



M Ű E G Y E T E M 1 7 8 2

Futómű-dinamométer tervezése SEM járműhöz



Budapest, 2023

Szerző:

Szalai Súta

Konzulensek

Dr. Kotrocz Krisztián

Lukács Kristóf

Tartalom

Bevezetés	2
Szakirodalom áttekintés	3
Az autó hajtásrendszerének bemutatása	3
Dinamométerek	3
Fékezés típusai	4
Mérési módszerek	6
Jármű hatékonyságát befolyásoló tényezők	8
Gördülési ellenállás	8
Hajtás veszteségei	10
Követelmények	11
Konkurencia elemzés	13
dynoKRAFT S60	13
Dynojet 200i	14
Dynostar 2C MK2	15
Motor választása	16
Görgők kialakítása és csapágyazása	20
Tengely ellenőrzése	22
Tengely ellenőrzése kifáradásra	25
Hegesztések ellenőrzése	31
Csapágyazás	34
Csapágy élettartam számítása	34
Mérési elrendezés	36
Villanymotor csapágyazása	36
Nyomaték mérése	38
Fordulatszám mérése	39
Végső konstrukció	40
Összegzés	41
Hivatkozások	42

Bevezetés

Dolgozatom célja egy futómű-dinamométer tervezése, egy, a Shell Eco Marathonon résztvevő, járműhöz, a BME SharkTeam számára. Ennek a segítségével elvégzett mérések adatokkal támasztják majd alá a járművön végzett fejlesztéseket, ezzel elősegítve a csapat sikereit. Ilyen mérés a fordulatszám, nyomaték és esetlegesen egy átfolyásmérő segítségével a fogyasztás mérése. Ezekből az adatokból lehetne következtetni a motor és hajtáslánc hatékonyságára.

A követelmények pontosításához először meg kell ismernünk a verseny jellegét és a jármű fontosabb jellemzőit. A Shell Eco Marathon[1] egy nemzetközi verseny, amely az energia hatékonyságra összpontosít, és a világ egyik vezető mérnökhallgatói versenye. A verseny célja egy olyan jármű építése, amely az adott távot a lehető legkevesebb energia felhasználásával teszi meg, a megadott szabályok és előírások betartása mellett. Mivel itt nem az autó sebessége és gyorsasága a cél, hanem a hatékonyság és a minél kisebb fogyasztás elérése, ezért ez érdekes mérnöki megoldások és taktikák kitalálására ösztönzi a résztvevőket.

Egy érvényes mért kör teljesítéséhez a járműnek egy 16 kilométeres szakaszt kell teljesítenie 25 km/h-ás átlagsebességgel, közben a sebessége sosem haladhatja meg a 40 km/h-t. A legtöbb csapat által használt taktika egy rövid szakaszos, a megengedett maximum sebesség közelébe való felgyorsításból, majd egy hosszú szakaszon szabadonfutóként gurulásból és ezek ismétléséből áll. Ezzel érhető el a legkisebb fogyasztás, mivel a jármű motorja a futam nagyon kis szakaszán jár. Ezen a kis szakaszon arra kell törekedni, hogy a motornak a leghatékonyabb fordulatszám tartományon kell üzemelnie. Ennek a meghatározásához is sok adattal tud majd szolgálni ez a dinamométer.

A versenyen lehet robbanómotoros, elektromos és hidrogén üzemanyagcellás autóval indulni, ezen belül van külön prototípus és városi koncepcióautó kategória is. A dolgozatomban szereplő dinamométert elsősorban a BME Sharkteam prototípus járművéhez, Lénához (*1. ábra*) terveztem. A tervezés során ennek az autónak vettem figyelembe a geometriai méreteit és a teljesítmény karakterisztikáját. A csapat jövőjét tekintve, tervbe van véve egy városi koncepció autó tervezése is, ezért fontos szempont volt, hogy a berendezés ezzel is kompatibilis legyen.

A futam közben a legnagyobb veszteségek a gumik gördülési ellenállásából, a hajtáslánc veszteségeiből, az erőgépből keletkező veszteségekből és a légellenállásból származnak. Ezekből az első kettő csökkentéséhez hozzájárulna ennek a dinamométernek az alkalmazása. Továbbá futamok előtt a motor bemelegítéséhez, járatásához hasznát vennénk, hiszen ez is befolyásolja teljesítményét, hatékonyságát.



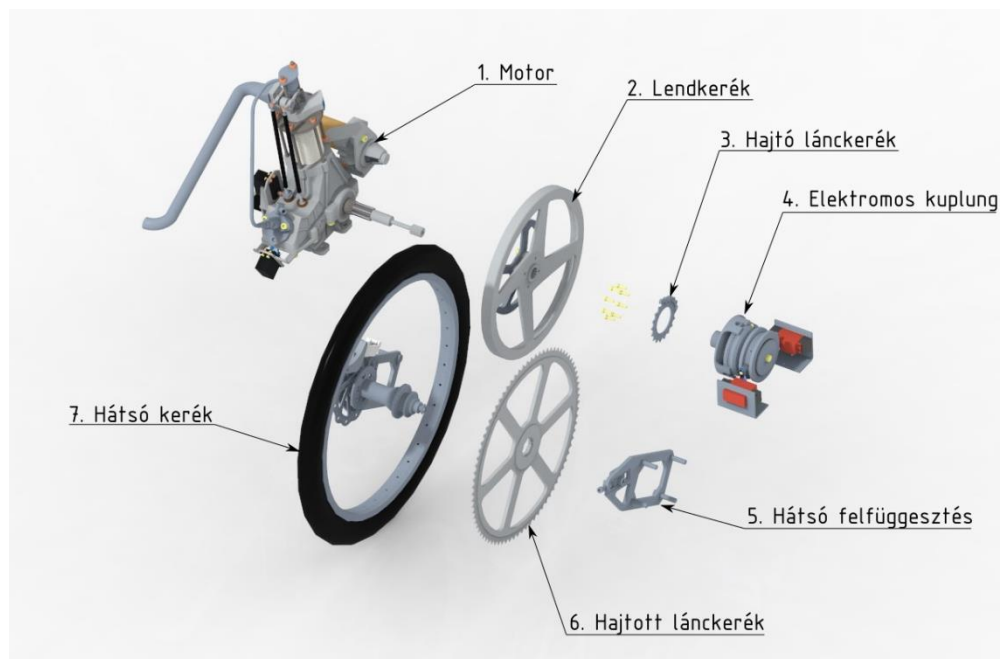
1. ábra Léna

Szakirodalom áttekintés

Az autó hajtásrendszerének bemutatása

Lénát egy egyedi tervezésű 80cm³-es egyhengeres dízelmotor hajtja, amit a versenycsapat tagjai terveztek erre az applikációra. Érdekességei, hogy ez a motor nem igényel kenést és aktív hűtést, a motor alkatrészeit kopásálló bevonatok védik a kopástól és a hőhatásoktól. Ez a motor ideális esetben akár 40-45%-os hatásfokot is elérhet.

A motor teljesítményét egy lánc közvetíti a hátsó meghajtott kerékre lassító áttétellel. A kisebb lánckereket (2. ábra 3.) egy elektromos vezérlésű súrlódólemezes kuplung (4.) kapcsolja a motorhoz. A legtöbb versenycsapat 20 colos biciklikerekeket (7.) használ a járművein, mivel ezeknek kicsi az úttal érintkező felületük. A másik oka az, hogy egyes cégek gyártanak speciális külsőgumikat ebben a méretben, kifejezetten ezekre a járművekre. Ezeknek a gumiknak az anyaga nagyon alacsony gördülési ellenállás elérését teszi lehetővé, megfelelő belső nyomás mellett (7-8 bar).



2. ábra Léná hajtásrendszere

Dinamométerek

A dinamométer egy olyan mérési berendezés, amely a vizsgált gép által kifejtett nyomatékot és teljesítményt meg tudja határozni. Ehhez szükséges a gép fékezése és az adott fordulatszámon a

kifejtett nyomaték mérése. Az iparban erre a feladatra sok különböző megoldás és konstrukció létezik. A következőkben ezeket fogom vizsgálni különböző szempontok alapján.

Fékezés típusai

A nyomaték méréshez szükséges terhelést különböző fékekkel lehet kifejtetni, amelyek alapvetően a vizsgált gép teljesítményét alakítják át hővé különböző módokon. Alább a legelterjedtebb fékezési módok alapján soroltam fel a dinamométer típusokat:

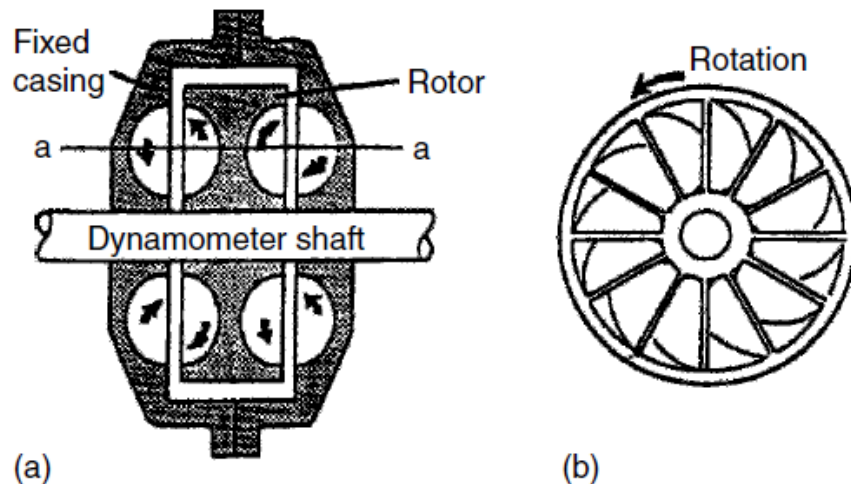
1. Hidrodinamikus dinamométerek

A hajtott tengely egy hengeres tárcsát forogat, ami egy folyadékkal megtöltött házban forog. Toroid alakú mélyedések vannak elhelyezve félig a meghajtott tárcsán, félig pedig a házban és ezek radiális irányban vannak felosztva a forgástengellyel szöget bezáró lapátokkal.

A tárcsa forgatásának hatására toroidális áramlások alakulnak ki a nyilakkal jelölt módon (3. ábra) és ez a hatás visz át nyomatékot a tengelyről a házra. Az itt kialakuló turbulens áramlások hatására nagymértékű nyírás jelenik meg a folyadékban, ami a mozgási energia hővé alakulását okozza.

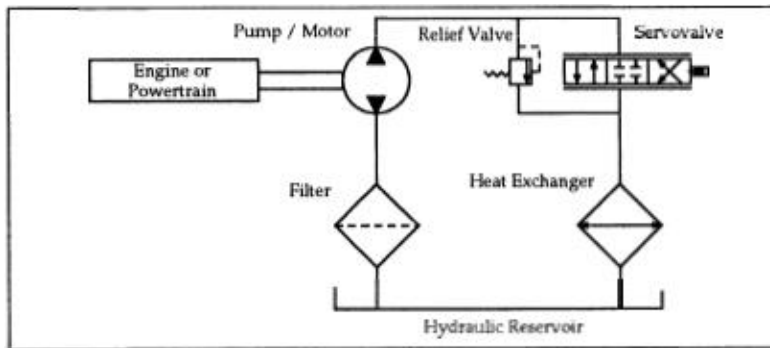
Előnye, hogy a teljesítmény felvétele során a mozgó alkatrészek minimális kopásnak és kavitációs roncsolódásnak vannak kitéve. Egyes típusai akár 1000 kw-os teljesítményig is használhatóak.

2. Hidrosztatikus dinamométerek



3. ábra Hidrodinamikus fék [2]

Ezeknél a gépeknél egy térfogat-kiszorításos szivattyú tengelyére van kapcsolva a mért motor hajtott tengelye. Ennek a pumpának a hidraulikus körébe van egy átfolyást szabályozó szelep kötve, ami a folyadék átfolyását szabályozva terheli a motort (4. ábra).



4. ábra Hidrosztatikus dinamométer sematikus ábrája [2]

Előnye, hogy álló helyzetben is képes a maximális nyomaték kifejtésére és a mért motor meghajtására is. A iparban nem elterjedt típus.

3. Elektromos motor alapú dinamométerek

Az általános működési elv, hogy a felvett teljesítmény elektromos energiává alakul, majd ez elvezetve egy ellenálláson hővé alakul.

3.1. Egyenáramú dinamométerek

Ezek forgattyúcsapon rögzített egyenáramú generátorokkal működnek. A csapos rögzítés lehetővé teszi a nyomaték mérését a generátoron. Vezérlésük legtöbb esetben egy tirisztoros áramátalakítóval történik.

Előnye a megbízható robosztus konstrukció, az egyszerű vezérlés és az, hogy terhelés mellett a mért erőgép meghajtására is képes, ami útszimulációk elvégzéséhez hasznos

Hátrányai az alacsony maximális sebesség, a nagy tehetetlenség és a korlátozott gyorsítási tulajdonságok.

3.2. Aszinkron vagy váltóáramú dinamométerek

Kalickás aszinkron motoron alapulnak, amit a tápfrekvencia változtatásával vezérelnek.

Ezek a motorok kisebb tehetetlenséggel rendelkeznek, mint az egyenáramú megfelelői, ezért kedvezőbb tranziens tulajdonságokkal rendelkeznek. Mivel váltóáramú motorra épülnek ezért robosztusok és alacsony a karbantartási igényük.

3.3. Állandó mágneses dinamométerek

A felsoroltak közül ez a legújabb technológia. Bár működésük azonos az aszinkron motorokkal, dinamikus terhelések tesztelésre alkalmasabbak a kisebb tehetetlenségük miatt. Képesek akár 160000 RPM/s-os fordulatszám gyorsulásra is [2].

3.4. Örvényáramos dinamométerek

Ezek a gépek az elektromágneses indukció elvét használják ki nyomaték kifejtésére és energia disszipálására. Működése közben egy fogas tárcsa forog vízzel hűtött magas permeabilitású lemezek között. Gyűrűs tekercsekkel indukált a forgástengellyel párhuzamos mágneses tér és a forgórész mozgásának hatására a hűtött lemezekben megnövekedik a mágneses fluxus. Ez örvényáramokat hoz létre és az energia disszipációjához vezet. Vezérlésük a tekercsekre kapcsolt áram mennyiségének szabályzásával történik.

Ezek is robusztus berendezések, vezérlésük egyszerű és kis fordulatszámon is képesek nagy nyomaték kifejtésére. A váltó és egyenáramú dinamométerekkel szembe viszont nem képesek az erőgép hajtására.

4. Súrlódó fékes dinamométerek

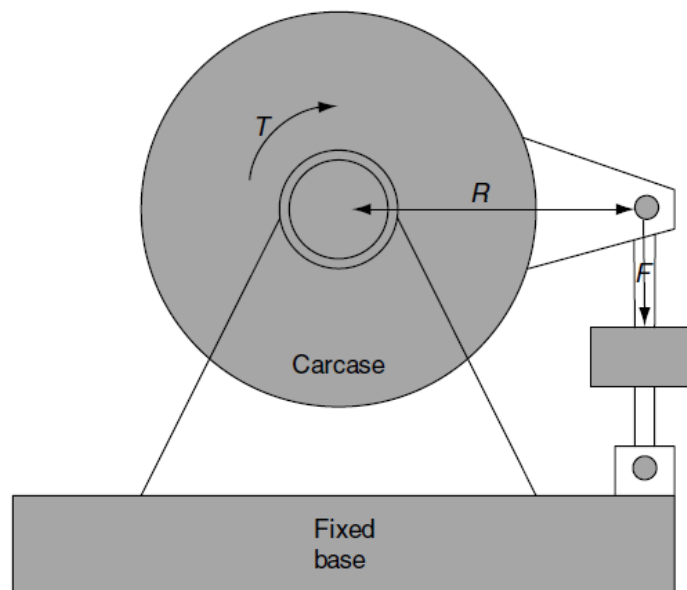
Több egymáson súrlódó tárcsa hozza létre a fékező hatást, ezek általában folyadékűtéssel vannak hűtve. Nem túl elterjedtek, főként alacsony sebességű méréseknél előnyös a használatuk. A hidrosztatikus dinamométerekhez hasonlóan képesek a maximális nyomatékuk kifejtésére álló helyzetben is.

Mérési módszerek

Az alábbiakban a nyomaték és fordulatszám mérésére elterjedt módszereket hasonlítom össze.

Nyomatékmérők

Az egyik módszerhez a nyomaték mérésére a terhelést felvevő féket, motort koaxiálisan csapokon vagy csapágyakon fogatjuk fel a gép szerkezetére. A mért erőgép nyomatékának hatására kialakuló elmozdulást egy erőmérővel gátoljuk meg a forgástengelytől meghatározott távolságra (5. ábra). Erőmérőnek leggyakrabban nyúlásmérő bélyeges erőmérő cellát használnak, mivel ez merev és így nincs szükség az erőmérő pozíciójának állítására az elfordulásból származó szöghiba korrigálására.



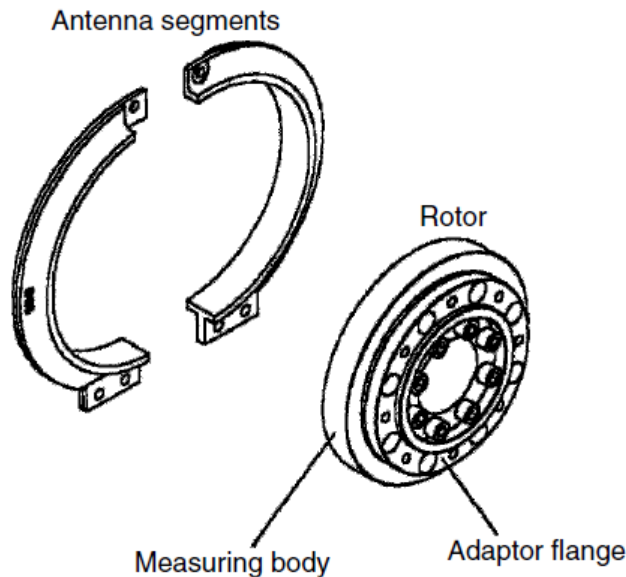
5. ábra Nyomaték mérése erőmérővel

Carcase: Csapágyazás

Fixed base: Fix alapzat

Csapágyazás alkalmazáskor figyelni kell a csapágyak statikus terhelés alatt bekövetkező maradó alakváltozásra való ellenőrzésére, brinelleződésre, mivel a csapágyak kvázi statikus elemekként vannak beépítve és a rendszerben ébredő rezgések előidézhetik ezt.

A másik elterjedt nyomaték-mérési mód az a nyomaték mérő tengelyek vagy tárcsák alkalmazása (6. ábra). Mindkettő egyenesen az erőgép és a fékező berendezés közé beépítve tud nyomatékot mérni. Ez is beépített nyúlásmérőkkel működik, az adatok gyűjtése csúszógyűrűs, vagy vezeték nélküli kommunikációval történik.



6. ábra Nyomaték-mérő tárcsa felépítése

Antenna segments: antenna szekciók

Rotor: Forgórész

Measuring body: Mérőtest

Adaptor flange: Adaptor tárcsa

Az első esetben pontos értékek meghatározásához több kalibráció szükséges és a tranziens terhelések esetében nagyobb pontatlanságok adódhatnak. A nyomaték-mérő tengely vagy tárcsás megoldásnál ezek nem jelentenek problémát, viszont sokkal érzékenyebb a hőhatásokra, beépítési hibákra és az ára is jóval nagyobb.

Fordulatszám mérése

Fordulatszám meghatározása optikai enkóderrel vagy fogazott tárcsa és impulzus érzékelő szenzor kombinációjával történik hasonló applikációkban. A fogazott tárcsán történő fordulatszám mérés robusztus és egyszerű megoldást biztosít, mivel a tárcsa egyből a hajtott tengelyre szerelhető. Az optikai enkóder egy kisméretű tárcsára maratott vonalakat érzékel és nagy mintavételezéssel rendelkezik, ezért érzékenyek a pontos beszerelésre és ennek a hiányában szinuszos pontatlanságok jelenhetnek meg a jelben. Manapság ezek az optikai alapon működő enkóderek kaphatóak különálló egységként, így ez nem jelent problémát. Ezek alapján mindkettő alternatíva megfelelő.

Jármű hatékonyságát befolyásoló tényezők

Gördülési ellenállás

Egy gumibroncs gördülési ellenállása az az energia, ami egységnyi út alatt egy terhelt kereken veszteségként lép fel. A gumi viszkoelasztikus anyag, ahogy deformálódik, az energia egy része eltárolódik elasztikusan, a fennmaradó rész azonban hő formájában eldisszipálódik.[3] Személygépkocsiknál ez az energia veszteség a felhasznált üzemanyag 5-15%-át is kiteheti.[4]

A gördülési ellenállás kifejezhető egy erőként, ami a jármű mozgásával ellentétes irányba hat.

$$F_g = f_g \cdot m \cdot g \quad 1.$$

ahol:

F_g : gördülési ellenállás [N]

f_g : gördülési ellenállás tényezője [-]

m : jármű tömege [kg]

g : gravitációs gyorsulás $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

A gördülési ellenállás tényezője egy dimenziótlan szám, aminek az értékét befolyásolják az abroncs tulajdonságai és a környezeti hatások. A legfontosabbak az abroncs hőmérséklete, a jármű sebessége, a gumi összetétele és geometriai tulajdonságai és a guminyomás. Ezek hatását gördülési ellenállás tényezőre alábbi diagrammok szemléltetik (7.,8.,9. ábra.)

Látható, hogy a sebesség hatása jelen esetben elhanyagolható, mivel a verseny során maximum $40 \frac{km}{h}$ -t (24.85 mph) ér el a jármű és ez a sebesség még nincs hatással az abroncs gördülési ellenállására. Ezzel ellenben a guminyomás és az abroncs hőmérséklete nagyban befolyásolja a gördülési ellenállást. Gyakran a csapatok ezért is pumpálják fel kerekeiket, akár 7-8 bar-ra (100-115 psi).

A felső képlet (1. képlet) az egyenes talajon gurulásra érvényes, mivel a futóműdinamométereknél a futófelület egy adott átmérőjű henger, a képlet az alábbi módon változik[3]:

$$F_{g,e} = F_{g,h} \sqrt{\frac{r_h}{r_h \cdot r_k}} \quad 2.$$

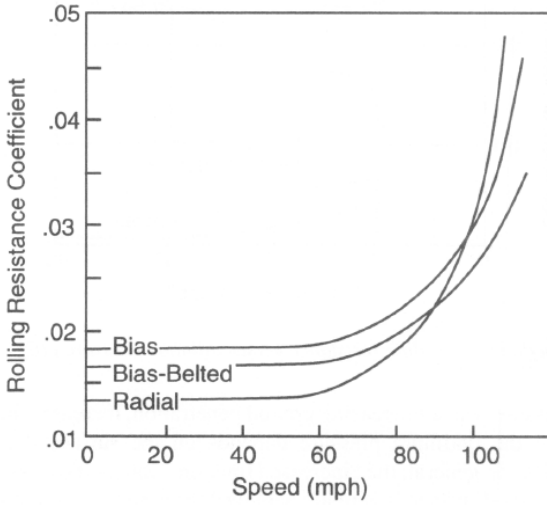
ahol:

$F_{g,e}$: gördülési ellenállás egyenes talajon [N]

$F_{g,h}$: gördülési ellenállás hengerpaláston [N]

r_h : henger sugara [m]

r_k : kerék sugara [m]



7. ábra Sebesség hatása a gördülési ellenállás tényezőre [4]

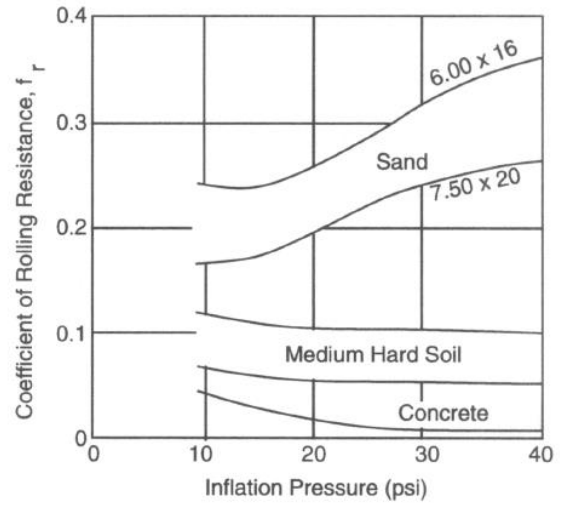
Rolling Resistance Coefficient: Gördülési Ellenállás Tényező

Speed: Sebesség

Bias: Diagonális

Bias-Belted: Diagonális-Öves

Radial: Radiál gumiabroncs



8. ábra Abroncs nyomás hatása a gördülési ellenállás tényezőre [4]

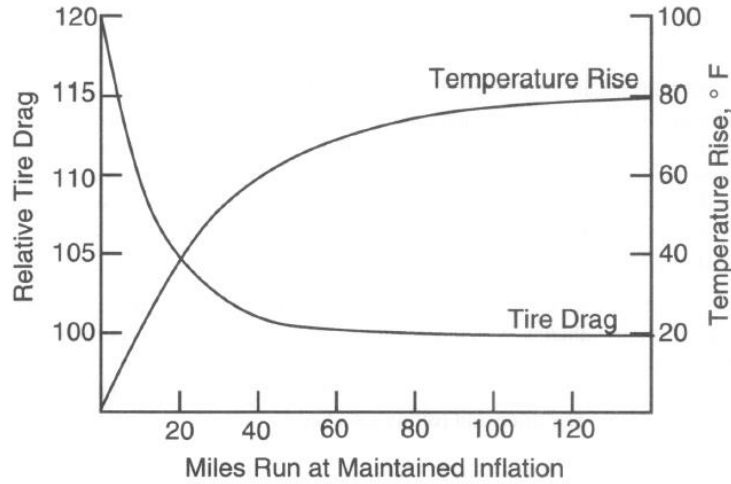
Coefficient of Rolling Resistance: gördülési ellenállás tényező

Inflation pressure: guminyomás

Concrete: beton

Medium Hard Soil: Közepesen kemény talaj

Sand: homok



9. ábra Abroncs hőmérséklet hatása a gördülési ellenállás tényezőre [4]

Relative Tire Drag: relatív abroncs ellenállás

Temperature Rise: hőmérséklet növekedése

Miles Run at Maintained Inflation: megtett mérföldek állandó guminyomás mellett

Látható, hogy a pontos értékek meghatározásához ezeket a tényezőket és hatásukat figyelembe kell venni az eredmények kiértékeléséhez.

Hajtás veszteségei

A SEM versenyeken a legtöbb csapat lánchajtást, vagy fogasszíjhatást használ. Ezek előnyei az egyszerűség és a magas hatékonyság. Mindkét hajtástípus hatékonyságát számos tényező befolyásolja.

A fogasszíjhajtásnál a hatékonyság, akár a 99%-ot is elérheti [5]. A befolyásoló tényezők közé tartozik a szíjtárcsák átmérője, egysíkúsága és a szíj feszítés mértéke. Egy a Ghent Egyetemen végzett mérés[5] alapján egy 140 mm és egy 250 mm-es szíjtárcsa hatékonysága között akár 2% különbség is lehet. Nagyobb átmérőknél a hatékonyság is növekszik, mivel kisebb a szíj alakváltozása és a polimerben ébredő hiszterézis veszteség is.

A lánchajtások hatékonysága is megközelíti a 98-99%-os hatékonyságot megfelelő körülmények között. Itt a fő befolyásoló tényezők a láncfeszítés mértéke és a lánckerekek mérete. Ezekhez képest a lánckerekek egysíkúságának és különböző kenések használatának a hatása elhanyagolható. Spicer mérései[6] alapján a nem elégséges előfeszítés kár 10%-os esést is jelenthet hatékonyságban.

Ideális körülmények között mindkét opció hasonlóan megfelelő hatékonyság szempontjából, de a lánchajtás több odafigyelést igényel. A fent említett mérések laboratóriumi körülmények között történtek, bizonyos típusú termékeken. A dolgozatban tervezett dinamométerrel végzett mérésekkel a csapat számára relevánsabb adatokat kaphatunk.

Követelmények

A megfelelő konstrukció kialakításához először összegyűjtöttem a szükséges követelményeket

- legyen kompatibilis a prototípus és városi koncepció járművekkel a 2023-as SEM szabályzatban megadott méretek alapján
 - 15-20 colos kerek befogadására alkalmasnak kell lennie
 - 3-15cm széles abroncsokkal is használható legyen
- használható legyen egy és két kerék meghajtással is
- legyen könnyen mozgatható
 - össztömeg: 50 kg.
 - beépített kerek segítségével történő mozgatás
- ne igényeljen sok karbantartást és alapvető műszaki háttérrel rendelkező személyek is tudják használni
- legyen alkalmas nyomaték, fordulatszám (esetleg átfolyásmérővel fogyasztás) és ezekből sebesség és teljesítmény valós idejű mérésére és kimutatására
 - nyomaték mérési tartomány: 0-4 Nm,
 - fordulatszám mérési tartomány: 0-3000 RPM,
 - sebesség mérési tartomány: 0-50 km/h,
 - teljesítmény mérési tartomány: 0-2 kW.
- Mérési pontosságok:
 - nyomaték: $\pm 0,2$ Nm
 - fordulatszám: ± 1 RPM
 - sebesség: ± 1 km/h
 - teljesítmény: ± 10 W
- legyen biztonságos
 - forgó részek burkolattal legyenek elfedve,
 - elszigetelt elektronika kiépítése.

A tervezés elején ezek a főbb követelmények kerültek kiegészítésre, valamint a tervezési folyamat során további követelmények merültek fel. Ezeket összefoglalóan az alábbi táblázatban található részletes követelményjegyzék tartalmazza.

1. táblázat. A szerkezettel szembe felállított követelmények

Csoport	Nr	Követelmény megnevezése	Adat/Érték	Minősítés/ Súlyozás	Megjegyzés
1.Geometria	1.1	Befoglaló méretek	1m x 0,5m x 0,5m	alap	maximális érték
	1.2	Görgők száma	2	alap	
	1.3	Görgők átmérője	0.05m<d<0.5m	alap	
	1.4	Görgők szélessége	0.2 m	alap	
	1.5	Össztömeg	50kg	alap	maximális érték
2.Kinematika	2.1	Görgők fordulatszáma	max. 3900 RPM	alap	

	2.2	Fékező motor fordulatszám	2900 RPM	minősítő	
3. Erők	3.1	Görgőkre ható terhelés	50kg	alap	
	3.2	Görgőkre ható nyomaték	4 Nm	alap	maximális érték
4. Energia	4.1	Felvett elektromos teljesítmény	2500 W	alap	
	4.2	Energia forrás	egy fázis (230V)	alap	
	4.3	Energia forrás	autó akkumulátor (12/24V)	óhaj	
	4.4	Fék hűtése	motorba beépített	óhaj	
6. Jel	6.1	Fordulatszám	0-3000 RPM	alap	
	6.2	Nyomaték	0-4Nm	alap	
	6.3	Fordulatszám felbontás	10 RPM	minősítő	
	6.4	Nyomaték felbontás	0.2 Nm	minősítő	
	6.5	Átfolyás mérő		óhaj	
7. Biztonság	7.1	Forgó alkatrészek burkolata	1-2mm-es lemez	alap	a görgők kerékkel csatlakozó felületét leszámítva
	7.2	Vészleállító (elektronikus)	Áram megszakító	óhaj	
	7.3	Vészleállító (mechanikus)	Vészfék	óhaj	
	7.4	Elszigetelt elektronika	por/cseppálló	óhaj	
8. Ergonómia	8.1	Fogantyúk szállításra		óhaj	
9. Gyártás	9.1	Zártszelvény váz		minősítő: 4	
	9.2	Lemez burkolóelemek		minősítő: 9	
	9.3	3d nyomtatott/lemez alkatrészek		minősítő: 7	
	9.4	Szponzorok által nyújtott gyártási eljárások	lemez/ 3d nyomtatott alkatrészek	minősítő: 7	
	9.5	Görgők könnyen és gazdaságosan gyárthatósága		minősítő: 9	
10. Szerelés	10.1	nem igényel speciális szerszámot		minősítő: 6	
	10.2	nem igényel talajhoz rögzítést		alap	

	10.3	szilárd alapzat		minősítő: 5	
	10.4	beépített szintező talpak		óhaj	
12. Szállítás	12.1	Átlag személyautó csomagtartójában elfér		óhaj	
	12.2	2 ember által kivehető az autóból és telepíthető		minősítő: 3	
	12.3	kerekekkel rendelkezik		óhaj	
13. Karbantartás	13.1	5-6 óra/év		alap	maximális érték
	13.2	szükséges alkatrészek könnyen beszerezhetőek		minősítő: 3	
	13.3	könnyen szervizelhető		minősítő: 7	
	13.4	üzemóra	120 óra/év	alap	becsült érték

Konkurencia elemzés

A tervezési folyamat elkezdése előtt megnéztem a piacon kapható dinamométereket és hogy ezek, hogy viszonyulnak a mi igényeinkhez. Elsősorban robogókhoz, motorokhoz és hasonló kisebb teljesítményű járművekhez szánt futóműdinamométereket gyűjtöttem, mivel ezek lesznek relevánsak a tervezési folyamat elején.

dynoKRAFT S60

A dynoKRAFT S60 egy teljesen inercia alapú fékpad, ami azt jelenti, hogy a terhelést nem egy elektromos vagy hidraulikus fék hozza létre, hanem a futófelületet biztosító henger tehetetlensége. Az inercia fékpadok előnye, hogy egyszerűek és olcsóbbak, mint más típusú dinamométerek. Hátránya viszont, hogy a terhelést csak a dob cserélésével lehet állítani, így

előre meghatározott, változó terhelésű tesztek nem lehet végezni. A nagy tehetetlenség eléréséhez nagy tömegű és átmérőjű dob szükséges, ami növeli a szerkezet méreteit és össztömegét. Ez a termék adatlapján is látható.

Ez a típus megvásárolható két különböző tömegű dobbal, amelyekkel különböző teljesítmény tartományokban lehet mérni. A kisebb dobbal ez a dinamométer is használható lehetne számunkra, de nagy méretei és súlya miatt nem felel meg a csapat igényeinek.



10. ábra dynoKRAFT S60[7]

2. táblázat dynoKRAFT S60 specifikációi[7]

dynoKRAFT S60 Műszaki adatok	
Teljesítmény tartomány (kis/nagy görgő)	~1,85-25 kW/~15-186 kW
Maximum sebesség	300 km/h
Maximum tengely terhelés	1500 kg
Görgők átmérője	450 mm
Forgási tehetetlenséggel egyenértékű járműtömeg (kis/nagy görgő)	70 kg/220 kg
Befoglaló méretek	2320x750x475 mm
Össz. tömeg (kis/nagy görgő)	285kg/519kg

Dynojet 200i

Ez a fékpad (5. ábra) örvényáramos féket használ a terhelés létrehozására. Az örvényáramos dinamométer előnye az alacsony karbantartási igény, a magas szintű szabályozhatóság és az egyszerű felépítés. Hátránya viszont a magas ára. Elsősorban nagymotorokhoz és nagyteljesítményű versenymotorok hangolásra készült, ami az adatlapon (6. ábra) is látható.

A Dynojet 200i mérési tartománya jóval nagyobb mint amire a versenycsapatnak szüksége van. Ára a csapat erre szánt költségvetését meghaladja és mivel nem mozgatható, ezért az alapvető követelményeknek nem felel meg.



11. ábra Dynojet 200i [8]

Dynojet 200i Műszaki adatok	
Maximális teljesítmény	~560 kW (750 hp)
Maximum sebesség	322 km/h
Maximum tengely terhelés	340 kg
Görgők átmérője	450 mm
Görgők szélessége	416mm

3. táblázat Dynojet 200i adatlap[8]

Dynostar 2C MK2

Egyedi kifejlesztésű örvényáramú fékkel van felszerelve, amely lehetővé teszi a kétkerekűek vizsgálatát hideg állapotban 62,8 kW-ig, folyamatos teljesítmény esetén pedig 14 kW-ig (8. ábra). Ennek a féknek köszönhetően az olyan veszteségek, mint a gördülési ellenállás és légellenállás is szimulálhatóak, és út szimulációkat is lehet rajta végezni. Mindezt egy kompakt formában egy bőröndként lehet mozgatni és működtetéséhez csak hálózati áram szükséges.

Sajnos a 7000€-ós árával ez a fékpad is meghaladja a csapat erre szánt költségvetését, de a kompakt mérete és könnyű szállíthatósága miatt egy-egy részletmegoldás megfelelő lehet a saját dinamométer tervezéséhez.



12. ábra Dynostar 2C MK2

4. táblázat Dynostar 2C MK2

Dynostar 2C MK2 Műszaki adatok	
Maximális teljesítmény	62.8 kW
Maximum sebesség	200 km/h
Görgők szélessége	210 mm
Görgők átmérője	140 mm
Forgási tehetlenséggel egyenértékű járműtömeg	89.8 kg
Befoglaló méretek	550x338x225 mm
Össz. tömeg	48.7 kg

Motor választása

A megfelelő típusú fék meghatározásához, konzultáltam csapattársaimmal, konzulenseimmel és létrehoztunk egy döntési mátrixot (5. táblázat).

A fékezés módjának aszinkron villanymotort választottam, egyszerűsége és elérhetősége miatt. További előny, hogy sok konfigurációban és teljesítménytartományban kapható.

A frekvenciaváltó választásakor azt vettem figyelembe, hogy üzemeltethető legyen egyfázisú hálózati áramról, legyen benne dinamikus fékező funkció és hogy a fékezéshez használt ellenállást lehessen cserélni benne.

5. táblázat Döntési mátrix fékezési módokra

Fékezés módja	Tömeg	Komplexitás	Ár	Szabályozhatóság	Össz.
<i>Súlyozás</i>	<i>0.3</i>	<i>0.1</i>	<i>0.2</i>	<i>0.3</i>	<i>100</i>
Hidrodinamikus	50	25	25	10	25.5
Hidrosztatikus	25	40	25	25	24
Elektromos	75	75	50	100	70
Súrlódófékes	75	100	75	10	50.5

A motor választásához meghatároztam a szükséges teljesítményt és fordulatszámot. A számolás során a motor nyomatékával számoltam figyelembe véve a lánchajtás áttételét. A szögsebességet a jármű sebességéből számoltam, ami a verseny szabályzat szerint maximum 40 km/h, de 50 km/h-t használtam a biztonság növelése érdekében.

$$M_k = M_m \cdot i_l = 3,5Nm \cdot 6,3 = 22,05Nm \quad 3.$$

$$\omega_k = \frac{2 \cdot v_j}{d_k} = \frac{2 \cdot 13,89 \frac{m}{s}}{0,508m} = 54,68 \frac{1}{s}$$

$$P_k = M_k \cdot \omega_k = 1205,7 W \quad 4.$$

Ahol:

M_k : nyomaték a hátsó kereken

M_m : nyomaték a motor fő tengelyén

i_l : a lánchajtás áttétele

ω_k : a hátsó kerék szögsebessége

v_j : a jármű sebessége m/s-ban, 50 km/h-nak megfelelően (1. táblázat)

d_k : a kerék átmérője

P_k : a motor teljesítménye a hátsó kereken

A görgők fordulatszáma meghatározható, mivel tudjuk a jármű sebességét és ez egyenlő a kerék és a görgők kontakt pontjának sebességével. A görgő külső átmérőjének olyan méretet

választottam, ami szabványos csőméret és olyan áttételt biztosít a kerék és a görgő között, amihez nem szükséges külön áttétel a motor és a görgő közé.

A motor választásakor figyeltem, hogy minél könnyebb legyen, hiszen a cél egy kompakt és könnyen mozgatható gép tervezése. A háromfázisú motoroknál azonos teljesítményeknél a motor súlya a fordulatszámmal korrelál, mivel azonos teljesítmény eléréséhez egy kisebb fordulatszámú motor nagyobb nyomatékot kell, hogy leadjon, amihez nagyobb konstrukció szükséges, ez az ár növekedését is megáival hordozza. Például a Chemplex[9] oldalán megtalálható 2,2 kW-os, háromfázisú motorok között a 900 1/perc-es motor 26,45 kg, míg a 2800 1/perc-es 14,75 kg. Ezek alapján 2800 1/perc-es motort érdemes választani és ha szükséges, ezt a fordulatszámot áttétellel a görgő szükséges fordulatszámához igazítani.

$$n_g = \frac{2 \cdot v_k}{d_g} = \frac{2 \cdot 13,89 \frac{m}{s}}{0,0889m} \cdot \frac{60s}{2\pi} = 2983,7822 \frac{1}{perc} \quad 5.$$

$$M_g = M_k \cdot \frac{d_g}{d_k} = 22,05 \cdot \frac{0,0889}{0,508} = 3,86 Nm \quad 6.$$

Ahol:

n_g : görgő fordulatszáma

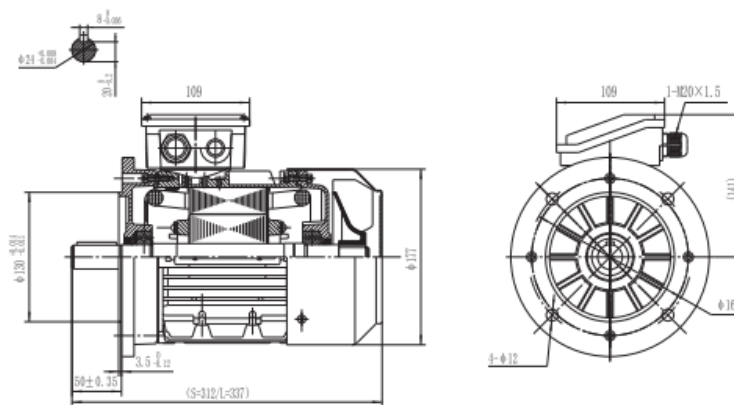
d_g : görgő átmérője

M_g : nyomaték a görgőn

Ezek alapján egy 2,2 kW-os motort választottam, ez biztosan ki tud fejteni elegendő terhelést akár a Sharkteam jövőben elkészülő járműveinek méréséhez is és a 88,9 mm-es görgőkkel nincs szükség áttételre a motor és a görgő között.

A motort a Chemplex[9] oldaláról választotta, annak a reményében, hogy a cég szponzorációs keretek között segíti a csapatot a fékpad megépítésében, ezzel is csökkentve a költségeket.

13. ábra T3A 90L1-2 típusú motor befoglaló méretei [9]



6. táblázat Választott motor adatai [9]

Típus	T3A 90L1-2
Teljesítmény	2,2 kW
Felfogatás	B14
Nyomaték	7,22 Nm
Fordulatszám	2910 RPM

A motorhoz frekvenciaváltót, ugyanúgy a Chemplex[9]oldaláról választottam.

7. táblázat Választott frekvenciaváltó adatai [9]

Típus	GD20
Teljesítmény	2,2kW
Tápfeszültség	egyfázis
Felfogatás	erre kialakított furatokkal/sínre

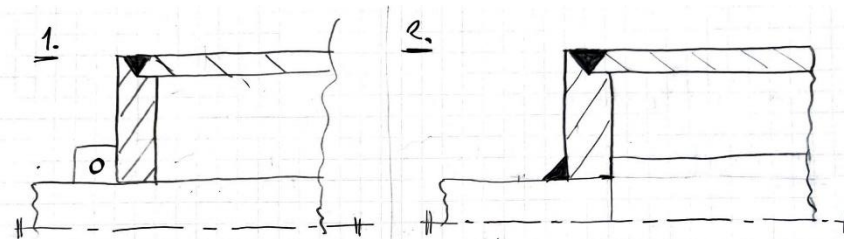
Ez a frekvenciaváltó rendelkezik különböző fékező funkciókkal és van lehetőség a fékező ellenállás cseréjére, a fékezési teljesítmény növeléséhez.



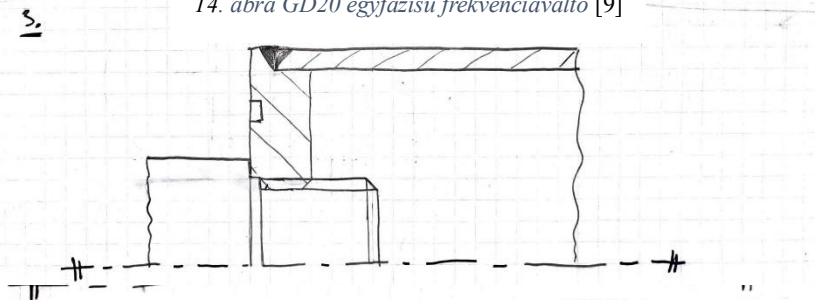
Görgők kialakítása és csapágyazása

A görgők kialakításakor a fő szempont a gyárthatóság, gazdaságos kialakítás és a tömeg volt. Alapvetően a két fő vonal, amit megvizsgáltam az a tömör köracélból és az acélcsőből kialakított görgők voltak.

A tömör köracél kialakítású görgők tehetetlensége jóval nagyobb, mint az utóbbi megoldásé. Ez az inercia alapú dinamométereknél fontos, mivel ott a tranziens terhelések szimulálása a görgők



14. ábra GD20 egyfázisú frekvenciaváltó [9]



16. ábra Cső futófelület és hegesztett tárcsák csatlakozása

15. ábra Hegesztett tárcsa és tengely kapcsolata

tehetetlenségéből származik. Ez viszont jóval nagyobb tömeggel jár, ami a csapágyak és az egész szerkezet terhelését megnöveli. Mivel jelen esetben a terhelés egy külön villanymotorral történik így a tehetetlenség növelésére nincs szükség. A fenti méretekkel a tömör görgők darabja körülbelül 12 kg lenne, ami követelményekben meghatározott súlyhatár miatt nem megengedhető amellet, hogy az ára is jóval több lenne, mint egy hasonló kialakítás acélcsőből.

Ezek alapján az acélcsőből kialakított konstrukciókat vizsgáltam. A cső és a tengely kapcsolatát egy-egy központosító vállal rendelkező tárcsával oldottam meg. A kettő között egy v varratú hegesztés közvetíti a nyomatékot.

A tárcsa és a tengely közti kapcsolatnál három fő koncepciót vizsgáltam.

Az 1. koncepciónál a tárcsákat hasított szorítógyűrűk tartják két oldalról, ezek csak axiális irányba pozicionálják a görgőt. Nyomaték átvitelére szükség lenne egy reteszkötésre vagy bordás tengelyszerű kialakításra, ez viszont bonyolítja a gyártását és növeli a költségeket.

A 3. koncepció két különálló tengelycsonkot használ két oldalt és ezek menetes kötással kapcsolódnak a hegesztett tárcsákhoz. Előnye, hogy könnyen szerelhető és ez a legkönnyebb kialakítás. Hátránya, hogy excentricitás alakulhat ki a két tengelycsonk között a gyártási pontatlanságok miatt. Szintén bonyolítja a tervezést és gyártást, hogy a menetes kötés nyomatékra húzásához lelapolásokat, furatokat kell kialakítani például körmös kulcsnak, ezek kiegyensúlyozatlanságot okozhatnak.

A 2. megoldásnál a tengely és a tárcsa sarokvarrattal van összehegesztve. Könnyen gyártható és kiegyensúlyozottság szempontjából is jó lehet megfelelő hegesztések mellett. A hegesztések miatt kialakuló deformációk a tengely utólagos megmunkálást követelik, de mivel a tárcsa és a cső közötti hegesztés is megköveteli ezt, nem jelent sokkal több megmunkálást.

8. táblázat Döntési mátrix a hegesztett tárcsa és tengely csatlakozásáról

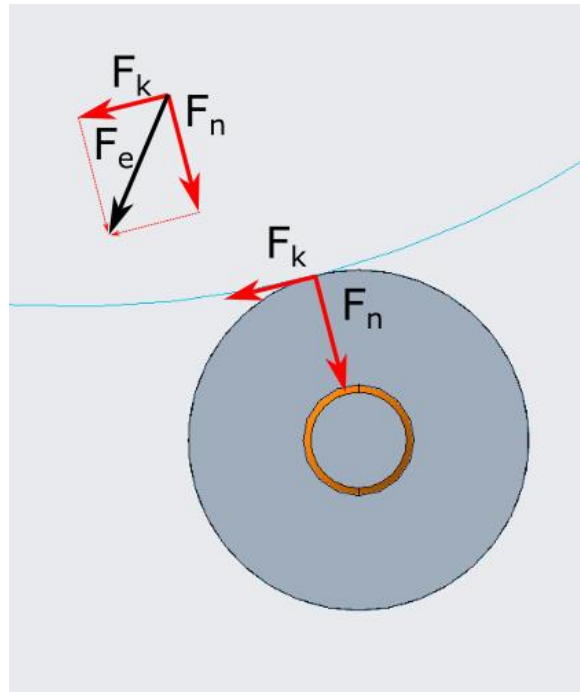
Megoldások	Szerelhetőség	Gyárthatóság	Súly	Összesítve
<i>Súlyozás</i>	0.3	0.5	0.2	100
1.	75	25	50	45
2.	25	100	50	67.5
3.	25	25	75	35

A tengely anyagának S275 J2G3-as szerkezeti acélt választottam. Mivel ötvözetlen szerkezeti acélról van szó és a széntartalma 0,2%-nál alacsonyabb, így bizonyítottan jól hegeszthető[10]. Továbbá sok helyen kapható a tengely legyártásához szükséges átmérőben is.

A hengergörgő futófelületét kialakító csőszerű alkatrész és az ezt rögzítő tárcsák anyagának az S235 J2G3-as ötvözetlen szerkezeti acélt választottam az előzőekhez hasonló megfontolással.

Tengely ellenőrzése

A görgőkre a kerékről átadódik egy kerületi erő és a hátsó kerékre eső súlyból származó nehézségi erő. Alapvetően a jármű futóművének állításakor arra törekszünk, hogy a súly egyenletesen oszoljon el a három keréken. A biztonság érdekében a jármű súlyának 50%-át vettem a hátsó kerékre. A nehézségi erő két görgőn oszlik meg, míg a kerületi erő csak a fékezett görgőn hat, ezért az ellenőrzéseket erre végeztem el. A kerékről átadódó radiális terheléshez képest a forgórész súlya elhanyagolható.



17. ábra A kerékről átadódó erők eredője

$$F_n = \frac{m_j g}{2 \cdot 2} = \frac{100 \cdot 9,81}{2 \cdot 2} = 245,25N \quad 7.$$

$$F_k = \frac{2 \cdot M_k}{d_k} = \frac{2 \cdot 22,05}{0,508} = 86,81N \quad 8.$$

Ahol:

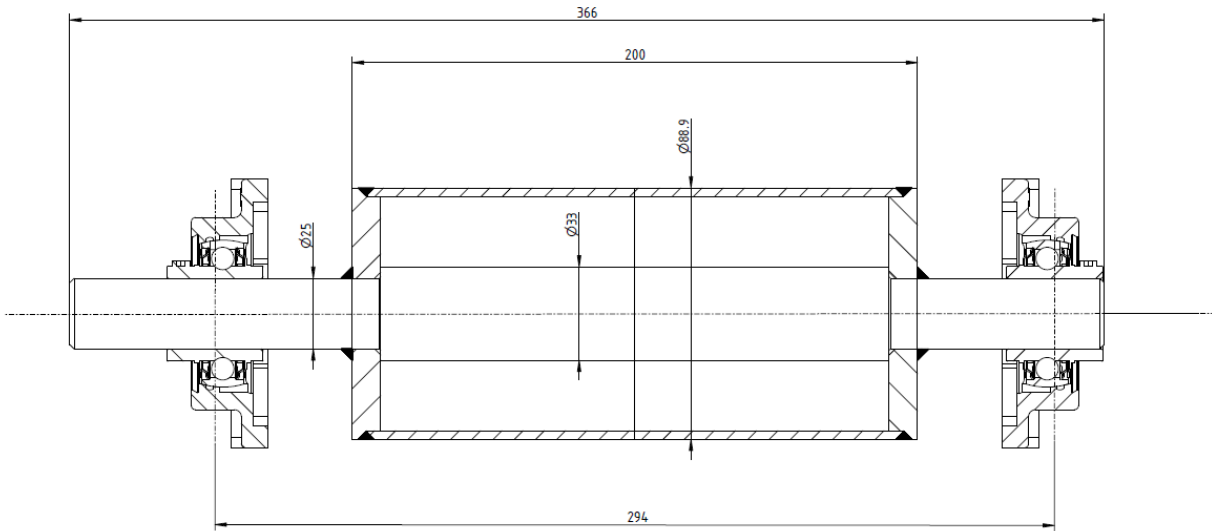
F_n : a jármű súlyának egy görgőre eső része [N]

m_j : a jármű tömege [kg]

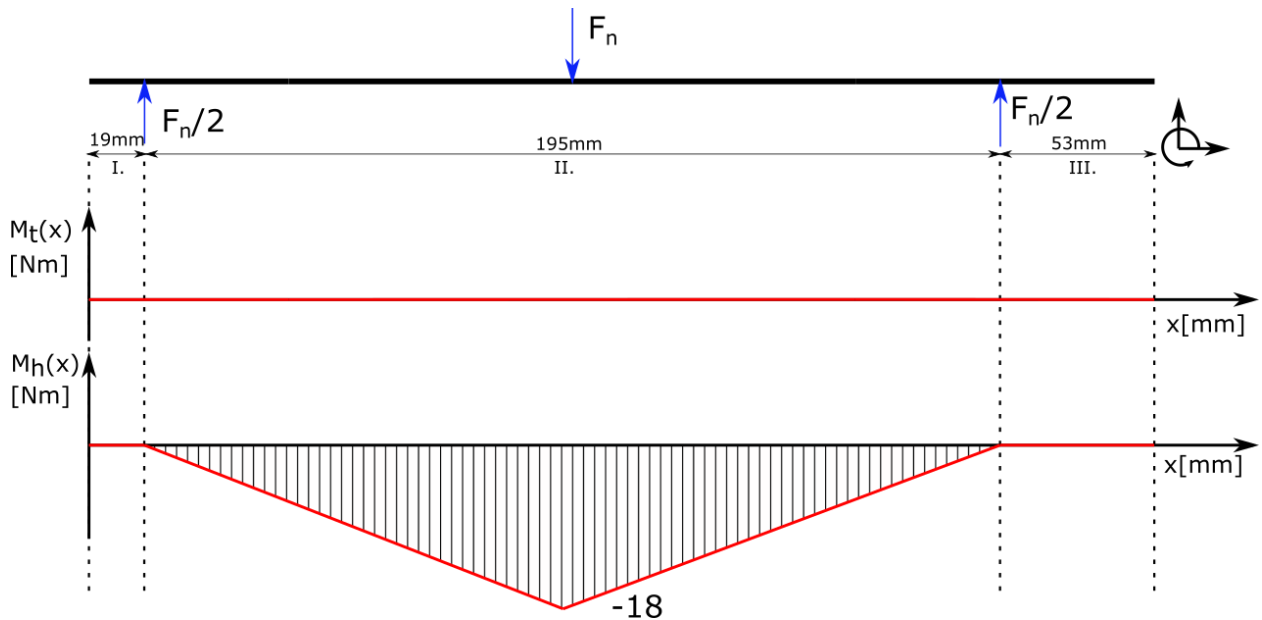
F_k : a kerékről átadódó kerületi erő [N]

F_e : a fékezett görgőre ható eredő radiális erő [N]

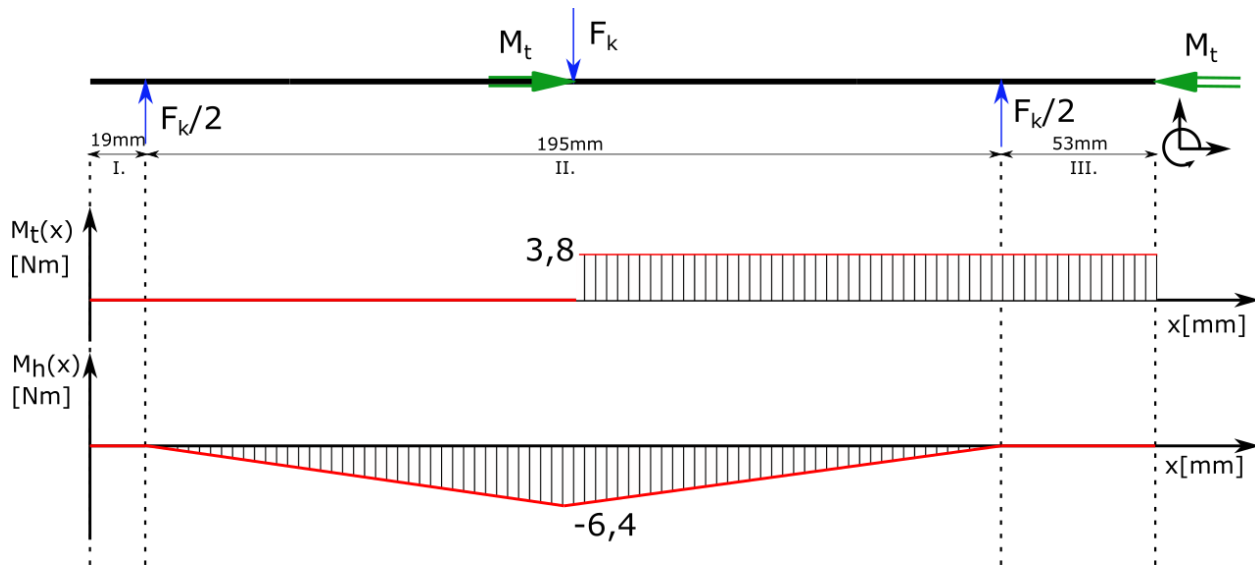
A tengely igénybevételei két síkban vizsgáltam az F_n és F_k síkjában. A tengely motor oldali részét pedig a csavarásnak ellenálló befogásként kezeltem, ahol ébred egy reakció csavaró nyomaték. Ezek alapján felrajzoltam az igénybevételeket és meghatároztam a veszélyes keresztmetszetet. A nyírást elhanyagoltam, mivel hajlítás és a csavarás fő igénybevétel, amelynek a keresztmetszet szélső szálaiban van maximuma.



18. ábra A forgórész fő méretei és csapágyazása



19. ábra Igénybevételi függvények F_n erő síkjában



20.ábra Igénybevételi függvények F_k erő síkjában

A veszélyes keresztmetszet a II. szakasz közepére jött, ahol hat hajlító nyomaték és csavarás is. A hajlító igénybevétel számolásánál a csőkeresztmetszet elhanyagolásával is a biztonság felé térek el.

$$M_h = \sqrt{M_k^2 + M_n^2} = \sqrt{6,4^2 + 18^2} = 19,1Nm \quad 9.$$

Ahol:

M_k : az F_k erő síkjába eső mómomaték a veszélyes keresztmetszetben

M_n : az F_n erő síkjába eső mómomaték a veszélyes keresztmetszetben

M_h : a maximális nyomaték a veszélyes keresztmetszetben

A tengely keresztmetszet másodrendű nyomatéka:

$$I_z = \frac{d_{vk}^4 \cdot \pi}{64} = \frac{30^4 \cdot \pi}{64} = 39760,8 \text{ mm}^4 \quad 10.$$

$$I_p = \frac{d_{vk}^4 \cdot \pi}{32} = \frac{30^4 \cdot \pi}{32} = 79521,6 \text{ mm}^4 \quad 11.$$

A tengely szélő szálában ébredő csúsztató és húzófeszültség a veszélyes keresztmetszetben

$$\tau = \frac{M_t}{I_p} \cdot \frac{d_{vk}}{2} = \frac{3800}{79521,6} \cdot \frac{30}{2} = 0,73\text{MPa} \quad 12.$$

$$\sigma_h = \frac{M_h}{I_z} \cdot \frac{d_{\text{tengely}}}{2} = \frac{58370}{19174,76} \cdot \frac{20}{2} = 7,2 \text{MPa} \quad 13.$$

Az egyenértékű feszültséget a HMM elmélet alapján számítottam.

$$\sigma_{\text{egy}} = \sqrt{3 \cdot \tau^2 + \sigma_h^2} = \sqrt{3 \cdot 0,73^2 + 7,2^2} = 7,3 \text{MPa} \quad 14.$$

$$n = \frac{R_{eH_S275}}{\sigma_{\text{egy}}} = \frac{275}{7,3} = 37,7 \quad 15.$$

Látható, hogy a tengely statikus igénybevételre megfelel.

Tengely ellenőrzése kifáradásra

Elsőként a kifáradást okozó terhelések meghatározását végeztem el.

Jelen esetben egy állandó nagyságú csavarás, forgó hajtogatás és statikus hajlítás lesz a jellemző. A forgó hajtogatást befolyásoló terhelések, a forgórész tömegéből származó súlyerő és a hátsókerékről átadódó erők. Az alkatrészek tömegét a CAD modellből határoztam meg a megfelelő anyagjellemzők megadása után.

9. táblázat Forgórész alkatrészeinek anyaga és súlya

Alkatrész	Anyag	Tömeg
Cső	S235 J2G3	1,19kg
Hegesztett tárcsa	S235 J2G3	0,41 kg
Tengely	S275 J2G3	1,92 kg

A forgó hajtogatást végző nyomatókat a statikus igénybevételre felállított modellből számoltam, annyi különbséggel, hogy figyelembe vettem a forgórész súlyát is

$$G_{fo} = g \cdot (m_t \cdot 2 + m_{tg} + m_{cs}) = 9,81 \cdot (0,41 \cdot 2 + 1,92 + 1,19) = 38,55N \quad 16.$$

Ahol:

m_t : a tárcsák tömege

m_{tg} : a tengely tömege

m_{cs} : a cső tömege

g : a gravitációs gyorsulás

G_{fo} : a forgórész súlya

A forgórész súlya által kifejtett súlyerőt, vektoriálisan hozzáadtam a F_n és F_k nyomatékokhoz. A

17.

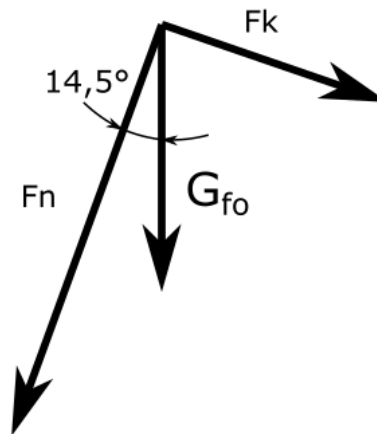
$$M_g = \frac{G_{fo}}{2} \cdot L = \frac{38,55}{2} \cdot \frac{0,294}{2} = 2,8Nm$$

Ahol:

L: a csapágytávolság fele

M_g : a G_{fo} erő síkjában eső max nyomaték [Nm]

Felbontottam F_g -t, F_n és F_k irányaiba majd ezeket összegezve pitagorasz tétellel meghatároztam az eredő nyomatékot. A F_g és F_n közti szöget CAD program segítségével határoztam meg.



21. ábra A görgőre ható erők

18.

$$F_h = \sqrt{(F_n + \cos(14,5^\circ) \cdot G_{fo})^2 + (F_k + \sin(14,5^\circ) \cdot G_{fo})^2} =$$
$$= \sqrt{(245,25 + \cos(14,5^\circ) \cdot 38,55)^2 + (86,81 + \sin(14,5^\circ) \cdot 38,55)^2} =$$
$$= 298,6N$$

A statikus hajlítás a görgőt alkotó tárcsák és cső kiegyensúlyozatlanságából származik. Az ehhez tartozó excentricitás meghatározásához a G 6,3 minőségi osztályt választottam.

19.

$$e = \frac{v_s}{\omega_g} = \frac{6,3}{312,46} = 2,0163 \cdot 10^{-2}mm$$

Ahol:

e: excentricitás

v_s : súlypont sebesség

ω_g : a görgő szögsebessége

Látható, hogy a számított és a diagramról leolvasott érték közel azonos. (23. ábra)

Minőségi osztály	A forgórész rendeltetése	v_s mm/s
G 40	Autókerekek, keréktárcsák, személygépkocsik, teherautók forgattyús tengelye.	40
G 16	Hajtótengelyek (hajócsavartengely, kardántengelyek), szerszám gép tengelyek, mezőgazdasági gépek tengelyei, különleges forgattyús tengelyek.	16
G 6,3	Centrifuga dobok, ventilátorok, repülőgép gázturbinák, lendkerekek, szivattyú járókerekek, szerszám gépek, villamosgép armatúrák.	6,3
G 2,5	Gáz és gázturbinák, turbógenerátorok, turbókompresszorok, szerszám gép-hajtások, különleges villamos forgógépek, kis villanymotorok.	2,5
G 1	Magnetofon és lemezjátszó hajtás, köszörűgépek, különleges kis villanymotorok.	1
G 0,4	Precíziós köszörők, pörgettyűk.	0,4

22. ábra Kiegyensúlyozatlansági minőségi osztályok ISO 1940/1 szabvány alapján [18]

Az kiegyensúlyozatlanságból származó erő:

$$F_c \stackrel{\text{def}}{=} (m_{cs} + 2 \cdot m_t) \cdot e \cdot \omega_g^2 = 20. \\ = (1,19 + 2 \cdot 0,41) \cdot 2,0163 \cdot 10^{-2} \cdot 321,46^2 = 3,9426N$$

Ezekből az erőkől kiszámoltam a forgó és állandó hajtogatást végző hajlítónyomatékokat.

$$M_{h1} = \frac{F_h}{2} \cdot L = \frac{298,6}{2} \cdot 0,147 = 21,94Nm \quad 21.$$

$$M_{h2} = \frac{F_c}{2} \cdot L = \frac{3,9426}{2} \cdot 0,147 = 0,29Nm \quad 19.$$

Ahol:

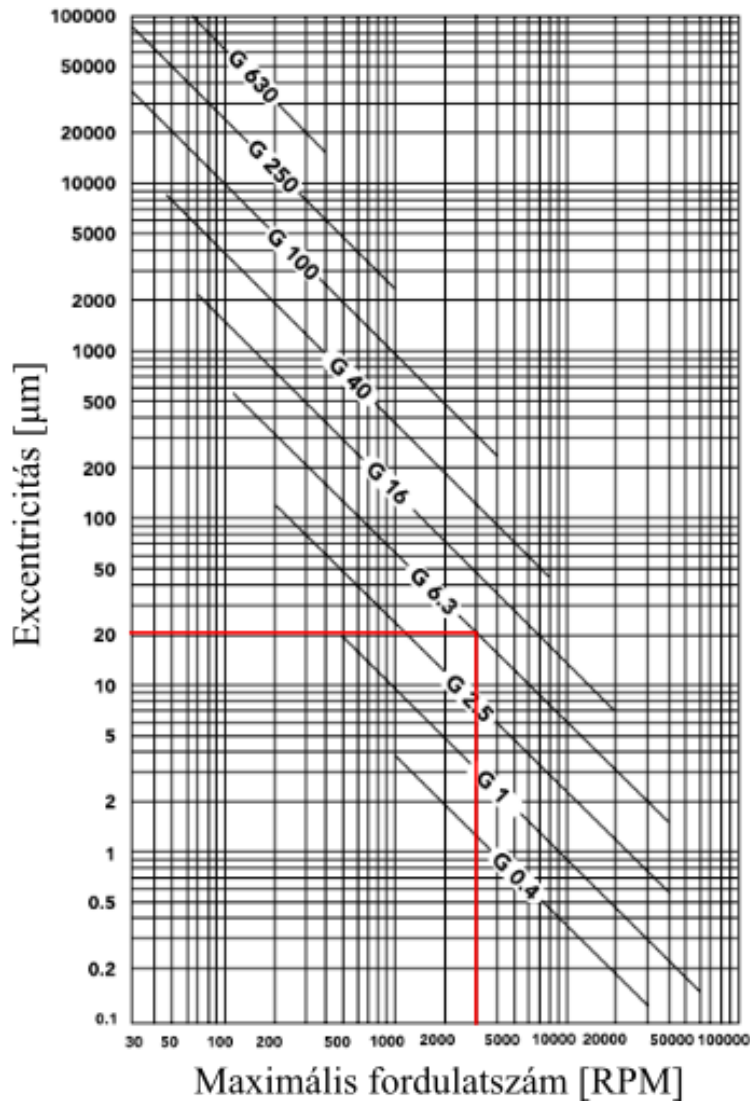
M_{h1} : forgó hajtogatás

M_{h2} : állandó hajtogatás

A tengely keresztmetszeti tényezőjét kiszámoltam a középsíkbeli átmérőjére.

$$K = \frac{d_t^3 \cdot \pi}{32} = \frac{30^3 \cdot \pi}{32} = 2650,72 \text{ mm}^3 \quad 22.$$

$$K_p = \frac{d_t^3 \cdot \pi}{16} = \frac{30^3 \cdot \pi}{16} = 5301,4 \text{ mm}^3 \quad 23.$$



23. ábra Excentricitás a maximális fordulatszám függvényében ISO 1940/1[19]

Ezekkel kiszámoltam a hajlítónyomatékokból ébredő normál feszültségeket és az állandó csavarásból származó csúsztató feszültséget.

$$\sigma_m = \frac{M_{h2}}{K} = \frac{290}{2650,72} = 0,11\text{MPa} \quad 24.$$

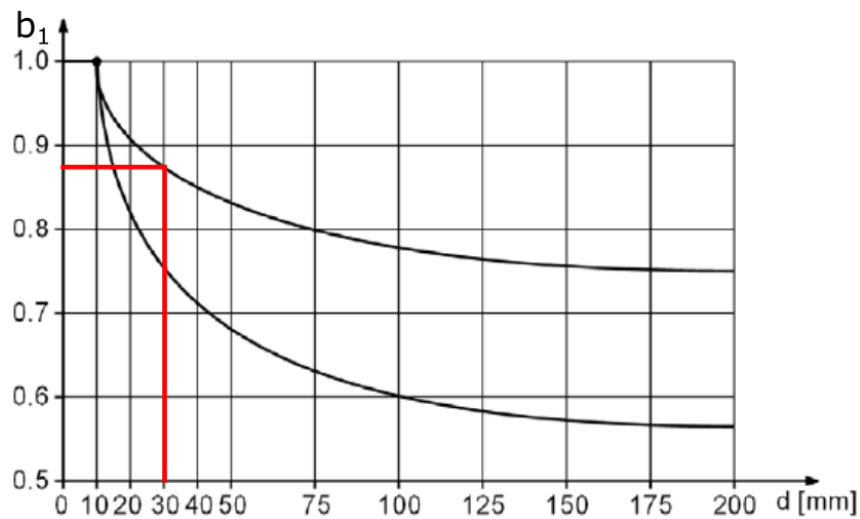
$$\sigma_a = \frac{M_{h1}}{K} = \frac{21940}{2650,72} = 8,3\text{MPa} \quad 25.$$

$$\tau_m = \frac{M_t}{K_p} = \frac{3860}{5301,4} = 0,72\text{MPa} \quad 26.$$

R _m [MPa]	β _{hajl}	β _{csav}	β _{hajl}	β _{csav}
	retesz nélkül		retesszel	
500..800	1,7..2,1	1,3..1,7	2,3..2,5	1,4..1,8

24. ábra Gátlástényező szorosan illesztett aggyal [18]

A módosított kifáradási határ kiszámolásához meghatároztam a méret, felületi érdesség és gátlástényező értékét.



25. ábra Mérettényező [19]

Itt az alsó görbe a hőkezelt tengelyekre vonatkozik.

$$b_1=0,91$$

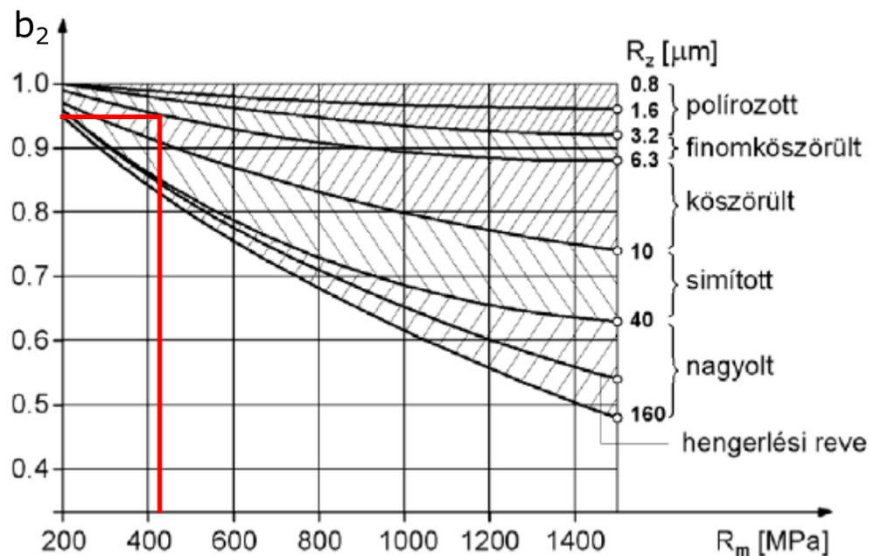
$$b_2=0,95$$

$$b_{2f_h} = 0,575 \cdot b_2 + 0,425 = 0,575 \cdot 0,95 + 0,425 = 0,9712$$

Az SKF csapágykatalógusa H8-as tűrést ajánl a tengelyre, amelyhez R_a1,6-os felületi érdességet tartozik, amiből:

$$R_z = 1,6 \cdot 4 = 6,4\mu\text{m} \quad 27.$$

A gátlástényező meghatározásánál a görgőt szorosan illesztett agynak tekintetem retesz nélkül (18. ábra).



26. ábra Felületi érdesség tényező [19]

$$\beta_{hajl} = 1,85$$

A módosított kifáradási határ:

$$\sigma'_v \stackrel{\text{def}}{=} \frac{b_1 \cdot b_{2fh}}{\beta_{hajl}} \cdot \sigma_v = \frac{0,91 \cdot 0,9712}{1,85} \cdot 257 = 122,7818 \text{ MPa} \quad 28.$$

Megszerkesztetem a Haigh diagramot, aminek a munkapontjának meghatározásához ki kell számolnunk a σ_{mr} és σ_{ar} értékét.

Az anyag jele		R_m	Húzás [MPa]		Hajlítás [MPa]		Csavarás [MPa]		
Új jelölés	Régi jelölés	MPa	R_{eH}	σ_v	R_{eH}	σ_v	R_{eH}	τ_v	
<i>Ált. szerkezeti acélok</i>									
S235JR	10025	Fe 235 B (A 38 B)	370	235	142	290	182	145	102
S275JR									

27. ábra S275JR szilárdsági tulajdonságai [18]

$$a_F \stackrel{\text{def}}{=} \frac{R_{eh.hajl}}{R_{eH\tau}} = \frac{330}{165} = 2 \quad 29.$$

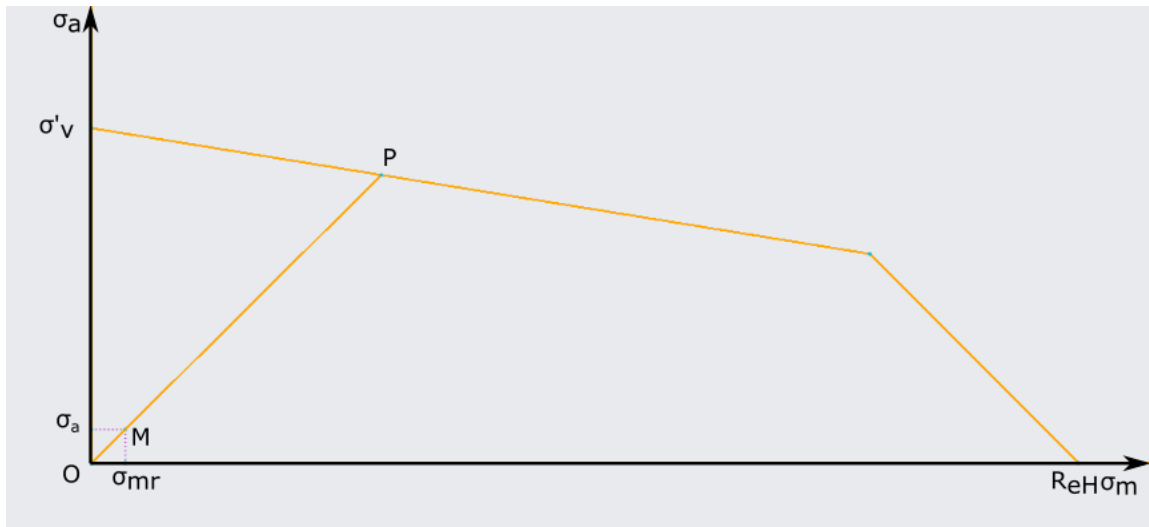
$$\sigma_{ar} = \sigma_a = 8,3 \text{ MPa} \quad 30.$$

$$\sigma_{mr} = \sqrt{\sigma_a^2 + a_F^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{8,3^2 + 2^2 \cdot 0,72} = 8,47 \text{ MPa} \quad 31.$$

$$OP = 138,38 \quad 32.$$

$$OM = 11,86 \quad 34.$$

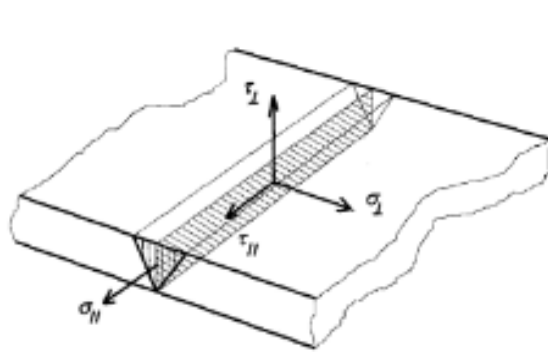
$$n = \frac{OP}{OM} = \frac{138,38}{11,86} \approx 11 \quad 36.$$



28. ábra Haigh diagram

Hegesztések ellenőrzése

A cső és a két oldalsó tárcsa közti tompavarratra a csavarónyomatékból származó varratsíkkal egybe eső nyírás és a hajlítónyomatékból a varratsíkra merőleges húzófeszültség hat.



29. ábra Egy tompavarratban megjelenő feszültségek[20]

A tompavarrat gyökméretét a cső falvastagságával egyenlőnek, 3mm-nek választottam. A csúszató feszültséget a Bredt képlettel számoltam, amihez először meghatároztam a varrat középátmérőjét.

$$d_{köz} = d_g - a = 88,9 - 3 = 85,9\text{mm} \quad 38.$$

Ahol:

a: a varrat gyökmérete

Ebből a Bredt képlettel a csúszató feszültség:

$$\tau_{\parallel t} = \frac{M_g}{2 \cdot \frac{d_{köz}^2 \cdot \pi}{4} \cdot a} = \frac{3860}{2 \cdot \frac{85,9^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3} = 0,11\text{MPa} \quad 39.$$

A húzófeszültség meghatározásához az igénybevételi ábráról vettem a nyomatékot az adott keresztmetszetben. Továbbá kiszámoltam a varrat középsíkjának a másodrendű nyomatékát.

$$M_h = 58,37\text{Nm} \quad 40.$$

$$I_{zvt} = \frac{(d_g^4 - (d_g - 2 \cdot a)^4) \cdot \pi}{64} = \quad 41.$$

$$= \frac{(88,9^4 - (88,9 - 2 \cdot 3)^4) \cdot \pi}{64} = 7,4764 \cdot 10^5 \text{mm}^4$$

Ahol

I_{zvt} : a varrat középsíkjának másodrendű nyomatéka

Ezekből a húzófeszültség:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{I_{zvt}} \cdot \frac{d_g}{2} = \frac{58380}{7,4764 \cdot 10^5} \cdot \frac{88,9}{2} = 6,9\text{MPa} \quad 42.$$

Ebből a húzófeszültegből tudunk számítani a varratsíkra merőleges húzó és nyírófeszültségeket.

$$\sigma_{\perp} = \sigma_h \cdot \sin(45^\circ) = 4,9\text{MPa} \quad 43.$$

$$\tau_{\perp} = \sigma_h \cdot \sin(45^\circ) = 4,9\text{MPa} \quad 44.$$

Ezekből meghatároztam a varratra ható összetett feszültséget:

$$\sigma_{\text{öt}} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \sigma_{\parallel} + 3 \cdot (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \quad 45.$$

$$\sigma_{\text{öt}} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot (\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} = \sqrt{4,9^2 + 3 \cdot (0,11^2 + 4,9^2)} = 9,8\text{MPa} \quad 46.$$

Ezek után meghatároztam a megengedett feszültséget és összehasonlítottam a kapott feszültséggel.

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH.235}}{n_h} \cdot \varphi = \frac{235}{3} \cdot 0,5 = 39,1667\text{MPa} \quad 47.$$

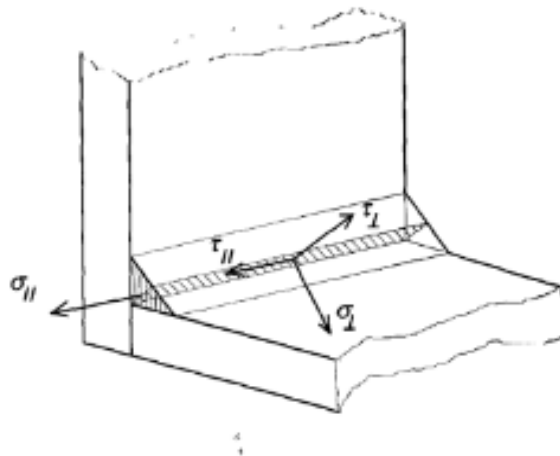
Ahol:

$R_{eH.235}$: a gyengébb alkatrész folyáshatára

n_h : hegesztés biztonsági tényezője

φ : a hegesztés jósfoka

Mivel a hegesztéseket nagy valószínűséggel nem szakemberek, hanem a versenycsapat tagjai végzik majd, ezért a φ értékét 0,5-nek vettem. Látható, hogy a hegesztés megfelel.



30. ábra Sarokvarratban megjelenő feszültségek[20]

A tárcsák és a tengely közti sarokvarratra a fentiekhez hasonlóan ugyan az a csavarás hat csak kisebb keresztmetszeten. A Bredt képletben a középtátmérő által határolt területet a tengely átmérőjével számoltam, ez a biztonság irányába tolja el az értékeket. A varrat gyökméretét 3mm-nek választottam.

$$\tau_{||s} = \frac{M_g}{2 \cdot \frac{(d_t + a)^2 \cdot \pi}{4} \cdot a} = \frac{3860}{2 \cdot \frac{(20 + 3)^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3} = 1,5479\text{MPa} \quad 48.$$

A hajlításból származó feszültséget elhanyagoltam mivel, a nyomatékot alakkkal adja át a tárcsa a tengelynek.

$$\sigma_{ös} = \sqrt{3 \cdot \tau_{||s}^2} = \sqrt{3 \cdot 1,31^2} = 2,6811\text{MPa} \quad 49.$$

A gyengébb anyag itt is a tárcsa anyaga, így a megengedett feszültség megegyezik a 41. egyenletben számítottal. Ezek alapján ez a hegesztés is megfelel.

Csapágyazás

Y csapágyakat választottam a forgórész csapágyazására mivel ezek könnyen beszerezhetőek, és a gyártási pontatlanságok miatt kialakuló szög eltéréseket fel tudják venni akár 5°-ig.

Az UCF-204-es[11] csapágyat választottam. Elterjedtségük miatt áruk kedvező és könnyen beszerezhetőek. Ez a csapágy öntöttvas négyzetes karimával rendelkezik és a forgórész rögzítése a tengelyhez hernyócsavarokkal történik. Mivel ez a rögzítés nem engedi meg az axiális elmozdulást, ezért a katalógus szerint ajánlott olyan rögzítést tervezni, ami minimálisan rugalmas, ezzel elkerülhetőek a nem kívánt feszültségek megjelenése a csapágyakban vagy a tengelyen[12]. Az egyik ajánlott megoldás a lemez alkatrészeire való rögzítés, ezért én is ezt alkalmaztam konstrukciómban. A csapágyak lemezalkatrésszel való rögzítése mellett szól az is, hogy súlyukhoz képest ezek a konstrukciók nagy merevséggel bírnak, és gazdaságos gyártásuk is.

10. táblázat Számításokhoz szükséges értékek [13]

dinamikus alapterhelés	C=12,7kN
statikus alapterhelés	C ₀ =6,7kN

Csapágy élettartam számítása

A csapágyak élettartalmának ellenőrzését a katalógus[12] utasításai szerint végeztem el.

Axiális terhelés hiányában az ekvivalens dinamikus terhelés a radiális terheléssel lesz egyenlő. Itt a forgó hajtogatásnál kiszámol F_h erővel számoltam (19. egyenlet), ez 2 csapágyon oszlik el, ezért:

$$F_r = \frac{F_h}{2} = \frac{298,6}{2} = 149,3N \quad 50.$$

$$P = F_r = 149,3N \quad 51.$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{12700}{149,3}\right)^3 = 615505 \text{ millió fordulat} \quad 52.$$

Ahol:

C: dinamikus alapterhelés (N)

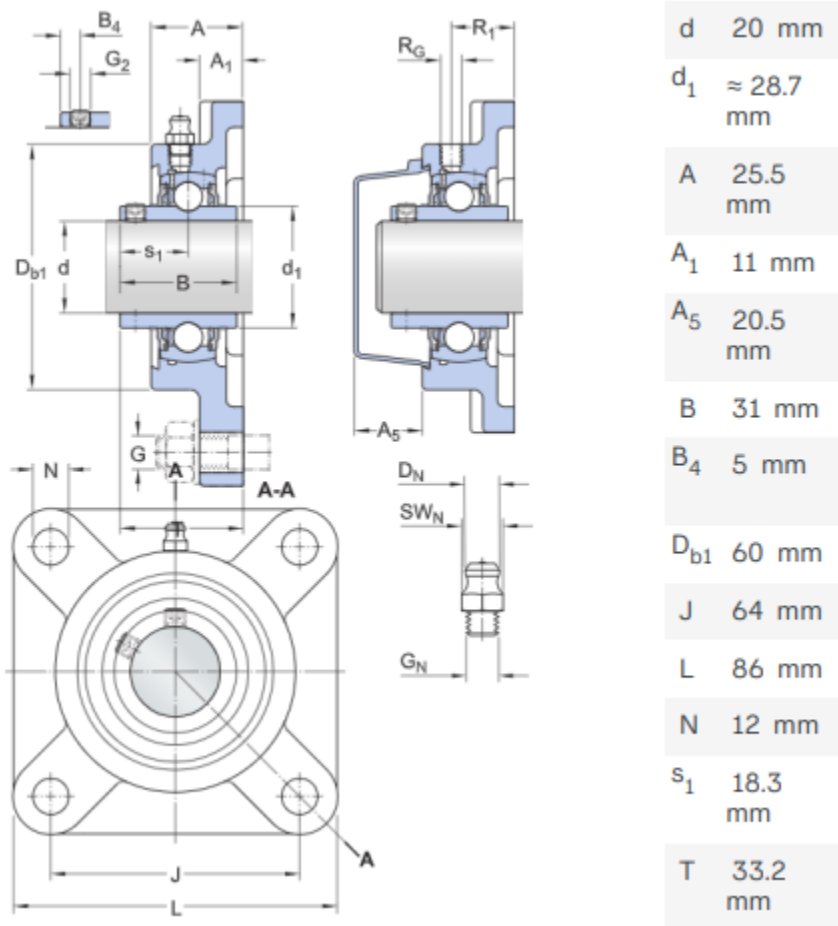
L₁₀: a csapágy élettartalma millió körül fordulások számában

Az élettartam átszámolásakor fordulatszámnak a maximális fordulatszámot vettem.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n_g} \cdot L_{10} = \frac{1000000}{60 \cdot 2983,8} \cdot 615505 = 3438037hr \quad 53.$$

Kenés

Ezek a típusok kenve érkeznek SKF LGWA 2, LGMT 2 vagy LGMT 3 zsírral. Kis terhelések és sebességek mellett, illetve horizontális tengelyeken a katalógus szerint nincs szükség újra zsírozásra.



31. ábra UCF 204 méretei [11]

Mérési elrendezés

A nyomaték mérésére elterjed módszereket a **Nyomatékmérők** fejezetben tárgyaltam. A nyomaték mérő tárcsa és tengelyek közül két terméket néztem meg.

Ezek ára 2000-2500€-tól kezdődik, ami nem fér bele a csapat pénzügyi keretébe.



33. ábra DR-2212 érintésmentes nyomatékmérő[14]

A másik mérési módszerhez a motornak el kell tudnia a forognia a saját tengelye körül. Ezt az elfordulást egy erőmérő cella fogja gátolni egy nyomatékkaron keresztül. A mért nyomatékot a erőmérő forgástengelytől mért távolsága és a mért erő szorzata fogja adni.

Villanymotor csapágyazása

A motor csapágyazásához 1215-ös[13] beálló golyócsapágyakat választottam, mivel elterjedtségük miatt olcsón beszerezhetőek. A különálló csapágyházak miatt fontos, hogy beálló csapágyakat használjunk (25. ábra).

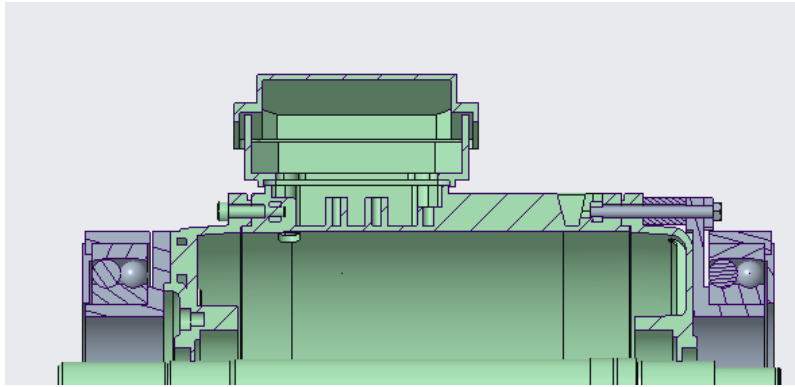
A motor csapágyazásának megoldásához, a hűtőventillátort eltávolítottam. Mivel a motor szakaszosan lesz használva rövid időintervallumokba, ezért az aktív hűtés hiánya nem okoz problémát.

A csapágyházak egyedi gyártásba készülnek esztergálással, ezért törekedtem arra, hogy gyártásuk minél gazdaságosabb legyen. A csapágyakat a portól és egyéb szennyeződésektől polimer fedő alkatrészek védi, ami nagy valószínűséggel 3D nyomtatással fog elkészülni. A csapágyházak rögzítése a szerkezet alapjához hegesztett lemezalkatrészekkel történik.

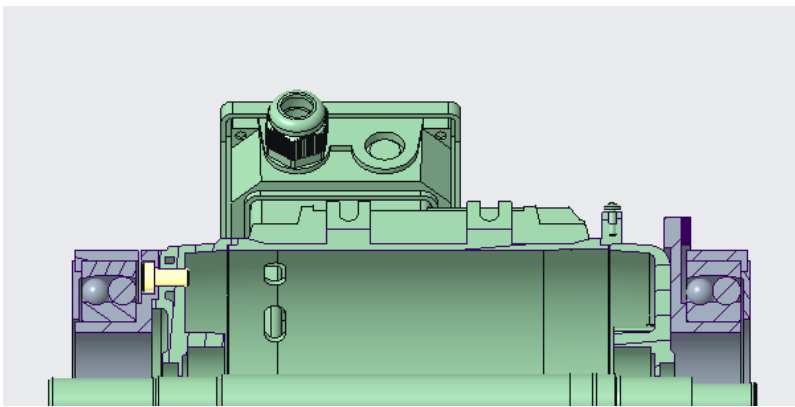
Szilárdsági szempontból ezek az alkatrészek nincsenek nagy terhelésnek kitéve, ezért S235 általános szerkezeti acélt választottam anyagnak.



32. ábra T40B nyomatékmérő tárcsa[16]



35. ábra Motor csapágyazása



34. ábra Motor csapágyazása

Mivel itt a csapágyak statikusan vannak beépítve, ellenőrzésnél csak statikus terhelésre ellenőriztem őket. Ezt a katalógus alapján végeztem el. Először a radiális terhelést határoztam meg, axiális terhelés hiányában ez fogja adni az egyenértékű statikus terhelést. A radiális terhelés főként a motor és a csapágyházak motorhoz rögzített részeinek a súlya adja.

$$F_r = (2 \cdot m_{cs} + m_m) \cdot g = (2 \cdot m_{cs} + m_m) \cdot g = 165,2421N \quad 54.$$

$$P_0 = F_r = 165,2421N \quad 55.$$

Ahol:

F_r : a radiális terhelés [N]

m_m : a villanymotor tömege [kg] [15]

P_0 : egyenértékű statikus terhelés

Ebből:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{15600}{165,2421} = 94,407 \quad 56.$$

Ahol:

C_0 : előírt statikus alapterhelés[N]

s_0 : statikus biztonsági tényező [-]

A katalógus ajánlása szerint a statikus biztonsági tényezőnek 2 felett kell lennie. Látható, hogy jelen esetben ez bőven meghaladja az előírt értéket.

Nyomaték mérése

A nyomaték mérésére UC9-es erőmérőt (37. ábra). választottam[15][16], mivel vannak kialakítva rajta menetes csatlakozó részek, amelyek egyszerűsítik a felfogatást. A felfogatása 2 darab DIN648-as szabványos gömbcsuklót használtam M5-ös anyamenettel.

A UC9-es erőmérő sok mérési tartományban kapható, ezért a szükséges típus meghatározásához kiszámoltam a maximális erőt, ami az erőmérőre eshet. Az mérési elrendezés karját 150mm-nek vettem (36. ábra).

$$F_{max} = \frac{M_{max}}{k} = \frac{7,22}{0,15} = 48,13N \quad 57.$$

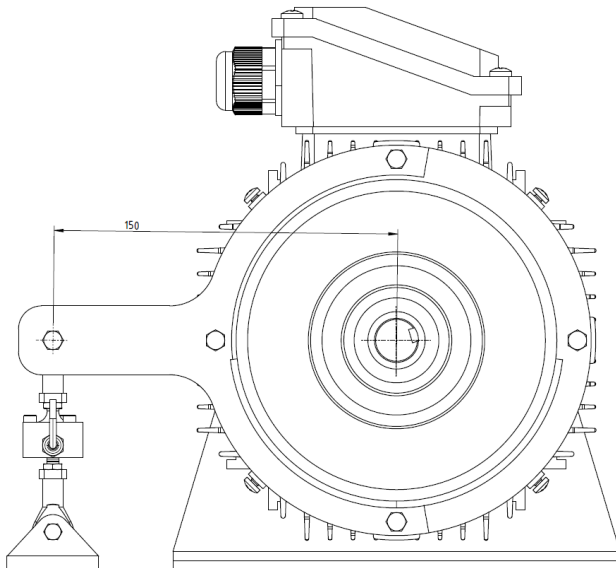
Ahol:

F_{max} : a maximális erőmérőre eső erő [N]

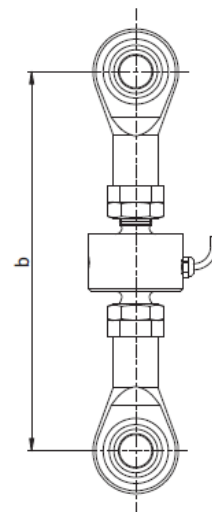
M_{max} : a fékező villanymotor maximális nyomatéka [Nm]

k : az erőmérő karja [m]

Látható, hogy az 50N-os mérési határral rendelkező erőmérő megfelel 150mm-es kar mellett



37. ábra Mérési elrendezés



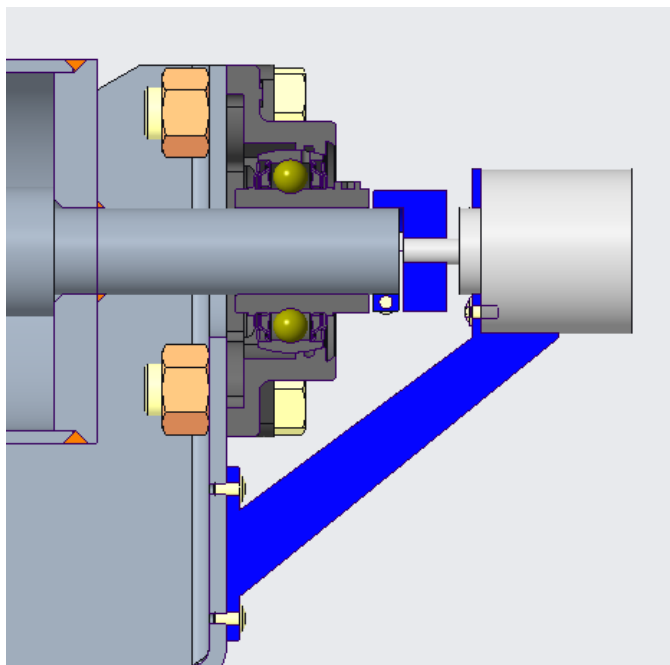
36. ábra UC9-es erőmérő

Fordulatszám mérése

Fordulatszám mérésére a E38S6G5-360B típusú inkrementális optikai enkódert választottam[17], mivel olcsó, erre a felhasználásra a pontossága is elegendő és 5000 RPM-es mérési határával megfelel nekünk.



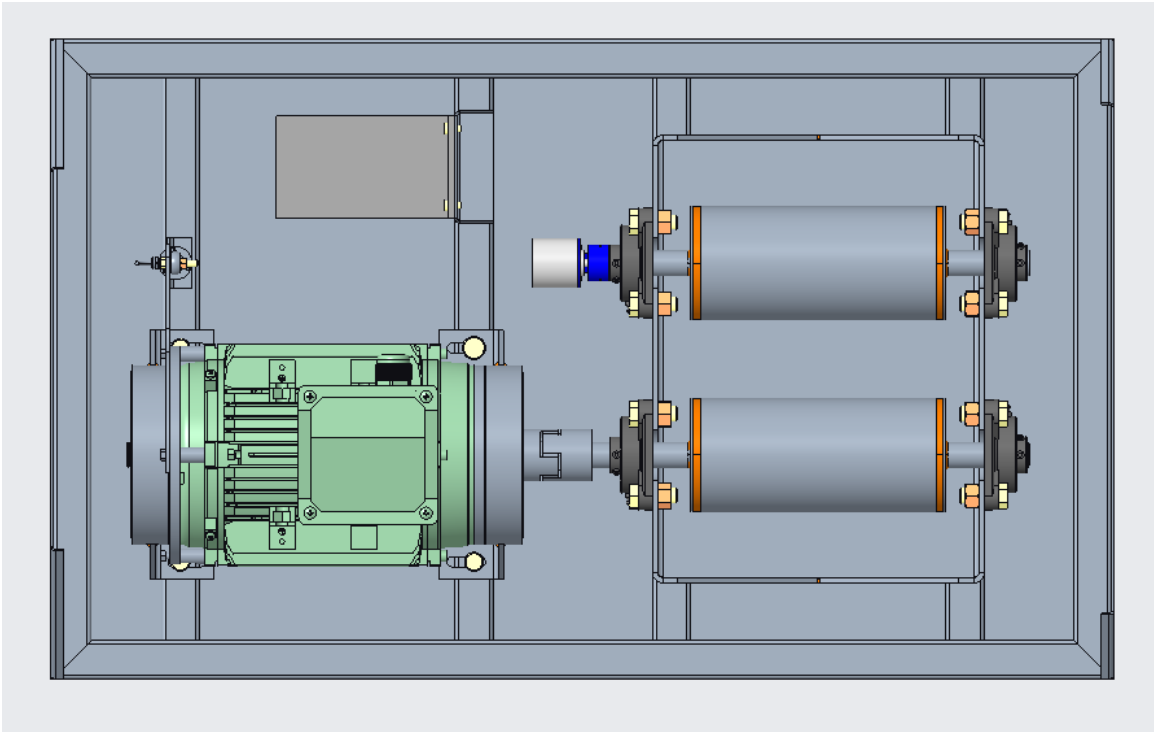
39. ábra E38S6G5-360B típusú enkóder [17]



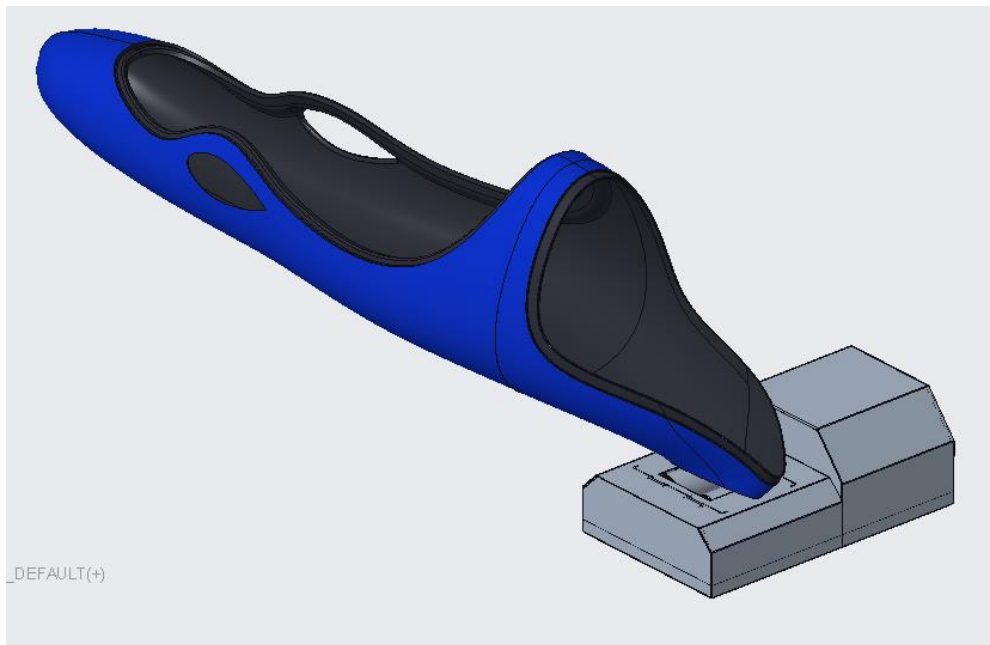
38. ábra Enkóder felfogatása és kapcsolása a tengellyel

A fordulatszám mérése a hátsó görgő tengelyén történik. Mivel az enkóderre nem hat nyomaték, az enkóder felfogatása egy 3d nyomtatott alkatrészsel történik. A tengelyek összekapcsolása is egy 3d nyomtatott tengelykapcsolóval fog történni, az előzővel megegyező megfontolásból.

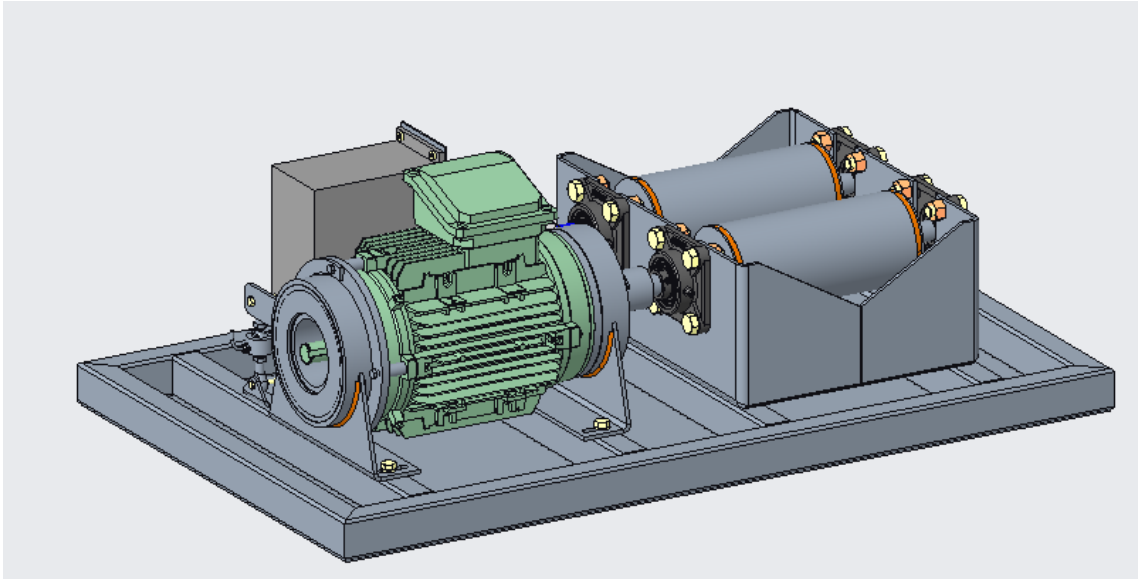
Végső konstrukció



41. ábra A dinamométer modellje felülnézetből burkolat nélkül



40. ábra A dinamométer és Léna modellje



42. ábra A dinamométer modellje burkolat nélkül

Összegzés

A végtermék a csapatfejlődését támogató mérő berendezés, amely megfelel a tervezési folyamat elején lefektetett alapkövetelményeknek. A legfőbb szempontok az kis tömeg (43kg), gazdaságosság és a modularitás voltak. A kis tömeg a könnyen szállíthatóság miatt volt fontos, hiszen így nem okoz gondot a csapat műhelyébe az eltárolása, a verseny és tesztek helyszínére a kivitele. Az ár csökkentésénél próbáltam figyelni, hogy a szponzorjaink által szolgáltatott termékeket és szolgáltatásokat használjuk ki. A modularitás fontos, hiszen más hajtáslánccal rendelkező járművek mérésére, járatására igényünk lehet a jövőben. A modularitás egyrészt a skeleton modellezést alkalmazó CAD modell miatt valósul meg, ami lehetővé teszi a modell gyors konfigurálását. Másrészt úgy alakítottam ki a fékpadot, hogy két külön egység szembefordításával, akár egy két kerék meghajtású autó mérésére is alkalmas legyen.

Hivatkozások

- [1] [“Shell Eco-marathon hivatalos weboldala.”](#) Megnyitás dátuma:2023.Okt. 23.
- [2] A.J. Martyr, M.A. Plint“Engine Testing.”3.Kiadás,2007.
- [3] D. E. Hall and J. C. Moreland, “FUNDAMENTALS OF ROLLING RESISTANCE.”2001.
- [4] “Gillespie - Fundamentals of vehicle dynamics”1992.
- [5] S. Dereyne, P. Defreyne, E. Algoet, and S. Derammelaere, “An efficiency measurement campaign on belt drives.”2012.
- [6] J. B. Spicer, C. J. K. Richardson, M. J. Ehrlich, J. R. Bernstein, M. Fukuda, and M. Terada, “Effects of frictional loss on bicycle chain drive efficiency,”2001.
- [7] [“dynoKRAFT S60 weblink.”](#) Megnyitás dátuma:2023.Okt. 23.
- [8] [“Dynojet 200i weblink.”](#) Megnyitás dátuma:2023.Okt. 23.
- [9] [“Chemplex weblink.”](#) Megnyitás dátuma:2023.Okt. 23.
- [10] W. K. W. H. G. M. Adolf, *Fémtechnológiai táblázatok.* 1987.
- [11] [“SKF UCF 204”](#)letöltés dátuma: 2023.Nov.3.
- [12] [“Y-bearings and Y-bearing units”](#)letöltés dátuma: 2023.Nov.3.
- [13] [“Rolling bearings”](#)letöltés dátuma: 2023.Nov.3.
- [14] [“Motion tools weboldala.”](#)Megnyitás dátuma:2023.Nov.03.
- [15] [“9010909_ST90L2_B14_22kW_villanymotor_IE3”](#) letöltés dátuma: 2023. Nov.03.
- [16] [“HB mérnökiroda weboldala.”](#) Megnyitás dátuma:2023.Nov.03.
- [17] [“Hestore weboldala.”](#) Megnyitás dátuma:2023.Nov.03.
- [18] Máté László “Forgó tengely ellenőrzése kifáradásra.” 2015
- [19] Bider Zs. Borbás L. Eleőd A.“Jármű hajtáselemek. “ 2012
- [20] Dr. Kerényi György“Gépelemek 1. 5.előadás: Anyaggal záró kötések” 2018
- [21] A hivatkozással nem jelölt ábrák saját készítésűek