



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar
Közlekedés- és Járműirányítási Tanszék

Autonóm tesztjármű aktuátorainak tervezési kérdései

TDK dolgozat

Készítették:

Hegedüs Ferenc (járműmérnök BSc.)
Balogh Ádám (járműmérnök MSc.)
Oláh Kristóf (járműmérnök MSc.)

Konzulens:

Aradi Szilárd (tanársegéd, BME-KJIT)

Budapest, 2013. november 4.

TARTALOMJEGYZÉK

1	BEVEZETÉS.....	3
1.1	AZ AKTUÁTOROK KIVÁLASZTÁSÁNAK FOLYAMATA	4
2	A JÁRMŰSZERKEZET	5
3	A KORMÁNYAKTUÁTOR	6
3.1	A KORMÁNYAKTUÁTOR TERVEZÉSÉNEK FOLYAMATA.....	6
3.2	A KORMÁNYAKTUÁTORRAL SZEMBEN TÁMASZTOTT KÖVETELMÉNYEK	6
3.3	A VÁLASZTÁSI LEHETŐSÉGEK SZŰKÍTÉSE	7
3.4	A JÁRMŰIPARBAN ALKALMAZOTT VILLAMOS AKTUÁTOROK VIZSGÁLATA [1] [2] [3].....	8
3.4.1	<i>Elektromágnes, mint alternatíva</i>	8
3.4.2	<i>Kommutátoros egyenáramú (DC) motor</i>	8
3.4.3	<i>Egyenáramú szervó motor</i>	11
3.4.4	<i>Léptetőmotorok</i>	11
3.5	A TERVEZETT KONSTRUKCIÓ	17
3.5.1	<i>Aktuátorválasztás</i>	17
3.5.2	<i>Az áttétel (erőátvitel) kialakítása</i>	18
3.5.3	<i>A fogaskerék kapcsolat szilárdsági ellenőrzése</i>	20
3.5.4	<i>Túlterhelés elleni védelem</i>	22
3.5.5	<i>A kormányaktuátor rögzítése</i>	23
4	A FÉKAKTUÁTOR	26
4.1	A FÉKAKTUÁTOR TERVEZÉSÉNEK FOLYAMATA.....	26
4.2	A FÉKAKTUÁTORRAL SZEMBEN TÁMASZTOTT KÖVETELMÉNYEK	26
4.3	ALTERNATÍVÁK A FÉKAKTUÁTOR TERVEZÉSE SORÁN	27
4.3.1	<i>Lineáris aktuátorok [4]</i>	27
4.3.2	<i>Elektromágnes, mint fékaktuátor [2]</i>	28
4.3.3	<i>Modellező szervó</i>	28
4.4	A TERVEZETT KONSTRUKCIÓ	29
5	A HAJTÁSLÁNC	30
5.1	A HAJTÁSLÁNCCAL SZEMBEN TÁMASZTOTT KÖVETELMÉNYEK.....	30
5.1.1	<i>Általános követelmények</i>	30
5.1.2	<i>Az autonóm üzemből adódó speciális követelmények</i>	32
5.2	ERŐÁTVITELI BERENDEZÉS [4]	32
5.3	MEGHAJTÓ MOTOR.....	34

5.3.1	<i>A jármű- és mobilgép iparban alkalmazott motorok vizsgálata [5] [6] [7] [8].....</i>	34
5.3.2	<i>A kefe nélküli egyenáramú motor [9] [10] [11].....</i>	36
5.4	A TERVEZETT KONSTRUKCIÓ.....	40
5.4.1	<i>A motorválasztás alapja.....</i>	40
5.4.2	<i>A választott motor [6] [12].....</i>	41
5.4.3	<i>A lánchajtás tervezése [4] [13].....</i>	42
5.4.4	<i>A jármű és a hajtáslánc együttműködésének dinamikája [12] [14] [15].....</i>	43
5.4.5	<i>Motorrögítés</i>	47
5.4.6	<i>A tervezett hajtáslánc szilárdsági ellenőrzése.....</i>	48
6	ÁBRAJEGYZÉK.....	52
7	TÁBLÁZATOK JEGYZÉKE	53
8	IRODALOMJEGYZÉK.....	54

1 BEVEZETÉS

A dolgozat a Robert Bosch Kft. és a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedés- és Járműirányítási tanszékének együttműködéseként létrejött hallgatói projekt során készülő autonóm (vezető nélküli) tesztjárművel kapcsolatban készül.

A projekt célja, hogy a Bosch által gyártott, már jelenleg is kereskedelmi forgalomban kapható szenzorok (radar, ultrahangos távolságmérő, mono kamera) segítségével a tesztjármű emberi beavatkozás nélkül legyen képes a pályakövetésre, majd a későbbiekben más, a forgalomban résztvevő járművekkel együtt az autonóm közlekedésre.

Dolgozatunk témája a jármű aktuátoraival szemben támasztott követelmények megfogalmazása, és az ezeknek a követelményeknek megfelelő aktuátorok tervezése és megvalósítása. A tesztjármű alapját egy komplett gokart váz alkotja, mely a gokart csövázán kívül tartalmazza az első felfüggesztést, ezzel együtt a kormányrudazatot, valamint a hátsó felfüggesztést, és a hozzá tartozó hidraulikus működtetésű tárcsaféket.

Az aktuátorok (beavatkozók) feladata, hogy az elektronikus szabályozó beavatkozó jeleit a járműrendszer működését befolyásoló erővé vagy forgatónyomatékká alakítsák.

Egy jármű esetében az alapvető, aktuátorok által ellátandó feladatok a hajtás, a kormányzás, és a fékezés. Dolgozatunkban megfogalmazzuk ennek a három feladatnak a végrehajtására szánt beavatkozókkal szemben általánosan támasztott és - a vezető nélküli üzemből adódó - speciális követelményeket, melyek a tervezés alapjául szolgálnak.

Célunk a jármű aktuátorainak megtervezése oly módon, hogy azok megfelelő irányításával lehetővé váljon a jármű számára az autonóm beavatkozás, azaz az aktuátorok a szabályozó rendszer által megkívánt beavatkozást biztonságosan, pontosan és gyorsan hajtásák végre, azaz megfelelően szolgáltassák a jármű befolyásolásához szükséges fizikai jellemzőket.

A mérnöki tervezési feladatoknak sohasem létezik egyetlen, tökéletes megoldása. A tervezés során a mérnök feladata, hogy különböző lehetőségek közül válassza ki a specifikációnak megfelelő legjobb megoldást. Ismertetjük az alternatívaként felmerülő aktuátorok működési elvét, elektronikus és mechanikus tulajdonságait, az általuk a szabályozó elektronikával, valamint az energia betáplálással szemben támasztott követelményeket. Dolgozatunkban bemutatjuk az aktuátor tervezés során felmerülő megoldási lehetőségeket, ezek általános és feladatspecifikus előnyeit és hátrányait.

Manapság a modern ipar minden területén egyre fontosabb szerepet játszik a költséghatékonyság, különösen így van ez a járműiparban, ezért foglalkozunk a beavatkozó-realizáció költségeinek redukálásával, oly módon, hogy emellett természetesen a műszaki követelményeknek való megfelelés ne sérüljön.

A járművek, a közlekedés területén fontos a biztonság kérdése. Különösen igaz ez egy autonóm jármű esetében, hiszen a nem megfelelő működés könnyen komoly biztonsági kockázathoz vezethet. A dolgozatban ezért kitérünk a jármű aktuátorait érintő biztonsági kérdésekre is.

A tervezési feladat és a dolgozat végcéljaként a fent felsorolt szempontok alapján ismeretjük a megtervezett beavatkozókat, és indokoljuk azok megválasztását.

1.1 Az aktuátorok kiválasztásának folyamata

A piacon számos különböző aktuátor érhető el, a tervező feladata az adott feladatra legjobban megfelelő és a leggazdaságosabb változat megkeresése. A kiválasztás során problémát okoz a gazdaságos konstrukció keresése, mivel a rendelkezésre álló energiaforrások, a fellépő terhelések, melyek függenek a jármű többi részének kialakításától nagyban befolyásolják a költségeket. A különböző verziók korrekt összehasonlításához szükség van a követelményjegyzék pontos felállítására. Feladatunk hajtás, a kormány és a fék aktuátor kiválasztása, így a követelményeket is ennek megfelelően kell meghatározni.

2 A JÁRMŰSZERKEZET

A projekt kiírása után a Bosch szakembereivel egyértelműsítettük, hogy a projektnek nem célja egy teljesen egyedi tervezésű járműváz-szerkezet megtervezése a tesztjármű számára, így valamilyen nagyobb méretű gokart-vázra épített konstrukcióban kellett gondolkodnunk. A járműváz, illetve hozzá tartozó alap realizáció – első és hátsó tengelyek és kerekek, egyszerű kormány szerkezet, üzemi fékberendezés – ilyen módon már a projekt kezdetekor rendelkezésre állt. Ez egyrészt könnyebb volt, hiszen nem kellett a hardveres tervezési feladatokat teljesen az alapoktól kezdeni, ami rengeteg időt emésztett volna fel. Más szempontból nézve, az aktuátortervezés szempontjából ez kötöttségeket jelentett, hiszen a már készen rendelkezésre álló járművázhoz illeszkedve kellett a hajtás-lánc, kormány és fék aktuátorokat megtervezni, ami korlátozta a tervezői szabadságot.

A projekthez vásárolt gokart vázra eredetileg egy benzines motorral hajtott bérgokart épült. A gokartból a belső égésű motoron, és a közvetlenül hozzá tartozó egyéb berendezéseken (pl. üzemanyagtank) kívül minden egyéb alkotóelemet felhasználtunk.

A csupasz váz mellett tehát adva volt a merev hátsó tengely, és a hozzá tartozó csapágyazás, valamint a kerekek. A hátsó tengelyen természetesen már ki volt alakítva egy lánckerék rögzítéséhez szükséges agy, amire fel volt szerelve az eredeti motornál alkalmazott lánckerék.

Szintén felszerelve maradt a hátsó tengelyre rögzített féktárcsa, valamint a teljes üzemi fékrendszer. A gokart fékberendezése hidraulikus működtetésű, a szükséges olajnyomást egy, a fékpedál mellett elhelyezkedő munkahenger biztosítja, amit a fékpedál benyomásával tudott a vezető működtetni.

Az első kerékagyak, és kerekek, valamint a gokart eredeti trapéz-rudazatos kormányműve is felhasználásra került, hiszen a szerkezet egyszerűségére törekedtünk, így nem tartottuk célszerűnek egy új kormány szerkezet megtervezését. Az eredeti kormány mű egyébként is kiforrott, és bizonyítottan üzembiztos berendezés, melyet széleskörűen alkalmaznak.

A tervezés során tehát a vezetővel rendelkező jármű esetében már bevált és bizonyított berendezéseket kellett az autonóm üzemre alkalmas módon átalakítani, továbbfejleszteni, és a megfelelő aktuátorokkal ellátni a vezető gépi kiváltásának érdekében.

3 A KORMÁNYAKTUÁTOR

3.1 A kormányaktuátor tervezésének folyamata

A jármű autonóm működéséhez szükséges kormányrendszer kialakításához a következő feladatokat kellett megoldanunk:

- a kormányzáshoz szükséges forgatónyomaték ($M_{kormány}^{max}$) meghatározása
- a meghatározott forgatónyomatékot kifejteni képes hajtáslánc megtervezése: meghajtás, és hozzá tartozó erőátviteli nyomatékmódosítás ($k_{kormány}$)
- túlterhelés elleni védelem megvalósítása nyomatékhatároló elem beépítésével
- a szerkezet rögzítése a járművázhoz, a meglévő kormányoszlophoz
- a tervezett aktuátor és rögzítőkonzol szilárdsági ellenőrzések elvégzése

3.2 A kormányaktuátorral szemben támasztott követelmények

A rendelkezésre álló erőforrások tekintetében a teszt járművön alapvetően villamos energia felhasználására van lehetőség, 48 V feszültségű lítium-ion (LiFePO₄) akkumulátortelepről. Ennek pneumatikus, vagy hidraulikus energiává alakíthatása megoldható, azonban feleslegesen bonyolult, veszteségekkel jár, valamint esetünkben nincsenek olyan további segédberendezések, melyek működtetéséhez az ilyen energiaformákra szükség lenne.

A kormányzáshoz szükséges forgatónyomatékot megfelelő erőmérő berendezés segítségével állapítottuk meg, értéke $M_{kormány}^{max} \geq 10 \text{ Nm}$ -re adódott. A hatékony kormányzáshoz minimálisan szükséges elfordulás-tartomány $\pm 45^\circ$ -ban került megállapításra.

Megbízhatósági szempontból az aktuátor működése kritikus kérdés, hiszen a tesztjármű autonóm üzeme megkívánja, hogy emberi beavatkozás nélkül is megbízható és biztonságos legyen a kormányzás, ellenkező esetben a jármű balesetet okozhat.

Az aktuátor fizikai méretével és geometriájával szemben támasztott követelmények szempontjából a járművön megfelelő mennyiségű hely áll rendelkezésre az aktuátor elhelyezéséhez, ennek ellenére természetesen törekedtünk a kisebb méretű, könnyebb alkatrészek kiválasztására és alkalmazására.

Pénzügyi szempontból azon túl, hogy a projekt költségvetése meghatározza a beépíthető elemek maximális árát, fontos a költségek minimalizálására törekedni, hiszen az alkal-

mazni kívánt megoldások rohamosan terjednek az alacsonyabb és ezzel együtt költségérzékenyebb vásárlókörrrel rendelkező járműkategóriák felé, a projekt során pedig célunk valós ipari körülmények között felhasználható eredmények elérése.

A kormányaktuátor megfelelő irányíthatóságának eléréséhez fontos a gyors és pontos pozíciókövetés, és pozíciótartás, valamint az aktuális kormánypozíció visszacsatolása a központi elektronikus szabályozóegységbe.

A kormánybeavatkozó szempontjából a túlterhelés elleni védelem is rendkívül fontos szerepet játszik. Azon felül, hogy a kormányaktuátornak tartósan el kell tudni viselnie saját maximális nyomatékának kifejtését, ütközés, úthibák, vagy egyéb speciális útgeometria esetén a tervezési maximális nyomatéknak többszöröse is felléphet, így a megfelelő túlterhelés védelemről gondoskodni kell. Bár nem tartozik szorosan ebbe a témakörbe, amennyiben a kormány túlterhelésvédelme miatt az aktuátor elfordul a kormányműhöz képest, gondoskodni kell továbbra is a megfelelő elfordulás-tartományról, pozíció visszacsatolásról. Mindenképp szükséges tehát az aktuátor támogatásához valamilyen független kormányzóg-szenzor. Amint a terhelés ismét az üzemi tartományba kerül, a kormányzásnak külső beavatkozás nélkül működnie kell.

3.3 A választási lehetőségek szűkítése

A 3.2 pontban meghatározott követelményekből látható, hogy a tervezés során a különböző kialakítású és működésű aktuátor elemek részletes elemzése szükséges, mely előtt célszerű azokat az aktuátor típusokat már a tervezés kezdeti fázisában kizárni, melyek valamilyen ok folytán biztosan nem építhetők be a tesztjárműbe.

A hidraulikus és pneumatikus rendszerek működtetéséhez szükséges segédberendezések jelentősen megbonyolították volna a szerkezet működését, ezen felül nagy költségük és tömegük miatt sem célszerű ezeket csupán a kormány és fék aktuátorhoz beépíteni. Pneumatika alkalmazásával a kormánypozíció tartása is problémás lehet. A fentieknek megfelelően úgy döntöttünk, hogy kizárólag elektromos energiát felhasználó megoldásokat keresünk.

Mindezek ellenére említést érdemel, hogy a túlterhelések kezelése a hidraulikus és pneumatikus rendszereknél megoldott, megfelelő erők kifejtésére alkalmasak, nem keltenek káros rezgéseket, esetleg csillapítják is azokat, így ha egyéb berendezésnek is célszerűen működtethetőek velük, gazdaságos lehet ezen energiatípus alkalmazása.

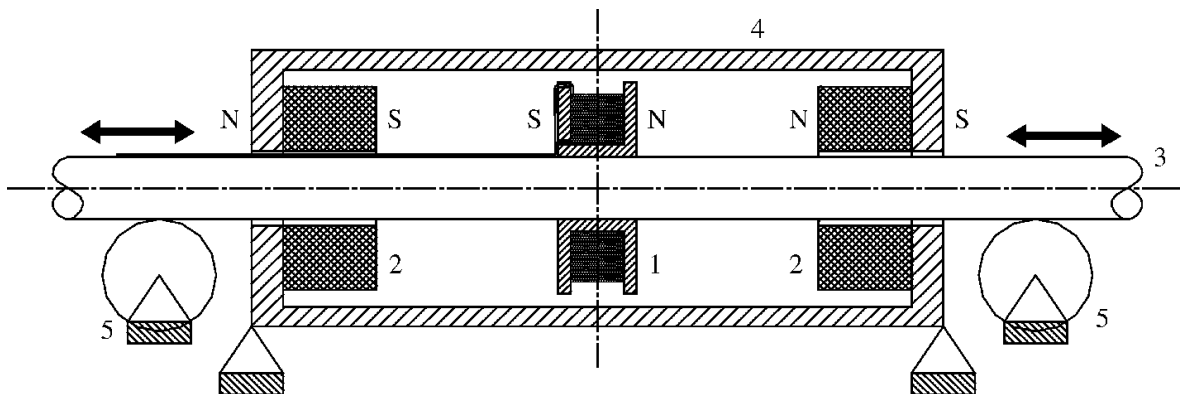
A kormányzás megvalósításához egyértelműen forgó mozgás szükséges, melyet a járművázhoz tartozó kormánymű továbbít a kormányzott kerekekhez.

3.4 A járműiparban alkalmazott villamos aktuátorok vizsgálata [1] [2] [3]

A kormányaktuátorral szemben támasztott követelmények meghatározásakor (3.3) megállapítottuk, hogy esetünkben elektromos energiát felhasználó, lehetőleg forgómozgást végző aktuátor alkalmazása a célszerű. A 3.4 pontban tehát a fenti követelményeknek megfelelő aktuátoroknak és tulajdonságaiknak bemutatását tűztük ki célul.

3.4.1 Elektromágnes, mint alternatíva

Kis elmozdulások esetén jelentős erő fejthető ki elektromágnes (1. ábra) segítségével. Az elektromágnes alapanyaga lágyvas, alapvetően ennek telítődése korlátozza a kifejthető erőt. Az elektromágnes erő-elmozdulás jelleggörbéje erősen nemlineáris. A maximálisan létrehozható elmozdulás 15-25 mm. [1] 134.o.



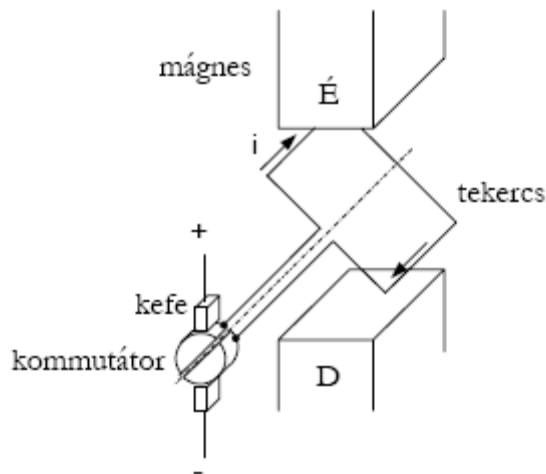
1. ábra: Az elektromágneses aktuátor működési elve [3]

Az elektromágneses aktuátorokat gyakran használják szelepek, kapcsolók, befecskendezők vezérlésére.

3.4.2 Kommutátoros egyenáramú (DC) motor

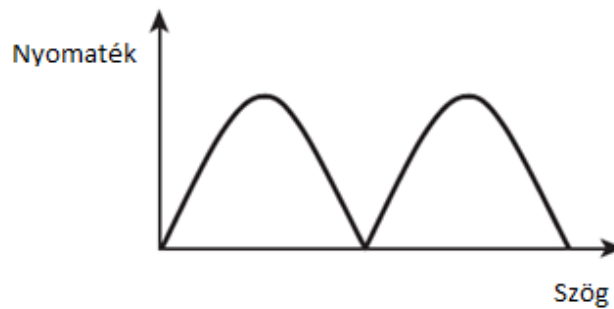
A gyakorlatban kis teljesítmények esetén ($P_{max} \approx 1kW$) állandó mágneses kivitelben, nagyobb teljesítmények esetén soros-, sönt- vagy vegyes gerjesztéses kivitelben alkalmazzák. A bevezetett egyenáram polaritását változtatni kell, mielőtt a forgórész tekercsibe (az armatúrába) jut, hogy a rotor forgásiránya változatlan maradjon. Ezt a feladatot a kommutátor oldja meg. A motor nyomatékát a mágneses térbe helyezett árammal átjárt tekercsre ható erő hozza létre (2. ábra). Az erő nagyságát a Lorentz törvény írja le, mely

szerint az árammal átjárt vezetőre ható erővektor megegyezik az áramvektor és a mágneses térerősség vektor kereszt-szorzatával.



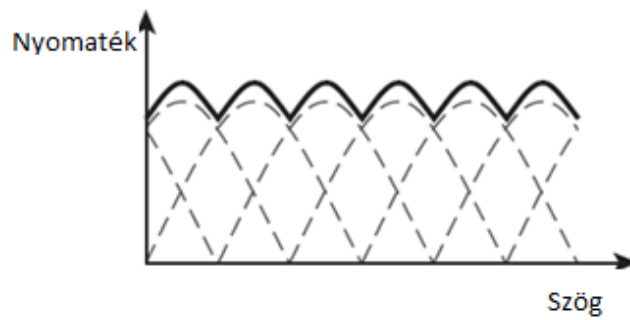
2. ábra: A DC motor működési elve [1]

Annak ellenére, hogy az ábrán látható egyszerű kommutátor megakadályozza, hogy a kommutációs síkon átlépve az áramirány megforduljon, a félfordulatonkénti durva irányváltástól a motor nyomaték-szöghelyzet jelleggörbéje rendkívül előnytelenül alakul, ezt a 3. ábra mutatja be.



3. ábra: DC motor jelleggörbe egyszerű kommutátorral [2]

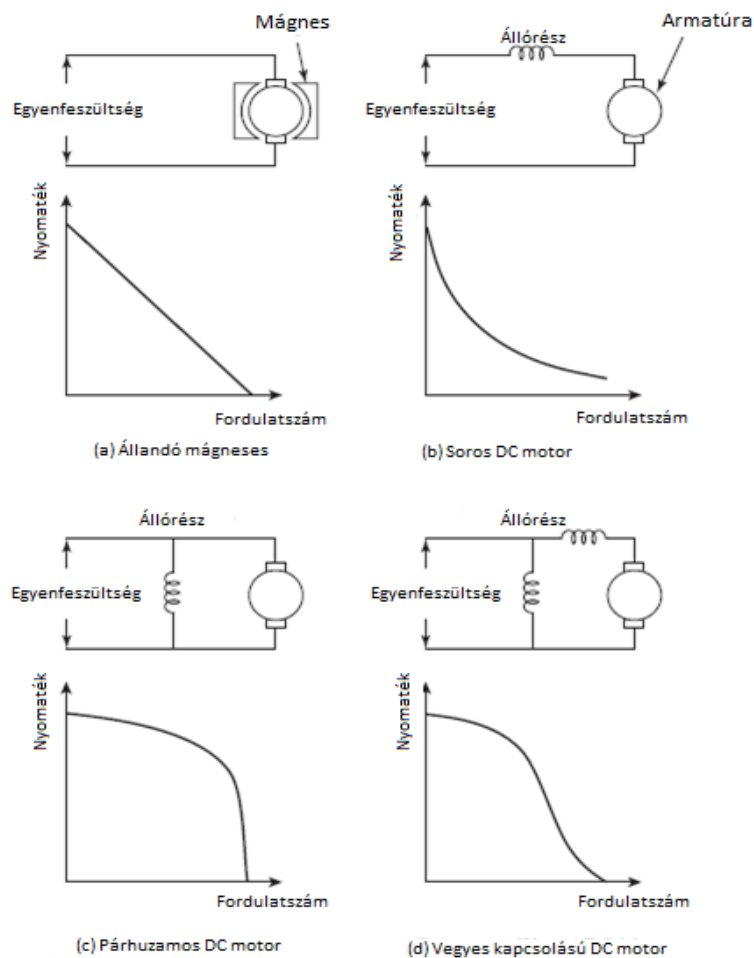
Ez a nyomatékingadozás rendkívül nehézvé tenné a szabályzást, bizonyos szöghelyzetekben teljesen ellehetetleníti a pozíció-tartást, ezen felül nagysebességű üzem esetén jelentős lengéseket is vihet a rendszerbe. Ennek elkerülésére a ma kereskedelemben kapható egyenáramú motorok nem kettő, hanem lényegesen több (~50) részből álló kommutátorral készülnek. Ez a motor jelleggörbéjét jelentősen javítja, láthatóan csökken a nyomaték ingadozása (4. ábra).



4. ábra: DC motor jelleggörbe több részre osztott kommutátorral [2]

Az egyenáramú motorok mechanikus kommutátorának nagy hátránya az egymáson csúszó alkatrészek kopása. Alkalmazásukkor ezeknek a motoroknak a karbantartásigényét mindenképpen számításba kell venni.

Egyszerű állandó mágneses kivitelben a nyomaték-fordulatszám jelleggörbe lineáris, az állórészben elektromágnes alkalmazásával ez megváltoztatható. A különböző változatokat, valamint az ezekkel elérhető karakterisztikákat az 5. ábra mutatja.



5. ábra: A DC motorokkal elérhető karakterisztikák [2]

Mivel a kormányzási feladatra leginkább alacsony fordulaton nagy állandó nyomatékot adó motor felel meg ideálisan, ezért az **5. ábra** jelleggörbéin látható (c) és (d) karakterisztikák a legmegfelelőbbek.

Az egyenáramú motorok alkalmazhatóságát vizsgálva fontos kérdés a hűtés megoldása. Mivel a hő jelentős része a motor forgórészében fejlődik, a hűtés megoldása – főleg a kormányzás esetén alkalmazott kis fordulatszámok, esetleg pozíciótartás esetén – komoly problémát jelent.

3.4.3 Egyenáramú szervó motor

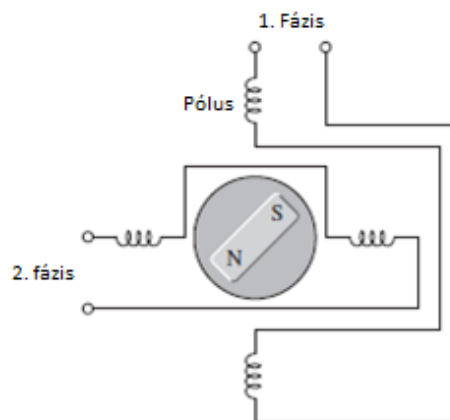
A kereskedelmi forgalomban kapható szervó vezérlők alapvetően digitális és analóg kategóriába sorolhatóak. A digitális vezérlők az analóg jelen kívül általában képesek többek között PWM jeleket, RS-232, vagy Ethernet kapcsolaton keresztül érkező adatot bemenetként feldolgozni. Az analóg vezérlők általában $\pm 10 V$ feszültségtartományú jelet várnak a bemeneten. A digitális vezérlők konfigurálása általában PC, míg az analóg vezérlőké a rajtuk elhelyezett potenciométerek és kapcsolók segítségével történik. A vezérlő típusától függetlenül három vezérlési módot használnak a gyakorlatban, ezek a feszültség, sebesség, és a nyomaték szabályzás. Feszültség módban egy a bemenettel arányos stabil feszültség jelenik meg a kimeneten. Sebesség módban a motor tengelyére szerelt tachométert vissza kell csatolni a szabályzóba, ennek adatai alapján a kimeneti feszültség szabályzásával a bemeneti jelnek megfelelően szabályozza a motor fordulatszámát. A nyomaték üzemmód azt a tényt használja ki, hogy az állandó mágneses egyenáramú motorok nyomatéka egyenesen arányos az áramerősséggel, így a kimeneti feszültség változtatásával létrehozható egy a bemenettel arányos kimeneti áramerősség, és ezzel a kívánt motor nyomaték. A legtöbb vezérlő a szabályzás megvalósításához nem a kimenet feszültség-szintjét változtatja, hanem ún. PWM jelet hoz létre, melynek kitöltési tényezőjével beállítja az átlagos feszültség szintet (a kitöltési tényező az arányossági tényező a kimenet magas feszültség-szintje, és átlagos feszültsége között).

3.4.4 Léptetőmotorok

A léptetőmotorok besorolhatóak a DC motorok közé, hiszen egyenáramú vezérléssel rendelkeznek, de felépítésük és működésük különböző. Nevükből is sejthetően a léptetőmotorok kis szöglépésekben képesek forgatni a hajtott egységet, kb. 0.9° -tól 90° -ig terjedő tartományban, a motor felépítésétől és vezérlésétől függően.

A léptetőmotorok egyik előnye, hogy pozíció szenzor nélkül is képes helyzetvezérlést megvalósítani. Amíg a motor adott üzemi határain belül működik, a névleges pozícióját a motornak küldött lépések számával lehet változtatni. Másik előnye a motornak, hogy könnyen vezérelhető digitálisan, hiszen a léptetőmotor vezérlője, ami a motor pólusai számára küldi a megfelelő jeleket, két digitális bemenetet igényel: egy impulzusjelet és egy irányjelet. Harmadik előnye, hogy nem csatlakoznak vezetékek a motorhoz, így kefék és kommutátorok sem szükségesek a működéshez. További előnye, hogy kis fordulatszámnál is képes nagy nyomatékot kifejteni, ami miatt sok alkalmazás esetében nem szükséges a motor áttételezése.

A léptetőmotoroknak három típusa létezik, ezek az állandó mágneses (PM - permanent magnet), a változtatható mágneses ellenállású (VR - variable reluctance) és a hibrid. A PM motornál a forgórész egy állandó mágnes és nincsenek fogai, a VR motornál a forgórész nem mágneses, és fogakkal rendelkezik. A VR előnye, hogy gyorsabb dinamikus választ ad, míg a PM kis tartónyomaték kifejtésére képes, amikor az állórész áram alatt van a mágneses motor használata miatt. PM motorokat nem ipari szerkezetekben használnak, mint pl. a nyomtatók. A hibrid motor a PM és a VR motor kombinációja. A forgórész állandó mágnes, viszont vannak fogai is. Továbbá a hibrid motorban a mágnes a forgórész tengelye mentén van polarizálva, a felső fele és az alsó fele különböző polaritású. Az iparban a hibrid motor a legelterjedtebb. Mind a három megoldásnál az állórész egy elektromágnes párból áll, amit pólusokként adnak meg.

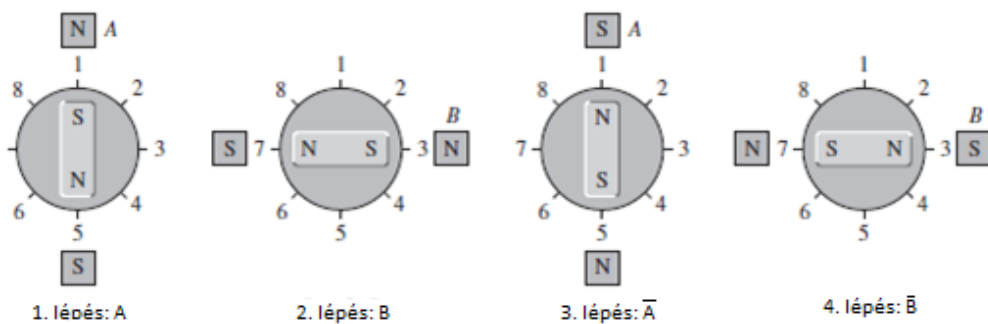


6. ábra: 2-fázisú PM léptetőmotor vázlata [2]

Egy kétfázisú PM motor tekercselését mutatja a **6. ábra**. Egy fázis egy tekercselésnek felel meg, ennél a motornál pedig két fázis van, merőlegesen elhelyezve egymáshoz képest. Ez egy 4 pólusú motor, 2 pólussal fázisonként. A kifejtett nyomaték attól függ, hogy gerjesztjük az állórész tekercseit. Ezt négy különböző módon tehetjük meg:

- Hullámvezérlés
- Teljes léptetés
- Fél léptetés
- Mikroléptetés

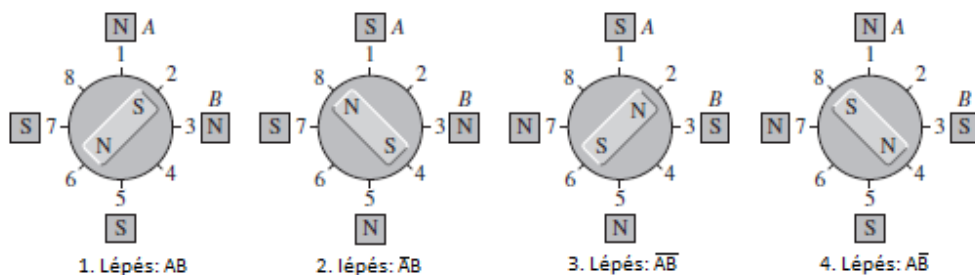
A hullámvezérlés figyelhető meg a **7. ábra** esetében:



7. ábra: Hullámvezérlés [2]

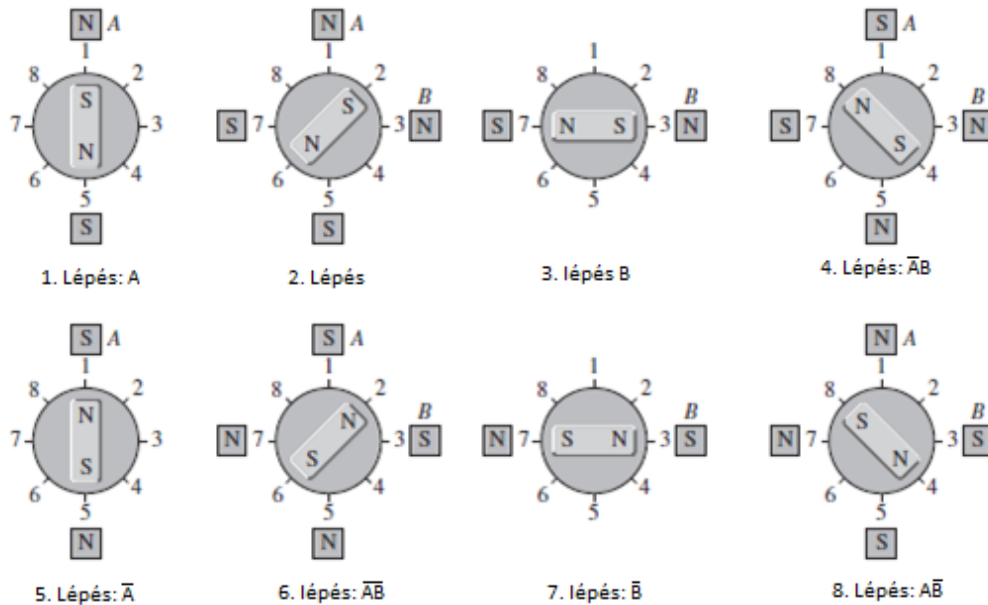
A két fázist A és B jelöli, a forgórész 90°-os lépésekkel forog ennél a módszernél. Mindkét irányba megvalósítható a forgás. A képeken a forgórész egyensúlyban van, ez csak akkor változik meg, ha a tekercsek polaritását változtatjuk. Ennél a megoldásnál egyszerre csak az egyik tekercs aktív, ez eredményezi azt, hogy kisebb nyomaték érhető el a többi vezérléshez képest.

A teljes léptetéses megoldásnál (**8. ábra**) mindkét tekercs aktív. A forgás hasonló az előzőhöz, viszont itt a 2-4-6-8 pozíciók mentén forog a forgórész. A kifejtett nyomaték nagyobb, hiszen mindkét tekercs végig aktiválva van.



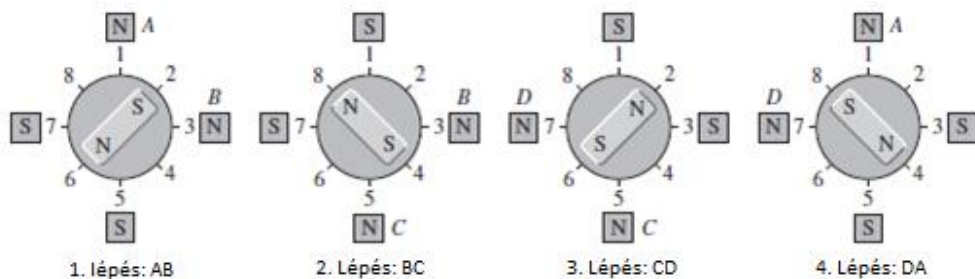
8. ábra: Teljes léptetéses vezérlés [2]

A fél léptetéses módszernél (9. ábra) egy vagy két tekercs van aktiválva, így mind a 8 pozíció szükséges a működés illusztrálására. A motor 45°-os lépésekkel léptet, és mindkét irányban foroghat.



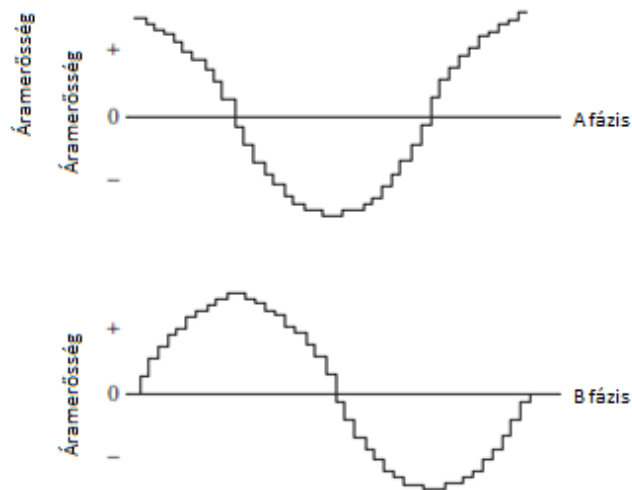
9. ábra: Fél léptetéses vezérlés [2]

A fenti esetekben a feszültség polaritása az állórész tekercsein egyes lépéseknél megfordul. Ezt bipoláris gerjesztésnek nevezzük, és szükséges hozzá ellenkező irányú feszültség generálása. Ha unipoláris feszültség gerjesztésre van szükségünk, akkor négyfázisú motort kell használnunk. Ennek négy tekercse van, melyek külön-külön gerjeszthetők. A gyakorlatban két tekercset használnak egy-egy állórész pólushoz. Ez a két tekercs ellenkező fázisban működik, és egyszerre csak egy van áram alatt. Ezt kétszálás tekercselésnek nevezik, ami az egyszálás ellentettje, amit a kétfázisú megoldásnál alkalmaznak. Egy négyfázisú, teljes léptetésű vezérlést mutat a 10. ábra.



10. ábra: Unipoláris PM motor teljes léptetéses gerjesztése [2]

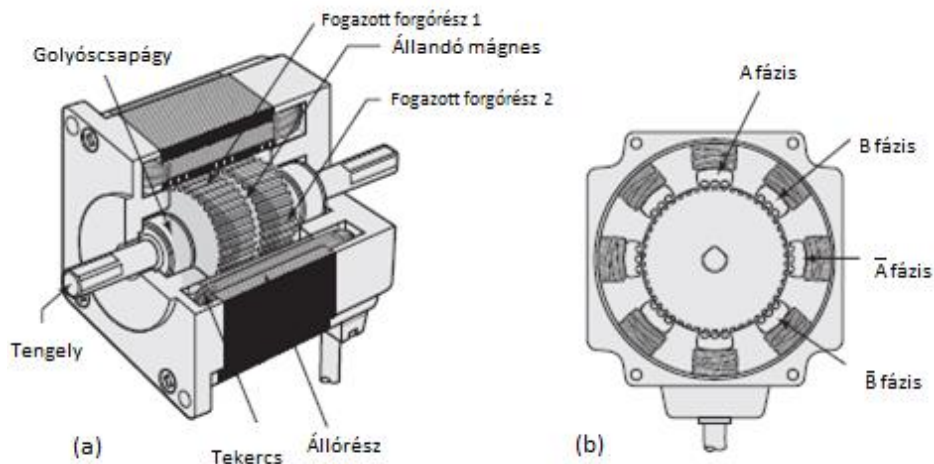
A négy fázis rendre A, B, C és D. Látható, hogy az A és C fázis egyszerre aktiválja ugyanazt az állórész pólust, csak ellenkező fázisban. Az is észrevehető, hogy csak a tekercsek fele van gerjesztve, bármely állapotot nézzük is. Például az első lépésben A és B van gerjesztve, C és D nincs. A mikroléptetésű vezérlésnél ahelyett, hogy egy fázist teljesen ki vagy be kapcsolnánk, a feszültséget kis lépésekben változtatjuk (**11. ábra**). Így finomabb vezérlés valósítható meg, a forgórésznek sokkal több egyensúlyi helyzete lesz.



11. ábra: Mikroléptetéses vezérlés [2]

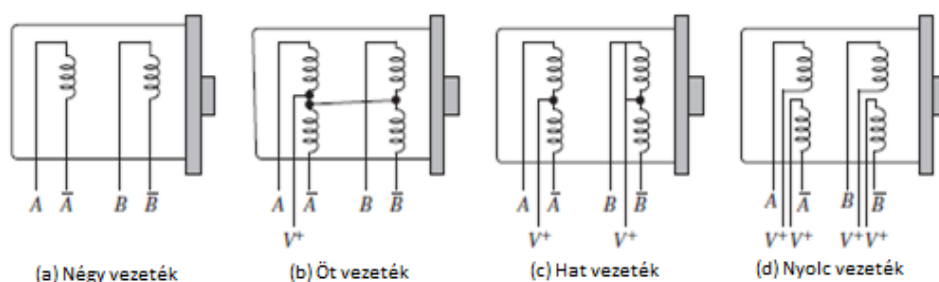
Akár 250-es vagy nagyobb felbontás is megvalósítható mikroléptetéssel. Kevesebb vibráció, simább járás jellemzi ezt a vezérlési módot, de a teljes léptetésűhöz képest 30-40%-al kisebb nyomaték érhető el.

Ipari célokra a hibrid motort használják a legtöbb esetben. Metszeti kép a hibrid két-fázisú motorról a **12. ábra** képein látható.



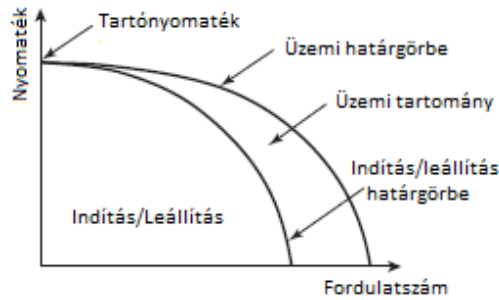
12. ábra: Hibrid léptetőmotor metszeti képei [2]

Az (a) ábrán látható, hogy a forgórész két fogazott, ellentétes pólusú kerékből és köztük egy állandó mágnesből áll. Mindkét kerék 50 fogú, és fél foggal, ill. $3,6^\circ$ -al el vannak állítva egymáshoz képest. Az állórész szintén fogazott. A kétfázisú motor metszetét a (b) ábra mutatja. Itt fázisonként négy pólussal találkozunk, ahol 2-2-nek 180° -ra egymástól ugyanaz a polaritása, 90° -ra egymástól pedig ellentétes polaritásúak. A gerjesztés dinamikája megegyezik a korábban mutatottakkal (7. ábra-11. ábra), csak itt 90° -os lépés helyett $1,8^\circ$ -os van. Látható, hogy a PM motorok felépítése hasonló, mint a BLDC motoroké, de ezek a motorok nem tartalmaznak Hall-szenzorokat. Mindkét motornál a forgórész állandó mágnes, és az állórész tekercsekből áll, melyeket periodikusan gerjesztünk. A léptetőmotorokat nyílt hurkú irányításra, vezérlésre tervezték, ami BLDC motoroknál nagyon pontatlan pozicionáláshoz, illetve instabil működéshez vezethetne. A léptetőmotorokat négy különböző kivezetéssel készítik. Van 4, 5, 6 és 8 vezetékes kivezetésű megoldás (13. ábra). A négyvezetékes kivezetést csak bipoláris gerjesztésnél használják, az ötvezetékest pedig csak igen ritkán. A hatvezetékest használják a legtöbb esetben a négyfázisú unipoláris motorokhoz. A nyolcvezetékes kivezetésnél az összes tekercs külön van kivezetve, ez nagyban megkönnyíti a bekötést.



13. ábra: Léptetőmotor kivezetések [2]

Tipikus nyomaték-fordulatszám karakterisztikát mutat a 14. ábra. A fordulatszám általában $\frac{\text{impulzus}}{\text{sec}}$ vagy Hz mértékegységben van megadva. Az ábra két működési tartományt mutat, a start/stop tartományt és a csúsztatási tartományt. A start/stop tartományban a motor lépésveszteség nélkül tud megállni, elindulni és visszafordulni. Ez a csúsztatási tartományban nem lehetséges, mert folyamatos gyorsulás/lassulás szükséges a motortól ahhoz, hogy ebbe a tartományba be/ki lépjen.



14. ábra: Léptetőmotor nyomaték-fordulatszám karakterisztikája [2]

A motor álló helyzetben kifejtett maximális nyomatéka az ún. tartónyomaték. Ez a névleges nyomaték, amelyet a gyártók feltüntetnek az adatlapon, amin ezen kívül csak az ún. pull-out nyomaték görbét adják meg, ami azt a maximális nyomatékot adja meg, amit a motor még el tud viselni úgy, hogy a vezérléssel szinkronban maradjon.

3.5 A tervezett konstrukció

3.5.1 Aktuátorválasztás

Első lehetséges megoldásként felmerült DC szervó motor alkalmazása, fogaskerekes erőátvitellel. Egy $M_{servo}^{max} = 40 \text{ kgcm}$ ($\sim 4 \text{ Nm}$) maximális forgatónyomatékot kifejtteni képes modellző szervomotor lett volna a megoldás alapja. Ennek az opciónak a kedvező árfekvése adja a legnagyobb előnyét. A szabályozáshoz mindenképp szükséges pozíció-szenzor a szöghelyzet meghatározásához és visszacsatolásához.

Második megoldásként a „Léptetőmotorok” fejezetben ismertetett léptetőmotorok jöttek szóba, ezen belül pedig a kétfázisú hibrid kivitel. Az $M_{m,léptető}^{tartó} = 2,7 \text{ Nm}$ nyomaték kifejtésére képes változat a megfelelő fogaskerék-áttétel alkalmazásával elegendő nyomatékot tud generálni a kormányzáshoz, még kis fordulatszámokon is. Ennek a megoldásnak az előnye, hogy nem feltétlenül igényel szöghelyzet-szenzort, amennyiben feltételezzük, hogy a motor minden kivezérelt lépést elvégez. Finom kormányzási műveletek végrehajtására is képes, valamint könnyen vezérelhető digitálisan, PWM üzemmódban. A megoldás gyakorlatilag egyetlen hátránya a szervóval szemben, hogy valamivel drágább.

Az alternatívák tulajdonságait figyelembe véve a léptetőmotor alkalmazása mellett döntöttünk. A választott léptetőmotor SanMotion gyártmányú, típusa 103H7823-1740. Homlokfelülete 60x60 mm, tömege 1,34 kg. Névleges árama 2A, fázisellenállása 0,8 Ω .

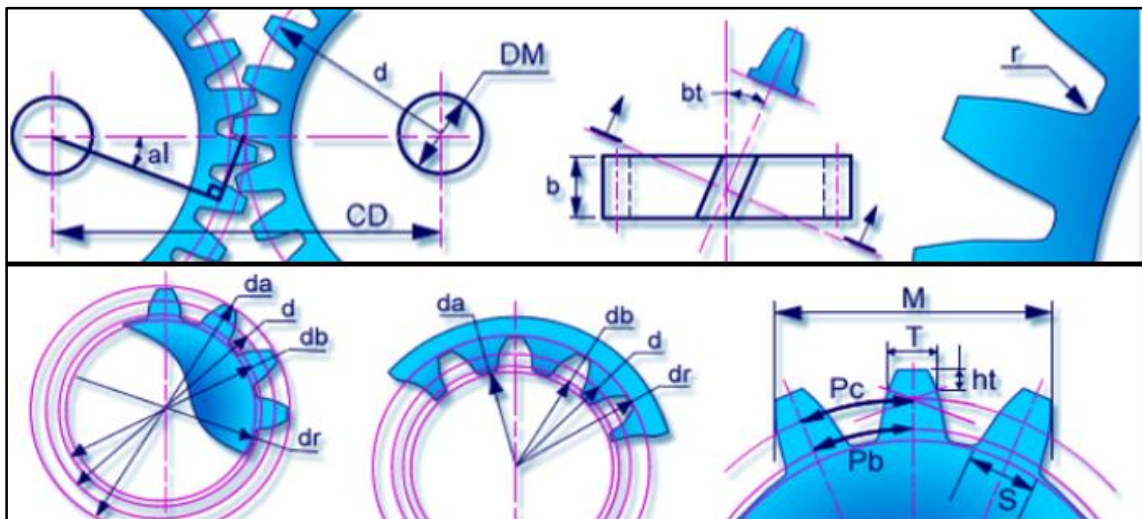
3.5.2 Az áttétel (erőátvitel) kialakítása

A lehetséges erőátviteli megoldások a szíjhajtás, valamint a fogaskerekes hajtás. Esetünkben nagyon fontos tényező, hogy milyen pontosan tudjuk a kormány szöghelyzetét szabályozni. A szíjhajtás problémája, hogy nagyobb nyomatékoknál könnyen megcsúszhat, így jóval nehezebb lesz a kormány szög pontos szabályozása. Ezzel ellentétben a fogaskerekes megoldásnál ilyen nem fordulhat elő, valamint a szerkezet is masszívabb, kompaktabb lesz, ezért emellett döntöttünk. A szükséges fogaskerék kapcsolatot a Siemens Solid Edge CAD szoftver fogaskerék-áttételszámító moduljának segítségével határoztuk meg. A szükséges áttétel minimális értékét az $k_{kormány}^{min} = \frac{M_{kormány}^{max}}{M_{m,léptető}^{tartó}}$ (1) szerint számíthatjuk.

$$k_{kormány}^{min} = \frac{M_{kormány}^{max}}{M_{m,léptető}^{tartó}} \quad (1)$$

$$k_{kormány}^{min} = \frac{10}{2,7} = 3,7$$

A tervezett fogaskerekes áttétel jellemzőit az **1. táblázat**, míg vázlatot az alkalmazott jelekhez a **15. ábra** tartalmazza.



15. ábra: A fogaskerék-számítás során alkalmazott jelölések [saját készítés]

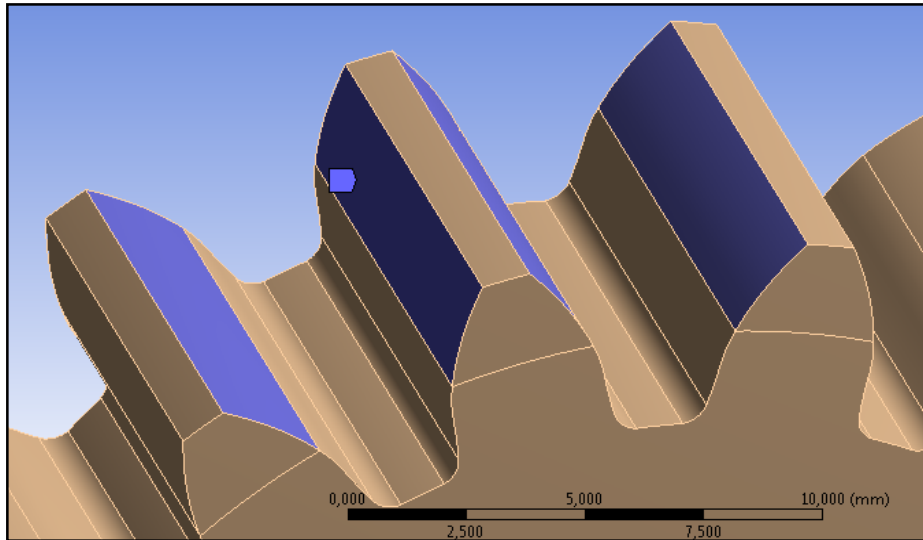
1. táblázat: A tervezett fogaskerékpár jellemzői [saját készítés]

Kívánt áttétel [-]:	4,2
Terhelési szög (al) [°]:	20,0
Modul [mm]:	2,0
Tengelytávolság (CD) [mm]:	79,0
Fogtő lekerekítés: (r) [mm]:	0,2
Üzemtényező [-]:	1,0

Vastagság (b) [mm]:		10,0	
Maximális kerületi sebesség [°/s]:		600,0	
Nyomatékátvitel [Nm]:		15,0	
<i>Anyagjellemzők:</i>			
Kiskerék: C 45 [En 8D] - nemesített		Nagykerék: C 45 [En 8D] - nemesített	
<i>Számolt terhelések:</i>			
Kontaktfeszültség [MPa]:	432	Kontaktfeszültség [MPa]:	432
Hajlítófeszültség [MPa]:	504	Hajlítófeszültség [MPa]:	504
<i>Számolt jellemzők:</i>			
Áttétel [-]:		4,267	
Profilkapcsolószám [-]:		1,614	
Működő kapcsolószög [°]:		20,0	
Működő tengelytávolság (CDw) [mm]:		79,0	
Osztóköri fogtávolság (Pc) [mm]:		6,28	
Alapköri fogtávolság (Pb) [mm]:		5,90	
<i>Kiskerék:</i>		<i>Nagykerék:</i>	
Fogság [db]:	15	Fogság [db]:	64
Vastagság/osztókör átmérő [-]:	0,333	Vastagság/osztókör átmérő [-]:	0,078
Teljesítmény [W]:	157,1	Teljesítmény [W]:	144,5
Maximális sebesség [°/s]:	600,0	Maximális sebesség [°/s]:	140,6
Nyomaték [Nm]:	15,0	Nyomaték [Nm]:	64,0
<i>Szilárdsági ellenőrzés:</i>			
<i>Kiskerék:</i>		<i>Nagykerék:</i>	
Megengedett hajlítófeszültség [MPa]:	554,7	Megengedett hajlítófeszültség [MPa]:	587,2
Biztonsági tényező hajlításra [-]:	2,21	Biztonsági tényező hajlításra [-]:	2,79
Megengedett fogfelszíni feszültség [MPa]:	539,6	Megengedett fogfelszíni feszültség [MPa]:	539,7
Biztonsági tényező [-]:	1,61	Biztonsági tényező [-]:	1,62
<i>Erőjáték:</i>			
Kerületi erő [N]:		1000,0	
Radiális erő [N]:		363,9	
Normálerő [N]:		1064,2	
Kerületi sebesség [m/s]:		0,1571	
<i>Alapgeometria:</i>			
<i>Kiskerék:</i>		<i>Nagykerék:</i>	
Alapkör átmérő (db) [mm]:	28,19	Alapkör átmérő (db) [mm]:	120,28
Fejkör átmérő (da) [mm]:	34,42	Fejkör átmérő (da) [mm]:	131,58
Osztókör átmérő (d) [mm]:	30,00	Osztókör átmérő (d) [mm]:	128,00
Fogvastagság (T) [mm]	2,91	Fogvastagság (T) [mm]	2,64
Fogfej magasság: (ht) [mm]:	1,68	Fogfej magasság: (ht) [mm]:	1,31
Többfogméret (M) [mm]:	14,90	Többfogméret (M) [mm]:	14,62
Fogszélesség (S) [mm]:	4,75	Fogszélesség (S) [mm]:	4,75

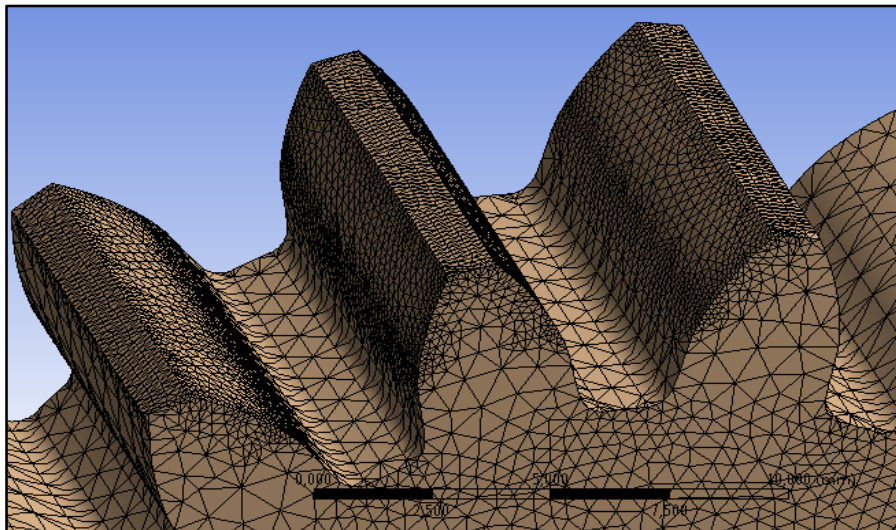
3.5.3 A fogaskerék kapcsolat szilárdsági ellenőrzése

A kiadódott 1000 N kerületi erő figyelembe vételével az Ansys végeleemes szimulációs szoftver segítségével egyszerűsített ellenőrző szimulációt tudtunk végezni a fogaskerekek üzem közben elszenvedett terheléséről.

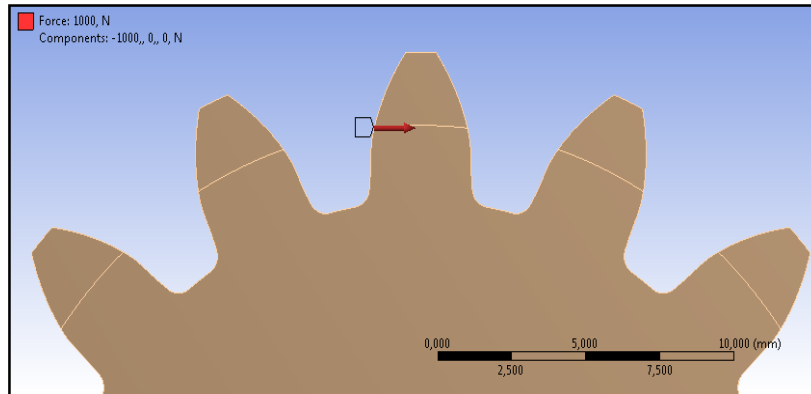


16. ábra: Végeleemes modell az Ansys szoftverben [saját készítés]

A programban 88159 elemszámú végeleemes hálót készítettünk (16. ábra), melyet a 17. ábra képen látható helyeken lokálisan sűrítettünk.

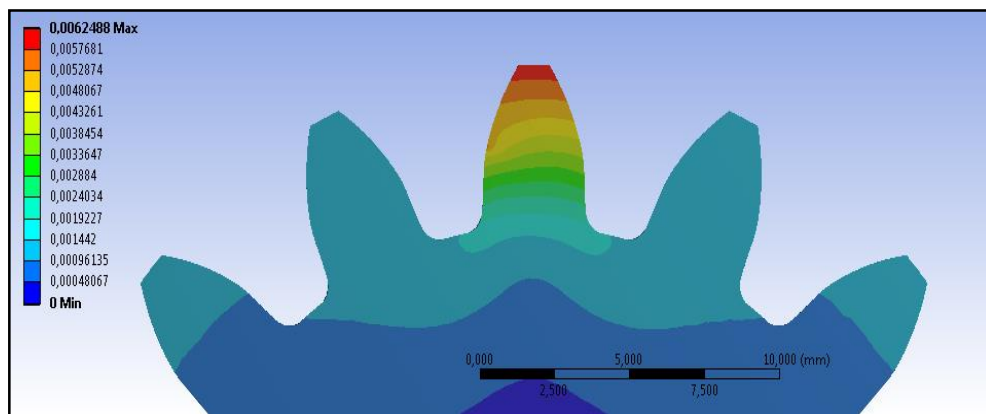


17. ábra: A végeleemes háló lokális sűrítése [saját készítés]



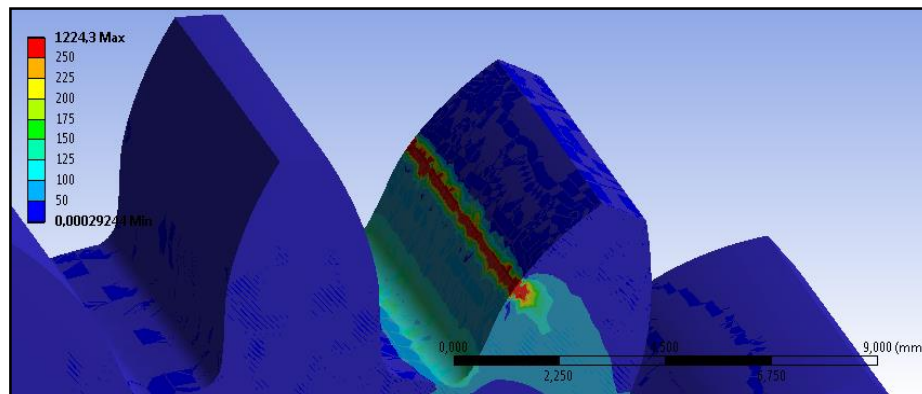
18. ábra: A fogra ráadott kerületi terhelés [saját készítés]

A vizsgált fogra érintő irányban ráadott 1000N tangenciális erőterhelés (18. ábra) hatására a fogkapcsolat maximális elmozdulása elenyésző, 6 μm volt (19. ábra).



19. ábra: A fogkapcsolat érintőirányú elmozdulása [saját készítés]

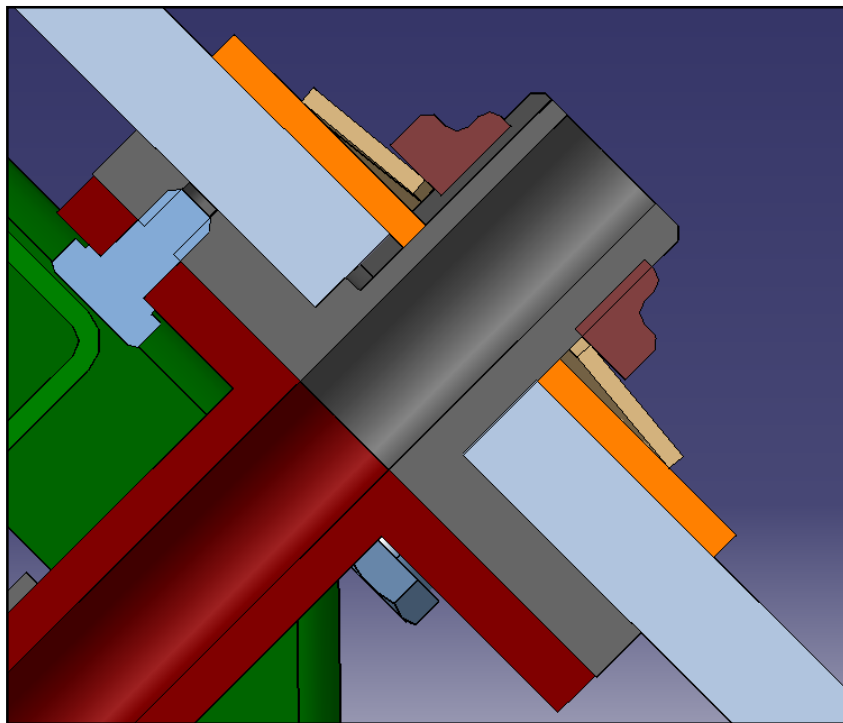
A 20. ábra mutatja az ébredő feszültség eloszlását, amelyen megfigyelhető, hogy a kapcsolódó felületen ébred egy viszonylag magas feszültség, de lokális jellege, és a vizsgálati módszer miatt ez a gyakorlatban elhanyagolható. A fogtót terhelő feszültség értéke 250 MPa érték alatt marad átlagosan, ami megfelelőnek mondható.



20. ábra: A fogkapcsolatban ébredő feszültségek [saját készítés]

3.5.4 Túlterhelés elleni védelem

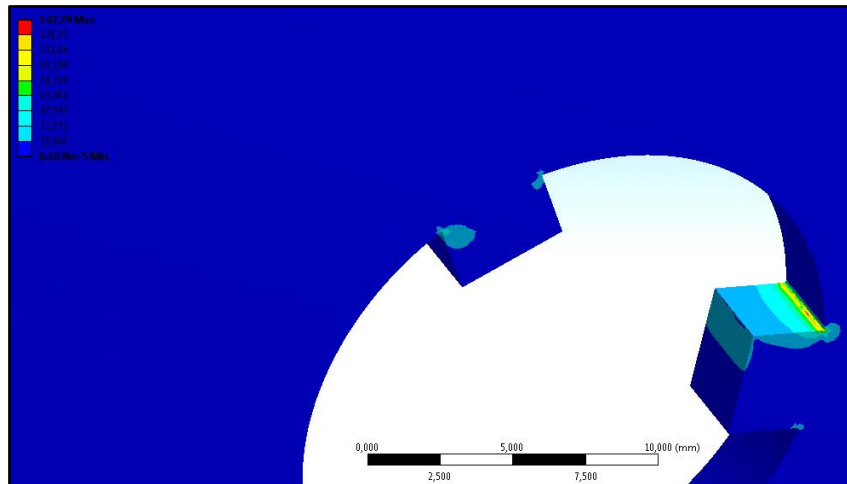
A jármű működése során előfordulhat, hogy a kormányzott kerekek akadályba ütköznek, pl. útpadka, kátyúk. Ekkor, ha a léptetőmotor tovább próbálja kormányozni a kereket, a jelentős ellennyomaték hatására károsodhat, tönkremehet. Ennek elkerülésére nyomaték-határolót építettünk be, amely egy beállított nyomatékon felül nem engedi a kormányzást. Ezt a határoló nyomatékot célszerű valamivel a kifejthető maximális nyomaték alá beállítani. A nyomatékhatároló felépítését a **21. ábra** mutatja be.



21. ábra: A nyomatékhatároló felépítése [saját készítés]

A kormányrúd végén található tányérhoz (piros) csavározott agyra (szürke) kerül fel a nagyfogaskerék, melyet egy tárcsán (narancssárga) keresztül egy tányérrugó nyom az agyhoz. A narancssárgával jelölt tárcsa illeszkedik az agy reteszhornyához, ezen keresztül valósul meg az elkormányzás, nyomatékátadás. Az erő, amellyel a tányérrugó nyomja a fogaskereket, határozza meg a megcsúszáshoz szükséges nyomatékot. A tányérrugó előfeszítését egy finommenetes csapágyanyával (barna) tudjuk szabályozni, amelyet szintén az agyra helyezünk. A nyomatékhatároló alkalmazásának egyetlen hátránya, hogy amennyiben megcsúszik a fogaskerék, az elkormányzási szög nem változik, így szög-helyzet jeladó lesz szükséges a léptetőmotor megfelelő szabályozásának megvalósításához.

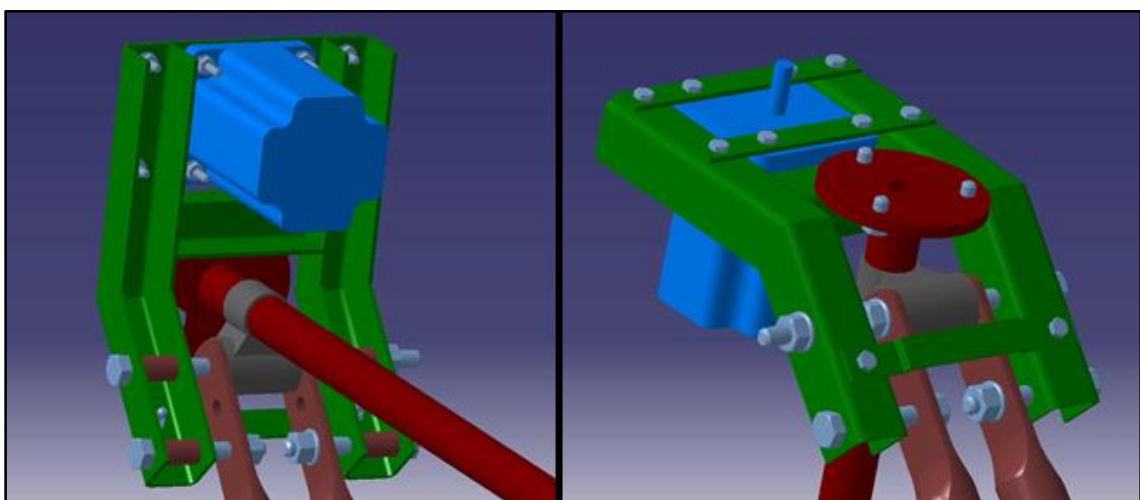
A nyomatékátvitelért felelős tárcsa 3 körmön keresztül kapcsolódik az agyhoz ez körmönként 2,5 Nm terhelést jelent. Ennek az alkatrésznek a szilárdsági ellenőrzése látható a **22. ábra**. 142 MPa értékű feszültségmaximumot lehet megállapítani, ami elfogadható eredmény, így a tárcsa kialakítása megfelelőnek mondható.



22. ábra: A nyomatékátvitelért felelős tárcsa szilárdsági ellenőrzése [saját készítés]

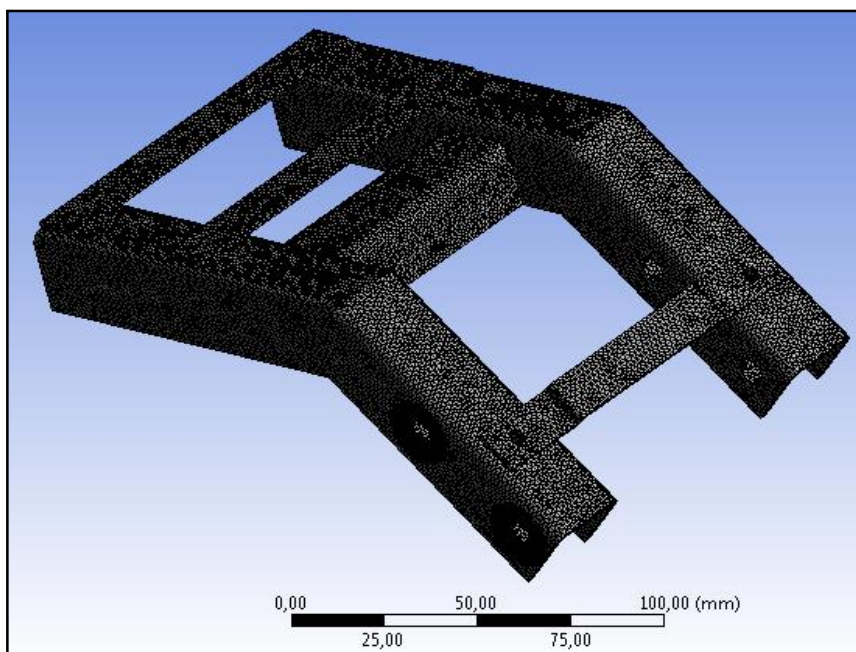
3.5.5 A kormányaktuátor rögzítése

A vázból kinyúló kormányoszlop-csövek alkalmasak voltak a léptetőmotor tartókonzóljának rögzítéséhez. A **23. ábra** által bemutatott konzolkialakítást 2 mm vastag U-acélok összehegesztésével és azok csavarokkal való felfogatásával oldottuk meg. Továbbá távtartó gyűrűket helyeztünk az U-acélokba, a csavarok köré, a kedvezőbb feszültségeloszlás érdekében.



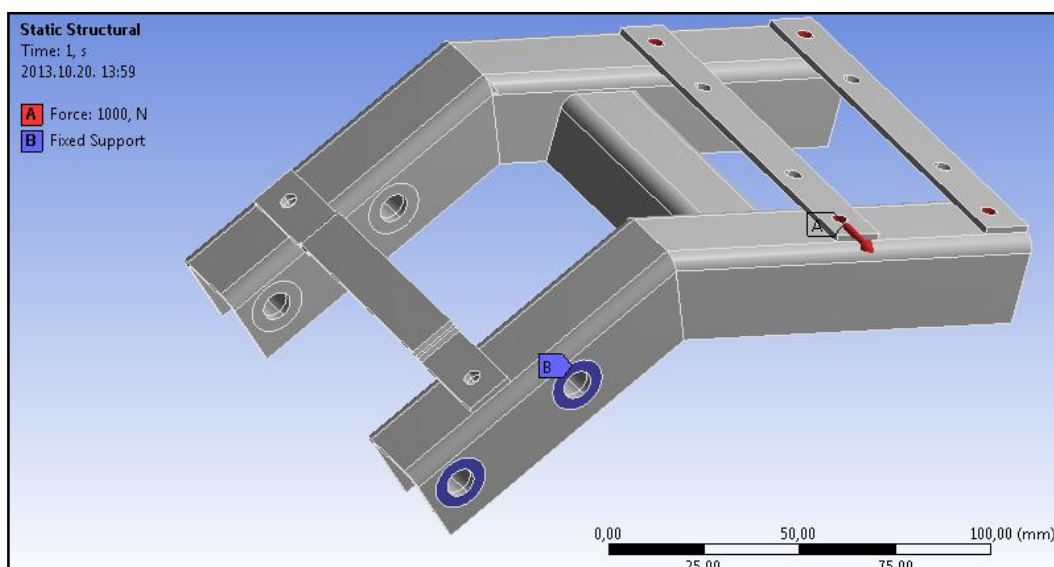
23. ábra: A kormányaktuátor tartókonzolja [saját készítés]

Szilárdsági ellenőrzést természetesen a konzolra is el kellett végeznünk. Egy erre a célra alkalmas 450 000-es elemszámú hálózott modellt készítettünk, ami a **24. ábra** látható.

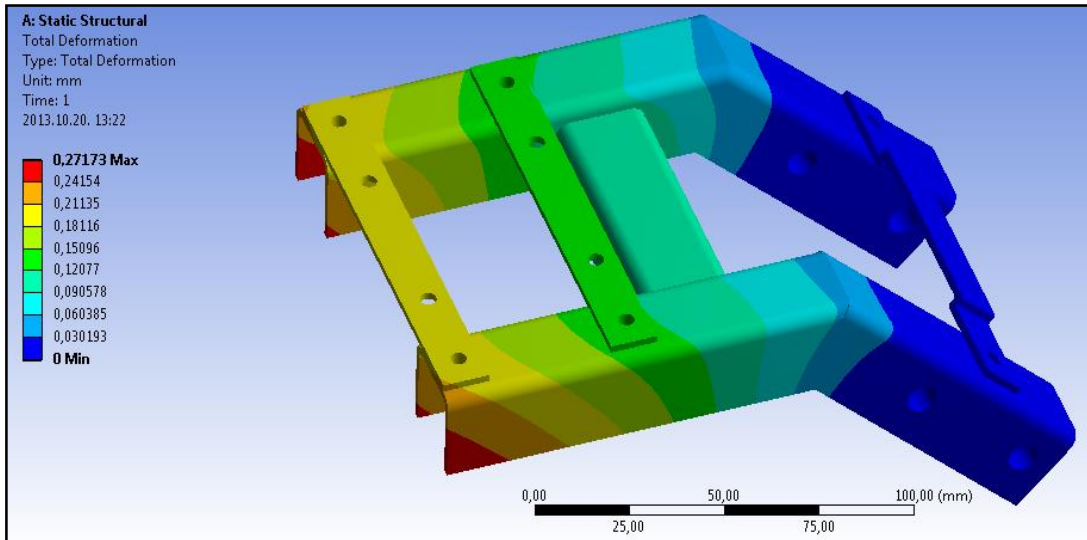


24. ábra: Kormányaktuátor tartókonzol végeselemes hálója [saját készítés]

A **25. ábra** látható a várható terhelés helye és nagysága, valamint a befogási felületek.

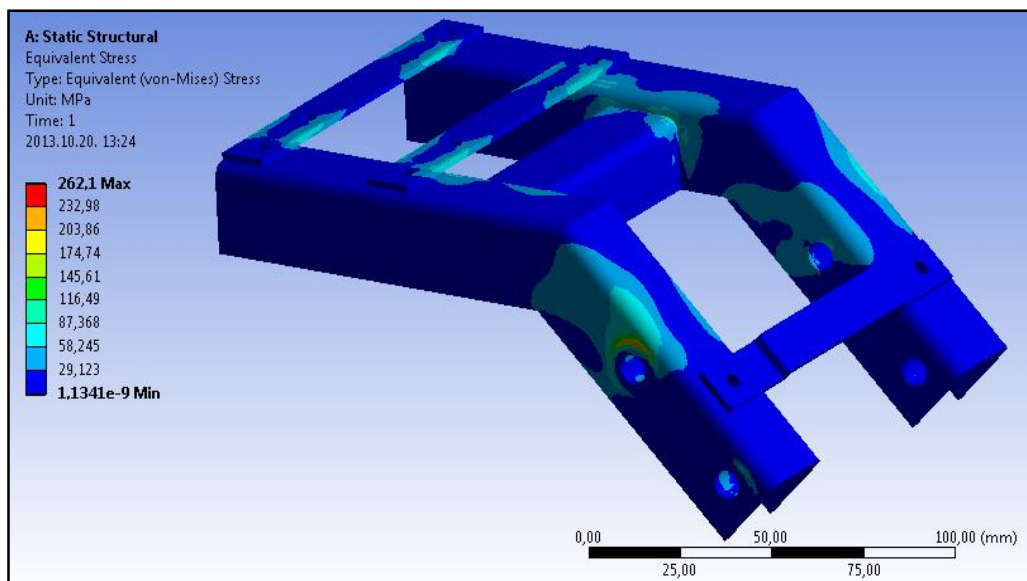


25. ábra: Kormányaktuátor tartókonzoljának terhelései [saját készítés]



26. ábra: A tartókonzol deformációja [saját készítés]

A 26. ábra látszik a szerkezet maximális deformációja, amely elhanyagolható, 0,27 mm nagyságú. A 26. ábra a kiadódó maximális feszültség látható, amelynek értéke 100 MPa körüli, ezt az U-acél könnyedén elviseli.



27. ábra: A tartókonzolban ébredő feszültségek [saját készítés]

Ezek a vizsgálatok egyrészt biztonsági szempontokból voltak szükségesek, másrészt rávilágítottak, hogy a konzol befogásánál található keresztmervítőben nem, vagy csak minimális mértékben ébred feszültség, így azt el is hagyhatjuk a szerkezetből. A feltétlenül szükségesnél nagyobb szilárdságú szerkezet alkalmazása mellett döntöttünk, hiszen a jármű kormány szerkezetének épsége és működőképessége feltétlenül szükséges tesztjárművünk biztonságos üzeméhez.

4 A FÉKAKTUÁTOR

4.1 A fékaktuátor tervezésének folyamata

A jármű autonóm működéséhez szükséges fékrendszer kialakításához a következő feladatokat kellett megoldani:

- a fékezéshez szükséges maximális erő ($F_{fék}^{max}$) meghatározása
- a meghatározott fékerőt kifejteni képes aktuátor és erőátvitel választása
- a szerkezet rögzítése a vázhoz
- szilárdsági ellenőrzések elvégzése

4.2 A fékaktuátorral szemben támasztott követelmények

Mint ahogy azt már a kormányaktuátor esetében ismertettük, a járművön alapvetően elektromos energia áll rendelkezésre, így az elektromos működtetésű aktuátorokat részesítettük előnyben. Ezáltal a tesztjármű energiaellátása nagyban egyszerűsíthető.

Mivel a projekt során cél volt, hogy a készülő jármű eredeti kezelőszervei teljes értékűen rendelkezésre álljanak az autonóm üzemre való felkészítés mellett is – ez fontos volt a kezdeti tesztelési időszakokban a megfelelő biztonság eléréséhez – úgy döntöttünk, hogy az eredeti fékpedált meghagyjuk, és a fékaktuátor olyan módon alakítjuk ki, hogy az a fékpedál mozgatásával működtesse a fékberendezés hidraulika munkahengerét. A fékpedál mozgatásához szükséges erőt a pedál egy, az aktuátor rögzítésére alkalmas pontjában határoztuk meg.

A fékezéshez lineáris mozgásra van szükség $l_{fék}^{működő} = 50 \text{ mm}$ úton, $F_{fék}^{max} = 100 \text{ N}$ maximális erővel. Ebben az esetben nem fontos, hogy pontosan lineáris legyen a mozgás, kis eltérés esetén is tökéletesen működtethető a fék.

Megbízhatósági szempontból ez az aktuátor is kritikus, hiszen a tesztjármű bármilyen üzemzavara esetén elsődleges szempont, hogy a lehető legrövidebb időn és úton belül meg tudjunk állni.

A járművázon a fékpedál és –munkahenger környezetében viszonylag nagyméretű hely áll rendelkezésre az aktuátor beépítéséhez, mindezek mellett törekedni kell az esetlegesen már készen rendelkezésre álló rögzítési pontok kihasználására, valamint a kisebb tömegű és geometriai méretű alkatrészek használatára az aktuátortervezés során.

Költség szempontból ennél az aktuátornál is célul tűztük ki, hogy a műszaki megfeleléség mindenekelőtti figyelembe vétele mellett törekedjük a költséghatékony, olcsóbb megoldások felé, hiszen a mai járműiparban ez a tényező is rendkívüli fontosságú.

Szabályozhatósági szempontból a fékaktuátornak mindig a megkívánt, $[0 ; F_{fék}^{max}]$ tartományban szabályozható működtető erőt, és ezzel arányosan a járműre ható fékerőt kell biztosítania. Az aktuális pozíció meghatározásának nincs nagy jelentősége, bár természetesen adott mechanikus beállítás mellett a fék kopását elhanyagolva a két mennyiség egymás függvénye.

Túlterhelési szempontból a fék aktuátornak a saját maga által kifejtett maximális fékműködtető erőt kell elviselnie, egyéb terhelés, túlterhelés nem jelentkezik.

4.3 Alternatívák a fékaktuátor tervezése során

A fékaktuátor tervezési folyamatának során is a felmerülő beavatkozó-típusok elemzése biztosította az optimális megoldás megtalálásának alapját. A továbbiakban bemutatjuk a felmerülő alternatívákat.

4.3.1 Lineáris aktuátorok [4]

Első alternatívaként felmerült valamilyen lineáris aktuátor alkalmazása. Lineáris aktuátor alatt valamilyen villamos motorral meghajtott, és a forgómozgást lineáris mozgásba átvivő hajtással ellátott aktuátort értünk. Az erőátvitel általában valamilyen mozgatóorsós, vagy golyósorsós megoldás. A piacon a lineáris aktuátoroknak nagyon választéka kapható. A beavatkozók tápfeszültsége jellemzően 12-24-36 V egyenfeszültség, vagy 230-400 V váltakozó feszültség. Az egyenfeszültségű táplálást igénylő aktuátorok kiválóan működtethetőek a tesztjármű lítium akkumulátortelepéről. Jellemző terhelhetőségük 1-10 kN körül alakul, ami a számunkra szükségesnél jelentősen nagyobb. A lineáris aktuátorok lökethossz-tartománya kb. 50-1000 mm, ami szintén több mint elegendő számunkra. Ez a megoldás tehát erősen túlméretezett lenne a tesztjárműnél szükségeshez képest. A lineáris aktuátorok komoly hátránya, hogy jelentős költséggel járnak, a megoldás ára a szervomotoroshoz képest kb. ötszörös.

4.3.2 Elektromágnes, mint fékaktuátor [2]

Bár a 3.4.1 pontban ismertetett elektromágneses aktuátor alkalmas lehetne a fékműködtetési feladatra, két jelentős hátránya van, ami miatt alkalmasát elvetettük. Az elektromágneses aktuátorok által létrehozott maximális elmozdulás (15-25 mm) kisebb, mint a számunkra a működtetéshez szükséges úthossz (50 mm), így az ilyen beavatkozóval ellátott szerkezet a fékpedálhoz való rögzítése további mechanikai elemeket igényelne. A másik, talán jelentősebbnek mondható probléma, hogy az elektromágneses aktuátorok erősen nemlineáris karakterisztikájuk miatt nehezen szabályozhatóak. A fenti okok miatt az elektromágnesek alkalmazását elvetettük.

4.3.3 Modellező szervó

Az egyenáramú szervó motorokat a 3.4.3 pontban már ismertettük, itt a fékaktuátor feladat megvalósítására választott modellező egyenáramú szervó motorok további, számunkra lényeges tulajdonságait ismertetjük. Míg a kormányzás esetében jobb megoldást nyújtott a léptetőmotor alkalmazása, a fék esetében a szervó kiválóan alkalmas.

Bár üzemi nyomatékukban, és méretükben rendkívül változatosak, a fő felépítés szinte minden típusnál megegyezik. A vezérlés egy a bemenőjel vezetéken érkező 20-60 Hz frekvenciájú PWM jel kitöltési tényezőjével történik. Az impulzus szélesség a két véghelyzetben általában 0,7 és 2,3 ms, míg az 1,5 ms széles impulzus középhelyzetbe állítja a szervót. A gyakorlatban ettől a gyártók rendszeresen eltérnek, sok szervó túlvezérelhető, de ezt az adott típusnál mindig ellenőrizni kell. A tipikus elfordulás-tartomány $\pm 90^\circ$, de itt is jelentős típusfüggő eltérések jelentkezhetnek. A különböző gyártók sok különböző méretet alkalmaznak, ezek közül a standard nagy előnye, hogy szabványos és mindegyiken ugyanott találhatóak a rögzítési pontok. A többi méretet különböző méretkategóriákba sorolják, de a gyártók által definiált kategóriák sem egyeznek meg egymással, így nem standard szervó esetén csak a termékspecifikáció alapján ellenőrizhető a helyigény és a rögzíthetőség. Bár természetesen a legfontosabb paraméter a maximális kifejthető nyomaték, nagyon fontos megjegyezni, hogy a különböző típusoknál a fogaskerekek és a kar más-más anyagokból készülnek. A tipikusan alkalmazott anyagok a különböző polimerek, alumínium, acél, illetve különleges nagyszilárdságú acélok, esetleg más fémek. Bár elméletileg a gyártó által választott anyag a specifikációnak megfelelő teherbírású, a gyakorlatban célszerű a minőségi anyagokból készült termékeket választani, főleg olyan

helyzetben ahol a rendszerek biztonsága kritikus kérdés – így esetünkben is. Ezeknek az aktuátorok kiforrottak, megbízhatóak, és áruk is rendkívül kedvező.

4.4 A tervezett konstrukció

A szóba jövő aktuátorok vizsgálata alapján választásunk a modellező DC szervó alkalmazására esett. A Savöx gyár SV-0236MG HV típusú szervóját választottuk (28. ábra). A motor maximális nyomatéka $M_{f,szervo}^{max} = 4 Nm$, acél fogaskerekekkel, alumínium ház-
zal és karral rendelkezik, ezért megfelelő megoldást kínál rendkívül kedvező áron, mivel nagy méretei miatt a modellezésben nehezen alkalmazható, esetünkben a viszonylagosan nagy méret azonban nem okoz problémát, sőt, a 65,8x30x57,4 mm-es méret meg is könnyíti a rögzítést.



28. ábra: SV-0236MG HV szervó [www.modellhungaria.hu]

A szervó a karjára rögzített tárcsán keresztül húzza a fékpedál 4.2 pontban leírt, erre alkalmas pontjába rögzített bowdent.

A szervó vázhoz rögzítésének 3D modellezése és szilárdsági ellenőrzése későbbi fejlesztés tárgya lesz, a dolgozat az aktuátor kiválasztását, és a tervezett szerkezetműködési elvét mutatja be.

5 A HAJTÁSLÁNC

5.1 A hajtáslánccal szemben támasztott követelmények

5.1.1 Általános követelmények

A jármű-hajtáslánc feladata általánosan az, hogy az üzem során a vezető által – valamilyen vezérlő bemeneten (gázpedál, gázkar, menetszabályzó kar) keresztül – igényelt vonóerőt biztosítsa. A hajtáslánc által generált hajtónyomaték nagysága megfelelő kell, hogy legyen a járműtől az adott esetben megkövetelt menetdinamikai tulajdonságok eléréséhez. A hajtáslánc két nagy szerkezeti egységre bontható, melyek a hajtómotor, valamint az erőátvitel. A tervezés kezdeti lépéseként tehát pontosan specifikálni kell a járműtől elvárt dinamikai tulajdonságokat, melyek alapján a fenti két részrendszerrel szemben támasztott kritériumok meghatározhatóak.

A jármű menetdinamikájával szemben támasztott azon követelményeket, melyek megvalósításáért a hajtáslánc felelős, a következő paraméterekkel jellemezhetjük:

- maximális sebesség: v_{\max} ,
- maximális gyorsulás: a_{\max} ,
- (motorfék üzemben megkívánt maximális lassulás: $d_{b,\max}$).

A specifikációk megadása szélsőértékekkel történik, a cél, hogy a hajtáslánc által generált hajtónyomaték és fordulatszám minden esetben a zérustól a maximális értékig szabályozható járműdinamikai kimenetet eredményezzen.

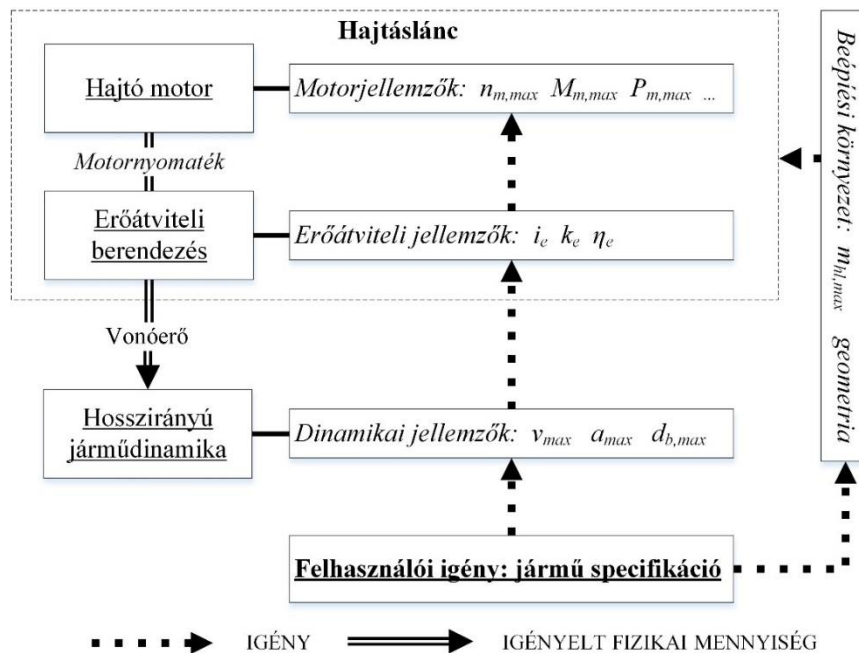
A hajtó motorral szemben támasztott elvárásokat a következő jellemzőkkel adhatjuk meg:

- maximális fordulatszám: $n_{m,\max}$,
- maximális forgatónyomaték: $M_{m,\max}$,
- maximális teljesítmény: $P_{m,\max}$,
- megkívánt jelleggörbe karakterisztikák:
 - o fordulatszám-nyomaték,
 - o teljesítmény-nyomaték,
 - o hatásfok-nyomaték,
- minimálisan elvárt hatásfok: $n_{m,\min}$,
- energiafogyasztás.

A hajtó motor által szolgáltatott forgatónyomatékok és fordulatszámot az erőátviteli berendezés továbbítja az útfelületnek, a kerekeket a dolgozatban az erőátvitel részének tekintjük. Az erőátvitel jellemzésére az alábbi paramétereket alkalmazhatjuk:

- fordulatszám-módosítás: i_e ,
- nyomatékmódosítás: k_e ,
- hatásfok: η_e .

A hajtáslánc jellemzői, és a dinamikai jellemzők közti kapcsolatot a jármű mozgásegyenletei teremtik meg. A hajtó motor paraméterei és a dinamikai egyenletekből adódó megkívánt paraméterek között az erőátviteli jellemzők teremtik meg a kapcsolatot. Látható, hogy a járműdinamika – motor – erőátvitel rendszerhármassal szemben támasztott követelmények egymással szoros kapcsolatban vannak, ezek együttes figyelembevételével végezhető el a hajtáslánc tervezési feladata. A motor és az erőátvitel paramétereit iterációs folyamatban kell meghatározni, hiszen a két rendszer egymással kölcsönhatásban határozza meg a hajtáslánc által szolgáltatott vonóerőt és fordulatszámot.



29. ábra: A hajtással szemben támasztott követelmények [saját készítés]

A fenti tulajdonságokon kívül a beépítési környezet a hajtáslánctól további minőségi jellemzőket követel meg, a következők szerint:

- maximális tömeg: $m_{hl,max}$,
- maximális méret: $l_{hl,max} \times w_{hl,max} \times h_{hl,max}$,
- geometria.

Fontos további követelmény, hogy a hajtáslánc realizációjára fordítható maximális költségkeretet ne lépjük túl, illetve ne költsünk nagy összegeket a minőség kismértékű növelésére. Költség szempontból is meg kell találnunk tehát az optimumot. A követelmények és hajtáslánc-jellemzők egymásra hatását mutatja be a **29. ábra**.

Az előzőekben vázolt járműdinamikai paramétereket kell először meghatároznunk a tervezés elkezdéséhez. Mint ahogy azt már ismertettük, a Bosch a feladatkiírás során meghatározta, hogy a projekt realizációjaként egy kisméretű, gokart vázra épített tesztjárművet várnak. A projekt során készülő jármű demonstrációs, illetve tesztcélokat hivatott megvalósítani.

A megkívánt legnagyobb sebesség (v_{max}) tehát nem kell, hogy alkalmassá tegye járművünket gokart versenyzésre, vagy egyéb nagysebességű üzemre, viszont elegendően nagy kell, hogy legyen ahhoz, hogy tesztelési szempontból értelmes eredményeket nyerhessünk általa. A jármű legnagyobb sebessége tehát praktikusán a városi közlekedésben megengedett legnagyobb sebesség körül kell, hogy mozogjon. Ezáltal az alkalmazott szenzorok valós működési tartományának egy részében tudjuk üzemeltetni a tesztjárművet. A legnagyobb megkívánt sebesség tehát: $v_{max} \in [45 ; 60] \frac{km}{h}$.

A megkívánt legnagyobb gyorsulás (a_{max}) értékének meghatározásánál is elsődleges cél, hogy a tesztjármű a közlekedésben valóban résztvevő járművekéhez hasonló gyorsulással rendelkezzen. Az elvárás a legnagyobb gyorsulásra tehát: $a_{max} \in [2 ; 3] \frac{m}{s^2}$.

5.1.2 Az autonóm üzemből adódó speciális követelmények

Klasszikus esetben a hajtás-szabályozás a járművezetőn keresztül csatolódik vissza, vagyis a szabályozó szerepét a vezető tölti be. Az dolgozatban tárgyalt autonóm tesztjármű esetében azonban a járműirányítás az elektronikus szabályozórendszer feladata lesz. Fontos ezért, hogy a választott aktuátor elektronikusan hatékonyan és egyszerűen szabályozható legyen.

5.2 Erőátviteli berendezés [5]

A tesztjármű kialakításánál vezérelv, hogy az alkalmazott megoldások egyszerűek legyenek, ez vonatkozik az erőátviteli berendezés kiválasztására, tervezésére is. Ezen oknál fogva a fogaskerekes hajtóművek alkalmazását eleve kizártuk, hiszen ezek alkalmazása sok körültekintést, teljesen egyedi és rendkívül összetett tervezést és gyártást

igényel, így a vele járó költségek is nagyon magasak. A projektnek nyilvánvalóan nem célja a jármű számára ennyire bonyolult erőátvitel tervezése.

A jármű alapját képező gokart váz eleve magában hordozza a lánchajtás alkalmazásának praktikus lehetőségét. Felmerülhet a szíjhajtás is, mint a lánchajtás az iparban alkalmazott alternatívája. A két hajtási mód összehasonlítását tartalmazza a **2. táblázat**:

2. táblázat: A lánchajtás és a szíjhajtás összehasonlítása [saját készítés]

Tulajdonság	Lánchajtás	Szíjhajtás
Forgatónyomaték átszármasztatásának módja	alakzáró	erőzáró
Áttétel	állandó	csúszás miatt változó
Tengely- és csapágyterhelés	előfeszítés hiányában kisebb	a vonóelem megfeszítéséből adódóan jelentős
Hatásfok	$\eta = 0,95 \dots 0,98$	$\eta = 0,93 \dots 0,97$
Hőre, szennyeződésre való érzékenység	kevésbé érzékeny	érzékeny
Zajkibocsátás	zajos	csendes
Dinamikai jellemző	nincs csillapítás, a dinamikus hatásokat átviszi	jó csillapítás
Fokozat nélküli áttétel megvalósíthatósága	nem valósítható meg	megvalósítható
Szereléssel szemben támasztott követelmények	a két lánckerék pontosan azonos síkba szerelendő	kevésbé pontos szerelés elegendő

A táblázat alapján látható, hogy a lánchajtás esetünkben előnyösebb, hiszen az állandó áttétel, és a kisebb tengelyterhelés, valamint a jobb hatásfok is e mellett szól. A két hajtás előnyeit igyekszik egyesíteni a fogasszíj-hajtás, melyet a járműiparban is alkalmaznak egyes motorkerékpárok szekunder hajtásaként, azonban ennek a megoldásnak is – a kisebb hatásfokon kívül – van egy, az esetünkben jelentős hátránya a lánchajtással szemben. A lánchajtásnál ugyanis a vonóelem hosszát könnyen változtathatjuk, ami a tengelytáv rugalmas megváltoztatását teszi lehetővé, ezáltal sokkal kisebb kivitelezési pontosság szükséges. Fogasszíj-hajtás esetén a vonóelem hossza nagyobb lépésekben (100-200 mm) választható. Egy gokart nem autóiipari precizitással megépített szerkezet, így a tervezés során a rendszerben kénytelenek vagyunk bizonyos mértékű játékot megengedni, ami így lehetővé válik. További előnye a lánchajtásnak, hogy míg a fogasszíjtárcsák bonyolultabb, és emiatt költségesebb és nehezebben beépíthető szerkezetek, addig a lánckerekek

egyszerűek, nagyon könnyen beépíthetőek, nagy választékban elérhetőek a piacon, és alacsony az áruk.

Az erőátvitel szempontjából tehát a választás az egyébként is kézenfekvő lánchajtásra esett.

5.3 Meghajtó motor

A megfelelő meghajtó motor kiválasztásához először áttekintő képet kell kapnunk a jármű- és mobilgép ipar különböző feladataira alkalmazott motorokról, majd ezeket a projekt specifikáció szempontjából vizsgálva meg kell választanunk ezek közül a feladatra legalkalmasabbnak tartott gépet.

5.3.1 A jármű- és mobilgép iparban alkalmazott motorok vizsgálata [6] [7] [8] [9]

A közúti járművek túlnyomó többségében valamilyen benzin vagy gázolaj üzemű belsőégésű motort alkalmaznak, azonban manapság egyre inkább kezdenek megjelenni a villamos járműhajtások is.

A belsőégésű motorok nagy előnye – ami miatt vezető szerepük még egy ideig biztosan megkérdőjelezhetetlen –, hogy a hajtásukhoz használt üzemanyag tömeg- illetve térfogategységre vonatkoztatott energiatartalma sokszorosa a villamos motorok meghajtásához szükséges energiát tároló akkumulátorokénak. A **3. táblázat** tartalmazza a főbb energiasűrűség értékeket, látható, hogy az akkumulátorok valóban messze elmaradnak a belsőégésű motorok üzemanyagaihoz képest.

3. táblázat: Energiasűrűségének összehasonlítása [saját készítés]

Üzemanyag/Akkumulátor	Energiasűrűség	
	[Wh/kg]	[Wh/l]
Benzin	12350	8640
Diesel-olaj	11430	9720
Pb akkumulátor	41	100
Li-ion akkumulátor	128	230

A belső égésű motorok hátránya viszont, hogy csak egy bizonyos minimális – ún. üresjárat – fordulatszám fölött üzemeltethetők, ez alatt a fordulatszám alatt a nyomatéki jelleggörbájük meredeken esni kezd. Ezeknek a motoroknak tehát gyakorlatilag nincsen indítónyomatéka. Az elinduláshoz ezért minden esetben valamilyen tengelykapcsolóra van szükség, amely a motor megfelelő fordulatszámon tartása mellett lehetővé teszi a jármű

elindítását. A közúti járművek esetében ez általában egy tárcsás tengelykapcsoló, a klaszikus gokartok esetében pedig a kisebb teljesítményű motorokhoz alkalmas röpsúlyos tengelykapcsolót használnak. A nyomatékvtó alkalmazásának esetleges szükségességét a tesztjármű szempontjából nem említjük hátrányként, hiszen a megkövetelt maximális sebesség belsőégésű motorral is elérhető egy fokozatban, nyomatékvtó alkalmazása nélkül. A fent leírtakkal ellentétben a villanymotorok rendelkeznek megfelelő – géptípustól függő – nagyságú indítónyomatékkal. A belső égésű motorok nagy, és tesztjárművünk ésszerű realizációjának szempontjából leküzdhetetlen hátránya továbbá az, hogy elektronikus szabályozásuk bonyolult, valamint további elektromechanikus aktuátorokat – pl. pillangószelep szabályozására szervó villanymotor – igényel. Villamos motor alkalmazása esetén ilyenre nincs szükség, a motor szabályozása teljesen elektronikus. A fenti szempontok miatt a tesztjármű kialakításánál hajtó motorként mindenképpen valamilyen villamos forgógépben gondolkodtunk.

A tesztjármű meghajtása nyilvánvalóan független kell, hogy legyen a váltakozó feszültségű elektromos hálózattól, ezért a motor energiaellátása egy lítium (LiFePO_4) akkumulátortelep segítségével, egyenárammal történik. Az akkumulátortelep igen költséges beruházás, ezért a lehetőségeink a 12V/24V/48V feszültségű táplálást igénylő villamos motorokra korlátozódtak.

Emiatt az iparban egyébként széleskörűen használt aszinkron motorok alkalmazása nehezkessé válik, hiszen ezek túlnyomó többségben a 230/400V-50Hz szinuszos váltakozó feszültségű hálózatról való üzemhez készülnek. Az ipari aszinkron motorok szabályozásukhoz használt frekvenciaváltók is ilyen bemenő táplálást igényelnek. Tovább bonyolítja az alkalmazást, hogy a 3 kW-nál nagyobb teljesítményű aszinkron gépek jellemzően háromfázisúak. Összefoglalva, a piacon kapható aszinkron motorokat többnyire telepített üzemben alkalmazzák. Járműmeghajtásra jellemzően a projekt során megkívántnál jóval nagyobb teljesítmények ($P > 25 \dots 30 \text{ kW}$) esetén alkalmaznak aszinkron motorokat, például a vasúti közlekedésben (Siemens Combino Supra villamos, Bombardier Talent és Stadler FLIRT motorvonatok, Siemens Taurus mozdony), vagy az autóiparban (Tesla Roadster), ezek a motorok azonban egyedileg tervezett és gyártott szerkezetek. Kaphatóak ugyan a piacon a számunkra rendelkezésre álló feszültségről, direkt akkumulátoros felhasználásra szánt indukciós motorok, azonban ezek teljesítménye 10kW körül indul,

és mind a motorok, mind a vezérlők ára is kb. kétszeres az egyenáramú gépekhez és vezérlőikhez képest.

A legcélszerűbb megoldás tesztjarművünk esetében tehát valamilyen, jellemzően a már említett maximum 48 V egyenfeszültségről üzemelő villanymotor alkalmazása. Az egyenáramú villanymotoroknak sok típusa létezik, ezeket részletesebben a fék és kormány aktuátoroknál mutatjuk be. A piacon kapható hagyományos, állandó mágneses kefés egyenáramú motorok teljesítményének maximuma kb. 1 kW körül van, az alternatívaként felmerülő, nagyobb teljesítményű soros gerjesztésű változataik pedig jellemzően legalább 100 V körüli tápfeszültséget igényelnek, így nem megfelelőek a tesztjarmű-specifikáció számára. Fellelhetőek ugyan 48V tápfeszültséget igénylő soros gerjesztésű kefés egyenáramú motorok, de ezek ára magasabb, ugyanakkor tulajdonságaik elmaradnak a kefenélküli egyenáramú motorokéhoz képest.

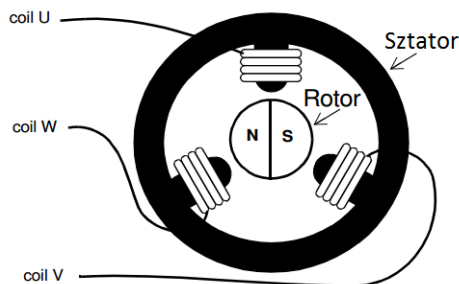
A fenti szempontok alapján az utóbbi típus alkalmazása mellett döntöttünk.

5.3.2 A kefe nélküli egyenáramú motor [10] [11] [12]

A hagyományos szénkefés egyenáramú gépek mellett előnyös tulajdonságaik miatt manapság egyre gyakrabban alkalmazzák a kefenélküli egyenáramú (angol elnevezés szerint Brushless DC, rövidítve BLDC) motorokat. Ezek a motorok az egyenáramú gépek legmodernebb típusai. A hagyományos kefés megoldásoknál a kommutáció a szénkefék és a kommutátor segítségével fizikai kontaktuson keresztül történik. A BLDC motorok esetében ezt a feladatot elektronikus úton oldják meg.

A szénkefék és a mechanikus kommutátor hiányában így ezeknek a motoroknak a szerkezete jóval egyszerűbb. Ez óriási előny a hagyományos gépekkel szemben, hiszen alkalmazásukkor nem kell számolnunk a szénkefék kopása miatt fellépő karbantartás igényével, valamint a szénkefék alkalmazásával együtt járó egyéb nehézségekkel, pl. a kefeszikrázással. A szénkefék hiányának további előnye, hogy a BLDC motorok sokkal kevesebb akusztikus, és elektromos zajt bocsátanak ki, mint a hagyományos egyenáramú gépek.

A BLDC motorok rotorjánál – forgórészénél – az elektromágnesek helyett permanens mágneset alkalmaznak, ezért mentesülünk a tápáram forgórészre való eljuttatásának problémájától. Az armatúra tehát a statorban – állórészben – foglal helyet, az armatúra tekercseire kapcsolja a vezérlő elektronika a rotor helyzetének megfelelően a tápfeszültséget. A BLDC motor elvi felépítését mutatja be a **30. ábra**.



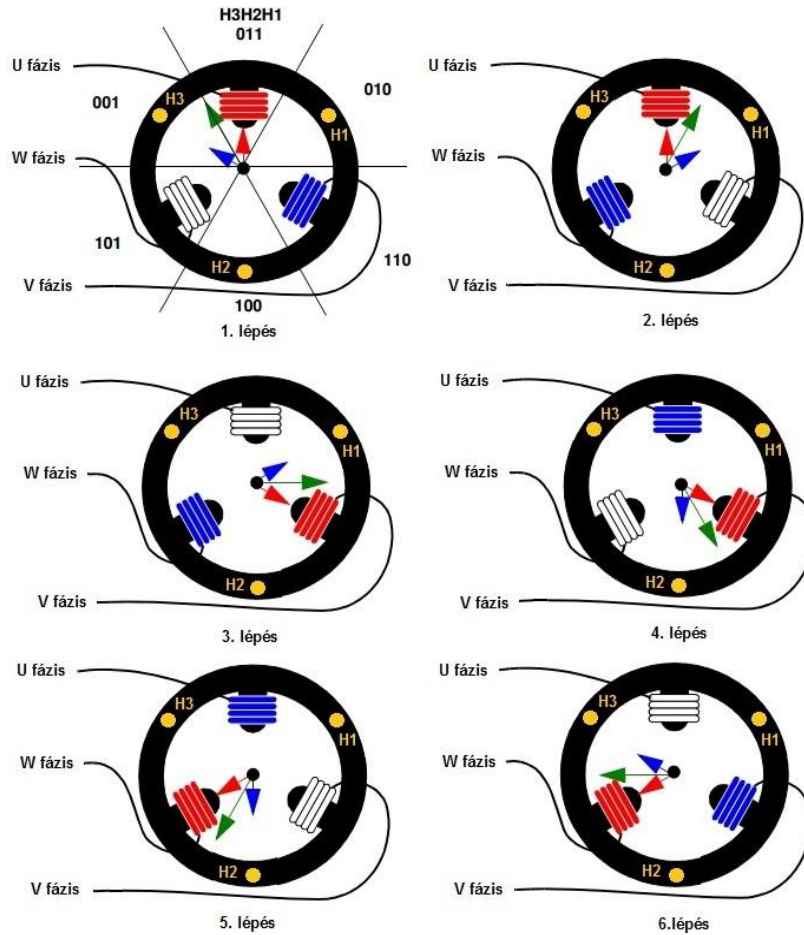
30. ábra: BLDC motor elvi felépítése [11]

Az BLDC motorok fontos tulajdonsága a fázisaik száma. Leginkább az ábrán látható, háromfázisú kialakítás terjedt el, de léteznek két-, illetve négyfázisú motorok is. A fázisok tekercselése általában osztott, az egy fázishoz tartozó tekercsek egymással szemben helyezkednek el, míg – háromfázisú esetben – az egyes fázisok 60° -al elforgatva követik egymást. A háromfázisú motorok fázistekercseit egymással csillag-, vagy deltakapcsolásba kötik. A rotoron lévő állandó mágnesek póluspárjainak száma is általában egynél több, jellemzően 2 illetve 4 póluspárt szoktak alkalmazni. Fontos megemlíteni, hogy a több póluspárt tartalmazó rotorok esetében a mechanikus fordulatszám az elektromos fordulatszámmal nem egyezik meg, hanem annak a póluspárok számával elosztott értéke.

A motor által kifejtett nyomaték akkor lesz maximális, ha a rotor állandó mágnesének mágneses terére az áramot tekercsekben folyó áram által indukált mágneses tér merőleges, a vezérlésnek tehát ezt kell megvalósítania. A rotor ilyenkor szinkronban forog az áramotgerjesztés mágneses térrel, ezért a szakirodalomban állandó mágneses szinkronmotoroknak is nevezik ezeket a gépeket.

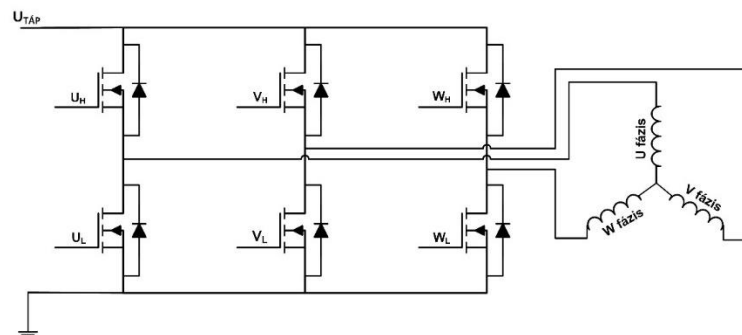
A helyes kommutáció tehát a rotor helyzetének alapján valósítható meg, ennek meghatározására a gyakorlatban kétféle módszert alkalmaznak. Történhet a lebegő fázis – az éppen nem táplált fázis – tekercseiben indukált feszültség mérése alapján - ekkor beszélünk érzékelő nélküli vezérlésről (angolul: sensorless control). Ez a módszer csak állandó terhelés esetén alkalmazható megbízhatóan, ezért csak ilyen esetekben, pl. ventilátorok megható motorjainál alkalmazzák. A forgórész helyzetének meghatározására használt másik módszer, melyet az esetek túlnyomó többségében alkalmaznak, Hall-szenzorok segítségével történik. Az Hall-szenzorok akkor változtatják kimenetük szintjét, ha előttük a mágneses tér iránya megváltozik. A háromfázisú motoroknál három darab Hall-szenzor szükséges, melyek logikai jelszintjeiből meghatározható, hogy melyik fázistekercset hogyan kell táplálni. Egy elektromos fordulat hat kommutációs lépésre osztható. Az

egyek kommutációs lépések óramutató járásának megfelelő forgásirány szerinti sorrendjében a helyes táplálást az alábbi ábra mutatja be. Minden lépésben egy fázist a tápfeszültségre, egyet földpotenciálra kötünk, egy pedig lebeg (31. ábra).



31. ábra: BLDC motor kommutációs lépései [11]

Az elektronika feladata a Hall-szenzorok jelei alapján a forgórész pozíciójának meghatározása, és a tekercsek ennek megfelelő kapcsolása, ami ún. H-híd segítségével lehetséges (32. ábra).



32. ábra: H-híd vázlatja [saját készítés]

Stacionárius üzemben a kommutációs ütemezés állandónak mondható, de a pillanatértékek folyamatos korrigálása szükséges. A kommutáció időpontját a lebegő tekercs Hall-szenzora alapján határozzuk meg. A szenzor logikai kimenete az előző, és a következőleg szükséges kommutáció közti eltelt idő felénél vált értéket, tehát a következőleg szükséges kommutáció időpontja az előző kommutáció időpontja és a lebegő tekercs Hall-szenzorának logikai értékváltása között eltelt idő alapján határozható meg. A kommutáció vezérlési tábláját óramutató szerinti forgásirányra a **4. táblázat** tartalmazza.

4. táblázat: BLDC motor kommutációjának vezérlési táblája [saját készítés]

Lépés a 3. ábrán	Hall-szenzorok H3H2H1	Fázisok kapcsolása			
		<i>U</i>	<i>V</i>	<i>W</i>	<i>Kapcsolók</i>
1. lépés	101	táp	föld	lebeg	U_H, V_L
2. lépés	001	táp	lebeg	föld	U_H, W_L
3. lépés	011	lebeg	táp	föld	V_H, W_L
4. lépés	010	föld	táp	lebeg	V_H, U_L
5. lépés	110	föld	lebeg	táp	W_H, U_L
6. lépés	100	lebeg	föld	táp	W_H, V_L

Ez a vezérlési módszer sokkal megbízhatóbb a szenzor nélküli megoldásnál, változó terhelések és fordulatszámok esetén is megbízható működést biztosít.

A BLDC motorok fordulatszámát a hagyományos gépekéhez hasonlóan a kapocsfeszültség változtatásával szabályozzuk. Ezt a gyakorlatban a H-hídba épített – leggyakrabban térvezérlésű – tranzisztorok vezetési szakaszán belüli, nagy frekvenciás négy-szögjellel történő ki-be kapcsolgatásával érik el. A négy-szögjel kitöltési tényezőjét változtatva azzal arányosan változik a motor kapocsfeszültsége is, ezt a módszert nevezik impulzusszélesség-modulációnak (angolul: Pulse Width Modulation, PWM).

Az egyenáramú motorok üzemére állandósult állapotban a (2) és (3) egyenletek érvényesek:

$$U_K = i_a R_a + U_i \quad (2)$$

$$M = k_s \omega + M_t \quad (3)$$

Ahol U_K a motorra kapcsolt kapocsfeszültség, i_a az armatúraáram, R_a a teljes armatúraellenállás (tehát a fázistekercsek összes ellenállása), U_i az indukált feszültség, M a motor által kifejtett forgatónyomaték, k_s súrlódási együttható, ω a rotor szögsebesség, M_t pedig a terhelő nyomaték.

További két egyenlet, (4) és (5) $M = k_t \cdot i_a$ (5) adja meg a szögsebesség - indukált feszültség, és a nyomaték - armatúraáram lineáris összefüggéseit:

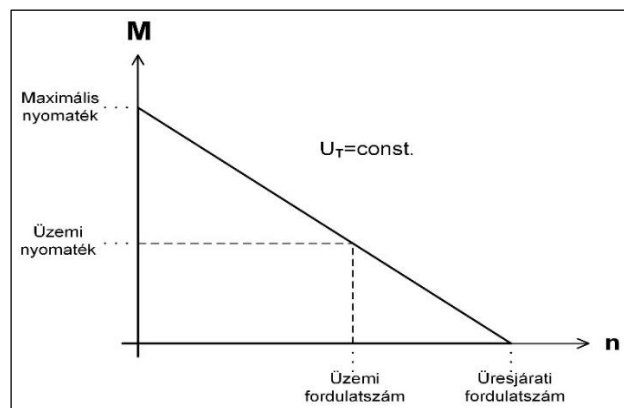
$$U_i = k_{emf} \cdot \omega \quad (4)$$

$$M = k_t \cdot i_a \quad (5)$$

Ahol k_{emf} és k_t a két motor konstans, melyek BLDC motorok esetében egyenlők.

A BLDC motorok ideális nyomatéki jelleggörbéje a kefések motorokéhoz hasonlóan álló helyzetben maximális értékről indulva a fordulatszámmal egyenes arányban csökken.

Az egyenestől a valós motor karakterisztikák eltérnek, erre példát a következő fejezetben mutatunk.



33. ábra: BLDC motor elméleti M - n jelleggörbéje [saját készítés]

A már leírtak mellett a BLDC motorok további előnye, hogy teljesítménysűrűségük nagyobb a hagyományos kefések motorokénál, így azonos teljesítményű motorokat tekintve a kefe nélküli megoldások kisebb méretekkel és tömeggel rendelkeznek.

5.4 A tervezett konstrukció

5.4.1 A motorválasztás alapja

A motorválasztás alap paraméteréül általában a motorral szemben támasztott teljesítményigény szolgál. A maximális gyorsulást válasszuk a már korábban követelményként meghatározott intervallum közepére ($2,5 \text{ m/s}^2$), a maximális sebességet pedig a városi közlekedésben megengedhető maximális értékre (50 km/h). A tesztjármű meghajtásához az álló helyzetből maximális sebességre történő gyorsítás esetén kell a legnagyobb teljesítmény. Egyenes vonalú egyenletesen gyorsuló mozgást feltételezve, és a menetellenállásokat elhanyagolva a (6) egyszerű összefüggéssel becsülhetjük a jármű teljesítményigényét:

$$P_{i,max} = \frac{1}{2} m_j a_{max} v_{max} \quad (6)$$

$$P_{i,max} = \frac{1}{2} \cdot 200 \cdot 2,5 \cdot \frac{50}{3,6} = 3,472 \text{ kW}$$

A számolás eredményeként kapott 3,472 kW-nál valamivel nagyobb teljesítményű motorra van tehát szükség, amely a korábbiakban meghatározott feszültségtartományban üzemeltethető. Az előző fejezet alapján látható, hogy ebben a teljesítmény-tartományban gyakorlatilag nincs is ésszerű alternatívája a választott géptípusnak.

Fontos kiinduló szempont még a motor által kifejtett maximális nyomaték értéke. A számításokban egyszerűsítésképpen a továbbiakban mindenütt a statikus keréksugárral számolunk. Az elvárt gyorsulás eléréséhez szükséges keréktalpi nyomatékot a teljesítmény-számításnál egyszerűsítések figyelembe vételével a (7) képlettel közelíthetjük:

$$M_{kt,max} = R_k m_j a_{max} \quad (7)$$

$$M_{kt,max} = 0,1375 \cdot 200 \cdot 2,5 = 68,75 \text{ Nm}$$

Ez az érték természetesen nem egyezik meg a motortól elvárt maximális nyomatékkal, hiszen az erőátviteli berendezés nyomatékmódosításán keresztül fog a motor nyomatéka átadódni.

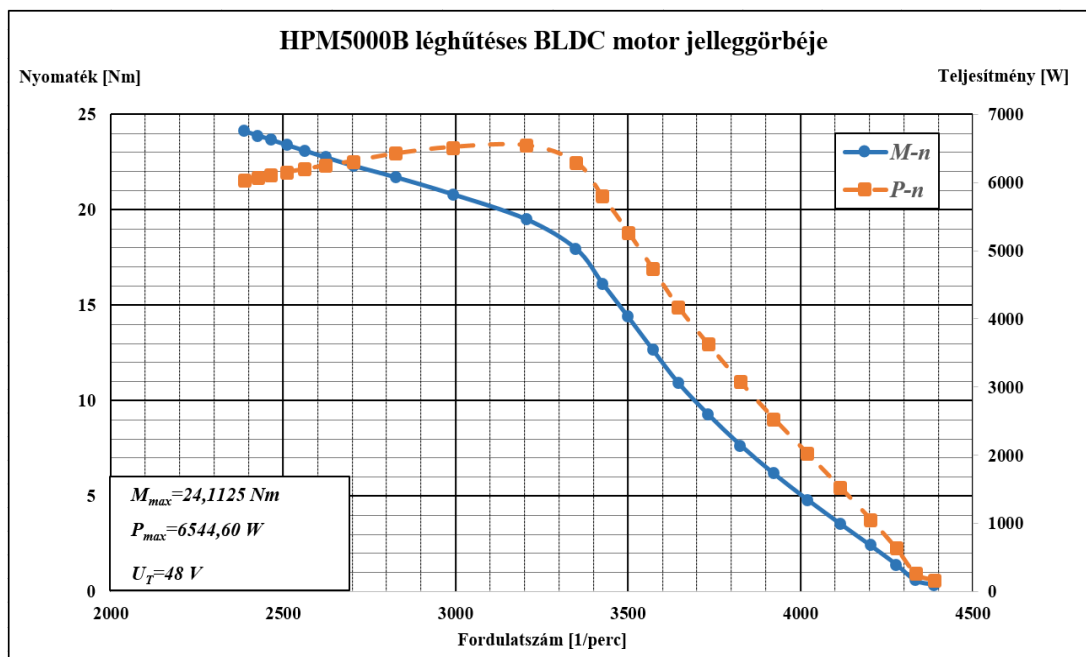
5.4.2 A választott motor [7] [13]

A választott motor a Golden Motor Technology Co. Ltd. által gyártott HPM-5000B lég-hűtéses BLDC motor lett. A motor többféle feszültséggel üzemeltethető, az **5. táblázat** tartalmazza a tesztjármű-meghajtáshoz számunkra alkalmas, 48V tápfeszültséghez tartozó fő motorjellemzőket.

5. táblázat: HPM-5000B motor jellemzői [saját készítés]

Jellemző	Érték	Mértékegység
Tápfeszültség	48	V
Névleges teljesítmény	5	kW
Névleges fordulatszám	3500	fordulat/perc
Maximális hatásfok	0,885	-
Tömeg	11	kg
Hossz x Átmérő	126 x ϕ 206	mm

A táblázatban megadott jellemzők mellett fontos a nyomaték, teljesítmény alakulása a fordulatszám függvényében. A **34. ábra** mutatja a motor nyomatéki és teljesítmény jelleggörbéjét.



34. ábra: HPM-5000B BLDC motor jelleggörbéje [saját készítés]

5.4.3 A lánchajtás tervezése [5] [14]

A lánchajtás fordulatszám módosítása logikusan legfeljebb akkora kell legyen, hogy a maximális sebesség esetén a motor fordulatszáma az üzemi fordulatszámmal egyezzen meg. Egyszerűsítésként a keréknél csúszás nélküli gördülést feltételezünk, így a szükséges fordulatszám-módosítás (8) alapján számolható:

$$i_{i,e} = \frac{v_{max}}{2R_k \pi n_{m,\ddot{u}}} \quad (8)$$

$$i_{i,e} = \frac{50/3,6}{2 \cdot 0,1375 \cdot \pi \cdot 3500/60} = 0,276$$

Ez tehát a valóban alkalmazandó fordulatszám-módosítás meghatározásának alapja. Esetünkben a fordulatszám-módosítás a motor lánckerék fogszámának, és a merev hátsó tengely lánckerék-fogszámának hányadosa (9), tehát:

$$i_{lanc} = \frac{z_{l,motor}}{z_{l,tengely}} \quad (9)$$

A szabad lánckerék-választást gátolják a geometriai és fizikai méretbeli jellemzőkkel kapcsolatos követelmények, melyek figyelembe vételével határozhatóak csak meg a tesztjármű erőátvitelénél alkalmazandó lánckerekek.

A hajtás megvalósításához a motorkerékpároknál és gokartoknál széleskörűen alkalmazott H428 láncot választottuk, ami teljesen kompatibilis a DIN8187-ISO/R606 szabványos 1/2"x5/16" méretű 08B láncsal, eltérés csak a teljes láncszélességben mutatkozik,

emiatt a szabványos *08B1* ipari lánckerekek a hajtáshoz alkalmazhatóak. Ez azért fontos, mert a piacon a speciálisan gokartokhoz kapható lánckerekek a hajtó motorra nem szerelhetőek fel, így ipari lánckerék alkalmazása szükséges.

A hajtó motor tengelye $\phi 22,2 \text{ mm}$ átmérőjű, és $b=5 \text{ mm}$ széles reteszpályával van ellátva. Ez meghatározza az alkalmazható legkisebb fogsámú lánckerék méretét. A piacon kaphatóak *DIN6885* szerinti szabványos reteszhoronnyal ellátott készre gyártott agyas lánckerekek, azonban a motor tengelyének, és az ékpályának nem szabványos mérete ($\phi 22 \text{ mm}$ átmérőjű tengelyhez $b=6 \text{ mm}$ szélességű retesz a szabványos) miatt ezeket nem tudjuk alkalmazni. Előfűrtan kapható agyas lánckereket kell tehát a számunkra megfelelő kialakításúra megmunkálni. Az alkalmazható legkisebb lánckerék fogszáma így $z_{l,motor}=13$ értékben került meghatározásra, annak alapján, hogy a szabványos $\phi 22 \text{ mm}$ átmérőjű tengelyhez ez az elérhető legkisebb fogsámú lánckerék, így az agy szélessége ebben az esetben még biztosan megfelelő marad.

A merev hátsó tengely lánckerék átmérőjének a járműváz kialakítása miatt felső korlátja van. A 3D modellezés alapján a legnagyobb lánckerék-átmérő, ami mellett még biztosan elfér a lánc a vázhoz való súrlódás nélkül, 205 mm körül adódik. A legnagyobb alkalmazható *08B1* szabványos lánckerék fogszáma így $z_{l,tengely}=48$. A legkisebb elérhető fordulatszám módosítás (így a legnagyobb áttétel) tehát:

$$i_{lánc} = \frac{13}{48} = 0,271$$

Ez majdnem pontosan megegyezik az előzőekben számolt irányadó értékkel, tehát megfelelőnek tekinthető.

5.4.4 A jármű és a hajtáslánc együttműködésének dinamikája [13] [15] [16]

Az előzőekben kiszámolt áttétel és a motor megfelelőségének vizsgálatához nem elég a jellemzők statikus pontokban való vizsgálata. Ahhoz, hogy pontos képet kapjunk a tervezett hajtáslánccal felszerelt jármű dinamikájáról, a hajtáslánc által generált és a jármű által igényelt vonóerő alakulása a teljes üzemi sebesség-tartományban meghatározandó.

A motor üzemi jelleggörbéjének kimért pontjai – egy bizonyos fordulatszám tartományban – a gyártó honlapján rendelkezésre állnak, ez alapján készült az előző fejezetben a **34. ábra**. A BLDC motorok fizikai leírása lineáris, ez a valós, mért esetre nem teljesen igaz, így a motor paramétereinek meghatározásához a mért üzemi jelleggörbe

linearizálására van szükség. Az BLDC motor M - ω jelleggörbéjének egyenlete a (2), (3), (4) és (5) egyenletek alapján, a súrlódás elhanyagolásával a következő:

$$M(\omega) = -\frac{k_m^2}{R_a}\omega + \frac{k_m}{R_a}U_K \quad (10)$$

Ahol k_m a motor konstans, R_a a teljes armatúra ellenállás, ω a rotor szögsebessége, U_K pedig a kapocsfeszültség. A mért üzemi jelleggörbe lineáris regresszióját a MATLAB programmal végeztük, a forráskódot a melléklet tartalmazza. Az eredményként adódó M - ω egyenes egyenlete:

$$M(\omega) = a_1\omega + a_0 = -0,1192\omega + 56,0597$$

Mivel

$$a_1 = -\frac{k_m^2}{R_a} \quad \text{és} \quad a_0 = \frac{k_m}{R_a}U_K \quad (11)$$

ezért

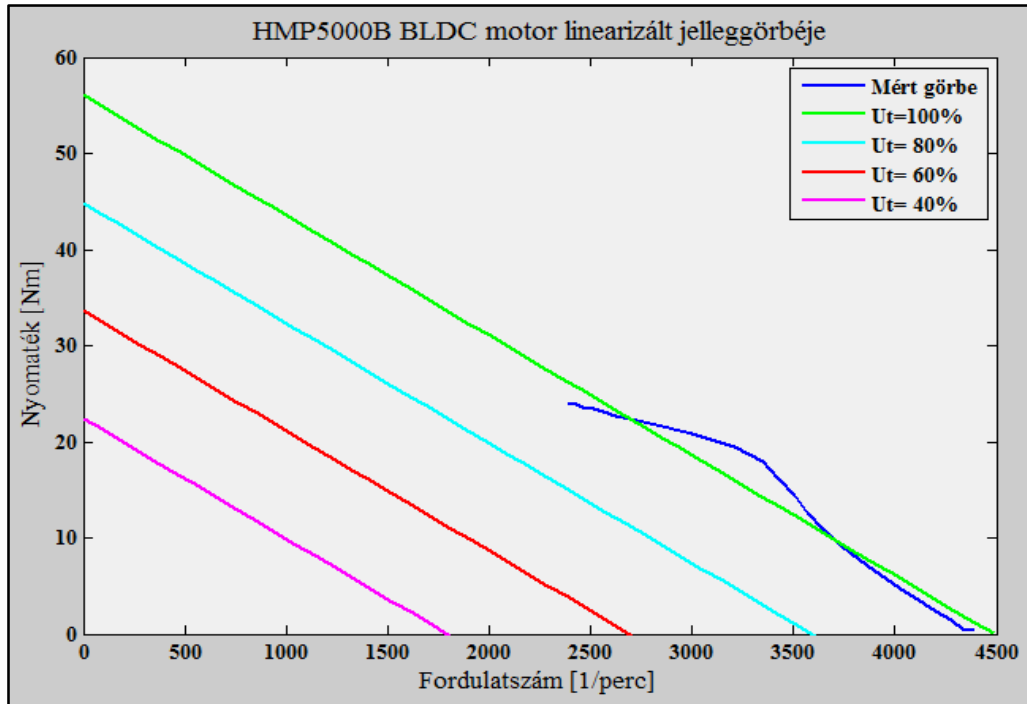
$$k_m = -\frac{a_1 U_K}{a_0} \quad \text{és} \quad R_a = -\frac{k_m^2}{a_1} \quad (12)$$

A kapocsfeszültséget a gyártói jelleggörbe mért pontjainak kapocsfeszültségeinek átlagaként határoztuk meg. Értéke: $U_K = 47,52 \text{ V}$. A linearizált jelleggörbe alapján a fenti egyenlet segítségével meghatározható a motor konstans és az armatúra ellenállás:

$$k_m = -\frac{-0,1192 \cdot 47,52}{56,0597} = 0,1011 \frac{\text{Nm}}{\text{A}} \left(\frac{\text{Vs}}{\text{rad}} \right)$$

$$R_a = -\frac{0,1011^2}{0,1192} = 0,0857 \Omega$$

A meghatározott armatúraellenállás és motor konstans segítségével felvehetők a különböző tápfeszültségekhez tartozó jelleggörbék (100%=48V) is, ezeket mutatja be a **35. ábra**.

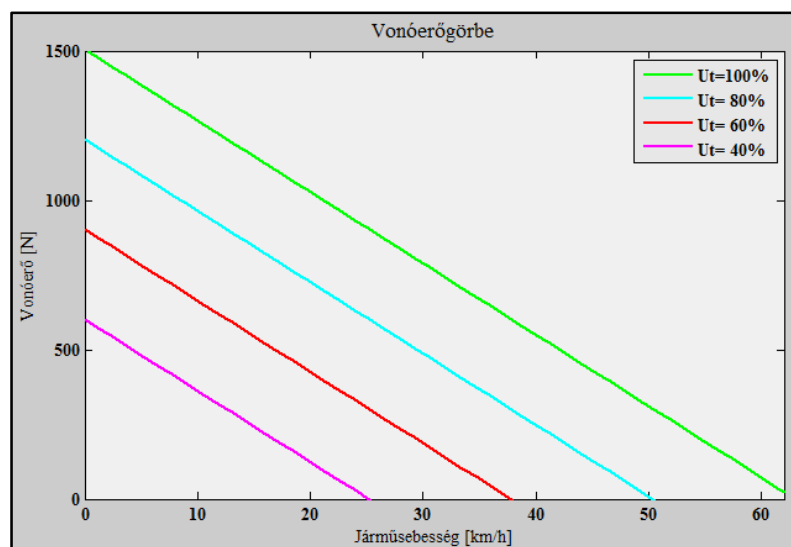


35. ábra: Linearizált jelleggörbe különböző tápfeszültségek esetén [saját készítés]

A jármű és a hajtáslánc együttműködésének vizsgálatához a motor nyomatéki jelleggörbéjét át kell transzformálni a tesztjármű számára szolgáltatott vonóerő-görbévé. A vizsgálat szempontjából a hátsó tengely két kerekét nem kezeljük külön, hanem a vonóerőt egyetlen keréken átadott erőnek tekintjük. A motor leadott nyomatéka és a vonóerő közti összefüggés:

$$F_{\text{vonó}}^{\text{motor}} = \frac{1}{R_k} M \quad (13)$$

A megfelelő vonóerő-görbéket mutatja be a 36. ábra:



36. ábra: Vonóerő-görbék különböző tápfeszültségek esetén [saját készítés]

Fontos megjegyezni, hogy az átvihető vonóerő maximuma, száraz aszfalt utat ($\varphi = 0,8$ tapadási tényezőt) és a kerekek közti egyenletes tömegeloszlást feltételezve:

$$F_{vonó}^{max} = \varphi \frac{m_j}{2} g \quad (14)$$

$$F_{vonó}^{max} = 0,8 \cdot 100 \cdot 9,81 = 784,8 \text{ N}$$

Tehát ilyen körülmények között a motor által kifejtett maximális nyomaték által generált vonóerő nem vihető át az útfelületre, ezt a motor szabályozásakor figyelembe kell venni.

A hajtás vizsgálatához érdekes még a tesztjármű által igényelt vonóerő nagyságának alakulása, hogy ez által az erőgép-munkagép (motor-jármű) együttműködés munkapontjai meghatározhatóak legyenek. A járműmeghajtáshoz szükséges vonóerő, sík utat feltételezve, és a kanyarellenállásokat elhanyagolva:

$$F_{vonó}^{jármű} = F_{gy} + F_{ge} + F_{le} \quad (15)$$

Az fenti egyenletben szereplő egyes tényezők a következőképpen számíthatóak.

Az F_{gy} gyorsítási ellenállás:

$$F_{gy} = \delta m_j a \quad (16)$$

Ahol $\delta = 1,1$ a forgótömeg-tényező.

Az F_{ge} gördülési ellenállás:

$$F_{ge} = (f_0 + f_1 v) m_j g \quad (17)$$

Ahol $f_0 = 0,01$ és $f_1 = 0,0003$ a gördülési ellenállás tényezők.

Az F_{le} légellenállás:

$$F_{le} = C_D \frac{\rho}{2} v^2 A_h \quad (18)$$

Ahol $C_D = 0,805$ a becsült légellenállási tényező, $A_h = 0,575 \text{ m}^2$ a gokart becsült homloklfelülete, $\rho = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ a levegő sűrűsége.

A gördülési ellenállás tényezőket [16] alapján határoztuk meg, a légellenállás tényezőt, valamint a homloklfelületet [15] alapján becsültük meg, mivel a teljes végleges geometria még nem áll rendelkezésre. A vonóerőigény görbe egyenlete tehát:

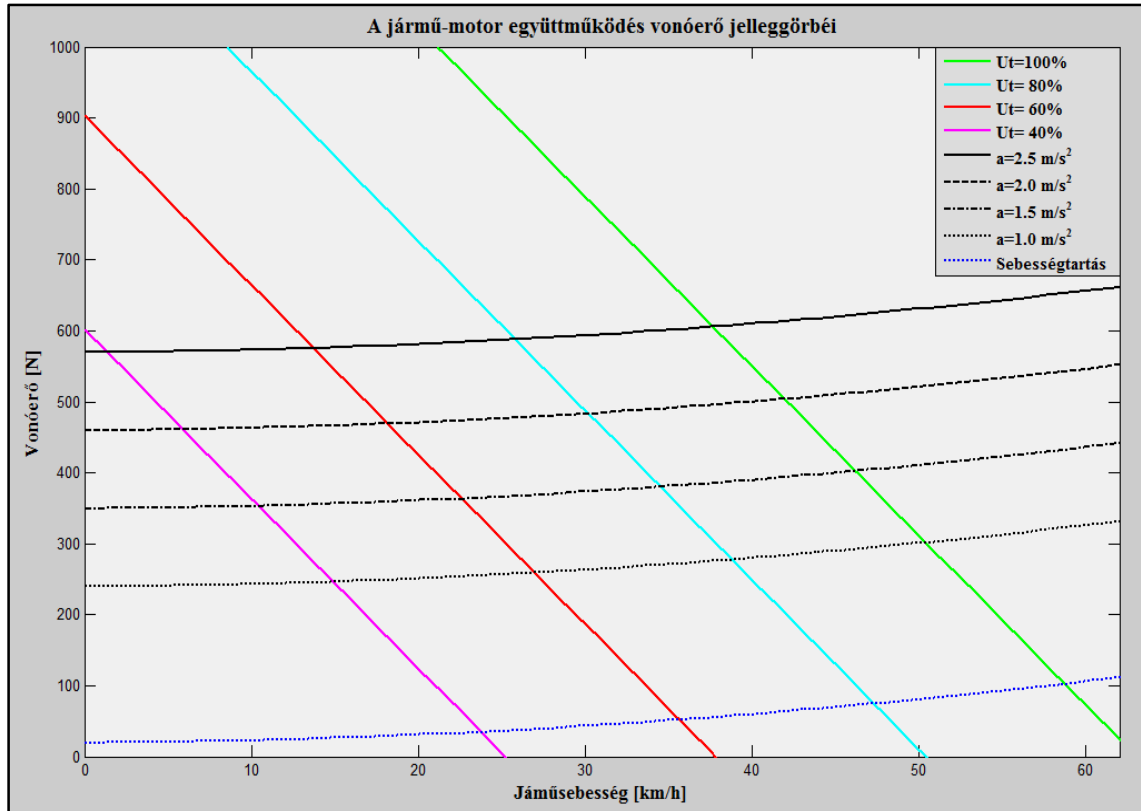
$$F_{vonó}^{jármű} = 1,1 \cdot 200 \cdot a + (0,01 + 0,0003v) \cdot 200 \cdot 9,81 + 0,805 \cdot 0,6 \cdot 0,575 \cdot v^2$$

$$F_{vonó}^{jármű} = 220a + 0,278v^2 + 0,5886v + 19,62 \text{ N}$$

A különböző gyorsulásokhoz, valamint a sebességtartáshoz szükséges vonóerőigény görbéket, és a motor által a különböző kapocsfeszültségek esetén szolgáltatott vonóerő-

görbéket tartalmazza az alábbi ábra, mely alapján az együttműködés munkapontjai meghatározhatóak (37. ábra). Látható, hogy száraz aszfalt burkolat esetén a maximális (2,5 m/s²) gyorsuláshoz tartozó vonóerők is átvihetőek, hiszen

$$F_{a,max} = 662 \text{ N} < 784,8 \text{ N} = F_{vonó}^{max}$$



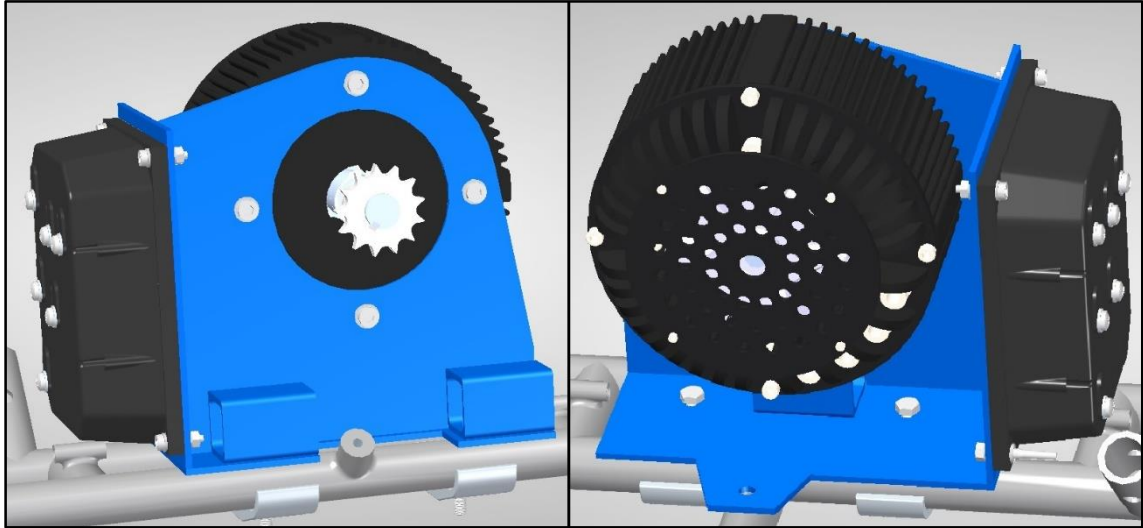
37. ábra: A hajtás vonóerő jelleggörbéi [saját készítés]

A vonóerő-görbék alapján látszik, hogy a maximális gyorsulással kb. 38 km/h sebességig tudunk gyorsítani, majd a további gyorsítás esetén a gyorsulás csökkenni fog. 50 km/h sebességnél az elérhető maximális gyorsulás már csak 1 m/s² körüli, az átlagos gyorsulás a követelményeknek megfelelő. A jármű végsebessége 60 km/h alatt marad, ami szintén megfelelő. Meg kell jegyeznünk, hogy a járműdinamikai számítások közelítő jellegűek a linearizált és valós jelleggörbe eltérései, valamint a légellenállás becsült értéke miatt.

5.4.5 Motorrögzítés

A hajtáshoz választott BLDC motor homloklapfelületét 4 db. M8 csavar segítségével lehet valamilyen tartó lemez-szerkezethez rögzíteni. Mivel a motorvezérlő hasonló méretekkel rendelkezik, mint maga a motor, célszerű ezt is a motor mellett a tartókonzolon elhe-

lyezni. A motorvezérlő konzolra való rögzítésének további előnye, hogy a tartólemez hűtőfelületet biztosít a vezérlő számára. A gokart motortartó konzolokat a csövázhoz illeszkedő, öntöttvas bilincsekkel szokták rögzíteni, így mi is ilyen megoldást választottunk. A tervezett motortartó konzol és a motor 3D modelljét mutatja be a **38. ábra**.



38. ábra: A motor és a vezérlő beépítési környezete [saját készítés]

5.4.6 A tervezett hajtáslánc szilárdsági ellenőrzése [5]

A lánchajtás esetén az alkalmazott lánckerekek szilárdsága legalább akkora, mint a hozzájuk tartozó szabványos láncé, így elegendő a lánc, valamint a lánckerekek tengelykötéseinek szilárdsági ellenőrzése. A láncban ébredő húzóerő (a poligon-hatás figyelembe vétele nélkül):

$$F_{h,max}^{lánc} = \frac{2M_{motor}^{max}}{D_{l,motor}} + \frac{q_l(n_{motor}^{max} \cdot D_{l,motor} \cdot \pi)^2}{g} \quad (19)$$

Ahol $D_{l,motor} = 53,06 \text{ mm}$ a motor lánckerekének osztóköri átmérője, $q_l = 8 \text{ N/m}$ a 428H lánc súlya. A saját súlyból eredő láncterheléseket nem vettük figyelembe, mert ezek legnagyobb értéke is három nagyságrenddel kisebb a nyomatékátvitelből adódó húzóerőnél. A biztonság felé térünk el, ha a legnagyobb fordulatszám esetén fellépő tömegezőkkel, és a legnagyobb hajtónyomatékkal számolunk, hiszen ezek a motor jelleggörbéje miatt a gyakorlatban sohasem lépnek fel egyszerre, a valóságban így a láncban ébredő húzóerő mindig kisebb lesz a lent meghatározott értéknél.

$$F_{h,max}^{lánc} = \frac{2 \cdot 56,05}{53,06 \cdot 10^{-3}} + \frac{8 \cdot \left(\frac{4350}{60} \cdot 53,06 \cdot 10^{-3} \cdot \pi\right)^2}{9,81} = 2231,8 \text{ N}$$

A biztonsági tényező:

$$S = \frac{F_{h,sz}^{l\acute{a}nc}}{F_{h,max}^{l\acute{a}nc}} \quad (20)$$

Ahol $F_{h,sz}^{l\acute{a}nc} = 23500 \text{ N}$ a H428 l\acute{a}nc minim\alis szakit\oszil\ards\aga.

$$S = \frac{23500,0}{2231,8} = 10,5$$

Teh\at a l\acute{a}nc szil\ards\aga teh\at megfelel\o.

A motor l\acute{a}ncker\ek retesz-k\ot\es\enek ellen\or\zes\en\el a fel\uleti nyom\as a m\ert\ekad\o terhe-\l\es, ami az al\abbi k\ep\let szerint sz\am\that\o:

$$p_{r,m} = \frac{2M_{motor}^{max}}{d_t l (h - t_1)} \quad (21)$$

Ahol $d_t = 22,2 \text{ mm}$ a motor tengely \atm\er\oje, $l = 28 \text{ mm}$ a retesz hossza, $h = 5 \text{ mm}$ a retesz magass\aga, $t_1 = 3 \text{ mm}$ a horony m\elys\ege.

$$p_{r,m} = \frac{2 \cdot 56,05}{22,2 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot (5 - 3)} = 90,17 \text{ MPa}$$

Az agy \es a retesz anyaga C45R, melynek minim\alis foly\ashat\ara: $R_{eH} = 460 \text{ MPa}$.

A reteszk\ot\es biztons\agi t\enyez\oje:

$$S = \frac{R_{eH}}{p_r} \quad (22)$$

$$S = \frac{460}{90,17} = 5,1$$

A motor l\acute{a}ncker\ek\enek reteszk\ot\ese teh\at szil\ards\agilag megfelel\o, a fel\uleti nyom\as a [5] forr\asban meghat\arozott megengedett intervallumon bel\ul van.

A merev h\ats\o tengely l\acute{a}ncker\ek\enek reteszk\ot\es\enek ellen\or\zes\et a (21) egyenlethez hasonlóan v\eg\ezhetj\uk, a hajt\as nyomat\ekm\odos\ıt\as\anak figyelembe v\etel\el\el:

$$p_{r,m} = \frac{2M_{motor}^{max} \cdot \frac{1}{i_l}}{d_{t2} l' (h' - t_1')} \quad (23)$$

Ahol $d_{t2} = 30 \text{ mm}$ a merev tengely \atm\er\oje, $l' = 30 \text{ mm}$ a merev tengelyn\el alkalmazott retesz hossza, $h' = 6 \text{ mm}$ a retesz magass\aga, $t_1' = 3,5 \text{ mm}$ a horony m\elys\ege.

$$p_{r,m} = \frac{2 \cdot 56,05 \cdot \frac{48}{13}}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot (7 - 4)} = 132,45 \text{ MPa}$$

A biztons\agi t\enyez\o (22) szerint:

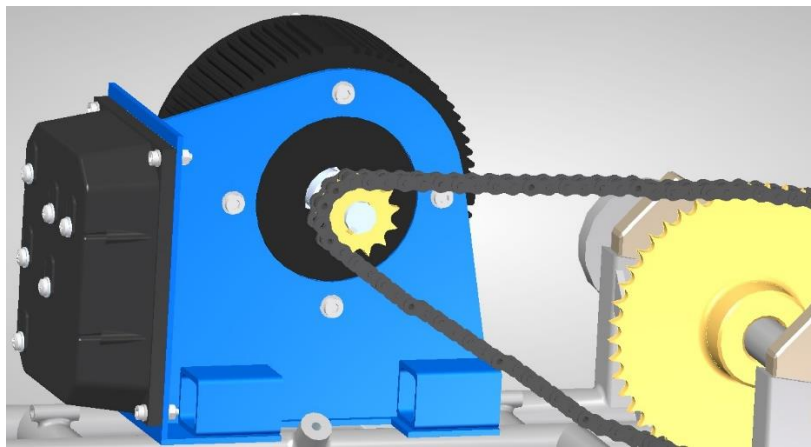
$$S = \frac{460}{132,45} = 3,47$$

A reteszk\ot\es teh\at ebben az esetben is megfelel\o.

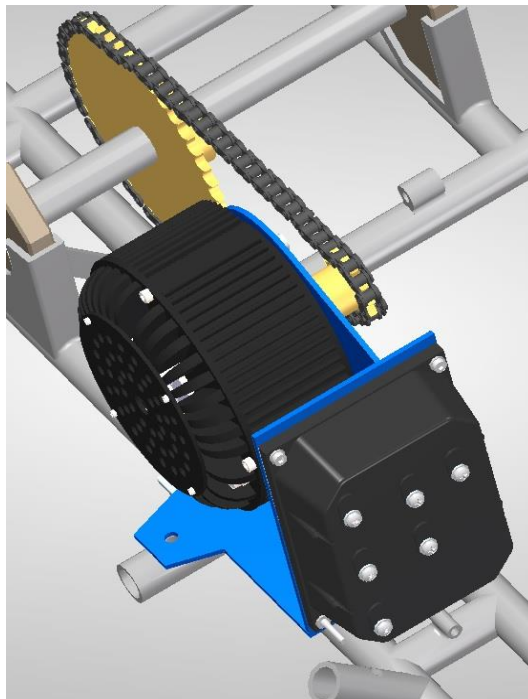
Mindhárom szilárdsági ellenőrzés esetében meg kell jegyeznünk, hogy a linearizált jelleggörbe alapján meghatározott maximális motornyomaték a mért jelleggörbe alakját tekintve jóval nagyobb, mint a valósan a motor által kifejtett legnagyobb nyomaték, ezért minden esetben a biztonság felé tévedtünk a számítások során.

A nagy biztonsági tényezővel, a fentiek szerint végzett számítási módszerek biztosítják, hogy a hajtáslánc minden körülmények között hatékonyan, és biztonságosan legyen képes feladatát ellátni. A meghajtó motor féküzemben képes az üzemi fékberendezés kiegészítésére, ami vészhelyzetek esetén különösen fontos lehet.

A hajtáslánc tervezett konstrukcióját mutatják be a **39. ábra** és **40. ábra** képei:



39. ábra: A hajtáslánc konstrukciója [saját készítés]



40. ábra: A hajtáslánc konstrukciója II. [saját készítés]

6 ÖSSZEFOGLALÁS

A dolgozatban bemutattuk a Robert Bosch Kft. és a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedés- és Járműirányítási Tanszékének együttműködésében meghirdetett hallgatói projekt tárgyaként tervezett autonóm tesztjármű aktuátorainak tervezési folyamatát, és a tervezett konstrukciókat.

Mind a hajtáslánc, a fék- és kormányaktuátorok esetében részletesen megfogalmaztuk a velük szemben támasztott általános, valamint feladatspecifikus követelményeket.

A követelmények alapján mindhárom tervezési feladatra alternatív megoldásokat kerestünk, eközben pedig bemutattuk a jármű- és mobilgép iparban alkalmazott aktuátorok fő elektromos és mechanikus tulajdonságait, felépítésüket, működésüket. Az egyes aktuátorok tulajdonságait mérlegeltük a meghatározott feladatok megoldására való alkalmasságuk szempontjából, majd a költségeket is figyelembe véve a lehetséges változatok közül kiválasztottuk az általunk legmegfelelőbbnek ítélt aktuátorokat.

A tervezés következő lépéseként meghatároztuk és megterveztük a szükséges erőátviteli elemeket, valamint az aktuátoregységeket a járművázhoz rögzítő konzolokat oly módon, hogy az azok biztonsági szempontból is megfelelőek legyenek.

A tervezés végső lépéseként ellenőriztük az aktuátorok járműdinamikai, illetve szilárdsági tulajdonságait, valamint megvizsgáltuk, hogy ezek mennyire tesznek eleget a meghatározott követelményeknek.

A közeljövőben fejeződnek majd be a tervezés végső lépései, valamint veszi kezdetét a szükséges elemek legyártatása, a konstrukciók kivitelezése. A kivitelezés után megkezdődnek az első tesztek, melyek során a tervezett aktuátoroknak bizonyítaniuk kell alkalmasságukat. Az esetlegesen felmerülő hibák, a tesztelés eredményei alapján az itt bemutatott szerkezeteket javítani, továbbfejleszteni szükséges.

Az aktuátorok hibátlan működése esetén kezdhető el a tesztjármű szoftveres fejlesztése.

7 ÁBRAJEGYZÉK

1. ábra: Az elektromágneses aktuátor működési elve [3].....	8
2. ábra: A DC motor működési elve [1]	9
3. ábra: DC motor jelleggörbe egyszerű kommutátorral [2]	9
4. ábra: DC motor jelleggörbe több részre osztott kommutátorral [2]	10
5. ábra: A DC motorokkal elérhető karakterisztikák [2]	10
6. ábra: 2-fázisú PM léptetőmotor vázlata [2]	12
7. ábra: Hullámvezérlés [2]	13
8. ábra: Teljes léptetéses vezérlés [2]	13
9. ábra: Fél léptetéses vezérlés [2].....	14
10. ábra: Unipoláris PM motor teljes léptetéses gerjesztése [2].....	14
11. ábra: Mikroléptetéses vezérlés [2].....	15
12. ábra: Hibrid léptetőmotor metszeti képei [2].....	15
13. ábra: Léptetőmotor kivezetések [2].....	16
14. ábra: Léptetőmotor nyomaték-fordulatszám karakterisztikája [2]	17
15. ábra: A fogaskerék-számítás során alkalmazott jelölések [saját készítés].....	18
16. ábra: Végeselemes modell az Ansys szoftverben [saját készítés].....	20
17. ábra: A végeselemes háló lokális sűrítése [saját készítés].....	20
18. ábra: A fogra ráadott kerületi terhelés [saját készítés]	21
19. ábra: A fogkapcsolat érintőirányú elmozdulása [saját készítés].....	21
20. ábra: A fogkapcsolatban ébredő feszültségek [saját készítés].....	21
21. ábra: A nyomatékhatároló felépítése [saját készítés]	22
22. ábra: A nyomatékátvitelért felelős tárcsa szilárdsági ellenőrzése [saját készítés] ..	23
23. ábra: A kormányaktuátor tartókonzolja [saját készítés]	23
24. ábra: Kormányaktuátor tartókonzol végeselemes hálója [saját készítés]	24
25. ábra: Kormányaktuátor tartókonzoljának terhelései [saját készítés].....	24
26. ábra: A tartókonzol deformációja [saját készítés]	25
27. ábra: A tartókonzolban ébredő feszültségek [saját készítés].....	25
28. ábra: SV-0236MG HV szervó [www.modellhungaria.hu].....	29
29. ábra: A hajtással szemben támasztott követelmények [saját készítés].....	31
30. ábra: BLDC motor elvi felépítése [11].....	37

31. ábra: BLDC motor kommutációs lépései [11].....	38
32. ábra: H-híd vázlata [saját készítés].....	38
33. ábra: BLDC motor elméleti M-n jelleggörbéje [saját készítés].....	40
34. ábra: HPM-5000B BLDC motor jelleggörbéje [saját készítés].....	42
35. ábra: Linearizált jelleggörbe különböző tápfeszültségek esetén [saját készítés].....	45
36. ábra: Vonóerő-görbék különböző tápfeszültségek esetén [saját készítés].....	45
37. ábra: A hajtás vonóerő jelleggörbéi [saját készítés]	47
38. ábra: A motor és a vezérlő beépítési környezete [saját készítés].....	48
39. ábra: A hajtáslánc konstrukciója [saját készítés]	50
40. ábra: A hajtáslánc konstrukciója II. [saját készítés]	50

8 TÁBLÁZATOK JEGYZÉKE

1. táblázat: A tervezett fogaskerékpár jellemzői [saját készítés]	18
2. táblázat: A lánchajtás és a szíjhajtás összehasonlítása [saját készítés]	33
3. táblázat: Energiasűrűségének összehasonlítása [saját készítés]	34
4. táblázat: BLDC motor kommutációjának vezérlési táblája [saját készítés].....	39
5. táblázat: HPM-5000B motor jellemzői [saját készítés].....	41

9 IRODALOMJEGYZÉK

- [1] **Dr. Horváth Péter**, A mechatronika alapjai [elektronikus jegyzet], Győr: Széchenyi István Egyetem, 2006.
- [2] **Musa Jouaneh**, Fundamentals of Mechatronics, Cengage Learning, 2012.
- [3] **Emerald Group Publishing Limited**, [Online]
<http://www.emeraldinsight.com>.
- [4] **Iramko Hajtástechnika Kft.**, „Lineáris mozgató aktuátorok,” [Online]
http://www.iramko.com/Linearis_aktuator_elektromos_munkahenger_trapezmene tes_emelo.
- [5] **Dr. Zsáry Árpád**, Gépelemek I.-II., Budapest: Tankönyvkiadó, 1991.
- [6] **Rotarex**, „Fuel Comparison by Rotarex,” Rotarex, [Online]
<http://www.auto.bme.hu/sites/default/files/osszehasonlitotablazat.pdf>.
- [7] **Techmobile.hu**, „Termékek,” [Online]
<http://tech-mobile.hu/termek-alkatresz.php>.
- [8] **Iramko Hajtástechnika Kft.**, „Hajtástechnika,” [Online]
<http://www.iramko.com/villanymotor>.
- [9] **Motor Systems Kft.**, „Termékek,” [Online]
<http://motor-systems.hu/villanymotor>.
- [10] **Dr. Bokor József, Dr. Soumelidis Alexandros és Aradi Szilárd**, „BLDC motor PID szabályozása, Segédlet,” 2011. [Online]
http://kjit.bme.hu/images/stories/targyak/irtech2/bsc/bldc_motor_segedlet.pdf.
- [11] **Atmel Corporation**, „AVR194: Brushless DC Motor Control,” 2008. [Online]
<http://www.atmel.com/Images/doc8138.pdf>.
- [12] **Farkas András, Gemeter Jenő és Nagy Lóránt**, Villamos gépek, Budapest: , 1997.
- [13] **Golden Motor Technology Co. Ltd.**, „BLDC Motor,” [Online]
<http://www.goldenmotor.com/frame-bldcmotor.htm>.
- [14] **Dr. Házkötő István**, Műszaki 2D-s ábrázolás, Budapest: Műegyetemi Kiadó, 2006.
- [15] **M. E. Biancolini, F. Renzi és G. Maieri**, Evaluation of Aerodynamics Drag of Gokart by Means of Coast Down Test and CFD Analysis, 2007.
- [16] **Dr. Gáspár Péter**, *Járműirányítás I. Előadás - Hosszirányú járműdinamikai modellezés*, 2011.
- [17] **Permanent Kft.**, „Termékek,” [Online]
http://webaruhaz.permanent.hu/termek/_zold__auto-1-motorok-135.