



ORSZÁGOS TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI KONFERENCIA

2023. április 19-21.

Speciális járószerkezetű terepjáró koncepcionális tervezése

Conceptual design of an off-road vehicle with a special undercarriage

Készítette: **Kovács Ádám**
U43TTO
Mezőgazdasági és élelmiszeripari gépészmérnök
BSc
Nappali tagozat
MATE Szent István Campus

Témavezető: Dr. Kiss Péter, egyetemi tanár, MATE

OTDK szekció: Műszaki Tudományi Szekció

Gödöllő
2022.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés, célkitűzés.....	4
2. A terepjárás történelmével, terepmechanika elméletével, a járművek általános felépítésével, rádióvezérlésű eszközökkel, kapcsolatos irodalmi források feldolgozása	5
2.1. A terepjárás történelme	5
2.2. A terepen mozgó járművek általános felépítése	6
2.3. Összkerék-hajtás.....	7
2.4. Elektromos járművek	7
2.5. Sebességváltók	8
2.6. Differenciálművek	9
2.7. A szlip értelmezése	11
2.8. A terepmechanika elmélete	13
2.9. A járószerkezet és a talaj kölcsönhatása	14
2.12. Akkumulátorok típusai és működésük	16
2.13. 3D műanyag nyomtatás technológiája.....	16
3. Speciális járószerkezetű terepjáró jármű koncepcionális tervezése	19
3.1. Terepjáró főbb méretei	19
3.2. Koncepcionális járószerkezet bemutatása, funkcionalitása	20
3.2.1. Konstrukciós megoldások.....	20
3.2.2. Járószerkezet előnyei	26
3.2.3. Járószerkezet hátrányai.....	27
3.3. Erőátvitel.....	28
3.3.1. Villamos motor választása.....	29
3.3.2. A hajtómű áttétele és hatásfoka	31
4. Menetellenállások	33
4.1. Gördülési ellenállás.....	33
4.2. Emelkedési ellenállás.....	36
4.3. Szlip a gumiabroncs-talaj kapcsolatban.....	38
5. Terepjáróra ható külső erők.....	39
5.2. Statikus tengelyterhelések vízszintes úton	39
5.3. Tengelyek igénybevételi ellenőrzése.	40
6. Jármű akadályleküzdő képessége	49
7. Egyéb konstrukciós megoldások, alternatívák	52
7.1. Mellső kerék felfüggesztés	52

7.2.	Mellső kerék kormányzás	53
7.3.	Elvetett korábbi konstrukciós megoldások	53
8.	Terepjáró gyártása	56
9.	Összegzés.....	58
	Irodalomjegyzék	59

1. Bevezetés, célkitűzés

A terepjárás elmélete egyidős az emberiséggel, az utóbbi 100 évben foglalkoztak vele a mérnökök és még jelenleg is kutatott terület. Mind a haditechnikában, mind a mezőgazdasági és erdőgazdálkodási ágazatban megtalálhatók különböző lánctalpas, illetve kerekes vagy egyéb, speciális futóművel ellátott eszközök. A technika folyamatos fejlődésével esedékessé válik a modernebb fejlesztésű járművek alkalmazása. A Járműtechnika Tanszékkal folytatok terepjáró jármű tervezési projektet, amihez egy hallgatói kutatócsoportot szerveztem és melynek jelenleg is én vagyok a vezetője. Korábban hobbi szinten is terveztem maketteket egy Rába Steiger 250-et fémből, illetve egy MTZ 550 traktort műanyagból 3D nyomtatással.

A terepjárással több tudományterületet is foglalkozik. A járműtechnika a mechanikai jellemzőkre fókuszál, amely rendkívül összetett megközelítést kíván. Az agrártudomány a talaj termőképességét és kémiai-biológiai összetételét vizsgálja. E két tudományterület csak egymással összekapcsolódva tud megfelelően működni, mert a talaj fizikai, kémiai és biológiai paraméterei időben is változhatnak és ezek közösen határozzák meg a tulajdonságát a talajnak. Talajmechanikai szempontból nézve, a két alapvető jellemző a nyomószilárdság és a nyírószilárdság. A nyomószilárdság a normál irányú igénybevételekkel szembeni ellenálló képességet értjük. A nyírószilárdság pedig a talajnak a nyíróigénybevételekkel szembeni ellenálló képességét mutatja. A terepi járművek szempontjából az említett nyírószilárdság szoros összefüggésben áll a kialakítható maximális tolóerő értékével, vagyis a vontatási teljesítménnyel is.

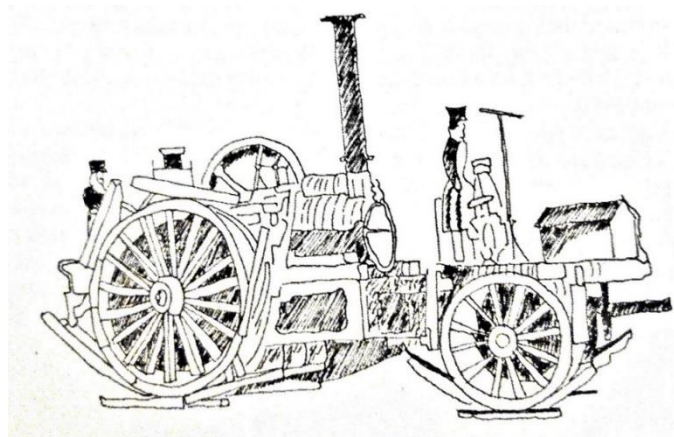
A munkám célja, hogy kifejlesszek egy jobb terepjáró képességgel rendelkező járászerkezetet és ezt adott körülmények között teszteljem. Céлом továbbá nemcsak a szükséges mérnöki számítások elvégzése és jármű koncepcionális megtervezése, hanem hogy úgy tervezzem meg a prototípust 1:10 méretarányban, hogy az legyártható legyen. A gépelemek gyártása szintén az én feladatkörömbe tartozik, az egyedi bonyolult geometriájú alkatrészeket 3D műanyagnyomtatási technológiával, a tengelyeket és nagy szilárdságot és pontosságot igénylő alkatrészeket pedig gépi forgácsolással készítem el. Munkám során kitérek a mechanikai tervezésre, járműdinamikai számításokra, menetellenállások vizsgálatára és végül a gépelemek tervezésére. A modell RC (Remote Controlled) irányítású lesz, erre is kiterjed a feladatom, hogy olyan járműalkatrészeket, villamos motorokat válasszak ki a piacról, amely a legmegfelelőbb a jelen speciális járászerkezetű terepjáróhoz.

2. A terepjárás történelmével, terepmechanika elméletével, a járművek általános felépítésével, rádióvezérlésű eszközökkel, kapcsolatos irodalmi források feldolgozása

A TDK dolgozatom érdemi részében tervezett jármű konstrukciós bemutatását és terepen való mozgásához szükséges legfontosabb tulajdonságait és az ehhez tartozó számításokat és a tervezést végeztem el. A jármű menettulajdonságainak ismeretéhez meg kell ismerni a villanymotorokat, hajtáselrendezést és jároszerkezetet. A 3D műanyagnyomtatási gyártási technológiáját a váz mechanikai tulajdonságainak megismerésének érdekében.

2.1. A terepjárás történelme

A terepen való mozgás az emberiséggel egyidejűnek tekinthető, mert természetes úton alapvetően nem fordulnak elő szabályos szilárd útburkolatú terep így a korabeli mozgások mindig „terepen” történtek. A kerék feltalálásával i.e. 3500-as év környékére datálhatjuk az olyan járművek (korabeli szekerek) elterjedését amikor a terepen való mozgást egy terepjáró eszköz végzi emberi vagy állati erővel vontatva. Ezek a korabeli terepjárművek mai szemmel tekintve nagyon primitívnek tekinthetők felépítésüket tekintve azonban azt biztosra vehetjük, hogy az alapvető terepen való mozgáshoz szükséges tulajdonságokkal tisztában voltak (kerekek méretei, hasmagasság). Az első kerekes jármű szabadságot Edvorth kapta 1770-ben ez a jármű emberi erővel haladt így még mai szemmel nehéz a mai járművekkel összehasonlítani. A gőzgépek feltalálása forradalmasította mind az ipart és mind a járműveket mert a nem emberi vagy állati erőforrású eszközök jóval gyorsabban és „kifáradhatatlanul” dolgoztak. 1857-ben James Boydell fejlesztette ki az úgynevezett kerékcipős puha talajon is jól mozgó járművét a 2.1. ábra látható.

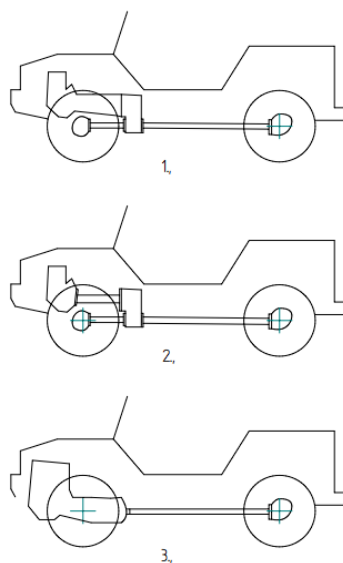


2.1. ábra - Kerékcipős jármű (Laib, 2002)

A járművet tekintve minden bizonnyal a mezőgazdaság, illetve katonai célok vezérelték munkáját. A belsőégésű motorok megjelenésével a századforduló környékén a járművek nagyon széles körben elterjedté váltak mind a mezőgazdaságban, katonai céllal, szállítmányozásban és az építőiparban is. A terepjárók fejlődésének legnagyobb mozgató rugóját azoknak harcászati alkalmazásuk jelentette mind az első és mind a II. világháború. A gyakorlati és elméleti kutatások iránti igény a II. világháborúban merült fel. A háborús körülmények felpörgése miatt különösképpen fontossá vált a mozgékonyság és a gyors haladási sebesség a puha felszínen és havas területeken is a sebesség és gyorsreagálási képesség óriási előnyt jelent egy hadseregnek. A katonai eszközök fejlődése elősegíti azok polgári használatba való integrálását. Véleményem szerint a terepjárás fejlődésének történelme sajnos mindig szorosan összefüggött az emberiség háborúival és a tudományos áttörések egyik fő mozgatójának lehet tekinteni a harcokat (Laib 2002).

2.2. A terepen mozgó járművek általános felépítése

A közúti és a terepijárművek felépítése és a szerkezeti elemek javarésze azok kialakításán kívül szinte megegyezik. A láncaltpas járászerkezetet kivéve, mivel a láncaltpas szerkezetek alkalmazása nem engedélyezett közutakon. A terepen mozgó járművekre általánosságban igaz a nagy hasmagasság, nagy szabad rugóút, nagy szilárdságú masszív alvázal rendelkezik és lehetőleg alacsony a tömegközéppontjuk a felborulás elkerülésének érdekében. Az erőátviteli rendszerüket tekintve többféle megoldás is létezik. Napjainkban a legelterjedtebb terepi járművek belsőégésű motorral rendelkeznek azok kiforrottságának és megbízhatóságának köszönhetően. A belsőégésű járművek hajtáslánc elrendezéseit 2.2. ábra mutatja (Laib 2002).



2.2. ábra - Négykerék-hajtású járművek hajtáselrendezései

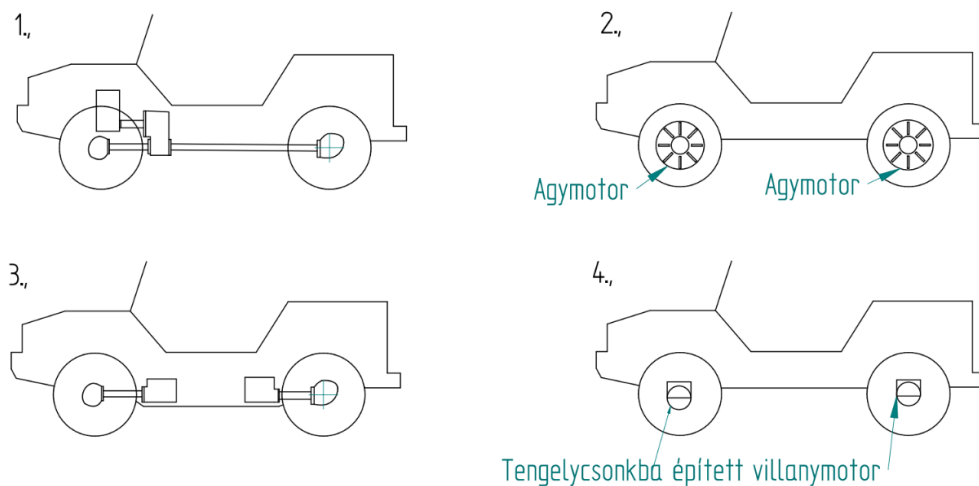
1. Az ábrán a motor a sebességváltó egy egységet alkotnak. A hajtáselosztó továbbítja a megfelelő nyomatékot az első és hátsó tengelyeknek kardántengelyeken keresztül.
2. Ábrán a sebességváltó és a hajtáselosztó alkot egy egységet és kardántengellyel van a motorhoz kapcsolva.
3. Az ábrán a motor a sebességváltó és a hajtáselosztó egy egységet alkotnak a hátsó tengelynek egy kardántengely továbbítja a nyomatékot.

2.3. Összkerékhajtás

A terepjáró járművek hatékony és magabiztos haladásának egyik kulcs eleme az összkerékhajtás. Léteznek olyan terepjáró járművek is, amelyeknek nem minden tengelye hajtott azonban az összkerékhajtás drasztikus mértékben növeli egy jármű terepjáró képességeit így az elengedhetetlen eleme egy terepjáró eszköznek. Hajtáselosztók segítségével és azok kapcsolhatóságával kilehet védeni a közúton való haladás során annak negatív következményeit is beleértve a drága szervizeket, fokozott kopásokat és súrlódásokat. (Bercsey, 2012)

2.4. Elektromos járművek

Az elektromos járművek és a villamos motorok fejlődésével lehetőség nyílt a járműipar és azok hajtáselrendezéseinek alapos átalakulására, mert az elektromos motorok nagy teljesítményt képesek leadni és a belsőégésű motorokhoz hasonlóan, egyszerűbb felépítésűek és kisebb méretűek is lehetnek. Amennyiben sikerül az üzemeltetésükhöz szükséges elektromos áramot és annak a tárolását olcsón, megfelelő mennyiségben és viszonylag környezetkímélően megoldani akkor a belsőégésű társaikat a legtöbb területen felválthatják azokat. Viszont jelenleg az energia tárolása és annak eljuttatása a megfelelő helyre szinte kizárja az elektromos mezőgazdasági, erdőgazdálkodási és más terepjáró járművek átállítását. A terepi útviszonyok megnövekedett mozgásiellenállásából, illetve a különféle vontatmányok megnövekedett terhelését egy elektromos jármű energiatárolója nem képes megfelelően kiszolgálni és akkor még nem is ejtettünk szót a mezőgazdasági járműveknél a vontatmány működtetéséhez szükséges energiáról. De a jelenkor ezen hátrányainak ellenére fontosnak tartom megemlíteni és felvázolni néhány fontosabb variációját mert azok kis méretükből adódóan rendkívül sok elrendezést tesznek lehetővé és a jármű terepjáró képességére is nagy hatással vannak. (Papp, 2012)



2.3. ábra - Elektromos hajtáselrendezések

1. Központi villanymotor kardántengellyel csatlakozik a hajtáselosztóhoz a belsőégésű motoroknál elerjedt felépítés.
2. Minden keréken agymotorok találhatóak meg így önálló erőforrással rendelkeznek. Nincs fizikai differenciálmű és egyéb hajtástovábbító részek a kerék maga a motor is. A megnövekedett rugózatlan tömeg és az esetleges sérülések a keréken problémát jelentenek, de helykihasználtságban súlyelosztásban forradalmi megoldás.
3. Az első és a hátsótengely külön-külön erőforrással és differenciálművel rendelkezik.
4. A féltengelyekbe van beépítve az erőforrás minden kerék önálló erőforrással rendelkezik. Különálló differenciálműről itt sem beszélhetünk a kereket általában egy átétén keresztül hajtjuk. A súlyelosztás és helykihasználtság itt is lényegesen jobb a rugalmatlan tömeg drasztikus növekedése nélkül.

2.5. Sebességváltók

Működtetésüket tekintve négy fő típusát különböztetjük meg a sebességváltóknak: manuális szinkronkapcsolású, félautomatikus, automatikus, hidrosztatikus sebességváltókat.

Manuális szinkronkapcsolású sebességváltó: a vezető maga választja meg a kívánt fokozatot így a vezető tapasztalatán és ügyességén ebben az esetben függ a legnagyobb mértékben az akadály sikeres legyőzése. Fontosnak tartom kiemelni, hogy a vezetőre ható lengések, rezgések nehezítik a sebességek kapcsolását, illetve külön kiemelt figyelmet is kíván a sebességváltás művelete.

Félautomatikus sebességváltó: a sebességi fokozat kiválasztását a vezető, azonban a tengelyek közötti kapcsolatot nem ő irányítja közvetlenül, így kevesebb tapasztalatot és figyelmet igényel a működtetése.

Automatikus sebességváltó: a vezető figyelmét ez a megoldás köti le a legkevésbé mert itt a sebességi fokozat kiválasztása és ezáltal az átvitt nyomaték mértéke is automatikus. Az automatikának hála a teljesítményleadás itt állandó és a vezetőnek „csak az akadályokon való áthaladásra vagy azok elkerülésére kell figyelnie” (Laib 2002).

2.6. Differenciálművek

A differenciálmű feladata a meghajtott kerekek közötti azonos fordulatszám biztosítása egyenes menet esetén, illetve lehetővé kell tennie a két hajtott kerék egymástól eltérő fordulatszámát amennyiben a jármű kanyarodik. A terepjárók kiemelt fontosságú eleme a differenciálmű, illetve a differenciálzár mert terep egyenetlenségeiből, vizes és csúszós felületen egy-egy kerék kipöröghet esetleg nem is érhet a talajhoz ezért a jármű instabillá válhat vagy el is akadhat. A differenciálzár működtetését tekintve beszélhetünk önzáró differenciálművekről és manuális működtetésű differenciálművekről amikor egy kapcsolóval, gombbal állítható a kerekek összezárása. Fontos kiemelni, hogy manuálisan ki-be kapcsolni csak egyenesen haladva vagy álló járműnél szabad! Közúton célszerű kikapcsolt differenciálzárral közlekedni ugyanis a kerekek fokozott kopásához, növekedett fogyasztáshoz és a hajtáslánc nagy mechanikus terheléséhez vezet. A modern terepjáróknál, traktoroknál és vontatóknál az önzáró differenciálművek az elterjedtebbek mert gyakran közlekednek rossz utakon és terepen. Az alábbi táblázat foglalja össze a differenciálművek üzemi viszonyait annak belső súrlódásától függően (Zinner, 2005).

1. táblázat Belső súrlódástól mentes, belső súrlódással rendelkező és $K=1$ önzárási tényezőjű differenciálművek üzemi viszonyai (Zinner, 2005)

Üzemi viszonyok	Nem önzáró szimmetrikus differenciálmű	Belső súrlódással rendelkező, $K > 1$ önzárási tényezőjű differenciálmű	Teljesen önzáró $K=1$ önzárási tényezőjű differenciálmű
A jármű egyenesen halad	Mindkét keréken azonos a nyomaték.	Mindkét keréken azonos a nyomaték.	Mindkét keréken azonos a nyomaték.
A jármű kanyarodik	Mindkét keréken azonos a nyomaték.	A kisebb íven forduló keréken kisebb a nyomaték.	A kisebb íven forduló keréken van csak nyomaték.
A hajtott tengely egyik kereke túlpörög	Mindkét keréken a kisebb tapadásnak megfelelő azonos nyomaték. A túlpörögő kerék fordulatszáma nagyobb lehet, mint a differenciálmű-ház fordulatszáma.	A túlpörögő keréken a csúszósúrlódással megegyező a nyomaték. A másik keréken a belső súrlódás nyomatékával nagyobb nyomaték. A túlpörögő kerék fordulatszáma nagyobb lehet, mint a differenciálmű-ház fordulatszáma.	Mindkét kerék azonos fordulatszámot vesz fel azonban nem azonos nyomatékot. A motor nyomatékának túlzott növelése mindkét kerék kipörögéséhez vezet.
A hajtott tengely egyik kereke érintkezik a talajjal	Az egyik kerék könnyen megállítható kis fékező nyomaték hatására is és ilyenkor a másik kerék a differenciálmű-ház fordulatszámának kétszeresével forog.	Az egyik kerék megállításához a belső súrlódásnak megfelelő nyomatékkal kell azt fékezni. A másik kerék ekkor a differenciálmű-ház fordulatszámának kétszeresével forog.	A kerekek külön-külön történő megállítása nem lehetséges. A differenciálmű-házra kifejtett nyomatékkal megegyező fékezőnyomatékot kell kifejtenünk ekkor a kerekek és a motor is megáll.

2.7. A szlip értelmezése

A járművek hajtásrendszerében több helyen is megjelenik a szlip „csúszás” fogalma. Ebben az esetben a gumiabroncs-talaj kapcsolattal fogok foglalkozni. A szlip kerécsúszást jelent, tehát egy relatív sebességkülönbséget a talaj és a kerék felfekvési pontja között. Csúszás akkor jön létre, ha a kerék és pálya kapcsolatban vízszintes erőátadás van. Vízszintes erőátadások a következők: kerületi erő, tolóerő és a menetellenállás).

Minden erőzáró kapcsolatban az erőátadás folyamán csúszás is létrejön, a talaj-gumiabroncs kapcsolat szintén ilyen erőzáró kapcsolat (súrlódási erő viszi át a nyomatékot).

Tehát következtetésképpen levonható, hogy a szlip egy rossz tulajdonsága a hajtásrendszernek, viszont nélküle a vízszintes erőátadás nem jöhetne létre. Kiküszöbölni nem tudjuk, ezért elengedhetetlen mérnöki feladat a szlipnek elfogadható mértéken belül tartása.

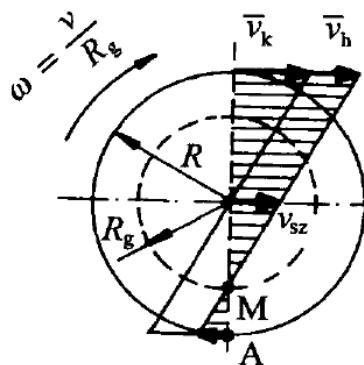
A szlip három helyen jelentkezik:

- gumiabroncsban – alakváltozási szlip (kis mértékű),
- kerék és talaj érintkezési felülete mentén,
- talajban.

Szintén három féle kerécsúszást különböztetünk meg.

- tiszta gördülés (zéró szlip),
- tolt kerék (negatív szlip),
- hajtott kerék (pozitív szlip).

Mivel jelen terepjáró esetében minden kerék folyamatosan hajtott kerék, ezért csak a fenti esetek közül a harmadikkal fogok foglalkozni.



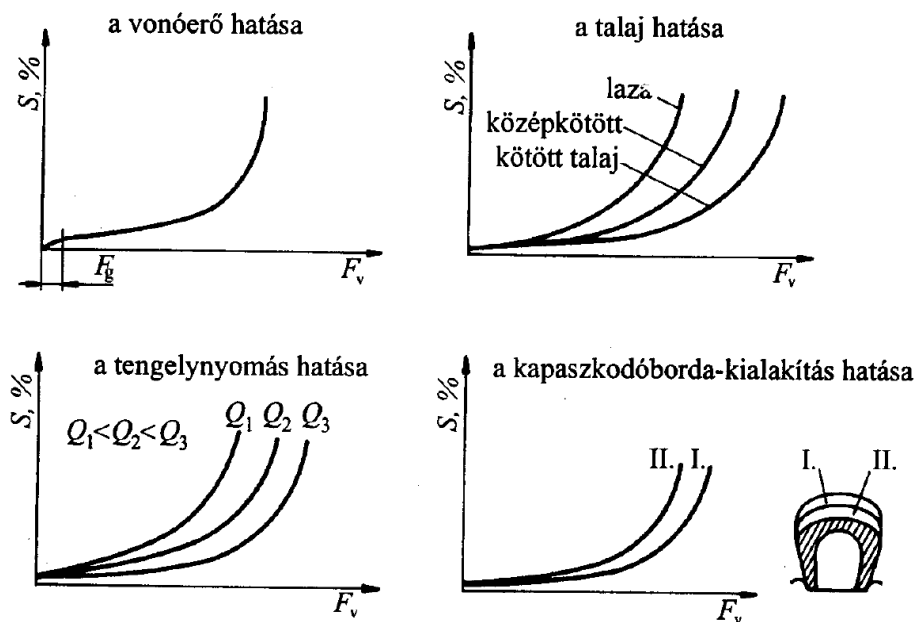
2.4. ábra - Hajtott kerék - pozitív szlip (Laib, 1998)

Az ábrán R_g jelöli a gördülőkör sugarát, ez annak keréksugárnak a nagysága lenne, mely az adott sebességi viszonyok mellett csúszásmentesen gördülne. Ez egy virtuális sugárérték, amely a valóságban csak számolható, nem mérhető. Több szakirodalom ezt „kinematikai gördülési sugárnak” vagy „szlip sugárnak” említi.

$$s = \delta = \frac{n - n_0}{n} = \frac{s_0 - s}{s_0} = \frac{v_0 - v}{v_0} = \frac{r - r_0}{r} \quad (2.1.)$$

100-zal való szorzás után százalékos értéket kapunk.

A kerécsúszást befolyásoló tényezőket a 2.5. ábra szemlélteti, ezek a következők: Vonóerő hatása, talaj hatása, tengelynyomás hatása, kapaszkodóborda hatása.



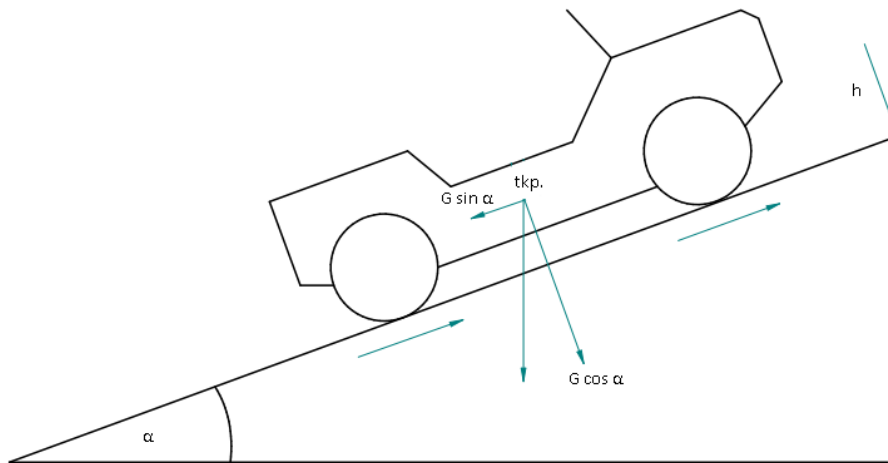
2.5. ábra - Szlipet befolyásoló tényezők (Laib, 1998)

A talaj esetében ahogy azt az ábra is szemlélteti, laza talajon kisebb vonóerő hatására előbb következik be a szlip, gondoljunk csak a homokos területekre mezőgazdasági műveleteknél. Hasonló az eset, ha nagyobb a kapaszkodóborda nagysága.

2.8. A terepmechanika elmélete

A terepjáró járművek egyik legfontosabb tulajdonsága, hogy a jármű milyen lejtőt képes megmászni mert ellentétben a közúttal melynek lejtése maximálisan 12%-ban szabályozva a terepen ez kiszámíthatatlan és nincsen semmiféle korlátozás. Terepjárók tervezésénél figyelembe kell venni a:

- funkcionális jellemzőket:
 - Maximális sebesség.
 - Mászókéesség.
 - Jármű terhelhetőség.
 - Merülési képességek.
- egyéb jellemzőket:
 - Törvényi szabályozás, mint a közúti forgalomban részt vehet-e.
 - Szabványos méretek: kerékméretek, tengelyszélesség.
 - Környezeti befolyások: talaj egyenetlensége (makró- és mikróegyenetlenségek), láthatóság, talajfelszíni szennyeződések.



2.6. ábra - Járműre ható erők emelkedőn

A terepjárók mozgásának legalapvetőbb feltétele a jároszerkezet és a talaj kölcsönhatása ezen kölcsönhatás segítségével jön létre a jármű mozgása is. A talajegyenetlenségeit megkülönböztetjük makró- és mikróegyenetlenségek között. A makróegyenetlenségeknek nevezzük a 0,25 méternél nagyobb egyenetlenségeket mikróegyenetlenségnek pedig a 0,25 méternél kisebbeket. Haladáskor a járművünknek ezen akadályokat kell legyőznie. (Laib, 1998)

Makróegyenetlenségek pl.: árkok, sziklák, mélyedések lehetnek ahhoz, hogy ezeket legyőzzük a járművünknek az alábbi követelményeket kell teljesítenie: a jármű alja, orr, és fara ne kerüljön kölcsönhatásba az akadállyal mert ekkor azon fennakadhat és károsodhat is a járművünk, illetve elegendő tolóerő álljon rendelkezésre az akadályon történő áthaladáshoz.

A **mikróegyenetlenségek** nem feltétlenül a jármű előrehaladását gátolják meg, hanem annak a személyzetére gyakorol olyan rezgéseket, amelyek a járműben ülőket gátolják annak irányításában vagy akár azok pusztán elviselése hosszútávon is problémát jelent.



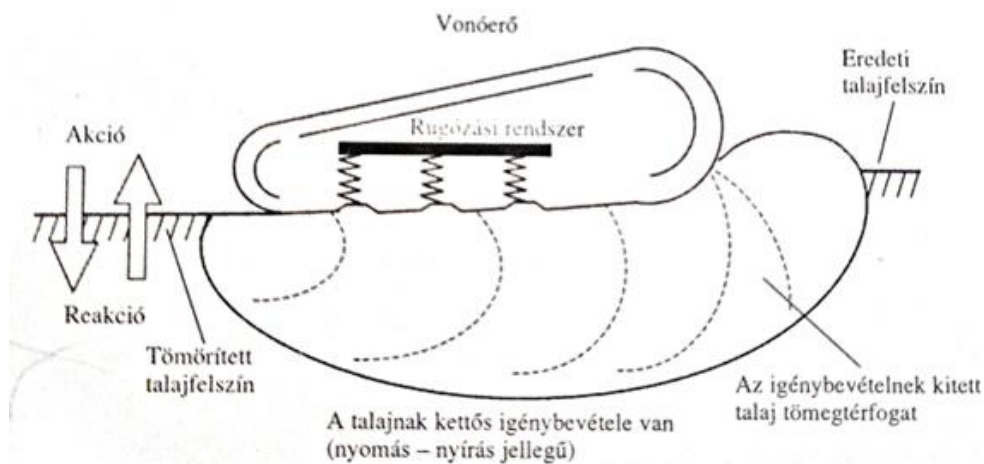
2.7. ábra - Makro és mikroegyenetlenségek

A járművünk haladási sebességét közvetve befolyásoló tényező még a láthatóság. A járművet irányító és a környezet vizuális érzékelését akadályozó tényezők. Ezen befolyásokra ráhatásunk csak korlátozottan van. Ilyen tényező például az esőzés, köd, illetve az erős fényforrások vagy azoknak a hiánya. A jármű lámpáival vagy fényre sötétedő felületekkel ezek valamilyen szinten kiiktathatóak azonban teljességgel nem szüntethetőek meg.

Fontos még a jármű fordulási sugara az olyan akadályok elkerülése érdekében, amelyeken az áthaladás nem lehetséges ezért azokat a járművel kikerülni kell ilyenek pl.: a fák, falak, szakadékok és a jármű elmerülésének veszélye.

2.9. A járászerkezet és a talaj kölcsönhatása

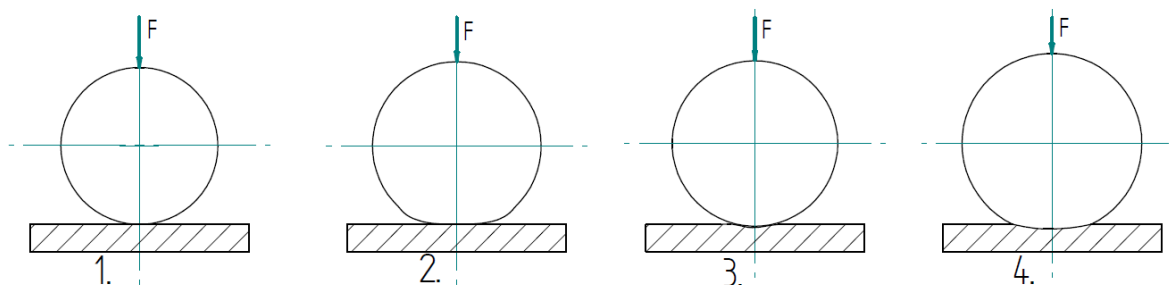
A járászerkezet által kifejtett akció és a környezet (talajfelszín) a kifejtett akció hatására történő reakciója teszi lehetővé a jármű haladását együttesen. Ezen kölcsönhatás tanulmányozására többféle modellt is alkalmazunk.



2.8. ábra - Talaj és a gumiheveder kölcsönhatásának elemei (Laib, 2002)

A talaj-kerék kapcsolat négy modellje:

1. A legegyszerűbb modellben mind a járószerkezet és az ezzel kölcsönhatásba kerülő felület is merevnek tekintett ilyen például a vasút és az egyéb sínen haladó járművek ilyenkor a sem kerekek, sem pedig az út nem deformálódik.
2. A közúti közlekedés modellje a deformálódó kerék és a merev felszín (aszfaltút) ebben az esetben csak a kerekek deformálódnak az útfelszín nem.
3. A merev kerék és deformálódó talaj kapcsolatának lehet tekinteni pl.: szeméttelen dolgozó járműveknél a kerekek nem deformálódnak csak a talajfelszínen történik deformáció.
4. Deformálódó kerék és a deformálódó talaj kapcsolata írja le a terepjárók haladását ezt a modell lehet tekinteni a legösszetettebbnek. A jármű haladásakor a kerekek a talajba süllyednek és maguk a kerekek is deformálódnak.



2.9. ábra - Talaj-kerék kapcsolat

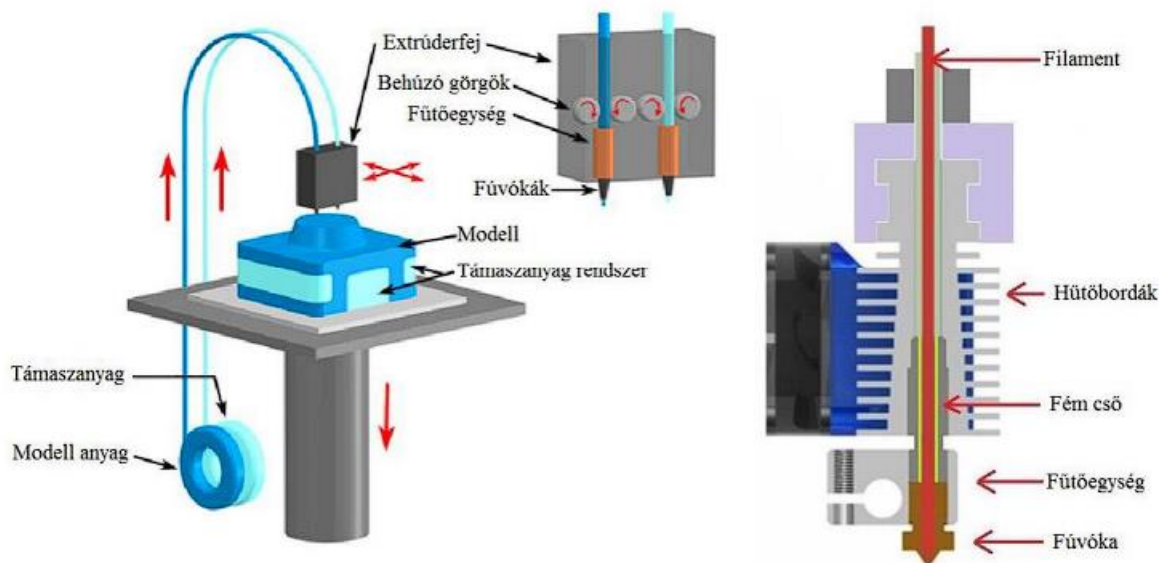
A puha „valóság” talaj modellezése véleményem szerint rendkívül bonyolult mert a természetben előforduló talajok szerkezeti összetétele folyamatosan változhat sztochasztikusan, de akár üregek, sziklák, fatörzsek, illetve sajnos az emberiség közel sem tökéletes hulladékkezelő megoldásai hatására a szemét szinte minden típusa megtalálható is találhatóak benne akár nagyobb hulladékhegyekként de szórványosan is. Így a környezetünkben előforduló talajokat előállítani labor körülmények között nem lehetséges.

2.12. Akkumulátorok típusai és működésük

Napjaink legelterjedtebb akkumulátor típusa a Lítium-ion akkumulátorok annak magas energiasűrűsége, kis tömege és működtetése nem igényel különösebb bánásmódot (+10 C° felett és 20% töltöttség felett legyen tárolva és használva). Az elektromos eszközök elterjedésével az akkumulátorok fejlesztése került középpontba mind a járműipar mind az elektronikai cikkek (telefonok, notebookok, tabletek, power bankok stb.) a mai mérnöki világ egyik legnagyobb kihívása egy környezetkímélő, olcsó, fenntartható és nagy energiasűrűségű akkumulátor. Típusok: folyékonykatódos akkumulátorok, szilárdkatódos (Szabó, 2018).

2.13. 3D műanyag nyomtatás technológiája

A jármű karosszériáját és fő tartószerkezetét 3D műanyagnyomtatással készítettem el. Mint már említettem napjainkban ez a technológia egyre szélesebb körben elérhető akár háztartások számára is. A prototípusgyártásban előszeretettel használatos mert a tárgy előállításához nincsen szükség semmilyen különleges készülékre vagy szerszámra, illetve a formaterv terén is szabadabb kezet kapnak a tervezők akár belső üregek is kialakíthatóak. Manapság a 3D nyomtatás világa rendkívül gyorsan fejlődik és rengeteg különböző 3D nyomtatási eljárás elérhető. A legolcsóbb és a széleskörben elterjedt eljárás az FDM (Fused Deposition Modelling) nyomtatás. Ekkor egy dobra tekercselt hőre lágyuló polimer szálal görgők segítségével juttatunk el a nyomtatófejbe (lásd 2.9. ábra), ahol azt felhevítjük és az olvadt műanyagot egy fűvókán keresztül az nyomtató asztalán a megadott helyre juttatjuk. Amikor elkészült egy adott réteg akkor a nyomtató asztala lentebb ereszkedik és egy újabb réteget juttatunk a már megszilárdult anyagra. A rétegek részleges összeolvadása és egymáshoz tapadása adja a kész munkadarabunkat.

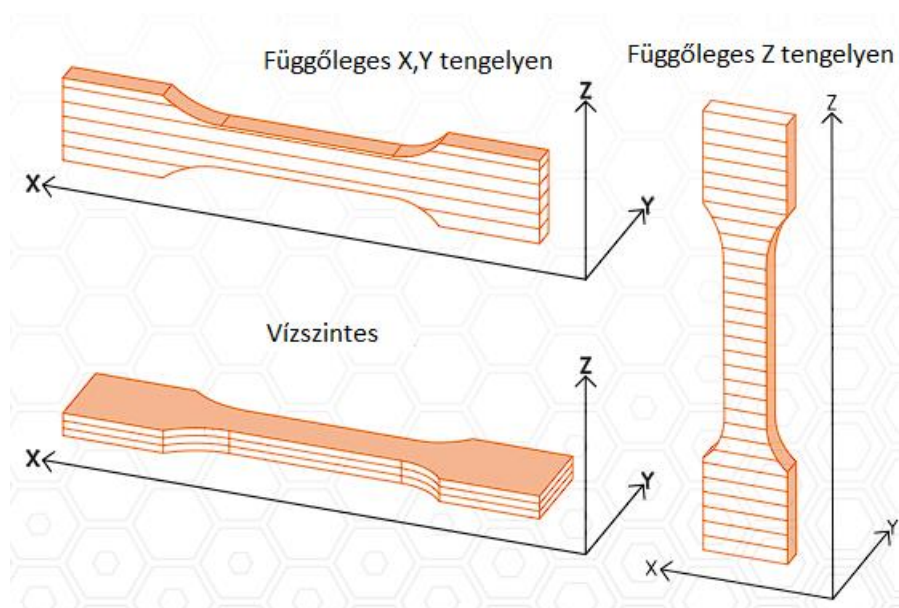


2.10. ábra - FDM 3D nyomtatás működési elve és a nyomtatófej felépítése (Ádám Balázs, Polgár Balázs, 2018)

Ezen technológia alkalmazása felvet szilárdsági kérdéseket mert a kész munkadarab nem modellezhető izotróp anyagként. A nyomtatott anyag száliránya, tömörsége és annak belső mintázata van a legnagyobb hatással a szilárdságra. A nyomtatáshoz két alapanyagot használtam, a váz és himbarúd, tehát a nagyobb szilárdságot igénylő és mechanikai igénybevételnek kitett alkatrészekhez PETG (glikol tartalmú polietilén-tereftalát) használtam. A felépítmény, karosszéria, elektronikai tartóelemekhez pedig PLA (politejsav) alapanyagot használtam. A PETG mechanikai tulajdonságait a gyártó mérései alapján az alábbi táblázatokban láthatóak. A táblázat megértését segíti a 2.11. ábra a táblázathoz tartozó irányokkal. (Ádám Balázs, Polgár Balázs, 2018)

2. táblázat PETG mechanikai tulajdonságai (Prusament 2018)

Tulajdonságok/ nyomtatási irány	Vízszintes	Függőleges X, Y- tengelyen	Függőleges Z- tengelyen
Szakító modulus [GPa]	2,2	2,4	2,3
Szakítószilárdság [MPa]	50,8	59,3	37,6
Megnyúlás a folyásponton [%]	2,9	3,2	1,9
Ütőszilárdság [kJ/m ²]	12,7	13,7	5



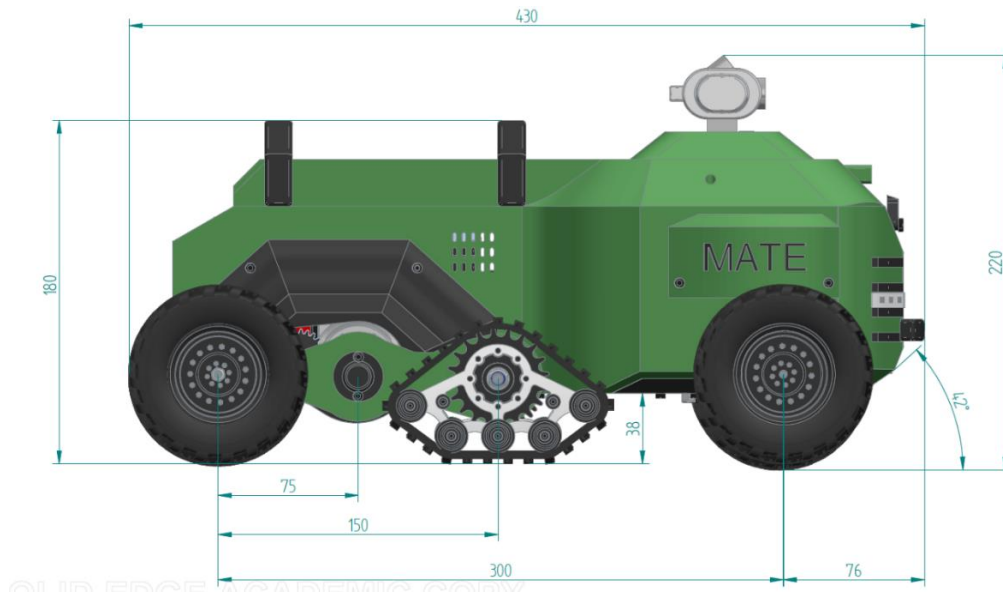
2.11. ábra - Tengely orientációk (Prusament 2018)

A gyártó mérési adatai alapján látható, hogy a rétegek szakítószilárdsága közel kétszerese, ha a nyomtatott rétegekkel párhuzamosan hatnak az erők. Így nyomtatáskor a feltételezett felléphető erőknek párhuzamosan célszerű hatnia a nyomtatási rétegekkel és ha ez nem lehetséges akkor a lehető legnagyobb érintkező felületet kell kialakítani a rétegek között, hogy maximalizáljuk azok szilárdságát.

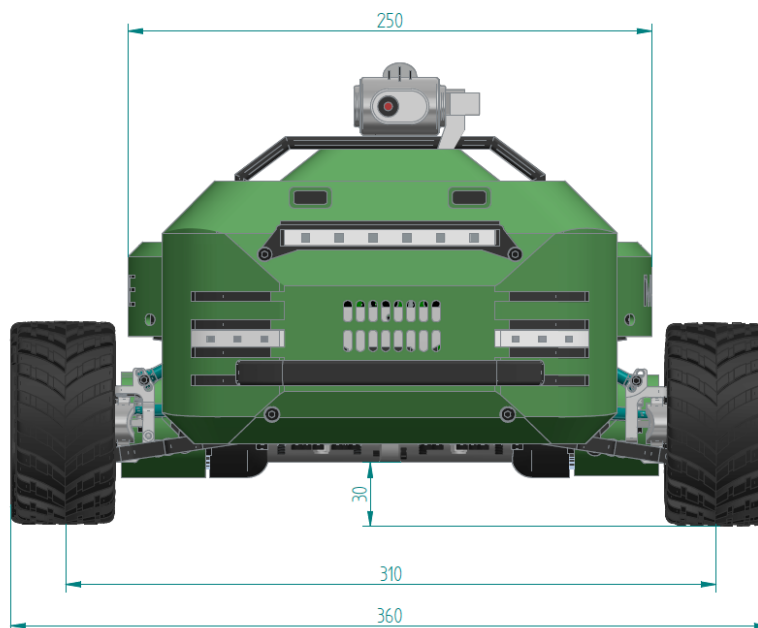
3. Speciális járászerkezetű terepjáró jármű koncepcionális tervezése

3.1. Terepjáró főbb méretei

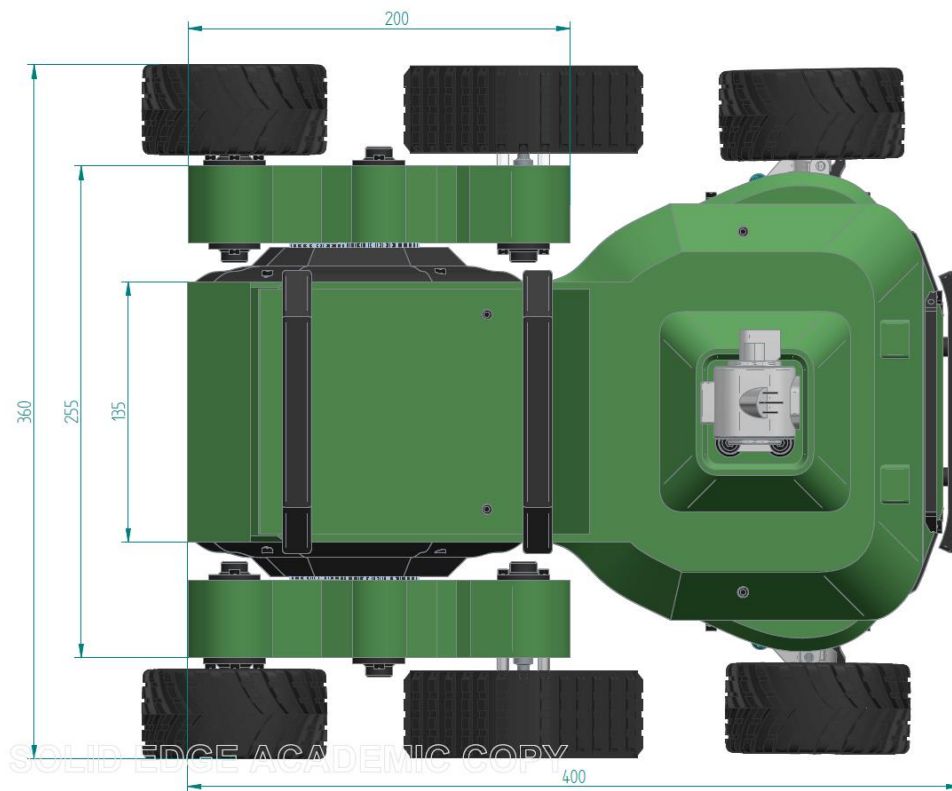
A speciális járászerkezetű terepjáró főbb méreteit a következő három, 3.1., 3.2., 3.3. ábra szemlélteti. A járászerkezet, illetve a hajtáslánc pontosabb méreteit a későbbiek során fogom ismertetni. A jármű főbb befoglaló méretei, 430 mm hosszú, 360 mm széles és 220 mm magas. 1:10 méretarányban felel meg.



3.1. ábra – Az általam tervezett terepjáró oldalnézete méretekkel



3.2. ábra - Terepjáró előlnézete méretekkel



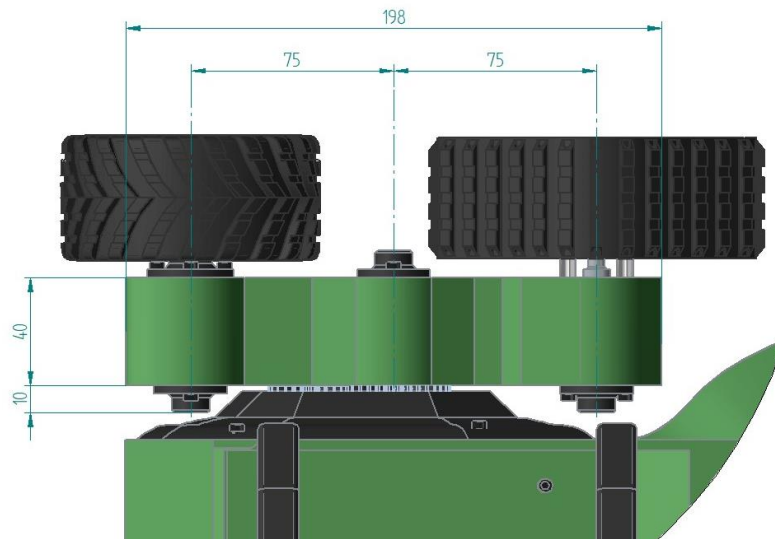
3.3. ábra - Terepjáró felülnézete méretezve

3.2. Konceptcionális járószerkezet bemutatása, funkcionalitása

A jelen terepjáró tervezés célja egy koncepcionális járószerkezet kialakítása volt, amely mind terepen, mind közúton előnyt jelent a többi terepi járművel szemben. Ebben a fejezetben bemutatom a legfontosabb előnyeit és hátrányait a járószerkezetnek. Fontos megjegyezni, hogy a jármű folyamatosan tervezés alatt áll, ezért felmerülhetnek a képek közötti eltérések.

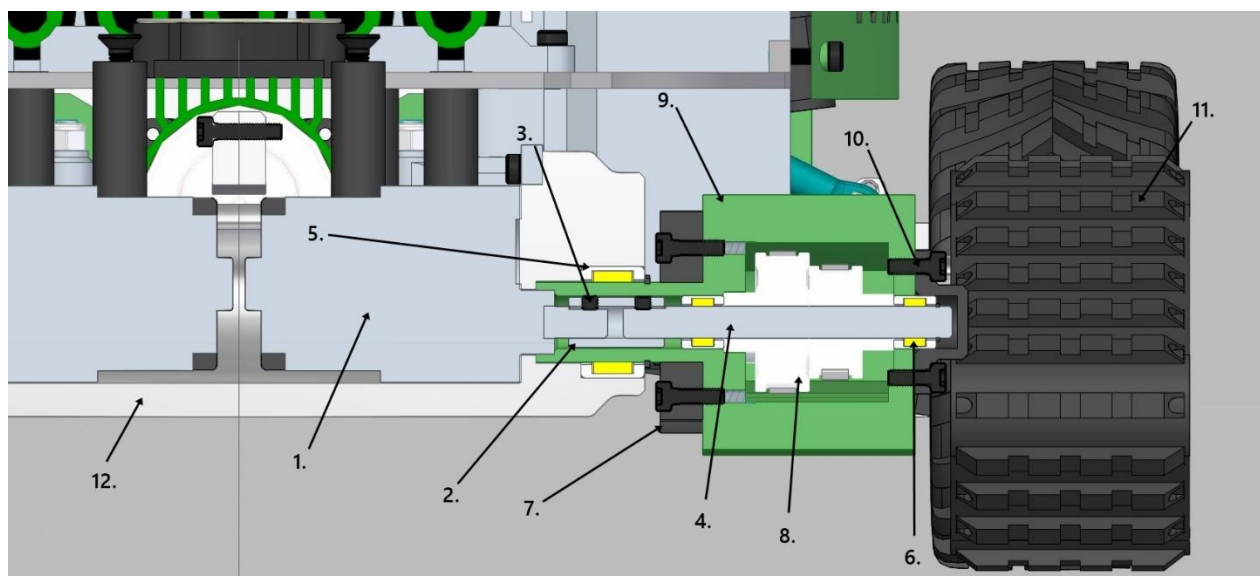
3.2.1. Konstrukciós megoldások

Hasonló volt az elképzelésem a speciális járószerkezettel (későbbiekben: himbarúd) kapcsolatban, mint a már szabadalomban lévő Bogie Axle, amelyet nagy teherbírású gépeken alkalmaznak. Tekinthető ez a himbarúd a Bogie Axle tovább fejlesztésének. Viszont ezen a rúdon el van helyezve egy gumiabronccsal szerelt kerék illetve egy gumiheveder a behajtó tengelytől egyenlő távolsággal.



3.4. ábra - Speciális járószerkezet méretei

Ahogy az a 3.5. ábra mutatja, a rúd középső tengelyén van elhelyezve a csapágyazás és a futóműhöz rögzítés, ezen a prototípuson fontos megemlíteni, hogy csak a mellső járószerkezet rugózott, a himba mereven van rögzítve és csak a kerék és a gumiheveder csillapít.



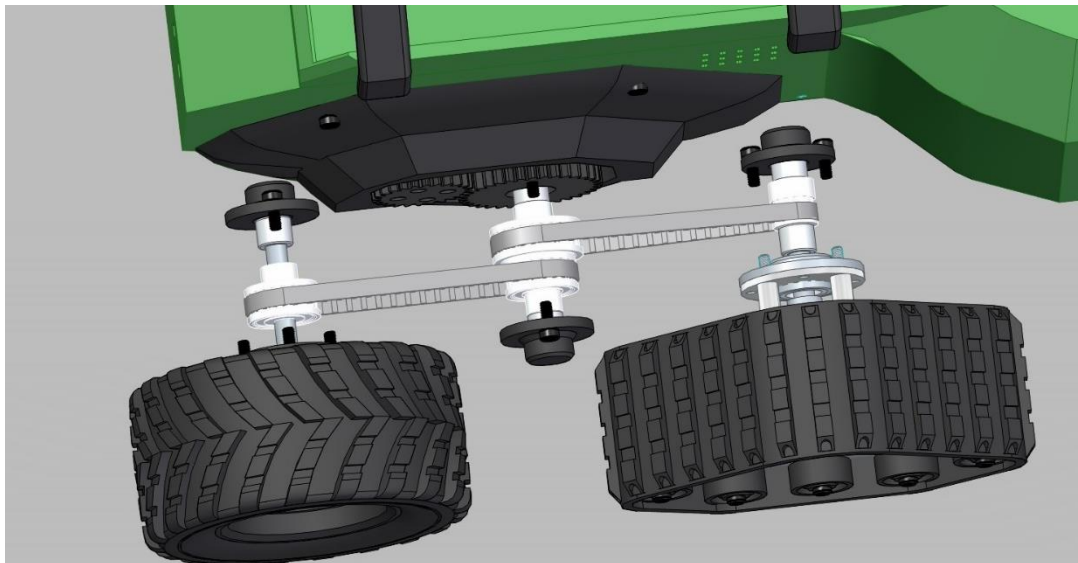
3.5. ábra - Speciális járószerkezet metszete

- | | |
|---------------------------------------|------------------------|
| 1 – Villamos motor | 7 – Fordító fogaskerék |
| 2 – Merev tengelykapcsoló | 8 – Fogasszíj tárcsák |
| 3 – Hernyó csavar | 9 – Himba Rúd |
| 4 – Behajtó tengely | 10 – Rögzítő csavar |
| 5 – $\varnothing 15$ tűgörgős csapágó | 11 – Gumiheveder |
| 6 – $\varnothing 6$ tűgörgős csapágó | 12 – Hátsó híd |

A járószerkezet rögzítése az alvázra úgy történik, hogy az (1) villamos motor vállára felvan ütköztetve, és a (12) Hátsó hídon elhelyezett tűgörgős csapággal van megtámasztva. Az előbbi csapággy biztosítja a rúdnak az akadásmentes futását és a könnyebb átfordítást. Azt, hogy ne csússzon le a felépítményről a járószerkezet, a tengelykapcsoló mellett Seeger-gyűrű biztosítja.

A meghajtást a kerekék úgy kapják, hogy a villamos motorról érkező hajtás egy (2) merev tengelykapcsolóval csatlakozik a (4) behajtó tengelyre. Ez a tengely a himbarúdon két helyen van tűgörgős csapággal feltámasztva a zavartalan finom futás érdekében. Erre a tengelyre van rácsatlakoztatva 2db (8) fogasszíjtárcsa, ami közvetíti a nyomatékot a kerékre és a gumihevederre.

A 3.6. ábrán látható a himbarúd belüli hajtáselosztást. A középső behajtó tengelyről fogasszín hajtással van megoldva a nyomatékközlés. A kerék esetében azonos tárcsa átmérőket használtam. A gumiheveder esetében, pedig $n = 2$ áttételt kellett létrehozni az eltérő hajtókerék sugara miatt, ezt a következő fejezetben számítással alátámasztom. Mint ahogy a képen látható, mindkét nyomatékleadó tengely tűgörgős csapággyazással van feltámasztva.

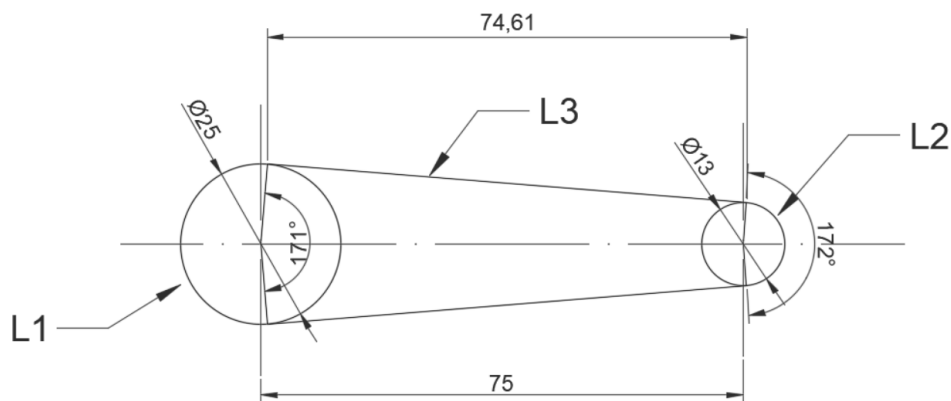


3.6. ábra - Himbarúd hajtáselosztás

3.2.1.1. Szabványos fogasszík választása

A fogasszík szabványos gépelem, ilyen méretarányban korlátozott méretekben kapható, ezért szükséges ennek a kiválasztása adott tengelytáv és tárcsaátmérő függvényében. A fogasszík hajtás alakzáró nyomatékátvitelt tesz lehetővé, tehát a szíjban keresztirányban kialakított fogak viszik át a nyomatékot.

Két esetben is szükséges kiszámolni a szíjhosszt, mivel különböző tárcsaátmérőkről beszélünk a gumihevederre történő hajtás esetében és a kerékre történő hajtás esetében is. A hossz számításánál figyelembe kell venni az átfogási szöget és területet. A 3.7. ábrán szemléltetem a gumiheveder irányába történő hajtás vázlatát.



3.7. ábra - Szíjhajtás vázlata gumiheveder irányba

Átfogási hossz számítása a 25 mm átmérőjű tárcsa esetében:

$$L_1 = r_1 \beta_1 \frac{\pi}{180^\circ} = 12,5 \cdot (360^\circ - 171^\circ) \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 41,2 \text{ mm} \quad (3.2.1.)$$

Átfogási hossz 13 mm átmérőjű tárcsa esetében:

$$L_2 = r_2 \beta_2 \frac{\pi}{180^\circ} = 6,5 \cdot 172^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 20,2 \text{ mm} \quad (3.2.2.)$$

Laza és a feszeságban mért szíjhossz összegezve: (Autocad által számított adat)

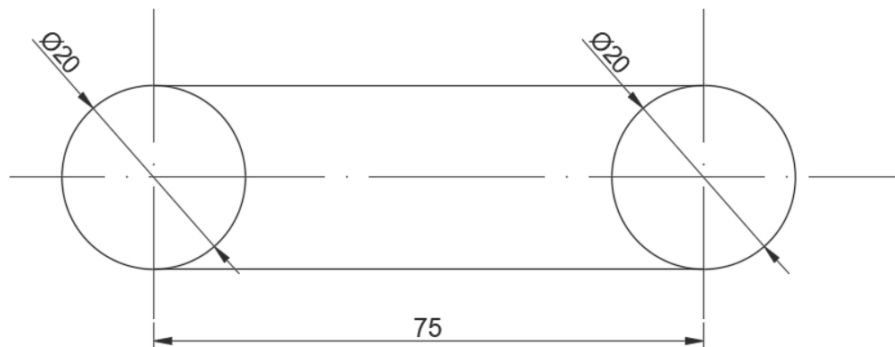
$$L_3 = L_l + L_f = 74,61 + 74,61 = 149,22 \text{ mm} \quad (3.2.3.)$$

Teljes szíjhossz:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = 41,2 + 20,2 + 149,22 = 210,62 \text{ mm} \quad (3.2.4.)$$

Tehát a számított szíjhosszúság 210,62 mm. Ehhez a legközelebb eső szabványos szíjhossz 210 mm, tehát a választott szíj: Reely 209520 210 mm fogak száma: 80.

3.8. ábra mutatja a kerék irányába történő hajtás vázlatát.



3.8. ábra - Szíjhajtás vázlata kerék irányba

Átfogási hossz 20 mm átmérőjű tárcsa esetén:

$$L_1 = r_1 \beta_1 \frac{\pi}{180^\circ} = 10 \cdot 180^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 31,416 \text{ mm} \quad (3.2.5.)$$

75 mm tengelytáv esetén a számított teljes szíjhossz:

$$L = 2L_1 + 2L_2 = 2 \cdot 31,416 + 2 \cdot 75 = 212,832 \text{ mm} \quad (3.2.6.)$$

Ebben az esetben is szintén a 210 mm kerületi hosszúságú szíjat fogom választani.

3.2.1.2. Átvihető kerületi erő

A motor adatai:

Névleges teljesítmény: $P = 10 \text{ W}$

Névleges fordulatszám: $n = 600 \frac{1}{\text{min}} = 10 \frac{1}{\text{s}}$

Szíjtárcsa átmérő: $d = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$

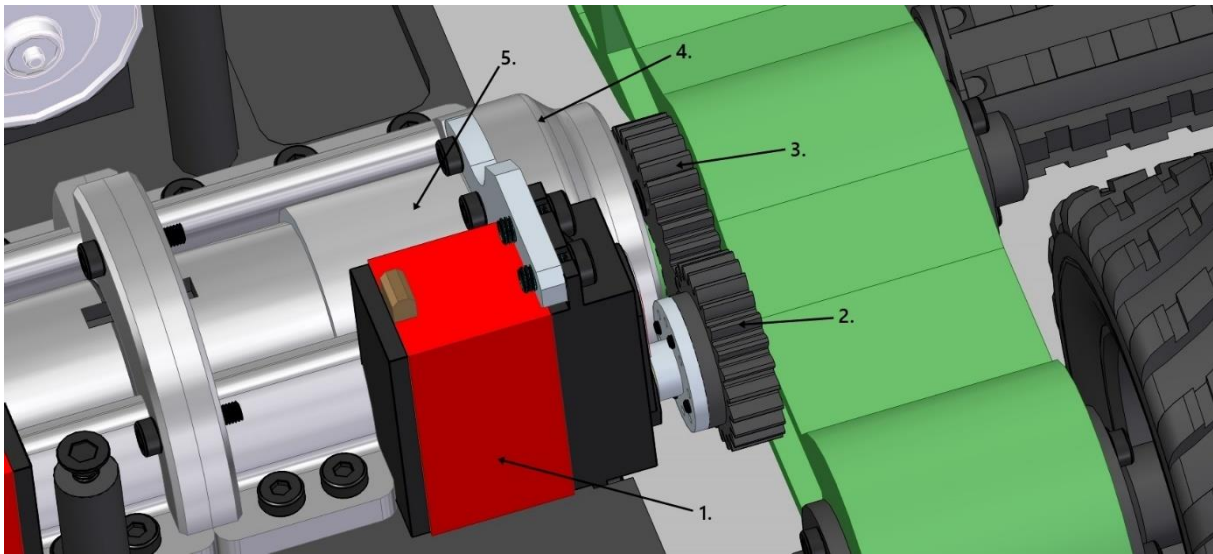
Szíjsebesség meghatározása a tárcsaátmérőből és fordulatszámból:

$$v = d \pi n = 0,02 \cdot \pi \cdot 10 = 0,628 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.2.7.)$$

Ez a sebesség csak akkor jelentkezik, ha a motor maximális fordulatszámon van üzemeltetve.
Kerületi erő számítása:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{10}{0,628} = 15,923 \text{ N} \quad (3.2.8.)$$

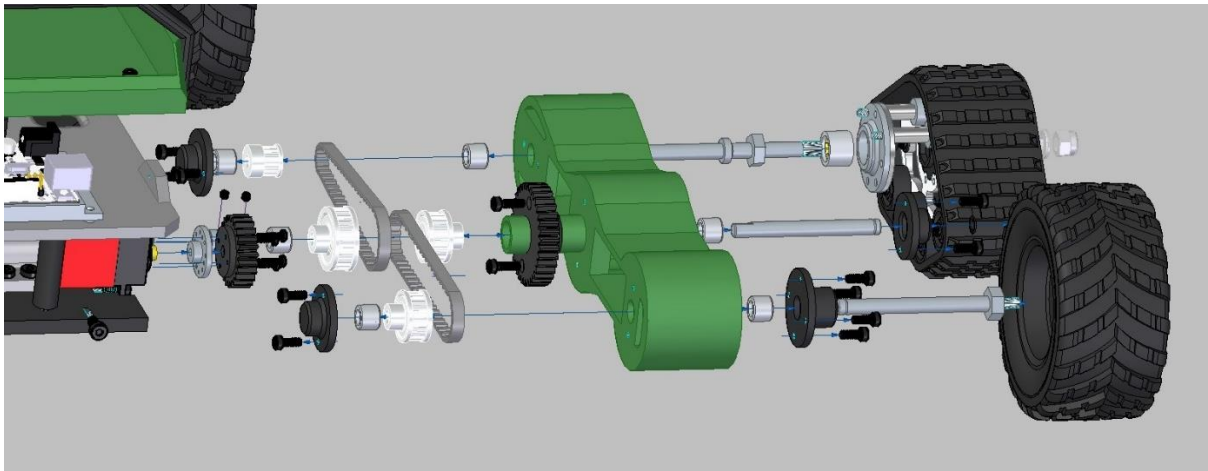
A 3.2.2. Járószervezet előnyei fejezetben taglalni fogom, hogy a himbarúd a középső tengelye körül átfordítható, ennek a konstrukciós megoldását most fogom részletezni.



3.9. ábra - Himbarúd elforgatásának kivitelezése

- 1 – Villamos szervó motor
- 2 – Hajtó fogaskerék
- 3 – Hajtott fogaskerék
- 4 – Hátsó híd
- 5 – Villamos motor

Az átforgatás kivitelezéséhez többféle megoldást találtam, de az én véleményem szerint ez bizonyult a legegyszerűbbnek. A (1) villamos szervó motorra van csavarokkal felfogatva a (2) hajtó fogaskerék. A himbarúdra (3) hajtott fogaskerék van szintén csavarokkal rögzítve és a nagy nyomatékkal rendelkező motor így forgatjuk át a rudat. A fogaskerek között 1,5 áttétel valósul meg.

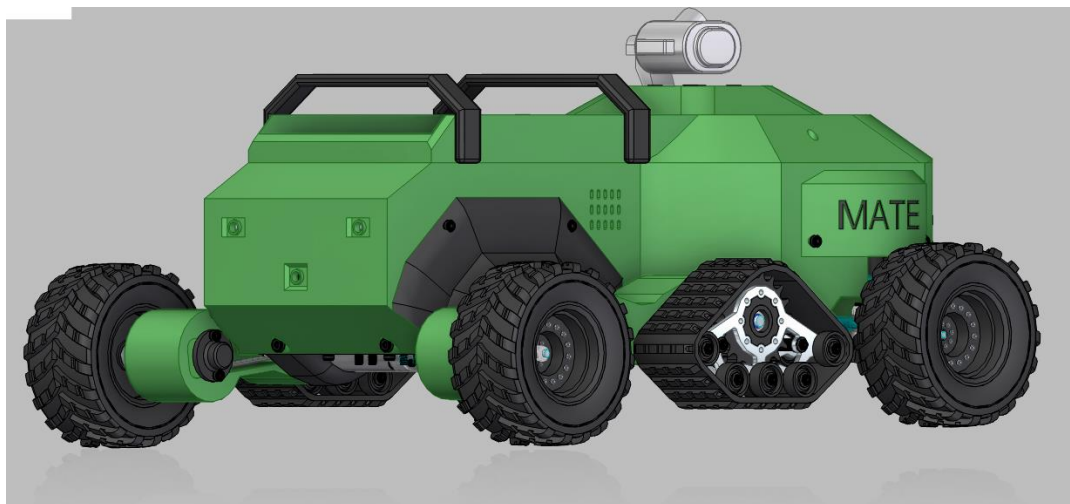


3.10. ábra – Speciális járószerkezet robbantott nézete

3.2.2. Járószerkezet előnyei

A speciális járószerkezetnek az egyik legfontosabb előnye, amely koncepció alapján kezdtem el a tervezést, hogy a középső tengely körül teljesen átfordítható a himbarúd és ezzel megcserélhető a kerék és gumiheveder helyzete.

Ebből következik az az előnye, hogy közúti közlekedés során kiemelhető a gumiheveder, így kisebb lesz a gördülési ellenállás. Hasonló helyzetben terepen közlekedve pedig hasznát tudja venni a plusz tapadó felületnek, ezzel nagyobb nyomatókót tud leadni és ingoványos talajon is kisebb eséllyel következik be kerékcúsás.



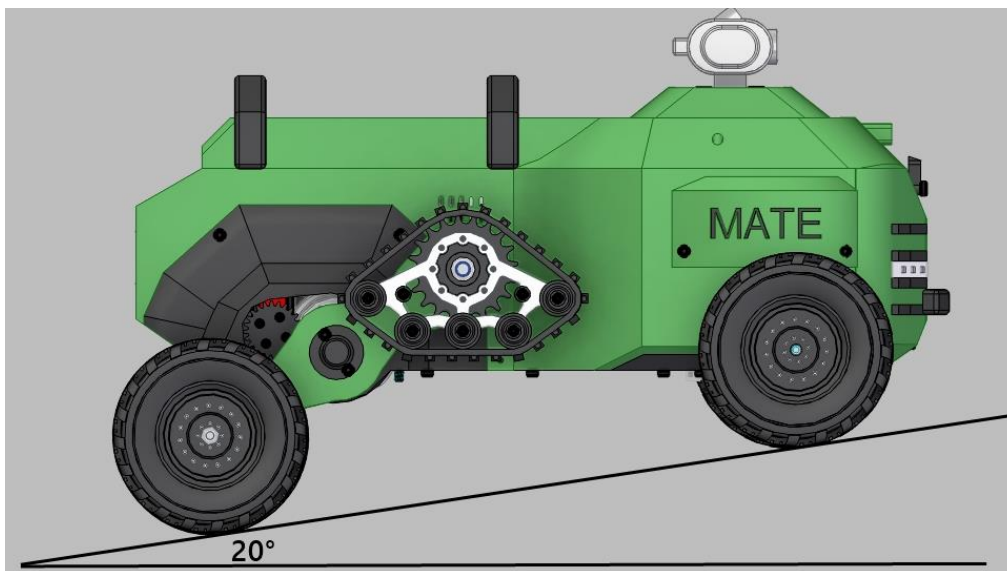
3.11. ábra - Gumiheveder kiemelve

Fontos megjegyezni, hogy terepen való közlekedésnél megváltozik a jármű menetiránya, tehát normál esetben mellsőkerék kormányzású jármű, viszont, hogy kihasználjuk a himbarúd adta előnyöket, terepen megfordul a menetirány és hátsókerék kormányzású terepjáróról beszélünk.

Erre azért van szükség, hogy kihasználjuk az emelhető rúd adta előnyöket. Javul az akadályleküzdő képessége, mivel terepakadályhoz érkező a himbarúd egymástól függetlenül mozgatni tudja, tehát úgymond „fellép” a terepakadályra.

További előnyei közé sorolható, hogy lejtőn felfele menet könnyebben veszi az akadályokat, mivel kitudja szinte kitudja szintezni a felépítményt a jármű, tehát máshogy hatnak rá a mozgási ellenállások.

Lényeges konstrukciós megoldás, hogy a hasmagasságát is tudja változtatni a himbarúd segítségével. A járműnek az alap koncepcióból adódóan alacsony a hasmagassága, viszont ezzel a funkcióval ezt a hátrány kiküszöbölhetjük. Ezt az előnyt még tovább növeli, hogy a kerekek közötti tengelytáv is minimálisra van csökkentve.



3.12. ábra - Felépítmény szintezése lejtmenetben

3.2.3. Járószerkezet hátrányai

Minden új konstrukciónak vannak az előnyök mellett hátrányai. A mérnöki pályának az egyik szépsége ebben rejlik, hogy a tervezés, tesztelés során felmerülő hátrányokat elhárítsuk, esetlegesen előnnyé alakítsuk azokat.

Első ilyen hátrány a már megemlített alacsony hasmagasság. Mint ahogy írtam ez könnyen előnnyé alakítható, viszont nem minden esetben jó ez a megoldás. A hátsó himbarúddal változtatható a hasmagasság, viszont a mellső kerék ugyanabban a magasságban marad, tehát a jármű megfog dőlni előre. Erre azt a megoldást fejlesztettem ki, hogy a mellső kerékhez egy

automata futómű állítást kell beszerezni. Ez a megoldás az első prototípusba még nincs beépítve, viszont hamarosan ez a hátrány is előnnyé lesz kovácsolva.

A konstrukció elég bonyolultnak bizonyul, ezzel a gyártás és a szerelés költségei is magasak lesznek. Tény, hogy 1:10 méretarányban még bonyolultabb konstrukció kialakítására volt szükség. Valós méretben dolgozva agymotoros hajtást lehetne alkalmazni, ebből kifolyólag ilyen széles felépítményre sem lenne szükség és az akkumulátornak is több rendelkezésre álló hely maradna.

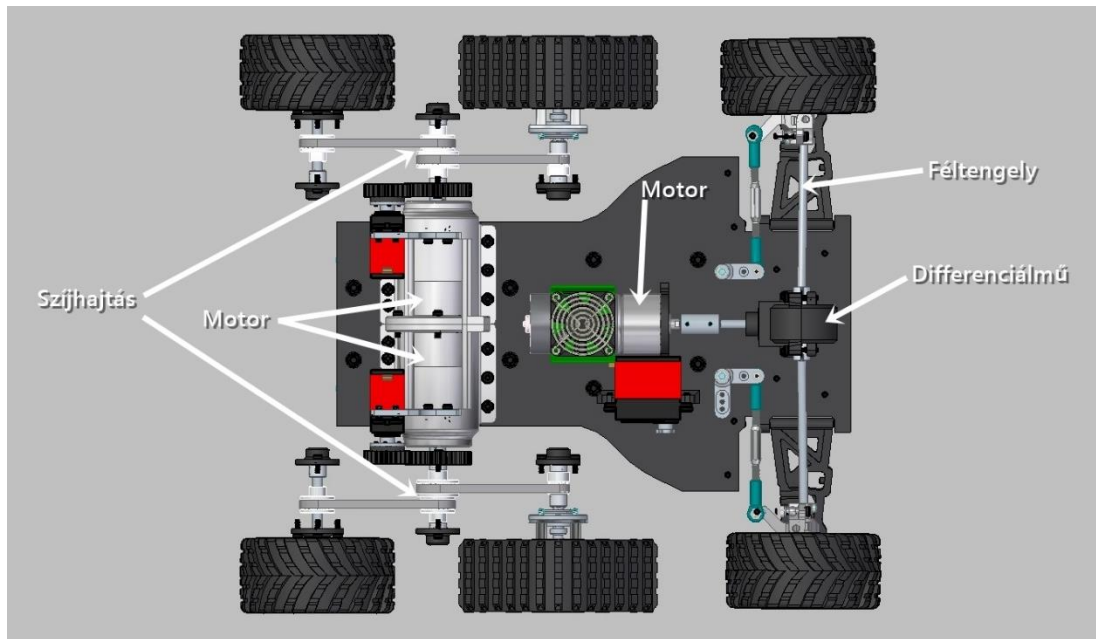
Himbarudat átfordító fogaskereknek kivannak téve a környezeti, mechanikai hatásoknak. Szükség van a megfelelő védőburkolat kialakítására, amely tervezésén még dolgozok.

3.3. Erőátvitel

Egy gépjárműben a motortól a hajtott kerékig a hajtásátvitel úgynevezett hajtásláncon keresztül történhet. A hajtáslánc elrendezéseket a szakirodalmi feldolgozásban már ismertettem. A jelen esetben az 3.13. ábra szemlélteti az összkerék-meghajtású terepjáró hajtásláncát. Modell méretben a hajtásátvitel és a motorok megválasztása bonyolultabb konstrukciós tervezést igényelt, mert korlátozott az alkatrészek elérhetősége. Jelen esetben a hajtás 3 nagy teljesítményű villamos motorral van megoldva. A 3.13. ábra látható, hogy a mellső kerék 1 nagy teljesítményű villamos motorról kapja a hajtást, a differenciálmű után pedig féltengelyekkel van kivezetve a kerékig, ez egy egyszerű megoldást jelent.

A hátsó kerekek lehajtása bonyolultabb megoldást igényelt, a fordulókör csökkentése érdekében szükség volt a két oldalt eltérő szögsebességgel hajtani, csakúgy, mint a lánctalpas harckocsiknál a hadtechnikában. Ennek okáért két villamos motor került beépítésre egymással szemben. A himba rúdon ezt a hajtást két oldalra kellett vezetni, ennek a legegyszerűbb módja a fogasszíjhajtás volt, modell térben ez adja a legnagyobb nyomatékot és legkisebb helyszükségletet igényel.

A fentebb említett hátsó hajtásra több megoldást is kidolgoztam, viszont ez bizonyult a legjobbnak. Az említett megoldásokról a „Egyéb koncepciók” fejezetben fogok információt szolgáltatni.



3.13. ábra - Hajtáslánc elrendezés

A villamos motorok esetében nem változtatható az áttétel, a sebességet csak a fordulatszám változtatással lehet megoldani. Jelen esetben a motor után közvetlenül bevan építve hajtómű, amely a fordulatszámot csökkenti és a nyomatékot növeli, viszont a veszteséggel számolni kell.

Véleményem szerint, valós nagy méretekben nem szükségesek az alvázra motorok, hajtáslánc kiépítése, mert minden keréknél és gumihevedernél az agymotoros hajtás megoldása gyorsabb, egyszerűbb, hatékonyabb.

3.3.1. Villamos motor választása

RC modellekhez nagy választékú villamos motor érhető el a piacon. Különböző teljesítmény, fordulatszám, nyomaték. A terepjáróknál elsősorban a nyomaték a fontos, tervezés során az elérendő sebességhez és adott kerékátmérőhöz kellett villamos motort választanom. A piacon a fordulatszám alapján vannak besorolva ezek az alkatrészek.

A kerék és a gumiheveder eltérő sugárral rendelkezik, ezért két fordulatszámot kellett számolni.

Kerék:

Kerék sugara: $r_k = 48 \text{ mm} = 0,048 \text{ m}$

Kerületi sebesség: $v_k = 12 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 3,33 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$

Fordulatszám meghatározása:

$$v_k = r_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3.3.1.)$$

$$v_k = r_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \gg n_k = \frac{v_k}{r_k \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{3,33}{0,048 \cdot 2 \cdot \pi} = 11,052 \frac{1}{s} \rightarrow 663 \frac{1}{\text{min}} \quad (3.3.2.)$$

Gumiheveder hajtó kerék:

Hajtó Kerék sugara: $r_{gk} = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$

Kerületi sebesség: $v_k = 12 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 3,33 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$

Fordulatszám meghatározása:

$$v_k = r_{gk} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3.3.3.)$$

$$n_{gk} = \frac{v_k}{r_{gk} \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{3,33}{0,025 \cdot 2 \cdot \pi} = 21,22 \frac{1}{s} \rightarrow 1273 \frac{1}{\text{min}} \quad (3.3.4.)$$

A két sebesség közötti arány meghatározása azért szükséges, mert a 3.2. fejezetben említett szíjhajtásnál figyelembe kell venni a fordulatszám eltérését. Ha ezt nem teszem meg, akkor szlip lép fel a hajtáson belül, tehát az egyik keréknek nagyobb lesz a fordulatszáma a másikhoz képest.

$$\frac{v_{gk}}{v_k} = \frac{1273}{663} = 1,95 \approx 2 \quad (3.3.5.)$$

Ehhez azt a megoldást választottam, hogy kétszeres áttételhez a behajtó tengelyen megnöveltem a fogasszíjtárca átmérőjét, a kihajtó tengelyen pedig fele akkora csökkentettem, mint az előző. Ezt a későbbi fejezetekben számolással is ismertetem.

Tehát a számításaim alapján szükség van 2 db $663 \frac{1}{\text{min}}$ fordulatszámú motorra a hátsó hajtáshoz.

A piacon az ehhez az értékhez legközelebb eső nagy nyomatékú villamos motor $600 \frac{1}{\text{min}}$ fordulatszámmal rendelkezik, ezt választottam. A mellső hajtáshoz figyelembe kell venni a differenciálmű áttételét: $i_d = 2,65$. Ezt figyelembe véve $600 \cdot 2,65 = 1560$, tehát szabvány szerint $1580 \frac{1}{\text{min}}$ fordulatszámú motort választottam.

3.3.2. A hajtómű áttétele és hatásfoka

A hajtott kereken kifejtett nyomaték számításánál külön kell választani a kerekeket és a gumihevedert, mivel nem azonos motorról és nem azonos áttétellel történik a meghajtásuk.

Ahhoz, hogy az erőátviteli számításokat el tudjuk végezni, először szükséges meghatározni a hajtómű áttételét és hatásfokát.

A számításaim nyomon követhetősége végett a következő sorrendet fogom alkalmazni: Himbarúdon elhelyezkedő kerék, himbarúdon elhelyezkedő gumiheveder, mellső kormányozható kerék.

A rúdon elhelyezkedő keréknél a teljes hajtómű áttétele megegyezik a nyomatékváltó áttételével. Az adott villamos motor mögé beépített nyomatékváltó azonos áttétellel készült, nem változtatható.

$$i_{hk} = i_v = 4$$

A himbarúdra tervezett gumihevedernél annyiban eltérő, hogy ahogy a 3.13. hajtáslánc ábrán látható, itt nem egy adott áttételen kapja a hajtást, hanem bevan építve egy gyorsító áttétel, ezt figyelembe kell venni.

$$i_{hg} = i_v \cdot i_{sz} = 4 \cdot 2 = 8 \quad (3.3.6.)$$

A sorrendben az utolsó számítás, a mellső kerék. Ebben az esetben a villamos motor elé más áttételű hajtómű van tervezve, illetve egy differenciálmű is beépítésre került. Tehát a teljes hajtómű áttétele a következőképpen számolható:

$$i_{hmk} = i_v \cdot i_d = 8 \cdot 2,65 = 21,2 \quad (3.3.7.)$$

Vegyük először himbarúdon elhelyezkedő kereket. Figyelembe kell venni a motor nyomatékát (M_m) és a hajtómű áttételét (i_h), és hatásfokát (η_h).

A hajtásláncban fellépő súrlódások okán mechanikai veszteségek lépnek fel, tehát a hajtott kerekekre érkező nyomaték némileg kisebb lesz, mint a motor nyomatéka.

A motor nyomatéka: $M_m = 1,765 \text{ Nm}$

Az RC autó kefe nélküli motorja 80-90%-os hatékonysággal üzemel. A veszteségek figyelembevételével eredően a hajtott kerékre jutó nyomaték a motor nyomatékának és a hatásfoknak a szorzata:

$$M_{hk} = M_m \cdot i_{hk} \cdot \eta_h = 1,765 \cdot 4 \cdot 0,85 = 6 \text{ Nm} \quad (3.3.8.)$$

Az adott hajtott keréken kifejtett legnagyobb vonóerő úgy határozható meg, hogy vesszük a maximális nyomaték és a hajtott kerék sugarának hányadosát.

$$M_{max} = 2,452 \text{ Nm}$$

$$F_{hk_{max}} = \frac{M_{max}}{R} = \frac{2,452}{0,048} = 51,08 \text{ N} \quad (3.3.9.)$$

A himbarúdra felszerelt gumihevedernél a következő számítások érvényesek:

$$M_{hg} = M_m \cdot i_{hg} \cdot \eta_h = 1,176 \cdot 8 \cdot 0,85 = 7,996 \text{ Nm} \quad (3.3.10.)$$

A vonóerő is elfog térni az előző esethez képest, mert itt a hajtókerék sugara eltérő a kerék sugárhoz képest.

$$F_{hg_{max}} = \frac{M_{max}}{R} = \frac{2,452}{0,025} = 98,08 \text{ N} \quad (3.3.11.)$$

Végül pedig a mellső kerékre vonatkozó számítások: (motor nyomaték: $M_m = 1,176 \text{ Nm}$)

$$M_{hmk} = M_m \cdot i_{hmk} \cdot \eta_h = 1,176 \cdot 21,2 \cdot 0,85 = 21,2 \text{ Nm} \quad (3.3.12.)$$

Vonóerő: (Nagy motor maximális nyomatéka: $M_{max} = 2,745 \text{ Nm}$)

$$F_{hmk_{max}} = \frac{M_{max}}{R} = \frac{2,745}{0,048} = 57,19 \text{ N} \quad (3.3.13.)$$

Terepi viszonyok között nem mindig valósul meg a következő két állítás, de a maximális nyomatékra és vonóerőre egy-egy állításnak teljesülnie kell. A kerekeken kifejthető legnagyobb nyomaték akkor érhető el, ha a jármű kereke nem csúszik meg, ennek a feltétele a következő:

$$M_h < \mu_0 \cdot G \cdot R \quad (3.3.14.)$$

Amelyben, μ_0 a tapadási súrlódási tényező, G a fentebb kiszámított jármű súlya. A kifejthető maximális vonóerő pedig akkor érhető el, ha a következő állítás teljesül:

$$F_{hmax} < \mu_0 \cdot G \quad (3.3.15.)$$

Tehát a számítások összehasonlításából arra lehet következtetni, hogy a gumihevedernél a legnagyobb a vonóerő és legnagyobb nyomatékot tudja leadni a himbarúdon belül, viszont a

differentiálmű áttétele és villamos motor utáni hajtómű áttétele azt eredményezi, hogy a legnagyobb nyomatékot a mellső kerék képes leadni. (Reimpell, 2012)

4. Menetellenállások

Ahhoz, hogy a gépjármű állandó sebességű haladó mozgást tudjon végezni, szükséges a rá ható erők eredője zérus legyen. Az terep és a gépjármű kereke között fellépő tapadási erőnek le kell győznie a menetellenállásokat. Terepi járműnél a kerékcsúszást is figyelembe kell venni.

Járműre ható menetellenállások:

- Gördülési ellenállás
- Emelkedési ellenállás
- Szlip (csúszás)
- Légellenállás
- Gyorsítási ellenállás

Az 1:10 méretarányú modell terepjárónál eltekintek az utolsó kettő fellépő ellenállástól, mivel a jármű tervezett sebessége és gyorsulása alacsony értékű.

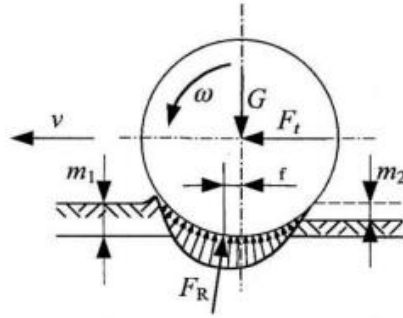
Jelenlegi terepjáróra ható menetellenállások:

- Gördülési ellenállás
- Emelkedési ellenállás
- Szlip

4.1. Gördülési ellenállás

A gördülési ellenállás esetében három esetet is figyelembe kell venni, ezeket fogom összehasonlítani. Az első eset, ha a gumiheveder és mind a 4 gumiabroncs érintkezik a talajjal, második eset, ha 4 gumiabroncs érintkezik a talajjal és végül, ha a gumiheveder és két gumiabroncs van kapcsolatban a talajjal.

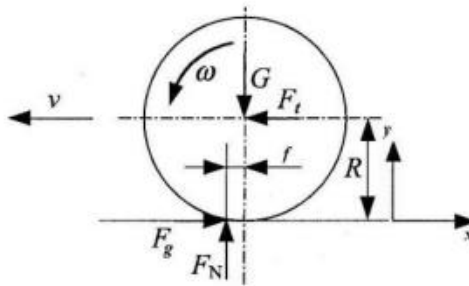
A gördülési ellenállást ebben az esetben vízszintes pályán értelmezzük, az emelkedési ellenállással vesszük figyelembe a lejtő hatását. A gördülési ellenállás adott pálya és kerék közötti kapcsolat eredményeképpen lép fel és figyelembe kell venni mind a pálya, mind a kerék alakváltozásait. Ez a feladat bonyolult, komplikált számolásokat igényelne, ezért szokás alkalmazni az egyszerűsített modelleket, ahol mérési eredményeken alapuló értékeket használunk a számításoknál. (Bercsey, 2012)



4.1. ábra- Gördülési ellenállás merev kerék és képlékeny pálya esetén (Bercsey, 2012)

A 4.1.1. ábrán látható modell a merev kerék és képlékeny pálya esetén a gördülési ellenállás. A G terhelésű kereket mozgatunk F_t erővel és v sebességgel.

A mozgás során a kerék deformálja a pályát m_2 -vel az előtte lévő m_1 vastagsághoz képest. A deformáció a kerék és a pálya érintkezési felületén egy nyomáseloszlást eredményez, amely F_R eredőjének mozgás ellen ható összetevője is van, ezt az összetevőt nevezzük gördülési ellenállásnak. A következő ábrán ez látható, ahol a gördülési ellenállás F_g , a pályát nyomó erő (normálirányú) F_N , ennek erőkarja f , a keréknek sugara R , terhelés G , mozgási sebesség v , kerék szögsebessége ω és a vonóerő pedig F_t .



4.2. ábra - Gördülés közben merev kerékre ható erők (Bercsey, 2012)

Ahhoz, hogy meghatározzuk a gördülési ellenállást, fel kell írni az egyensúlyi egyenleteket, egyenletesen haladó mozgás esetében:

$$\sum F_{xi} = 0 = F_g - F_t \quad (4.1.)$$

$$\sum F_{yi} = 0 = -F_N - G \quad (4.2.)$$

A kerék egyenletesen haladó mozgás mellett egyenletesen forgó mozgást is végez. Ennek következtében az alábbi egyensúlyi egyenletek írhatók fel:

$$\sum M_z = 0 = F_g R - F_N f \quad (4.3.)$$

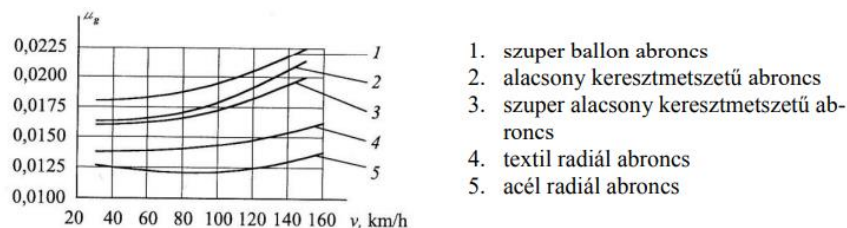
Ebből a (4.3.) és a (4.2.) egyenletből következik a gördülési ellenállás értéke: F_g

$$F_g = \frac{f}{R} F_N = \frac{f}{R} G = \mu_g G \quad (4.4.)$$

Az egyenletben μ_g -t nevezzük gördülési ellenállás tényezőnek. Coulomb-féle törvényt használtuk fel az egyenlet analóg módon való felírásához.

Az említett gördülési ellenállási tényező nagysága több dologtól is függ, ezek a kerék és pálya anyaga, pálya/útburkolat minősége és a kerék sugara. Az értéket jelentősen befolyásolja a gumiköpeny szerkezete, anyaga, a kerék deformációja és a gumiabroncs levegőnyomása. Ezek közül a gumiabroncs levegőnyomásától eltekintünk, mert a kiválasztott abroncs nem fújható levegővel. Továbbá a jármű haladási sebessége is nagymértékben befolyásolja a gördülési ellenállást, de ettől is eltekintünk esetünkben.

A következő ábrák szemléltetik az előbb felsorolt befolyásoló tényezőket.



4.3. ábra - Gumiabroncsok gördülési ellenállási tényezője a sebesség függvényében (Bercsey, 2012)

Esetünkben a szuper ballon abroncs (1) jelű görbét vesszük figyelembe.

Úttípus	/ μ_g gördülési ellenállási tényező /
Aszfalt	0,01-0,015
Beton	0,015-0,02
Szárazföldút	0,025-0,035
Nedves földút	0,05-0,15
Homok	0,10-0,30

4.4. ábra - Különböző úttípusok esetén a gördülési ellenállás értéke (Bercsey, 2012)

A számításhoz szükséges értékek az alábbiak:

Keréksugár: $R = 48 \text{ mm}$

Jármű tömege: $m = 7 \text{ kg}$

Súlyerő:

$$G = 7 \cdot 9,81 = 68,67 \text{ N}$$

Gördülési ellenállási tényező:

$\mu_g = 0.03$ Táblázat alapján szárazföldút középértékét választottam.

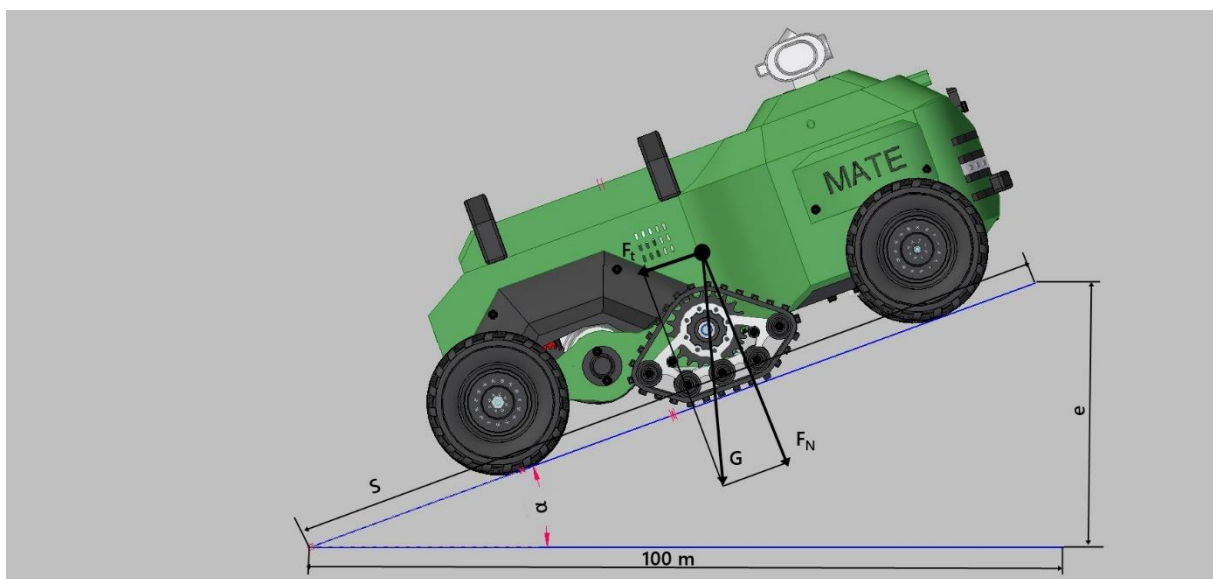
A (4.4.) egyenletbe behelyettesítve a következőt kapjuk:

$$F_g = \mu_g G = 0.03 \cdot 68,67 = 2,06 \text{ N} \quad (4.4.)$$

Ez egy elméleti gördülési ellenállás a gumiabroncsokra. A gumiheveder gördülési ellenállásának hasonló módú meghatározására jelen helyzet szerint nincsen szakirodalom, ezért a mérés gyakorlatban történik. A villamos motorokat üres állásba raktam, minden kerék és gumiheveder érintkezett a talajjal. Egy erőmérőt csatlakoztattam a terepjáróra és húzóerőt fejtettem ki rá. Ezt megismételtem a fentebb említett további két esetben is, amikor a gumiheveder a talajtól elvult emelve. Az erők különbségét veszem figyelembe a későbbiekben.

4.2. Emelkedési ellenállás

Az emelkedőn haladó jármű (4.5. ábra) súlyának tangenciális összetevője adja az emelkedési ellenállást. A gépjármű vonóerejének ezt az ellenállást is lekell küzdeni.



4.5. ábra - Emelkedőn haladó terepjáróra ható erők

Az emelkedési ellenállás számítása $\alpha = 22^\circ$ emelkedőn:

$$F_t = G \sin \alpha = 68,67 \cdot \sin 22^\circ = 25,72 \text{ N} \quad (4.5.)$$

Az emelkedés fogalmát a fenti ábra alapján értelmezhetjük:

$$e = 100 \operatorname{tg} \alpha = 100 \cdot \tan 22^\circ = 40,4 \% \quad (4.6.)$$

Ez az emelkedés 100 m vízszintes haladás esetén történő szintemelkedést jelent. Tehát esetünkben ez 32,5 %-os lejtőnek felel meg. 10 %-os lejtő esetében elhanyagolható az emelkedési ellenállás.

Nagy emelkedési szögek esetében az ellenállás nem elhanyagolható, ilyenkor a szükséges munka 100m hosszú emelkedő esetében:

$$W_s = F_t s = s G \sin \alpha = 100 \cdot 68,67 \cdot \sin 22^\circ = 2572,43 \text{ N} \quad (4.7.)$$

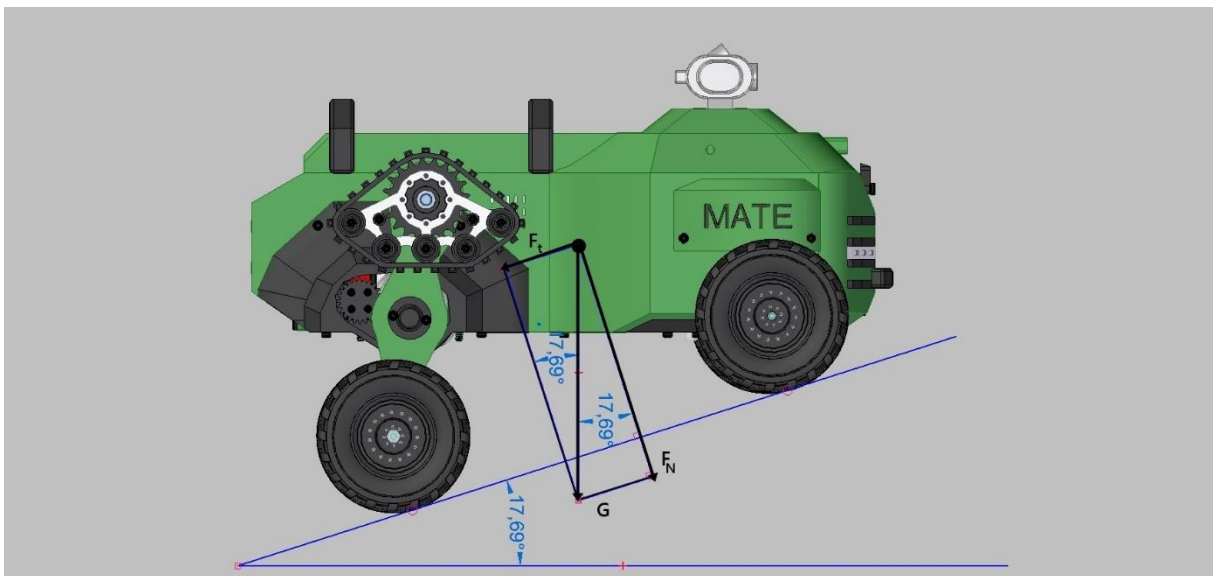
Ehhez szükséges teljesítmény a fentebb meghatározott $v = 3,33 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$ esetén:

$$P_s = W_s t = F_t s t = F_t v = G v \sin \alpha = 68,67 \cdot 3,33 \cdot \sin 22^\circ = 85,66 \text{ W} \quad (4.8.)$$

Ez a levezetés jelenti az alapesetet (Bercsey, 2012). Viszont a himbarúddal ezt a helyzetet is minimálisan előnyösebbé lehet tenni. Hogyha a rudat lefele mozgatva megemelkedik a jármű, ezzel vízszintbe állítható a felépítmény, viszont ennek van egy határa. Ezt a határt a Solid Edge tervezőprogrammal határoztam meg, a himbarudat nem teljesen vízszintes helyzetbe állítva a 4.6. ábrán látható maximálisan leküzdhető emelkedési szög is ábrázolva van.

$$e = 100 \operatorname{tg} \alpha = 100 \cdot \tan 17,69^\circ = 31,89 \% \quad (4.6.)$$

Tehát ebben az esetben 31,9 %-os lejtőről beszélhetünk.



4.6. ábra - Emelkedőn való módosított haladás

A terepjáró súlypontja előrébb tolódik, ezáltal mellső tengelyen nagyobb tengelyterhelés lép fel, ezáltal jobb tapadás érhető el, (3.3.12.) egyenlet alapján a mellső kerék képes leadni a legnagyobb nyomatékot, tehát ebben az esetben ez 100 %-ban kihasználható.

4.3. Szlip a gumiabroncs-talaj kapcsolatban

A túl nagy szlip csökkentésére kiváló megoldás, a himbarúd funkciója. Ezzel ellehet érni, a plusz tapadási felület biztosítását dinamikusan. Ezalatt azt értem, hogy nincs szükség ikerkerék szerelésére, vagy gumiabroncs cserére. Ha laza, ingoványos talajra érkezünk a terepjáróval akkor a gumiheveder leengedésével elérhetjük a nagyobb érintkezési felületet a talajjal.

Említettem, hogy a csúszást elfogadható értéken belül szükséges tartani, ezek értékei a következők:

- Kétkerékhajtás: 10-16 %
- Négykerékhajtás: 5-10 %
- Lánc talpas traktorok: 2-6%

Ebben az esetben négykerékhajtás + gumiheveder hajtásról beszélünk. Átlag szlip értéknek 4-6%-ot vehetünk. (Kiss, 2001)

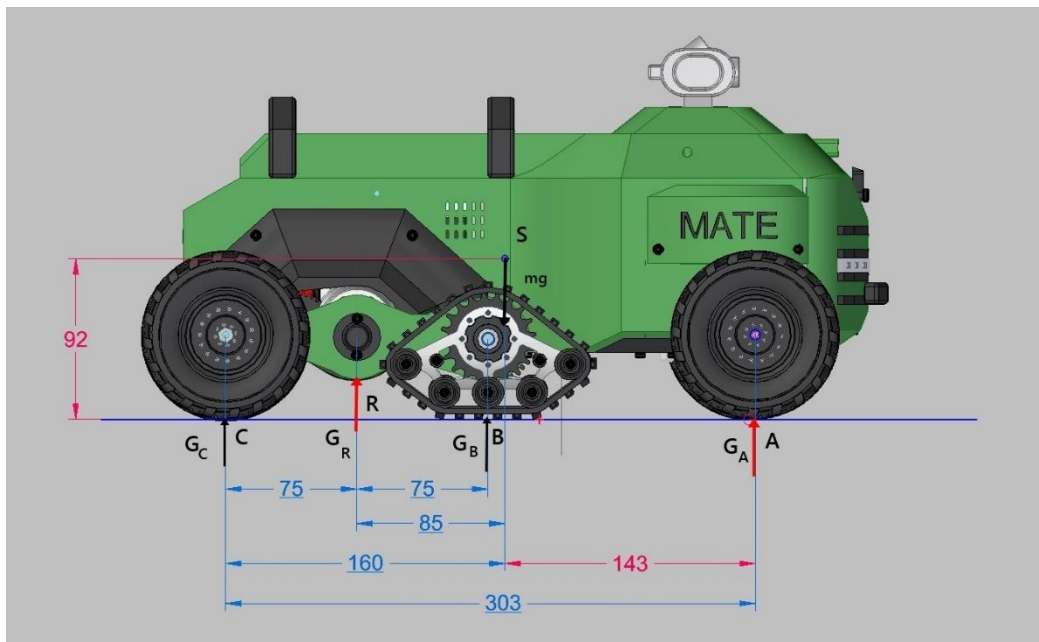
5. Terepjáróra ható külső erők

A jármű súlypontjának meghatározását a Solid Edge tervezőprogramban végeztem el. Ebben a programban bevittem a különböző alkatrészek tömegét vagy sűrűségét és ez alapján kiszámította a súlypont helyét elfogadható pontossággal.

A súlyerő ismeretében kiszámítom a tengelyterheléseket, majd ez alapján a tengelyeken szilárdsági ellenőrzéseket végzek.

5.2. Statikus tengelyterhelések vízszintes úton

Az 5.1. ábrán látható a vízszintes úton álló gépjárműre ható erők, ahol a súlyerő reakció ereje megoszlik az A, B és C tengelyeken.



5.1. ábra - A terepjáró statikus tengelyterhelései vízszintes úton

A súlyerő eloszlásánál csak két tengelyt kell figyelembe venni, a mellső tengely és a himbarúd bekötési tengelye. Majd a rúdra eső erőt kell elosztani két egyenlő részre. Statikus terhelés esetén felírhatóak az alábbi egyensúlyi egyenletek:

$$\sum M_A = 0 = 143 \cdot mg - 228 \cdot G_R \quad (5.1.)$$

$$\sum M_R = 0 = -85 \cdot mg + 228 \cdot G_A \quad (5.2.)$$

Ahol az M_A és M_R az adott pontra ható nyomaték, G_A az A ponton átmenő, A tengelyre ható tengelyterhelés, G_R a R ponton átmenő, R himba tengelyre ható tengelyterhelés.

Az (5.1.) egyenletből következik:

$$G_R = \frac{143 \cdot mg}{228} = \frac{143 \cdot 7 \cdot 9,81}{228} = 43,07 \text{ N} \quad (5.3.)$$

Az (5.2.) egyenletből meghatározható a G_A súlyerő:

$$G_A = \frac{85 \cdot mg}{228} = \frac{85 \cdot 7 \cdot 9,81}{228} = 25,6 \text{ N} \quad (5.4.)$$

Mivel a himbarúdon egymástól egyenlő távolságra helyezkedik el a gumiheveder és a kerék, ezért a G_R terhelést felezve megkapjuk a G_B és G_C tengelyterhelést.

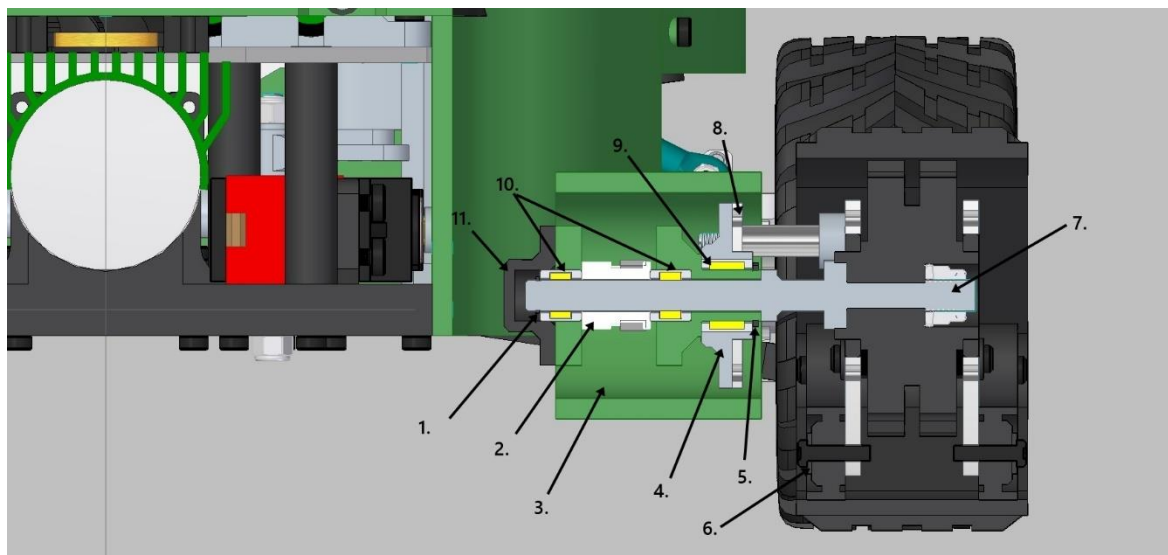
$$G_B = G_C = \frac{G_R}{2} = \frac{43,07}{2} = 21,535 \text{ N} \quad (5.5.)$$

Gyorsuláskor és fékezéskor módosulnak a tengelyterhelések, ezeket dinamikus tengelyterheléseknek nevezzük. A lassú haladási sebességet figyelembe véve nem lép fel olyan nagy mértékű gyorsítási és fékezési erő, hogy ebben a kis méretarányban figyelembevehető legyen.

5.3. Tengelyek igénybevételi ellenőrzése.

A kiszámított tengelyterhelésekből következtetve ellenőrizhető a hajtó tengely hajlításra, illetve csavarásra. A hajlító igénybevétel a tengely azon végén ébred, ahol rögzítve van rá a kerék, a csavarási igénybevétel pedig a szíjhajtásból, illetve a kerékre való nyomatékátadásból következik. Először a gumihevedert hajtó tengelyt fogom méretezni, amelynek a beépítése az 5.2. ábrán látható.

A (7.) hajtó tengely két ponton van (10.) tűgörgős csapággal feltámasztva. A tengely tehermentesítése érdekében építettem be a (8.) gumiheveder távtartót, amely a (4.) toldatra van rögzítve és ez egy 10 mm átmérőjű tűgörgős csapággal van a himbarúd csapjára feltámasztva, így becsléseim szerint leveszi a nagy hajlítói igénybevétel 2/3 részét a tengelyről.



5.2. ábra - Gumiheveder hajtó tengely metszete

- | | |
|-----------------------------------|-------------------------------|
| 1 – $\varnothing 6$ Seeger-gyűrű | 7 – Hajtó tengely |
| 2 – Fogasszíj tárcsa | 8 – Gumiheveder távtartó |
| 3 – Himbarúd | 9 – HK1010 tűgörgős csapágó |
| 4 – Gumiheveder agytoldal | 10 – HK 0608 tűgörgős csapágó |
| 5 – $\varnothing 10$ Seeger-gyűrű | 11 – Porvédő |
| 6 – Gumiheveder | |

A hajtó tengely ellenőrzését kéttámaszú tartóként fogom elvégezni, a nyíróerő és nyomatéki ábra az 5.3. ábrán látható. A gumihevedernél a lánckerék agy részén megoszlik a terhelés egy adott szakaszon, ezt koncentrált erővel helyettesítettem. A (3.2.8.) számítás alapján a kerületi erő a szíjtárcsánál 15,9 N. Terepi járművek esetében nagy dinamikus hatások lépnek fel a terepakadályok leküzdése során, ezt $z = 2$ szorzóval és az (5.5) egyenlet alapján a hajlító igénybevétel 1/3 részével számolva a hajlító igénybevétel a tengelyvégén 14,34 N.

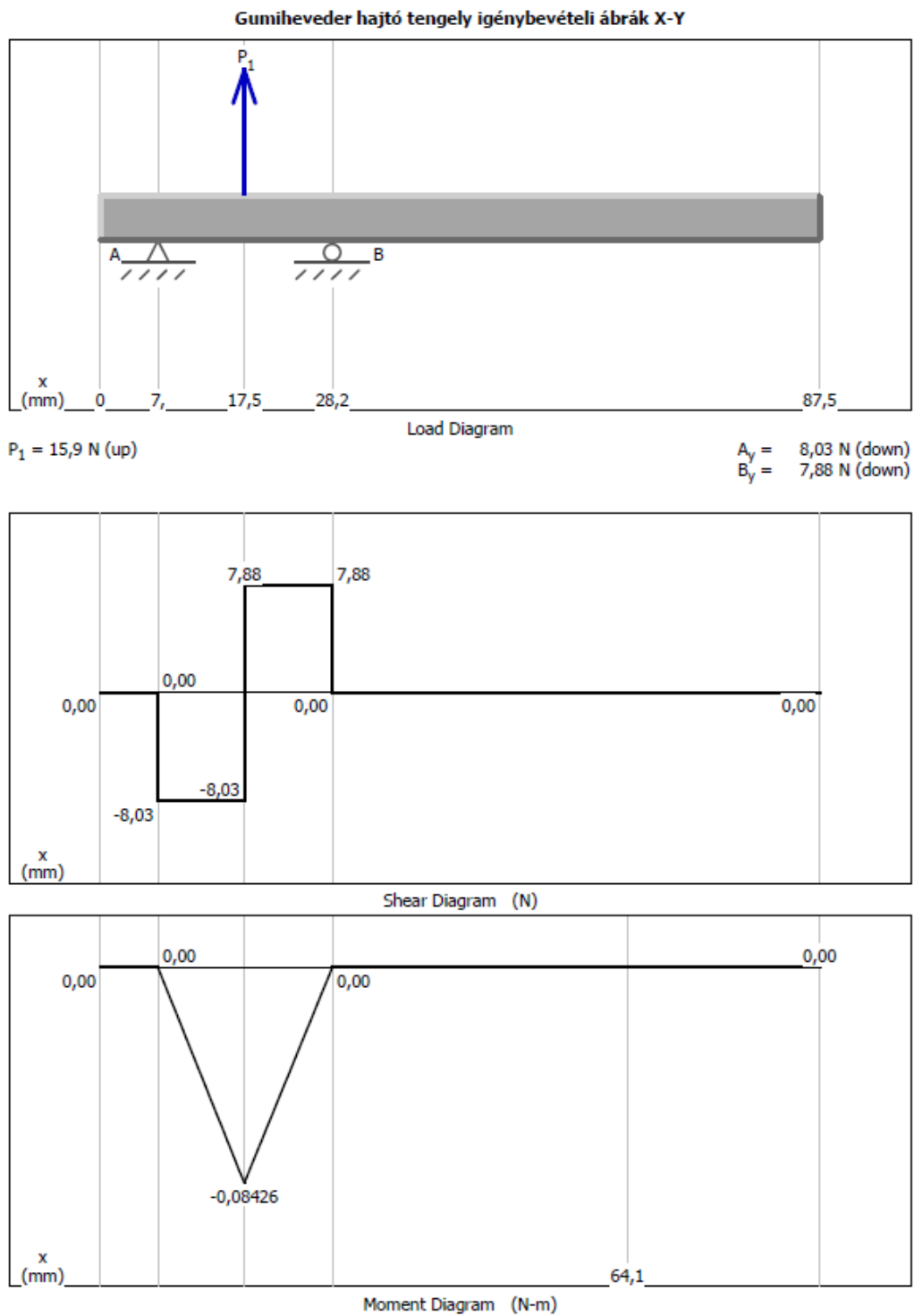
Mivel szíjtárcsánál ható kerületi erő és a tengelyvégen ébredő hajlító erő két külön síkban ébred, ezért szükséges mindkét síkon kiszámítani az igénybevételeket.

A tengely méretezése:

A tengely anyaga: C45 Szakítószilárdság: $R_m = 600 \text{ MPa}$

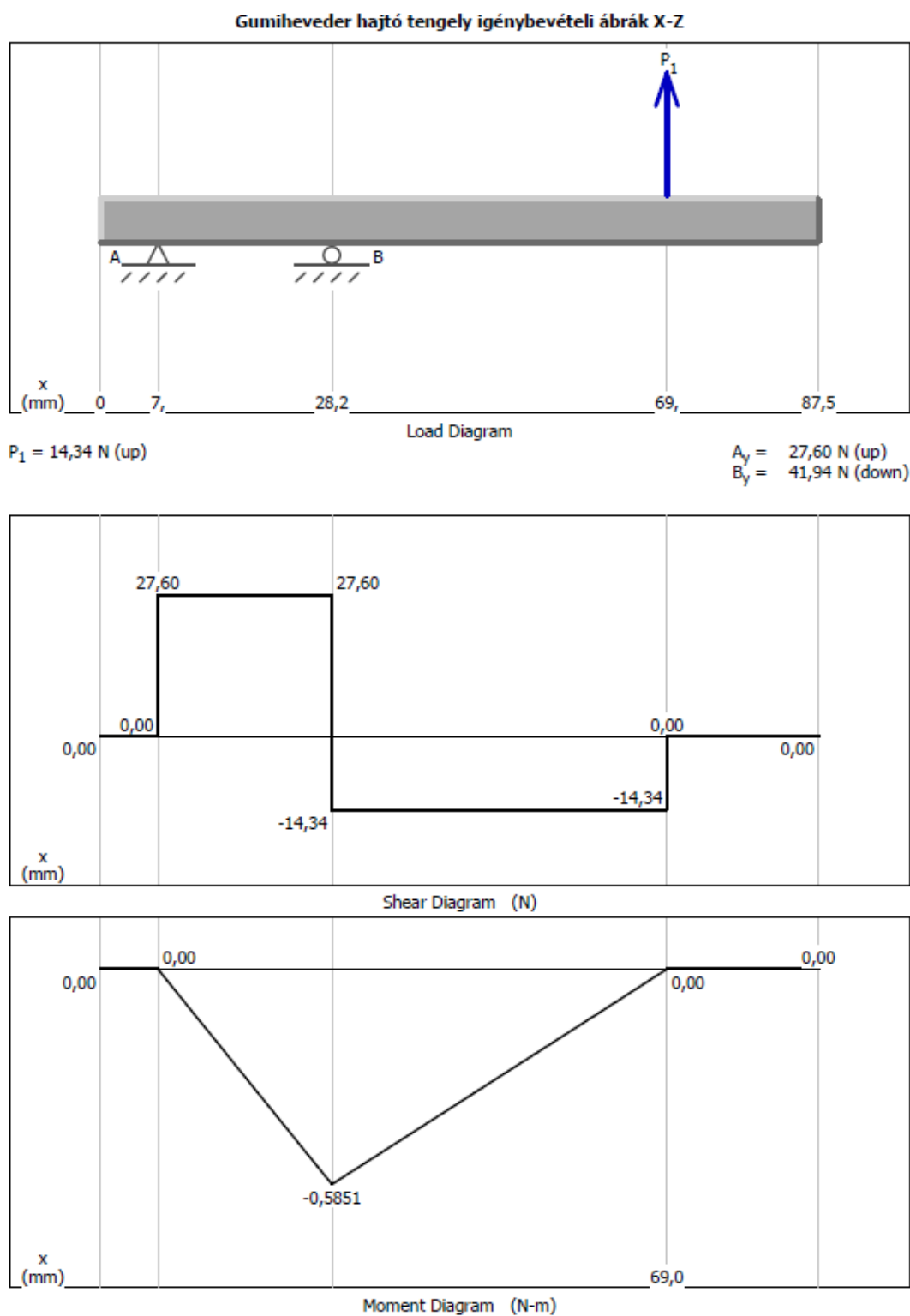
A megengedett feszültség $n = 3$ biztonsági tényező figyelembevételével:

$$\sigma_{meg} = \frac{R_m}{n} = 200 \text{ MPa}$$



5.3. ábra - Gumiheveder hajtó tengely igénybevételi ábrái X-Y síkban (MD Solids)

$$M_{h_{max}} = 0,08426 \text{ Nm}$$



5.4. ábra - Gumiheveder hajtó tengely igénybevételi ábrák X-Z síkban (MD Solids)

$$M_{h_{zmax}} = 0,5851 \text{ Nm}$$

A Z és Y irányú nyomatékokból meghatározható a legnagyobb hajlítónyomatéki igénybevétel:

$$Mh_{max} = \sqrt{Mh_{y_{max}}^2 + Mh_{z_{max}}^2} = \sqrt{0,08426^2 + 0,5851^2} = 0,59113 \text{ Nm} \quad (5.6.)$$

Csavarónyomaték meghatározása a (D) tárcsaátmérő függvényében:

$$D = 13 \text{ mm} = 0,013 \text{ m}$$

$$F = 15,9 \text{ N}$$

$$M_{cmax} = \frac{1}{2} D F = \frac{1}{2} \cdot 0,013 \cdot 15,9 = 0,1033 \text{ Nm} \quad (5.7.)$$

A σ_{max} és τ_{max} feszültségek értékének számítása:

A tengely átmérője: $d = 6 \text{ mm}$

$$K_z = \frac{d^3 \pi}{32} = \frac{6^3 \pi}{32} = 21,2057 \text{ mm}^3 \quad (5.8.)$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mh_{max}}{K_z} = \frac{0,59113 \cdot 10^3}{21,205} = 27,877 \text{ MPa} \quad (5.9.)$$

$$K_z = \frac{d^3 \pi}{16} = \frac{6^3 \pi}{16} = 42,411 \text{ mm}^3 \quad (5.10.)$$

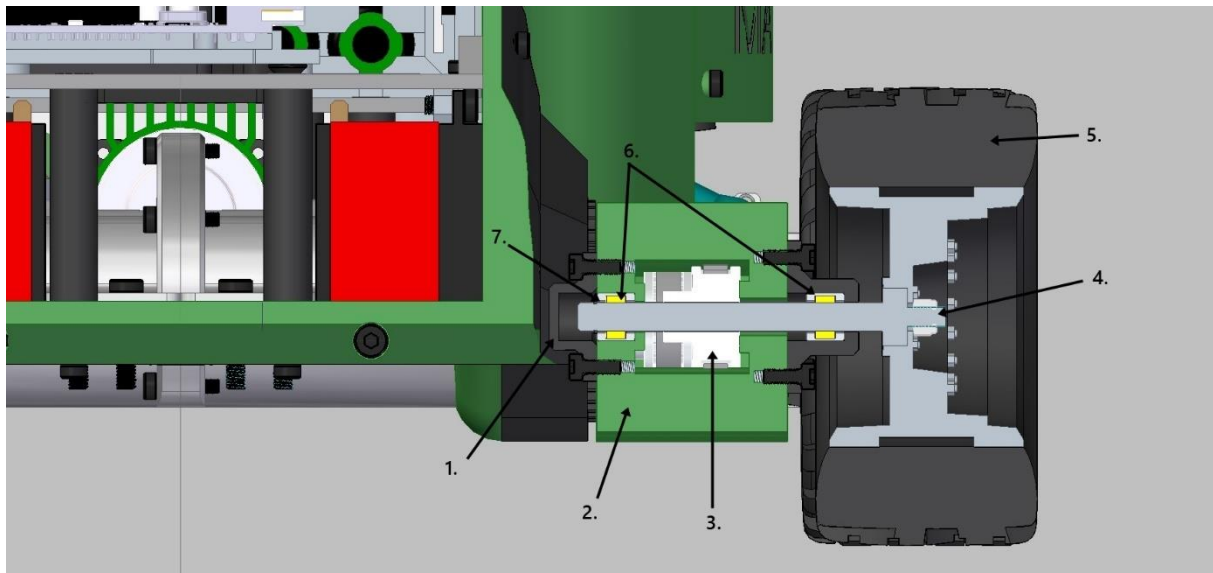
$$\tau_{max} = \frac{Mh_{cmax}}{K_p} = \frac{0,1033 \cdot 10^3}{42,411} = 2,43 \text{ MPa} \quad (5.11.)$$

A tengely ellenőrzése a HMH elmélet szerint a következő:

$$\sigma_{redmax} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{27,877^2 + 3 \cdot 2,43^2} = 28,147 \text{ MPa} \quad (5.12.)$$

$\sigma_{redmax} < \sigma_{meg}$, tehát a tengely szilárdságilag megfelel!

A kereket hajtó tengelyt is a fentebb levezetett eljárás szerint fogom ellenőrizni, viszont ebben az esetben az ébredő hajlítóerő egy részét nem tudom a tengelyről tehermentesíteni, így azt a megoldást választottam, hogy a csapágyat minél közelebb építem be a kerék rögzített helyéhez. Ennek a tengelynek a beépítését az 5.5. ábrán fogom ismertetni.



5.5. ábra - Kerék hajtó tengely metszet

- | | |
|----------------------|------------------------------|
| 1 – Porvédő | 5 – Kerék |
| 2 – Himbarúd | 6 – HK 0608 tűgörgős csapágy |
| 3 – Fogasszíz tárcsa | 7 – Ø6 Seeger-gyűrű |
| 4 – Hajtó tengely | |

A (3.2.8.) számítás alapján a kerületi erő a szíjtárcsánál 15,9 N. A dinamikus tényezőt figyelembe véve a tengelyvégen ébredő erő az (5.5) egyenlet alapján 43,07 N. Az igénybevételi ábrákat szintén két síkban szükséges ábrázolni.

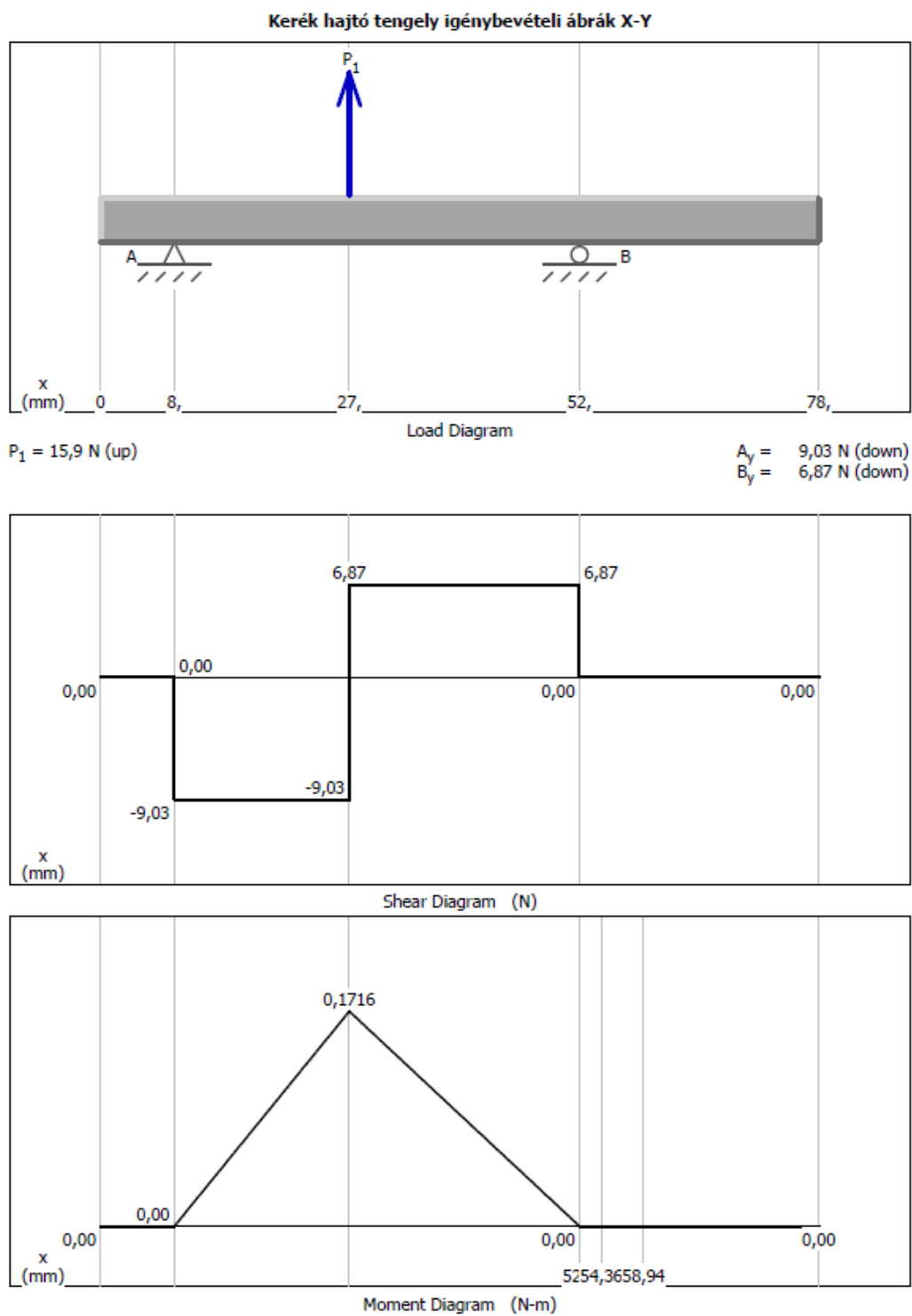
A tengely anyaga és a megengedett feszültség ebben az esetben is azonos az előzővel.

Csavarónyomaték meghatározása a (D) tárcsa átmérő függvényében:

$$D = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

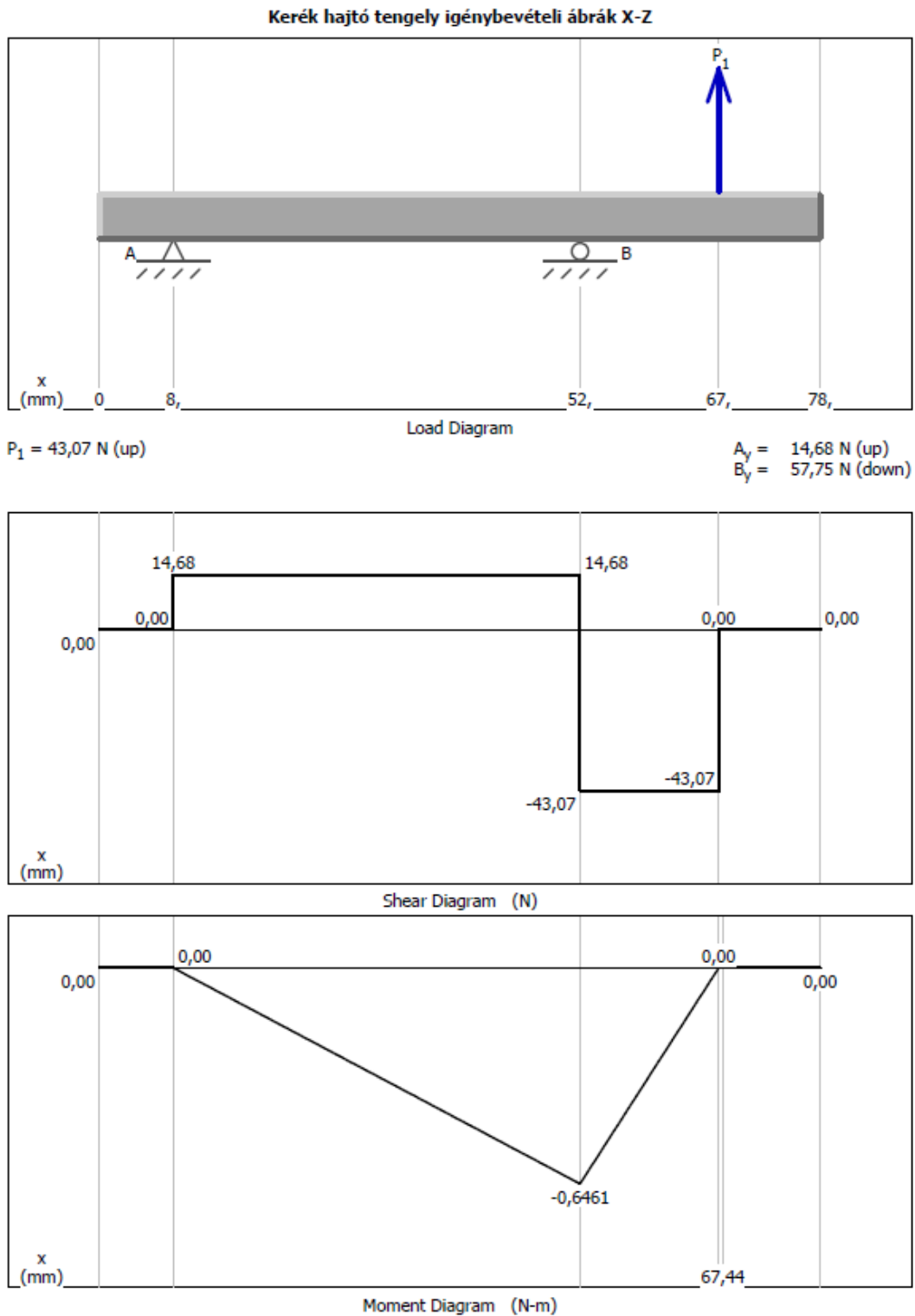
$$F = 15,9 \text{ N}$$

$$M_{cmax} = \frac{1}{2} D F = \frac{1}{2} \cdot 0,02 \cdot 15,9 = 0,159 \text{ Nm} \quad (5.13.)$$



5.6. ábra - Kerék hajtó tengely igénybevételi ábrák X-Y síkban (MD Solids)

$$M_{h_{zmax}} = 0,1716 \text{ Nm}$$



5.7. ábra - Kerék hajtó tengely igénybevételi ábrák X-Z síkban (MD Solids)

$$Mh_{y_{max}} = 0,6461 \text{ Nm}$$

$$Mh_{max} = \sqrt{Mh_{y_{max}}^2 + Mh_{z_{max}}^2} = \sqrt{0,6461^2 + 0,1716^2} = 0,6685 \text{ Nm} \quad (5.14.)$$

A σ_{max} és τ_{max} feszültségek értékének számítása:

A tengely átmérője: $d = 6 \text{ mm}$

$$K_z = 21,2057 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mh_{max}}{K_z} = \frac{0,6685 \cdot 10^3}{21,205} = 31,525 \text{ MPa} \quad (5.15.)$$

$$K_z = 42,411 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{cmax}}{K_p} = \frac{0,159 \cdot 10^3}{42,411} = 3,749 \text{ MPa} \quad (5.16.)$$

A tengely ellenőrzése a HMH elmélet szerint a következő:

$$\sigma_{redmax} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{31,525^2 + 3 \cdot 3,749^2} = 32,189 \text{ MPa} \quad (5.17.)$$

$\sigma_{redmax} < \sigma_{meg}$, tehát a tengely szilárdságilag megfelel!

A középső behajtó tengely ellenőrzése nem szükséges, mivel kisebb igénybevételnek van kitéve, tapasztalati úton is meghatározható, illetve a számításokból is tisztán látszik, hogy megfog felelni a szilárdsági követelményeknek.

A tengelyek a számítások után legyárthatóak. A gyártást szintén én végeztem el egyetemes esztergagépen és marógépen.

A himbarudat, mint befogott tartót is szintén szilárdságilag lehet ellenőrizni, ez egy fokkal bonyolultabb és hosszadalmasabb számításokat igényel, erre későbbi dolgozataim során fogok kitérni.

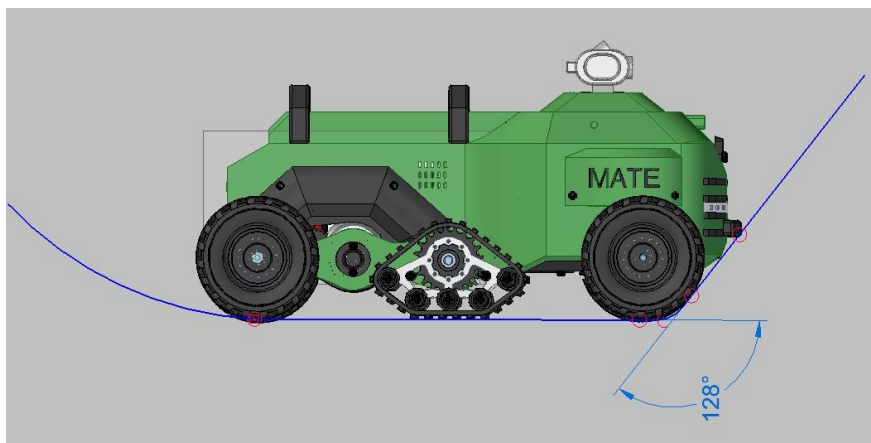
6. Jármű akadályleküzdő képessége

Makró akadályok esetén többféle jellegű akadálytípus létezik, megkülönböztetünk árok- gát- lépcsős jellegű akadályt. Az első legfontosabb kritérium a járművek mozgásképességének megállapításánál, hogy a jármű geometriai kialakítása szempontjából átjusson ezen az akadályon. (Gurmai, 2015)

A speciális járászerkezet konstrukciójából adódóan nagy méretű terepakadályokon tud elakadás nélkül áthaladni, viszont ennek is vannak határai. Ezeket a határokat fogom megállapítani mérésekkel, illetve szétbontom a feladatot és külön-külön vizsgálom meg a terepjáró terepáthaladási képességet a főbb terepakadály típusok esetén.

1. Völgymenet

Az 5.1. ábrán szemléltetett völgymenet során a jármű mellső részével szükséges csak foglalkozni, mivel a felépítmény itt a keréken túlnyúlik. A hátsó részen nincs túlnyúlás, tehát csak a kerék terepszögét kell figyelembe venni az akadály leküzdésénél.

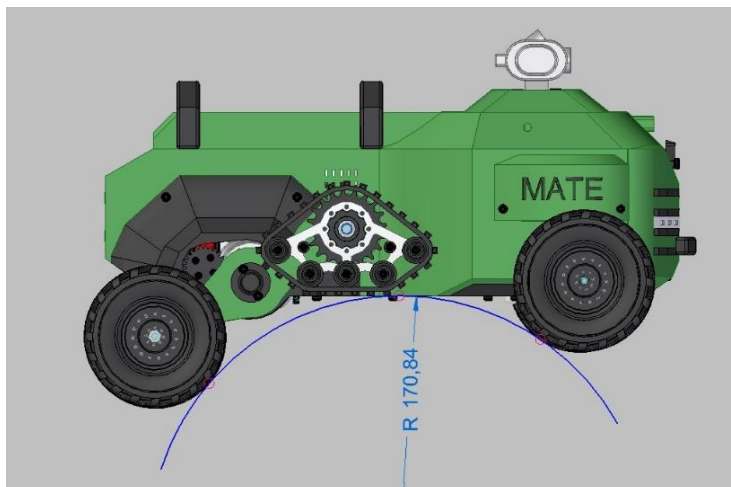


6.1. ábra - Terepjáró völgymenet környezetben

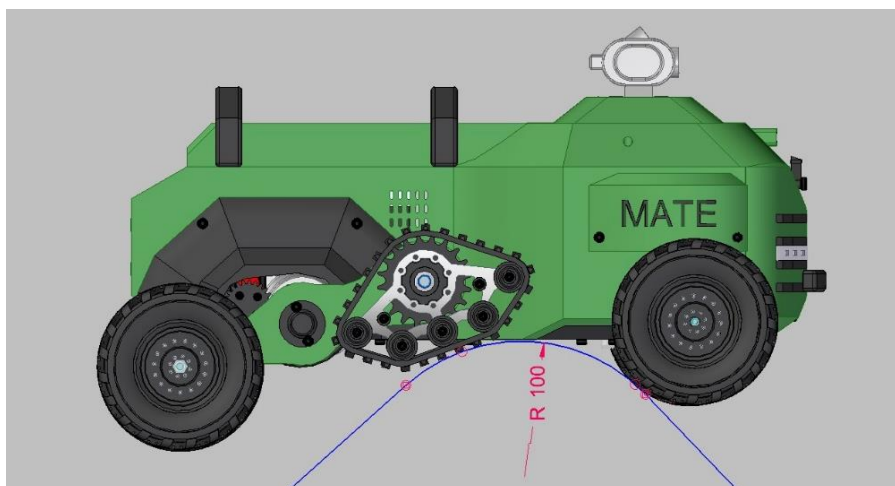
2. Dombon történő haladás

Dombon történő haladás során, úgymint az általános terepjáróknál a kritikus felütközési pont a terepjáró középső „has” része, illetve ebben az esetben a himbarúd középső tengely alatti része. Terepi körülmények között ez a probléma akkor következik be, amikor a jármű nagy méretű domb jellegű akadályon vagy árokból való kihajtáskor halad keresztül. A himbarúd ezt a hátrányt is kitudja védeni egy adott szintig. Az 5.2. ábrán látható, hogyha nincs működésben a himba hogyan reagál az akadályokra. Amikor nincs működésben a himbarúd, akkor talajkövető funkciót lát el. Az 5.3. ábrán pedig a rúd működtetésével a gumiheveder érintkezik a talajjal, a hátsó része a terepjárónak pedig megemelkedik és majdnem felére csökkenthető a legyőzhető

akadály sugarát. Ugyanezt az eredmény kapjuk, ha átfordítjuk a rudat és a kerék lesz középhelyzetben.



6.2. ábra - Himbarúd talajkövető állapotban

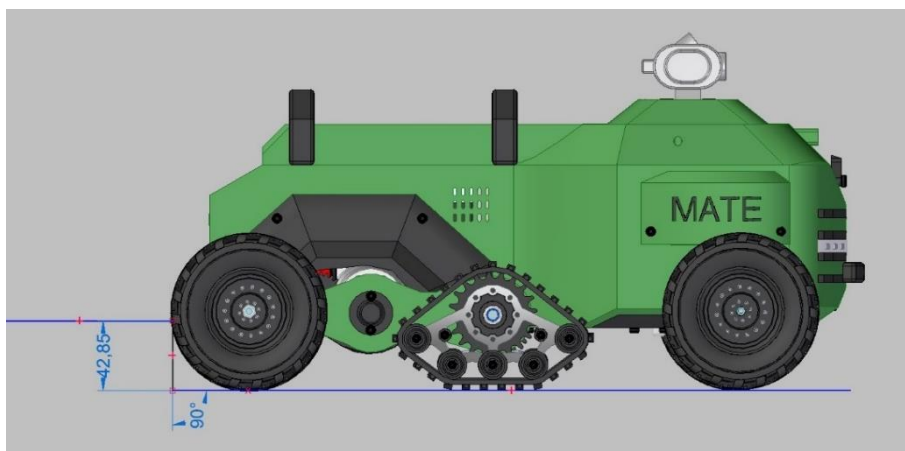


6.3. ábra - Himbarúd működés közben

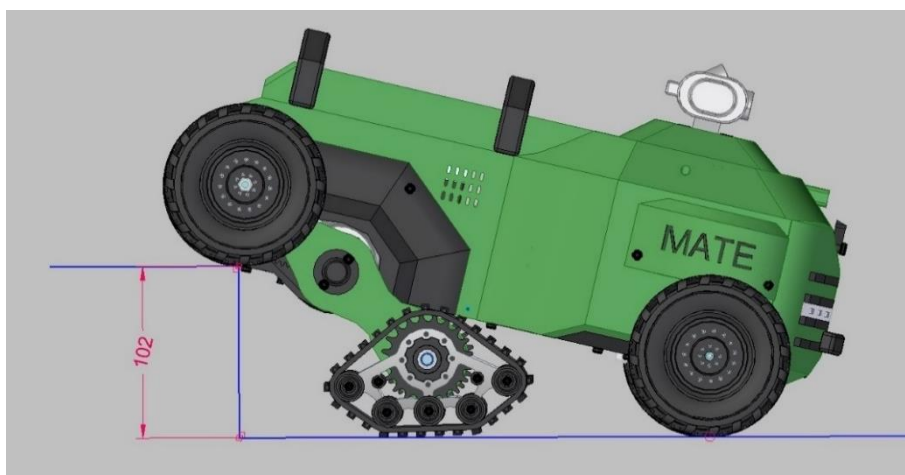
3. Lépcső jellegű akadály

A lépcső jellegű akadály leküzdését a jármű kétféle módszerrel képes megoldani. Az első módszer az 5.4. ábrán látható, amikor csak a kerék maximális terepszögét vesszük figyelembe. A másik eset pedig, hogy a speciális járószerkezet „lépcsőző” előnyét használja ki a jármű, tehát ez úgy működik, hogy az 5.5. ábrán is megfigyelhető, a himbarúd megemelésével a kerék könnyebben feltud mászni az akadályra. Miután már a kerék a lépcsőn van, előre mozgás közben kiszintezi a himbát, majd, amikor már a mellső kerék is elérte az akadályt, egyszerűen csak a kerék terepszögét kihasználva felmászik az akadályra menet közben.

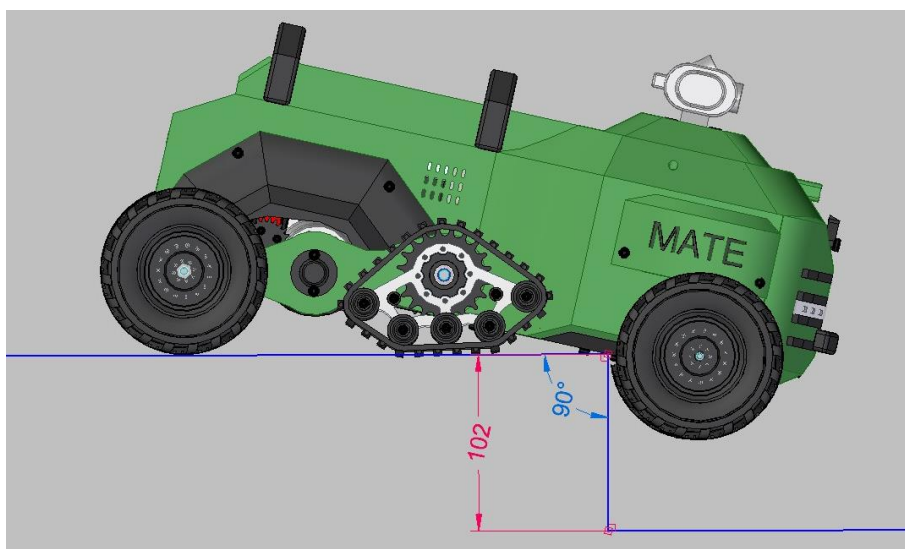
Az, hogy kerékkal vagy gumihevederrel hatásosabb ez a mászó funkció a gyakorlatban fogom tesztelni, mert az elméleti értékek megegyeznek jelenállás szerint.



6.4. ábra - Lépcsős akadály leküzdése a kerék terepszögével



6.5. ábra - Lépcsős akadály leküzdése a himbarúd emelésével



6.6. ábra - Lépcsős akadály leküzdésének végállapota

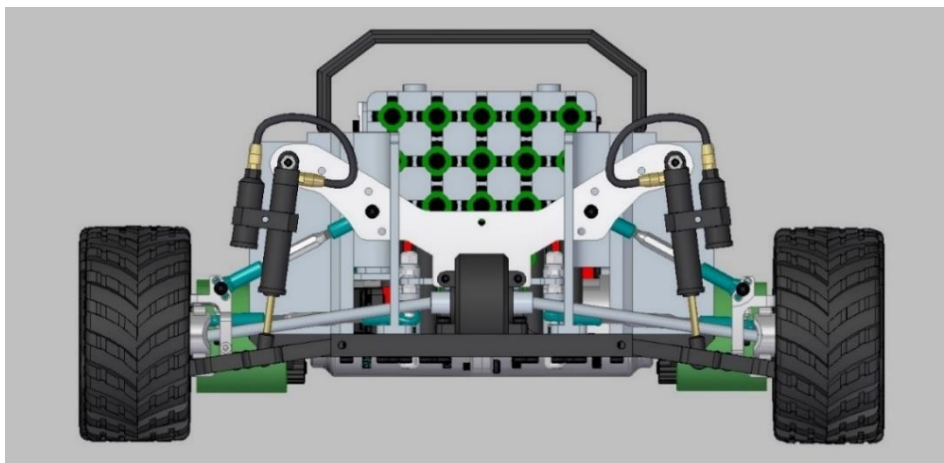
7. Egyéb konstrukciós megoldások, alternatívák

Ennek a terepjárónak a tervezése során, úgy ahogy szinte minden tervezés során folyamatosan újabb, jobb megoldások születtek. Ebben a fejezetben bemutatok egy-két elvetett konstrukciós megoldást, és megindokolom, hogy miért került elvetésre, vagy éppen milyen funkciót szolgált volna. Illetve röviden kitérek a dolgozatban részletesen nem említett, de a jármű fontos szerkezetét képző mellső felfüggesztésre is.

7.1. Mellső kerék felfüggesztés

A mellső kormányozható kerék egymástól független kettőslengőkaros-felfüggesztés. Az alsó lengőkarra támaszkodik fel a rugós tag, amely biztosítja a szükséges függőleges irányú tartást és elmozdulást. Ez a fajta kerékfelfüggesztés alapjába véve kis szerkezeti magasság jellemzi. Tervezésem során szerettem volna elérni, hogy ne az átlag terepjáróhoz hasonló merevhidas felfüggesztéssel rendelkezzen a mellső kerék. Viszont ebből az alacsony hasmagasság adódik, ennek kiküszöbölésére egy automata futómű állítót szeretnék beszerezni a későbbiekben. Amely működését úgy kell elképzelni, hogy a független felfüggesztés mindkét oldalán egy-egy villamos szervó motor helyezkedik el, amelyre rögzítve van a lengéscsillapító (rugós tag), ezek a motorok egy közös alaplagra vannak csatlakoztatva, amellyel változtatni lehet hasmagasságot, a rugós tag karakterisztikáját is akár üzem közben is egymástól függetlenül.

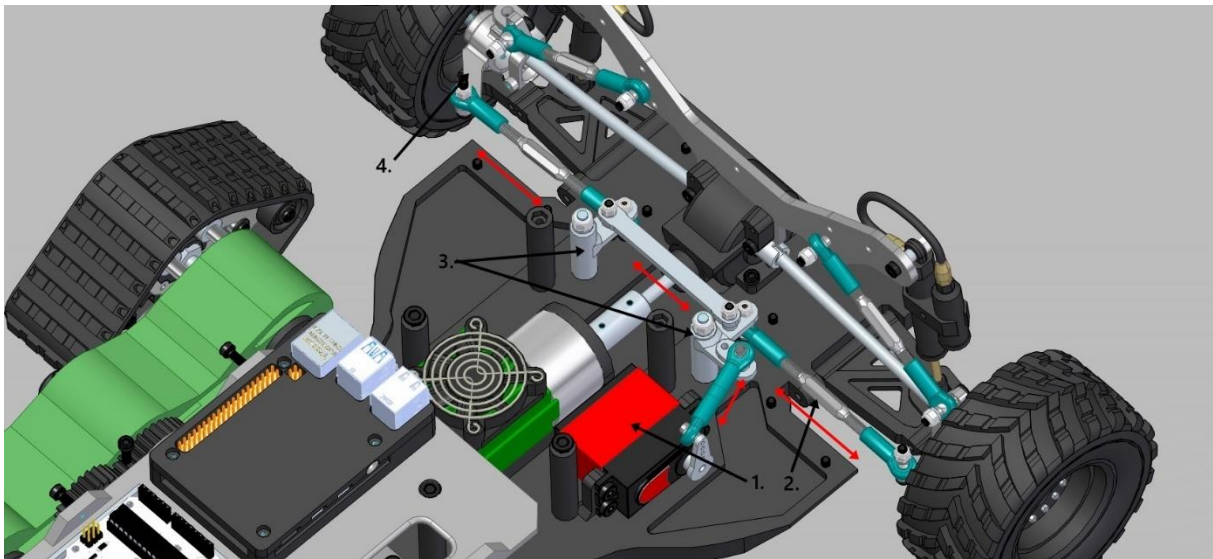
A 7.1. ábra szemlélteti a független kettőslengőkaros-felfüggesztést. Amint látható a felső lengőkar az egyszerűség, hely és súlytakarékoság miatt egy egyszerű támasztókarral van helyettesítve. Továbbá az is megfigyelhető az ábrán, hogy a lengéscsillapító egy további tartállyal van ellátva, ebben az az előny rejlik az átlagos lengéscsillapítóhoz képest, hogy a gáztöltetet leválasztották, így hosszabb dugattyúutat biztosítanak azonos csőhosszal.



7.1. ábra - Mellső független kerékfelfüggesztés bemutatása

7.2. Mellső kerék kormányzás

Ahogy azt említettem a jármű kormányzása az első kerék szögelfordulásával történik, emellett pedig a himbarúdon lévő kerekek eltérő szögsebességgel való hajtásával. A 7.2. ábra mutatja be a kormányzás működését. Az (1) Villamos szervó motor mozgásával a (3) kormánykarok elmozdulnak az adott irányba és a (2) kormányrudazat összekötésével elmozdul a kerékhez rögzített (4) kormánycsésze, ami kerékelfordulást eredményezi. Az ábrán pirossal jelöltem a mozgási irányokat.



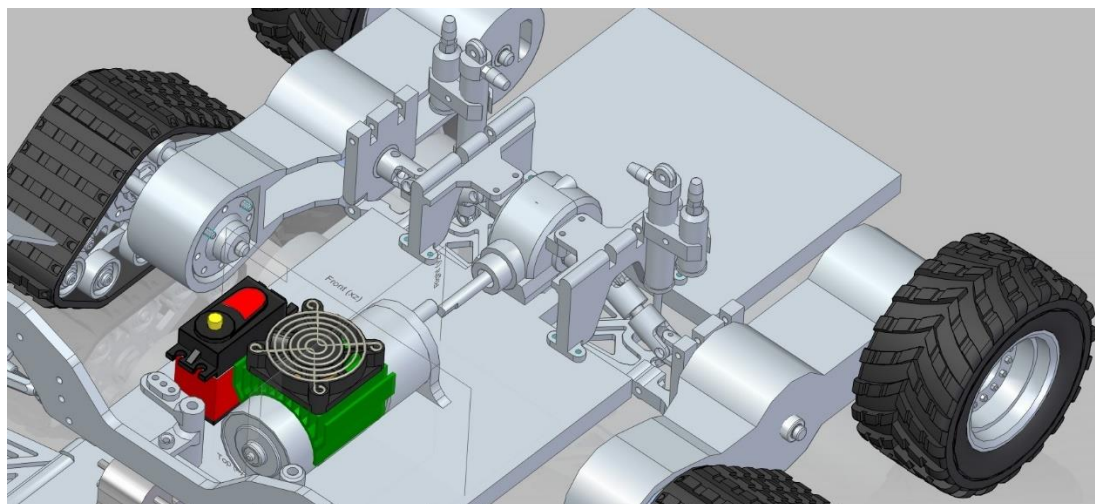
7.2. ábra - Kormányzás működésének bemutatása

7.3. Elvetett korábbi konstrukciós megoldások

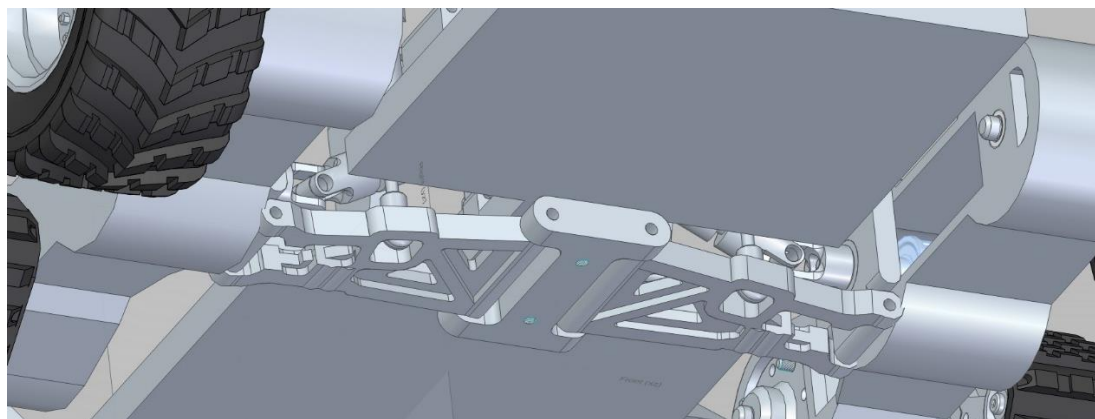
A himbarúd felfüggesztésére az alap tervem a függetlenlengőkaros-felfüggesztés volt, hasonlóan a mellső tengelyhez. Ennek sajnos több hátránya volt, mint előnye. Először is első számú hátrálynak mondható, hogy nagyon bonyolult konstrukciós megoldás. Ezáltal összetettebb szerelést igényel, nehezebb és drágább gyártást és mivel több alkatrész van, ezért több a hibalehetőség. Továbbá ez kisebb terhelhetőséget és instabilabb szerkezetet eredményezett volna. Nem beszélve arról, hogy a hajtás egyetlen nagy teljesítményű villamos motorról történt, tehát így nem megoldható a szögsebesség eltéréssel való hajtás a két oldalon. Jelentős előny lett volna a végső konstrukcióhoz képest, hogy megoldás született a himbarúd rugózására/lengéscsillapítására. A himbarúd ebben az esetben is szintén átfordítható lett volna, mivel a lengőkarok egy köztes elemre vannak rögzítve, amely azt teszi lehetővé, hogy a himbarúd függetlenül tud forogni, „billenni”. Lehetséges alternatíva lehetett volna még a rúd forgatására a lánchajtással való megoldás, viszont ott nagyobb helyigényre lett volna szükség

és egy sokkal bonyolultabb megoldást igényelt volna. Másik további megoldás, egy munkahengerrel vagy aktuátorral történő átfordítás, amely azért tűnt rossz megoldásnak, mert egy holtponton mindig átkellett volna billenteni a rudat, amely nem biztos, hogy minden körülmény között kivitelezhető lett volna és szintén nagyobb helyigényre lett volna szükség a járművön.

Az alap konstrukció a 7.3. ábra és a 7.4. ábra szemlélteti.



7.3. ábra - Himbarúd felfüggesztésének alap konstrukciója

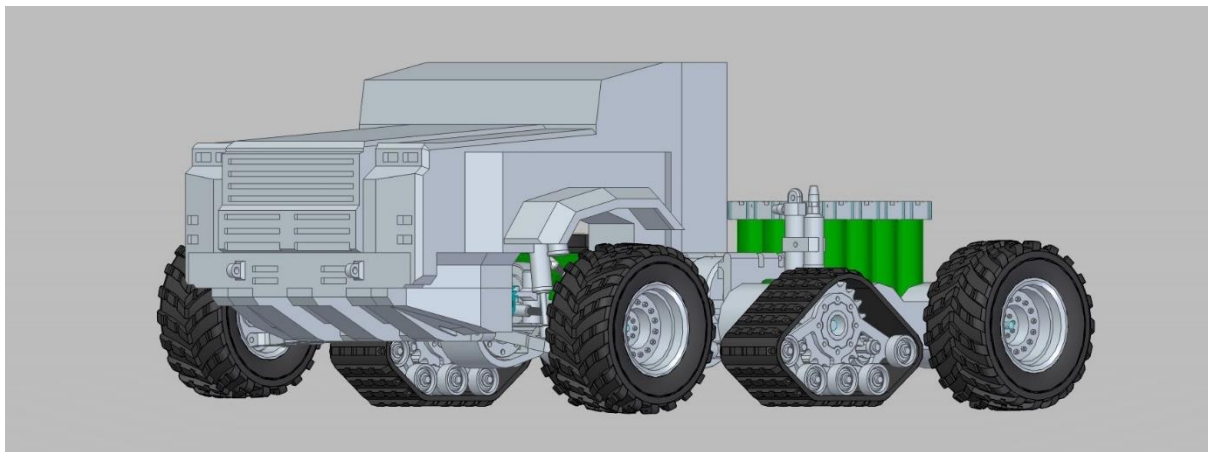


7.4. ábra - Himbarúd függetlenlengőkaros felfüggesztése

Tervezés során is arra a következtetésre jutottam, hogy egy olyan lehetséges alternatíva is megoldást jelentene a himbarúd rugózására, mint a pótkocsik és teherautók felfüggesztéséhez használt laprugós kivitel.

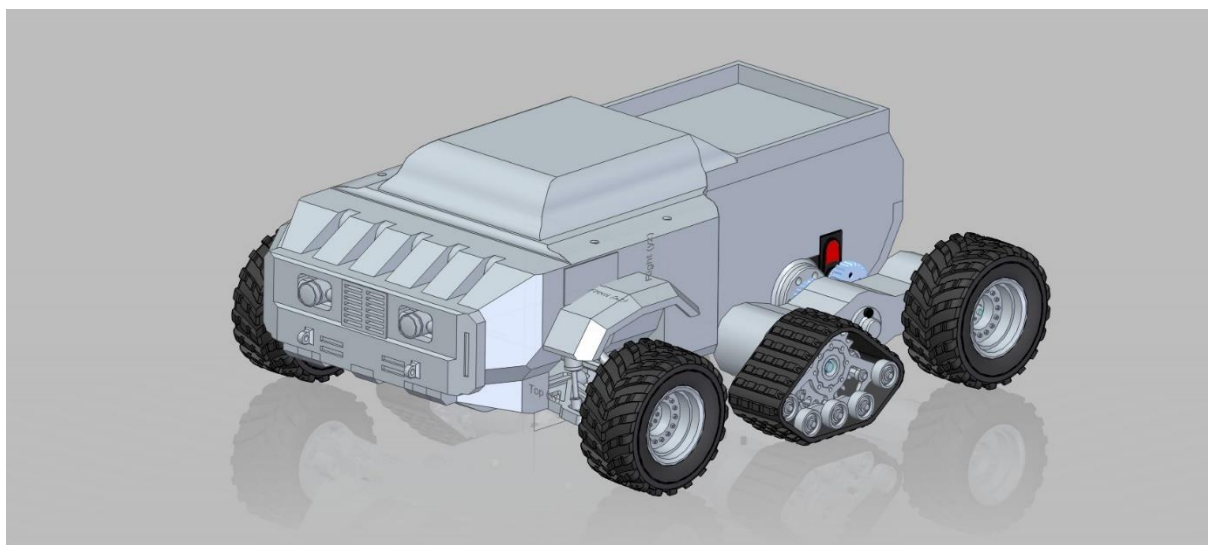
A karosszériára is több fajta megoldás született. Az első tervet a 7.5. ábra mutatja be, itt a Magyar Honvédségnél is használatban lévő páncélozott terepjáró „Gidrán” karosszériája adta az alap ötletet. Az akkumulátor telep itt a hátsó részen helyezkedett volna el, amely rosszul

befolyásolta volna a súlypont helyzetét és így pl. lépcsőre való mászáskor hátrányt jelentett volna. Ez a terv is gyorsan feledésbe merült, mivel így a jármű nem hasonlított volna egy vezető nélküli elektromos távirányítású járműre, pedig véleményem szerint elég markáns megjelenést adott volna neki.



7.5. ábra - Katonai karosszéria tervei

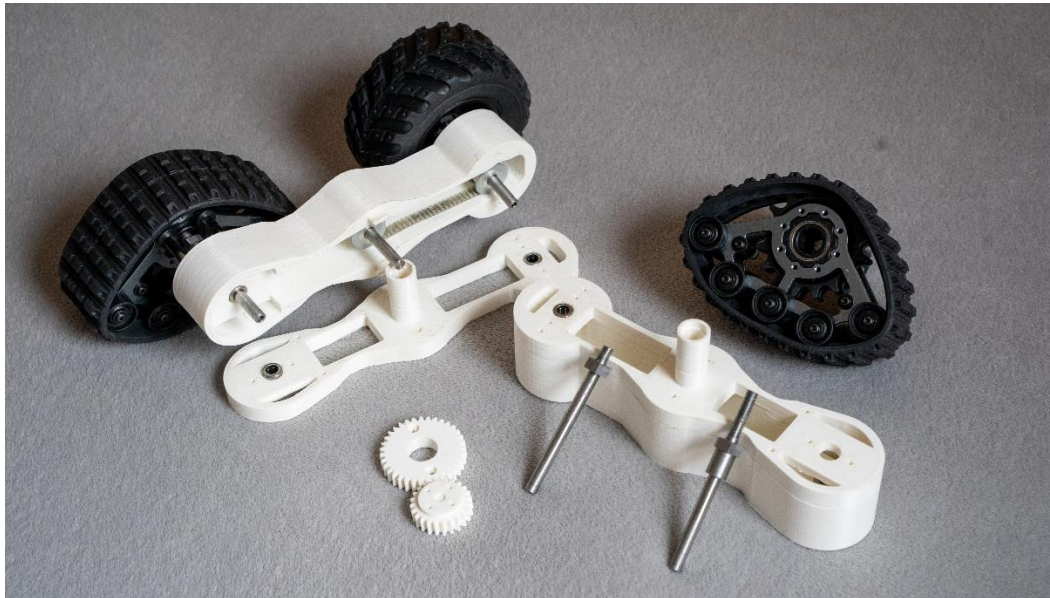
Szerettem volna egy sokkal futurisztikusabb megjelenést adni a járműnek, így született a 7.6. ábrán látható konstrukció. Ez már nagyobb részben hasonlított a jelenlegi jármű karosszériájára és már a hajtásrendszer elrendezése is a végleges tervezési fázisban volt, továbbá az akkutelep átkerült középre a villamos motor fölé. Sajnos a nagy helyigénye miatt csak itt lehetett elhelyezni. Ez a megoldás azért került áttervezésre, mivel így a jármű nagy orr hosszall rendelkezne így csökken a terepszöge és az akadályok leküzdésénél hátrányt jelentene, mivel fennakadna vagy nem tudná biztonságosan megközelíteni.



7.6. ábra - Futurisztikusabb karosszéria

8. Terepjáró gyártása

Tervezésem és TDK dolgozatom során folyamatosan gyártottam a terepjáró alkatrészeit. Ahogy már azt említettem az egyedi és bonyolult alkatrészek készültek 3D nyomtatással, a nagy mechanikai szilárdságot igénylő elemek pedig fémből, illetve a piacról kész elemeket szereztem be, mint pl. a gumiheveder, kerék, differenciálmű. Saját FDM 3D nyomtatómmal készítettem az alkatrészeket, a himbarúd, alváz és a hátsó híd, tehát a jobban igénybe vett alkatrészeket PETG-ből nyomtattam, melynek szilárdságát a szakirodalmi feldolgozásnál említettem. Ezek az elemek 0.2 rétegvastagsággal és 50%-os „cikk-cakk” kitöltéssel készültek, amely kitöltés nagyban hozzájárul a nagyobb szilárdsághoz. A 8.1. ábrán látható a kinyomtatott himbarúd és a bele szerelt tengelyek, illetve csapágyak.



8.1. ábra - Himbarúd nyomtatva

Két részben lett nyomtatva, amelynek több oka is van, az első, hogy kevesebb anyagfelhasználást igényelt ez a mód (támaszok száma csökkenthető volt), könnyebben szerelhető és a hosszú nyomtatás közbeni hiba lehetősége is csökkent ezzel. A lökhárító, illetve az elektronikát tartó második szint PLA-ból lett nyomtatva, 0.28 rétegvastagsággal és 20%-os kitöltéssel. Itt nem volt szempont a nagyobb szilárdság. Fontos megjegyezni, hogy az ABS (akrilnitril-butadién-sztirol) anyag kedvezőbb tulajdonságokkal rendelkezik, mint a PETG, viszont jelentősen drágább. Az első prototípusnál szempont volt, hogy olcsóbban készüljön el és álljon össze az alap konstrukció, hogy lássam milyen elemen szükséges még fejleszteni, milyen illesztési gondok akadnak szerelés közben, amiket majd a drágább anyag nyomtatásakor figyelembe veszek.

Mint említettem a tengelyeket is én gyártottam le a forgácsoló műhelyben. A tengelyek anyagának C45 szabványjelű acélt választottam (0,45% széntartalmú acél), hogyha esetleg szükség lenne hőkezelésre, akkor ez az anyag kiválóan nemesíthető. Egyetemes esztergagépen 16 mm átmérőjű köracélból esztergáltam le a megadott méretekre, majd a hatszög marást egyetemes marógépen végeztem osztókészülékben. A csapágyműhelyek fontos szempont volt a nagy pontosság elérése, itt mikrométer mérőműszert használtam és többszöri simítás után tökéletes csapágyméretet esztergáltam.



8.2. ábra - Terepjáró speciális járószerkezetének gyártott alkatrészei

A terepjáró gyártásával a dolgozat írása alatt folyamatosan haladtam. 2022.10.20.-án a 8.2. ábrán látható állapotban volt, sajnos anyagbeszerzési gondok miatt nem tudtam tartani a tervezett ütemet.

9. Összegzés

A járműtechnika megállíthatatlan fejlődésével folyamatosan szükség van újabb innovációkra és fejlesztésekre. Ez vezérelt arra, hogy a terepjáró fejlesztésébe kezdjek, a másik oka pedig, hogy korábban is terveztem és gyártottam makett mezőgazdasági traktorokat és nagy érdeklődéssel tekintek a téma iránt, ebből kifolyólag a jármű gyártása nem jelentett akkora feladatot számomra. Munkám célja volt, hogy a Járműtechnika tanszékkal kifejlesszek, megtervezzek és legyártsak egy speciális járászerkezettel rendelkező terepjárót.

A terepen való mozgás az emberiséggel egyidejűnek tekinthető, mert természetes úton alapvetően nem fordul elő szabályos szilárd útburkolatú terep, így a korabeli mozgások mindig „terepen” történtek. A terepjárók mozgásának legalapvetőbb feltétele a járászerkezet és a talaj kölcsönhatása ezen kölcsönhatás segítségével jön létre a jármű mozgása is. Fontos megemlíteni, hogy ez a speciális járászerkezetű jármű terepen való haladáskor csak akkor tudja kihasználni az előnyeit, ha menetirányt változtat a közúti haladási irányhoz képest. Továbbá a terepi járművek hatékony és magabiztos haladásának egyik kulcs eleme az összkerékajátás, éppen ezért terveztem a 6x6 meghajtást.

Dolgozatom során kitértem a speciális járászerkezet mechanikai felépítésére, a konstrukció adta előnyökre és a kezdetleges megoldások miatt jelentkező hátrányokra. Ahogy azt említettem már a további munkám során ezeket a hátrányokat szeretném kiküszöbölni, esetleg előnyné kovácsolni. A terepjáró mellsőkerék kormányzással rendelkezik, illetve a himbarúdon lévő kerekek szögsebesség-eltérő hajtásával (mint a páncélozott láncalpas tankok).

A terepi jármű tervezése során nehéz feladatot jelentett a legegyszerűbb, leghatékonyabb konstrukció kialakítása, ezért több koncepció is elvetésre került, amelyektől nem tekintek el 100%-ban, mert egy következő prototípus gyártása során ezeket a való életben is tesztelni szeretném, hogy valóban akkora hátránnyal rendelkezik-e a himbarúd függetlenlengőkaros-felfüggesztése, mint a tervezések és feltételezések szerint. A tengelyek megfelelnek az igénybevételeknek, a műanyag 3D nyomtatással készült himbarúd a legyártott alkatrészt tekintve tapasztalati úton mondható, hogy megfelel a fellépő igénybevételeknek.

Véleményem szerint az alap tervek és a terepjáró alap felépítése egy jó kiindulási pontot ad a további mérésekhez és a mérések eredményéből a későbbi továbbfejlesztésekhez. Tanulmányaim során és annak befejeztével is mezőgazdasági gépek tervezésével szeretnék foglalkozni.

Irodalomjegyzék

- [1] Ádám Balázs, Polgár Balázs, (2018) 3D nyomtatott próbatestek mechanikai vizsgálata, Letöltve: http://real.mtak.hu/109573/1/2019_1_ENG_018_Balazs.pdf (Utolsó letöltés: 01/10/2022).
- [2] Bercsey Tibor, Tuskó László, (2012) Gépjárműtechnika, Letöltve: <https://dtk.tankonyvtar.hu/handle/123456789/3009> (Utolsó letöltés: 22/10/2022).
- [3] Csák Viktor, Terepjáró jármű részegységének koncepcionális tervezése szakdolgozat, MATE, 2022.
- [4] Csizmadia B. M., Égert J., Fekete T., Gelencsér E., Kósa C. és Nándori E., Mechanika Mérnököknek - Szilárdságtan, Csizmadia B. M. és Nándori E., szerk., Budapest - Gödöllő - Győr: Nemzeti Tankönyvkiadó Rt., 1999..
- [5] G. Sitkei , Mezőgazdasági és erdészeti járművek modellezése, Budapest: Akadémiai kiadó, 1986..
- [6] Gurmai László, (2015) Vontatmányra ható, terepen és próbapályán létrejövő igénybevételek összehasonlító elemzése, Letöltve: http://real-phd.mtak.hu/1179/1/Gurmai_Laszlo_PhD_DOI.pdf (Utolsó letöltés: 15/10/2022).
- [7] Kiss Péter, (2001) Terepen mozgó járművek energetikájának egyes kérdései, Letöltve: <https://adoc.pub/terepen-mozgo-jarmvek-energetikajanak-egy-es-kerdesei5513e8280a4d1a2ab2eabedb294651f49577.html> (Utolsó letöltés: 21/10/2022).
- [8] Laib L., Vas A., Kiss P., Mezei T., Farkas F., Jánosi L., Nagy K. és Varga V., Traktorok-autók, Dr. Laib L. és Dr. Vas A., szerk., Budapest: Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó, 1998., p. 62..
- [9] Laib L., Terepen mozgó járművek, Budapest: Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó Ház Rt., 2002.
- [10] Papp Kristóf László, (2012) Járműbe építhető villamos meghajtási lehetőségek vizsgálata TDK dolgozat, Letöltve: <https://tdk.bme.hu/VIK/DownloadPaper/Villamos-meghajtasu-jarmu> (Utolsó letöltés: 10/09/2022).
- [11] PRUSAMENT (2018) PLA Technical data sheet, Letöltve: https://prusament.com/media/2018/07/PLA_datasheet.pdf (Utolsó letöltés: 01/09/2022).
- [12] Reimpell J., Betzler J. W., Bári G., Hankovszki Z., Kádár L., Lévai Z., Nagyszokolyai I., (2012) Gépjármű-futóművek I., Letöltve: <https://dtk.tankonyvtar.hu/handle/123456789/2979> (Utolsó letöltés: 10/10/2022).

- [13] Szabó Dávid, (2018) Li-ion akkumulátorok mechanikai feldolgozása kísérleti úton Szakdolgozat, Letöltve: <http://midra.uni-miskolc.hu/document/29850/25763.pdf> (Utolsó letöltés: 25/10/2022).
- [14] SZAKÁL METAL (2015) Futómű, Felfüggesztés, Letöltve: <https://www.szakalmetal.eu/letoltes/fogalomtar/auto/futomu-felfuggesztes> (Utolsó letöltés: 22/10/2022).
- [15] Zinner György, Gépjárművek erőátviteli berendezései, Budapest: Tankönyvmester Kiadó, 2005.