatás történt. Ezeket nem fogom részleteiben elemezni, de a modell kialakulásának főbb állomásairól beszámolok.

#### 4.3.1 Kétgörgős - kétszalagos alkalmazás kialakítás:

Az első ötlet, két acélgörgő között kifeszített szíjak működésén alapult. Itt a görgőfelületek kialakítása során két vájatot esztergáltattam volna a görgőkre. Ezekbe a vájatokba simult volna be két darab szíj, aminek vastagsága egyenlő lett volna az esztergált felület vastagságával. Az egyik görgő önmagában látta volna el a meghajtó tengely szerepét, hiszen a kialakítás során figyelni kellett volna arra, hogy hozzáhegeszthető legyen mindkét oldalon 1-1 tengelyhosszabbítás. A másik görgőt egy álló tengelyhez csapágyasztuk volna, így a tengely segítségével rögzíthettük volna a gép vázához. A görgők csövekből lettek volna kiképezve. A meghajtó görgő folyamatos forgó mozgást kell, hogy végezzen, ezért a csapágyazást két peremes csapágyházzal oldhattuk volna meg, a meghajtást ezek után pedig egy szíj, vagy lánchajtás segítségével valósíthattuk volna meg egy aszinkron motorról, ami a gépalaphoz került volna rögzítésre.

#### A konstrukció problémái:

A meghajtás során nyomatékátvivő elemként használható szíj vagy lánchajtás megvalósítása helyigény miatt nem praktikus, hiszen ez a hajtás mindenképp a mérőtér és a szállítoszalag hasznos szélességét csökkentenék. Előnyként megemlíthető, hogy bármelyik meghajtás esetén széles skálából választható áttétel, ezáltal a görgők átmérőjének nagysága csökkenthető lenne. A görgők átmérőjét elsősorban a lapos szíj anyagtulajdonságai szabnák meg.

Problémát jelent a meghajtásnál még a feszítés megoldása, hiszen mind a szalag, mind a hajtógörgő meghajtása esetén, feszítést kell alkalmazni. Ennek a feszítésnek a helye nem lehet a feszítőgörgőn, hiszen más feszítésre van szüksége a szállítoszalagnak, és más a meghajtásnak. Ezért két feszítőrendszert kellene kialakítani: egyet a motorhoz a gépalapra, egyet pedig a szállítoszalag ledobó görgőjénél. Ez utóbbi kialakítása számos hátránnyal jár, hiszen ha itt alkalmazzuk a feszítést, akkor a mérőtérben nagyobb részt kell hagyni, a későbbi szijnyúlás miatt. Ez a rész pedig nagyban befolyásolná az áramlási jellemzőket.

További problémát jelentett a két szalagos alkalmazás. Ennél a konstrukciónál lehetőség volt a modellek alulról történő alátámasztására és mérésére a két szalag közötti résen történő tartókonzol behelyezésével. Ez azonban több negatív hatással járt, mint a fentről történő mérési lehetőség, így a későbbi konstrukciókban a két szalagos kialakítást elvetettük.

Összesítve a konstrukció tulajdonságait:

Előny:

- Olcsó kivitelezés. (kevesebb csapágy)
- Kis görgőátmérők.
- Egyszerű felépítés.

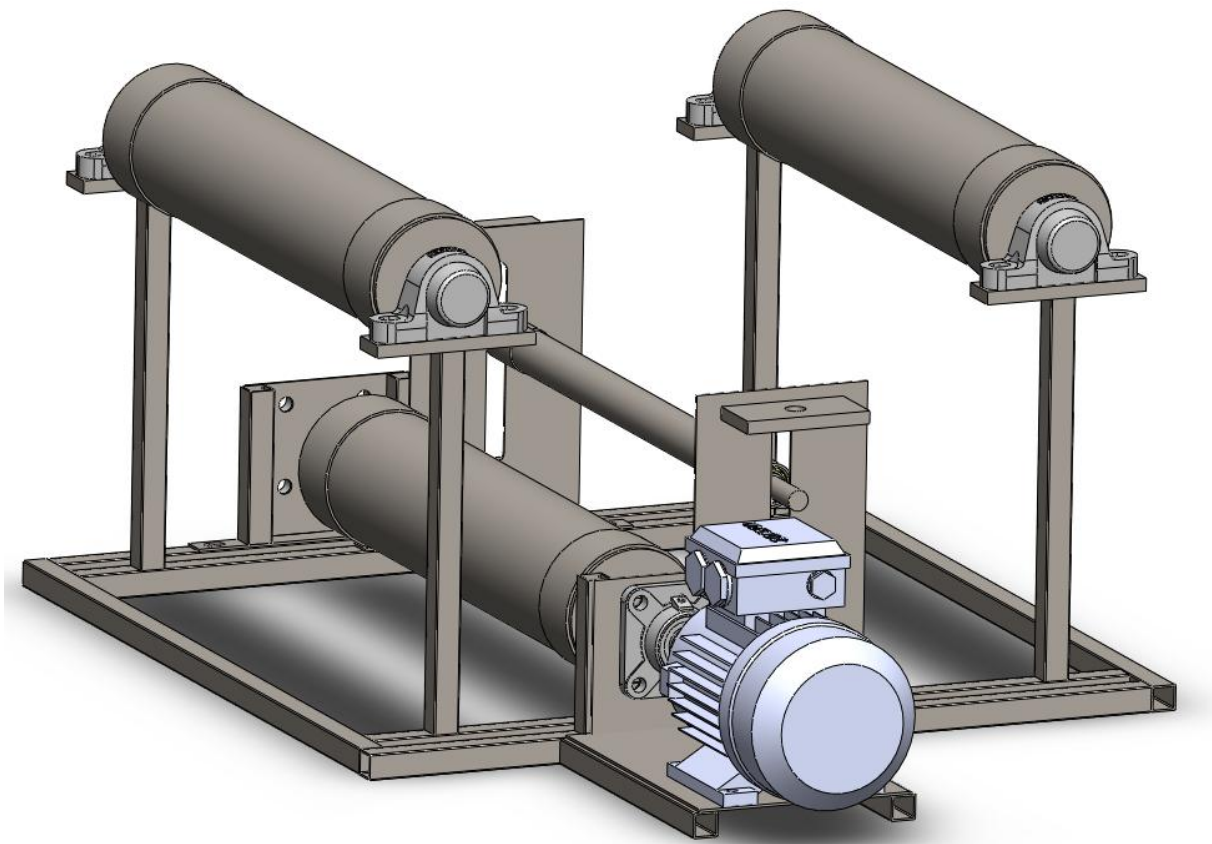
Hátrány:

- Lánchajtás hangos, járása nem egyenletes. (poligon hatás)
- Kicsi a szalag hasznos szélessége a mérőtérben.
- Nagy rések a feszítés miatt keresztirányban.
- Nagy rész az alulról benyúló konzol miatt hosszanti irányban.
- Görgő kialakítása költséges.
- Feszítés megvalósítása bonyolult.

#### **4.3.2 Négygörgős - egy szalagos kialakítás:**

Az első konstrukció elvetése után, az előzőekben felvetett problémák megoldását egy újabb változat kialakításával sikerült részben megvalósítanom. Ebben a modellben elvettem a szíj vagy lánchajtás általi nyomaték átvitelt. A motor által leadott nyomaték egy tengelykapcsoló segítségével a meghajtó görgőre jutott, ahol már a lapos szíjat hajtotta meg. Ez előnyös, hiszen így elég egy helyen megvalósítani a feszítést, valamint a tengelykapcsolón nem jelentkezik az a szlip ami szíjhajtás esetén létrejött volna, vagy a lánchajtás esetén ébredő poligon hatás. A nagy görgők kialakítása itt hasonlóan történt, mint az előző konstrukció esetén a meghajtó görgőnél, változás csak annyi volt, hogy a görgőbe esztergált vájat csak egy részből állt, amibe egy szalag fért bele. Az egész szerkezet alapját egy hegesztett váz alkotta volna, ami zártszelvényekből épült volna fel. A különböző szerkezeti elemek erre lettek volna rácsavarozva vagy hegesztve, majd később az oldallapok is ezekhez lettek volna rögzítve. A feszítés megvalósítása is ezen a fém kereten lett volna megvalósítva, méghozzá egy kisebb görgő segítségével. A görgő kialakítása eltért a másik három görgőjétől, hiszen a feszítés állíthatósága miatt itt álló tengelyre volt szükségünk, ezért egy tengelyhez csapágyasztuk volna

a görgőt, később ezt a tengelyt tudtuk volna megfeszíteni, ezáltal biztosítva a szükséges súrlódást a meghajtó görgőn.



11. ábra: Négygörgős - egy szalagos konstrukció

#### A konstrukció problémái:

A meghajtó görgő mérete korlátozott, hiszen a hajtómű és áttétel nélküli motoron a hajógörgő átmérőjének növelésével lehet csak növelni a kerületi sebességet. A peremes csapágyak nagy helyigénye miatt a konstrukciót csak a mérőtér alatt tudnánk elhelyezni, úgy hogy a felső görgőkről lefutó szíj a mérőtér síkjában legyen. Ehhez szintén nagy átmérőjű görgőket kell alkalmazni, ami növeli a mérőtérben a keresztirányú réseket. Komoly problémát jelent az egytengelyűség biztosítása. A hegesztés során az anyagban vetemedések, deformációk, feszültségek keletkeznek, amik teljesen széthúzzák már a vázat is. Valószínű, hogy ezzel a kerettel az egytengelyűség biztosítása nem megoldható a görgők esetében. A keretre elhelyezendő oldallapok felszerelése szintén hatalmas munkával jár, hiszen a szükséges furatok kimunkálása plusz költségeket jelent, valamint a le- és felszerelés is problémás lehet. A szalag esetleges cseréje hatalmas szerelési munkával jár, hiszen az egész szerkezetet szét kell szerelni.

#### Összesítve a konstrukció tulajdonságait:

##### Előny:

- Még mindig olcsónak mondható kivitelezés.
- Egyszerű felépítés.
- Kiküszöböltük a problémás nyomatékátvitelt.

- Szalag hasznos szélessége jó.

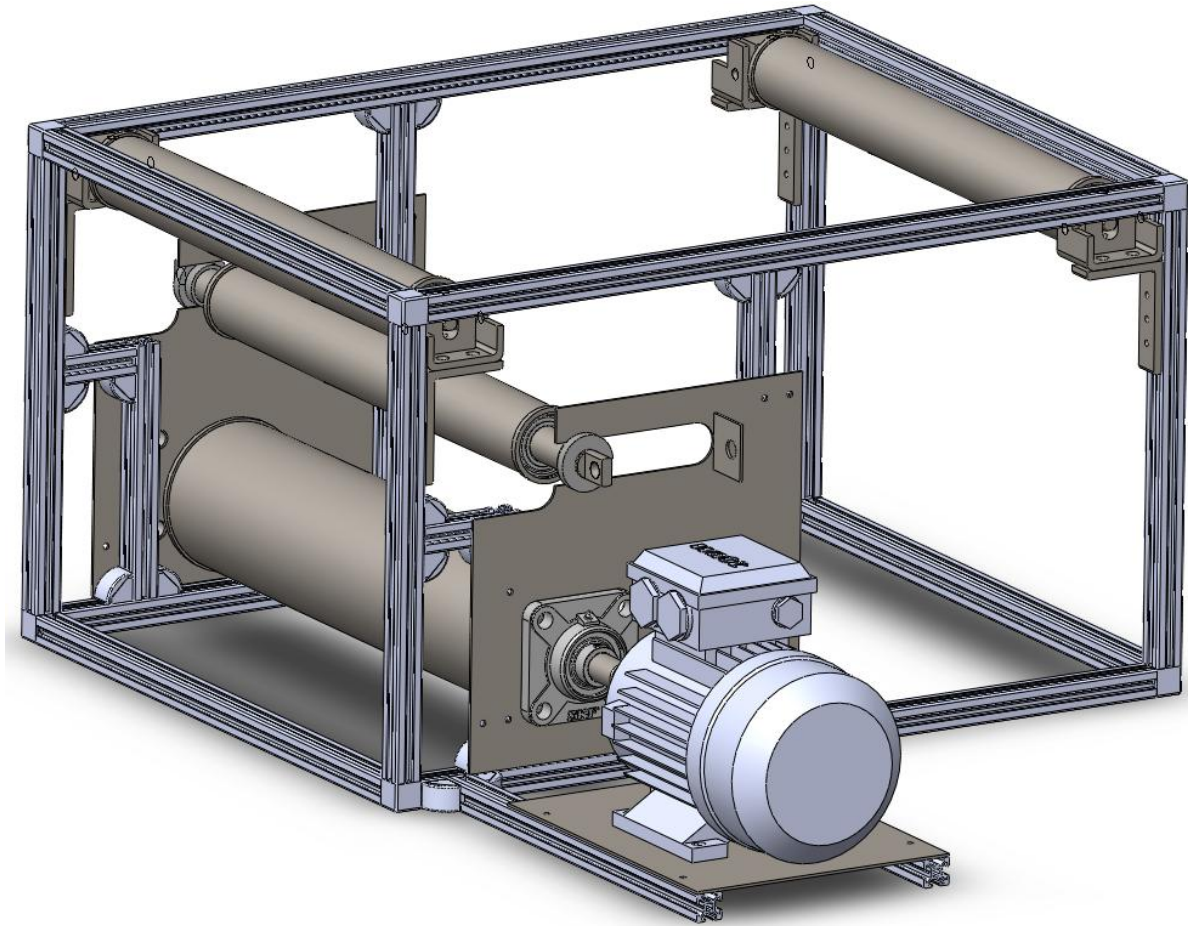
#### Hátrány:

- Nagy rések a görgőméret miatt keresztirányban.
- Görgőkialakítása költséges.
- Szerelési munkálat bonyolult.
- Egytengelyűség nem biztosított.
- Tömítettség biztosítása nehéz.

#### **4.3.3 20 mm-es alumínium vázas négygörgős - egy szalagos kialakítás:**

A második konstrukció vizsgálatánál kiütközött, hogy az egytengelyűség és a pontosság miatt nem megfelelő a hegesztett vázas alaplap, emiatt más lehetséges kialakításon kezdtem el dolgozni. A tanszéken több előző munkához is alkalmaztak Bosch alumínium profilokból épített mérőrendszereket, amelynek fő előnye, hogy nem igényel megmunkálást, gyorsan megrendelhető, nagyon pontos illesztéseket tesz lehetővé, rendkívül sok kiegészítő elem kapható hozzá. A tervezést ezek után újragondoltam, de az előző szerkezetekből levont következtetéseket beépítettem a modellbe. A 4 görgős elrendezést megtartottam, de a szerkezet szélességét úgy csökkentettem, hogy az a vázzal együtt beférjen a szélcsatorna mérőterébe. A görgők hosszát szintén megrövidítettem, hogy elférjen az új alumínium vázban. A meghajtó görgő szerkezete maradt a régi, azonban a felső terelőgörgők csapágyazását és méreteit átalakítottam. A nagy görgőátmérőre nem volt szükség, hiszen nem kellett megemelni a szíjat a csapágyház és a keret fölé. A kisebb görgők csapágyazását mélyhornyos golyóscsapágyakkal oldottam meg, amik nem jelentenek helyvesztést és az álló tengely miatt a pozícionálást is segítik.

A terelőgörgőket tartó oszlopokat szintén elvettem. A görgők tartására egy kisebb szabványos elemekből álló összeállítást terveztem, ami lehetőséget biztosít a görgők finompozícionálására abban az esetben, ha valaminél fogva az egytengelyűség nem biztosított. A terelőgörgőkön kívül a feszítőgörgő is áthelyezésre került, ennek oka, hogy a jelenlegi pozícióban a feszítés kisebb úton megvalósulhat, valamint a jelenlegi konstrukcióban az oldallapokon kívülről lehet állítani a feszítést. A feszítésről és a görgőtámasztókról részletesebben majd a 4.4 fejezetben írok, hiszen ezek a pontok már nem változtak lényegesen a végső felépítésben. A hajtógörgő rögzítésére néhány tartóoszlopot helyeztünk el, ezekre csavarozhatjuk fel a görgőket tartó fémlapokat. A tartóoszlopok a szerkezet merevítésében is fontos szerepet játszanak.



12. ábra: 20mm-es alumínium vázas négygörgös - egy szalagos rendszer

#### A konstrukció problémái:

A Bosch elemek egyszerűsége hátrányokkal jár, hiszen mechanikai tulajdonságai valamivel gyengébbek, mint a zártszelvényeké. A motort tartó szerkezet rögzítése kevésbé stabil, ezen feltehetően majd változtatni kell. A hatásos szélesség - ami a mérőtérben a mozgó talaj szélessége - nagyban lecsökkent az előző konstrukcióhoz képest. A görgőtartó konzolok oldallaphoz biztosítása nem megoldott, hiszen a Bosch elemekbe csak 4-es csavarokkal tudunk rögzíteni. Az előzetes számítások szerint ez éppen alkalmas a teherviselésre, de szereléskor egy-egy erősebb meghúzás hatására a menetek elnyíródhatnak, így a kötés könnyen tönkremehet. Továbbá az oldallapok rögzítése sem megoldott, különösen a függőleges elemeknél, mert ide az anyák behelyezése problémás. A Bosch forgalmaz rugóval ellátott anyákat, amik függőleges irányban is a horonynak feszülnek, de ezek 20 mm-es vastagságú profilhoz nem állnak rendelkezésre. Összességében elmondható, hogy a szerkezet precízebb lett az átalakítás következtében, viszont stabilitásából sokat veszített.

#### Összesítve a konstrukció tulajdonságait:

##### Előny:

- Könnyű szerelhetőség.
- Feszítés kívülről megoldható.
- Szigetelés jobban megoldható.
- Rendkívül precíz összeállítás.

- Pozícionálható felső görgők.
- Görgőkialakítás olcsóbb.

#### Hátrány:

- Szilárdságilag gyenge.
- Oldallapok rögzítése nem megoldott.
- Görgőtartó elemek rögzítése bizonytalan.
- Motor rögzítése nem megoldott.

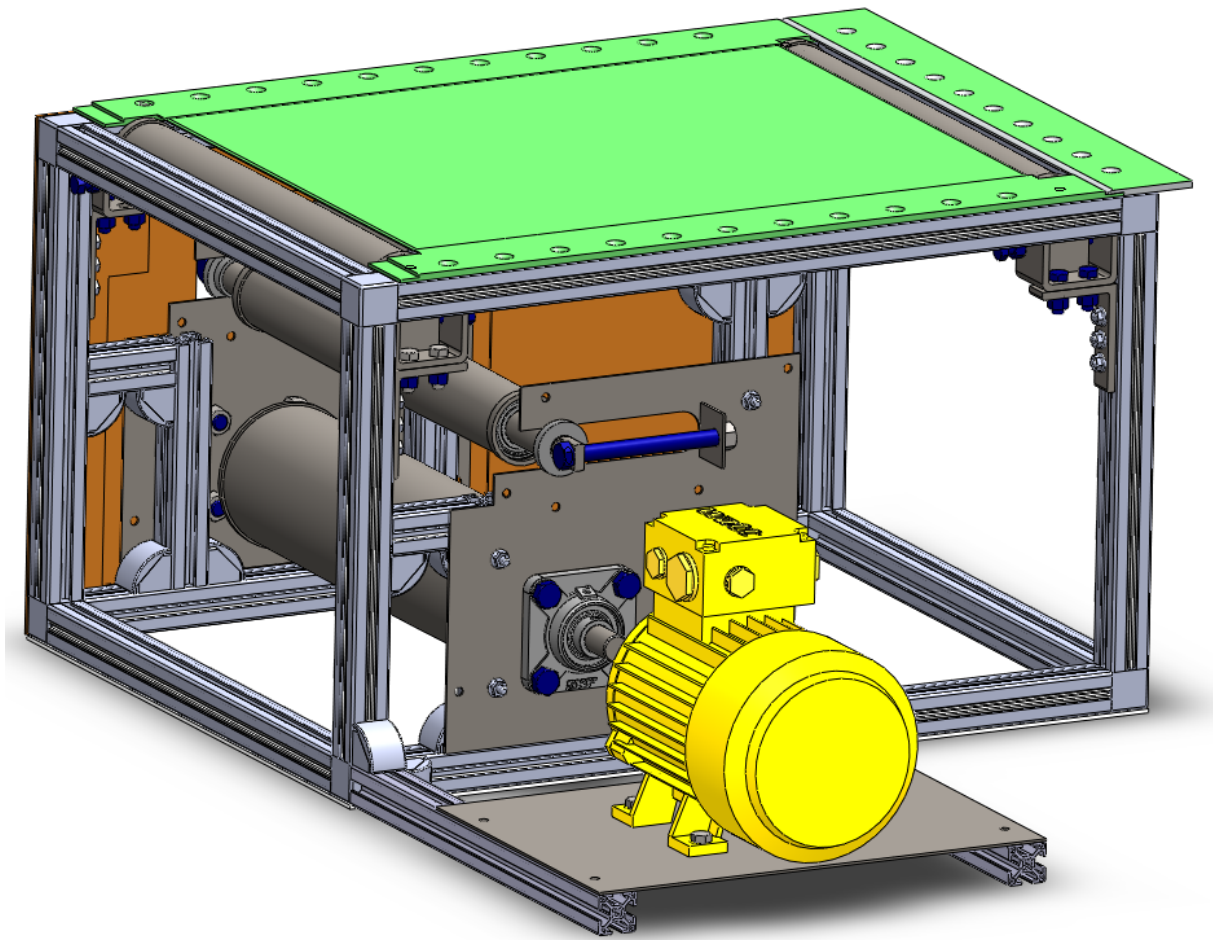
#### **4.3.4 30 mm-es alumínium vázas négygörgős - egy szalagos kialakítás:**

Ez a konstrukció már nagyon közel van a véglegeshez, hiszen itt már javítottam az előző szerkezet hibáit. A legnagyobb előrelépés az alumínium profilok lecserélése 30 mm vastagságúra. Ez nem csak a szerkezet stabilitását növeli meg, de segít a görgőtartó konzol precíz rögzítésében is. A másik nagy előny, hogy kapható az aluhoronyba illeszthető PVC sín, amibe önmetsző csavarokkal lehet rögzíteni a fedőlapokat, valamint a rugós anyákat is bele lehet csúsztatni, így az oldaltartó lemezek felszerelése is könnyebb lesz. A motor tartó lap merevítéseként a két alumínium profil közé egy harmadik keresztirányú merevítést helyeztem el, ezáltal akadályozva meg a motor súlyából adódó lehajlást. A merevség biztosítása érdekében a kerethez tartozó profilokat a csatlakozó függőleges oszlopokhoz is hozzácsatoltam.

#### A konstrukció problémái:

Jelenleg az oldaltartó lemez indokolatlanul széles, ezen mindenképp csökkenteni kell, és a görgőről az alumínium lapra ráfutó felületeket is precízebben kell kialakítani. Problémát jelenthet a szakirodalomban ismertetett súrlódás a szíj és a felső alumínium lemez között. Valamint figyelni kell még a szíj folyamatos feszítésére is, a jelenlegi rendszer erre még nem alkalmas, továbbá plusz költséget jelent a PVC lapok megmunkálása, hiszen a megmunkálás nélkül fedésbe esne a hajtógörgőt tartó oldallapokkal. A szíj leugrásának megelőzésére is figyelmet kell fordítani, a jelenleg alkalmazott néhány mm-es elmozdulási lehetőségen kívül is.





13. ábra: 30mm-es alumínium vázas négygörgös - egy szalagos rendszer

Összesítve a konstrukció tulajdonságait:

Előny:

- Könnyű szerelhetőség.
- Feszítés kívülről megoldható.
- Tömítés jobban megoldható.
- Rendkívül precíz összeállítás.
- Pozicionálható felső görgők.
- Görgőkialakítás olcsóbb.
- Oldallapok jól rögzíthetők.
- Görgőtartók jól rögzíthetők.
- Motor stabilan rögzített.

Hátrány:

- Feleslegesen hosszú oldallap.
- Feszítés nem folyamatos.
- Alumínium futófelület nincs precízen kialakítva.
- Szijszálak lefutásának megakadályozása nem elégséges.



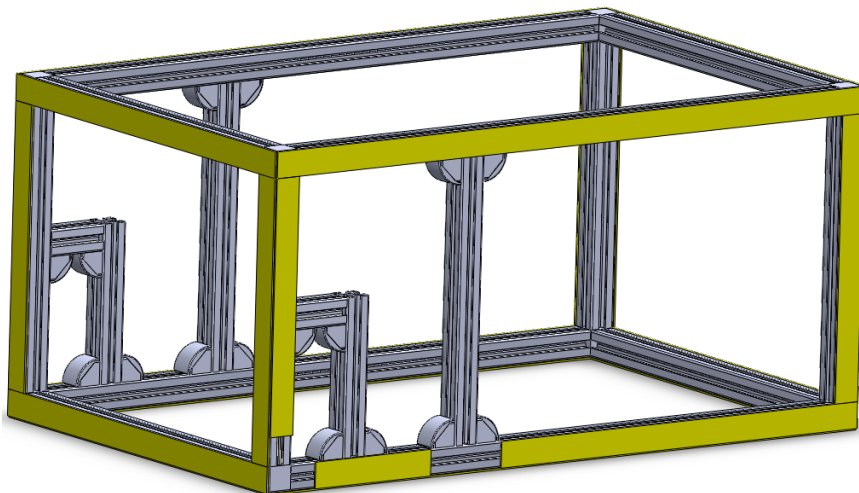
### 4.3.5 Konstruktíótervek összefoglalása

A konstrukciótervek bemutatásán nyomon követhető volt a tervezés menete amihez természetesen folyamatosan szükség volt apróbb számítások elvégzésére. Ezeket a részszámításokat nem részletezem minden konstrukcióra, hiszen a végső, legyártandó alkatrészek ellenőrzésével egy külön fejezet foglalkozik. Az előnyök hátrányok bemutatásánál látható, hogy az idő múlásával egyre apróbb problémák kerültek előtérbe, ezen is látható a modell fejlődése.

## 4.4 Végleges kialakítás részletes bemutatása

### 4.4.1 Keret

A keret méreteinek kialakításakor a szélesatorna mérőtere volt a meghatározó. A magasságot pedig úgy próbáltam megtervezni, hogy a szerelhetőség megoldható legyen, és a szíj is gond nélkül elviselje a hajlítgatásokat. A 14. ábrán láthatók a vékony szilikon csíkok, amik az oldallapot rögzítő csavarokkal kerülnek felhelyezésre a keretre. A szilikon csíkok feladata kettős: először is a távolságot növelik, így a PVC oldallapokat nem kell megmunkálni, csak a méretre vágást kell elvégezni, másodsorban tömítő, rezgéscsillapító hatása is van, ezért alkalmazzuk az összes oldallap esetén. Az alumínium profilok a sarkokban egy csatlakoztató elem segítségével csatlakoznak össze, ezen kívül alkalmazunk még kisebb satuszerű elemeket, amik tartóoszlopok, és a motortartó konzol rögzítésére használunk. Az oldallapok biztosítása érdekében a profilok hornyaiba egy PVC sínt csúsztatunk, amibe önmetsző csavarokkal rögzítjük az oldallapot.



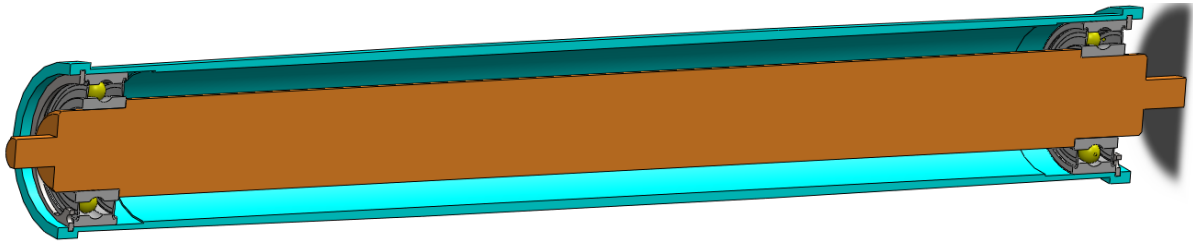
14. ábra: Keret

#### Összeszerelése:

- A méretre vágott alumínium profil megfelelő hornyába csúsztatjuk a PVC síneket.
- A profilokat a sarokelemekbe csavarozzuk, de az egyik felét még nyitva hagyjuk, hogy az tartókonzolokat be tudjuk csúsztatni.
- Becsavarozzuk az összes rögzítőelemet.

#### 4.4.2 Terelőgörgő

Mindkét terelőgörgő felépítése ugyanolyan. A feszítőgörgőnél pedig csak a tengely kialakítása változik. Látható, hogy a tengely csapágyazásánál X elrendezést használtam. A csapágy kiválasztásakor figyelembe vettem az SKF katalógus iránymutatásait. A tengely és a cső felületének megmunkálásakor szintén a katalógusra hagyatkozva adtam meg a szükséges felületi érdességek és illesztések értékeit. A tengely végének kiképzése a pozicionálás megkönnyítése miatt van levágva, hiszen a pozicionáló egység csavarja itt ér hozzá a tengelyhez. A cső elkészítésekor esztergálással alakítják ki a szíjnak megfelelő vajatot. A vajat érdekessége, hogy tartalmaz egy domborúságot is, ez azt jelenti, hogy a görgőátmérő a cső közepénél 2 mm-rel nagyobb marad, mint a vajat kezdeténél. Ez a szíj még tökéletesebb feszülése miatt fontos. A csapágyak elmozdulását mindkét oldalról egy-egy rögzítőgyűrű segítségével akadályozzuk meg.



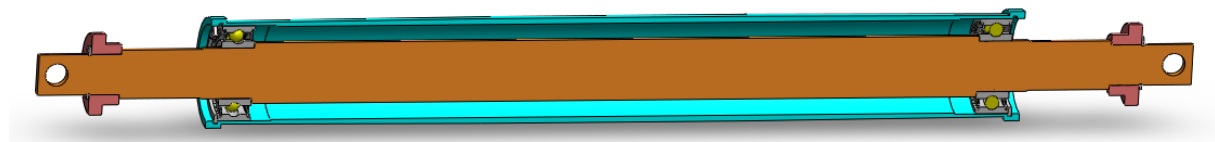
15. ábra: Terelőgörgő

#### Összeszerelése:

- Tengely egyik végére ráhúzzuk a csapágyat.
- A másik oldalról a ráhúzzuk a tengelyt.
- Rögzítjük a csapágyat az egyik rögzítőgyűrűvel.
- A másik oldalról felhelyezzük a másik csapágyat.
- Ezen az oldalon is rögzítjük.

#### 4.4.3 Feszítőgörgő

A cső megmunkálása ugyanolyan, mint a terelőgörgő esetén. Különbség csak a tengely kialakításában van. A 16. ábrán jól látható, hogy a tengely hosszabb. Ennek szerepe az, hogy a feszítést a fedőlapokon kívül valósíthassuk meg. A feszítés javítását szolgálja az ábrán látható műanyag persely is. Ennek a tengelyhez szorosan illesztett polimernek a célja az oldallaphoz való csatlakozás rezgésmentessé tétele. Ez a cél tökéletesen nem valósítható meg, de mindenképpen csendesebb futást tesz lehetővé, mintha a fém a fémen súrlódna. A polimer perselyt a tengelyre egy-egy rögzítőgyűrű segítségével rögzítjük. A tengely végén elhelyezkedő furat a feszítést megvalósítását szolgálja.



16. ábra: Feszítőgörgő

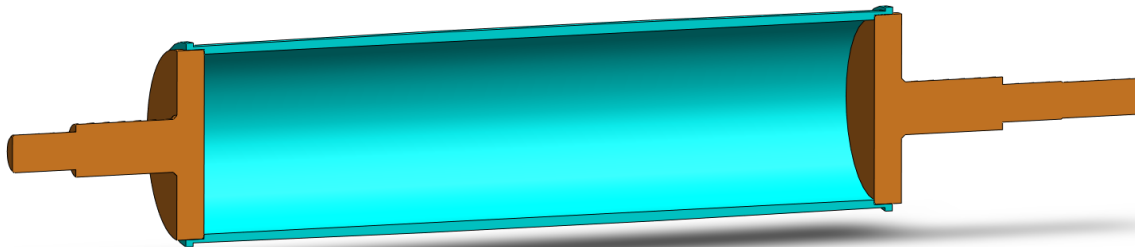
#### Összeszerelése:

- Megegyezik a terelőgörgő szerelésének módjával.
- Mindkét oldalon a polimer perselyt felhúzzuk.
- Majd a perselyeket rögzítő gyűrűvel rögzítjük.

#### 4.4.4 Hajtógörgő

A görgő méreteit meghatározta a biztosítandó sebesség, hiszen miután elvetettük az áttételes meghajtást, ezek után csak a lapos szíj áttételével érhattük el a megfelelő szíjsebességet. Mivel a piacon kapható motorok fordulatszáma is korlátozott, ezért az átmérő kiadódott. A meghajtás átvitele miatt ennek a görgőnek forogni kell, méghozzá elég nagy szögsebességgel, viszont a tömege nem lehet nagyon nagy, hiszen akkor a motornak sok idő kell az üzemi sebesség elindításához. Felvetődött kemény polimer anyagokból való kiesztérgálás lehetősége, de ezt a tengelykapcsolós nyomtécátvitel és a pontos csapágyazás miatt elvettem. A másik lehetőség tömör alumínium kiesztérgálása lenne, de az alumínium ára és a hatalmas anyagvesztés miatt ezt az ötletet is elvetettük. A legmegfelelőbb megoldásnak a három test összehegesztése tűnt.

A hegesztés során felmerülhetnek olyan problémák, hogy a hajtógörgő nem lesz egytengelyű, hiszen a vetemedés veszélye fennáll. Ezt úgy próbáljuk kikerülni, hogy a két tömör alkatrészt nagy vonalaiban kiesztérgáljuk. A csövön is elvégezzük a belső esztérgálást, de a külső domború vájatot még nem készítjük el. Ezután megtörténik az összehegesztés. A feszültségmentesítés után a munkadarabot újra befoghatjuk az esztérgába, az előzőekben kialakított pontnál. Ezek után az esztérgálással elvégezzük a pontos megmunkálást, eltávolítjuk a felesleges hegesztési varratokat. Az így keletkező munkadarab biztosan egytengelyű lesz, és mivel az esztérgát ugyanabba a pontba fogjuk vissza, így a cső vastagságában sem lehet eltérés. Az illesztések és tőrésézések a megadása a csapágyaknál itt is az SKF katalógusa alapján történt.



17. ábra: Hajtógörgő

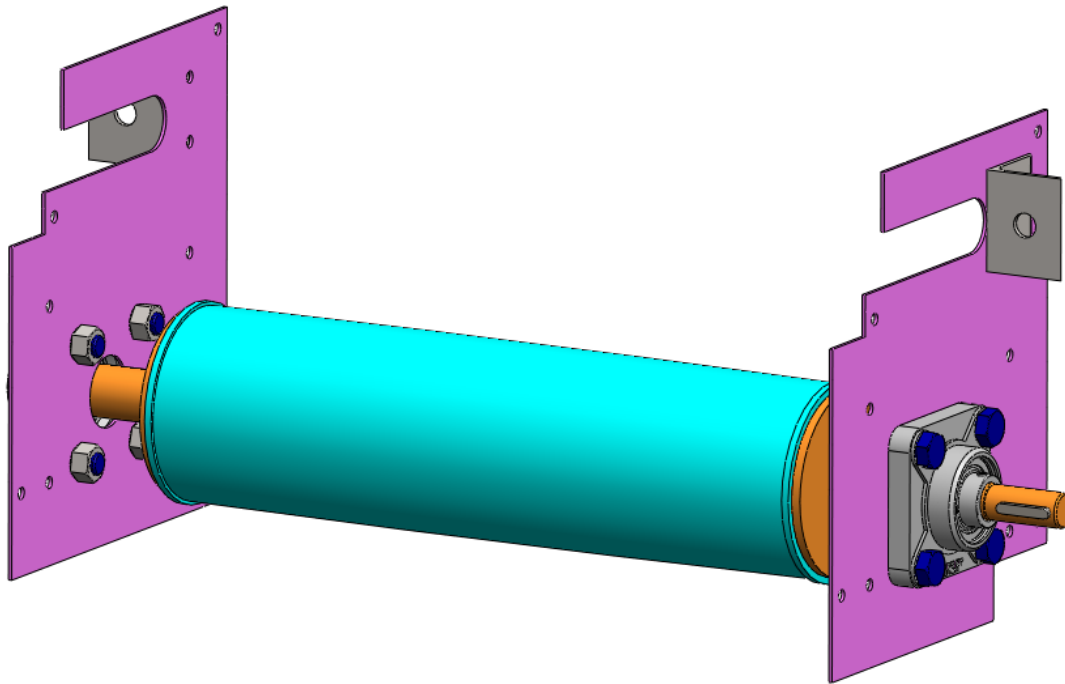
#### 4.4.5 Hajtógörgő összeállítás

Az összeállítás tartalmazza a két oldallapot, amit majd a tartóoszlopokhoz csavarozhatunk. Ezen kívül ezekhez a lapokhoz csatlakozik mindkét oldalon a peremes csapágyház, ami a meghajtó görgő csapágyazását valósítja meg. Az oldallapon rögzítjük a feszítéshez szükséges L szelvényt is két-két csavar segítségével. A kész összeállítást a tartóoszlopokhoz csavarozzuk, de ez előtt még a szalagot rá kell húzni a görgőre. Az oldallapok kialakításánál figyelembe lett véve a később felszerelendő feszítést védő burkolat elhelyezése is.

##### Összeszerelése:

- Mindkét oldalon ráhúzzuk a tengelyre az oldallapot.

- Mindkét oldalon felhúzzuk a tengelyre a csapágyat, ami felütközik a tengelycsonkon.
- Csavarokkal rögzítjük a csapágyakat a fémlaphoz.
- Szalag behelyezése.
- Tartóoszlopokhoz rögzítés megkezdése.
- Feszítőegységet segítő L szelvény felhelyezése mindkét oldalon.
- Tartóoszlopokhoz való rögzítés befejezése.



18. ábra: Hajtógörgő összeállítás

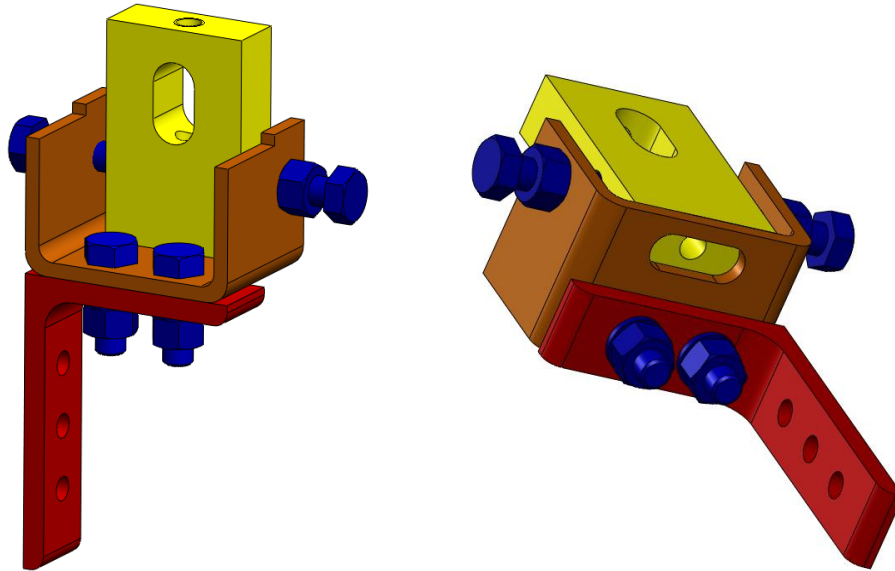
#### 4.4.6 Görgőtartó szerkezet

A görgő megtartásához a 19. ábrán látható szerkezetet alkalmazzuk. Előnye a tartóoszlopokhoz képest, hogy kisebb a tömege, és a kihajlás veszélye sem áll fenn. Az oldalsó tartó profilokhoz való rögzítése három 6-os csavar segítségével valósítható meg. Az alumínium profilba elhelyezett rugós anyák segítik a pontos pozicionálást. A szerkezettel elkerüljük a hegesztésből származó deformációt, azonban az esetleges gyártási pontatlanságok kiegyenlítése érdekében úgy készítettem el az alkatrészt, hogy a görgő könnyen pozicionálható legyen vele. Ezt a terelőgörgők tengelyének végén elhelyezett levágás is segíti, hiszen azzal a felülettel érintkezik a kockában elhelyezett hernyócsavar. A kockán függőlegesen egy átmenő furat található, amibe fent és lent is egy hernyócsavart helyezünk. Az alsó hernyócsavar helyén az U szelvény természetesen ki van vágva. Ezt láthatjuk a 19. ábra jobb oldalán is. A furatok, és a hernyócsavarok segítségével a tengelyt bármikor pozicionálhatjuk a függőleges irányban. A vízszintes irányba való pozicionálás megvalósításához a kocka oldalán is elhelyeztem két-két furatot. Ezek a menet nélküli furatok, csak az irányító csavarok megvezetésére alkalmasak. Az oldalirányú mozgás megvalósításához már alkalmazhatunk hatlapfejű csavarokat is, a függőleges mozgatáshoz csak hernyócsavarokat használhatunk a helyhiány miatt. Az alkatrészeket úgy terveztem, hogy mindkét tengelyvégen lehessen használni, valamint a könnyű pozicionálás érdekében az U szelvényből is levágunk az egyik oldalon. Ehhez csak az L szelvényen kell fordítani 180°-

ot a függőleges tengely körül. A kötőelemek biztosítását hatlapfejű anya és rugósalátét segítségével biztosítjuk.

#### Összeszerelése:

- L szelvény és U szelvény összecsavarozása két hatlapfejű csavarral.
- Kocka behelyezése, majd a két oldalsó csavarral a középső helyzetbe mozgatása.
- A tartóoszlopra szerelés három darab 6-os csavarral történik.
- A függőleges hernyócsavarok behelyezése a görgők behelyezése után történik.



19. ábra: Görgőtartó szerkezet

#### **4.4.7 Terelőgörgő tartóval**

A terelőgörgőt behelyezzük a görgőtámasztó lóversenypálya alakú furatába. Ezek után mindegyik oldalon rögzítjük a hernyócsavarokkal, hogy középen legyen. A következő lépésben helyezük fel a görgőtámasztókat az oldalsó alumínium profilra a csavarok segítségével. Ugyanezt a műveletet el kell végezni a másik oldalon is, ügyelve arra, hogy a megfelelő összeállítású görgőtámaszt alkalmazzuk.

#### **4.4.8 Feszítés**

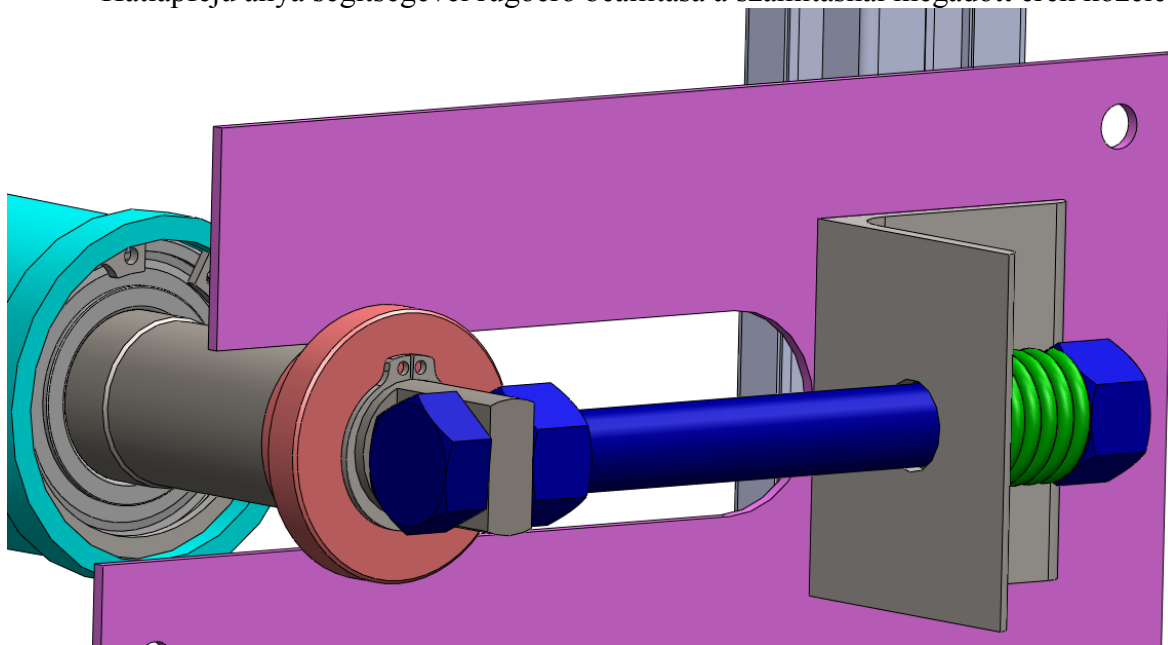
A feszítés pontos kiszámolására az 5.3. fejezetben található. A tervezéskor fontos volt szem előtt tartani, hogy a feszítőerőt állandóan ki tudja fejteni, és ne kelljen sokszor utána állítani. Ez az elvárás csak két módszerrel valósítható meg. Az egyik a rugó segítségével történő feszítés, a másik a súlyfeszítés. A súlyfeszítés alkalmazását már a kezdeti konstrukciónál elvettem, hiszen ebben az esetben függőleges irányú elmozdulást kellett volna biztosítani a terelőgörgőnek, ez azonban az erőjátékok miatt nem lett volna előnyös, hiszen nagyobb feszítési úthosszon tudtuk volna biztosítani a szükséges feszítési erőt. A szerkezetet így mindenképp rugós feszítést szem előtt tartva alakítottam ki. Szempont volt ezen kívül, hogy a feszítés során a hajtógörgővel kapcsolódó szíjszakasz nagyságát, az ún. átfogási szöveget, növelni tudjam. Ezt csak úgy láttam megoldottnak, ha a feszítést a görgő utáni feszes ágba helyeztem el. Ügyelni kellett még, a feszítőgörgő behelyezhetőségére. Ezt úgy sikerült megoldani, hogy a tartólemezbe egy bevágást készítettünk, ahova könnyedén bele lehet

helyezni a görgőt. Egy korábbi verzióban még nem szerepelt a rezgéscsillapító céllal beszerelt polimer persely. A behelyezés oka, hogy megakadályozzuk a fémek egymáson való rezgését, károsodását. A tengelyre ezt a perselyt egy rögzítőgyűrű segítségével helyeztem fel.

#### Összeszerelése:

Miután a keretbe felszereltük az összes terelőgörgőt, hajtógörgőt, következik a feszítőgörgő behelyezése. A sorrendre mindenképp figyelni kell, mivel a terelőgörgők behelyezésekor a szíjnak még nem szabad feszesnek lennie.

- Terelőgörgő behelyezése a neki kialakított pályába.
- A csavarok behelyezése a tengelyvégen elhelyezett furatba keresztül az oldallemezen elhelyezett L szelvény furatain.
- Kontraanyával történő megszorítás.
- Feszítetlen rugó ráhelyezése.
- Hatlapfejű anya segítségével rugóerő beállítása a számításnál megadott érték közelébe.



20. ábra: Feszítés

#### **4.4.9 Futófelület, alumínium lemezek**

A kialakítás során figyelni kellett arra, hogy minél kisebb rés keletkezhesen a szíj felvezetése és a csatornában elhelyezkedő felületek között. Ezt a feltevést minél jobban a görgőre ráfutó szélső elemekkel sikerült megoldani

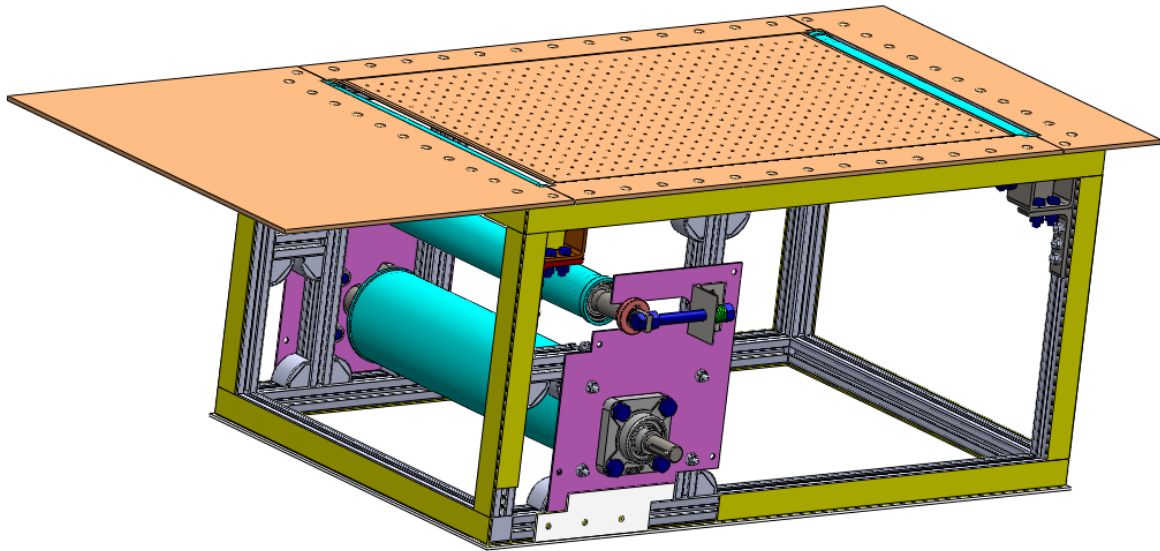
Ezen kívül cél volt, hogy a laposszíj ne emelkedjen a szélcsatorna szintjébe. Ezt a középső futófelületről való anyageltávolítással lehetett csak megoldani. Ez viszonylag nagy anyagvesztéssel jár, azonban mindenképp szükséges, hátránya viszont a hosszirányban keletkező szíjvastagságú mélyedés, amit nem tudunk elkerülni, hiszen a szíjnak mindenképp kell biztosítani néhány milliméteres mozgásteret.

Az irodalomkutatások során ismertett alkalmazások nagy részében levegőt fűjtak a szíj és a futófelület közé, ezzel akadályozva meg a szíj rátapadását, vagy a túlságosan nagy súrlódási veszteséget. A mi esetünkben feltehetően nem lesz nagy a súrlódási veszteség, ezért



befűvőrendszert nem alkalmazok, azonban az alumínium lemezt sűrűn elláttam apró furatokkal, amik a keletkező hő elvezetését, és az esetlegesen kialakuló vákuum megakadályozását szolgálja.

A lemez rögzítését süllyesztett fejű keresztornyos, menetes csavarokkal oldjuk meg. A keretrendszerbe elhelyezett rugós anyák gondoskodnak a csavarok rögzítéséről, így a felső rögzítés többször oldható.

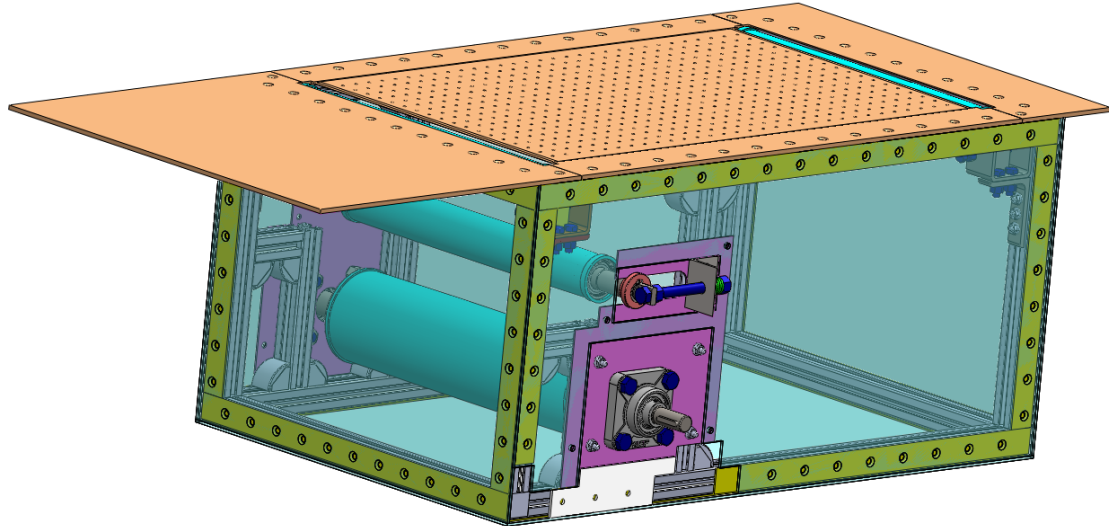


21. ábra: Futófelület

#### 4.4.10 Takarólemezek

Az oldallapok anyaga plexiből (PMMA) készül, melyre az átláthatóság biztosítása miatt volt szükség, ráadásul nem sokkal drágább, mint egy tömör, de megmunkálható más műanyag. A plexiréteg 3 mm vastag, ami a tetőn kívül az összes oldalán védeni fogja a szerkezetet. A plexi rögzítése a már említett PVC csövekbe csavart, süllyesztett fejű csavarok segítségével történik. A süllyesztett fejű csavarokra főleg a szerkezet felső részénél van szükség, hiszen ott még a mérőtér méretei a meghatározók. Az oldalsó takarólemezek egy régebbi konstrukcióban a furatoláson és a méretre vágáson kívül további megmunkáláson mentek volna keresztül, hogy ne kerüljenek átfedésbe a fém oldallapokkal. Ezt mindenképp el szerettem volna kerülni, ezért a keretszerkezet és a takarólemezek közé egy 2 mm vastagságú szilikon réteg lett elhelyezve. Ennek a rétegnek még fontos szerepe van a jó minőségű szigetelés megvalósításában is. A furatkiosztás sűrűsége is a minél jobb tömitést szolgálja.

Felszerelése a középső futófelület elhelyezése és a tesztmérések elvégzése után esedékes, amikor már a felhelyezés előtt áll a modell.



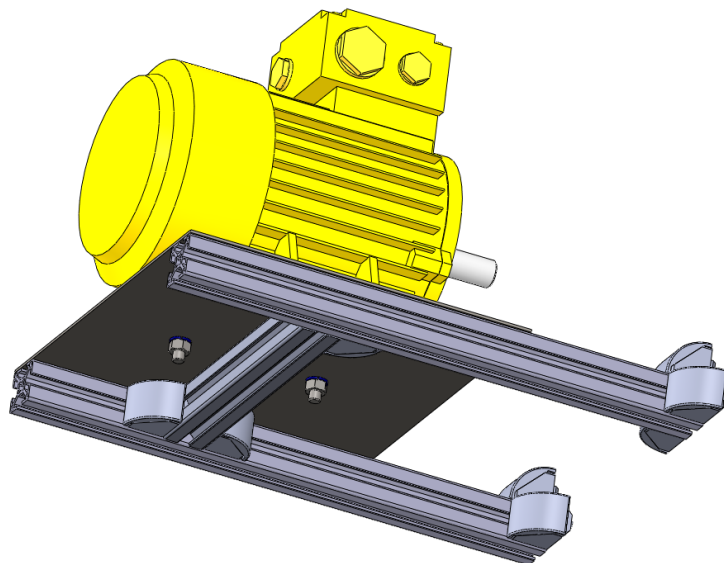
22. ábra: PVC oldallapok

#### 4.4.11 Motortartó

Kialakításánál a megfelelő szilárdság elérése volt a cél. A motor tömege várhatóan 10 kg körül lesz, ezért stabilan kell rögzíteni a keretszerkezethez. A motort tartó lap egy tartó konzolon nyugszik, ami három Bosch profilból áll össze a 23. ábrán látható módon. Erre csavarozzuk rá a lapot, amire a motor van rögzítve.

##### Összeszerelése:

- A profilokból összeállítjuk a konzolt.
- A tartólapra rögzítjük a motort.
- A konzolt a rendelkezésre álló Bosch elemekkel rögzítjük a keretszerkezethez.
- A tengelykapcsolót felszereljük a motor, és a tengely közé.
- Rögzítjük a motortartó lapot a profilon.



23. ábra: Motortartó



## 5 ELLENŐRZÉSEK, SZÁMÍTÁSOK

### 5.1 Motorkiválasztás hajtóteljesítmény-szükséglet

A villamos hajtás kiválasztásakor számos motorkialakítás közül választhatunk. A gyártott motorok palettája rendkívül széles. A típus kiválasztásának fő szempontja az volt, hogy az alkalmazásunknak leginkább megfeleljen.

Hajtással szembeni kritériumok:

- Közvetlen hajtás megvalósítása tengelykapcsoló segítségével.
- Könnyen változtatható legyen a tengely fordulatszáma, így a szalag sebessége.
- A megfelelő sebességű mozgathoz szükséges nyomatékot át tudja adni.
- Ára a vezérlőegységgel együtt is elfogadható legyen.
- Legyen stabil, kiforrott technológia.
- Lehetőleg rezgésmentes legyen.
- Lehetőség legyen forgásirányváltásra.

A szakirodalmak áttanulmányozása után az alábbi típusú hajtásokat és a hozzá tartozó hajtás erősítő (szabályozó, vezérlő) egységeket találtam:

Váltakozó áramú aszinkron motorok:

Ez az iparban leggyakrabban alkalmazott motortechnológia, felépítése egyszerű. Működése szinte rezgésmentes, széles teljesítménytartományban kapható. Fordulatszáma kötött elsősorban a motor felépítésétől függ. Kétpólusú kivitelek esetén elérhető a közel 3000 fordulat/perces szögsebesség is. A fordulatszám változtatható a primer frekvencia változtatásával is, ehhez frekvenciaváltó egységet kell alkalmaznunk.

Egyenáramú motorok:

Általában elmondható, hogy rendelkeznek a váltakozó áramú aszinkron motorok jó tulajdonságaival. Ezen kívül pedig, könnyebbek és kisebb helyet foglalnak, mint az aszinkron motorok. Szabályozásukhoz analóg DC hajtás erősítőket használnak. Előnye az AC motorokkal szemben még, hogy nagyobb gyorsítások érhetők el vele, ami különösen előnyös a pozicionáló alkalmazásokban.

Szervomotorok:

Ebben a kategóriában található egyenáramú és váltakozó áramú kivitel is, ugyanakkor elmondható, hogy a szabályzásuk elég bonyolult és költséges. Elsősorban finompozicionáláshoz alkalmazzák ezeket a motorokat. Fő különbség az előző típusokhoz képest, hogy a kommutációt nem a kefékkel végzik, így a kefék elhagyása csökkenti a karbantartási igényeket és a teljesítményvesztés is. A kefék elhagyása miatt sokkal nagyobb fordulatszám is megvalósítható.

Léptetőmotorok:

Fő jellemzője, hogy meghatározott szöghelyzetekkel fordul el, egy léptető impulzus hatására. A mozgás folytonossá tehető, ha az impulzusok ismétlődésének frekvenciája elég nagy. A motortípust jellemzi még, hogy zajosabb az előbb felsorolt társainál, valamint jóval kisebb teljesítményt tudnak átadni. Fordulatszáma pedig túlságosan alacsony.

Összefoglalásul elmondhatjuk, hogy a léptetőmotorok nem tudják kielégíteni a megfogalmazott igényeket. A szervomotorok túlságosan bonyolultak és nagyon drágák a mi alkalmazásunkhoz. A DC motorok megfelelőek lennének, de magas árak miatt nem versenyezhetnek az AC aszinkron motorokkal. Az aszinkron motorok egy frekvenciaváltóval kiegészítve teljesen ki tudják szolgálni a támasztott igényeket, előnyük még, hogy könnyen, gyorsan beszerezhetőek. A frekvenciaváltó használata különösen fontos a szíj szlipje miatt, hiszen a pontos sebesség beállítás csak kalibráció segítségével oldható meg. [29]

### 5.1.1 Üzemi motorteljesítmény meghatározása

A motorteljesítmény kiválasztásakor különböző szakirodalmakra hagyatkoztam. A motor kiválasztásának szempontja minden esetben a szállítószalag működése közben fellépő veszteségekkel, ellenállásokkal kapcsolatosak. Ezek az ellenállások a következők:

- $Z_1$  a pályaellenállás
- $Z_2$  a görgők csapsúrlódási és szíjhajlítási ellenállása
- $Z_3$  a terelőpalánk ellenállása
- $Z_4$  a görgő és szíjtisztító ellenállása
- $Z_5$  az áru feladásakor keletkező ellenállások
- $Z_6$  kisegítő berendezések ellenállása
- $Z_7$  emelkedő szakaszokon az áru emeléséből eredő ellenállás
- $Z_8$  az előredöntött görgő ellenállása

Láthatjuk, hogy ezek az ellenállások elsősorban anyagmozgató szállítószalagokra lettek megállapítva. Számunkra így csak  $Z_1$  és  $Z_2$  értéke releváns.  $Z$  dimenziója Newton.

Két különböző számítási módot is találtam a teljesítmény szükséglet kiszámítására:

#### Első:

A fenti ellenállásokat egyszerre veszi figyelembe. Ez alapján a vontatási ellenállás egyenes pályán:

$$Z = [\mu_f(q_g + q_h + q) + s_t]l \quad (5.1)$$

ahol

- $\mu_f$  a szalaggörgők ellenállás tényezőjének a görgők kerületére redukált értéke [-]
- $q_g$  az alátámasztó görgők forgórészeinek folyómétersúlya [N/m]
- $q_h$  a szíj folyómétersúlya [N/m]
- $q$  a szállított anyag súlya [N/m]
- $s_t$  a görgők tömítési ellenállása [N/m]
- $l$  a szállítás útja [m]

A  $\mu_f$  értékét kísérleti úton határozták meg. Gördülő csapágyazású görgőknél  $0,018 < \mu_f < 0,027$  között van. Jó beállítás esetén, tiszta környezetben az érték 0,018-0,02 értékű. Rossz beállítás és szennyes környezetben 0,024-0,027 közé esik. Jelen esetben feltételezzünk átlagos körülményeket és használjuk a  $\mu_f = 0,023$ -as középértéket. [1], [2], [4], [5]

A görgők forgórészeinek tömegét a rajzok alapján meghatározhatjuk.

- A görgő anyaga acél, melynek sűrűsége  $7800 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- Így a terelőgörgők forgórészének tömege:  $1,46 \text{ [kg/db]}$
- Az alsó görgő forgórészének tömege:  $7,4 \text{ [kg]}$
- A heveder tömege ( $\rho = 1111,1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right], h = 0,009 \text{ [m]}, b = 0,38 \text{ [m]}, l = 1,85 \text{ [m]}$ ) esetén:  $0,71 \text{ [kg]}$
- A nehézségi gyorsulás:  $[9,81 \text{ m/s}^2]$
- A modell rögzítéséből származó maximális erőhatás becsült értéke:  $10 \text{ [N]}$
- A szíj hossza:  $1,85 \text{ [m]}$
- Szállítási hossza:  $0,67 \text{ [m]}$

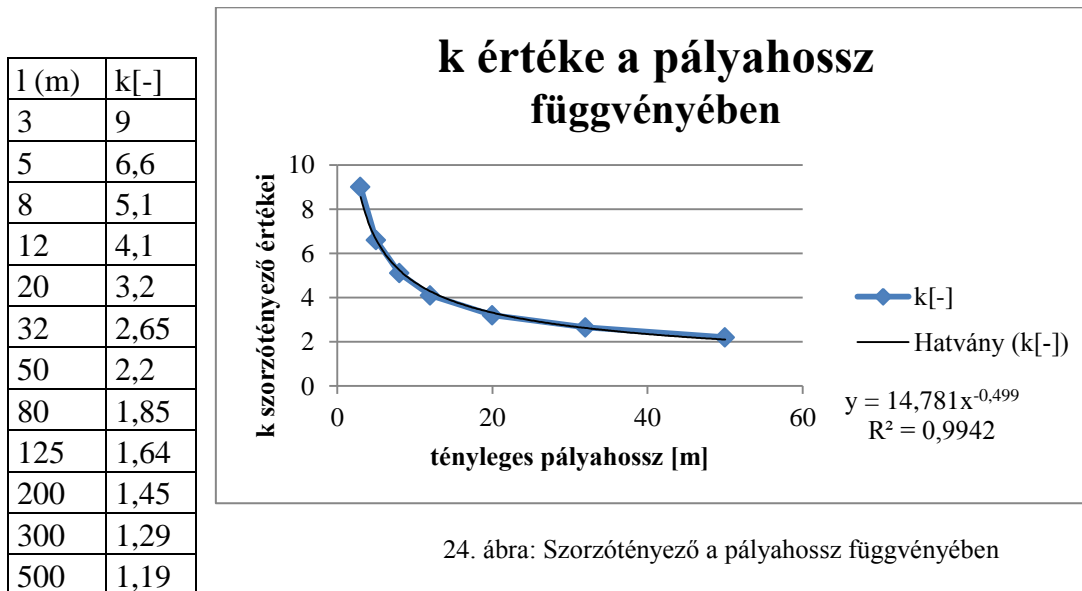
A különböző tömítések ellenállásainak a szalaggörgő kerületére redukált tömítési ellenállása egyszerű zsírhornos tömítés esetén a tapasztalatok alapján  $1,5 \text{ N/m}$

$$Z = \left[0,023(116[N] + 7[N] + 10[N]): 1,85[m] + 1,5\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]\right] 0,67[m] = 4,7 \text{ [N]} \quad (5.2)$$

Második:

Gyakorlatban az ellenállásokat tapasztalati adatok alapján figyelembe vevő eljárások alapján számíthatjuk. Az egyszerűsítés miatt a görgő csapsúrlódási és szíjhajlítási ellenállását is pályaelenállásként vesszük figyelembe. A görgők ellenállását a tényleges pályahossz szorzataként „k” szorzótényezővel vesszük figyelembe. „k” értékei:

Mivel a számomra szükséges érték nem szerepel a táblázatban, ezért grafikusán ábrázolom az adatokat:



2. táblázat: k értékei [4]

A kapott függvény egyenletét nagyon pontosan leírhatjuk a  $k = 14,781(x^{-0,499})$  függvénnyel. Az x helyére behelyettesítve az  $1,85$  métert a k értékére kerekítve  $11$ -re adódik.

A korszerű szállítóberendezések csapágyazásához állótengelyes, gördülőcsapágyas, súrlódás nélküli tömítéssel ellátott görgőket építenek be. A tömítési ellenállásokat ebből kifolyólag

elhanyagolhatjuk, mert a tömítés nem befolyásolja jelentős mértékben a szükséges motor-hajtóteljesítményét. Így általában elég az alábbi képlettel számolni:

$$Z_1 + Z_2 = kl\mu_f(2q_h + q'_g + q) \quad (5.3)$$

ahol  $q'_g$  az 1 méter szalagpályára eső görgők forgórészeinek átlagsúlya [N/m]. Jelen esetben:

$$q'_g = \frac{(3m_{kicsi} + m_{nagy}) \cdot g}{4 \cdot l} = 16,1 \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (5.4)$$

$$Z_1 + Z_2 = 11 \cdot 1,85[m] \cdot 0,023 \left( \frac{2 \cdot 7 [N]}{1,8 [m]} + 16,1 \left[ \frac{N}{m} \right] + \frac{10 [N]}{1,8 [m]} \right) = 13,8 [N] \quad (5.5)$$

A kerületi erő ( $F_k$ ) megegyezik a  $Z$  erők összegével. A mi esetünkben  $Z_1 + Z_2$  összegével. A két kiszámolt eredmény közül a nagyobb értéket választom, hiszen az MI8634 sz. műszaki irányelvekben is ezt a számítási módot javasolják. A kapott eredményben rengeteg a bizonytalanság, hiszen mint a  $k$  értékét, mint a szalaggörgők ellenállás tényezőjének a görgők kerületére redukált értékét tapasztalati úton vettük fel. [1], [2], [4], [5], [6]

A motor teljesítmény szükségletének számolásához a bizonytalanságok miatt felvettem egy  $n=2$  nagyságú biztonsági tartalékot, ami az esetleges hibák elkerülése végett fontos. Így a rendszer hajtóteljesítmény szükséglete:

$$P = \frac{nF_k v_1}{1000 \eta_{motor} \eta_{frev}} = \frac{2 \cdot 13,8 [N] \cdot 15,5 \left[ \frac{m}{s} \right]}{1000 \cdot 0,75 \cdot 0,98} = 0582 [kW] \quad (5.6)$$

ahol  $\eta_{motor}$  a motor hatásfoka. Ez az iparban elterjedten használt aszinkron motorokéhoz képest elég alacsonynak tűnik, de ilyen alacsony teljesítményszinten a kétpólusú aszinkronmotorok hatásfoka alig haladja meg a 70-75%-ot. A számítás során figyelembe kell venni még a frekvenciaváltó hatásfokát is, melynek értéke 0,98.

A szíj egy szilárd vízszintes felületen csúszik végig a mérőtérben. E közben a felület és a szíj között súrlódás jön létre, ami tovább növeli a teljesítmény igényt. A felület kialakításakor igyekeztem figyelni, arra hogy a súrlódásból származó hővé alakuló veszteség minél kisebb legyen. Ezt a célt szolgálják a lemezen elhelyezett furatok, ami a szíj lemezre való rászívódását is akadályozza. (A furatok miatt nem alakulhat ki vákuum.) Így ideális esetben feltételezhetjük, hogy csak a szalag 0,67 m hosszú tömegéből származó súlyerőt kell legyőznünk. A modellezés során egy pontba vesszük fel ezt a függőlegesen lefelé mutató súlyerőt, aminek értéke:

$$F_g = l_{szall} \cdot b \cdot h \cdot \rho \cdot g = 2,5 [N] \quad (5.7)$$

Ebből a vízszintes súrlódási erő, amely a mozgás ellen hat:

$$F_s = \mu \cdot F_g = 0,25 \cdot 2,5 [N] = 0,625 [N] \quad (5.8)$$

ahol  $\mu$  a súrlódási együttható a szíj és a lemez között. A súrlódási erőt a sebességgel megszorozva a szükséges plusz teljesítményt kapjuk. Azonban a lemezre való felfutáskor illetve lefutáskor valószínű nagyobb súrlódás éri a szalagot, ezért itt is alkalmazok egy nagyobb biztonsági tartalékot. Jelen esetben  $n'=5$ -t.

$$P_{plusz} = n' \cdot F_s \cdot v_1 = 48 [W] = 0,048 [kW] \quad (5.9)$$

A két teljesítményigényt összeadva megkapom az elméletileg szükséges teljesítményt:

$$P_{szükséges} = P + P_{plusz} = 0,63 [kW] \quad (5.10)$$

A motorgyártó cégek honlapján böngészve az ehhez legközelebb álló teljesítményérték a 0,75 kW-os motor, a szállítási határidő hosszúsága miatt, az ennél nagyobb kivitelű 1,1 kW-os motort rendeltük meg. Ennek maximális kihasználtságon mért hatásfoka már magasabb a számítás során használt 75%-nál, a motor adatlapján 79,6% szerepel, azonban a motor teljesítménye messze nem fog teljes kihasználtsággal működni, kisebb kihasználtságon pedig csökken a hatásfok, így az eredetileg beírt értéken nem kell változtatni.

### 5.1.2 Minimálisan szükséges teljesítmény számolása:

Ebben az esetben a biztonsági tényezők értékét elhagyjuk, így számoljuk ki a teljesítményt.

$$P_{min} = \frac{F_k v_1}{1000 \eta_{motor} \eta_{frekv}} = \frac{13,8N \cdot 15,5 \left[\frac{m}{s}\right]}{1000 \cdot 0,75 \cdot 0,98} = 0,291 [kW] \quad (5.11)$$

A súrlódásból származó többleteljesítmény pedig:

$$P_{pluszmin} = F_s \cdot v_1 = 10 [W] = 0,01 [kW] \quad (5.12)$$

A két teljesítményigényt összeadva megkapom az elméletileg szükséges minimális teljesítményt:

$$P_{minimális} = P_{min} + P_{pluszmin} = 0,301 [kW] \quad (5.13)$$

A motor legnagyobb teljesítmény leadásra 50 Hz-es frekvencia fölött képes. A maximális teljesítményt 60Hz-en éri el, hiszen ekkor a teljesítménye:

$$P_{max60Hz} = 1,3 [kW] \quad (5.14)$$

ekkor a fordulatszáma 3460 fordulat/perc, ami számunkra már magas, de ezt a szélső helyzetet is érdemes végigszámolni, ha a csapágyakra ható erőket meg szeretnénk kapni.

### 5.1.3 Frekvenciaváltó ismertetése, és a szíjsebesség pontos beállítása:

Motorunk fordulatszámát változtatnunk kell, hiszen mérés során várhatóan több szíjsebességnél fogunk méréseket végezni. A fordulatszám változtatására három lehetséges módszert alkalmazhatunk, ha a mechanikus áttételektől eltekintünk:

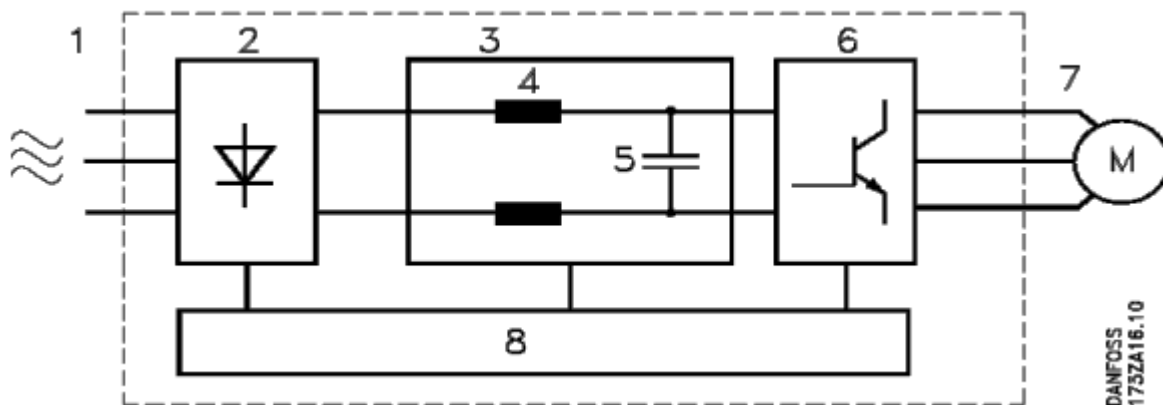
- A motor szlipjének változtatása
- A motor póluspárjának változtatása
- Az állórész frekvencia változtatása

Ha a motor szlipjét szeretnénk változtatni, akkor vagy jelentős teljesítménycsökkenést, vagy csak kis fordulatszám különbségeket érhetünk el, ezért ezt a módszert nem alkalmazhatjuk. A póluspárok változtatása a motorra jellemző adat, ennek megváltoztatására adott motornál nincs lehetőség. Léteznek olyan motorok, melyekben két szögsebesség között lehet változtatni, de ezeket a motorokat általában pozicionálásra használják, és a tekerceslés bonyolultsága miatt drágábbak is.

A legkézenfekvőbb megoldásnak tehát a frekvenciaváltó használata tűnik, hiszen az aszinkron gép szinkron fordulatszáma az állórészre kapcsolt feszültség frekvenciájával arányos. A módszer további előnye, hogy kis teljesítményvesztéssel (jó hatásfokkal), széles határok között változtatható a fordulatszám. Természetesen a szinkronfordulatszámot ugyanúgy a

motor póluspárjainak száma határozza meg, de így 1 póluspárú motor segítségével is elérhetünk 3000 fordulat/perc feletti szögsebességet is. A módszer további előnye, hogy az egyes fordulatszámokhoz tartozó nyomaték fordulatszám görbéket a fordulatszám tengelyének irányába való elmozdításával kapjuk. Ebből következik, hogy a motor legnagyobb nyomatéka állandó marad, és a hozzá tartozó fordulatszámot a kívánt irányba tudjuk változtatni.

Egy háromfázisú frekvenciaváltó elvi felépítése:



25. ábra: Frekvenciaváltó működési elve [26]

1. Betáplálás (jellemzően 3x 400V-os váltakozó áram)
2. Egyenirányító
3. Belső kör
4. Szűrőtekercesek
5. Szűrőkondenzátor, amelyen előáll a kb 520 V-os egyenfeszültség
6. Félvezetős kapcsoló üzemi teljesítményfokozat. (Előállítja a motor számára a változtatható frekvenciát és feszültséget a PWM jel segítségével)
7. A meghajtott aszinkronmotor
8. Vezérlő elektronika. Ez vezérli a teljesítményfokozatot, ellenőrzi az üzemi körülményeket, előállítja a kimenő jeleket (pl: PWM vezérlő jel), kezeli a bemeneteke, lehetővé teszi a paraméterezést.

A frekvenciaváltókat digitális és analóg jelekkel lehet vezérelni, vagy valamilyen szabványos kommunikációs vonalon. Ilyenek az RS422, RS485, RS232, CAN rendszerek stb. Frekvenciaváltókkal rendkívül sok feladatot lehet megvalósítani, az általunk használni kívánt legfontosabb funkciók:

- Motor fordulatszámának fokozatmentes állítása
- Motor védelem túlárammal szemben
- Szlip kompenzáció
- Rezonanciacsillapítás
- Meghatározott fordulatszámú pontok eltárolása, behívási lehetősége

A frekvenciaváltók általában biztosítanak lehetőséget tiltott frekvencia megadására. Ez paraméterben megadható motorfrekvencia, amekkora frekvenciával a motort nem forgathatja, csak az alatt, vagy a fölött. Ezt esetünkben célszerű használni, ha el akarjuk kerülni a felesleges igénybevételeket a szíjon. A frekvenciaváltó működése közben valamennyi hőt is

termel, ezért gondoskodni kell a hűtéséről, megfelelő szellőzésről, ennek hiányában a várható élettartam nagyban lecsökken. Méretezéskor ügyelni kell arra, hogy a motor üzemszerűen 50 Hz környékén forogjon, hiszen ettől nagyon eltérő értékeken a motor által kifejtett nyomaték nagyban lecsökken. [26]

## 5.2 Szíjhajtás számolása

A feladat számítása előtt mindenképpen meg kell határozni, hogy milyen jelenségek is lépnek fel egy szíjhajtás során. Legegyszerűbb esetben ezt egy csapágyazott, tárcsa palástján átvett elasztikus szíj vizsgálatával tehetjük meg. A vizsgálat során különböző egyszerűsítésekkel élünk:

- a szíj anyaga homogén
- a szíj lineárisan rugalmas
- a tárcsa csapágyazása merev
- a súrlódási tényező állandó

Az említett szíj mindkét végére egy  $m_1$  és  $m_2$  tömeget helyezünk el, úgy hogy a tárcsa éppen ne forduljon el. Ebben az esetben a tárcsa és a szíj közötti súrlódó erő egyenlíti ki a két szíjágban keletkező erők különbségét.

Elemi nagyságú középponti szögnél megvizsgálhatjuk az elemi erőjátékot. Az ágerők érintőlegesen hatnak. Az egyik ágerőben elemi növekedés lép fel, de ezt a vizsgálat során elhanyagoljuk. Az ágerők eredője egy sugárirányú  $dF_r$  erő. Értéke kifejezhető az ágerő és a középponti szög segítségével:

$$dF_r = 2F_t \sin \frac{d\varphi}{2} \quad (5.15)$$

Mivel elemi szögekről beszélünk, ezért használhatjuk a következő egyszerűsítést:  $\sin \varphi \approx \varphi$ .

Ennek segítségével:

$$dF_r \approx F_t d\varphi \quad (5.16)$$

Ez a sugárirányú erő szorítja a szíjat a tárcsára. Az erő hatására kialakuló felületi nyomás felírható:

$$p_r = \frac{dF_r}{r b d\varphi} = \frac{F_t}{r b} \quad (5.17)$$

Ahol  $r$  a szíjtárcsa sugara  $b$  pedig a szíj szélessége.

Az elemi súrlódó erőt megkapjuk, ha a súrlódási tényezővel beszorozzuk. Ez a súrlódóerő jelen esetben megegyezik az ágerő növekménnyel is.

$$dF_t = \mu dF_r \approx \mu F_t d\varphi \quad (5.18)$$

Ha a súrlódási együtthatót továbbra is állandónak tekintjük, akkor a differenciálegyenlet megoldható a változók szétválasztásának módszerével.

$$\int_{F_{t2}}^{F_{t1}} \frac{dF_t}{F_t} = \mu \int_0^\beta d\varphi \quad (5.19)$$

Az integrálási határok a baloldalon a két ágerő értékei, a jobb oldalon pedig az átfogási szög lehetséges értékei. A határozott integrálás elvégezve a következőt kapjuk:

$$\ln \frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \mu\beta \quad (5.20)$$

Szemléletesebben

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = e^{\mu\beta} = \varepsilon \quad (5.21)$$

ahol  $\varepsilon$  a feszültségi viszony.

Az ágerők kapcsolatára így felírhatjuk a megcsúszás pillanatáig érvényes összefüggést:

$$F_{t1} \leq F_{t2} e^{\mu\beta} \quad (5.22)$$

A tervezés egyik legfontosabb feltétele volt, hogy a szíj 15 m/s sebességgel tudjon haladni. Ez a nagy sebesség megbonyolítja a számítás menetét, hiszen nem hanyagolható el a kerületi sebesség hatására kialakuló centrifugális erő. Ez az erő ( $F_c$ ) csökkenti a szíj tárcsára való feszülését. A szíjágban pedig egy feszültséget növelő húzóerőt ( $F_{tc}$ ) okoz. A centrifugális erő könnyen számítható az elemi szíjdarab tömegéből ( $dm$ ) és a centripetális gyorsulásból.

$$dF_c = dm r \omega^2 = d\varphi r h b \rho \frac{v^2}{2} = d\varphi h b \rho v^2 \quad (5.23)$$

ahol  $h$  a szíj vastagsága  $\varphi$  pedig a szíj sűrűsége.

Ha a szíjágban ébredő erőt akarjuk megkapni, akkor ezt az egyenletet csak le kell osztanunk  $d\varphi$ -vel, így:

$$F_{tc} = h b \rho v^2 \quad (5.24)$$

A forgó szíjtárcsákban az ágerők között ugyanaz a kapcsolat írható fel, mint álló szíjtárcsáknál, azzal a különbséggel, hogy itt figyelembe kell venni a centrifugális erőből származó szíjirányú lazítóerőt is, így:

$$(F_{t1} - F_{tc}) \leq (F_{t2} - F_{tc}) e^{\mu\beta} \quad (5.25)$$

A forgás során csökken a szíjat a tárcsára feszítő hatás. Ha a sebesség növekedésének következtében az  $F_{tc}$  erő eléri  $F_t$  értékét, akkor a kötés lelazul, és a szíj elemelkedik a tárcsáról, tehát nem történik meg a teljesítmény átvitel.

$$p_{mozgas} = \frac{F_t}{r b} - \frac{F_{tc}}{r b} = p_{all} - p_{cp} \quad (5.26)$$

Ebből következik, hogy ha a teljesítmény átvitelt biztosítani szeretnénk, akkor

$(F_{t2} - F_{tc}) > 0$  egyenletnek teljesülnie kell!

A forgó rendszerrel átvihető nyomaték számolható a két ágerő különbségéből, ami forgás esetén a következő:

$$F_k = (F_{t1} - F_{tc}) - (F_{t2} - F_{tc}) \quad (5.27)$$

A nyomaték pedig a hajtó görgő átmérőjétől függ. Jelen esetben:

$$M = F_k \frac{d_1}{2} \quad (5.28)$$



Fontos meghatározni még a minimális előfeszítő erő nagyságát is meghatározott súrlódási együttható és átfogási szög esetén.

$$F_{hmin} = F_k \frac{\varepsilon+1}{\varepsilon-1} \quad (5.29)$$

Az üzemi tengelyhúzásnak nagyobbak kell lennie, mint ez a minimális erő. Álló helyzetben ez az erő:

$$F_{hall\ min} = F_{hmin} + 2F_{tc} \quad (5.30)$$

Ha a meghatározott előfeszítéseknel sokkal nagyobb erőket használunk, akkor a rendszer adott szögsebességgel való forgatásához nagyobb teljesítmény szükséges. [11], [14], [21]

### 5.2.1 Üzemi működésre:

Az erők kiszámításakor a lehetséges szélső helyzetet vettem fel, ebben a helyzetben éri a legkisebb feszítés a rendszert. A feszítés során ezek a szögértékek csak kedvezőbbek lehetnek. (Nagyobb átfogási fog.)

Jel	név	érték	mértékegység
$\beta$	átfogási fok	2,54	rad
$\mu$	súrlódási együttható	0,25	-
$\varepsilon$	feszültségi viszony	1,89	-
b	szíjszélesség	380	mm
h	szíjvastagság	9	mm
$\rho$	sűrűség	1111	kg/m <sup>3</sup>
$v_1$	korrigált kerületi sebesség	15,5	m/s

3. táblázat: Szíjhajtás adatai

A korrigált kerületi sebességet a szlip miatt szükséges bevezetni. Ha a hajtó görgőn elérem a 15 m/s sebességet, akkor a mérőtérben a sebesség valószínű kisebb lesz ennél. Ez a csúszás eredhet a szíj rugalmas hosszváltozásából, valamint a valódi csúszásból is. Ezek alapján megkülönböztetünk kúszást és valódi megcsúszást. A megcsúszástól most tekintsünk el, hiszen ha optimális feszítést alkalmazunk, és a görgők egytengelyűek, akkor csak a kúszással kell számolnunk.

Kúszáskor a szíjnak a tárcsán fekvő része elmozdul a tárcsához viszonyítva. A kúzás a szíjrész változó megnyúlásának, illetve összehúzódásának köszönhető. Értéke a szíj anyagától, a környezeti hatásoktól függ. Gumi/ polimer szíjagnál az értéke maximum 3 % lehet.

$$s_{szíjirod} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100 \cong 3\% \quad (5.31)$$

A képletbe  $v_2$  helyére 15 m/s értéket helyettesítve megkapjuk, hogy körülbelül 15,5 m/s –mal kell a szalagnak haladnia a meghajtó görgőn.

Ebből a sebességből kiszámolhatjuk az állandó sebesség esetén keletkező szíjágban ébredő lazítóerőt.

$$F_{tc} = 0,0009 [m] \cdot 0,38 [m] \cdot 1111,11 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \cdot 15,5^2 \left[ \frac{m^2}{s^2} \right] = \mathbf{91,3 [N]} \quad (5.32)$$

A választott motor és a hajtógörgő adataiból meghatározható az üzemi terhelés során keletkező kerületi erő.

$$P_{üzemi} = F_{küzemi} \cdot v_1 \quad (5.33)$$

Kifejezve  $F_k$ -ra:

$$F_{küzemi} = \frac{P}{v_1} = \frac{630 [W]}{15,5 \left[\frac{m}{s}\right]} = 40,7 [N] \quad (5.34)$$

Ez az erőhatás a hajtógörgőn  $M_{üzemi} = F_k \cdot r_1 = 40,7 [N] \cdot 0,05[m] = 2 [Nm]$  nyomatékot jelent.

Az erőjáték kiszámolásához az 5.24, 5.25, 5.27 összefüggéseket használjuk. Két ismeretlenes egyenletrendszert kapunk, amely megoldható. Az 5.27 egyenletből kifejezve:

$$F_{t1} = F_k + F_{t2} \quad (5.35)$$

Ezt behelyettesítve az 5.25 egyenletbe:

$$(F_k + F_{t2} - F_{tc}) \leq (F_{t2} - F_{tc})\varepsilon \quad (5.36)$$

Átrendezve a következőt kapjuk:

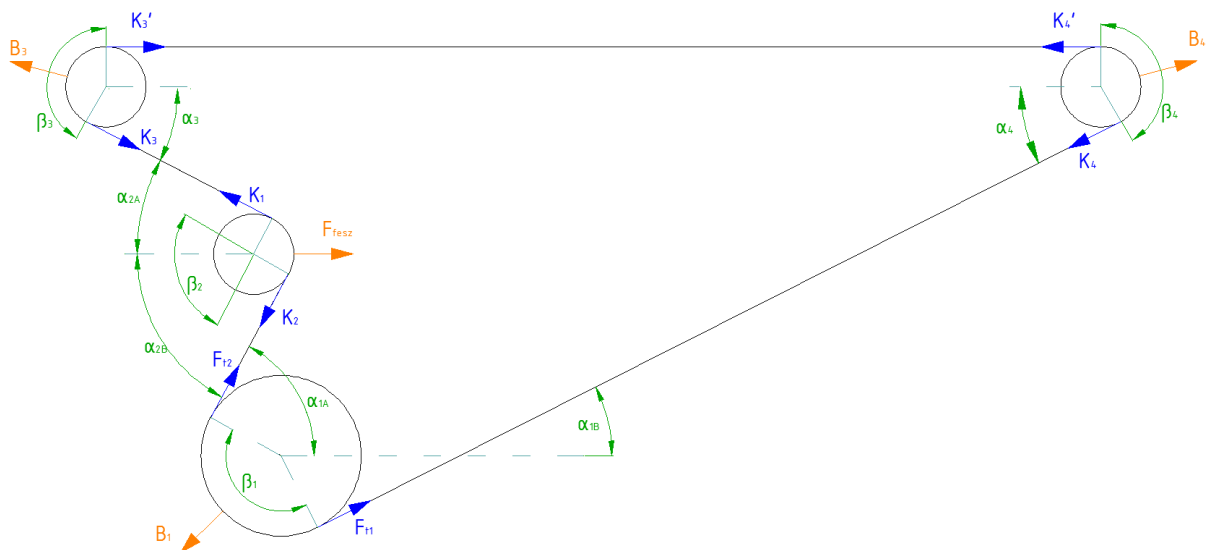
$$F_{t2} \leq F_{tc} - \frac{F_k}{1-\varepsilon} = 91,3 [N] - \frac{40,7 [N]}{1-1,89} = 136,4 [N] \quad (5.37)$$

$F_{t1}$ -re pedig:

$$F_{t1} \leq F_k + F_{t2} = 40,7 [N] + 136,4 [N] = 177,1 [N] \quad (5.38)$$

#### Szükséges feszítőerő kiszámítása:

A 3D modell alapján ismerjük a görgő áthúzási fokait, valamint a számításához szükséges szögeket is. Ezeket egy rajzon ábrázolva:



26. ábra: Görgőelrendezés, szíjhajtás erői

A feszítőgörgőben 3 erő ébred. Egy vízszintes irányú feszítőerő valamint a két szíjirányú kötél erő. A felső terelőgörgő felé mutató erő  $K_1$  a hajtógörgő felé pedig  $K_2$  mutat. A vízszintessel bezárt szögek rendre  $\alpha_{2A}$  és  $\alpha_{2B}$ .

Newton harmadik axiómáját felhasználva vizsgáljuk meg az erőket komponensenként.

Függőleges irányban a feszítésből nem származik erőhatás.

$$K_{1y} - K_{2y} = 0 \quad (5.39)$$

Az erőket az ismert szögértékekkel ki tudjuk számítani, ahol  $K_2$  megegyezik az  $F_{t2}$  erővel:

$$\sin \alpha_{2B} K_2 = \sin \alpha_{2A} K_1 \quad (5.40)$$

Ebből pedig az értékek behelyettesítésével:

$$K_1 = \frac{\sin \alpha_{2B}}{\sin \alpha_{2A}} K_2 = \frac{\sin 61,45^\circ}{\sin 27,79^\circ} 136,4 [N] = 257 [N] \quad (5.41)$$

A maximálisan szükséges feszítés értéke megkapható, ha felírjuk a vízszintes irányú komponenseket:

$$F_{fesz} - K_{1x} - K_{2x} = 0 \quad (5.42)$$

$$F_{fesz} = K_{1x} + K_{2x} = \cos \alpha_{2A} K_1 + \cos \alpha_{2B} K_2 = \cos 27,79^\circ \cdot 257 N + \cos 61,45^\circ \cdot 136,4$$

$$F_{feszüzemi} = 292,6 [N] \quad (5.43)$$

A feszítés pontos beállítása nehézkes, hiszen a feszítést szolgáló rugóerő mérése nehezen megoldható. Ráadásul ezt a feszítést kicsi rugóerővel el lehet érni, ami nehezen beállítható. Ha a valódi feszítőerő meghaladja ezt a feszítést, akkor az  $F_k$  értéke csökken. A kerületi erő értékének csökkenése nem jelent problémát, amíg a  $Z$  alá nem csökken.

## 5.2.2 Működés alsó határára

Következő lépésként kiszámolom azt a feszítőerőt, ami esetén még biztosított a motorteljesítmény számításakor meghatározott  $Z=F_k$  erő.

Ebben az esetben a biztonsági tényezők elhagyásával kapott minimálisan elégséges teljesítmény 0,301 kW-ra adódik (5.13). Ehhez a teljesítményhez tartozik az a minimális kerületi erő, ami esetén még biztosított a szükséges sebesség.

$$F_{kmin} = \frac{P_{minimális}}{v_1} = \frac{301 [W]}{15,5 \left[\frac{m}{s}\right]} = 19 [N] \quad (5.44)$$

Ez az erőhatás a hajtógörgőn  $M = F_k \cdot r_1 = 40,7 [N] \cdot 0,05 [m] = 1 [Nm]$  nyomatékot jelent.

Az erőjáték kiszámolásához az 5.24, 5.25, 5.27 összefüggéseket használjuk. Két ismeretlenes egyenletrendszert kapunk, amely megoldható. Az 5.27 egyenletből kifejezve:

$$F_{t1min} = F_{kmin} + F_{t2min} \quad (5.45)$$

Ezt behelyettesítve az első egyenletbe:

$$(F_{kmin} + F_{t2min} - F_{tc}) \leq (F_{t2min} - F_{tc}) \varepsilon \quad (5.46)$$

Átrendezve a következőt kapjuk:

$$F_{t2min} \leq F_{tc} - \frac{F_{kmin}}{1-\varepsilon} = 91,3 [N] - \frac{19 [N]}{1-1,89} = 112,6 [N] \quad (5.47)$$

$F_{t1min}$ -re pedig:

$$F_{t1min} \leq F_{kmin} + F_{t2min} \leq 19 [N] + 112,6 [N] = 131,6 [N] \quad (5.48)$$

Szükséges feszítőerő kiszámítása:

A szögek és az áthúzási fog nem változott az előző számításhoz képest, hiszen a szalag megnyúlásából származó szögváltozást elhanyagolom.

Newton harmadik axiómáját felhasználva vizsgáljuk meg az erőket komponensenként.

Függőleges irányban a feszítésből nem származik erőhatás.

$$K_{1ymin} - K_{2ymin} = 0 \quad (5.49)$$

Az erőket az ismert szögértékekkel ki tudjuk számítani, ahol  $K_2$  megegyezik az  $F_{t2}$  erővel:

$$\sin \alpha_{2B} K_{2min} = \sin \alpha_{2A} K_{1min} \quad (5.50)$$

Ebből pedig az értékek behelyettesítésével:

$$K_{1min} = \frac{\sin \alpha_{2B}}{\sin \alpha_{2A}} K_{2min} = \frac{\sin 61,45^\circ}{\sin 27,79^\circ} 112,6 [N] = 212 [N] \quad (5.51)$$

A maximálisan szükséges feszítés értéke megkapható, ha felírjuk a vízszintes irányú komponenseket:

$$F_{feszmin} - K_{1xmin} - K_{2xmin} = 0 \quad (5.52)$$

$$\begin{aligned} F_{feszmin} &= K_{1xmin} + K_{2xmin} = \cos \alpha_{2A} K_{1min} + \cos \alpha_{2B} K_{2min} \\ &= \cos 27,79^\circ \cdot 212 [N] + \cos 61,45^\circ \cdot 112,6 [N] = F_{feszmin} = \mathbf{241,4 [N]} \end{aligned} \quad (5.53)$$

### 5.2.3 Maximális terhelés normál sebesség esetén

Legrosszabb eset, ha a 15,5 m/s-ot biztosítani szeretnénk, akkor van, ha olyan nagy feszítőerőt használunk, hogy motor nyomatékát teljesen kihasználjuk. A maximálisan átvihető nyomaték 3,7 Nm, ez alapján:

$$F_{kmax} = \frac{M_{max}}{r_1} = \frac{3,7 [Nm]}{0,05 [m]} = 74 [N] \quad (5.54)$$

A feszítőerő megadható maximumához újra az előzőekben használt gondolatmenetet alkalmazva:

$$F_{t1max} = F_{kmax} + F_{t2max} \quad (5.55)$$

Ezt behelyettesítve az 5.27 egyenletbe:

$$(F_{kmax} + F_{t2max} - F_{tc}) \leq (F_{t2max} - F_{tc}) \varepsilon \quad (5.56)$$

Átrendezve a következőt kapjuk:

$$F_{t2max} \leq F_{tc} - \frac{F_{kmax}}{1-\varepsilon} = 91,3 [N] - \frac{74 [N]}{1-1,89} = 174,5 [N] \quad (5.57)$$

$F_{t1max}$ -ra pedig:

$$F_{t1max} \leq F_{kmax} + F_{t2max} \leq 74 [N] + 174,5 [N] = 248,5 [N] \quad (5.58)$$

$$K_{1ymax} - K_{2ymax} = 0 \quad (5.59)$$

Az erőket az ismert szögértékekkel ki tudjuk számítani, ahol  $K_2$  megegyezik az  $F_{t2}$  erővel:

$$\sin \alpha_{2B} K_{2max} = \sin \alpha_{2A} K_{1max} \quad (5.60)$$

Ebből pedig az értékek behelyettesítésével:

$$K_{1max} = \frac{\sin \alpha_{2B}}{\sin \alpha_{2A}} K_{2max} = \frac{\sin 61,45^\circ}{\sin 27,79^\circ} 174,5 [N] = 328,8 [N] \quad (5.61)$$

A maximálisan szükséges feszítés értéke megkapható, ha felírjuk a vízszintes irányú komponenseket:

$$F_{feszmax} - K_{1xmax} - K_{2xmax} = 0 \quad (5.62)$$

$$\begin{aligned} F_{feszmax} &= K_{1xmax} + K_{2xmax} = \cos \alpha_{2A} K_{1max} + \cos \alpha_{2B} K_{2max} = \\ &= \cos 27,79^\circ \cdot 328,8 [N] + \cos 61,45^\circ \cdot 174,5 [N] = F_{feszmax} = 374,3 [N] \end{aligned} \quad (5.63)$$

#### 5.2.4 Maximális terhelés extrém üzem esetén

Érdeemes megvizsgálni azt az esetet is, amikor az üzemi terhelésen használjuk a szerkezetet, tehát az  $F_k$  értéke 40,7 N. Ekkor csak 2 Nm nyomatékot veszünk ki a motorból, ha 15,5m/s sebességgel forgatjuk. Ez azt jelenti, hogy jelen esetben gyorsabban is tudjuk forgatni a görgőt. A frekvenciaváltóval növelve a fordulatszámot növekszik a teljesítmény is, a katalógus szerint 60Hz esetén 1,3 kW teljesítmény vehető le a motor tengelyéről. Ez a teljesítmény 60Hz felett már csökkenni kezd. A csökkenést elhanyagolom, mert erről pontos függvény nem áll rendelkezésemre, azt feltételezem, hogy 60Hz felett a teljesítmény állandó. Ez azt jelenti, hogy további fordulatszám növelés esetén a gép egyre kevesebb nyomatékot tud átadni. A határ fordulatszám, amikor már nem tudja meghajtani a szerkezetet a villamos gép az alábbi módon írható le:

$$\omega_{határ} = \frac{P_{max}}{M_{üzemi}} = \frac{1300 [W]}{2 [Nm]} = 650 \left[ \frac{rad}{sec} \right] \quad (5.64)$$

Ebből kifejezve a görgő kerületi sebességét:

$$v_{határ} = \omega_{határ} \cdot r = 650 \left[ \frac{rad}{sec} \right] \cdot 0,05 [m] = 32,5 \left[ \frac{m}{sec} \right] \quad (5.65)$$

Erre az esetre is ki kell számolni az erőhatásokat, hiszen itt még a sebességnövekedésből származó  $F_{tc}$  erő is növekedni fog.

$$\begin{aligned} F_{tchatár} &= h b \rho v_{határ}^2 = \\ &= 0,0009 [m] \cdot 0,38 [m] \cdot 1111,11 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \cdot 32,5^2 \left[ \frac{m^2}{s^2} \right] = 401,4 [N] \end{aligned} \quad (5.66)$$

$$F_{t2határ} \leq F_{tchatár} - \frac{F_k}{1-\varepsilon} = 401,4 [N] - \frac{40,7 [N]}{1-1,89} = 447,1 [N] \quad (5.67)$$

Ebből meghatározható:

$$F_{t1határ} \leq F_k + F_{t2határ} \leq 40,7 [N] + 447,1 [N] = 487,8 [N] \quad (5.68)$$

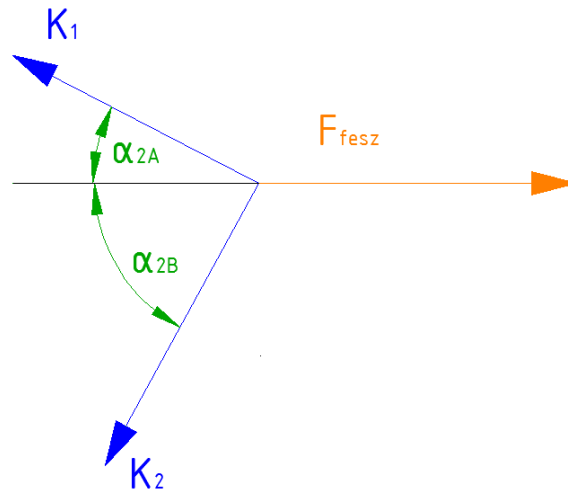
$$K_{1yhatár} - K_{2yhatár} = 0 \quad (5.69)$$

Az erőket az ismert szögeértékekkel ki tudjuk számítani, ahol  $K_2$  megegyezik az  $F_{t2}$  erővel:

$$\sin \alpha_{2B} K_{2határ} = \sin \alpha_{2A} K_{1határ} \quad (5.70)$$

Ebből pedig az értékek behelyettesítésével:

$$K_{1határ} = \frac{\sin \alpha_{2B}}{\sin \alpha_{2A}} K_{2határ} = \frac{\sin 61,45^\circ}{\sin 27,79^\circ} 487,8 [N] = 919 [N] \quad (5.71)$$



27. ábra: Szíjhajtás erői a terelőgörgőn

A maximálisan szükséges feszítés értéke megkapható, ha felírjuk a vízszintes irányú komponenseket:

$$F_{feszhatár} - K_{1xhatár} - K_{2xhatár} = 0 \quad (5.72)$$

$$\begin{aligned} F_{feszmax} &= K_{1xhatár} + K_{2xhatár} = \cos \alpha_{2A} K_{1határ} + \cos \alpha_{2B} K_{2határ} = \\ &= \cos 27,79^\circ \cdot 919 [N] + \cos 61,45^\circ \cdot 487,8 [N] = F_{feszhatár} = \mathbf{1046 [N]} \end{aligned} \quad (5.73)$$

A csapágyak és a szíj ellenőrzését ebben az esetben végezzük majd el.

Az ábrán jelölt szögek alapján kiszámolhatjuk a szíjban ébredő erőket. A számításakor csak a hajtógörgőn vesszük figyelembe a súrlódást. Ekkor nem vétünk nagy hibát, hiszen a súrlódás folyamatosan csökkentené a keletkező reakcióerőket, így elhanyagolva a lehető legnagyobb erőhatásokkal számolhatunk. Így ha ezekre az értékekre megfelelnek a csapágyaink, valamint a szíjunk is, akkor a szerkezet üzembiztosan működhet.

A szíj ellenőrzése a szíjfeszültségek meghatározásán alapszik. A szíjban három különböző hatásból keletkezik a feszültség. Az egyik a kerületi erő hatásából keletkező húzófeszültség, a

második a centrifugális erő okozta húzófeszültség, a harmadik pedig a szíj görgőre való felfutásakor keletkező hajlítófeszültség. Mivel a fenti számításaink során a kerületi erő és a tangenciális erőhatást egyben kezeltük, ezért ezek között most sem teszünk különbséget, így a húzó irányú szíjfeszültséget megkaphatjuk az alábbi képlettel:

$$\sigma_{húzott} = \frac{F_{szij}}{b \cdot h} \quad (5.74)$$

ahol  $F_{szij}$  az aktuális szíjdarabban ható húzóerő.

A hajlítófeszültség csak azokon a szíjszakaszokon keletkezik, amik épp a görgőn tartózkodnak. A hajlítófeszültség nagysága elsősorban a görgők méretével fordítottan arányos, így a veszélyes keresztmetszet a kis átmérőjű görgőknél várható. A kiszámítás módja:

$$\sigma_{hajlítófesz} = E_h \frac{h}{d} \quad (5.75)$$

ahol

- $E_h$  a szíj hajlító rugalmassági modulusza [MPa].

A hajlításból származó feszültség várhatóan nem lesz jelentős, hiszen ez fordítottan arányos a görgőátmérővel. A megvásárolt szíjat a gyártó pedig 20 mm-es görgőátmérő felett ajánlja beépíteni. Amikor a szíjat kiválasztottam, illetve a gyártótól árajánlatot kértem minden paramétert figyelembe véve ajánlották ezt a terméküket. A gyártó honlapján a pontos hajlító rugalmassági modulusz értékét nem találtam meg, ezért más szíjakkal foglalkozó oldalakon böngészve azt találtam, hogy általában a szíjak hajlító rugalmassági modulusz értékei 5-15 MPa között találhatóak.

A kritikus szíjszakasz a feszítőgörgő és az első terelőgörgő közé esik, ahol a számított  $K_{1határ} = 919 \text{ N}$  erő hat, és a görgőátmérő is itt a legkisebb. A szíjat itt ellenőrizzük, hogy megfelel-e, ekkora igénybevételre.

$$\sigma_{húzott} = \frac{F_{szij}}{b \cdot h} = \frac{919 \text{ [N]}}{0,38 \text{ [m]} \cdot 0,0009 \text{ [m]}} = 2,68 \text{ [MPa]} \quad (5.76)$$

$$\sigma_{hajlítófesz} = E_h \frac{h}{d} = 15 \text{ [MPa]} \cdot \frac{0,0009 \text{ [m]}}{0,054 \text{ [m]}} = 0,25 \text{ [MPa]} \quad (5.77)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{hajlítófesz} + \sigma_{húzott} = 0,25 \text{ [MPa]} + 2,68 \text{ [MPa]} = 2,93 \text{ [MPa]} \quad (5.78)$$

A szíj adatlapján megtalálható az 1%-os megnyúláshoz szükséges erő nagysága. Ez a mi szíjunkt esetén  $F_{1\%} = 950 \text{ N}$ . A szíj tehát 950 N terhelés hatására nyúlik meg 18,5 mm-t. Az ehhez tartozó feszültségértéket megkaphatjuk, ha ezt az erőt leosztjuk a húzásra merőleges szíjkeresztmetszettel.

$$\sigma_{1\%} = \frac{F_{1\%}}{b \cdot h} = \frac{950 \text{ [N]}}{0,38 \text{ m} \cdot 0,0009 \text{ m}} = 2,77 \text{ [MPa]} \quad (5.79)$$

A gyártó iránymutatása szerint a szalagot csak hosszuk 101%-ig lehet rugalmasan nyújtani, az után a bekövetkező nyúlás már maradandó lesz. Az esetleges maradandó nyúlás értékét célszerű elkerülni, hiszen az e fölötti terhelés során a szíj élettartama lecsökken, azonban a konstrukció

tervezésekor figyelembe vettem a szakirodalmakban írt esetleges 2-4%-os megnyúlást is. Ez a konstrukció kialakításában a szíjfeszítő nagy helyigényében jelenik meg.

Az esetünkben kiszámított  $\sigma_{max} > \sigma_{1\%}$ , ami azt jelenti, hogy a szíjünk ebben a helyzetben maradandó alakváltozást fog elszenvedni. Szerencsére az általam feltételezett eset csak sorozatos hibák esetén fordulhat elő, hiszen a felvázolt körülmények csak sorozatos emberi mulasztások esetén következhetnek be. Például:

- A frekvenciaváltó körülbelül 110 Hz-en áll.
- A feszítés beállítása lehetővé teszi, hogy a drasztikusan megnövő lazító jellegű centrifugális erő nem lazítja le a szíjat. (Ha lelazítaná, akkor megszűnne a teljesítmény átvitel.)

Ez az állapot azért sem jöhet létre, hiszen a szükséges kerületi erő számításakor már egy biztonsági tartalékot figyelembe vettük, így a valóságban ennél kisebb feszültség ébred majd a szalagban.

### 5.2.5 Szíj szilárdsági ellenőrzése:

A gyártó rendelkezésünkre bocsátotta azt az erőt, aminél a szalag elszakad. Ez az érték jelen esetben  $F_{szakadás} = 22800N$ . Hasonlóan az 1%-os megnyúláshoz tartozó feszültség számításához, most is megkaphatjuk a szakadáshoz tartozó feszültségértéket.

$$\sigma_{szakadás} = \frac{F_{szakadás}}{b \cdot h} = \frac{22800 [N]}{0,38 [m] \cdot 0,0009 [m]} = 66,66 [MPa] \quad (5.80)$$

A fentiekben ismertetett maximális feszültség ennek értékétől nagyban elmarad, szóval az biztos, hogy a szalagunk nem fog elszakadni.

A szalagban ébredő feszültségek a különböző helyeken váltakoznak a kiszámolt  $\sigma_{max}$  és egy  $\sigma_{min}$  érték között. A terhelés változásának következtében a szíj kúszik, az idő növelésével a megnyúlás fokozatosan nő. Ennek következtében egy bizonyos idő után a feszítőerő annyira lecsökken, hogy nem tudja biztosítani a szükséges kerületi erőt, és a szíj megcsúszik a tárcsán, megszűnik a nyomatékátvitel. Ennek elkerülésére alkalmazzák a szíj folyamatos feszítését, amit a jelenlegi konstrukcióban egy rugófeszítéssel oldunk meg.

Az egyes szíjszakaszokon a változó igénybevételnek a szakaszok megnyúlásában is nagy szerepe van, hiszen ezek az elemi megnyúlások határozzák meg a szíj szlipjét. A meghajtó görgő két oldalára felírva a szíjhossz megnyúlását:

$$\lambda_1 = \frac{(F_{t1} - F_{tc})l}{bhE} \quad (5.81)$$

valamint

$$\lambda_2 = \frac{(F_{t2} - F_{tc})l}{bhE} \quad (5.82)$$

A szalag szlip meghatározásakor ezeknek az értékeknek az egész hosszra vonatkoztatott értékeit kell venni:

$$S_{valódi} = \frac{\lambda_1}{l} - \frac{\lambda_2}{l} = \frac{(F_{t1} - F_{tc}) - (F_{t2} - F_{tc})}{bhE} = \frac{F_{t1} - F_{t2}}{bhE} = \frac{F_k}{bhE} = \frac{\sigma_{hasznos}}{E} \quad (5.83)$$

ahol



$\sigma_{hasznos}$  az üzemi kerületi erő átviteléhez szükséges feszültség [MPa]

E pedig a rugalmassági modulusz [MPa]

Ez utóbbi értékét a Hooke törvényből számolhatjuk. Ez nem pontos számítás, hiszen a szalagok viselkedését nem tökéletesen írja le a modell, de közelítőleg jó megoldást ad, főleg a rugalmasan anyagváltó 1%-ban.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (5.84)$$

$$E = \frac{\sigma_{1\%}}{\varepsilon_{1\%}} = \frac{2,77 \text{ [MPa]}}{0,01} = 277 \text{ [MPa]} \quad (5.85)$$

$$\sigma_{hasznos} = \frac{F_{küzemi}}{b \cdot h} = \frac{40,7 \text{ N}}{0,0009\text{m} \cdot 0,38\text{m}} = 0,12 \text{ [MPa]} \quad (5.86)$$

Ezt behelyettesítve az előzőbe:

$$s_{valódi} = \frac{\sigma_{hasznos}}{E} = \frac{0,12 \text{ [MPa]}}{277 \text{ [MPa]}} = 0,00043 = 0,04\% \quad (5.87)$$

Itt fontos megjegyezni, hogy a rugalmassági modulusz nem jellemzi megfelelően a szíj viselkedését, ez csak közelítés. A kúszás jellemzésére praktikusabb lenne használni a kúszási rugalmassági moduluszt ( $E_c$ ), viszont ennek az értéke nem állandó, a terhelés növekedésével az idő függvényében csökkenő tendenciát mutat, ebből kifolyóan a valódi szlip értéke nőni fog.

A kúszás miatt a szíjat időnként újra kell feszíteni, és egy idő után a megnyúlás átlépi a rugalmas anyagváltás határait, a szíj maradandó alakváltozást szenved, a tönkremenetele hamarabb bekövetkezik.

Szíjfrekvencia:

Fontos jellemzője a laposszíj hajtásoknak, hogy hányszor hajlik meg a szíjtárcsákon a szíj. Ezt a számot szíjfrekvenciának, vagy hajlítgatási számnak hívjuk, kiszámításának módja pedig:

$$f_h = \frac{z \cdot v_1}{l} = \frac{4 \cdot 15,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,85 \text{ [m]}} = 33,5 \frac{1}{\text{s}} \quad (5.88)$$

A szíjfrekvencia értéke nagynak mondható, ez azonban a mi esetünkben nem jelent problémát, hiszen nincs teherviselés, így a kiválasztott szíj alkalmazható a feladatra.

### 5.3 Szükséges feszítés számítása:

A kiszámolt feszítőerő értékek közül az üzemi terheléshez tartozó értéket kell figyelembe venni. Ugyanakkor számolni kell azzal, hogy a feszítés nagyságának mérése szinte lehetetlen, így teret kell hagyni a lehetséges későbbi állíthatóságnak is.

Emlékeztetőül az 5.2 fejezetben kiszámolt feszítőerő értékek:

$$F_{feszmin} = 241,4 \text{ [N]}$$

$$F_{feszüzemi} = 292,6 \text{ [N]}$$

$$F_{feszmax} = 374,3 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{feszhatár}} = 1046 \text{ [N]}$$

Célszerű úgy választani a rugóink által biztosított feszítést, hogy ezt az erőt már ne tudja kifejteni, hiszen itt már maradandó anyagváltozás lép fel. A rugó kiválasztása során fontos szempont, hogy a karakterisztikája egyenes legyen, hiszen a feszítőerő beállítása során az összenyomás mértékéből számítjuk az erőt.

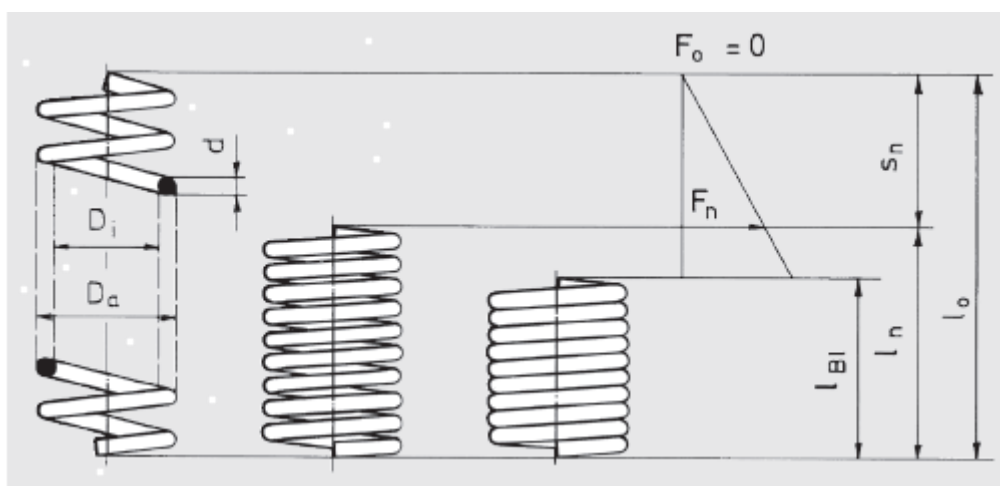
Mivel a rugók beszerzési ára alacsony, és sok forgalmazó minimálisan vásárolható mennyiséget ír elő, ezért a kellenél többféle rugót szerzünk be. Az egyik széria, a kiszámolt üzemi feszítést tudja majd megvalósítani, míg a második szett egy ennél nagyobb, de a határfeszítésnél alacsonyabb feszítést valósít meg. Ez utóbbi beszerzésére azért van szükség, mert a hosszú távú használat, a szíj öregedése miatt nagyobb feszítőerőt kell használnunk.

A beszerezendő rugók adatai:

Rugók adatai			
Jel	Mérték	Üzemi	Biztonsági
$D_a$	[mm]	19,5	19,5
$D_i$	[mm]	14,5	13,5
$d$	[mm]	2,5	3
$l_0$	[mm]	35	40
$l_n$	[mm]	20	26
$s_n$	[mm]	15	14
$F_n$	[N]	200	450
$l_{bi<}$	[mm]	18,5	24,5
$s$	[N/mm]	13,33	32,14

4. táblázat: Rugók adatai [28]

A táblázatban feltüntetett jelölések fizikai tartalmát jelentő ábra:



28. ábra: Rugók jelölésrendszere [28]

Az üzemi rugókkal az előírt üzemi feszítést az alábbi megnyúlással tudjuk biztosítani:

$$l_{üzemi} = \frac{F_{feszüzemi}}{2s_{üzemi}} = \frac{292,6 [N]}{2 \cdot 13,33 \left[ \frac{N}{mm} \right]} \approx 11 \text{ mm} \quad (5.89)$$

Ugyanez a megnyúlás a feszítés maximumán:

$$l_{max} = \frac{F_{feszmax}}{2s_{üzemi}} = \frac{374,3 [N]}{2 \cdot 13,33 \left[ \frac{N}{mm} \right]} \approx 14 [mm] \quad (5.90)$$

A képletekben szereplő kettővel való osztás a feszítés szimmetriája miatt van. Látható, hogy a rugót ebben az állapotban sem használjuk ki teljesen, hiszen a maximális erőkifejtése akkor történik meg, ha a minimális hosszúságra nyomom össze:

$$\begin{aligned} F_{maxrugó} &= s_{üzemi} \cdot (l_0 - l_{BI}) = 13,33 \left[ \frac{N}{mm} \right] (35[mm] - 18,55[mm]) = \\ &= 220 [N] \end{aligned} \quad (5.91)$$

Felmerülhet a kérdés, hogy miért van szükségünk erre a kisebb merevségű rugóra, hiszen ezt a feszítést a merevebb biztonsági rugóval is megoldhatnánk kisebb összenyomással. Ez igaz, de a rugó összenyomásának mérése így is nehézségekbe fog ütközni, ráadásul a merevebb rugóval az üzemi feszítés létrehozásához a rugót:

$$l_{üzemi} = \frac{F_{feszüzemi}}{2s_{biztonsági}} = \frac{292,6 [N]}{2 \cdot 32,14 \left[ \frac{N}{mm} \right]} \approx 4,5 [mm] \quad (5.92)$$

-rel kellene megnyújtani, aminek mérése nehézkesebb.

#### Feszítő orsó szilárdsági ellenőrzése:

Az orsót is ellenőrizni kell, hiszen a menetek könnyen elnyíródhatnak, ha túl nagy feszítést alkalmazunk. Az ellenőrzéshez itt is a lehető legrosszabb lehetőséget vesszük figyelembe, amit a rugóinkkal biztosítani tudunk. Ez jelen esetben a biztonsági rugókkal:

$$\begin{aligned} F_{maxell} &= s_{biztonsagi} \cdot (l_0 - l_{BI}) = \\ &= 32,14 \left[ \frac{N}{mm} \right] (40[mm] - 24,5[mm]) = 498 N \end{aligned} \quad (5.93)$$

A csavarunkat húzóerő terheli, ez a húzóerő a meneteken egy felületi nyomást produkál, a menetek tövéénél pedig nyírásként jelentkeznek. Ezen kívül a szerelésnél kifejtendő csavaró nyomaték is terheli a csavarorsót.

A menteket terhelő felületi nyomás kiszámításakor az erő a menetek kapcsolódásán oszlik el. Ez megfelel egy körgyűrű területének, viszont ezt a területet annyiszor kell venni, ahány kapcsolódó menet van:

$$A_p = \frac{d^2 - D_1^2}{4} \cdot \pi \cdot \frac{m_{men}}{P_{men}} = \frac{12[mm]^2 - 10,106[mm]^2}{4} \cdot \pi \cdot \frac{12,2 [mm]}{1,75 [mm]} = 229,25 [mm]^2 \quad (5.94)$$

ahol:

- d a névleges méret [mm]
- D<sub>1</sub> az anya magátmérője [mm]
- P<sub>men</sub> a menetemelkedés [mm]
- m<sub>men</sub> az anya magassága [mm]

$$p_{\text{átl}} = \sigma_1 = \frac{F_{\text{maxell}}}{A_p} = \frac{498 \text{ [N]}}{229,25 \text{ [mm]}^2} = 2,17 \text{ [MPa]} \quad (5.95)$$

A csúsztatófeszültség kiszámítása:

$$\tau_1 = \frac{F_{\text{maxell}}}{A_\tau} = \frac{F_{\text{maxell}}}{d_3 \cdot \pi \cdot m} = \frac{498 \text{ [N]}}{9,853 \text{ [mm]} \cdot \pi \cdot 12,2 \text{ [mm]}} = 1,32 \text{ [MPa]} \quad (5.96)$$

ahol:

- $d_3$  a középátmérő [mm]

A csavarkötés szereléséből származó csúsztatófeszültség:

$$\tau_2 = \frac{T_m}{K_p} = \frac{16 \cdot T_m}{d_2^3 \pi} = \frac{16 \cdot 5 \text{ [Nm]} \cdot 1000}{10,863 \text{ [mm]}^3 \cdot \pi} = 19,86 \text{ [MPa]} \quad (5.97)$$

ahol:

- $d_2$  az orsó magátmérője [mm]
- $T_m$  a szereléskor kifejtett nyomaték [Nm] (becsült érték)

A redukált feszültség Mohr-féle feszültségelmélet szerint:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red}} &= \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \cdot (\tau_1 + \tau_2)^2} = \sqrt{2,17 \text{ [MPa]}^2 + 4 \cdot (21,18 \text{ [MPa]})^2} = \\ &= 42,4 \text{ [MPa]} \end{aligned} \quad (5.98)$$

8.8-as szilárdsági csoportú csavarra ellenőrizve:

$$n_{\text{bizt}} = \frac{\sigma_{\text{meg}}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{480 \text{ [MPa]}}{42,4 \text{ [MPa]}} = 11,3 \quad (5.99)$$

A feszítés megfelelő.

#### 5.4 Csapágyak ellenőrzése:

A terhelés alatt futó gördülőcsapágyakon egy bizonyos idő letelte után jelentkeznek a kifáradás jelei. Ez a jelenség a felületek alatti hajszálrepedésekkel kezdődik, majd a repedések tovaterjedése görgősödéshez, pittingképződéshez vezethet. A jelenség miatt a gördülőcsapágyakat élettartamra kell ellenőrizni. Ez azt az időtartamot jelenti, amennyi körülfordulást a gördülőcsapágyak a kifáradási tünetek jelentkezéséig forognak. A nagyszámú csapágy sokaság azonos terheléssel történő vizsgálatkor kiderül, hogy az egyes csapágyak egyéni élettartama között, akár 40-szeres különbség is lehet. Ennek okait az anyag inhomogenitásaiban és a gyártási pontatlanságban kell keresni. A nagy bizonytalanság miatt az élettartamot valószínűségi változónak tekintjük, így a gyakorisági eloszlásokból kell meghatározni a várható élettartamot. A élettartam jellemzésére legalkalmasabb jellemző a túlélési valószínűség (S), mely definíció szerint a meghatározott  $L_s$  élettartamot elért csapágyak számának és az összes vizsgált csapágy számának hányadosa.

$$S = \frac{N_s}{N} \quad (5.100)$$

A csapágygyártó cégek is ezt a jellemzőt használják a csapágyak adatainak megadásakor. Leggyakrabban a 90%-os túlélési valószínűségekre adják meg a csapágyak adatait, így a C dinamikus alapterherbírás értékét is. Ez azt jelenti, hogy a katalógusban előírt értékű terhelés

mellett a csapágyak 90%-a eléri, vagy túléli a számított élettartamot, 10% viszont a helyes beépítés és az üzemszerű használat ellenére is idő előtt tönkremegy.

Adott méretű és típusú csapágyra a 90%-os túlélési valószínűséghez tartozó névleges élettartam összefüggés az alábbi:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{egy}}\right)^p \quad (5.101)$$

ahol:

- $L_{10}$  a csapágy névleges élettartama millió körülfordulásban
- $C$  a csapágy dinamikus alapterhebírása [N]. Az a radiális vagy axiális terhelés, amely mellett a csapágyak 90%-a eléri, illetve túléli az 1 millió körülfordulást.
- $P$  a csapágy dinamikus egyenértékű terhelése [N]
- $p$  élettartam kitevő. (Golyóscsapágyakra értéke 3)

Az élettartam gyakorlatban használt mértékegysége az üzemóra. Melyet az alábbi képlet alapján kapunk:

$$L_{h10} = \frac{10^6 L_{10}}{3600n} \quad (5.102)$$

ahol:

- $n$  a csapágy fordulatszáma 1/s-ban.

A csapágyak dinamikus egyenértékű terhelése egy képzelt terhelés, mely vagy csak axiális, vagy csak radiális, és nagysága akkora, hogy a csapágy névleges élettartama ugyanakkora, mint az üzem közben ható valóságos terheléseké.

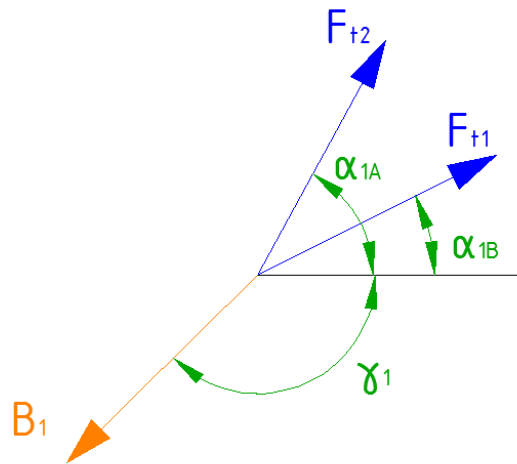
Mivel a mi esetünkben kizárólag radiális csapágyerők ébrednek, és ezek az erők is az adott szögsebesség esetén állandóak, ezért esetünkben:

$$P = F_r \quad (5.103)$$

A dinamikus csapágyterhelés minden csapágyunkra más és más. A pontos meghatározáshoz ki kell számolnunk az egyes csapágyakra ható erőket a legnagyobb terhelés esetén. Ezek az erők két hatásból származnak. Az egyik a forgórészek súlyerejéből, ami mindig függőleges irányba hat, valamint a szíjerővel ellentartó ellenerejével, aminek értékét a kötelerők határozzák meg.

#### 5.4.1 Peremes csapágyak

Az első görgőre felrajzoljuk a szíjhajtásból ébredő erőket: (Görgők számozása 24. ábra alapján történik.)



29. ábra: Szíjhajtás erői a hajtógörgön

A  $B_1$  reakcióerőt meghatározhatjuk a szögek és a kötélerek ismeretében az alábbi módon:

$$\begin{aligned} B_{1x} &= F_{t1határx} + F_{t2határx} = F_{t1határ} \cdot \cos\alpha_{1A} + F_{t2határ} \cdot \cos\alpha_{1B} = \\ &= 487,8 \text{ [N]} \cdot \cos 26,83^\circ + \cos 61,45^\circ \cdot 447,1 \text{ [N]} = \mathbf{649 \text{ [N]}} \end{aligned} \quad (5.104)$$

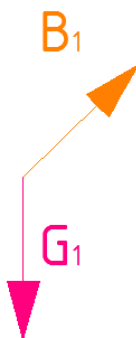
$$\begin{aligned} B_{1y} &= F_{t1határy} + F_{t2határy} = F_{t1határ} \cdot \sin\alpha_{1A} + F_{t2határ} \cdot \sin\alpha_{1B} = \\ &= 487,8 \text{ [N]} \cdot \sin 26,83^\circ + \sin 61,45^\circ \cdot 447,1 \text{ [N]} = \mathbf{613 \text{ [N]}} \end{aligned} \quad (5.105)$$

$$|B_1| = \sqrt{B_{1x}^2 + B_{1y}^2} = \sqrt{649 \text{ [N]}^2 + 613 \text{ [N]}^2} = 893 \text{ [N]} \quad (5.106)$$

Az erő irányát megkapjuk:

$$\gamma_1 = \arctan \frac{B_{1x}}{B_{1y}} + 90^\circ = 136,63^\circ \quad (5.107)$$

A csapágyra ható erők vizsgálatakor ez az erő a jelenlegi hatásvonalon, de ellenkező irányba fog hatni:



30. ábra: Peremes csapágyakat érő erőhatások

Látható, hogy a csapágyra ható erő eredője kisebb lesz  $B_1$  értékénél, mert a súlyerő csökkenteni fogja  $B_1$  függőleges irányú komponensét.

Így a csapágyra ható tényleges erő kiszámítható:

$$\begin{aligned} |B_1'| &= \sqrt{B_{1x}^2 + (B_{1y} - G_1)^2} = \sqrt{649 [N]^2 + (613 [N] - 72,6[N])^2} = \\ &= \mathbf{844,5 [N]} \end{aligned} \quad (5.108)$$

Az erő hatásvonala nem befolyásolja az élettartamot, hiszen mindenképpen csak radiális irányba mutat az erő.

A választott SKF csapágy száma: FYK 20 TF. Ez egy négyzet alakú peremes Y csapágy, melyet előre zsírozva szállítanak. A csapágy adatai:

- C csapágy dinamikus alapterhebírása: 6,55 [kN]

A számolt terhelés kettő csapágy között oszlik meg, ezért a képletben megjelenik egy kettős osztó.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{egy}}\right)^p = \left(\frac{2 \cdot 6550 [N]}{844,5 [N]}\right)^3 = 933,3 \text{ millió körülfordulás} \quad (5.109)$$

$$L_{h10} = \frac{10^6 L_{10}}{3600n} = \frac{10^6 \cdot 933,3}{3600 \cdot 103,45 \left[\frac{1}{s}\right]} = 2506 [h] \quad (5.110)$$

Ez elsőre nem tűnik soknak, de napi 4 óra használat során is nagyjából 3 évig bírják a csapágyak, ez a terhelés azonban maximális kihasználás során következhet csak be, ekkor viszont a szíjat sokkal nagyobb igénybevétel éri, és várhatóan előbb menne tönkre, mint ezek a csapágyak.

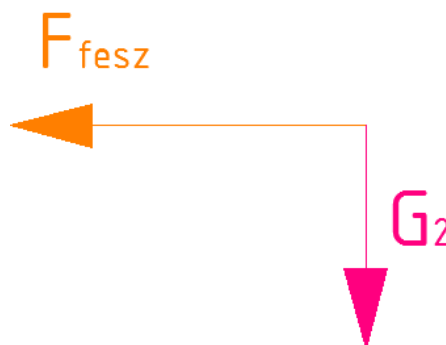
A következő görgők mindegyikében ugyanolyan SKF csapágyat helyeztünk el. A csapágy száma: 63005-2RS1, ez egy mélyhornyú golyóscsapágy, mely szintén gyárilag zsírozott. Fontos adatai:

- C csapágy dinamikus alapterhebírása: 11,2 [kN]

Az ellenőrzést nem kell elvégezni az összes görgőre, elég ha csak a legnagyobb terhelésűre tesszük ezt meg, ezért minden csapágyra ható erőt kiszámolunk, majd a legnagyobbra ellenőrizzük.

## 5.4.2 Mélyhornyú golyóscsapágyak

A második görgőre külső erőként a feszítés tart ellen a szíjérvével. Ennek vektorábráját már korábban felrajzoltam, így most csak a csapágyra ható reakciókat rajzoljuk fel.



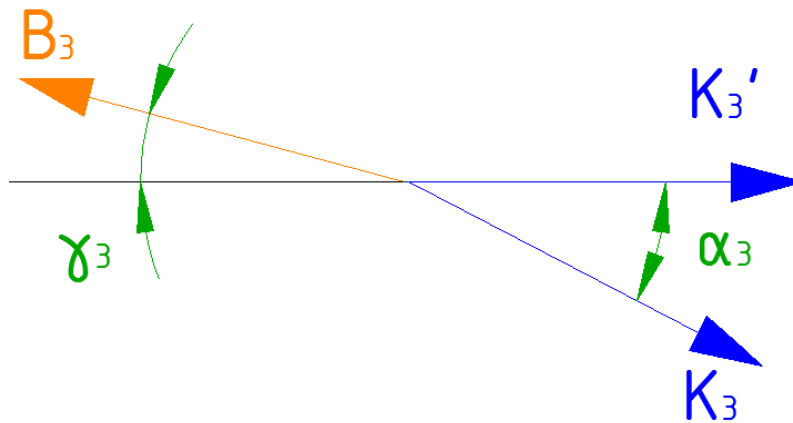
31. ábra: Feszítögörgő csapágyazására ható erők



A csapályakra ható erő számolható:

$$|F_{feszt}| = \sqrt{F_{feszt}^2 + (G_2)^2} = \sqrt{1046 [N]^2 + (12,4[N])^2} \cong \mathbf{1046N} \quad (5.111)$$

A harmadik görgőre ki kell számolni a reakcióerőt:



32. ábra: Szíjerők a harmadik görgőn (terelőgörgő)

A  $B_3$  reakcióerőt meghatározhatjuk a szögek és a kötélerek ismeretében az alábbi módon:

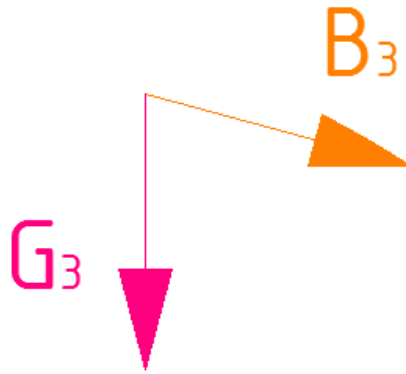
$$\begin{aligned} B_{3x} &= K_{3határx} + K_{3határ'} = K_{3határ} \cdot \cos\alpha_3 + K_{3határ}' = \\ &= 919 [N] \cdot \cos 27,79^\circ + 919 [N] = \mathbf{1732 [N]} \end{aligned} \quad (5.112)$$

$$\begin{aligned} B_{3y} &= K_{3határy} = K_{3határ} \cdot \sin\alpha_3 = \\ &= 919 [N] \cdot \sin 27,79^\circ = \mathbf{428 [N]} \end{aligned} \quad (5.113)$$

$$|B_3| = \sqrt{B_{3x}^2 + B_{3y}^2} = \sqrt{1732 [N]^2 + 428 [N]^2} = \mathbf{1784 [N]} \quad (5.114)$$

Az egyenletben  $K_3$  és  $K_3'$  nagysága megegyezik, hiszen a görgőkön a súrlódást elhanyagoltam. Az elhanyagolás miatt mindenképp „jó irányba” tévedek, hiszen kisebb erők jönnének ki, ha súrlódással számolnék. A  $K_3'$  hatásvonala vízszintes nagysága megegyezik  $K_1$  értékével, vagyis 919 N-nal.

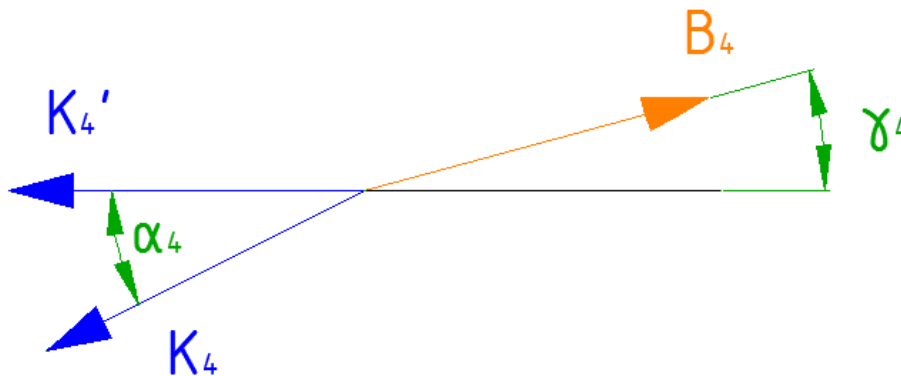
A csapályakra ható erő számolható, ha a forgórész tömegéből adódó súlyerőt is figyelembe vesszük:



33. ábra: A harmadik görgő (terelőgörgő) csapágyazására ható erők

$$|\underline{B}_3| = \sqrt{B_3^2 + (G_3)^2} = \sqrt{1784 [N]^2 + (12,4[N])^2} \cong \mathbf{1784 [N]} \quad (5.115)$$

A negyedik görgőre ki kell számolni a reakcióerőt:



34. ábra: Szíjerök a negyedik görgőn(terelőgörgő)

A  $B_4$  reakcióerőt meghatározhatjuk a szögek és a kötélerek ismeretében az alábbi módon:

$$\begin{aligned} B_{4x} &= K_{4határx} + K_{4határ'} = K_{4határ} \cdot \cos\alpha_4 + K_{4határ'} = \\ &= 919 [N] \cdot \cos 26,83^\circ + 919 [N] = \mathbf{1739 [N]} \end{aligned} \quad (5.116)$$

$$\begin{aligned} B_{4y} &= K_{4határy} = K_{4határ} \cdot \sin\alpha_4 = \\ &= 919 [N] \cdot \sin 26,83^\circ = \mathbf{415 [N]} \end{aligned} \quad (5.117)$$

$$|\underline{B}_4| = \sqrt{B_{4x}^2 + B_{4y}^2} = \sqrt{1739 [N]^2 + 415 [N]^2} = \mathbf{1788 [N]} \quad (5.118)$$

Az egyenletben  $K_4$  és  $K_4'$  nagysága megegyezik, hiszen a görgőkön a súrlódást elhanyagoltam. Az elhanyagolás miatt mindenképp „jó irányba” tévedek, hiszen kisebb erők jönnének ki, ha súrlódással számolnék. A  $K_4'$  hatásvonala vízszintes nagysága megegyezik  $K_3'$  értékével, vagyis 919 N-nal.

A csapágyakra ható erő számolható, ha a forgórész tömegéből adódó súlyerőt is figyelembe vesszük:

$$|B_4'| = \sqrt{B_4^2 + (G_4)^2} = \sqrt{1788 [N]^2 + (12,4[N])^2} \cong \mathbf{1788 [N]} \quad (5.119)$$

A három csapágypárra ható erő közül a számítás szerint ez utóbbiban ébrednek a legnagyobb erők. A valóságban ez nem így lesz, hiszen mindenképp van valamennyi súrlódási veszteség a görgőkön, vagy a felső alumínium lemez között. Azonban ha számításainkat erre a nagy erőre végezzük el, és a csapágyaink így is megfelelő élettartamot elbírnak, akkor a szerkezetünk biztosan megfelel.

A számolt terhelés kettő csapágy között oszlik meg, ezért a képletben megjelenik egy kettes osztó.

$$L_{10golyós} = \left(\frac{C}{P_{egy}}\right)^p = \frac{2 \cdot 11200 [N]}{1788 [N]}^3 = 1966 \text{ millió körülfordulás} \quad (5.120)$$

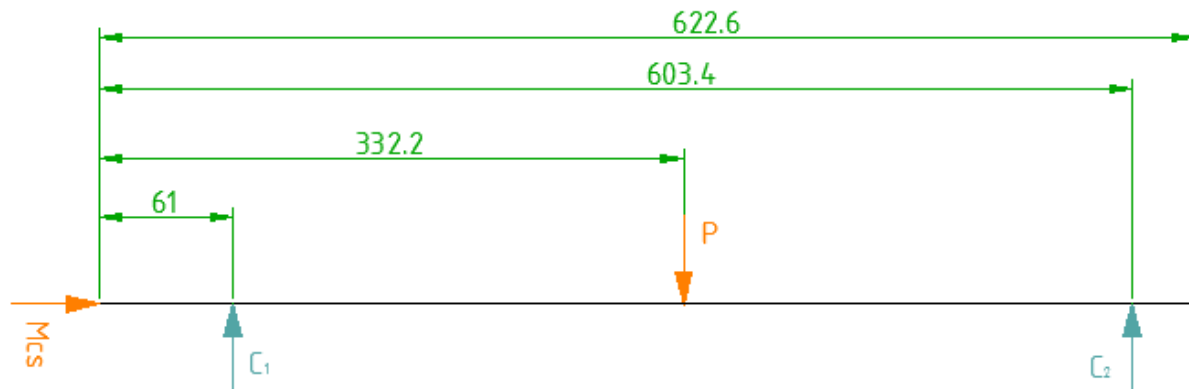
$$L_{h10golyós} = \frac{10^6 L_{10}}{3600n} = \frac{10^6 \cdot 1966}{3600 \cdot 206,9 \left[\frac{1}{s}\right]} = 2640 [h] \quad (5.121)$$

Ez az érték nagyságrendileg ugyan akkora, mint a peremes csapágyra számolt érték, azonban üzemi körülmények között ennek többszörösét is meg tudják tenni. Így kijelenthető, hogy a csapágyak választása megfelelő volt. [15]

## 5.5 Tengelyek ellenőrzése

### 5.5.1 Forgó tengely ellenőrzése:

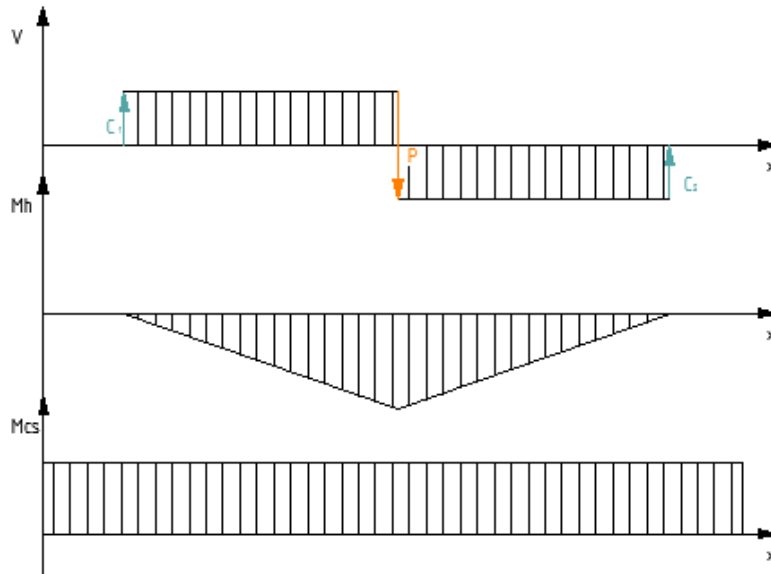
Az első tengelyünkre ható erőket érdemes felrajzolni, és ebből kiindulva elkezdni az ellenőrzést, és az igénybevételek számítását.



35. ábra: Forgó tengelyre (hajtógörgő) ható erők, nyomatékok

Az ábra alapján felrajzolhatóak az igénybevételi ábrák. Tudjuk, hogy a csapágyakon, így a tengelyen sem ébred axiális irányú húzó, vagy nyomóerő. A szerkezetre csak a szíjon átadódó nyíróerő, illetve a csavaró nyomaték hat. A szíj által biztosított erő felvételekor meg kellett fontolni, hogy mikor érünk el jobb eredményeket, ha megoszló terhelésként, vagy koncentrált erőként vesszük figyelembe, én utóbbi mellett döntöttem, mivel a görgősség miatt a görgő közepén nagyobb erők ébrednek mint a szélein.

Így az igénybevételi ábrák:



36. ábra: Forgó tengely igénybevételi ábrái

Az igénybevételek függvénnyel kifejezve az alábbi szakaszok szerint.

1. szakasz  $0\text{mm} < x < 61\text{mm}$
2. szakasz  $61\text{mm} < x < 332,2\text{mm}$
3. szakasz  $332,2\text{mm} < x < 603,4\text{mm}$
4. szakasz  $603,4\text{mm} < x < 622,6\text{mm}$

Nyíróerő:

1. szakasz:  $0$
2. szakasz:  $V = C_1$
3. szakasz:  $V = C_1 - P$
4. szakasz:  $V = C_1 - P + C_2 = 0$

Hajlító nyomaték:

1. szakasz:  $0$
2. szakasz:  $M_h = -C_1 \cdot (x - 61)$
3. szakasz:  $M_h = -C_1 \cdot (x - 61) + P \cdot (x - 332,2)$
4. szakasz:  $M_h = -C_1 \cdot (x - 61) + P \cdot (x - 332,2) - C_2 \cdot (x - 603,4) = 0$

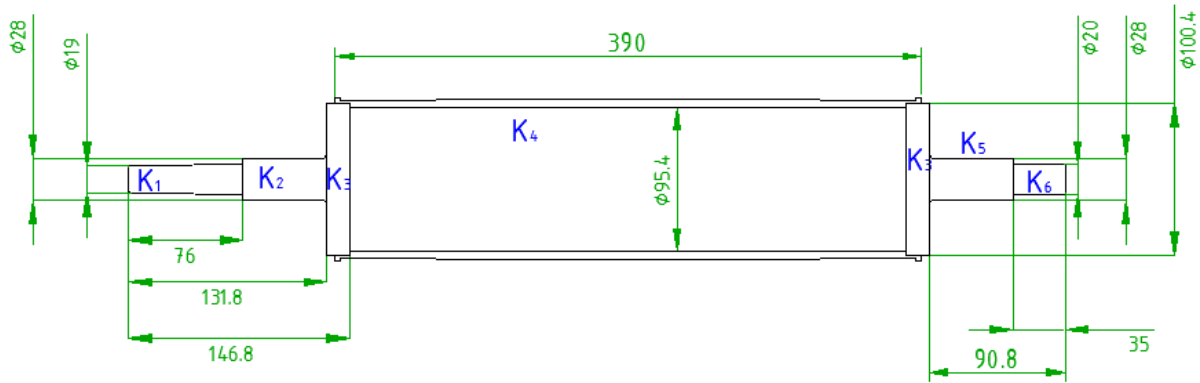
A függvényekben szereplő  $P$  erő, az 5.4.1. fejezetben kiszámolt  $B_1'$  erővel egyenlő.  $C_1$  és  $C_2$  pedig ennek a fele, hiszen hatásvonaluk ugyanolyan távol van  $B_1'$  hatásvonalától, valamint a tengely egyensúlyban van.

Csavaró nyomaték:

Minden szakaszon állandó. Méghozzá a motor nyomatéka határozza meg a legnagyobb értéket.

A továbbiakban vizsgáljuk meg a különböző poláris másodrendű nyomaték, és a másodrendű nyomatékok értékeit a tengely különböző részeire. A tengelyem nagy bonyolultsága miatt, és az összetett igénybevétel miatt nem egyértelmű, hogy hol lesz a szűk keresztmetszet.

A tengely felosztását az alábbi módon hajtottam végre:



37. ábra: Forgó tengely méretei, felosztása

Ahol a K-val jelölt részek jelentik a különböző keresztmetszetű részeket.

A tömör tengelyrészekre alkalmazható képlet poláris keresztmetszeti tényező esetén:

$$K_{pn} = \frac{d_n^3 \pi}{16} \quad (5.122)$$

Keresztmetszeti tényező esetén pedig.

$$K_n = \frac{d_n^3 \pi}{32} \quad (5.123)$$

Csövek esetén a képletek megváltoznak, és megjelenik benne a külső, és belső átmérő is. A görgőm hordóssága miatt a legvékonyabb helyre számolom ki a nyomatékokat.  $d_{széles} = 104\text{mm}$

Poláris keresztmetszeti tényező esetén:

$$K_{p4} = \frac{(d_{széles}^4 - d_4^4) \pi}{32} \frac{2}{d_{széles}} \quad (5.124)$$

Keresztmetszeti tényező esetén:

$$K_4 = \frac{(d_{széles}^4 - d_4^4) \pi}{64} \frac{2}{d_{széles}} \quad (5.125)$$

Az ábráról leolvashatóak az átmérő adatok. A számításokat elvégezve, az eredményeket táblázatba foglaltam.

jel	érték	mérték
K <sub>1</sub>	785,398	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>2</sub>	2155,133	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>3</sub>	99357,59	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>4</sub>	32241,67	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>5</sub>	2155,133	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>6</sub>	785,3982	[mm <sup>3</sup> ]

jel	érték	mérték
K <sub>p1</sub>	1570,796	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>p2</sub>	4310,265	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>p3</sub>	198715,2	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>p4</sub>	64483,35	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>p5</sub>	4310,265	[mm <sup>3</sup> ]
K <sub>p6</sub>	1570,796	[mm <sup>3</sup> ]

5. táblázat: Keresztmetszeti tényezők értékei

A csavarásból származó csavaró feszültség kiszámítása inentől egyszerűen megvalósítható, felhasználva az alábbi összefüggést:

$$\tau_{ncs} = \frac{M_{cs}}{K_{pn}} \quad (5.126)$$

A csavaró nyomaték helyébe a motorról levehető legnagyobb nyomatékot írok, melynek értéke 3,5 Nm. Ezzel kiszámolva az ébredő csavaró feszültségek értékei a következők:

jel	érték	mérték
$\tau_{1cs}$	2,36	[MPa]
$\tau_{2cs}$	0,86	[MPa]
$\tau_{3cs}$	0,02	[MPa]
$\tau_{4cs}$	0,06	[MPa]
$\tau_{5cs}$	0,86	[MPa]
$\tau_{6cs}$	2,36	[MPa]

6. táblázat: Csúsztatófeszültségek a forgó tengelyen

A hajlító nyomatékból származó hajlítófeszültség számításánál figyelembe kell venni, hogy a tengely melyik x koordinátájánál figyeljük a feszültséget. Ehhez a meghatározott függvényeket hívjuk segítségül, még hozzá azokban a pontokban, ahol a keresztmetszeti tényező (Csavaró feszültség) értéke változik.

Az adott helyen ható hajlító nyomatékot megkapjuk, ha a kívánt x koordinátát behelyettesítjük, a megfelelő egyenletbe. Ha ismerjük a ponthoz tartozó hajlító nyomatékot, akkor a keresztmetszeti tényező értékével kiszámolhatjuk a hajlítófeszültség nagyságát.

Az első lehetséges eset  $x=76$  mm-nél adódhat. Itt ütközik fel az egyik csapágy a tengelycsonkra. Ebben a keresztmetszetben a csavaró nyomaték a legnagyobb, azonban az alátámasztáshoz nagyon közel van, ezért a hajlító nyomatékból származó hajlítófeszültség várhatóan alacsony lesz.

A pontban a hajlító nyomaték nagysága:

$$\begin{aligned} M_{h1} &= -C_1 \cdot (x - 61) = 422,5 [N] \cdot (76[mm] - 61[mm]) = 6337,5 [Nmm] = \\ &= 6,337[Nm] \end{aligned} \quad (5.127)$$

Így a hajlítófeszültség nagysága meghatározható:

$$\sigma_{1hajl} = \frac{M_{h1}}{K_1} = \frac{6337,5 [Nmm]}{785,393[mm^3]} = 8,069 [MPa] \quad (5.128)$$

Ha az adott koordinátára ismerjük mindkét nyomaték értékét, akkor meghatározhatjuk az összetett igénybevételt is. Az összetett feszültség meghatározásakor Huber-Mises-Hencky elméletét használjuk, mely szerint:

$$\sigma_{nred} = \sqrt{\sigma_{nhajl}^2 + 3\tau_{ncs}^2} \quad (5.129)$$

Az első pontban az értéke:

$$\sigma_{1red} = \sqrt{8,069 [MPa]^2 + 3 \cdot 2,36 [MPa]^2} = 9,04 [MPa] \quad (5.130)$$

A veszélyes keresztmetszet meghatározására ezeket a számításokat a többi pontban is el kell végezni. A kiszámolt értékeket táblázatba foglalva:

x	M <sub>h</sub>	mérték	σ <sub>nhajl</sub>	σ <sub>nred</sub>	mérték
76	-6,33	[Nm]	-8,06	9,04	[MPa]
131,8	-29,90	[Nm]	-13,87	13,95	[MPa]
146,8	-36,23	[Nm]	-0,36	0,37	[MPa]
332,2	-114,51	[Nm]	-3,55	3,55	[MPa]
531,8	-30,23	[Nm]	-14,03	14,11	[MPa]
587,6	-6,67	[Nm]	-8,49	9,42	[MPa]

7. táblázat: Redukált feszültségértékek a forgó tengelyen

A kiszámolt értékek alapján megállapítható, hogy a tengely veszélyes keresztmetszete x=531,8mm-nél van. Az itt fellépő igénybevétel azonban jóval elmarad a megengedett feszültségtől melynek értékei S235 acél esetén 235 [MPa].

Kiszámolhatjuk a meghajtó tengelyre a biztonsági tényezőt:

$$n_{hajtótengely} = \frac{\sigma_{meg}}{\sigma_{sred}} = \frac{235 [MPa]}{14,11 [MPa]} = 16,65 \quad (5.131)$$

Megállapíthatjuk, hogy a tengely szilárdságilag még ebben a valóságos terhelésnél nagyobb terhelés esetén is megfelel.

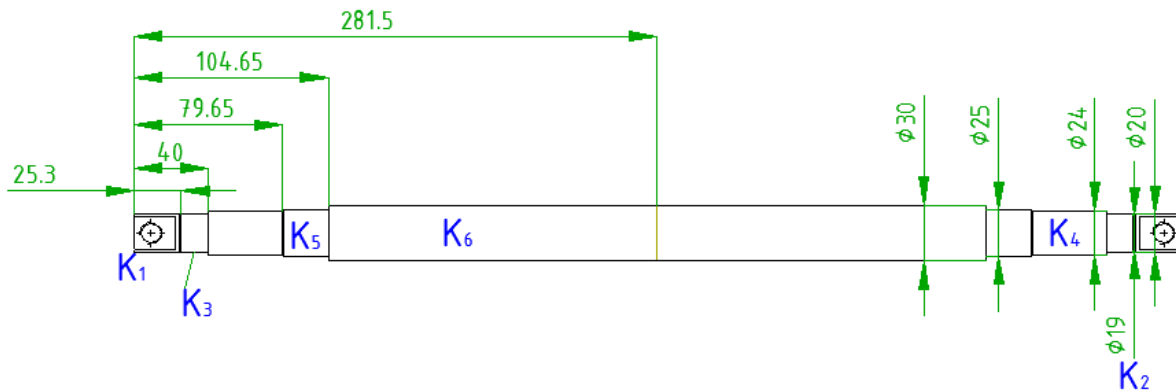
### 5.5.2 Álló tengelyek ellenőrzése:

Az álló tengelyek közül két különböző kialakításúval találkozhatunk. A feszítőgörgő tengelye hosszabb, és tartalmaz kisebb átmérőjű részeket, ahol a keresztmetszeti tényezők kisebbek, ezáltal nagyobb a feszültség. Ezek a kisebb átmérők viszont a tengely végéhez nagyon közel helyezkednek el, ahol a hajlító nyomaték értéke már nem olyan számottevő.

#### Feszítőtengely

Itt az eredő igénybevétel kiszámítása már nehezebb, hiszen a hajlításból származó feszültségek többtengelyűek, hiszen a tengelyre több irányú erő is hat. Független irányban hat a tengely és a forgórész súlyereje. Erre merőlegesen pedig szintén nyíróerőként hat a feszítőerő, ami a feszítés bevezetésének helyén ébred, és a csapágyaknál kiegyenlítődik. A csavarónyomaték erre a tengelyre nem hat, így a csavarásból származó feszültség nulla. Bonyolultságot jelenleg is a változó keresztmetszet okoz, valamint az, hogy a tengely vége nem kör keresztmetszetű. A tengelyt most is felosztottam több részre. Ezekhez a részekhez tartozó keresztmetszeti tényezőit a 8. táblázatban tüntettem fel, külön jelezve a tengelyvéghöz tartozó értékeket, aminek számítási módja más, hiszen ezt a keresztmetszetet téglatestként modelleztem. Ennek az értéknek mindkét hajlítási irányra másnak kellene lennie, de a súlyerőnek a tengely végén már nem lesz nyomatéka, így ott abból már nem származik feszültség. Ezen megfontolások után a téglalap keresztmetszeti tényezőjét számíthatjuk csak a feszítőerő hatására történő hajlítás irányára.





38. ábra: Feszítőgörgő tengely méretei, felosztása

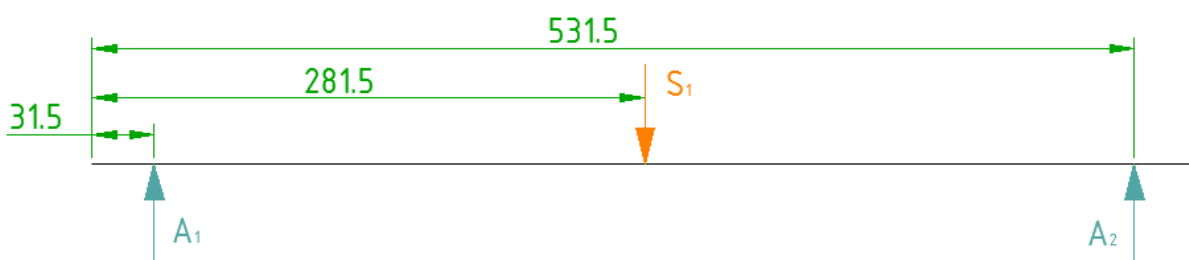
jel	érték	mérték
$K_{1F}$	213,33	[mm <sup>3</sup> ]
$K_2$	673,38	[mm <sup>3</sup> ]
$K_3$	785,40	[mm <sup>3</sup> ]
$K_4$	1357,17	[mm <sup>3</sup> ]
$K_5$	1533,98	[mm <sup>3</sup> ]
$K_6$	2650,72	[mm <sup>3</sup> ]

8. táblázat: Feszítőgörgő keresztmetszeti tényezői

$$K_{1F} = I_x \cdot z = \frac{a \cdot b^2}{6} = \frac{20[\text{mm}] \cdot 8[\text{mm}^2]}{6} = 213,33[\text{mm}^3] \quad (5.132)$$

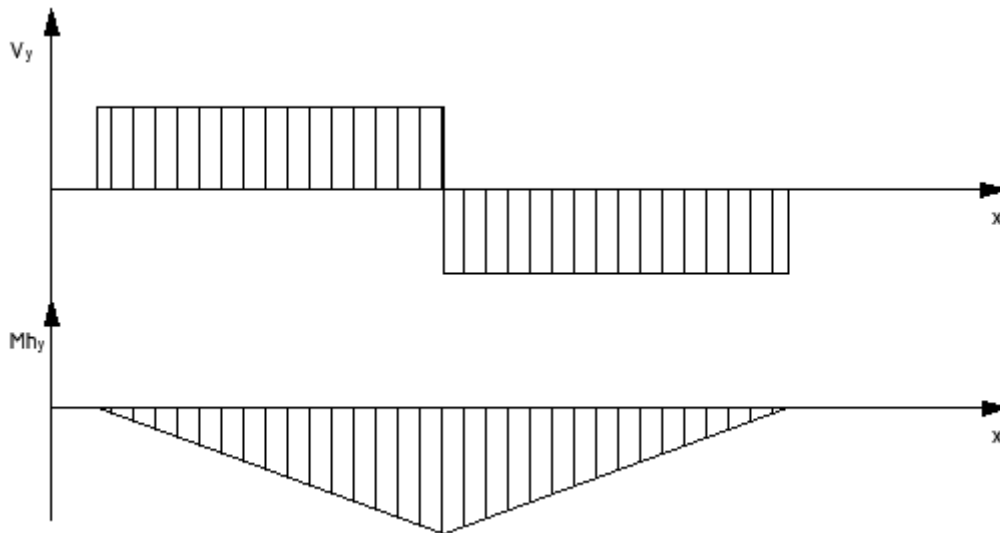
ahol a az axiális irányú méret, b pedig a vastagság.

Felrajzolva a tengelyre ható erőket: (Függőleges irány)



39. ábra: Feszítőtengelyre ható igénybevételek (függőleges)

Az 37. ábra alapján felrajzolható az igénybevételi ábrák. A függőleges terhelés a görgő súlyából származik. Az egyszerűsítés kedvéért ezt egy koncentrált terhelésnek kezeltem. Mivel a két tartóerő azonos távolságban van a szimmetriatengelytől, ezért mindkét pontban ugyanakkora irányú a súlyerő felével megegyező nagyságú ellenerő hat. A hajlító nyomatékot is ezek az erők okozzák. A nyíróerő és hajlító nyomaték függvények a következőképp néznek ki:



40. ábra: Feszítőtengely igénybevételi ábrái (függőleges)

Az igénybevételek függvénnyel kifejezve az alábbi szakaszok szerint.

1. szakasz  $0\text{mm} < x < 31,5\text{mm}$
2. szakasz  $31,5\text{mm} < x < 281,5\text{mm}$
3. szakasz  $281,5\text{mm} < x < 531,5\text{mm}$
4. szakasz  $531,5\text{mm} < x < 563\text{mm}$

Nyíróerő:

1. szakasz:  $0$
2. szakasz:  $V = A_1$
3. szakasz:  $V = A_1 - S_1$
4. szakasz:  $V = 0$

Hajlító nyomaték:

1. szakasz:  $M_h = 0$
2. szakasz:  $M_h = -A_1 \cdot (x - 31,5)$
3. szakasz:  $M_h = -A_1 \cdot (x - 31,5) + S_1 \cdot (x - 281,5)$
4. szakasz:  $M_h = -A_1 \cdot (x - 31,5) + S_1 \cdot (x - 281,5) + A_1 \cdot (x - 531,5) = 0$

A legnagyobb hajlításból származó feszültség ott keletkezik, ahol a legnagyobb a hajlító nyomaték és a keresztmetszeti tényező hányadosa. Mivel a keresztmetszeti tényező értéke a tengely vége felé folyamatosan csökken, a hajlító nyomaték pedig nő, ezért minden keresztmetszet változásra ki kell számítani a feszültséget.

A fentebb szereplő összefüggésekben:

$$S_1 = m_{\text{teretlogorg}} \cdot g = 4,1 [\text{kg}] \cdot 9,81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 40,2 [\text{N}] \quad (5.133)$$

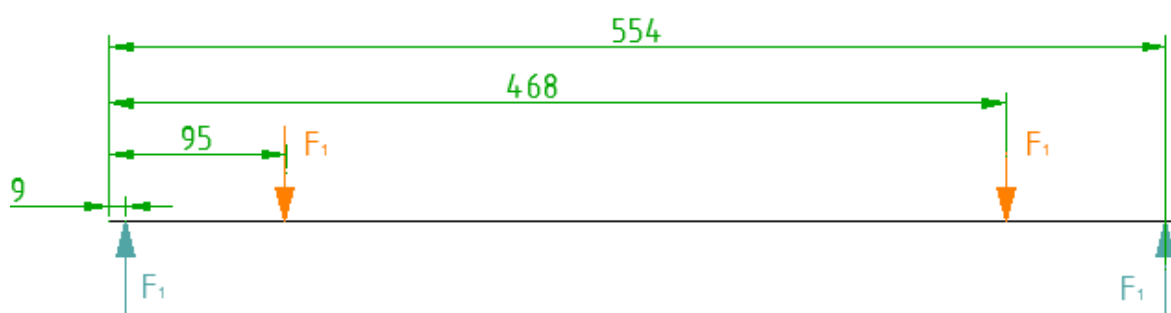
Míg a reakciója ennek az értéknek a fele, hiszen az erő és nyomatékegyensúly jelen esetben is fenn áll. ( $A_1 = 20,1 \text{ N}$ )

Az egyes keresztmetszet változásokhoz tartozó y irányú hajlító nyomatékok:

szakasz	x	$M_{hy}$	mérték	$\sigma_y$	mérték
1	20	0,00	[Nm]	0,00	[MPa]
1	25,3	0,00	[Nm]	0,00	[MPa]
2	40	-0,17	[Nm]	-0,22	[MPa]
2	79,65	-0,97	[Nm]	-0,71	[MPa]
2	104,65	-1,47	[Nm]	-0,96	[MPa]
2	281,5	-5,03	[Nm]	-1,90	[MPa]

9. táblázat: Feszítőgörgő hajlítófeszültségei I

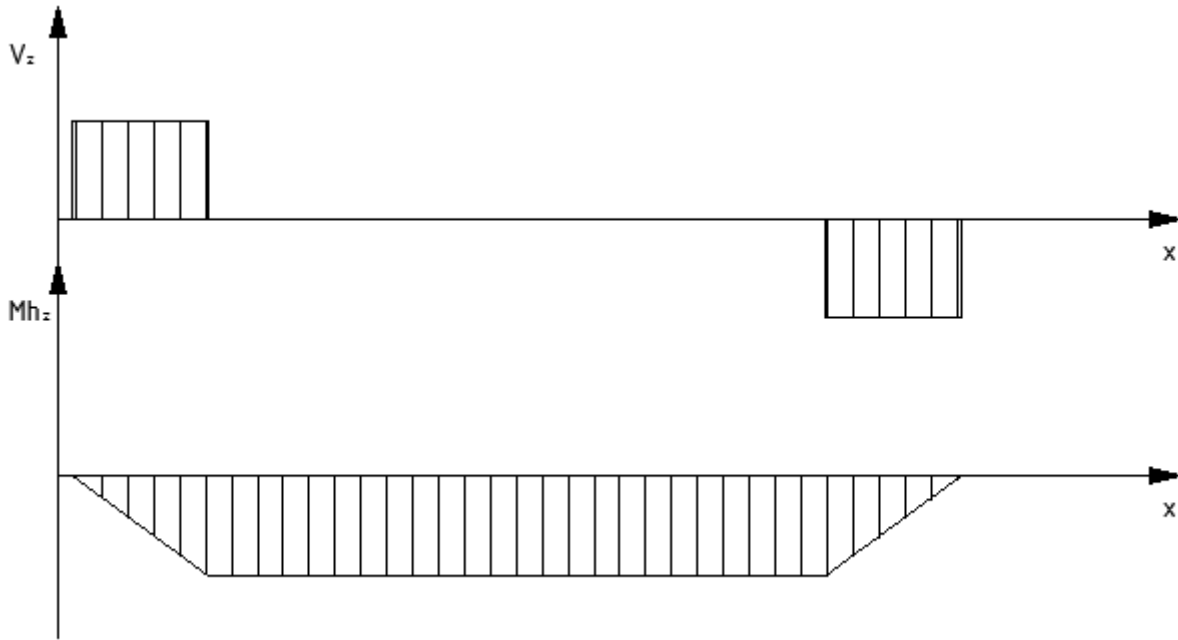
A tengelyre ható z irányú erők:



41. ábra: Feszítőtengelyre ható igénybevételek (z irány)

Az  $F_1$ -el jelölt erők a csapágy által a tengelyre ható erőhatás. Az egyszerűsítés miatt itt is koncentrált erőként veszem figyelembe. Az erő nagyságát, irányát már kiszámoltuk az 5.4.2 fejezetben. Irányultsága vehető teljesen z irányúnak. Nagysága pedig: 523 N.

Az igénybevételei ábrák:



42. ábra: Feszítőtengely igénybevételi ábrái (z irány)

Az igénybevételek függvényel kifejezve az alábbi szakaszok szerint.

1. szakasz  $0\text{mm} < x < 9\text{mm}$
2. szakasz  $9\text{mm} < x < 95\text{mm}$
3. szakasz  $95\text{mm} < x < 468\text{mm}$
4. szakasz  $468\text{mm} < x < 554\text{mm}$
5. szakasz  $554\text{mm} < x < 563\text{mm}$

Nyíróerő:

1. szakasz:  $0$
2. szakasz:  $V = F_1$
3. szakasz:  $V = F_1 - F_1 = 0$
4. szakasz:  $V = -F_1$
5. szakasz:  $0$

Hajlító nyomaték:

1. szakasz:  $M_h = 0$
2. szakasz:  $M_h = -F_1 \cdot (x - 9)$
3. szakasz:  $M_h = -F_1 \cdot (x - 9) + F_1 \cdot (x - 95)$
4. szakasz:  $M_h = -F_1 \cdot (x - 9) + F_1 \cdot (x - 95) + F_1 \cdot (x - 468)$
5. szakasz:  $M_h = -F_1 \cdot (x - 9) + F_1 \cdot (x - 95) + F_1 \cdot (x - 468) - F_1 \cdot (x - 554) = 0$

Az egyes keresztmetszet változásokhoz tartozó z irányú hajlító nyomaték:

szakasz	x	$M_{hz}$	mérték	$\sigma_z$	mérték
2	20	-5,75	[Nm]	-26,97	[MPa]
2	25,3	-8,52	[Nm]	-12,66	[MPa]
2	40	-16,21	[Nm]	-20,64	[MPa]

2	79,65	-36,95	[Nm]	-27,23	[MPa]
3	104,65	-44,98	[Nm]	-29,32	[MPa]
3	281,5	-44,98	[Nm]	-16,97	[MPa]

10. táblázat: Feszítőgörgő hajlítófeszültségei II

Az ismert értékekből most meghatározhatjuk az eredő feszültséget az alábbi képlettel:

$$\sigma_{ered} = \sqrt{\sigma_y^2 + \sigma_z^2} \quad (5.134)$$

Az egyes feszültségértékeket összehasonlítva észrevehető, hogy a súlyerő okozta hajlítás nem jelentős, sőt el is hanyagolható. Az eredményeket táblázatba foglalva az egyes keresztmetszet változásokhoz:

x	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\sigma_{ered}$	mérték
20	0,00	-26,97	<b>26,97</b>	[MPa]
25	0,00	-12,66	<b>12,66</b>	[MPa]
40	-0,22	-20,64	<b>20,64</b>	[MPa]
79	-0,71	-27,23	<b>27,24</b>	[MPa]
104	-0,96	-29,32	<b>29,34</b>	[MPa]
281	-1,90	-16,97	<b>17,07</b>	[MPa]

11. táblázat: Feszítőgörgő redukált feszültségei

A kiszámolt értékek alapján megállapítható, hogy a tengely veszélyes keresztmetszete  $x=104\text{mm}$ -nél van. Az itt fellépő igénybevétel azonban jóval elmarad a megengedett feszültségtől melynek értékei S235 acél esetén 235 [MPa].

Kiszámolhatjuk a feszítő tengelyre a biztonsági tényezőt:

$$n_{hajlítótengely} = \frac{\sigma_{meg}}{\sigma_{sred}} = \frac{235 \text{ [MPa]}}{29,34 \text{ [MPa]}} = 8 \quad (5.135)$$

Megállapíthatjuk, hogy a tengely szilárdságilag még ebben a valóságos terhelésnél nagyobb terhelés esetén is megfelel.

#### Terelőtengelyek ellenőrzése:

Mindkét tengely azonos geometriával, anyagjellemzőkkel bír, így elég csak azt a tengelyt vizsgálni, amelyiken nagyobb a terhelés. Ezt könnyen megállapíthatjuk, hogy ha a csapágyakra ható erőket összehasonlítjuk, hiszen a tengely súlyából származó erő mindkét tengely esetén egyenlő. A csapágyakra ható erők 5.4.2 fejezet alapján:

$$B_3 = 1084 \text{ [N]} < B_4 = 1088 \text{ [N]} \quad (5.136)$$

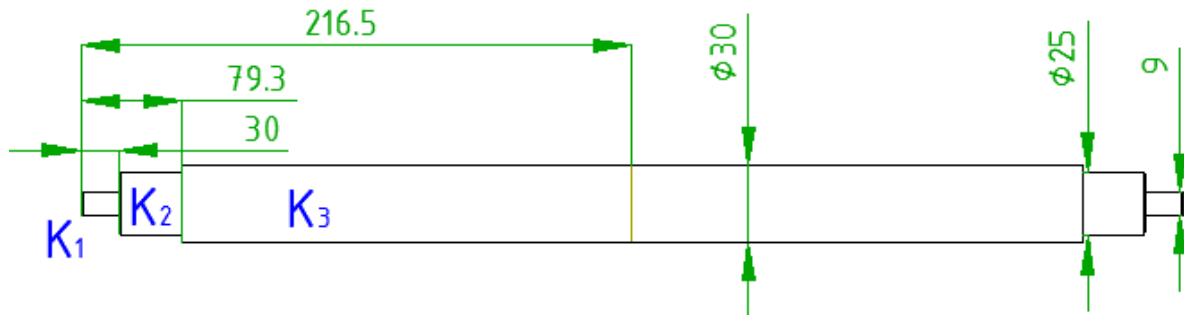
$$F_2 = 869,5 \text{ [N]}$$

$$F_3 = 207,5 \text{ [N]}$$

$$S_2 = m_{feszgorg} \cdot g = 3,7 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] = 36,3 \text{ [N]} \quad (5.137)$$

A kicsi különbség egyben jelenti azt, hogy körülbelül ugyanakkora feszültség fog ébredni a tengelyen. Az ismert erőt fel kell bontani y és z irányú komponensekre, hiszen megint külön fogjuk vizsgálni a két feszültségkomponenst.

A tengelyt ismét felosztottam a változó keresztmetszet szerint:



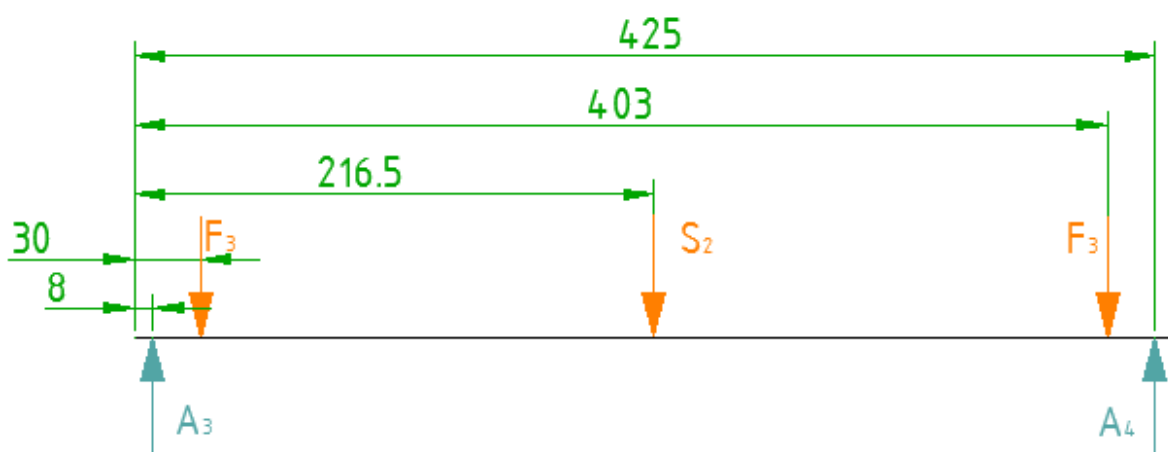
43. ábra: Terelőgörgő méretei, felosztása

A következő táblázatban a keresztmetszeti tényezők értékei vannak feltüntetve.  $K_1$  esetén két érték került megadásra, hiszen a téglatestnek változik a másodrendű nyomatéka a hajlítás irányának függvényében.

jel	érték	mérték
$K_{1F}$	480,00	[mm <sup>3</sup> ]
$K_{1S}$	270,00	[mm <sup>3</sup> ]
$K_2$	1533,98	[mm <sup>3</sup> ]
$K_3$	2650,72	[mm <sup>3</sup> ]

12. táblázat: Terelőgörgő keresztmetszeti tényezői

Először vizsgáljuk meg az y irányú komponenseket

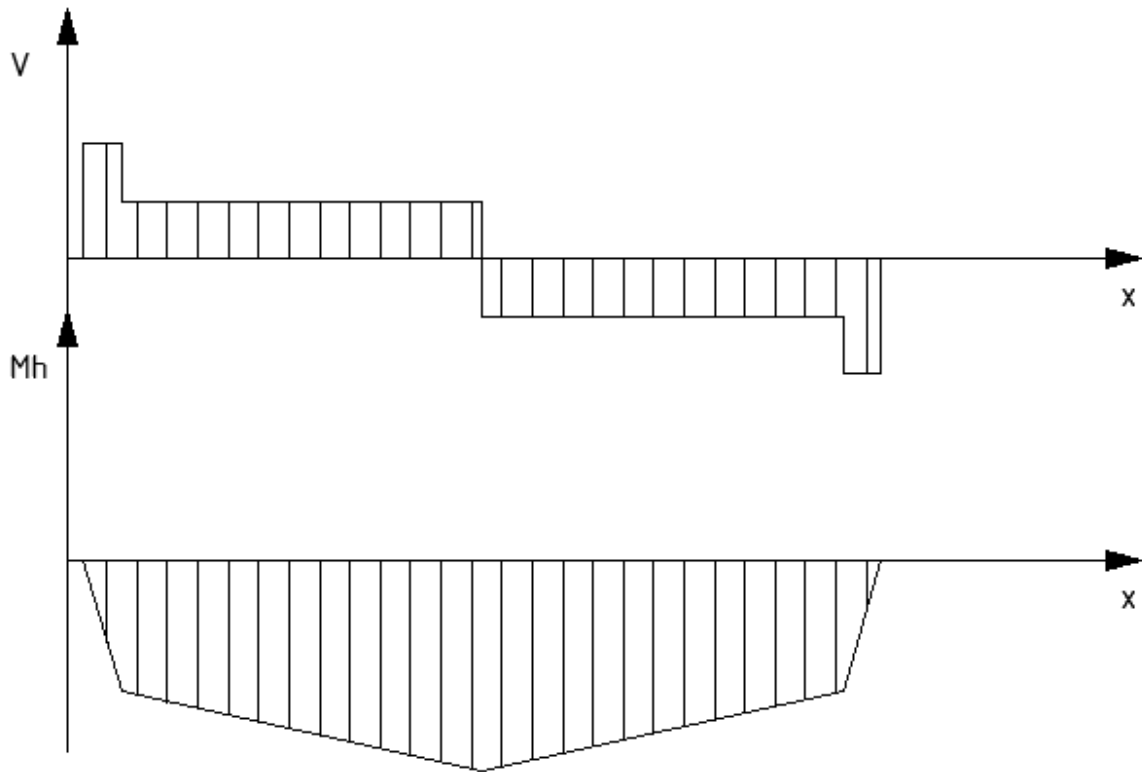


44. ábra: Terelőgörgőre ható terhelések (függőleges irány)

Mivel az erő és nyomatékegyensúly is fenn áll, ezért  $A_3$  értéke könnyen számolható:

$$A_3 = \frac{S_2}{2} + F_3 = \frac{36,3 \text{ [N]}}{2} + 207,5 \text{ [N]} \cong 226 \text{ [N]} \quad (5.138)$$

Az igénybevételi ábrák a következőképp néznek ki:



45. ábra: Terelőgörgő igénybevételei ábrái (függőleges irány)

Az igénybevételek függvénnel kifejezve az alábbi szakaszok szerint.

1. szakasz  $0\text{mm} < x < 8\text{mm}$
2. szakasz  $8\text{mm} < x < 30\text{mm}$
3. szakasz  $30\text{mm} < x < 216,5\text{mm}$
4. szakasz  $216,5\text{mm} < x < 403\text{mm}$
5. szakasz  $403\text{mm} < x < 425\text{mm}$
6. szakasz  $425\text{mm} < x < 433\text{mm}$

Nyíróerő:

1. szakasz:  $0$
2. szakasz:  $V = A_3$
3. szakasz:  $V = A_3 - F_3$
4. szakasz:  $V = A_3 - F_3 - S_2$
5. szakasz:  $V = A_3 - F_3 - S_2 - F_3$
6. szakasz:  $V = A_3 - F_3 - S_2 - F_3 + A_3 = 0$

Hajlító nyomaték:

1. szakasz:  $M_h = 0$
2. szakasz:  $M_h = -A_3 \cdot (x - 8)$

3. szakasz:  $M_h = -A_3 \cdot (x - 8) + F_3 \cdot (x - 30)$   
 4. szakasz:  $M_h = -A_3 \cdot (x - 8) + F_3 \cdot (x - 30) + S_2 \cdot (x - 216,5)$   
 5. szakasz:  $M_h = -A_3 \cdot (x - 8) + F_3 \cdot (x - 30) + S_2 \cdot (x - 216,5) + F_3 \cdot (x - 403)$   
 6. szakasz:  $M_h = -A_3 \cdot (x - 8) + F_3 \cdot (x - 30) + S_2 \cdot (x - 216,5) + F_3 \cdot (x - 403) -$

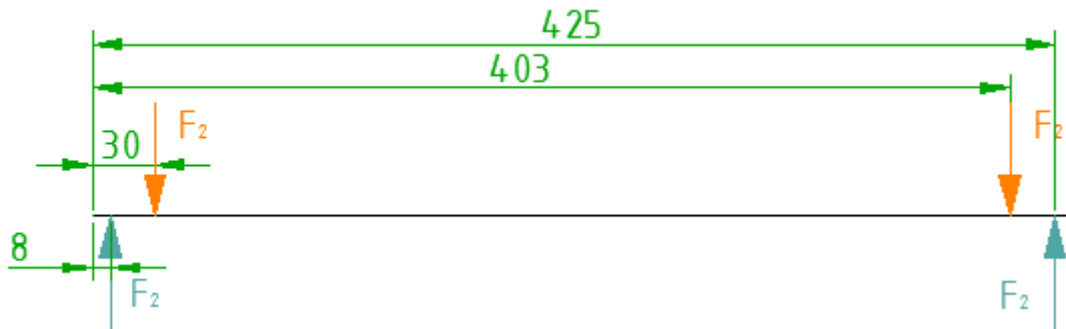
$$-A_3 \cdot (x - 425) = 0$$

Az egyes keresztmetszet változásokhoz tartozó hajlító nyomatékok a táblázatba foglalva:

szakasz	x	$M_{hy}$	mérték	$\sigma_y$	mérték
2	30	-4,97	[Nm]	-18,41	[MPa]
3	79,3	-5,88	[Nm]	-3,84	[MPa]
3	216,5	-8,42	[Nm]	-3,18	[MPa]

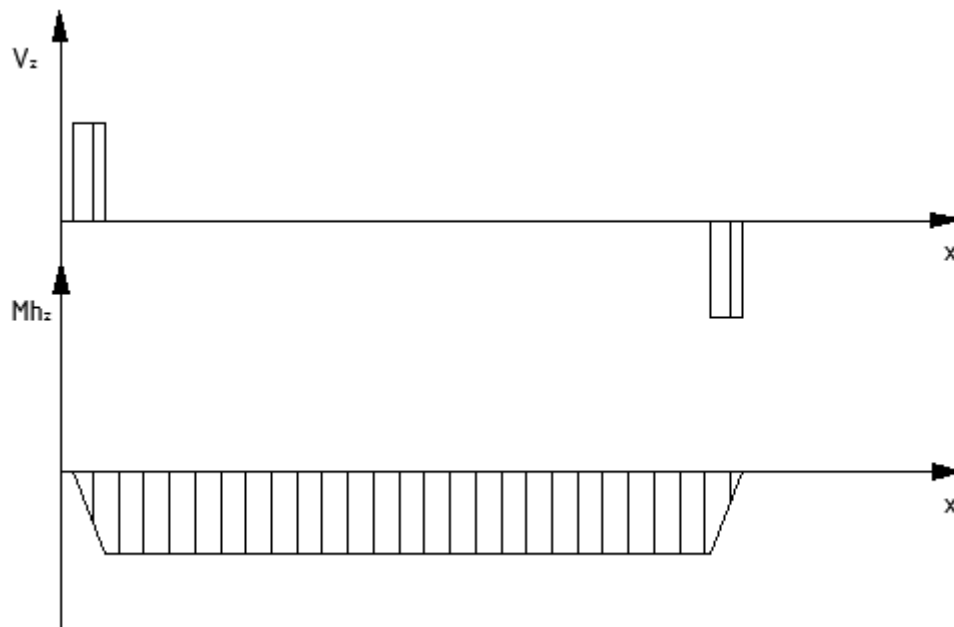
13. táblázat: Terelőgörgő hajlítófeszültségei I

A tengelyre ható z irányú erők:



46. ábra: Terelőgörgőre ható terhelések (z irány)

Az igénybevételi ábrák a következőképp néznek ki:



47. ábra: Igénybevételi ábrák (z irány)



Az igénybevételek függvénnyel kifejezve az alábbi szakaszok szerint.

1. szakasz  $0\text{mm} < x < 8\text{mm}$
2. szakasz  $8\text{mm} < x < 30\text{mm}$
3. szakasz  $30\text{mm} < x < 403\text{mm}$
4. szakasz  $403\text{mm} < x < 425\text{mm}$
5. szakasz  $425\text{mm} < x < 433\text{mm}$

Nyíróerő:

1. szakasz:  $0$
2. szakasz:  $V = F_2$
3. szakasz:  $V = F_2 - F_2 = 0$
4. szakasz:  $V = F_2 - F_2 - F_2$
5. szakasz:  $V = F_2 - F_2 - F_2 + F_2 = 0$

Hajlító nyomaték:

1. szakasz:  $M_h = 0$
2. szakasz:  $M_h = -F_2 \cdot (x - 8)$
3. szakasz:  $M_h = -F_2 \cdot (x - 8) + F_2 \cdot (x - 30)$
4. szakasz:  $M_h = -F_2 \cdot (x - 8) + F_2 \cdot (x - 30) + F_2 \cdot (x - 403)$
5. szakasz:  $M_h = -F_2 \cdot (x - 8) + F_2 \cdot (x - 30) + F_2 \cdot (x - 403) + F_2 \cdot (x - 425)$

Az egyes keresztmetszet változásokhoz tartozó hajlító nyomatékok a táblázatba foglalva:

szakasz	x	$M_{hz}$	mérték	$\sigma_z$	mérték
2	30	-19,13	[Nm]	-39,85	[MPa]
3	79,3	-19,13	[Nm]	-12,47	[MPa]
3	216,5	-19,13	[Nm]	-7,22	[MPa]

14. táblázat: Terelőgörgő hajlítófeszültségei II

Mindkét feszültségkomponens  $x=30$  mm-nél a legnagyobb így a veszélyes keresztmetszett ott lesz. Az itt keletkező hajlítófeszültség pedig:

$$\begin{aligned} \sigma_{ered} &= \sqrt{\sigma_y^2 + \sigma_z^2} = \sqrt{(-4,97 \text{ [MPa]})^2 + (-38,85 \text{ [MPa]})^2} = \\ &= \mathbf{39,16 \text{ [MPa]}} \end{aligned} \quad (5.138)$$

Kiszámolhatjuk a feszítő tengelyre a biztonsági tényezőt:

$$n_{hajlítótengely} = \frac{\sigma_{meg}}{\sigma_{ered}} = \frac{235 \text{ [MPa]}}{39,16 \text{ [MPa]}} = 6 \quad (5.139)$$

Megállapíthatjuk, hogy a tengely szilárdságilag még ebben a valóságos terhelésnél nagyobb terhelés esetén is megfelel. A számítás 1,1 kW-os motor esetén megvalósítható maximális terhelésre vonatkozik. A rendszert egy 0,75 kW-os motor is működtetni tudná, így természetesen szilárdságilag erre a motorra is megfelelne a szerkezet, hiszen itt kisebb terhelések ébrednének. [14]

## 5.6 Szükséges alkatrészek pontos listája

Az alkatrészeket három különböző kategóriára bontottam, hogy a beszerzéskor könnyebben kiigazodjunk az alkatrészek között. Egy kategóriába kerültek a gyártandó alkatrészek. (15. táblázat) Második kategóriába a megrendelendő alkatrészek (16. táblázat), a harmadik kategóriába pedig a különböző aprócikkek, egyebek (17. táblázat).

### Gyártandó alkatrészek

Megnevezés	Db	Rajzszám	Tömeg [kg]	Szükséges anyag
Terelőgörgő tengely	2	ÁTA4SD_02_02	2,2	S235
Terelőgörgő cső	3	ÁTA4SD_02_01	1,26	S235JRH
Nyugvó oldal	1	ÁTA4SD_07_02	0,7	PMMA
Hajtott oldal kicsi	1	ÁTA4SD_07_05	0,03	PMMA
Alsó oldal	1	ÁTA4SD_07_04	1,1	PMMA
Hátsó/Első oldal	1	ÁTA4SD_07_03	0,55	PMMA
Hajtó oldal	1	ÁTA4SD_07_01	0,7	PMMA
Nyugvó oldal	1	ÁTA4SD_07_06	0,8	S235
L 45x45x3	1	ÁTA4SD_05_01	0,12	S235
Hajtó oldal	1	ÁTA4SD_07_06	0,8	S235
Hajtógörgő cső	1	ÁTA4SD_04_01	4,72	S275JRH/C45
Hajtógörgő tengely 1	1	ÁTA4SD_04_03	7,4	S235
Hajtógörgő tengely 2	1	ÁTA4SD_04_02	1,4	S235
Pozícionáló kiskocka	4	ÁTA4SD_01_01	0,25	S235
U 60x40x4	4	ÁTA4SD_01_02	0,15	S235
L 60x80x6	4	ÁTA4SD_01_03	0,12	S235
Futófelület vent.	1	ÁTA4SD_06_01	0,83	Alumínium
Futófelület hátsó	1	ÁTA4SD_06_02	2,65	Alumínium
Futófelület közép	1	ÁTA4SD_06_03	3,8	Alumínium
Feszítógörgő tengely	1	ÁTA4SD_03_01	2,6	S235
Persely	1	ÁTA4SD_03_02	0,02	PA
Motortaró lap	1	-	-	S235

15. táblázat: Gyártandó alkatrészek listája

### Megrendelő alkatrészek

Megnevezés	Típus/cikkszám	Méret	Db
Szalag	M25/09 TF	1,85m	1
Motor	Lammers	1,1 kW	1
Frekvenciaváltó	Altivar	1,1 kW	1
Peremes csapágy	FYK20TF-FYK504-YAR204-2F		2
Mélyhornyú golyós csapágy	63005-2RS1		6
Alumínium profil 30x30 8-as	3842990720	180 mm	2
Alumínium profil 30x30 8-as	3842990720	330 mm	2
Alumínium profil 30x30 8-as	3842990720	70 mm	2

Alumínium profil 30x30 8-as	3842990720	323 mm	2
Alumínium profil 30x30 8-as	3842990723	323 mm	4
Alumínium profil 30x30 8-as	3842990723	583 mm	4
Alumínium profil 30x30 8-as	3842990723	435 mm	4
Csatlakoztató kocka szett	3842519319	30x30	8
Merőleges csatlakoztató szett	3842523528	30x30	22
Rugós/Elfordulós anya	3842529296	M6	100
Csavarozható PVC sín	3842524069	2000mm	7
Tengelykapcsoló	Csillagbetétes	19mm	1

16. táblázat: Megrendelendő alkatrészek listája

### Aprócikkek

Tárgy	Db	Méret	szabvány	Megjegyzés
Rögzítőgyűrű	2	20 mm	DIN471	Külszíni (tengelyre)
Rögzítőgyűrű	6	47 mm	DIN472	Belső (Csőre)
Süllyesztett fejű menetes csavar	60	M6x16	ISO7046	felső alu lapokhoz
Hatlapfejű csavar	40	M6x16	ISO4017	Fedőlap, egyebek
Hatlapfejű csavar	4	M6x25	ISO4017	Motorhoz
Hatlapfejű anya	4	M6	ISO4032	Motorhoz
Rugós alátét	4	6	DIN127	Motorhoz
Hatlapfejű anya	12	M12	ISO4032	Feszítéshez+csapágy
Hatlapfejű csavar	2	M12x 120	ISO4017	Feszítéshez
Hatlapfejű csavar	8	M12x30	ISO4017	Csapágyakhoz
Rugós alátét	8	12	DIN127	Csapágyakhoz
Hatlapfejű csavar	12	M8x25	ISO4017	Támasztókhoz
Hatlapfejű anya	12	M8	ISO4032	Támasztókhoz
Rugós alátét	12	8	DIN127	Támasztókhoz
Belső kulcsnyílású hernyócsavar	8	M8x12	DIN913	Támasztókhoz
Belső kulcsnyílású hernyócsavar	8	M8x35	DIN913	Támasztókhoz
Sülly. fejű önmetsző csavar (ék)	100	ST5,5x13	DIN 7982 C	Felső fedelek
Hatlapfejű önmetsző csavar (ék)	200	ST4,8x13	DIN 7504 K	Alsó, Hátsó fedelek
Szilikon szalag	12	2x30	-	Oldallaphoz

17. táblázat: Aprócikkek listája

## 5.7 Végleges költségkalkuláció

A 4.2 fejezet kategóriáit alkalmazva a 18. táblázat tartalmazza a végleges költségvetést. Az acél alkatrészek megmunkálása, és a rögzítő elemek egy része még nem lett megrendelve, ezt a táblázatban dőlt betűtípussal tüntettem fel, itt az árak is tájékoztató jellegűek. Látható, hogy a táblázatban 0,75 kW-os motor és frekvenciaváltó került feltüntetésre, ennek oka, hogy eredetileg ezt a motort és frekvenciaváltót szeretnénk volna megrendelni, azonban a rendeléskor ez nem volt raktáron, később azonban kiderült, hogy mégis tudják szállítani.

Kategória	Megnevezés	Jellemző	Beszállító	Ár (bruttó)
a	Motor	Lammers 0,75 kW	Trióda motor Kft	31024
a	Tengelykapcsoló	Csillagbetétes	Trióda motor Kft	16250
b	Frekvenciaváltó	Altivar 0,75 kW	Trióda motor Kft	57298
c	Csapágyak	SKF	SKF	58590
d	Keret	Bosch elemek	Eckerle Industrie Kft	122815
e	Plexi lemezek		Innotern Kft	42938
e	<i>Acél alkatrészek</i>		<i>Függőben</i>	<i>70000</i>
f	Szalag	M25/09TF	Exias Kft	33625
g	Rugók			5980
g	Csavarok 1. rész			11500
g	<i>Csavarok 2. rész</i>		<i>Függőben</i>	<i>20000</i>
Összesen				<b>470020</b>

18. táblázat: Végleges költségkalkuláció

## 6 MŰKÖDÉST ELLENŐRZŐ TESZTMÉRÉSEK TERVEZÉSE

A berendezés helyére rögzítése előtt fontos a megfelelő szalagsebességek bekalibrálása. A jövőben tervezett méréseket mindenképpen pontosan összehangolt szalag és szélsébsesség esetén kell elvégezni, ehhez szükséges kalibrálást, feszítés beállítását célszerű még a mérőtérbe helyezés előtt elvégezni. A frekvenciaváltó segítségével, nagy pontossággal tudjuk szabályozni a motor kihajtótengelyének fordulatszámát, amiből állandósult állapotban számolható a szalag sebessége. A számítás azonban rengeteg bizonytalanságot rejt magában, hiszen nem tudunk számolni pontosan a szíj szlipjével, illetve a pontos veszteségekkel, ezért a szíj sebességét fontos kalibrációval megállapítani.

Kalibrációs eszközként nagy pontosságú mérőeszközt érdemes használni. Ez a jövőben mindenképpen egy forgásjel-adó, vagy valamilyen analóg jelet továbbító mozgásérzékelő szenzor (optikai, kapacitív) kell, hogy legyen, amivel a frekvenciaváltón és egy laptopon keresztül a pontos szabályozás is elvégezhető.

Ennek a rendszernek a kiépítése nagyon hosszadalmas, ezért a kalibrációt a tanszéken jelenleg megtalálható eszközök segítségével kellett megoldanom. A mozgásjelenségek alkalmazásra alkalmas stroboszkóp viszont teljesen megfelelt erre a célra.

Az általam vizsgálni kívánt sebességeket az NPL szélcsatorna jelenlegi vezérlése szabja meg. A ventilátor motorját jelenleg egy potenciométer segítségével vezéreljük, a mérőtérben a szél sebességét pedig a mért nyomáskülönbségből tudjuk számítani.

A próbamérések során többször lemértem az adott potenciométer állásokhoz tartozó nyomáskülönbséget, amiből számolható a légsebesség.

A mérés körülményei:

Név	Jel	Érték	Mérték
külső nyomás	$p_0$	100800	[Pa]
külső hőmérséklet	T	296,8	[K]
gázállandó	R	287	[J/kgK]

19. táblázat: A mérés körülményei

Nyomásméréshez használt eszköz: SN 013, Digitális nyomásmérő. Pontossága 2 [Pa].

A levegő sűrűsége meghatározható a laborban mért nyomásból ( $p_0$  [Pa]) és hőmérsékletből (T [K]) az alábbi képlettel: ( $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ , a levegő gázállandója)

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{100800 \text{ [Pa]}}{287 \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \right] \cdot 296,8 \text{ [K]}} = 1,183 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (5.140)$$

Az így kapott sűrűségből és a nyomáskülönbségekből meghatározható az áramlás sebessége. A nyomáskülönbségek mérésekor viszont problémát jelent, hogy nem tudjuk megmérni az járműmodellnél, csak a beépített mérési pontban. Ennek kiküszöbölésére alkalmazunk egy előre meghatározott konstans értékkel történő szorzást a lemernt nyomáskülönbségekre. Ezt a szorzótényezőt korábban meghatározták a szélcsatorna minősítésénél, ahol vizsgálták, hogy a sebesség eloszlás mennyire egyenletes a mérőtér adott keresztmetszetében, valamint meghatározták a konfúzornál mért nyomásesés és a mérőtérbeli dinamikus nyomás [p<sub>d</sub>] közötti kapcsolatot.

$$p_d = k \cdot p_{kn} \quad (5.141)$$

ahol  $k [-]$  konstans értéke 1,015.

A mérés eredményei táblázatba foglalva:

potméter	jel	mérték	mérés1	mérés2	mérés3	mérés4	mérés5
4	$p_{d4}$	[Pa]	20,4	20,5	20,1	20,7	20,3
5	$p_{d5}$	[Pa]	31,9	32,3	31,3	32,1	32,0
7	$p_{d7}$	[Pa]	63,0	63,4	62,2	63,2	62,4
8,5	$p_{d8,5}$	[Pa]	93,7	95,3	92,6	94,8	94,2
10	$p_{d10}$	[Pa]	132,8	134,5	130,4	133,7	132,5
potméter	jel	mérték	mérés6	mérés7	mérés8	mérés9	mérés10
4	$p_{d4}$	[Pa]	20,4	20,2	20,4	20,3	20,4
5	$p_{d5}$	[Pa]	32,0	31,9	31,5	31,8	31,9
7	$p_{d7}$	[Pa]	63,1	62,8	62,1	62,6	62,1
8,5	$p_{d8,5}$	[Pa]	94,1	94,0	93,6	93,6	94,0
10	$p_{d10}$	[Pa]	133,0	133,2	133,0	132,2	133,0

20. táblázat: Mérés eredményei táblázatba foglalva

Az egyes potenciométer állásokhoz elvégezve az átlagolásokat és kiszámolva a sebességeket a következő képlet szerint:

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{dn}} \quad (5.142)$$

Potméter	Átlag	Sebesség [m/s]
4	20,39	5,87
5	31,86	7,34
7	62,71	10,29
8,5	93,99	12,60
10	132,82	14,98

21. táblázat: Potenciométer állásához tartozó sebességértékek

Így a frekvenciaváltóra olyan bemeneti frekvenciákat kell beállítani ami az alábbi értékeket produkálják.

A mérés megtervezésekor különös figyelmet kell fordítani a szíj láthatóvá tételére. Mivel a szíj külső borítása sötétzöld, ezért fehér vékony jelzőcsíkok elhelyezése a legcélszerűbb. Ennek megvalósításához szigetelőszalagot használnék, hiszen ez nem befolyásol semmilyen paramétert, és adott esetben könnyen eltávolítható. Az egymástól egyenletes távolságra elhelyezett szalagokat pontosan kell felhelyezni, ezért 10 egyenlő részre osztottam fel a szíjat. Így a jelölések közötti távolság 185 [mm] lesz.

A különböző sebességértékekre meghatározható, hogy mennyi idő alatt tesz meg egy jel ekkora távolságot. Ezt az értéket az első esetre kiszámolva:

$$t_{jel10} = \frac{s_{jel}}{v_{szij10}} = \frac{0,185 [m]}{14,98 [\frac{m}{s}]} = 0,01235 [s] \quad (5.143)$$

Ebből kiszámolható a stroboszkóp beállítandó frekvenciája:

$$f_{strob 10} = \frac{1}{t_{jel10}} = 80,97 [Hz] \cong 90 [Hz] \quad (5.144)$$

A stroboszkóp beállítandó frekvencia értékeit tartalmazza a következő táblázat:

Potméter	Sebesség [m/s]	Beállítandó stroboszkóp frekvencia [Hz]
4	5,87	31,73
5	7,34	39,66
7	10,29	55,65
8,5	12,60	68,13
10	14,98	80,99

22. táblázat: Stroboszkóp beállítandó frekvenciája

A kalibrálást nagyban meggyorsítja, ha a frekvenciaváltó frekvenciáját is megbecsüljük, ezáltal meggyorsítva a megadott sebességhez tartozó frekvencia felvételét. Itt meg kell jegyezni, hogy a most következő számítás során csak becsléseket kapunk, hiszen a szíj csúszását nem tudjuk pontosan megállapítani.

A motor adatait vizsgálva rendelkezésünkre áll a forgórész fordulatszáma az 50Hz-es munkapontban, melynek értéke 2860[1/perc]. Ezzel meghatározhatjuk a motor szlipjét.

$$s_{mot} = \frac{n_1 - n}{n_1} = \frac{3000 [\frac{1}{perc}] - 2860 [\frac{1}{perc}]}{3000 [\frac{1}{perc}]} = 0,0466 = 4,66\% \quad (5.145)$$

Ez a motorra jellemző állandó érték. Ha kiszámoljuk a szíj szlipje miatt szükséges sebességet, akkor, megkapjuk a motor tengelyén kívánt fordulatszámot.

A szíj szlipjét a szakirodalmak maximum 3%-ra teszik, a számításaim szerint jelenlegi kis terhelésnél ez az érték ennek csak töredéke lesz. 5.2.4 szerint csak 0,04%, így a megbecsült frekvenciának a két szélső értékét ebből a két adatból számoltam ki.

A legnagyobb sebességre elvégezve a számítást:

$$v_{10max} = \frac{v_{szij10}}{1 - s_{szijirod}} = \frac{14,98 [\frac{m}{s}]}{1 - 0,03} = 15,44 [\frac{m}{s}] \quad (5.146)$$

$$v_{10min} = \frac{v_{szij10}}{1 - s_{valodi}} = \frac{14,98 [\frac{m}{s}]}{1 - 0,00043} = 14,99 [\frac{m}{s}] \quad (5.147)$$

A kiszámított szíjcsúszás miatti sebességnövekedést a továbbiakban elhanyagoljuk, és a kívánt sebességgel számolunk.

Ezekhez az értékekhez tartozó meghajtó görgő tengely szögsebességei:

$$\omega_{megh10max} = \frac{v_{10max}}{r_{megh}} = \frac{15,44}{0,052} = 297 \left[ \frac{rad}{sec} \right] = 2836 \left[ \frac{1}{min} \right] \quad (5.148)$$

$$\omega_{megh10min} = \frac{v_{10min}}{r_{megh}} = \frac{14,98}{0,052} = 288 \left[ \frac{rad}{sec} \right] = 2751 \left[ \frac{1}{min} \right] \quad (5.149)$$

Ezekhez az értékekhez tartozó várható motorfrekvencia értéke pedig meghatározható, ha kiszámoljuk a megkapott értékekhez tartozó szinkronfordulatszámot a motorszlip segítségével.

$$f_{szinkr10max} = \frac{\omega_{megh10max}}{1-s_{mot}} = \frac{2836 \left[ \frac{1}{min} \right]}{1-0,0466} = 2974 \left[ \frac{1}{min} \right] = 49,59 [Hz] \quad (5.150)$$

$$f_{szinkr10min} = \frac{\omega_{megh10min}}{1-s_{mot}} = \frac{2751 \left[ \frac{1}{min} \right]}{1-0,0466} = 2885 \left[ \frac{1}{min} \right] = 48,1 [Hz] \quad (5.151)$$

Tehát a frekvenciaváltó által biztosított frekvencia értéke feltehetően e két érték közé fog esni, ha a szíjat 14,98 [m/s] értékkel szeretnénk mozgatni.

A számításokat elvégeztem a többi potenciométer állásnál kapott szélsőértékekre is. Az eredményeket táblázatba foglalva:

Sebesség [m/s]	Frekvenciaváltó frekvencia min [Hz]	Frekvenciaváltó frekvencia max [Hz]
5,87	18,85	19,43
7,34	23,56	24,28
10,29	33,05	34,07
12,60	40,46	41,71
14,98	48,10	49,59

23. táblázat: Várható frekvenciatartományok

A tesztmérések elvégzése során ellenőrizhetjük a szíj melegeését. Ez jelenleg elég bizonytalanak tűnik, azonban a tesztmérések során választ kapunk majd arra a kérdésre, hogy szükséges-e egyéb kiegészítő rendszerek tervezése, mint például egy hűtést segítő ventilátor.

A csatornába helyezés után fontos ellenőrizni a határréteg eltávolításának hatékonyságát is. Ha nem megfelelő, az eredmény, akkor további berendezések tervezésére lehet szükség. Ilyen például a szállítószalag előtti elszívást megvalósító elszívó rendszer is.



## 7 TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

A megkezdett munkát mindenképpen érdemes folytatni, hiszen a szerkezet megépítése után számos célra lehet majd felhasználni.

### A rendszer intelligensé tétele:

A frekvenciaváltó lehetőséget biztosít a motor valós idejű szabályozására, egy RS485 porton keresztül. Ezt a lehetőséget kihasználva a program egy számítógép segítségével könnyedén szabályozható. A beérkező alapjel mindenképpen egy nyomás távadóról érkező jel lenne, amit a mérőtérbe kellene elhelyezni. Egy másik szenzor érzékelné a szíj mozgási sebességét, és ez lenne a szabályozójel, ami hatására módosulna a motor által kiadott frekvencia.

A megvalósítás különösen fontos a későbbiekben, hiszen a méréseknél alapfeltételnek kell lennie, hogy a szalag ugyanakkora sebességgel haladjon mint a levegő.

### A szerkezet hatásainak feltérképezése

A laborban található Lézer Dopler Anemométer segítségével fel kell térképezni a kialakított rendszer hatásosságát valamint, meg kell vizsgálni, a határréteg elszívó rendszer beépítésének lehetőségét is.

### Hallgatói mérések megtervezése:

Ha a rendszer a vártan megfelelően működik, akkor labormérések tervezhetők a mozgó talaj jelenség bemutatására. Elsősorban ellenállás tényező mérés megvalósítása jöhet szóba bizonyos járműmodelleken, melyeken lemérenék az ellenállás tényezőt álló talaj, és mozgó talaj esetében is.

### Járműmodellek körüli áramlás vizsgálata:

Egy tetszőleges járműmodell teljes körű vizsgálata a mérőtérben, az eredmények összehasonlítása egy CFD programmal szimulált eredményekkel.

## IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Dr. Felföldi László: Anyagmozgatási folyamatok tervezése Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1976.
- [2] Dr. Felföldi László: Anyagmozgatási kézikönyv Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1975.
- [3] Flow Around an Automobile Wheel Fluent.com (2002)
- [4] Greschik Gyula: Anyagmozgató gépek Tankönyvkiadó, Budapest, 1987, 3. kiadás
- [5] Greschik Gyula: Anyagmozgatógépek II. Tankönyvkiadó, Budapest, 1980.
- [6] Greschik Gyula: Válogatott fejezetek az anyagmozgatógépek köréből Tankönyvkiadó, Budapest, 1970.
- [7] Hans Kerschbaum interjú Wind Tunnel International (2009) 20-21
- [8] Hans Vogt: HORIBA Wind Tunnel Balance System for Vehicle Aerodynamic Development Wind Tunnel International (2009) 129-131
- [9] Hans Vogt: Wind Tunnel Balance System for Vehicle Aerodynamic Developments Readout 13 (2010) 28-30
- [10] Jeff Bordner: Keeping ahead of the Pack Wind Tunnel International (2009) 82-85
- [11] Dr. Kovács Attila, Molnár László, Dr. Czigány Tibor: Gépszerkezetek elemei és gépek üzemtana Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kara
- [12] Dr. Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kara
- [13] Rex Gleenslade: The Answer is Bloing int he Wind. Wind Tunnel International (2009) 14-19
- [14] Simon Vilmos, Kozma Mihály, Molnár László, Karsai Géza, Nguyen Huy Hoang, Király Csaba: Gépelemek 2. Műegyetemi Kiadó, 2010.
- [15] SKF Főkatalógus
- [16] Stuart Carver, Victor Senft: Five Key Technologies for Large-Belt, High-Speed Rolling Road Wind Tunnel Testing Wind Tunnel International (2009) 116-118
- [17] Szállítószalag hajtódobok, terelődobok és szalagvázak egységes kialakítása Építésügyi Tájékoztatási Központ, Budapest, 1983
- [18] Tatu Maeda, Yoshihiko Kondo: RTRI's Large-scale Low-noise Wind Tunnel and Wind Tunnel Tests – Review QR of RTRI, Vol. 42. No. 2. (2001)
- [19] Tervezési segédlet a „Greschik Gyula: anyagmozgatógépek I és II” című jegyzetekhez Tankönyvkiadó, Budapest, 1980.
- [20] Thomas R. Turner: A moving-belt ground plane for wind-tunnel ground simulation and results for two jet-flap configurations Langley Research Center (1967)
- [21] Tóth Sándor, Molnár László, Bisztray Sándor, Marosfalvi János: Gépelemek 1. Műegyetemi Kiadó, 2007.
- [22] Tracie Barber, Stephen Hall: Aerodynamic Ground Effect: a case-study of the integration of CFD and experiments
- [23] [www.bmwblog.com/2009/06/22/bmws-new-aerodynamic-test-center-built-in-munich/p90048215-24/](http://www.bmwblog.com/2009/06/22/bmws-new-aerodynamic-test-center-built-in-munich/p90048215-24/)
- [24] [www.bmwblog.com/2009/06/22/bmws-new-aerodynamic-test-center-built-in-munich/p90048215-23/](http://www.bmwblog.com/2009/06/22/bmws-new-aerodynamic-test-center-built-in-munich/p90048215-23/)
- [25] [www.clutchd.com/2009/10/bmws-new-wind-model-tunnel.html/](http://www.clutchd.com/2009/10/bmws-new-wind-model-tunnel.html/)
- [26] [www.szirty.uw.hu/Alapfokon/Frekivalto/frekivalto.html](http://www.szirty.uw.hu/Alapfokon/Frekivalto/frekivalto.html)
- [27] [www.windshearinc.com](http://www.windshearinc.com)
- [28] [www.recom.hu/img/csavarrugok.pdf](http://www.recom.hu/img/csavarrugok.pdf)
- [29] [www.q-tech.hu/pdf/PR/Villamos%20hajtások%20és%20mozgasvezerlok-1.pdf](http://www.q-tech.hu/pdf/PR/Villamos%20hajtások%20és%20mozgasvezerlok-1.pdf)
- [30] Dr. Lajos Tamás: Basics of vehicle aerodynamics Előadás, Római Egyetem2002

## **MELLÉKLETEK**

Mellékletek sorrendje:

1. Választott motor adatlapja. (4 oldal)
2. Választott frekvenciaváltó adatlapja. (2 oldal)
3. Választott szíj adatlapja. (1oldal)
4. Választott csapágyak adatai. (2 oldal)
5. A konstrukció rajzai:
  - a. műhelyrajzok
  - b. összeállítások
  - c. robbantott ábrák
6. A dolgozat digitális példánya DVD-n.

A rajzok számozása (példa):

**A4SD\_07\_05**

ahol:

- A4SD: Szakdolgozat
- 07: hetedik gyártmány
- 0: műhelyrajz (1=összeállítás, 2=robbantott ábra)
- 5: ötödik alkatrész