



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM

GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR

GÉP ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK

ZSIBÓK MARCELL

(GÉPÉSZMÉRNÖKI SZAK MSc, 2. FÉLÉV)

Géptervező specializáció

4 fokozatú, automata gépjármű sebességváltó előtervezése

Konzulens:

Dr. Horák Péter

Docens, GT3 Tanszék

Budapest, 2023

NYILATKOZATOK

Elfogadási nyilatkozat

Ezen dolgozat a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kara által a Tudományos Diákköri Konferenciára előírt valamennyi tartalmi és formai követelménynek, továbbá a célkitűzésekben megfogalmazottaknak maradéktalanul eleget tesz. Ezen dolgozatot a nyilvános bírálatra és nyilvános előadásra alkalmasnak tartom.

A beadás időpontja: 2023. 11. 05.

.....

konzulens

Nyilatkozat az önálló munkáról

Alulírott, *Zsibók Marcell (AFYPP8)*, a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem hallgatója, büntetőjogi és fegyelmi felelősségem tudatában kijelentem és sajátkezű aláírással igazolom, hogy ezt a dolgozatot meg nem engedett segítség nélkül, saját magam készítettem, és dolgozatomban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan részt, melyet szó szerint vagy azonos értelemben, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a hatályos előírásoknak megfelelően, a forrás megadásával megjelöltem.

Budapest, 2023. 11. 05.

.....

hallgató

1. Összefoglalás	0
1.1. Summary	1
2. Bevezetés	2
2.1. Célkitűzések	3
3. Szakirodalmi áttekintés	4
3.1. Sebességváltók szerepe a hajtástechnikában	4
3.1.1. Sebességváltók csoportosítása	6
3.2. Szalagfékek	8
3.3. Lemezes tengelykapcsolók	9
3.4. Hidraulikus (hidrodinamikus) tengelykapcsolók	10
3.5. Bolygóműves váltóművek elemzése	12
3.5.1. Lehetséges mozgásállapotok	13
3.6. Fokozatok felosztása	14
3.6.1. Mértani sor	15
3.6.2. Harmonikus sor	15
3.7. Jelleggörbék elemzése	15
3.7.1. Menetjelleggörbe elemzése	16
3.8. Bolygóműves váltóművek sebességviszonyai adott fokozatok esetén	17
3.8.1. Első fokozat	17
3.8.2. Második fokozat	18
3.8.3. Harmadik fokozat	19
3.8.4. Negyedik fokozat	19
3.9. Automata váltómű felépítése	20
4. Tervezési szempontok vizsgálata	21
4.1. Az előtervezéshez szükséges követelmények	21
4.2. Főbb funkciók ismertetése	22
4.3. Előtervezéshez szükséges szempontok	22
4.4. Koncepció	23
4.5. Költséglapú tervezés	23
5. Tervezési összefüggések vizsgálata	24
5.1. Üzemtényező és áttételek meghatározása	24
5.1.1. Áttételek meghatározása	24
5.2. Fokozatok felosztásának módszere	25

5.3. Parametrizálás	26
5.4. Parametrizálás eredménye	28
5.5. Szempontok a fogszámviszony meghatározásához	28
5.5.1. Egytengelyűségi feltétel.....	29
5.5.2. Szerelhetőségi feltétel.....	29
5.5.3. Szomszédsági feltétel.....	29
5.6. Referencia értékek meghatározása.....	30
5.6.1. Fogszámviszony ismertetése	30
5.6.2. Fogszámviszony ellenőrzése 1. Bolygómű.....	31
5.6.3. Fogszámviszony ellenőrzés 2. Bolygómű	31
5.6.4. Minimális tengelytávolság.....	31
5.6.5. Minimális modul.....	32
6. Komponensek szilárdsági vizsgálata	34
6.1. Bemelő adatok elemzése	35
6.2. Minimális tengelytávolság	36
6.3. Minimális modul.....	38
6.4. KISSsoft eredmények	39
6.5. Tengely ellenőrzése	43
7. Gyárthatóság és Tűrés vizsgálata	44
7.1. Tűrések vizsgálata.....	44
7.1.1. Alkalmazandó fontosabb tűrések.....	44
7.2. Előtervezés alapján javasolt gyártástechnológia.....	45
8. Fejlesztési lehetőségek elemzése	46
8.1. Vontatási nyomaték hatása a fejlesztésekre	46
8.2. Konceptiók a fejlettebb automata váltó rendszerekhez.....	47
9. Összegzés	48
9.1. Paraméterek hatása az előtervezésnél	48
9.2. Jövőbeli tervek	48
10. Felhasznált források.....	49
10.1. Irodalomjegyzék	49
10.2. Ábrajegyzék	50
Köszönetnyilvánítás	52

Jelölések jegyzéke

Latin betűk

Jelölés	Megnevezés, megjegyzés, érték	Mértékegység
a_1	Bolygóműhöz tartozó napkerék	1
a_{23_k1}	KISSsoft által javasolt tengelytávolság 1.Bolygómű esetén	mm
a_{23_k2}	KISSsoft által javasolt tengelytávolság 2.Bolygómű esetén	mm
a_{23}	Napkerék és bolygókerék közötti tengelytávolság	mm
a_{34}	Bolygókerék és gyűrűkerék közötti tengelytávolság	mm
b	Fogaskerék axiális szélesség	mm
b_1	Bolygóműhöz tartozó bolygókerék	1
$b_{2,4_k1}$	1.Bolygóműhöz tartozó napkerék, gyűrűkerék optimált szélessége	mm
b_{3_k1}	1.Bolygóműhöz tartozó gyűrűkerék optimált szélessége	mm
$b_{2,4_k2}$	2.Bolygóműhöz tartozó napkerék, gyűrűkerék optimált szélessége	mm
b_{3_k2}	2.Bolygóműhöz tartozó bolygókerék optimált szélessége	mm
c_1	Bolygóműhöz tartozó bolygókeréktartó kar	1
d	Osztókör átmérő	mm
d_1	Bolygóműhöz tartozó gyűrűkerék	1
d_w	Gördülőkör átmérő	mm
e	Fokozatok közötti arány	1
E	Rugalmassági modulusz	MPa
F_{cp}	Centripetális erő	N
F_v	Vonóerő	N
G	Szerelhetőségi feltételhez tartozó konstans	1
i	Áttétel, nyomaték módosítás	1
i_b	Belső áttétel	1
K	Keresztmetszeti tényező	mm^3
K_a	Motor rugalmassági tényező	1
K_p	Poláris keresztmetszeti tényező	mm^3
k_{meg}	Tervezési paraméter a Hertz feszültség alapján	mm
LE	Lóerő	1
m	Tömeg	kg

m	Modul	mm
m_{k1}	1.Bolygóműhöz tartozó optimált modul	mm
m_{k2}	2.Bolygóműhöz tartozó optimált modul	mm
M_{be}	Bevezetett forgatónyomaték	Nm/ Nmm
M_h	Hajlító nyomaték	Nm
M_{cs}	Csavaró nyomaték	Nm
n	Fordulatszám	$\frac{1}{min}, rpm$
N	Bolygókerék száma	1
P	Teljesítmény	W
q	Fogalak tényező	1
r	Sugár	mm
R_{eH}	Folyáshatár	MPa
S_F	Fogtöréssel szembeni biztonsági tényező	1
S_H	Felszíni teherbírással szembeni biztonsági tényező	1
u	Fogsámviszony	1
x	Profileltolási tényező	1
z	Fogsám	1

Görög betűk

Jelölés	Megnevezés, megjegyzés, érték	Mértékegység
α	Elemi kapcsolószög	°
α_w	Általános kapcsolószög	°
η	Hatásfok	1
η_G	Gördülési hatásfok	1
ν	Poisson tényező	1
σ	Normál feszültség	MPa
$\sigma_{F,meg}$	Megengedett fogtőszilárdság határállapot	MPa
σ_{HMH}	HMH Egyenértékű feszültség	MPa
τ	Csúsztató feszültség	MPa
τ_{meg}	Megengedett csúsztató feszültség	MPa
ω	Adott gépelem szögsebessége	$\frac{1}{s}$
Ω	Terhelés kiegyenlítési tényező	1

Indexek, kitevők

Jelölés	Megnevezés, értelmezés
<i>min</i>	Minimális
<i>1</i>	1. Bolygóműhöz tartozó paraméter
<i>2</i>	2. Bolygóműhöz tartozó paraméter
<i>21</i>	1. Bolygóműhöz tartozó napkerék
<i>31</i>	1. Bolygóműhöz tartozó bolygókerék
<i>41</i>	1. Bolygóműhöz tartozó bolygókeréktartó kar
<i>22</i>	2. Bolygóműhöz tartozó napkerék
<i>32</i>	2. Bolygóműhöz tartozó bolygókerék
<i>42</i>	2. Bolygóműhöz tartozó bolygókeréktartó kar
<i>be</i>	Bevezetett teljesítmény
<i>I</i>	Első fokozathoz tartozó paraméter
<i>II</i>	Második fokozathoz tartozó paraméter
<i>III</i>	Harmadik fokozathoz tartozó paraméter
<i>IV</i>	Negyedik fokozathoz tartozó paraméter
<i>ki</i>	Kimenő teljesítmény
<i>max</i>	Maximális
<i>n</i>	Névleges

1. ÖSSZEFOGLALÁS

Napjainkban a forgalomban lévő gépjárművek között egyre több az automata sebességváltóval rendelkező típus, amelynek nagy előnye a manuális váltóművekhez képest, hogy kisebb a teljesítményvesztés a fokozatok közötti váltásnál. Ez a kedvező tulajdonság azonban sokkal összetettebb konstrukciókat eredményez.

A gépjárműiparban számos tapasztalati összefüggés található, amelyek alapján készülnek el a tervezési koncepciók.

Jelen dolgozat célja, a tervezéshez nélkülözhetetlen paraméterek közötti összefüggések feltárása és az összefüggések parametrizálása, valamint ezek alapján előtervezési metódus kidolgozása. A dolgozat egy adott teljesítményű (100 LE) motorhoz tartozó hajtáslánc példáján keresztül mutatja be a kidolgozott előtervezési metódust.

A munka során kitérek a tervezés módszertanára, a váltó tervezés alapelveire, figyelembe véve a gyártástechnológia szempontjait is az előállítási költségek csökkentése céljából.

A részletes irodalomkutatás alapján lesz értékelve a konstrukció megvalósíthatósága, valamint a fejlesztési lehetőségek is bemutatásra kerülnek.

A kutatás távolabbi célja, hogy egy olyan automata váltószerkezet valósuljon meg, ami megfelel a legmodernebb műszaki követelményeknek, miközben a lehetőség szerint optimalizáltuk a kulcsfontosságú paramétereket.

Kulcsszavak:

Paraméterek, tervezésmélet, fokozatok, hajtástechnika, automata váltómű, bolygómű, fogaskerék, előtervezési metódus

1.1. Summary

Today, more and more vehicles on the road are equipped with automatic gearboxes, which have the advantage over manual gearboxes that they have less power loss when shifting between gears. This advantage, however, results in much more complex designs.

In the automotive industry, there are many empirical correlations which form the basis for design concepts.

The aim of this thesis is to identify the relationships between the parameters that are essential for design and to parameterise these relationships and develop a pre-design methodology based on them. The paper presents the developed pre-planning methodology by means of an example of a driveline for an engine of a given power (100 HP).

In the course of the work, the design methodology and the basic principles of gearbox design are discussed, taking into account the aspects of manufacturing technology in order to reduce production costs.

The feasibility of the design will be evaluated on the basis of a detailed literature search, and the possibilities for improvement will be presented.

The more distant goal of the research is to realize an automatic transmission design that meets the state-of-the-art technical requirements, while optimizing key parameters as far as possible.

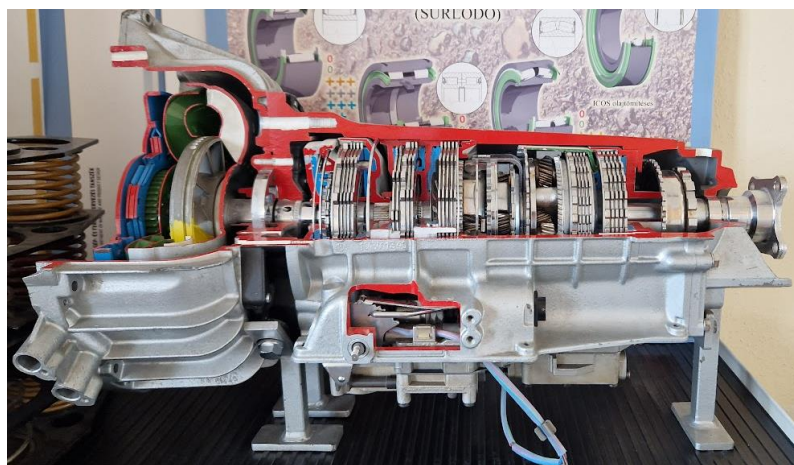
Keywords:

Parameters, design theory, grades, drivetrain, automatic transmission, planetary gear, gearing, pre-design method

2. BEVEZETÉS

Egyre több gépjármű rendelkezik már automata sebességváltmúvel, egy ilyen láthatunk metszetben, az **1.Ábrán**. Első ránézésre az első benyomásunk, hogy ez egy eléggé komplex szerkezet, összehasonlítva egy kényszerszinkron szerkezettel rendelkező mechanikus váltóműhöz képest. Ilyenkor egy bonyolultabb fogaskerekes elrendezés, **(bolygómű)** biztosítja a nyomatékmódosítást, a hagyományos homlok fogaskerékpárokhoz képest. Ilyenkor ugyanis nincs szükség sem szinkronizáló berendezésre, sem tolőhüvelyre, a fokozatok közötti váltás másfajta módon fog megvalósulni, erre a járművezetőnek, nincsen közvetlen befolyása. A gázpedál lenyomásával változik a motor adott teljesítménye, ez alapján lesz fokozatváltás, adott fordulatszám esetén. A vezető sokszor észre sem veszi, hogy adott pillanatban, milyen sebességi fokozatban van. A nyomaték és a fordulatszám értéke attól függ, hogy az adott bolygóműnél, melyik központi elem van rögzítve és mely fogaskerék elemek között van aktív kapcsolat. Az elemek rögzítését, többféle képpen lehet kivitelezni, jelen dolgozat ezt fogja részletesen elemezni. Az automata váltásnak az egyik előnye, hogy könnyebb lesz a járművezető feladata vezetés közben, hiszen már nem kell foglalkoznia manuálisan a sebességváltással és többet tud aktívan figyelni a forgalomra.

A másik előny, hogy ilyen váltóval rendelkező autókkal, egyszerűbb megtanulni a gépjárművezetés alapjait, egyes tanulóknak nehezen érthető a manuális váltókkal rendelkező személygépkocsik váltási logikájának megértése. Azonban azt is érdemes megjegyezni, hogy a tapasztaltabb sofőrök is előnyben részesítik, az automata váltóval rendelkező típusokat. Egy tanulmány szerint az Egyesült Államokban élő emberek nagy része nem is tudna vezetni manuális sebességváltóval rendelkező autót. Az **1.Ábrán** bemutatott konstrukció eléggé összetett, jelen dolgozat során egy egyszerűbb, 4 fokozatú váltómű előtervezése kerül bemutatásra.



1.Ábra: Tanszéki laborban elérhető automata sebességváltómű

2.1. Célkitűzések

Kiindulásképpen az ismert, hogy egy 100 (Le) teljesítményű motorhoz kell egy 4 fokozatú sebességváltóművet tervezni és ezek alapján lesznek elemezve az összefüggések, paraméterek és a tervezési módszerek. A fenti teljesítmény egy „belépő kategóriájú”, kisautó, egy Volkswagen Polo teljesítménye. A motor által leadott nyomatékot, a $n = 3000 \left(\frac{1}{min}\right)$, fordulaton lesz vizsgálva.

Az elsődleges cél, hogy a dolgozatban ismertetett módszereket felhasználva, elkészüljön egy automata váltóművekhez szükséges előtervezési metódus.

A **fokozatok száma** jelen esetben **4** lesz, két bolygómű lesz egymás után beépítve. Egy darab bolygóművel 2 fokozatot lehet megvalósítani.

Az **első fokozat** esetén ébred a **legnagyobb nyomatékterhelés**, hiszen itt található a **legnagyobb áttétel**, ugyanis az a gépjármű elindításához nagy vonóerőre van szükség, ilyenkor van szükség egy kellően nagy forgatónyomatékra. Míg a négyes fokozatnál 1:1-es áttétel, másnéven direkt hajtás van, a gyorsító áttelekhez szükség lenne egy harmadik bolygóműre is, de jelen esetben, erre nincsen szükség.

A szilárdsági ellenőrzés során az első fokozatnál lévő terhelések kulcsfontosságúak, hiszen itt ébred a legnagyobb nyomaték, az alkatrészeknek, el kell tudni viselniük, ezt a terhelést.

Meg kell határozni a tengelyre ható igénybevételeket, ami alapján a tengelyt ellenőrizni kell **összetett statikus igénybevételre**, ugyanis el kell kerülni, a tengely törését. Jelen esetben a napkerékhez tartozó tengely lesz ellenőrizve csavaró igénybevételre.

Cél, hogy olyan konstrukció készüljön, **empirikus, tervezési és mechanikai összefüggéseket** felhasználva, ami megfelel a modern műszaki követelményeknek is. (Lásd **4.Fejezet**).

Az összefüggések vizsgálata után gondolni kell a **gyártástechnológiára** is, annak érdekében, hogy a sorozatgyártás megvalósulhasson és gondolni kell a minőségellenőrzési folyamatokra is. A napkerék és a napkeréktengelyhez készülni fog egy tervezet, hogy milyen technológiával lenne érdemes legyártani, a sorozatgyártás érdekében.

Másik szempont, a gazdasági szempont, ugyanis a tervezés során arra is gondolni kell, hogy a leendő terméknek versenyképesnek kell lennie, a piacon lévő többi termékkel. Ezt hívják **költségszempontrú tervezésnek**, amire szintén hangsúly lesz helyezve jelen dolgozatnál.

További cél, hogy az előtervezéshez szükséges legfontosabb információk, egy dokumentumban szerepeljenek a legfontosabb paraméterekkel és szempontokkal együtt.

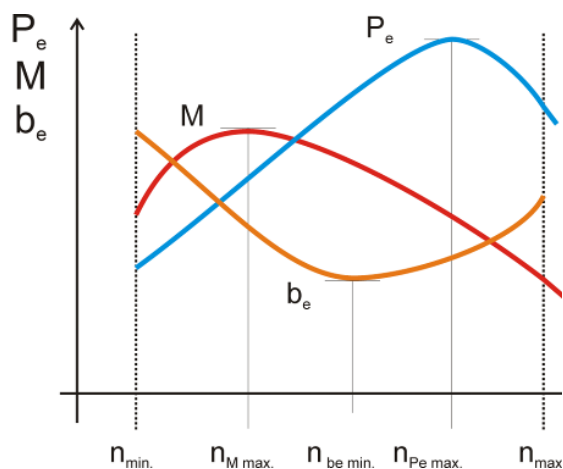
Cél, hogy elkészüljön egy metódus, hogy **miképpen kell felosztani az áttételeket** 2 bolygómű esetén, hogy a negyedik fokozat módosítása 1:1 legyen.

3. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

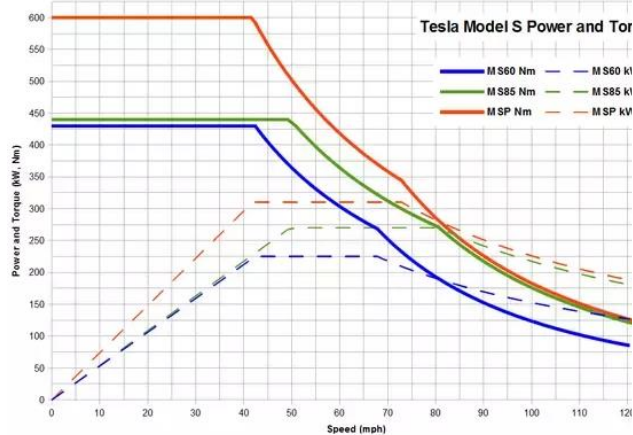
Ebben a fejezetben lesz ismertetve az irodalomkutatás, ahol részletezve lesz a miért van szükség sebességváltóra, automata váltókra és ezeknek milyen hatása van a személygépjármű hajtáslángra. Egy két továbbfejlesztett konstrukció is ismertetve lesz.

3.1. Sebességváltók szerepe a hajtástechnikában

Az elektromos motor által hajtott autók szerkezete erőteljesen különbözik a hagyományos, belsőégésű motorral meghajtott autókhoz képest. Ott például nincsen szükség főtengelykapcsolóra és sebességváltóra. Az elektromos motor által leadott nyomaték közvetlenül jut el a hajtott kerekre, így meg lehet valósítani egy dinamikus gyorsítást, hiszen kis fordulatszám esetén is el lehet érni a maximális nyomatékot. (2. Ábra/B) Érdemes azonban megjegyezni, hogy az elektromos motoroknak megfelelő a hatásfoka, közel 90%. A belsőégésű motorok esetén a motor által leadott nyomaték erőteljesen függ a fordulatszámtól. (2. Ábra/A) Ezért a fordulatszámot érdemes bizonyos értékek között tartani, ezt nevezzük **optimális tartománynak**. Ami benzines motorok esetén 2400-5600 (rpm) a dízel motorok esetén pedig 1600-2400 (rpm) [1].



2. Ábra/A: Belsőégésű motor jelleggörbe



2. Ábra/B: Elektromos motor jelleggörbe

Ahogy az 2. Ábrán/A láthatjuk, a leadott nyomaték függ a motor fordulatszámtól. A **maximális nyomatékhoz** tartozó fordulatszámot, **$n_{M max}$ -nak** nevezzük, a fordulatszám növelésével jelentősen csökken a leadott nyomaték, ezt támasztja alá az (1) -es egyenlet.

$$P_{be} = M \cdot \omega \quad (1)$$

A motor teljesítménye egyenes arányosan függ a leadott nyomaték nagyságától. Azonban a közlekedés során, különböző szituációkban, különböző nyomatékokra lesz szükség. Az emelkedőn való indításnál maximális értékre van szükség. Nagyobb sebességgel való egyenletes haladás esetén, ha nem szükséges gyorsítás, lesz kisebb a nyomatékigény.

Az áttételeket fogaskerékpárokkal tudjuk változtatni. Az első fokozatnál és a hátramenetnél van a legnagyobb lassító áttétel. Némely gépkocsinál a „4” -es fokozat direkt hajtásnak, azaz 1:1-es áttételnek felel meg, 5-ös és 6-os sebességfokozatoknál pedig gyorsító áttételt valósítunk meg. A lassító fokozatokat **reduktor**, a gyorsító fokozatokat **multiplikátor** fokozatnak nevezzük [1-4].

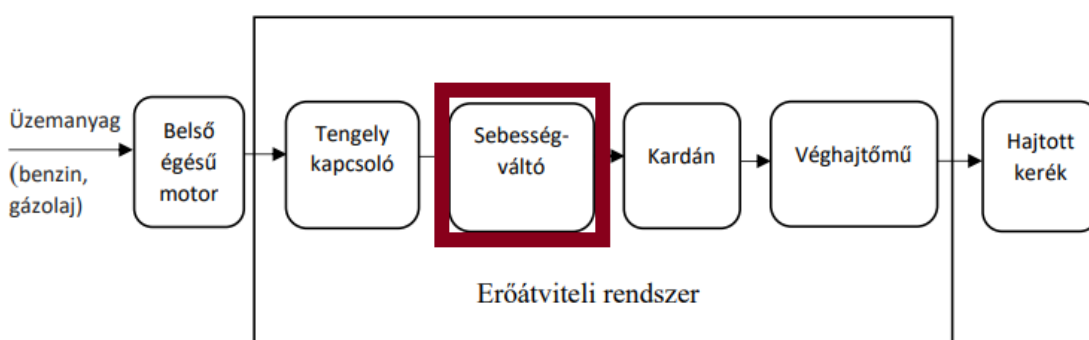
A sebességváltáshoz szükségünk van még arra, hogy a váltás közben ne legyen kapcsolat a motor és a nyeles tengely között erre szolgál a **főtengelykapcsoló**. Feladata, hogy le lehessen választani a motort a tengelyekről a váltás idejére, mechanikus váltóművek esetén. A váltás során keletkező veszteségek miatt, érdemes ezt minél hatékonyabban elvégezni. Azonban az automata váltóművek esetén lehet csökkenteni mind a veszteségeket, mind a fokozatváltás időtartamát [1-4].

Az **2. Ábra/B-n** láthatunk egy diagrammot, ami a **teljesítményt** és a **nyomatékot** ábrázolja a fordulatszám függvényében. Látható, hogy elektromos motorok esetén kis fordulatszámnál is relatív nagy nyomaték keletkezik, míg a motoroknál ez változó, de ott egy pontban **lokális maximuma van**. Azonban egy bizonyos fordulatszám után, drasztikusan csökken a leadott nyomaték. **Belsőégésű motorok által hajtott járműveknél a váltóberendezés elengedhetetlen**. Enélkül az autó hatásfoka rendkívül alacsony lenne és nem igazán lennének mobilisek váltó nélkül, így nem tudnák betölteni a funkciójukat [1-4], [10].

A belsőégésű motoroknál az összhatásfok, aránylag alacsony ($\eta \approx 45$ [%]), ezért is fontos, hogy megfelelő váltóművel rendelkezzen az adott személyautó [1].

A sebességváltó az **erőátviteli rendszerhez** tartozik. A motor által biztosított teljesítményt juttatja el a hajtott kerekekhez **kardánhajtáson keresztül** [1], [10].

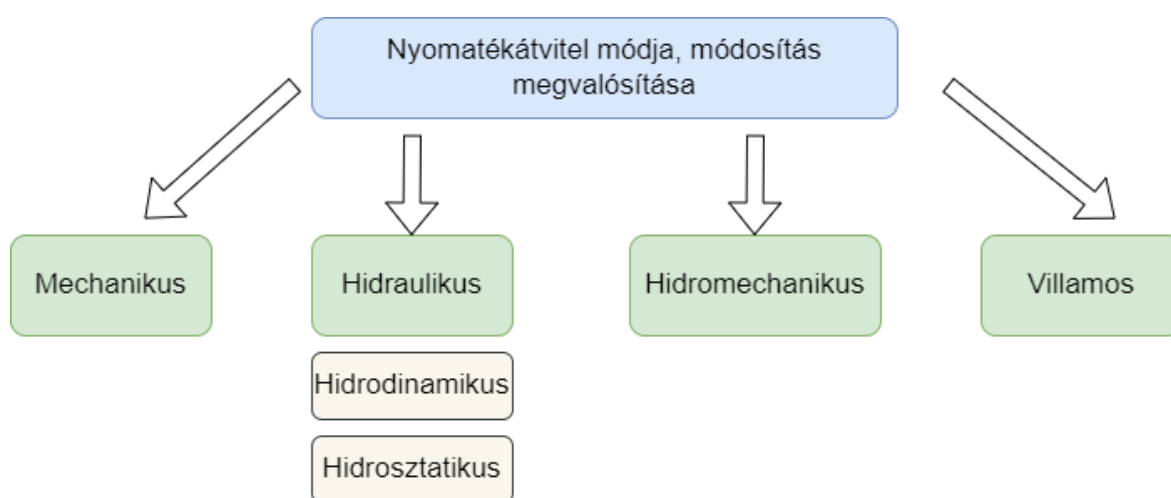
Egy egyszerűsített vázlatot láthatunk a hajtáslánchról a **3. Ábrán**.



3. Ábra: Járművek hajtásrendszere

3.1.1. Sebességváltók csoportosítása

A sebességváltókat többféle szempont alapján lehet csoportosítani. A nyomatékátviteli mód alapján lévő csoportosítást láthatjuk a **4. Ábrán**. A legelterjedtebb típusok mechanikai elven működnek, ide tartoznak a bolygóműves váltóművek és a szinkronizáló szerkezettel rendelkező manuális váltóművek. A folyadékáramlás elven működő váltóművek esetén beszélhetünk hidrodinamikus elvről, a folyadéknyomás elvén működőket pedig hidrosztatikus váltóműveknek nevezzük. Mindkét esetben a hidraulika olaj **viszkozitása és viszkozitási indexe** a mérvado paraméterek. A hidromechanikus váltómű felépítése mechanikus és hidraulikus váltók különféle kombinációjából épül fel, így egy hibrid konstrukciót kapunk eredményül [4].

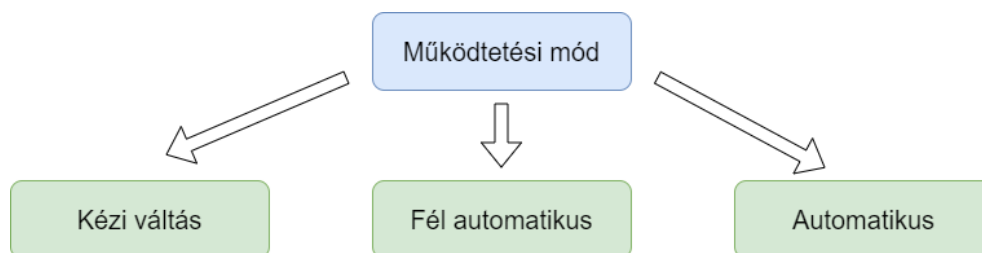


4. Ábra: Sebességváltók csoportosítása

Ahogy korábban le lett írva, a mechanikus sebességváltóművek a legelterjedtebbek mind közül. A nyomatékátvitel módja történhet **bolygóművel**, amivel nagy áttételeket tudunk megvalósítani, ez a témája a jelenlegi dolgozatnak. A legtöbb automata váltóba KB típusú bolygóműveket építenek be, ez azt jelenti, hogy a napkerék és a bolygókerekek csak külső fogazásúak lehetnek, a bolygókerekek a belső fogazású koszorúkerekkel kapcsolódnak. Érdeklenség képen meg említeném, hogy a Ford T Modellben, K+K típusú bolygómű volt beépítve. Ahol minden fogaskerék külső fogazású volt. Ezt a konstrukció nagyon merev és nehezebb szerelni, emiatt is nem igazán terjedt el [4].

A CVT („Continuously Variable Transmission”), egy **fokozatmentes váltóműnek** felel meg. A működési alapelve a mechanikus variátoron alapszik. Ilyen váltóművet tartalmaz némely Lexus és Honda modell, de a mezőgazdasági erőgépeknél is elég gyakran használják, ugyanis bolygóművekkel nem lehet megvalósítani 20 fokozatot, amire szükség van a mezőgazdasági munkák során [4-5], [11].

A váltómű és a sofőr közötti kapcsolatot láthatjuk, a **5. Ábrán**.



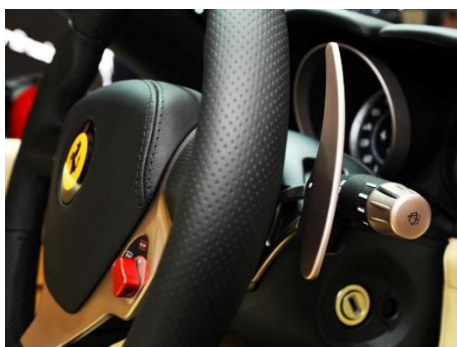
5 Ábra: Működtetési mód alapján történő csoportosítás

A **5. Ábrán** láthatjuk, a három alapvető típust. Ezeknek van angol rövidítésük is.

(MT) Manual Transmission	Kézi váltás
(AMT) Automated manual transmission	Fél Automata
(AT) Automatic Transmission	Automata

Ez a három típus, amit a **5. Ábrán** láttuk, azonban a gyártók kifejlesztettek újabb, továbbfejlesztett típusokat is. A fenti három típust kombinálták így kaptuk az alábbi típusokat.

- A kézi váltás során a kezelés, teljes mértékben a vezetőtől függ, a **helytelen használat a váltómű idő előtti tönkremeneteléhez vezet**.
- Az automata működtetésnél nincsen lehetőség manuális sebességváltásra, mint a fél automatikus esetben. A váltókarral csupán a hátramenetet, és az üzemmódot („sportos”, „energiatakarékos”, „semleges”) tudjuk kiválasztani. Ilyen váltókart láthatunk a **6.Ábra/B-n** [4].
- A **fél-automatikus váltóműnek** a konstrukciója egy automatikus váltóművel rendelkező autóéval egyezik meg. Azonban van egy lényeges különbség, létezik egy úgynevezett „Manuális” üzemmód. Miután ezt az opciót kiválasztotta a sofőr, a „fel” és „le” váltást egy „+” és „-” jelöléssel tudja végrehajtani, a sebességváltó fülön. A **6. Ábra/A-n** láthatunk egy sportautóhoz tartozó úgynevezett lapátváltót, ezek segítségével tudjuk elvégezni manuálisan a fokozatok közötti váltást [4].



6. Ábra/A: Sebességváltás kormányon



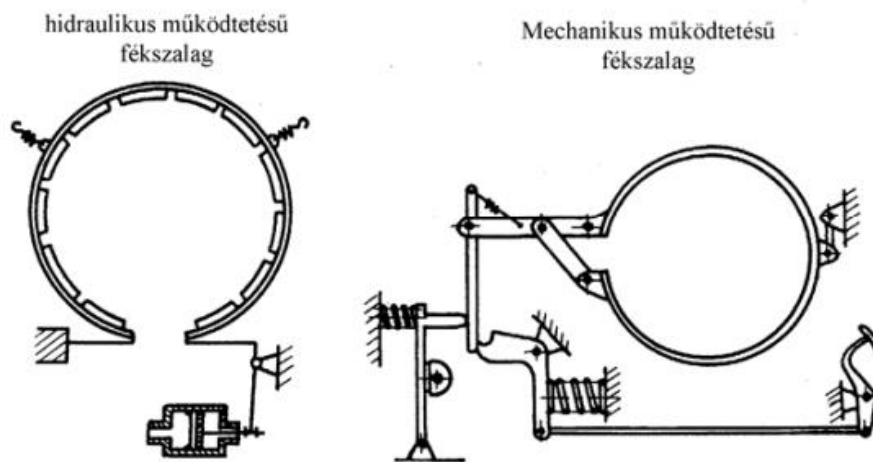
6. Ábra/B: Automata sebességváltókar Volvo (irányválasztó)

Érdekességképpen megemlíteném: a fő különbség a közutakra szánt sebességváltók és az autóverseny során használtak között (pl. rally-verseny), hogy versenyre szánt váltókat **minden futam után cserélik az extrém terhelések miatt** [1].

Az egyes járműveknél eltérő menet tulajdonságokkal rendelkeznek, így a váltómű tervezésnél, eltérő modellek esetén mások lesznek a szempontok [18].

3.2. Szalagfékek

A bolygóműveket úgy is meglehet különböztetni, hogy változtatható-e, hogy éppen melyik központi elemnek van megkötve a szabadságfoka, vagy az adott elemeknek a szerepe fix. Például egy darufordítómű eset használt bolygóművek akár több tízezer Nm-t képesek átvinni, azonban itt nem lehet változtatni egy szerkezet segítségével, hogy melyik elem lesz lefékezve. Ott az a követelmény, hogy az adott áttételt, minél nagyobb üzemórán át tudja tartani. Míg a járműveknél, az a követelmény, hogy adott sebesség és útviszony alapján lehessen változtatni az áttételeket, ehhez szükség van egy ezt lehetővé tevő kapcsolószerkezetre. A következő fejezetek ismertetik a lehetséges konstrukciós megoldásokra. A **7.Ábrán** láthatunk egy járműiparban használt szalagféket [4].

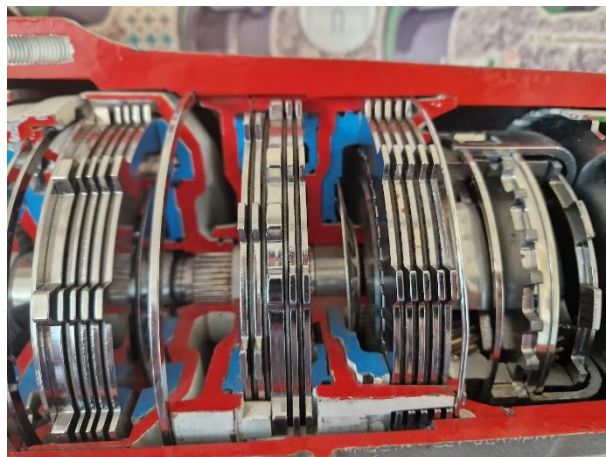


7.Ábra: Járműveknél használt szalagtípusok

Az egyes fogaskerekek szalagfékekkel rögzíthetőek, vagy rögzíthetőek, és ilyenkor az ébredő reakciónyomatékot, minden esetben a fékezett/álló elem fogja felvenni. Ez két fő részből áll a fékdobból és a fékszalagból, amik általában vékony acéllemezből készülnek, a belső felületre egy súrlódó betét van felszegecselve. Kisebb terhelések esetén használnak mechanikus működtetésű típust, a kerékpárok esetén. Azonban jelen esetben, a nagyobb terhelések miatt a hidraulikus kivitel használata lesz indokolt. Ezek a régebbi gépkocsiknál volt elterjedtebb, a korszerű váltóművekben, inkább lamellás tengelykapcsolókat használnak [1], [4].

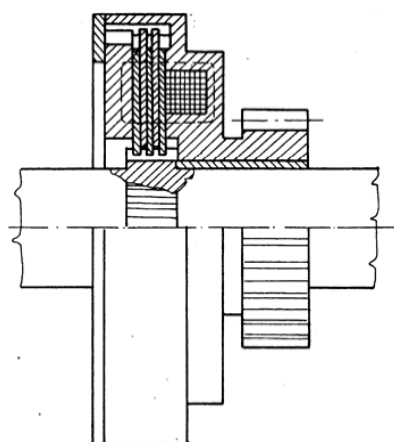
3.3. Lemezes tengelykapcsolók

A korszerű bolygóműves váltó működtetéséhez, elengedhetetlenül szükséges a lemezes tengelykapcsolók használata, ugyanis relatív nagy nyomaték átvitelére van szükség, kis beépítési helyen. A **8.Ábra** egy automata váltóban használt lemezes tengelykapcsolókat mutat be.



8.Ábra: Járműiparban használt lemezes tengelykapcsolók

Működtetés szempontjából, beszélhetünk szárazon vagy olajon futó lamellás szerkezetekről. Amint megfigyeljük, látható, hogy a lemezek kapcsolatban van a hajtómű házzal, így bekapcsolt állapotban, képesek az adott gépelemet teljesen lefékezni. Ilyenkor lehetséges a zajtalan és könnyű kapcsolást vesz lehetővé. A más működési elv miatt, most nincsen szükség szinkronizáló berendezésre, nem úgy, mint a mechanikus váltóműveknél. A szinkronizáló berendezéseknél, egy rövid és dinamikus kapcsolat jön létre, azonban itt nem csak arra a kis időre, hanem állandóan szükség van az összeszorító erőre, az adott fokozatváltás fenntartásához. A működési körülmények határozzák meg, hogy ilyenkor kell-e használni súrlódó betéteket, hogy a működtetés hidraulikusan vagy pedig elektromágnesek segítségével valósul meg. Egy elektromágnessel működő konstrukciót láthatunk a **9.Ábrán** [1-4].



9.Ábra: Elektromágnes működtetésű lemezes tengelykapcsoló

3.4. Hidraulikus (hidrodinamikus) tengelykapcsolók

A hidrodinamikus tengelykapcsoló, eléggé komplex szerkezet, ám szerepük nélkülözhetetlen az automata váltásnál. A hidrodinamikus tengelykapcsolók alapelve egyszerű, két félbe vágott és egymással szembe fordított belülről sugár irányban bordázott körgyűrű (tórusz) alakú tányérból áll. Ez található az erőgép és a sebességváltó között [19].

A motor főtengelyéhez rögzített, hajtó félgyűrű alakú tányért szivattyúnak, vele szemben elhelyezett, hajtott félgyűrű alakú tányért turbinának nevezi. A turbina tulajdonképpen egy 180 fokkal elfordított szivattyúnak is tekinthető [19].

A szivattyú ívelt lapátokkal rendelkezik és olajjal van feltöltve. A gázpedált működtetve a szivattyú forgásba kezd-hiszen össze van kapcsolva- a motorral és a centrifugális erő hatására az olaj kifelé kezd áramolni. Minél nagyobb a motor fordulatszáma, annál nagyobb lesz, az ébredő erő. A centrifugális erőt az (2) egyenlet alapján lehet meghatározni, így látható, hogy a szögsebesség növelésével, nagymértékben fog változni, a centripetális erő nagysága is [19].

$$F_{cp} = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2)$$

Az olaj a turbinára érkezik, aminek hatására a turbina el kezd forogni, egy minimális késéssel, amit szoktak szlipnek is nevezni. Emiatt a turbina és a szivattyú fordulatszáma között mindig lesz különbség, amennyiben a slip mértéke 2 (%), akkor már a nyomatékvtómű megfelelően működik, 100 (%) elérése, nem lehetséges, az áramlási veszteségek miatt [19].

A turbina lapátok, kialakításának köszönhetően a visszafolyás lehetséges lesz a szivattyúra. Azonban itt még nem beszélhetünk, nyomaték átadásról, ehhez szükség van egy újabb elemre. Ez az úgynevezett sztátor, aminek olyan lapát kialakítása van, hogy a visszaáramló olajnak a sebességét lecsökkenti, ezáltal növeli a nyomatékvtó által biztosított nyomatékot. A szivattyú és a turbina között helyezkedik el [1], [19].

A szivattyú és a motor össze van építve, ennek köszönhetően a szivattyú a motor mozgási energiáját kapja meg. A nyomatékvtóban található még egy úgynevezett áthidaló tengelykapcsoló, amihez tartozik egy tengely és ez van összekötve a váltóművel. Mivel a szivattyú összevan kötve a motorral, így az mindig forgásban van [1], [19].

A nyomatékvtónak három működési fázisa van, amik az alábbiak:

➤ 1. Fázis: Az állóhelyzet

A gépkocsi vezető a féken tartja a lábát, a motor közben áll, pl. járó motor mellett várakozunk a lámpánál. A szivattyú forog, a turbina áll [19].

➤ 2.Fázis: Gyorsulás:

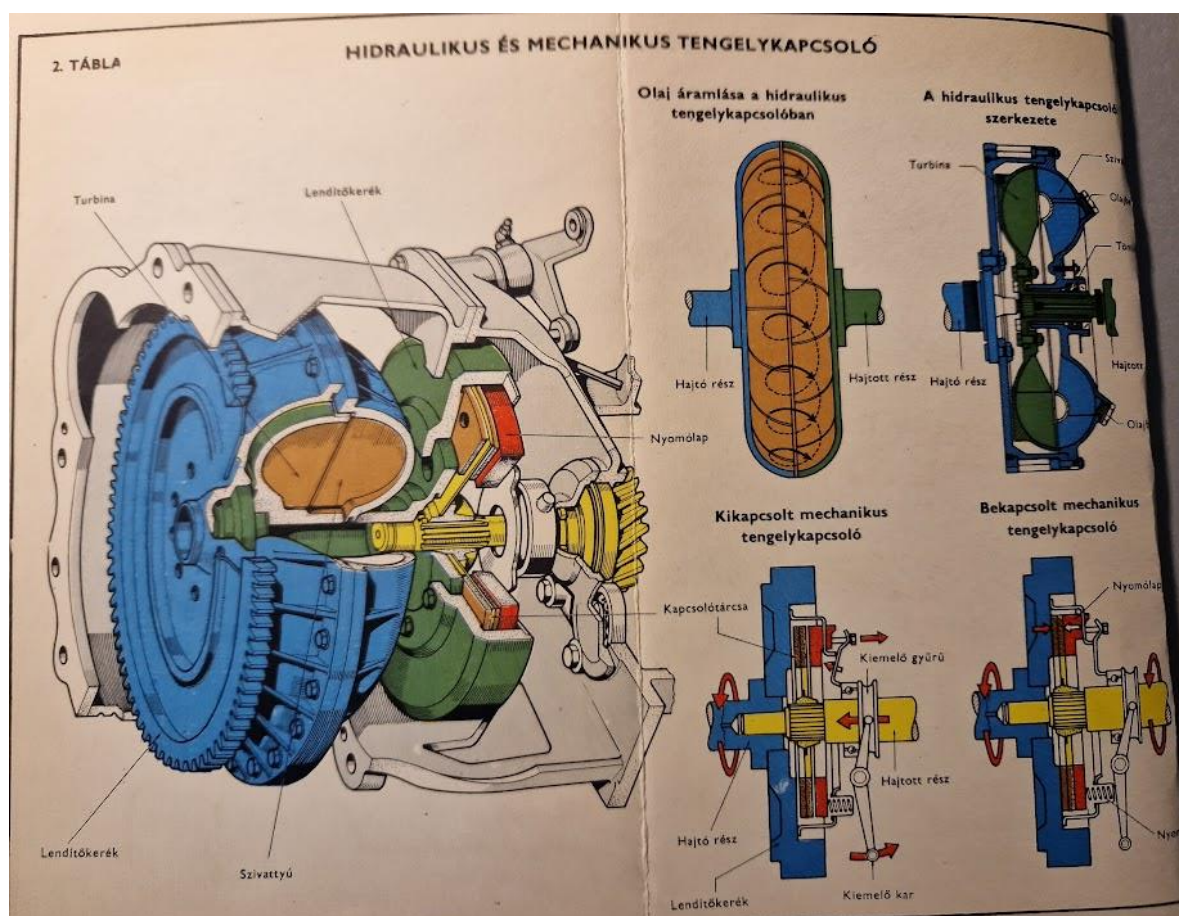
A gázpedált működtetve, a motor és a szivattyú forgási sebessége nő, elindul a turbina is, de ilyenkor van különbség a két fordulat között, ilyenkor változik nagy mértékben a nyomaték, ami a gyorsulás miatt van szükség. Főleg az első fokozatban, amikor a legnagyobb indító nyomatéokra van szükség [19].

➤ 3.Fázis: Az összekapcsolt állapot

A jármű nagysebességgel mozog, a turbina megközelíti a szivattyú forgási sebességét.

Ilyenkor kapunk egy hidraulikus tengelykapcsolót. Az áthidaló tengelykapcsoló összekapcsolja a turbinát a szivattyúval. A nyomatéktöbbszörözés elérte a maximumot [19].

A szerkezetet láthatjuk a 10.Ábrán.

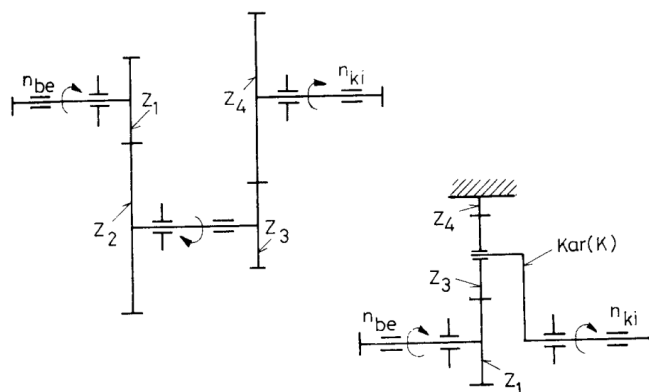


10. Hidrodinamikus tengelykapcsoló a hajtásláncban

A hidrodinamikus nyomatékváltónak van egy nagy előnye a mechanikus váltóműben szereplő tengelykapcsolóhoz képest. A torziós lengések, illetve a rezonancia jelenségek elkerülése érdekében a szivattyú, illetve a turbina gyűrűben lévő lapátok számában van különbség. Az egyik lehetőség, hogy a lapátok befoglaló méreteit változtatjuk, a másik esetben, hogy a lapát méretei nem változnak, csupán a kiosztásban lesz különbség. A sztátorra azért is szükség van, mert ezáltal a szivattyú és a turbina csapágyazása kivitelezhetőbb lesz [19].

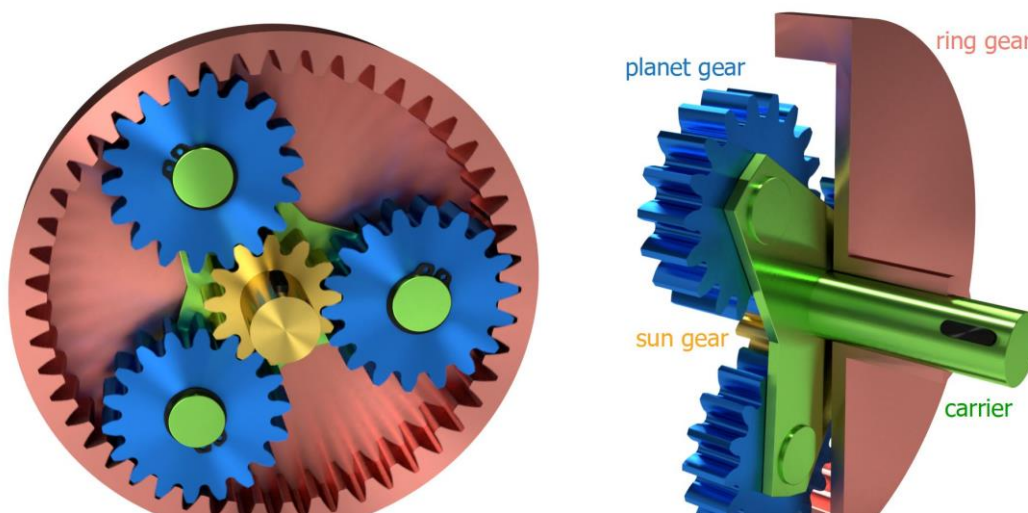
3.5. Bolygóműves váltóművek elemzése

A KB típusú bolygóművek kinematikai szempontok alapján egy kétlépcsős fogaskerekes hajtásnak felelhető meg. Az utóbbi a mechanikus váltóművekre jellemző, egy nagyobb térfogaton keresztül tudják biztosítani, a bolygóművek teljesítményeit. A kinematikát a 11.Ábra szemlélteti [7].



11.Ábra: KB típusú bolygóművek összehasonlítása egy kétlépcsős fogaskerekes hajtással. Ez azt eredményezi, hogy a fogaskerekes szerkezet, bonyolultabb, mint a hagyományos fogaskerekes eset azonban, azonban kedvező mechanikai tulajdonságokkal rendelkezik és nagyobb nyomaték módosításra képesek. Az utóbbi attól függ, hogy haszongépjárműbe, családi autóba vagy sportautóba tervezzük a váltóművet [1-4].

A KB típusú bolygóművet szemlélteti a 12.Ábra, ilyenek találhatóak az automata sebességváltókban.



12.Ábra: KB típusú bolygómű felépítése

Azonban mielőtt a részletezésre sor kerülne, meg kell említeni, hogy jelen konstrukciónál (12.Ábra) a fogaskerek szerepe fix, azaz nem változtatható (azaz **nem váltóműhöz tartozik**), de a szemléltetésre megfelelő lesz. Most részletezem az alapvető felépítést, **színkódókkal**.

➤ **Napkerék:**

A behajtás a napkeréken keresztül érkezik az erőgép felől, ez a behajtó fogaskerék, kiindulásként ennek a fordulatszám, a terhelése ismert számunkra. Ekörül forognak a **bolygókerekek**, amiknek a száma általában 3, de a járműiparban elképzelhető, hogy 4-et is használnak egy bolygóművön belül [9], [14], [15].

➤ **Bolygókerekek:**

A saját tengelyük körül forognak és legördülnek, mind a **napkerék** és **koszorúkeréken**. A **karhoz** tartozó csapon vannak csapágyazva a fogaskerekek. A **napkerékkal** külső-külső, a **gyűrűkerékkal** külső-belső fogkapcsolatban vannak [9], [14], [15].

➤ **Bolygókeréktartó kar:**

A bolygókerek összevannak kötve a **bolygókeréktartó karon (kar)** keresztül történik a kihajtás. A gyakorlatban ezek csőtengelyek [9], [14], [15].

➤ **Koszorú/gyűrűkerék:**

Ez egy belsőfogazású fogaskerék, ez rendelkezik a legnagyobb fogszámmal. A **bolygókerékkal** van közvetlen fogkapcsolatban. A járművek váltószerkezeteiben a külső felületét is megmunkálják, annak érdekében, hogy alkalmas legyen a lamellás tengelykapcsolókra való rögzítéshez [9], [14], [15].

Jelen fejezet csupán a KB típusú bolygóművek felépítését írta le, a többi felépítő elem a több fejezetekben lesz megemlítve. Azért volt részletesebben jellemezve a KB típusú bolygómű, mert a dolgozat főleg erre a részre fogja helyezni a hangsúlyt [1-4],[9], [14-15].

3.5.1. Lehetséges mozgásállapotok

A KB típusú bolygóműveknek a másik előnye, hogy többfajta lehetséges sebességállapotot lehet létrehozni. Attól függően, hogy mely felépítő elemnek, milyen szabadságfoka lett előzetesen lekötve. Ezek alapján alapvetően 6 különböző állapotot különítünk el, ez látható kiemelve a **13.Ábrán**.

Az alábbi szempontok lényegesek számunkra:

- Gyorsító vagy lassító áttételt kívánunk létrehozni az adott bolygóművel.
- Milyen forgásirányra van szükség. Előre vagy hátramenetben lesz-e használva az adott szerkezet.
- Van-e szükség direkt hajtásra. A váltóműveknél általában a „4” -es fokozat, direkt hajtás, ilyenkor 1:1-es az áttétel.
- Melyik elem fékezésére van konstrukciós lehetőség.

	Hajtóelem	Hajtott elem	Fékezett elem	Hajtó elem forgásiránya	Módosítás
1	Napkerék	Kar	Koszorúkerék	Azonos	Lassító
2	Napkerék	Koszorúkerék	Kar	Ellenkező	Lassító
3	Kar	Napkerék	Koszorúkerék	Azonos	Gyorsító
4	Kar	Koszorúkerék	Napkerék	Azonos	Gyorsító
5	Koszorúkerék	Napkerék	Kar	Ellenkező	Gyorsító
6	Koszorúkerék	Kar	Napkerék	Azonos	Lassító
7	Összekapcsolva			Azonos	1:1

13.Ábra: Lehetséges mozgásviszonyok KB típus esetén

Azonban azt érdemes megjegyezni, hogy az automata váltók esetében a hátramenetért 1 kitüntetett bolygómű a felelős [1-4],[6], [9], [14].

3.6. Fokozatok felosztása

A tervezés egyik első feladata, hogy eldöntsük, hogy mi alapján kell a fokozatokat felosztani, milyen típusú jármű karakterisztikára van szükségünk. **Mezőgazdasági erőgépeknél a vonóerő fontosabb, mint a sebesség.** A traktoroknál a vonóerőt minél több fokozatban kell biztosítani a motornak, annak érdekében, hogy pl. a szántás minél egyenletesebb legyen.

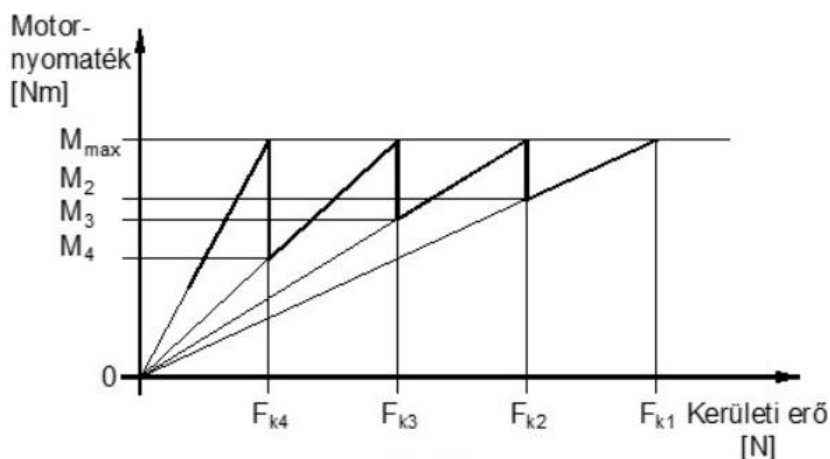
Személyautóknál más a helyzet, hogy miként osszuk fel fokozatokat, az alábbiak befolyásolják:

- Sportos járműdinamika vagy üzemanyag megtakarítás a cél
- Jobb gyorsító képesség vagy lassú egyenletes gyorsítás a cél
- Mekkora a motor által leadott teljesítmény
- Hátsókerék, összkerék vagy elsőkerékes hajtás található a járműben

Amennyiben a kerék gördülési sugarat állandónak vesszük, akkor minden egyes áttételhez, egy egyenes fog megfelelni a kerületi erőnek a nyomatékdiagramban.

Az áttételek nagyságára vannak tapasztalati képletek a járműiparban, ami részletesen a kidolgozásban lesz ismertetve. A felosztás történhet mértani, vagy harmonikus sor alapján. Ezek lesznek ismertetve [5], [11].

3.6.1. Mértani sor



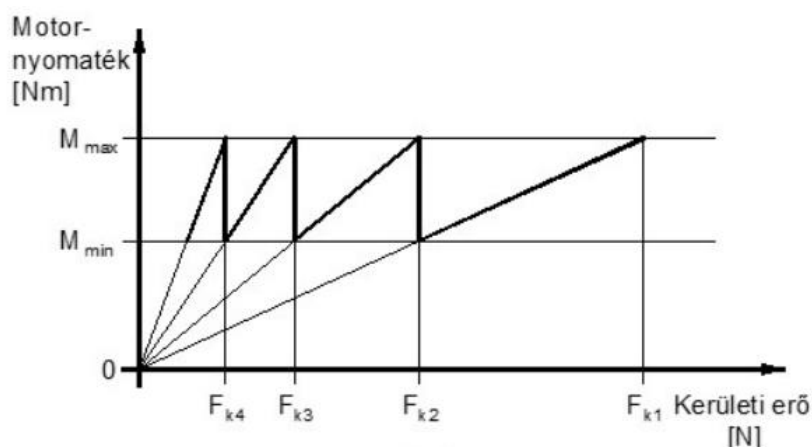
Ebben az esetben a sebességfokozatok áttételeinek aránya konstans.

Ez a mértani sor szerinti felosztás, ezt láthatjuk a

14. Ábrán [5], [11].

14. Ábra: Mértani sorszerinti fokozat felosztás

3.6.2. Harmonikus sor



Ennél a felosztásnál a szomszédos fokozatok fordulatszámhoz tartozó sebesség reciprokok értékeinek a különbsége állandó. Ezt láthatjuk a

15. Ábrán [5], [11].

15. Ábra: Harmonikus sor szerinti felosztás

3.7. Jelleggörbék elemzése

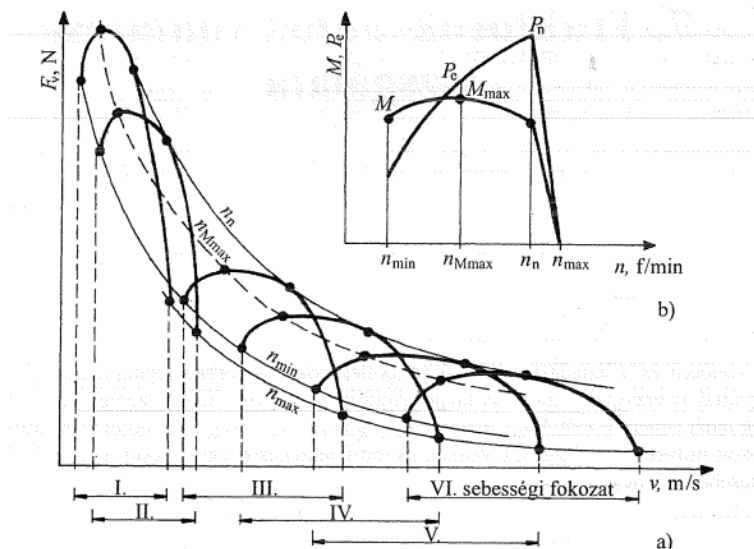
A motor által leadott nyomaték függ a fordulatszámtól. A maximális nyomatékot és a maximális teljesítményt más-más fordulaton éri el a motorok, emiatt a **görbék ismerete elengedhetetlen**.

A **16. Ábrán** láthatunk egy hiperbolát, ami vontatási hiperbolaként is ismert. A szerkesztésnek az alapja a motor jelleggörbéhez tartozó nevezetes pontok. A jelleggörbe két jól elkülöníthető szakaszból áll, az úgynevezett **szabad ágból** ($n_{min} - n_n$) és a **regulátorágból** ($n_n - n_{max}$).

Minden sebességfokozathoz tartozik egy domború (a nyomatéknak, az n_{max} pontban lokális maximuma van) és egy meredek szakaszból álló, az utóbbi a regulátor másnéven **szabályozott ág**. A **laposabb domború ág a szabályozatlan szakasz**. Itt láthatjuk, hogy a F_v vonóerő kevésbé változik, azonban a haladási sebességtartomány széles. A **szabályozott szakasznál - vártaknak megfelelően - a sebességváltozás ugyan kismértékű, azonban a vonóerő széles**

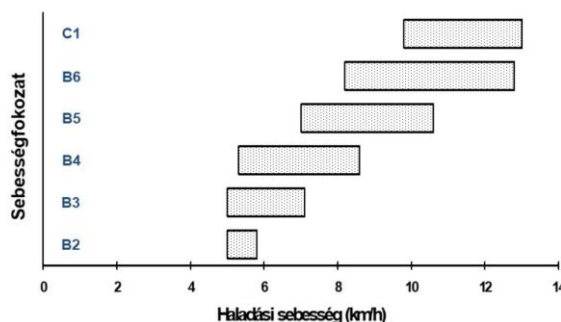
tartományban változik. A járműveknél a széles sebességtartomány a szükséges, míg mezőgazdasági munkák során, a sebességnek közel állandónak kell lenni, pl. a szántás során, ott inkább a vonóerő változik széles tartományban [5], [11].

3.7.1. Menetjelleggörbe elemzése



16. Ábra: Vontatási hiperbola

A vonóerő kifejtést alacsony sebességeknél az **adhéziós határ**, míg nagyobb fordulatszám esetén a **motor teljesítménye korlátozza**. Amennyiben jobban megvizsgáljuk a **16. Ábrát**, a vízszintes tengelyen láthatunk római számokat, amik azt mutatják meg számunkra, hogy bizonyos vonóerő és menetsebesség esetén, melyik fokozat javasolt, a megfelelő működés érdekében. A menetjelleggörbének értelmezését segíti a **17. Ábra**, egy traktor esetén láthatjuk, hogy milyen haladási sebességek között érdemes az adott fokozatot használni. Amennyiben **mégsem váltjuk a fokozatot**, túl nagy sebességi fokozatban vagy nagy terhelés esetén (emelkedően felfelé), **ilyenkor akkora nyomatéki igény keletkezik**, amelyet a motor már nem képes kiszolgálni, azaz a motor lefullad [5], [11].

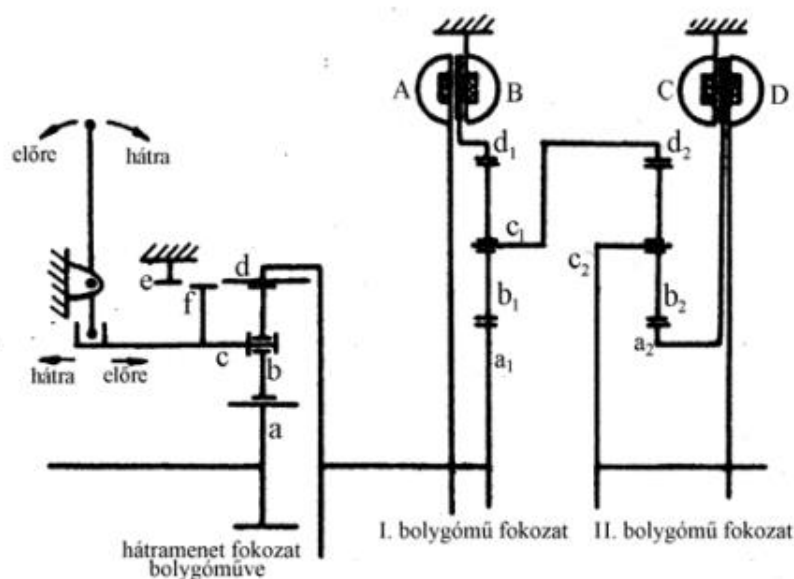


17. Ábra: Sebességfokozat átfedések

3.8. Bolygóműves váltóművek sebességviszonyai adott fokozatok esetén

Cél, egy négyfokozatú váltómű előtervezése, ami két egymás után sorba kapcsolt KB típusú bolygóművel valósítható meg felhasználva fog megvalósulni. Jelen fejezet elemzi az adott sebesség fokozatokat. Az első bolygómű módosítása a II. sebességfokozatot, a második bolygómű módosítása a III. sebességfokozatot biztosítja, a két bolygómű együttes módosítása, a két módosítás szorzata, pedig az I. sebességfokozatot adja. A IV. (direkt) fokozat a két bolygómű rövidre-zárásával kapcsolható [1-4]. (Lásd 13.Ábra.)

A sebességváltók fokozatainak a kapcsolását az elektromágnesek végzik, a kormányoszlopra szerelt kapcsolófülökön keresztül. (Lásd 6.Ábra/A). Az elektromágnesek energia ellátását az akkumulátor biztosítja. Az áram az akkumulátorból csúszógyűrűkön keresztül jut el a mágnesekbe. Mindegyik bolygóműhöz tartozik egy rögzített és egy forgó elektromágnes. A rögzített mágnes a bolygómű egyik fő elemét fékezi le, a fogómágnes meg rövidre zárja a bolygóművet [1-4]. Az egyszerűsített elrendezés látható a 18.Ábrán.

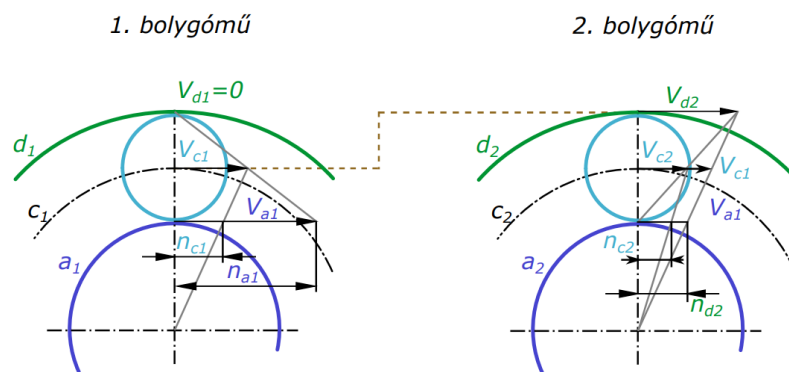


18.Ábra: Egyszerűsített felépítés 4 fokozat esetén

3.8.1. Első fokozat

Ilyenkor a „B” és „C” álló elektromágnesek bekapcsolt állapotban vannak. Az a_1 napkerék által hajtott b_1 bolygókerék legördül a B mágnes által rögzített d_1 koszorúkeréken. Ezáltal a c_1 kar, az 1. Bolygómű módosításának megfelelően lassítja a forgómozgást, majd ezt átadva a 2. Bolygómű d_2 kerekének. Az a_2 napkereket a C mágnes rögzíti. Ebből az adódik, hogy a d_2 kerék által hajtott bolygókerékek gördülnek le az álló napkeréken. Így a c_2 kimenő tengelyen, a 2.Bolygóműnek megfelelő további lassítás következik be [1-4].

A sebességviszonyokat a **19.Ábra** ismerteti.



19.Ábra: I. Sebességfokozat sebességviszony

Ilyenkor az első fokozat áttétele a (3) egyenlet alapján határozható meg.

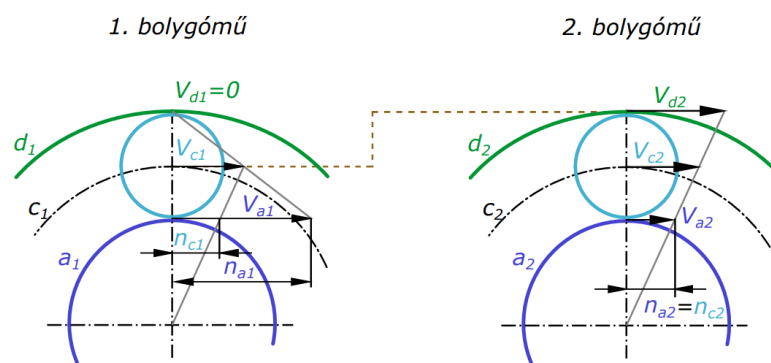
$$i_I = \frac{n_{a1}}{n_{c1}} \cdot \frac{n_{d2}}{n_{c2}} \quad (3)$$

Ilyenkor az áttétel, a két bolygómű változásának a szorzata, ilyenkor van a legnagyobb nyomatékmódosítás [1-4].

3.8.2. Második fokozat

Ilyenkor a „B” és „D” forgó elektromágnesek bekapcsolt állapotban vannak. Ilyenkor az 1.Bolygómű teljes belső módosítása adja a 4 fokozatú bolygóműves sebességváltómű teljes módosítását, ez úgy lehetséges, hogy a „D” elektromágnes rövidre zárja a 2.Bolygóművet, így a központi elemeket együtt forgásra kényszeríti [1-4].

A sebességviszonyokat a **20.Ábra** ismerteti.



20.Ábra: II. Sebességfokozat sebességviszony

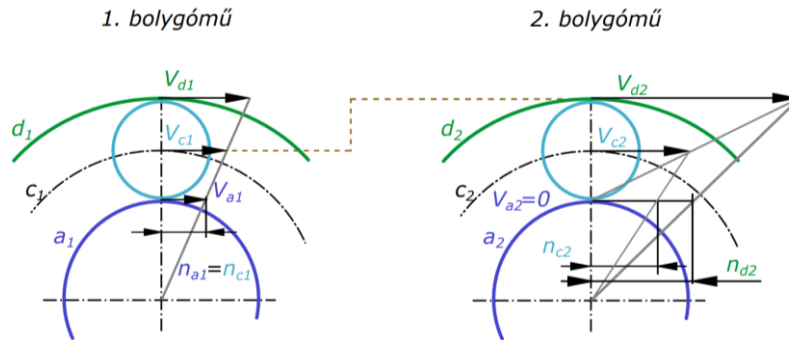
Ilyenkor a második fokozat áttétele a (4) egyenlet alapján határozható meg.

$$i_{II} = \frac{n_{a1}}{n_{c1}} \quad (4)$$

3.8.3. Harmadik fokozat

Ilyenkor a „A” és „C” álló elektromágnesek be vannak kapcsolva. Az 1. Bolygómű módosítását az „A” forgó elektromágnes rövidre zárja, így az áttétele $i_I = 1$ (1), a 2. Bolygómű belső módosítása adja a 3. sebességfokozatot [1-4].

A sebességviszonyokat a **21.Ábra** ismerteti.



21.Ábra: III. Sebességfokozat sebességviszony

Ilyenkor a harmadik fokozat áttétele a (5) egyenlet alapján határozható meg.

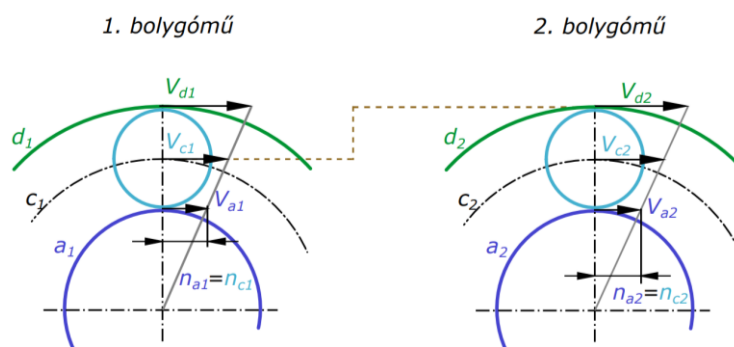
$$i_{III} = \frac{n_{d2}}{n_{c2}} \quad (5)$$

Ilyenkor már közelítünk a közel 1:1-es áttételhez.

3.8.4. Negyedik fokozat

Ilyenkor a „A” és „D” forgó elektromágnesek be vannak kapcsolva, mindkét bolygómű rövidre van zárva, nyomatékmódosítás nincsen [1-4].

A sebességviszonyokat a **22.Ábra** ismerteti.



22.Ábra: IV. Sebességfokozat sebességviszonyok

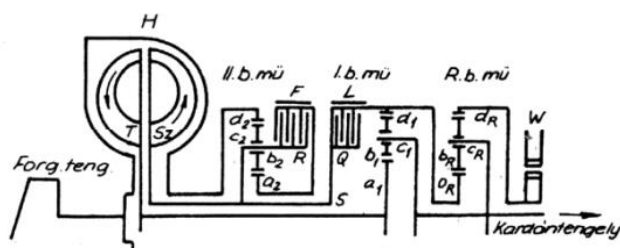
Ilyenkor a négyes fokozat áttétele a (6) egyenlet alapján határozható meg.

$$i_{IV} = \frac{n_{a1}}{n_{c1}} \cdot \frac{n_{d2}}{n_{c2}} = 1 \quad (1) \quad (6)$$

A hátra meneti fokozatot, egy különálló bolygómű biztosítja [1-4].

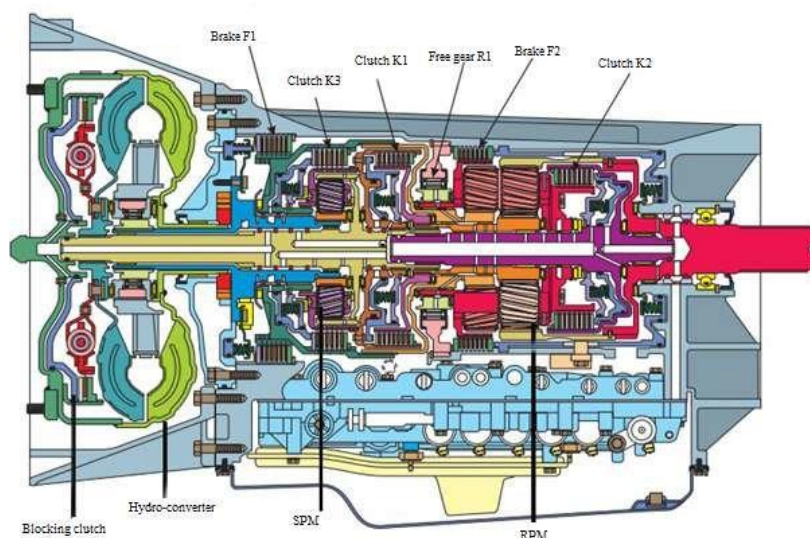
3.9. Automata váltómű felépítése

A 23.Ábra ismerteti egy automata sebességváltómű egyszerűsített felépítését.



23.Ábra: Automata sebességváltómű szerkezete

A konstrukcióban automatikus vezérléssel ellátott szalagfékek vagy többlemezes, lamellás tengelykapcsolók segítségével történik a fokozatváltás. Ezek a sebességváltóművek hidrodinamikus tengelykapcsolóval vannak ellátva. A hidrodinamikus tengelykapcsoló szivattyúrésze (SZ), nincsen a lendkerékhez erősítve, hanem a lendkerékkel kiegészítve együtt forgó külső ház (H) a c_2 karok segítségével adja át a hajtást az S, csőtengelynek, ehhez van erősítve a szivattyú lapátjai. A szivattyú és a turbina lapátkoszorúja a lendkerékházban, olaj nyomás alatt vannak. A bolygóművek lefékezésére két szalagfék (F, L) van. Az F szalagfékkel fékezhető a 2. Bolygómű a_2 napkereke. Az L jelű szalagfék az 1. Bolygómű fokozat d_1 koszorú kerék lefékezését biztosítja. A konstrukcióban két többlemezes kapcsoló van az (R) jelűvel, összekapcsolható, ezáltal rövidre zárható a 2. Bolygómű a_2 napkereke, eközben a c_2 bolygókereket is tartja. A (Q) jelű többlemezes tengelykapcsolóval összekapcsolható az 1. Bolygómű koszorúkereke, az (S) jelű csőtengellyel, amelyhez csatlakoztatva van a 2. Bolygómű c_2 bolygókeréktartó karja. A hátramenet kapcsolását a (W) fogas kapcsoló biztosítja [4], [15]. A 24.ábrán, látható egy színes metszeti ábra, egy modern automata váltóműről.



24.Ábra: Modern automata váltómű metszeti ábra

4. TERVEZÉSI SZEMPONTOK VIZSGÁLATA

A következő lépés, hogy meg kell kezdeni a konstrukciónak az előtervezését. Ebben a fejezetben ismertetve lesz a **követelményjegyzék, funkcióstruktúra és a lehetséges kiindulási szempontok és peremfeltételek**. Ezek elengedhetetlen elemei a folyamatnak, ugyanis ez alapján fog elkészülni a **koncepció** a váltó szerkezetéről, az előtervezés elengedhetetlen, ugyanis egy referenciával szolgáltató számunkra, ezek alapján történik a végleges konstrukció létrehozása [7].

4.1. Az előtervezéshez szükséges követelmények

Jelen követelményjegyzék tartalmazza azokat a szempontokat és kritériumokat, amiket a kapcsoló szerkezetnek teljesítenie kell, **ellenkező esetben a termék nem lesz megfelelő!**

Ebben a fejezetben, ismertetve lesz, az előtervezéshez kapcsolatos követelmények, amennyiben az előtervezés sikeres, megtörténhet a váltómű végleges megtervezése és az ahhoz tartozó követelményjegyzék felépítése. Jelen dolgozat az előtervezés folyamatának bemutatására helyezi a hangsúlyt.

Az alapkövetelmény: Fokozatváltás végrehajtása bolygóművekkel, szilárdsági megfelelés.

A „szint” követelmények közé tartozik, mint például a teljesítményveszteségek minimalizálása, optimális befoglaló méretek alkalmazása [7].

Bizonyos paraméterek csak meghatározott értékeket vehetnek fel, ezeket a következő fejezetek ismertetik [1-4].

Jelen fejezetben kiemelnék egy-két fontosabb követelményt [6], [9]:

- Minimális tengelyirányú helyigény, a megfelelő szilárdság biztosítása mellett, a $\frac{b}{d_w}$ arány célszerű 0,8 és 1 (1) között legyen, ez a minimális tengelytávolság meghatározásánál lesz fontos, lásd **6.2.-es Fejezet**.
- Hideg, meleg, extrémebb üzemi körülmények között is biztosítani kell a fokozatok dinamikus kapcsolását, megfelelő olaj kiválasztása, pl az ISO VG 220 típusú olaj teljesíti ezeket a követelményeket.
- Az adott fokozatnál megfelelő fogaskerék rögzítése, lásd **3.8-as Fejezet**.
- Megfelelő szilárdsági feltételek biztosítása, lásd **6.Fejezet**.
- Ahol lehetséges, mint például modul, szabványos érték használata lásd **5.6.5.-ös Fejezet**.
- Fogszámviszonyhoz tartozó feltételek biztosítása, lásd **5.6-os Fejezet**.

4.2. Főbb funkciók ismertetése

A funkcióstruktúra segítségével átlátható lesz a teljes szerkezeti konstrukció, hiszen itt az eltérő szintek **hierarchikusan elkülönülnek** egymástól [7].

Jelen fejezet, csak a **legfontosabb funkció szinteket** elemzi és hoz rá példákat, ezt felhasználva átlátható lesz, mely gépelemnek mi a szerepe [6], [9].

➤ **Főfunkció: Fokozatváltás végrehajtása, nyomaték átvitele adott gépelem rögzítése**

A váltóműnek az elsődleges célja, hogy a motor nyomatékát megfelelő mértékben lassítsa, a bolygóművek összezárása esetén, pedig az 1:1 áttétellel biztosítása.

➤ **Főbb-mellékfunkciók: Adott fogaskerék rögzítése adott fokozat esetén**

Az adott sebességfokozatban más és más fogaskeréknek van lekötve a mozgási szabadságfoka, lásd. a **3.8-as fejezet**. A váltóműnek olyan szerkezetre van szüksége, ami az adott fogaskerekeket rögzíti és váltás dinamikusan végbe tud menni.

➤ **Mellékfunkciók: Kihajtás és behajtás megvalósítása**

A váltómű be és kihajtó tengelyvégeket úgy kell kialakítani, hogy a gépjármű többi egységeivel létre jöhessen a mechanikus kapcsolat. Mint például a behajtó tengelyen a hidrodinamikus nyomatékváltóval, a kihajtó tengelyen meg a kardánhajtással.

➤ **Tovább nem bontható funkciók: Adott forgáselem szabadságfokának biztosítása**

Az eltérő sebességfokozatok esetén, más-más fogaskerék lesz rögzítve, a megvalósítandó nyomatékigényhez megfelelő kapcsolat létrehozása érdekében.

4.3. Előtervezéshez szükséges szempontok

A kiválasztott erőgép pontos típusa nem fontos, hiszen a benzines és dízeles autóknál is használnak automata sebességváltóműveket., elektromos motorok esetén ritkán használnak váltóműveket. A fogaskerekek anyaga során olyan betétedzett anyagot kell használni, ami nagy mennyiségben elérhető, emiatt esett a választás a *16MnCr5*, betétedzett acélra, azonban ez csak külsőfogazású fogaskerekek esetén lehet használni. A koszorú gyűrűkerek, nemesített acélból készülnek, mint például a *CMo 3*. A cső tengelyek/köracél tengelyek anyaga egy nemesített acél lesz, a relatív nagy csavaróigénybevételek miatt, nagyobb igénybevétel esetén, kell használni, nagyobb szilárdságú acélt, amit csak akkor kell használni, amennyiben, nagy csavaró feszültség ébred. A tűrések meghatározásánál, nem szükséges ezredesnél nagyobb pontosságot előírni, a költségek csökkentése miatt. A bordafogazat helyett célszerű evolvens bordafogazatot használni a tengelyek csatlakozásaira ezt egyszerűbb gyártani lefejtő marással. [6], [9].

4.4. Koncepció

Miután elkészült a követelményjegyzék, funkcióstruktúra, morfológia mátrix, készülni fog egy úgynevezett koncepció, ami ismerteti a kiindulást és a megvalósítandó előzetes célokat [7].

Koncepció ismertetése:

A maximális áttétel tervek szerint $i_{max} \approx 5$ lenne, amit az első fokozat biztosítana. A motor által leadott maximális nyomaték (M_{max}), alapján lesz meghatározva alapvetően a tengelytávolság, azonban nem cél most, az általános (a_w) tengelytávolság használata. Egy négyfokozatú váltómű előtervezése a feladat, ügyelvén arra, hogy az áttételek közötti eloszlás a járműiparban használt összefüggések alapján legyen. 2 bolygómű sorba kapcsolva valósítja meg a szükséges módosításokat. A be és kihajtás egy evolvens bordafogazatot felhasználva, fog megvalósulni, ugyanis ennek sokkal kedvezőbb a gyártástechnológiája. A koncepció során arra is gondolni kell, hogy a legtöbb alkatrész termék kereskedelmi legyen, azaz könnyen legyen beszerezhető. A tengelytávolságoknak a mértékét a (MSZ 91) szabvány foglalja magába és az ehhez tartoznak tengelytáv tűrések is és illesztési pontosságok is. Előzetes tervek szerint itt IT6 pontosságra lesz szükségünk, a bolygóműveket megfelelő pontossággal kell legyártani, ugyanis a megfelelő tűrés használata mellett lehet biztosítani az interferenciák elkerülését [6], [9], [20].

4.5. Költség alapú tervezés.

A sebességváltóművek sorozatgyártásban készülnek, főleg az 1 Literes motoroknál, a legtöbb gyártónál ez a belépő szint, a 3 hengeres motorok esetén. Jelen fejezet ismerteti, hogy milyen szempontokat kell figyelembe venni a költségek szempontjából. A termék előállításánál többfajta költségekről beszélhetünk. Amire a tervezőnek befolyása van, az a költséghelyes és a gyártási költség. Jelen fejezetben kiemelek egy két példát az alábbi típusokból [7].

Költséghelyes tervezés:

Az első lépés, maga a költséganalízis elvégzésre, ilyenkor meg kell határozni az irányelveket, hogy milyen fajta technológiáról lehet beszélni, amiket lehet használni, annak érdekében, hogy beleférjünk egy adott költségkeretbe. Erre azért van szükség, hogy a költségek optimalizálásával lehet tartani a versenyt a konkurens forgalmazókkal szemben [7].

Gyártási költség:

Ide beletartozik, hogy csökkenteni kell a műveleti elemek számát, a nem szükségeszerű megmunkálásokat célszerű elkerülni, ami egyrészt növeli a költségeket, másrészt egységnyi idő alatt kevesebb váltómű konstrukció készül el [7].

5. TERVEZÉSI ÖSSZEFÜGGÉSEK VIZSGÁLATA

A **Bevezetésben leírtak alapján** a különböző paraméterek között analitikus összefüggéseket keresünk, hogy ezek alapján **készüljön el az előtervezési metódus**, azután pedig az ehhez szükséges számítógépes modellek. Cél, hogy egy **megfelelő kompromisszum** valósuljon meg a gyártás érdekében, Meg kell találni a legkedvezőbb megoldást a gyártás és a mechanikai tulajdonságok között. Ehhez fel lesznek használva a gépiparban használt empirikus és analitikus összefüggések, kiegészítve a szoftverben alkalmazott ipari tapasztalatokkal [7].

A fogaskerékes hajtásoknál általában a következő lépés, az úgy nevezett fogszámviszony meghatározása, azonban a bolygóműves hajtásoknál több szempontot is figyelembe kell venni [9].

5.1. Üzemtényező és áttételek meghatározása

A KISSsoft szoftver meghatározza számunkra a fogaskerék ellenőrzéséhez és legyártáshoz szükséges egyéb tényezőket. Azonban az **üzemtényezőt** nekünk kell megadni a szoftvernek, mint **bemenőparamétert**.

Az üzemtényező értéke attól függ, hogy az adott szerkezet milyen **körülmények** között, mennyi **ideig** és milyen **időközönként** van használva. Mivel a járműveket általában nem egésznap használjuk és naponta nincsen gyakori újraindítás, ezért üzemtényezőnek az alábbi értéket választottam [1].

$$K_a = 1,05 (1) [1]$$

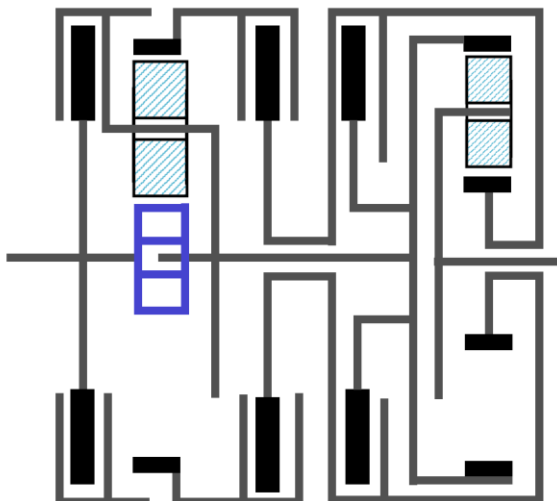
5.1.1. Áttételek meghatározása

A járműiparban több analitikus összefüggést alkalmaznak, amik tapasztalati úton lettek megállapítva. Jelen dolgozat ezeket fogja felhasználnia az előtervezés megvalósításához.

Azonban ez nem olyan egyszerű, mint a mechanikus sebességváltóműveknél. A 3.8.-as fejezetben ismertetve lettek a sebességi viszonyok, említettem, hogy az első fokozat esetén a váltómű teljes áttétele, a két bolygómű módosításának a szorzata. A járműipari könyvek, úgy osztják fel a fokozatokat, hogy meghatározzák különböző paramétereket felhasználva, hogy mekkora legyen az első fokozat, azonban minden egyéb fokozat ettől függ. [1-4].

Ahogy említettem az első áttétel, a második és harmadik áttétel teljes szorzata, azonban két ismeretlen van, így „hagyományos módon” nem lehet elkezdeni a konstrukciót. Másfajta megközelítésre van szükség, jelen fejezet ezt fogja ismertetni [4].

Ehhez szükség van, egy Daimler-Benz féle szerkezeti megoldásra, ezt ismerteti a **25.Ábra** [4].



25.Ábra: Daimler-Benz féle hidromechanikus hajtómű

A fenti ábrán bemutatott konstrukció, egy 4 fokozatú és 1 hátrameneti fokozattal rendelkezik. A tervezés során az is cél, hogy a két bolygómű méretarányai hasonló legyen, ne legyen olyan nagy eltérés a két bolygómű mérete között, legyenek ezek közel egyformák, ehhez azonos modulra is lesz szükség. A Daimler-Benz féle konstrukció 3 lamellás kapcsolóval rendelkezik. Cél érték, jelen esetben, hogy az első fokozat áttétele $i_1 = 4$ (1), legyen, ez a kiindulási érték, ugyanis az ilyen típusú váltómű esetén általában ez az első fokozat módosítása [4].

5.2. Fokozatok felosztásának módszere

A járműiparban általában empirikus összefüggéseket alkalmaznak a fokozatok felosztására. A hagyományos, nem bolygókerékes fogaskerék váltóműveknél ez egyszerűbb, hiszen ott a nyomatékmódosítás során egyetlen egy fogaskerékpárra helyezük a hangsúlyt, az áttétel nagysága nem függ más fogaskerékpártól. A maximális menetellenállást, maximális nyomaték, gördülési sugarat felhasználva kaphatunk egy közelítő értéket, hogy milyen fajta áttételre van szükség az első fokozatnál. Majd a további fokozatoknál gyökös vagy köbgyökös arányokat használunk fel, míg el nem érjük a direkt 1:1-es fokozatot. Ez megfelelő referencia lehet, de oda kell figyelni arra, hogy a maximális áttétel személyautónál ne legyen nagyobb mint, „5” Az első fokozatnál a két bolygómű szorzata jelenik meg, így már két ismeretlennel kell számolni, egyetlen, amit tudunk, hogy a „IV” fokozatnál az áttétel nagysága 1. Ez a kiindulási állapot, és jelen dolgozat célja, hogy kapjunk egy tervezési módszert, amit felhasználva fel lehet osztani úgy a fokozatokat, hogy megfelelő legyen egy személygépjárműhöz a váltómű. Ehhez fel lesz használva egy konkrét váltómű, ami látható a **25.Ábrán** és cél, hogy a paramétereket vizsgálva, egy eredményt kapjunk, amit fel lehet használni az előtervezési módszerhez [1-4].

5.3. Parametrizálás

A 3.8.-as fejezetben ismertette lett, hogy a második fokozat áttétele a 2. Bolygómű összezárása miatt, csak is az első bolygómű módosításától függ. Ebből lehet kiindulni. Elemezzük a kiindulási konstrukciót [4].

$$i_I = 4 \quad (1) \qquad i_{II} = 2,52 \quad (1) \qquad i_{III} = 1,58 \quad (1) \qquad i_{IV} = 1 \quad (1)$$

A kiinduláshoz most a 2. Fokozathoz tartozó értékre van szükség.

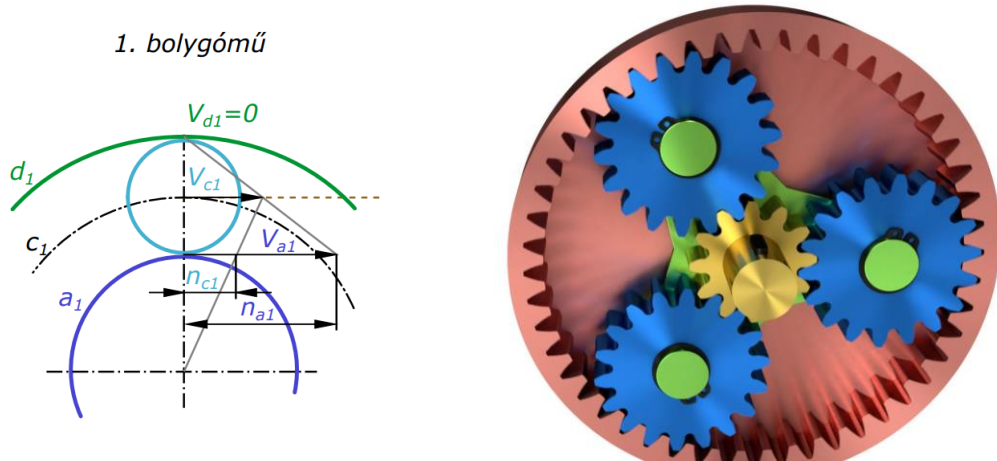
$$i_{II} = 2,52 \quad (1)$$

A következő lépés, hogy fel kell írni az 1. bolygómű méreteit, parametrikusan [4].

Az 1. Bolygómű áttétele a (7) egyenlet alapján lesz meghatározva.

$$i_1 = \frac{n_a}{n_c} = \frac{2 \cdot c}{a} = \frac{2 \cdot (a + b)}{a} \quad (7)$$

Látható, hogy az áttételek nagysága az adott geometriai elemtől függenek, mint pl. a bolygókeréktartó kar és a napkerék aránya. Mivel az első bolygóműhöz tartozó napkeréktől történik a behajtás, ezért érdemes onnan elkezdni a parametrizálást. A megfelelő arányokkal meg lehet határozni az áttételek nagyságát és az ahhoz tartozó fogszámhármasokat is, ezt részletezem a következő összefüggéseknél. A paramétereket jobb átláthatósága érdekében, a paramétereket és a bolygóműelrendezést a **26.Ábra** mutatja be.



26.Ábra: Az előtervezéshez szükséges paraméterek vizualizációja

Vegyük egységnyinek a napkerék fogszámát, ezek alapján az alábbi paramétereket kapjuk (lásd **26.Ábra**):

$$a_1 = 1 \qquad b_1 = 0,5 \cdot i_1 - 1 \qquad c_1 = a + b \qquad d_1 = a + 2b$$

Ilyenkor ismert a 2. Bolygómű méretei, ugyanis ilyenkor rövide van zárva, nincsen módosítása.

$v_d = 2 \cdot v_c$, ezt át lehet írni az alábbi módon:

$$n_d \cdot d = 2 \cdot n_c \cdot c$$

Ilyenkor fel lehet írni, a **2.Bolygómű** módosítását, ez látható a (8) egyenletben.

$$i_2 = \frac{n_d}{n_c} = \frac{2 \cdot c}{a} = \frac{2 \cdot (a + b)}{a} = \frac{2 + 2 \cdot b}{1 + 2 \cdot b} \quad (8)$$

Ebből ki lehet fejezni a „b” paramétert, ez látható a (9) egyenletben.

$$b = \frac{2 \cdot i_2}{2 \cdot i_2 - 2} \quad (9)$$

Ezáltal, az alábbi paramétereket kapjuk a 2.Bolygóműre.

$$a_2 = 1 \quad b_2 = \frac{2 - i_2}{2 \cdot i_2 - 2} \quad c_2 = \frac{i_2}{2 \cdot i_2 - 2} \quad d_2 = \frac{1}{i_2 - 1}$$

Mivel a második fokozatban a második bolygómű nem módosít, így az alábbi méretarányokat kapjuk.

$$a_1 = 1 \quad (1)$$

$$b_1 = 0,5 \cdot i_1 - 1 = 0,5 \cdot 2,52 - 1 = 0,26 \quad (1)$$

$$c_1 = 0,5 \cdot i_1 = 0,5 \cdot 2,52 = 1,26 \quad (1)$$

$$d_1 = i_1 - 1 = 2,52 - 1 = 1,52 \quad (1)$$

Ismert a váltómű teljes áttétele, ami $i_l = 4$, ebből már meg lehet határozni a 2. bolygómű módosítását, ez látható a (10) egyenletben.

$$i_2 = \frac{i_l}{i_1} = \frac{4}{2,52} = 1,58 \quad (10)$$

Ezek alapján megismertek a 2.bolygómű méretarányai:

$$a_2 = 1 \quad (1)$$

$$b_2 = \frac{2 - i_2}{2 \cdot i_2 - 2} = \frac{2 - 1,58}{2 \cdot 1,58 - 2} = 0,36 \quad (1)$$

$$c_2 = a_2 + b_2 = 1 + 0,36 = 1,36 \quad (1)$$

$$d_2 = c_2 + b_2 = 1,36 + 0,36 = 1,72 \quad (1)$$

Ezek alapján rendelkezésre állnak, a felhasználandó méretarányok, ezt láthatjuk táblázatos formában. Ezek alapján kaptunk arányokat az átmérőre és a fogszámkra [4].

Ez látható a **1. Táblázatban**.

1. Táblázat: Parametrizálás eredmények

$a_1 = 1 \quad (1)$	$a_1 = 1 \quad (1)$
$b_1 = 0,26 \quad (1)$	$b_1 = 0,36 \quad (1)$
$c_1 = 1,26 \quad (1)$	$c_1 = 1,36 \quad (1)$
$d_1 = 1,52 \quad (1)$	$d_1 = 1,72 \quad (1)$

Megkaptuk a méretarányokat, a következő lépés ezeknek a feldolgozása [4].

5.4. Parametrizálás eredménye

A váltóműveknél cél, hogy a bolygóművek befoglaló mérek között az eltérés maximum 15-20 (%) között legyen, amint láthatunk a **1. Táblázatban**. Amint megnézzük, látható, hogy az eltérések nem jelentősek, így ez számunkra megfelelő lesz. Látható, hogy az összefüggések, az áttételek nagyságától függ, ezek alapján lesznek az arányok meghatározva. Az arányok pedig a fogsámhármashoz fog támpontot szolgáltatni [4].

A következő lépés, hogy meg kell nézni, hogy a második és harmadik fokozat, hogy aránylag az első fokozathoz, erre azért van szükség, mert az alábbi fokozatoknál az áttétel csak 1 db bolygómű hatása érvényesül. Ezek láthatóak a következő összefüggéseknél.

A (11) összefüggés ismerteti a második fokozat áttételének az arányát az I fokozathoz képest.

$$e_{II} = \frac{i_{II}}{i_I} = \frac{2,52}{4} = 0,63 \Rightarrow 63 (\%) \quad (11)$$

A (12) összefüggés ismerteti a harmadik fokozat áttételének az arányát az I fokozathoz képest.

$$e_{III} = \frac{i_{III}}{i_I} = \frac{1,58}{4} = 0,37 \Rightarrow 37 (\%) \quad (12)$$

Az alábbi összefüggésekből látható, hogy az egyes bolygóművek eltérő arányban vesznek részt, az első fokozat megvalósításában. Ez fel lesz használva az előtervezési metódus elkészítésénél, lásd **30.Ábra** [4].

5.5. Szempontok a fogsámviszony meghatározásához

Mivel a bolygókerék egyszerre van a napkerékkel és koszorúkerékkel is kapcsolatban, emiatt a fogsámviszonyokra jobban oda kell figyelni, mint a „sima” fogaskerekes hajtóműveknél. Nem lehet akármilyen fogsám arányokat használni, ezeket a következő két nagy fejezet részletesen elemzi [6], [9].

A következő szempont, hogy általános, kompenzált, vagy elemi fogazatot érdemes-e használni.

A kompenzált fogazatot, nem szokták hajtóműveknél használni, vagy inkább csak a kivételes esetekben.

Az elemi fogazat előnyei:

- Egyszerűbb gyártás és geometria
- Könnyebb az interferencia és a fellépő erők számolása

Elemi fogazat hátránya:

- Nem lehet bizonyos fogsámot alkalmazni elemi fogazatnál
- Nincsen csúszásra kiegyenlítve
- Kisebb terhelést képes átvinni

Általános fogazat előnyei:

- Nagyobb terhelés átvitelére alkalmas
- Ki lehet egyenlíteni csúszásra a fogazatot
- Kívánt fogszám létrehozása
- Kívánt tengelytáv megvalósítható

Hátrányai:

- Körülényesebb számolás
- További összefüggések, amiket figyelembe kell venni

A sima fogaskerekes hajtásoktól ellentétben, több feltételnek kell egyszerre megfelelni a bolygóműveknél, amikre a következő fejezetek térnek ki. Mint például az egytengelyűségi, szomszédsági, szerelési feltételek [6], [9].

5.5.1. Egytengelyűségi feltétel

Az egytengelyűségi feltétel szerint a bolygókerek és a hozzájuk kapcsolt napkerék és gyűrűkerék tengelytávolságai egyenlők, ezáltal teljesül, hogy $a_{w23} = a_{w43}$, amennyiben:

$$\frac{z_{41} - z_{21}}{z_{31}} = 2 \text{ [6], [9]}$$

5.5.2. Szerelhetőségi feltétel

A szerelhetőségi feltétel szerint a bolygókereknek a központi kerek forgástengelye körül egyenletesen elosztva kell elhelyezkedniük. Ez a feltétel azt jelenti, hogy a bolygómű N számú bolygókerekének minden pillanatban azonos kapcsolódási helyzetben kell lennie, jelen esetben három bolygókerék van. A járműiparban az sem ritka, hogy 4 bolygókerekes konstrukciókat alkalmazzanak. A bolygókerek száma 3 jelen esetben [6], [9].

$$G_1 = \frac{z_{41} + z_{21}}{N}$$

5.5.3. Szomszédsági feltétel

A szomszédsági feltétel azt jelenti, hogy a napkerék körül forgó bolygókerek fejkörei nem érinthetik egymást, ellenkező esetben egy nem működő konstrukciót kapnánk eredményül.

Az általános összefüggés: [6], [9]

$$\frac{z_{41}}{z_{21}} \leq \frac{1 + \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) - \frac{4}{G_1 \cdot N}}{1 - \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) + \frac{4}{G_1 \cdot N}}$$

5.6. Referencia értékek meghatározása

A paraméterek megadják az arányokat, a fogszámhoz és a külső átmérőkhöz, de ezek mellett megadja fogszámhármassokat is. Az arányokat felhasználva, meg lehet határozni a fogszám hármassokat, a Terplán Zénó féle könyv alapján. A fogszám hármassokat láthatjuk a **27. Ábrán**, az első fokozat esetén [9].

	2,516	93	24	141	3,87
+	2,516	62	16	94	3,87
	2,517	112	29	170	3,86
	2,518	81	21	123	3,85
	2,52	100	26	152	3,84
+	2,52	50	13	76	3,84
+	2,521	69	18	105	3,83
	2,522	88	23	134	3,82
	2,523	107	28	163	3,82
	2,526	114	30	174	3,8
	---	--	--	---	--

27.Ábra: Fogszámhármass 1. Bolygómű

A Terplán Zénó féle könyv, nem tartalmazza a fogszám hármassokat $i=2,5$ áttétel alatt, így nem lehetséges felhasználni a könyvet, így más fajta megközelítésre van szükség ilyenkor. Az a cél, hogy ugyanolyan modul esetén, ne legyen nagy geometria különbség a bolygóművek között, ami a modul és a fogszámtól függ. Ilyenkor célszerű ugyanolyan modult használni. A következő lépés, hogy a felhasznált arányokkal iterálgassunk, hogy hasonló fogszám eredményeket kapjunk. Azonban ilyenkor nehézkes elérni, hogy a fogszámhármassok relatív prímekek legyenek. Amennyiben a fogszám 17 alatt van, mindenképpen általános fogazatot kell majd használni, de a váltóműveknél főleg általános fogazatot használnak, ezért ez nem meglepő [6], [9].

5.6.1. Fogszámviszony ismertetése

Az előzetes követelmény, hogy relatív prímekek kapjunk eredményül.

$$z_{21} = 50 \quad (1) \qquad z_{31} = 13 \quad (1) \qquad z_{41} = 76 \quad (1)$$

$$z_{22} = 44 \quad (1) \qquad z_{32} = 16 \quad (1) \qquad z_{42} = 76 \quad (1)$$

A következő lépés, hogy ellenőrizni kell, hogy az alábbi feltételek teljesülnek-e.

A relatív prím, azt jelenti, hogy a három számnak az egy és mínusz egyen kívül, nincs más osztójuk.

Az első bolygóműnél ez teljesül, azonban a második bolygóműnél ez sajnos már nem.

Mivel azonban az volt a követelmény, hogy a bolygókerek közel azonos átmérőjűek legyenek, ez úgy teljesül, hogy jelen esetben nem lesz a 2.bolygóműnél a fogszámhármassok relatív prímekek, azonban ettől a konstrukció megfelelő lehet. Törekedni kell a relatív prímekekre, mert akkor az adott fogoldalak ritkábban fognak kapcsolódni, így csökken a kopás értéke, de ha ez nem lehetséges, akkor másfajta módszert kell alkalmazni a kopás mérséklésére [6], [9].

5.6.2. Fogszámviszony ellenőrzése 1. Bolygómű

Az 5.5. Fejezet alapján elvégeztem az ellenőrző számításokat az első fogszámhármásra.

$$G_1 = 42 \quad (1) \quad \frac{z_{41} - z_{21}}{z_{31}} = \frac{76 - 50}{13} = 2 \quad 1,52 \leq 11,07$$

Egész szám, így megfelelő
lesz. Ez is teljesül. Ez is teljesül.

Az első fogszámhármás teljesíti a szükséges feltételeket. A fogszámhármás megfelelő lesz.

5.6.3. Fogszámviszony ellenőrzés 2. Bolygómű

Az 5.5. Fejezet alapján elvégeztem az ellenőrző számításokat a második fogszámhármásra.

$$G_1 = 40 \quad (1) \quad \frac{z_{41} - z_{21}}{z_{31}} = \frac{76 - 44}{16} = 2 \quad 1,73 \leq 10,95$$

Egész szám, így megfelelő
lesz. Ez is teljesül. Ez is teljesül.

A második fogszámhármás teljesíti a szükséges feltételeket. A fogszámhármás megfelelő lesz.

5.6.4. Minimális tengelytávolság

A tengelytávolság előtervezéséhez az alábbi analitikus képletre van szükség, ami egy tapasztalati összefüggés, egy referenciát ad a tervező számára, amennyiben ez kisebb, mint a megvalósítandó tengelytávolság, akkor a bolygómű szilárdsági előtervezése megfelelő lesz. Szabványos tengelytávolságot, nem gyakori használni a bolygóműveknél mert itt több szempontot is figyelembe kell venni. A váltóműveknél, az sem ritka, hogy a tengelytávolságot ezredes nagyságrendben írják elő, azonban ez nagymértékben növeli a költségeket [6], [9].

$$a_{min321} = \sqrt[3]{M_{231} \cdot 1000 \cdot \frac{1}{k_{meg23}} \cdot \frac{1}{\frac{b}{d_w}} \cdot \frac{(u_{321,1} + 1)^4}{4 \cdot u_{321,a}}}$$

Az összefüggés több paraméterből áll, amiket meg kell határozni, a következő fejezet ezeknek a kiszámolását ismerteti.

Kiindulásként, az alábbi konstansok ismertek [6], [9]:

- A terhelés kiegyenlítési tényező, ami egyfajta „biztonsági tényező”, $\Omega = 1,1$ (1)
- Fogszélesség és gördülőkör aránya: $\frac{b}{d_w} = 1$ (1)
- Kapcsolószög (elemi fogazat): $\alpha = 20^\circ \text{C}$
- Gördülőköri hatások: $\eta_g = 1$ (1)

A tengelytávolságot, a palástnyomás nagysága is befolyásolja ezért ki kell választani a k_{meg} értéket, ami a **28. Ábra** alapján lesz meghatározva [6], [9].

	k_{meg} [MPa] $\alpha_w = 20^\circ$	k_{meg} [MPa] $\alpha_w = 24^\circ$
Normál szénacél kerekre	0,6 – 0,8	0,7 – 1,0
Nemesített acélkerekre	1,0 – 2,8	1,3 – 3,3
Betétedzett acélkerekre	7,5 – 10	8,7 – 11,5

28. Ábra: Tervezési paraméterek meghatározása Hertz feszültség alapján

A fenti érvelések alapján az alábbi értékek lettek kiválasztva:

- Koszorúkerék: $k_{meg34} = 1,9$ (MPa)
- Nap és bolygókerék: $k_{meg34} = 8$ (MPa)

Ezeket fel kell használni, a minimális tengelytávolság meghatározásához [6], [9].

5.6.5. Minimális modul

A teljesítmény és az áttételt felhasználva meg lett határozva a minimális tengelytávolsága, ami segíti a később kiválasztani a konkrét tengelytávolságot, ami ahogy korábban említve volt, nem szükséges, hogy szabványos tengelytáv legyen. A következő lépés, hogy meg kell határozni a minimális modult. A modul a fogaskerek egyik legfontosabb paramétere, minél nagyobb a modul, annál nagyobb terhelés átvitelére alkalmas, az adott fogaskerékpár. Azonban jelen esetben követelmény, hogy a kiválasztandó modul szabványos legyen. A másik szempont, hogy mindkét bolygóművön a gyűrűkerék átmérők egyezzenek meg, vagy maximum 10-15 %-os eltérés legyen. Ehhez nem feltétlen szükséges, hogy a fogsámok, modulok megegyezzenek, ezekkel lehet iterálgatni a végleges konstrukció kialakításában [6], [9].

A minimális modult, az alábbi összefüggéssel lehet meghatározni a napkerék és a bolygókerék között, ez látható a (13) összefüggésben.

$$m_{min} = \frac{M_{231} \cdot (u_{321} + 1) \cdot q}{a_{321} \cdot b_{321} \cdot \sigma_{Fmeg2,3}} \quad (13)$$

A (14) összefüggés ismerteti a minimális modul számítását a bolygókerék és a koszorúkerék között.

$$m_{min} = \frac{M_{341} \cdot (u_{321} - 1) \cdot q}{a_{431} \cdot b_{231} \cdot \sigma_{Fmeg3,4}} \quad (14)$$

Az összefüggéseknél szerepel a fogalak tényező, ami a Tanszéki segédlet alapján:

$$q = 2,5 \quad (1)$$

A fogaskerék szélességét meg lehet adni, felhasználva a $\frac{b}{d_w}$ arányt felhasználva, meg lehet határozni az adott fogaskerék szélességét. Azonban ehhez szükség lenne a modulra, ezért egyelőre az ismeretlenek száma kettő, így egyelőre nem lehet kiindulni [6], [9].

A probléma megoldásához **másfajta megközelítésre van szükség**. A fogszámok alapján választani kell egy szabványos modult és az alapján meglesz a fogaskerék szélessége. Így a minimális modul már számítható, amennyiben a minimális modul kisebb, mint az általunk választott, akkor ez megfelelő lesz számunkra. Elképzelhető, hogy minimális modulnak sokkal kisebb érték jön ki, mint az előzetesen kiválasztott, de a biztonság és a gyárthatóság miatt inkább nagyobb modult használnak [6], [9].

Számomra az a referencia, hogy korábban már terveztem egy 2 kW-os motorhoz egy váltóművet, oda $m=1$, modulra volt szükség, ahol a vizsgált fordulatszám ugyanannyi volt, mint jelen dolgozat esetén ($n=3000$ rpm). A mostani teljesítmény bőven több, így ebből arra következtetek elsődlegesen, hogy minimum 3, vagy 3,5 modulra lesz szükség, de elképzelhető, hogy ennél nagyobb értéket kell majd kiválasztani. A **29.Ábra** ismerteti a szabványos modulokat [6], [9].

A szabványos modulra a fogazó szerszám miatt van szükség, ugyanis, hogy ha eltérőt használunk, az exponenciális mértékben növeli a gyártási költséget, ami kerülendő. A DIN 780 [22] tartalmazza a szabványos értékeket, a DIN 3962-2 [23] pedig a hengeres fogaskerekekhez tartozó tűréseket.

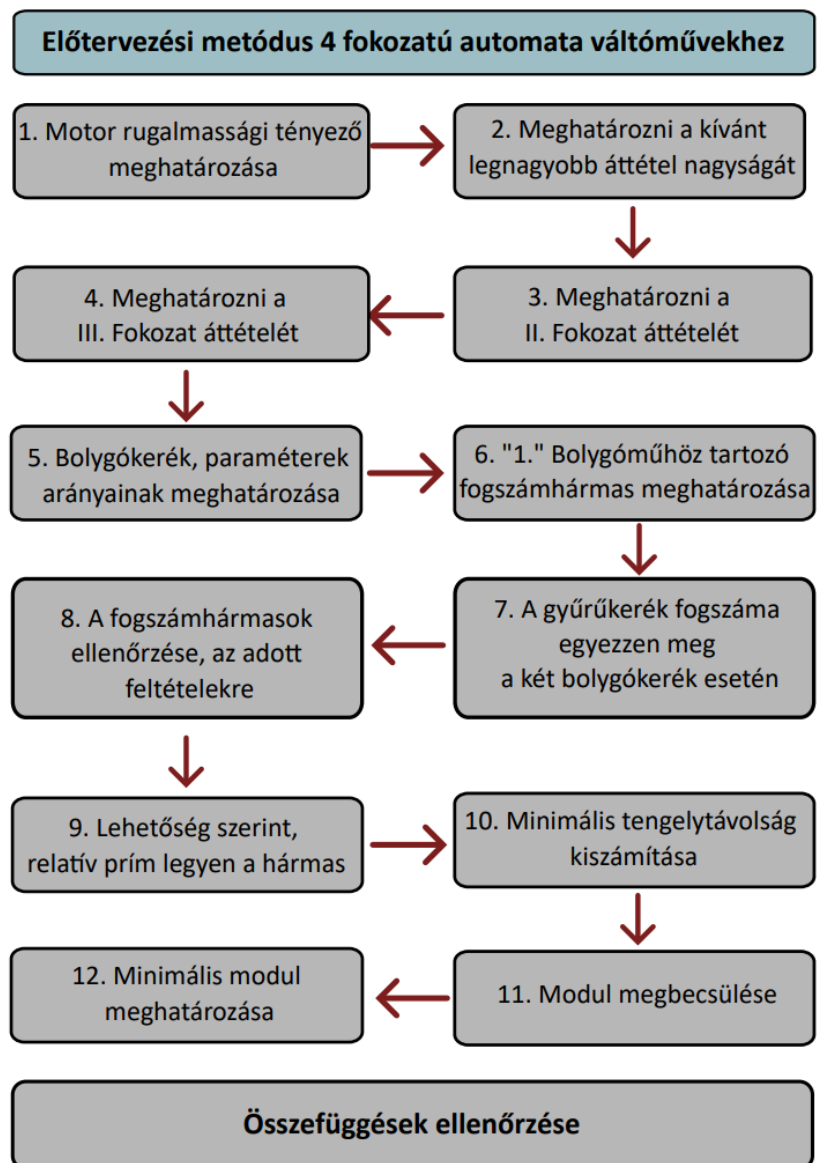
Szabványos modulsorozatok					
1. Sorozat	2. Sorozat	1. Sorozat	2. Sorozat	1. Sorozat	2. Sorozat
0,05		0,4		3	
	0,055		0,45		3,5
0,06		0,5		4	
	0,07		0,55		4,5
0,08		0,6		5	
	0,09		0,7		5,5
0,1		0,8		6	
	0,11		0,9		7
0,12		1		8	
	0,14		1,125		9
0,15		1,25		10	
	0,18		1,375		11
0,2		1,5		12	
	0,22		1,75		14
0,25		2		16	
	0,28		2,25		18
0,3		2,5		20	
	0,35		2,75		22

29.Ábra: Szabványos modulok

6. KOMPONENSEK SZILÁRDSÁGI VIZSGÁLATA

A dolgozat célja, hogy egy előtervezési metódus meghatározása, melynek folyamatábrája a **30. Ábrán. látható.**

A következő lépés, hogy meg kell határozni az alkalmazandó megengedett feszültségértékeket, amelyek a fogaskerek anyagától függenek. Az anyagválasztást azt is befolyásolja, hogy külső, illetve belső fogazásról van-e szó. Külső fogazás esetén célszerű, betétben edzett acélok használata az elterjedt, míg belső fogazás esetén a nemesített acélokat szoktak használni.



30. Ábra: Előtervezési metódus

A **2. Táblázat** ismereti a kiválasztott fogaskerekes anyagok fontosabb mechanikai tulajdonságait [6], [9].

2. Táblázat: Fogaskerékanyagok

	Külső fogazású fogaskerék	Belső fogazású fogaskerék
Kiválasztott anyag	16MnCr5	42CrMo4
$\sigma_{H,meg}$	1500 (MPa)	640 (MPa)
$\sigma_{F,meg}$	430 (MPa)	275 (MPa)

Azért lettek ezek az anyagok kiválasztva, mert ezeket gyakran használják a fogaskerek gyártásánál, így nagy tételben és relatív gyorsan beszerezhető, ez is egy tervezési szempont [7].

6.1. Bemenő adatok elemzése

Az irodalomkutatás, paraméterek vizsgálata alapján elkészült az előtervezési módszer, ami korábban a **30.Ábrán** lett ismertetve. A következő lépés, hogy a bemenő adatokat vizsgálva alkalmazzuk az előtervezési módszert, felhasználva a bemenő paramétereket. A személyautóknál, teher- és haszonjárműveknél a motor teljesítményét lóerőben szokták megadni, ami nem SI mértékegység. A lóerő tulajdonképpen az a teljesítmény, ami ahhoz szükséges, hogy egy 75 kg tömegű testet, 1 másodperc alatt 1 méter magasra emeljen. Azonban a műszaki életben a W és kW sokkal hasznosabb számunkra, így az első lépés, hogy váltsuk át a megadott lóerő teljesítményt W-ba. Az alábbi átváltásra van szükségünk: [1-4]

$$1 \text{ Le} = 745 \text{ W}$$

Így a kiírásban szereplő teljesítményt át kell váltani W mértékegységbe.

$$100 \text{ Le} = 74\,500 \text{ W}$$

A (15) egyenlet alapján meghatározzuk azt a teljesítményt, ami már figyelembe veszi a motor rugalmassági tényezőt.

$$P^* = P \cdot 1,05 = 74\,500 \cdot 1,05 = 78\,225 \text{ (W)} \quad (15)$$

A napkerék tengelyének az igénybevétele, a csavarás, azaz a csúsztató feszültség okozza a tönkremenetelt. A járműiparban vannak empirikus összefüggések, amikkel lehet becsülni, a tengely külső átmérőjét. Ez látható a (16) összefüggésben [9].

$$d_b = (2,3 - 2,7) \cdot \sqrt[3]{M} \quad (16)$$

A tengelyátmérő becsüléshez szükség van a csavarónyomatékra, ez lesz meghatározva a (17) összefüggésben.

$$M = \frac{P^*}{\omega} = \frac{78\,225}{2 \cdot \pi \cdot \frac{3000}{60}} = 250 \text{ (Nm)} \quad (17)$$

A járműiparban gyakori a csőtengelyek használata, nem csak a köracél tengelyeké. Most már minden adat rendelkezésre, hogy kiszámoljunk egy referencia átmérőt. A tartománybeli számtani átlag, 2,5-vel fogok számolni [4].

$$d_b = (2,3 - 2,7) \cdot \sqrt[3]{M} = (2,3 - 2,7) \cdot \sqrt[3]{250} \approx 37 \text{ (mm)} \quad (15)$$

Egy reális érték jött ki, meg ahogy le lett írva, ez egy referencia érték. Jobb tengelyanyagot használva, változhatnak az értékek, elsődleges gondolat, hogy relatív tengelyátmérőt kaptunk eredményül [9].

6.2. Minimális tengelytávolság

Szükség lesz meghatározni az első fokozat bemenő nyomatékát. Napkerékből indulunk ki számolás során, mert ott történik a behajtás, ezért is alkalmaztuk becslést, egy referencia átmérő meghatározására. Viszont kiegészítő számításokra is van szükség, mert szükséges a nap és bolygókerékre ható nyomaték, ez látható a (18) összefüggésben. Ami függ, a bolygókerékek számától, ami jelen esetben 3.

A számítások csak az 1. Bolygóműre vonatkozik, egyrészt azért, mert mivel a kétbolygómű mérete megegyezik vagy nem lehet nagy különbség, így a 2.bolygóműre nem szükséges, másrészt, hogy ezekből a paraméterekből a KISSsoft is eltudja végezni a szükséges számításokat. A KISSsoft egy nagyon jó szoftver, amit az iparban is használnak, a fogaskerek méretezéséhez, így ott megbízhatóbb értékek vannak, mint a régi analitikus számítások. A másik érv a használatára, hogy lehet rá hivatkozni, komoly ipari tervezés esetén is! Összefoglalva, az analitikus összefüggések, elegendőek a minimális tengelytávolság és modul meghatározására, meg ezzel maga a szoftver nem foglalkozik [9].

$$M_{231} = \frac{M_{be} \cdot \Omega}{N} = \frac{250 \cdot 1,1}{3} = 92 \text{ (Nm)} \quad (18)$$

Azonban ehhez szükség van u_{321} fogsámviszonyra, ez lesz meghatározva (19) egyenletben.

$$u_{321} = \frac{z_{31}}{z_{21}} = \frac{50}{13} = 3,84 \text{ (1)} \quad (19)$$

Így most már minden adat rendelkezésre áll, a minimális tengelytávolság meghatározásához, ez látható a (20) összefüggésben a bolygókerék és a napkerék között.

$$a_{min321} = \sqrt[3]{M_{231} \cdot 1000 \cdot \frac{1}{k_{meg23}} \cdot \frac{1}{\frac{b}{d_w}} \cdot \frac{(u_{321,1} + 1)^4}{4 \cdot u_{321,a}}} = \quad (20)$$
$$a_{min321} = \sqrt[3]{92 \cdot 1000 \cdot \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{(3,84 + 1)^4}{4 \cdot 3,84}} = 74,34 \text{ (mm)}$$

A szabványos 71 és 80 (mm) közötti értéket kaptunk eredményül, ami egy reális érték [9]. A választott tengelytávolságot a (21) összefüggésben lesz meghatározva.

$$a_{231} = m \cdot \frac{z_{21} + z_{31}}{2} = 3,5 \cdot \frac{50 + 13}{2} = 110,25 \text{ (mm)} \quad (21)$$

Mivel ez nagyobb, mint a minimális tengelytávolság, így a váltómű szilárdsági ellenőrzése sikeres volt. A következő lépés, hogy ugyanezt meg kell határozni ugyanezeket a 2.Bolygómű esetére is. Azonban a második bolygómű esetén, a számolandó behajtó nyomaték az első bolygómű karjáról levehető forgatónyomaték mínusz egyszerese.

$$M_{22} = -M_{k1}$$

A behajtó nyomatékot a (22) összefüggés alapján kell számolni.

$$M_{22} = -\left(-M_{21} \cdot (1 - i_{b1} \cdot \eta_g)\right) \quad (22)$$

A tervezésnél nem a forgatónyomaték iránya, hanem a nagysága (abszolútértéke) számít, ezért egyszerűsíttem a formulát a (23) összefüggésben.

$$M_{22} = M_{21} \cdot (1 - i_{b1} \cdot \eta_g) \quad (23)$$

Azonban, ehhez szükség van az 1.Bolygómű belső módosítására, ez látható a (24) összefüggésben.

$$i_{b1} = -\frac{z_{41}}{z_{21}} = -\frac{76}{50} = -1,52 \quad (1) \quad (24)$$

Így most már ki lehet számolni, a bemenő nyomatékot a 2.Bolygómű esetén, ez látható a (25) összefüggésben.

$$M_{22} = M_{21} \cdot (1 - i_{b1} \cdot \eta_g) = 190 \cdot (1 - (-1,52)) = 480 \text{ (Nm)} \quad (25)$$

Azonban azt is figyelembe kell venni, hogy a bolygókerék száma $N=3$, ez a (26) összefüggésben lesz meghatározva.

$$M_{232} = \frac{M_{22} \cdot \Omega}{N} = \frac{480 \cdot 1,1}{3} = 176 \text{ (Nm)} \quad (26)$$

A következő összefüggésben (27) meg lehet határozni a bolygókerék és koszorúkerék között ébredő nyomatékot, felhasználva a fogszámokat.

$$M_{342} = M_{232} \cdot u_{322} = 176 \cdot 1,04 = 572 \text{ (Nm)} \quad (27)$$

Azonban ehhez szükség van u_{322} fogszámviszonyra, ez lesz meghatározva (28) egyenletben.

$$u_{322} = \frac{z_{32}}{z_{22}} = \frac{44}{16} = 2,75 \quad (1) \quad (28)$$

Szükség lesz még a u_{432} fogszámviszonyra is, ez lesz meghatározva (29) egyenletben.

$$u_{432} = \frac{z_{42}}{z_{32}} = \frac{76}{16} = 4,75 \quad (1) \quad (29)$$

Így most már minden adat rendelkezésre áll, a minimális tengelytávolság meghatározásához napkerék és a bolygókerék között, ez látható a (20) -es összefüggésben.

$$a_{min322} = \sqrt[3]{M_{232} \cdot 1000 \cdot \frac{1}{k_{meg23}} \cdot \frac{1}{\frac{b}{d_w}} \cdot \frac{(u_{322} + 1)^4}{4 \cdot u_{322}}} = 66,43 \text{ (mm)} \quad (30)$$

A választott tengelytávolságot a (31) összefüggésben lesz meghatározva.

$$a_{232} = m \cdot \frac{z_{22} + z_{32}}{2} = 3,5 \cdot \frac{44 + 16}{2} = 105 \text{ (mm)} \quad (31)$$

6.3. Minimális modul

Ahogy az előtervezési metódus ismerteti, meg kell becsülni a modult. Nagyobb modullal megnő a fogaskerékajtással átvihető forgatónyomaték. Az egyik lehetőség az lenne, hogy lemérjük egy személyautóban lévő váltómű befoglaló méreteit és azokból egy következtetést lehet levonni. A katalógusokban a gyártó weboldalán ezek az információk nem elérhetőek és nem is relevánsak a potenciális vevő számára. Így egy másik módszert érdemes használni, ki kell iterálni a megfelelő modul értékét.

Egyetlen egy referenciám van, hogy a korábbi években már terveztem már adott erőgépekhez fogaskerék hajtásokat. 2 kW-os erőforrás esetén egy $m=1$ (mm) modul megfelelő volt, azonban itt sokkal nagyobb a teljesítmény, így arra következtetek, hogy bőven nagyobb modul lesz érdemes választani. Legyen jelen esetben az alábbi modul:

$$m = 3,5 \text{ (mm)}$$

Ebből meg lehet határozni a minimális modult a napkerék és bolygókerék és bolygókerék és a gyűrűkerék között. Az előtervezés során $\frac{b}{d_w} = 1$. Így meg kell határozni a napkerék gördülőkör átmérőjét, ez látható a (32), (33) egyenletekben. Természetesen az arány a végleges konstrukciónál változhat, az előtervezés során, a fenti konstans megfelelő lesz.

$$d_{w231} = m_1 \cdot z_{22} = 3,5 \cdot 13 = 46 \text{ (mm)} \quad (32)$$

$$d_{w232} = m_1 \cdot z_{22} = 3,5 \cdot 16 = 56 \text{ (mm)} \quad (33)$$

Azonban ezzel lehet majd iterálni a végleges konstrukcióból, cél ugyanis egy minél kompaktabb konstrukció létrehozása, azonban arról sem szabad elfeledkezni, hogy nagy teljesítményt kell átvinni a hajtásokon, ez már nem egy kis teljesítményű hajtáslánc. Az utakon gyakoriak még az ennél is nagyobb motorral rendelkező személygépjárművek. Így most már minden rendelkezésre áll a minimális modulokra kiszámolásához.

Az „1000” -vel való szorzás, a mértékegységek miatt van rá szükség. A minimális modul a (34) és (35) egyenletben lett kiszámítva.

A napkerék és bolygókerék között 1. Bolygómű esetén:

$$m_{min1} = \frac{M_{231} \cdot (u_{321} + 1) \cdot q}{a_{321} \cdot b_{321} \cdot \sigma_{Fmeg2,3}} = \frac{92 \cdot 1000 \cdot (3,85 + 1) \cdot 2,5}{110,25 \cdot 46 \cdot 430} = 0,51 \text{ (mm)} \quad (34)$$

A napkerék és bolygókerék között 2. Bolygómű esetén:

$$m_{min2} = \frac{M_{232} \cdot (u_{322} + 1) \cdot q}{a_{322} \cdot b_{322} \cdot \sigma_{Fmeg2,3}} = \frac{176 \cdot 1000 \cdot (2,75 + 1) \cdot 2,5}{105 \cdot 56 \cdot 430} = 0,65 \text{ (mm)} \quad (35)$$

Ez bőven kisebb, mint az általunk az előzetes modul, így ebből arra a következtetésre jutok, hogy a kiválasztott modul megfelelő lesz számunkra. [6], [9].

6.4. KISSsoft eredmények

A KISSsoft szoftver segítségével történik a további számítás, előtervezés, a diákverzió lesz használva, ami nem tud sokkal kevesebbet, mint az ipari verzió. A másik előnye a szoftver használatának, hogy le lehet generálni a fogaskereket mind 2D és mind 3D verzióban is. A szoftvert felhasználja, az ipari tapasztalatokat és ez úgynevezett „**finomhangolás**” történik. A szoftver minden esetben egy általános fogazatot fog fel ajánlani. A szoftvernek a másik előnye, hogy készülni fog egy „riport”, ami az összes lényeges információt tartalmaz, az adott fogaskerékkapcsolatról és arról sem szabad elfeledkezni, hogy erre lehet érdemben hivatkozni. **A finomhangolás során** a szoftver meghatározza az egyes profileltolás tényezőket, valamint az ezeknek megfelelő tengelytávot is. Érdekességképpen megjegyezném, hogy a járműiparban használnak ezredes felbontású tengelytávolság tűréseket is. Ezzel együtt szilárdsági ellenőrzés is történik, a szükséges terhelések is meglesznek határozva ilyenkor. Kiemelnék két fontosabb paramétert, ami nem más, mint a felszíni (s_H) és fogtőteherbírással (s_F) kapcsolatos biztonsági tényezők. A **3.Táblázat** ismerteti, hogy milyen értékeket fogadunk el, adott paraméterek esetén. [6], [9].

3. Táblázat: Minimális értékek a biztonsági tényezők esetén

Minimális értékek s_H esetén

Minimális értékek s_H esetén

$$s_{H,min} = 1,1 - 1,2 (1)$$

$$s_{F,min} = 1,3 - 1,5 (1)$$

A másik szempont, hogy azért ne legyenek túl nagy értékek is a biztonsági tényezők esetén, mert ebben az esetben egy erősen túlméretezett és költséges fogaskereket kapnánk eredményül. Példaképpen mondanám, hogy maximum a $s_{F,max} \approx 4 (1)$ legyen [6], [9].

Az ellenőrzés iteratív úton történik. Miután a fogaskerék-geometria már megfelelő lesz, azután következik a szilárdságra történő ellenőrzés. Az előtervezésnél elégséges volt a fogaskerék axiális méretének körültekintő megválasztása, az a lényeg, hogy a bolygókerék axiálisan egy pár mm-el keskenyebb legyen, mint a gyűrű és napkerék. A szilárdsági ellenőrzés az I. fokozat esetén lesz, azért, mert itt van a legnagyobb nyomatékmódosítás. A KISSsoft-nál meg kell adni, hogy melyik gépelem van rögzítve, ehhez szükség lesz a sebességviszonyokra, ez korábban meg lett határozva a **19.Ábrán**. A **4.Táblázat** ismerteti az adott bolygómű esetén melyik az adott és rögzített elem [1-4], [6], [9].

4. Táblázat hajtó és hajtott elemek adott bolygóműveknél I. fokozat esetén

I. Sebességi fokozat	1.Bolygómű	2.Bolygómű
Hajtó elem	Napkerék	Bolygókeréktartó kar
Rögzített elem	Gyűrűkerék	Napkerék

Így most már rendelkezésre állnak a bemenő paraméterek, hogy a KISSsoft ellenőrzéseket elvégezzük. Azonban a szoftver angolul értékeli ki a paramétereket, így kiírom a két legfontosabb paramétert angol-magyar párban is.

„Flank safety”	Felszíni teherbírással szembeni biztonsági tényező (s_H)
„Rooth safety”	Fogtőteherbírással teherbírással szembeni biztonsági tényező (s_F)

5. Táblázat összefoglalja a KISSsoftba beírt kiindulási adatokat.

5. táblázat: KISSsoft-nak szükséges adatok

$m_1 = 3,5 \text{ (mm)}$	$a_{231} = 110,25 \text{ (mm)}$	$\alpha = 20 \text{ (}^\circ\text{)}$
$z_{21} = 50 \text{ (1)}$	$z_{31} = 13 \text{ (1)}$	$z_{41} = 76 \text{ (1)}$
$b_{21} = 46 \text{ (mm)}$	$b_{31} = 44 \text{ (1)}$	$b_{41} = 46 \text{ (mm)}$
$n_{21} = 3000 \left(\frac{1}{\text{min}}\right)$	$M_{232} = 176 \text{ (Nm)}$	$P = 74\,500 \text{ (W)}$

Az első lépés, hogy megnézzük, hogy az analitikus összefüggésekből kapott eredményeket, ez láthatjuk a **31.Ábrán** az 1. Bolygómű esetén.

	Sun	Planets	Internal gear
Actual tip circle (mm)	179.202	55.751	262.703
Root safety	24.081	14.331	25.082
Flank safety	3.020	2.968	2.963
Safety against scuffing (integral temperature)		4.920	5.455
Safety against scuffing (flash temperature)		21.467	21.401

31.Ábra: KISSsoft előtervezésből kapott eredmények 1. Bolygóműnél

Azt kaptuk eredményül, hogy az analitikus eredményekből kapott eredmények egy jelentősen túlméretezett fogaskerékajtást kapunk eredményül, hiszen:

- A felszíni teherbírással szembeni biztonsági tényező értéke közel 3, az optimalizált fogaskerekeknél ez maximum 1,3 körül szokott lenni.
- A fogtőteherbírással szembeni biztonsági tényező a „legrosszabb esetben” is 14, körül van, ami bőven az ajánlott 4 felett van.

Azt kaptuk eredményül, hogy egy **jelentősen túltervezett fogaskerékajtást kapunk eredményül**, ami egyelőre nem versenyképes, hiszen sokkal több anyagot tartalmaz, mint amennyi optimálisan szükséges lenne, így ezen még dolgozni kell tovább. Az viszont kijött eredménynek, hogy a fogtőteherbírással szembeni biztonsági tényező a bolygókereknél jóval

kisebb, mint a napkerék és gyűrűkerék esetén. Módosításokra van szükség, el kezdtem iteralgatni az eredményeket, természetesen a peremfeltételek mint a teljesítmény, fordulatszám nem változtak. Az eredményeket a **32. Ábra** ismereti.

	Sun	Planets	Internal gear
Actual tip circle (mm)	128.001	39.822	187.645
Root safety	8.879	5.774	7.770
Flank safety	1.844	1.813	1.106
Safety against scuffing (integral temperature)		4.248	5.122
Safety against scuffing (flash temperature)		10.166	10.269

32.Ábra: KISSsoft optimalás az 1. Bolygómű esetén

Így most már egy kevésbé túlméretezett bolygóművet kaptam eredményül, lásd.a biztonsági tényezők felszíni kifáradásra és fogtöteherbírásra. Az axiális szélességben sokat nyertünk, azonban az optimalást itt abba hagytam (amikor a gyűrűkerék elérte a minimális biztonsági tényezőt a felszíni kifáradásra), mert az üzemeltetési körülmények az utazás során nem mindig ideális. Egy autó élettartama során eltérő igénybevételeknek lesznek kitéve, mint például a szerpentineken való közlekedés, lejtőn való hosszabb közlekedés, domborzati körülmények, így úgy gondolom nem feltétlen szükséges nagyon túloptimalizálni a bolygóművet, legyenek még „tartalékok”. Azért gondolom ezt fontosnak, mert a hajtóműveket általában egy adott üzemeltetési körülményre tervezik, mint például egy szállítószalag meghajtása, de itt a körülmények korántsem állandóak. A **6.Táblázat** ismerteti a KISSsoft által kijött módosításokat.

6. Táblázat: KISSsoft módosítások 1. Bolygóműnél

$$a_{2,3_{k1}} = 78,91 \text{ (mm)}$$

$$b_{3_{k1}} = 27 \text{ (mm)}$$

$$b_{2,4_{k1}} = 30 \text{ (mm)}$$

$$m_{k1} = 2,5 \text{ (mm)}$$

Azt kaptunk eredményül, hogy $m=2,5$ mm is elegendő lesz a váltóműnél, így a korábbi sejtés úgy néz ki megfelelő volt, jelentős fejlesztést (kompaktabb) konstrukciót kaptam eredményül. Az analitikus összefüggések, amiket felhasználtam járműipari könyvekből kaptam, amik nagyon jók, de régebben íródtak [1-4], így akkor még nem állt rendelkezésre olyan technika, mint most pl. a KISSsoft, így elképzelhető a nagyobb eltérés a két módszer között. Ugyanezeket el kell végezni a 2.Bolygóműnél is, ugyanezzel a módszerrel. Mivel a bolygókeréktartó karról hajtunk be (c_2), szükség van a fordulatszámra, mint bemenő input, ezt a KISSsoft határozta meg a szoftveren belül a teljesítménnyel együtt.

$$n_{c2} = 1190 \left(\frac{1}{min} \right)$$

A **7.Táblázat** összefoglalja a KISSsoft-nak szükséges kiinduló adatokat a 2.Bolygóműhöz

7. táblázat: KISSsoft 2.Bolygóműhöz tartozó kiinduló adatok

$m_1 = 3,5 \text{ (mm)}$	$a_{231} = 105 \text{ (mm)}$	$\alpha = 20 \text{ (}^\circ\text{)}$
$z_{22} = 44 \text{ (1)}$	$z_{33} = 16 \text{ (1)}$	$z_{41} = 76 \text{ (1)}$
$b_{21} = 56 \text{ (mm)}$	$b_{31} = 54 \text{ (1)}$	$b_{41} = 56 \text{ (mm)}$
$n_{c2} = 1190 \left(\frac{1}{\text{min}}\right)$	$M_{322} = 176 \text{ (Nm)}$	$P = 21\,941 \text{ (W)}$

Ezek alapján elvégeztem az ellenőrzést, az eredményeket a **33.Ábra** ismerteti.

	Sun	Planets	Internal gear
Actual tip circle (mm)	162.040	65.937	266.844
Root safety	38.053	25.715	37.886
Flank safety	4.245	4.029	2.743
Safety against scuffing (integral temperature)		3.482	3.703
Safety against scuffing (flash temperature)		58.383	105.405

33.Ábra: KISSsoft előtervezés ellenőrzése a 2.Bolygómű esetén

Ahogy a 33.Ábrán látható, egy erősen túlméretezett bolygóművet kaptunk eredményül, ezért egy optimálást fogok végrehajtani a KISSsoftot felhasználva, természetesen a peremek, mint pl. a fogsághármas nyomatók itt sem fognak változni. Az eredményeket a **34.Ábra** ismerteti.

	Sun	Planets	Internal gear
Actual tip circle (mm)	115.724	47.096	190.571
Root safety	15.565	9.445	16.221
Flank safety	2.554	2.424	1.653
Safety against scuffing (integral temperature)		5.148	5.577
Safety against scuffing (flash temperature)		27.676	52.249

34.Ábra: KISSsoft optimálás 2. bolygómű esetén

A biztonsági tényezők értékét tudtam csökkenteni, ám arról sem szabad elfeledkezni, hogy itt kisebb a nyomaték, amit a bolygóműnek továbbítani kell, így kisebb terhelés éri a fogaskerekeket is. biztonsági tényezők értéke így is aránylag nagyok, azonban érdemes „tartalékokat” is hagyni a korábban említett változó körülmények miatt. Az optimálást lehetett volna még folytatni, azonban így is kompakt fogaskerekeket kaptunk eredményül és egy bizonyos szélesség (13 mm) alá nem mennék a korábban említett okok miatt.

A **8.Táblázat** ismerteti a KISSsoft által kijött módosításokat.

8. Táblázat: KISSsoft módosítások 1. Bolygóműnél

$a_{2,3_{k2}} = 76,52$ (mm)	$b_{3_{k2}} = 13$ (mm)
$b_{2,4_{k2}} = 15$ (mm)	$m_{k2} = 2,5$ (mm)

Azt kaptuk eredményük, hogy a modul 2,5 mm is elegendő lesz számunkra, jelentős optimalást tudtam elérni a bolygómű fejlesztésében, hogy minél kompaktabb legyen a konstrukció. A KISSsoft alapján az alábbi következtetéseket tettem meg.

- Az előtervezéshez kapott és arányok alapján meg lehet határozni a fogsámfüggvényeket, így a bolygómű előtervezése megvalósítható
- Amikor írták az összefüggéseket, akkor még nem volt elérhető olyan technológia, mint a KISSsoft, így az előtervezés alapján felvett modulok és fogaskerék szélesség alapján elsőre egy rendkívül túlméretezett konstrukciót kapunk eredményül.
- Az előtervezés során az áttételek és fogsámfüggvények meghatározhatóak, a minimális modul és tengelytávolság jó relevancia a tervező számára, azonban a fogaskerék szélessége és a modul jelentősen függ az anyagtól és a kenés állapotától is.

6.5. Tengely ellenőrzése

A **váltómű tengelyeket összetett statikus igénybevételre kell ellenőrizni**. A csavaró igénybevétel hatása a tengely tönkremenetelére jelentős, ezért ki kell számítani a csavarás okozta **csúsztatófeszültséget!** A **csavaró igénybevétel esetén**, a megengedett feszültség általában a folyáshatár fele. Az alábbi összefüggésre (36) lesz szükség:

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p} \quad (36)$$

A **váltóműtengelyek szívós anyagból** készülnek, így a **HMH feszültségelméletet** kell használni! A **kiválasztott tengely C35E**. Az anyag folyáshatára $R_{eH} = 422$ (MPa), így a $\tau_{meg} = 211$ (MPa). Az előtervezés során az első bolygóműhöz tartozó tengely lesz ellenőrizve csavarásra, a hajlítást és a húzó-nyomó igénybevételt elhanyagoljuk, a fellépő csavarófeszültség látható a (37) összefüggésben.

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p} = \frac{16 \cdot 250000}{37^3 \cdot \pi} = 25$$
 (MPa) (37)

Ez bőven kisebb, mint a megengedett csúsztató feszültség, így a napkeréktengely előtervezése megfelelő lesz, ez alapján már készülhet egy lehetséges gyártási metódus [6].

7. GYÁRTHATÓSÁG ÉS TŰRÉS VIZSGÁLATA

Ahogy a követelményjegyzékben (4.1. Fejezet) már szerepelt, alapvető feltétel, hogy a tervezendő konstrukció **alkalmas legyen sorozatgyártásra**. A gyártási költségek minimalizálása is rendkívül fontos. Jelen fejezet **egy lehetséges gyártási folyamatot elemez a napkerék tengely gyártására**. A tervezés folyamán, ha van lehetőség a fejlesztő csapatnak, érdemes használni **additív gyártási technológiákat**, ugyanis a kézzel való vizsgálat segíti a fejlesztési folyamatot, ha van rá lehetőség, 3D fémnyomtatással akár váltómű prototípusokat is el lehet készíteni, így nem csak CAD („Computer Aided Engineering”) modellekkel foglalkoznak a fejlesztőmérnökök [17].

7.1. Tűrések vizsgálata

Minél **pontosabb** tűréseket, alaktűréseket írunk elő, azaz minél **kisebb IT fokozat** lesz előírva, exponenciális mértékben **megnöveli a gyártási költségeket**. Ne feledkezzünk meg az alkatrészek ellenőrzése miatt az idomszerek a gyártásáról sem! A leendő termékeknek át kell menniük, egy bizonyos laboratóriumi vagy tesztgépen lezajló vizsgálaton. A pontosabb tűrések vizsgálata, drágább műszereket fog eredményezni [4], [6], [9].

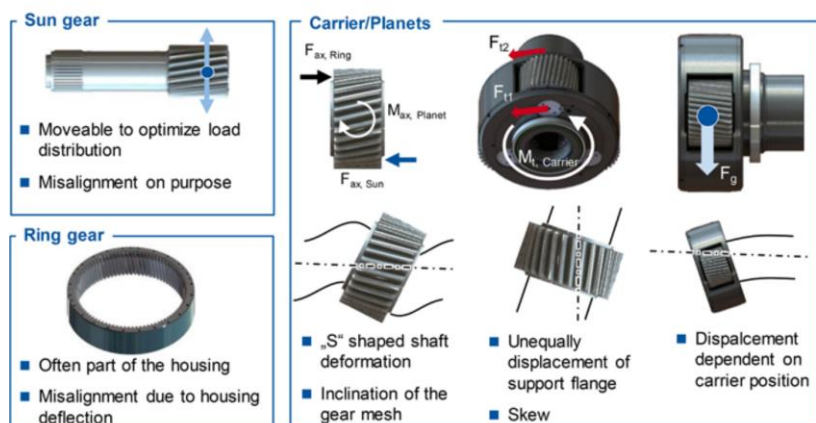
Az **irodalomkutatás során** az alábbi irányelveket találtam:

- Amennyiben a bolygókeréktartó kart mereven van csapágyazva, akkor a két központi napkereket és a gyűrűkereket radiális játékkal kell szerelni, hogy magától beállhasson a bolygókerék esetén alkalmazható.
- Amikor a bolygókeréktartó kar és a két központi kerék mereven van csapágyazva, akkor a bolygókereket egymástól függetlenül egy úszócsapágyat felhasználva kell csapágyazni, ilyenkor a bolygókerekek szabadon állhatnak be.
- Amennyiben a napkerekek és a bolygókerekek merev ágyazással rendelkezik, lazább csapágyazást érdemesebb használni. Ebben az esetben, nehézkes a bolygókeréktartó kar hajtása.

7.1.1. Alkalmazandó fontosabb tűrések

A bolygóműveknek, az egyik hátrányos tulajdonsága, hogy költséges a gyártása, mert nagyon pontos IT4-5 fokozatra van szükség, ami exponenciális mértékben nehezíti a gyártást. A költségek optimalizálása végett, a fogaskerekeket nagy sorozatban gyártják, amikhez drága megmunkáló központokra van szükség, nem is beszélve a felületi edzésekről sem! Ilyen technológiával, a nagyvállalatok, mint például a Bonfiglioli vállalat, amennyiben saját magunk

szeretnénk ilyen pontos tűréssel forgalmazni, bolygóműves váltóművet, sajnálatos módon nem lesz piacképes. [21]. A **35.Ábra** ismereti a lehetséges hibákat bolygóműveknél.

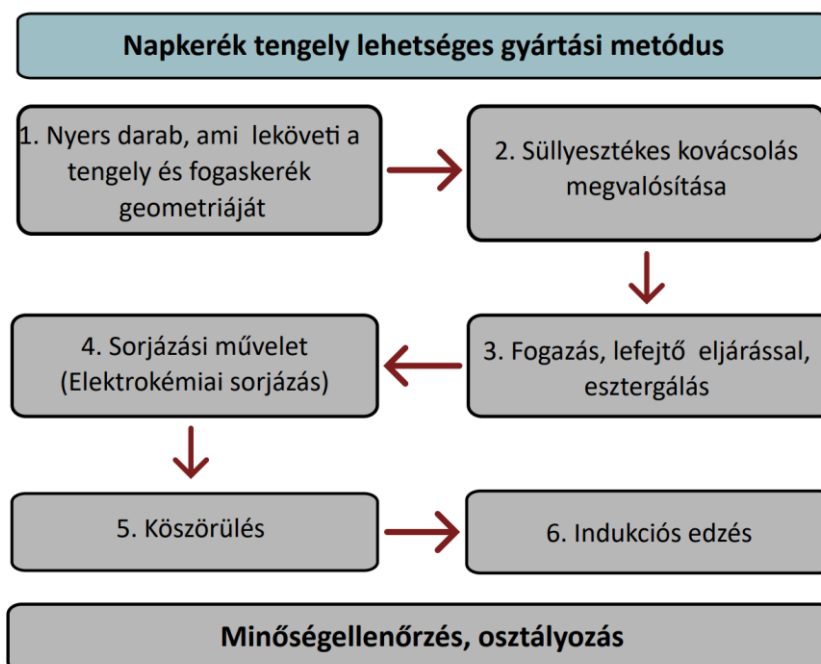


35.Ábra: Lehetséges eltérések a bolygóművekben

7.2. Előtervezés alapján javasolt gyártástechnológia

A sajtolás egy rendkívül költséges eljárás, ami inkább tömeggyártás során éri meg. Szilárd illesztés során mindig fedés fog kialakulni. Ebben az esetben **H7/s6** tűrést írtam elő. Mindkét elemnek közel **megegyezik a rugalmassági modulusza és Poisson tényezője** [8].

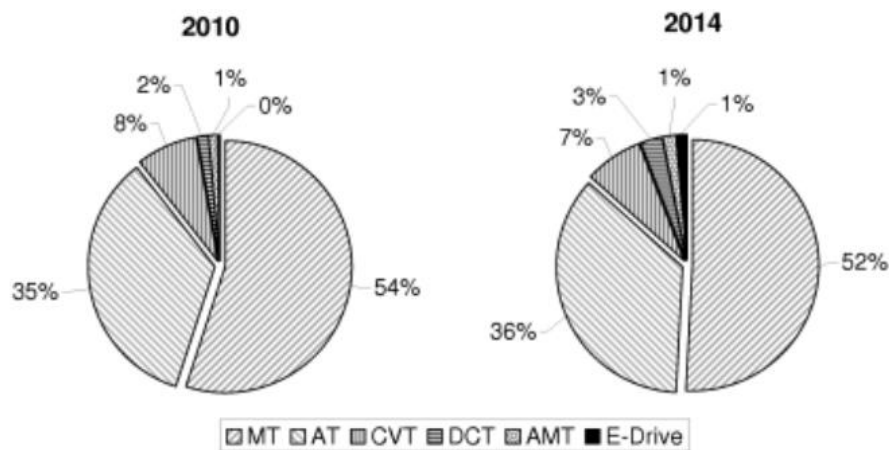
Azt is meg kell jegyezni, hogy amennyiben a művelet nem sikerül, amihez egy külön gép kell, akkor maga a tengely és az ahhoz tartozó fogaskerék selejtes lesz, ami veszteség a cég számára. A nagyobb vállalatok, mint pl. az Audi Hungária is kovácsolja ezeket a tengelyeket. Ezek alapján kigondoltam egy folyamatábrát a napkerék tengely gyártására, ezt szemlélteti a **36.Ábra** [8].



36.Ábra: Napkerék tengely lehetséges gyártása

8. FEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK ELEMZÉSE

Napjainkban az autóiparban megfigyelhető az úgynevezett „**downsizing**”, aminek a célja, hogy minél kisebb alkatrészekkel lehessen megoldani a korábbi konstrukciónál lévő teljesítményeket. Mászóval cél a **teljesítménysűrűség növelése**. Közel azonos teljesítményt kell szolgáltatnia minél kevesebb kompromisszummal. Egy **új váltó** vagy motorblokk **tervezése közel 5 év**, amiknek meg kell felelni az egyre szigorúbb környezetvédelmi normáknak. Azonban nem oldható meg, csupán elektronikai fejlesztésekkel. **A motoroknak minél több nyomatékot kell biztosítaniuk, azonban ez nehezen összeegyeztethető a váltómű hatásfokának növelésével.** A 37.Ábra szemlélteti, hogy a piacon lévő személyautók, milyen váltómű típussal rendelkeznek. Látható, hogy az automata váltóműveknek jelentős részesedésük van [13].



37.Ábra: Automata váltóművek részesedése a piacon

8.1. Vontatási nyomaték hatása a fejlesztésekre

A vontatási nyomatéknak (vonóerő) jelentős hatása van a veszteségekre, ezt az **olajfilmmel tudjuk mérsékelni**, azonban ennek a hatása függ az olaj hőmérsékletétől, azaz a viszkozitástól és a viszkozitási indextől is. Tesztekkel lehet vizsgálni a választott paramétereket. A személyautóknál és a mezőgazdasági erőgépeknél fontos szempont, hogy az adott gép, milyen vonóerőt képes kifejtetni. Azonban ott van egy kis különbség! A mezőgazdasági erőgépeknél, sokkal több fokozatot használnak. A személygépkocsiba 6 fokozatú váltókat szoktak tervezni, míg a traktoroknál 24 fokozatú váltóműveket is használnak. Ami 12 bolygómű egymás mögé építését jelentené, ami egy rendkívül komplex váltót eredményezné, ezért oda, a dolgozatban bemutatott konstrukciós tervezés, nem lesz megfelelő! Ott inkább „Power Shift” és CVT váltóműveket használnak. A CVT váltóművel is el lehet érni fokozatmentes automata váltóműveket. A személygépkocsiknál pedig az nem terjedt el igazán [12], [16].

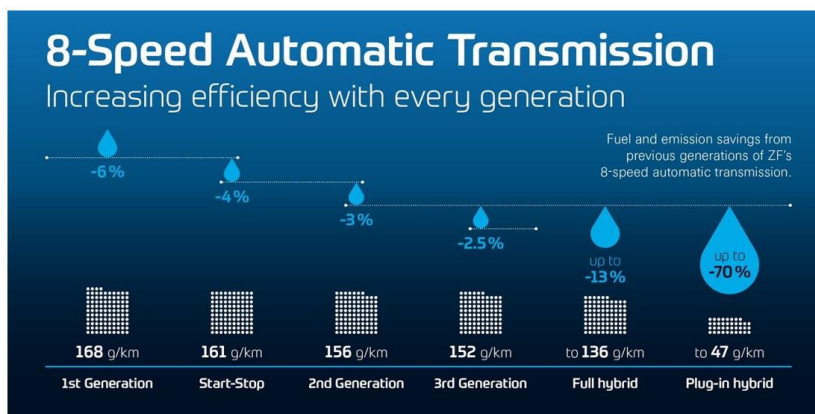
8.2. Konceptiók a fejlettebb automata váltó rendszerekhez

Manapság az autópárhban az elektromos autók kapják, szinte a legnagyobb hangsúlyt és figyelmet, azonban arról sem szabad elfeledkezni, hogy a tiszta elektromos átállásra még több időre van szükség. A következő lépés, hogy egyre több személygépj jármű rendelkezzen hibrid/plug-in hybrid hajtás láncsal rendelkezzen. Még a sportautóiról híres Alfa Romeo olasz autógyártó is kezdi lecserélni, a hagyományos hajtásláncot. Az autógyártó ZF típusú váltóműveket használ. Jelen fejezet elemzi, hogy a dolgozatban előtervezett váltómű típusból melyik a legfrissebb típus a kínálatban, vagy milyen új koncepciókat mutatnak be a gyártók. Az **38.Ábra** szemlélteti a 4. generációs 8 fokozatú ZF fejlesztésű automata váltóművet, amit a hibrid hajtásláncba terveztek [12].



38.Ábra: Legújabb ZF 8 fokozatú automata váltó

A váltómű moduláris felépítésű, aminek az oka a jogalkotók által meghatározott szigorúbb CO₂-kibocsátási határértékek, amelyeknek az autógyártóknak a következő 10 évben meg kell felelniük, elég gondolni az egyre szigorúbb EURO kibocsátási normáknak. A **39.Ábra** ismerteti az üzemanyag megtakarítást, az adott automata sebességváltómű generációnál. Érdekesképpem megemlítem, hogy a ZF rendelkezik 9 fokozatú automata váltóval is [12].



39.Ábra: ZF 8 fokozatú automata sebességváltómű fejlődése

9. ÖSSZEGZÉS

A dolgozat a 4 fokozatú bolygóműves váltók az előtervezési metódusát mutatja be (30.Ábra). A motor teljesítménye alapján a módszer alkalmazásával fel lehet osztani az áttételeket az első négy fokozat esetén, egy személyautó hajtásláncában. Meg lett határozva, hogy milyen hatása van az egyes bolygóműveknek, az első fokozat áttételének megvalósításánál.

A dolgozat vizsgálta, az automata váltóművek működését, szerepét napjainkban. A gyárthatóság, tőrések és a fejlesztési lehetőségek elemezve lettek. Analitikus összefüggések alapján a napkerék tengelye, a minimális modul és tengelytávolság került meghatározásra. A KISSsoft-nak szükséges bemenő paraméterek meghatározásra kerültek. A fogszámhármasok kiválasztása után azok ellenőrzése következett, hogy teljesülnek-e a szükséges feltételek. A KISSsoft-ot felhasználva, lehetett optimalizálni az analitikus összefüggésekkel kapott egyes eredményeket.

9.1. Paraméterek hatása az előtervezésnél

A bolygóműves váltóműveknél a fogszámhármasok, alapvető paraméterek. Ugyanis ezek alapján lesznek kiválasztva a bolygóművel és az áttételek. A váltóműveknél az az egyik legfőbb tervezési szempont, hogy a bolygóművek külső átmérői ne térjenek el egymástól jelentősen, ideális esetben egyezzen meg a gyűrűkerekek fogszámai. Ez fontosabb szempont, mint, hogy a bolygómű fogszámhármasa relatív prím legyen. A bolygóművek felépítő elemei között, arányok lettek meghatározva, ami alapján ki lehet választani a fogszámhármasokat.

9.2. Jövőbeli tervek

Engem érdekel a hajtástechnika területe és szerencsére ellégé sok lehetőség van, hogy szélesítsem a szakmai látókörömet, ezen a tudományos területen és szeretném zárásként ismertetni, hogy milyen további jövőbeli terveim vannak hajtástechnika témakörében.

Személyes jövőbeli szakmai terveim:

- Egy **Ortlinghaus-tengelykapcsolót** szeretnék tervezni, szintén egy fogaskerék hajtóműhöz., annak érdekében, hogy nagy nyomatékot tudjunk átvinni.
- Érdekelnek a **mezőgazdasági erőgépek erőátviteli szerkezete**, így abban a témában is készítenék kutatómunkát.
- Szeretnék hasonló tudományos munkát készíteni **egy differenciálmű esetén**, hogy megismerjem részletesebben a gépjárművek ezen részét.
- További kutatómunkák készítése, annak érdekében, hogy megalapozzam **a lehetséges jövőbeni doktori pályafutásomat**.

10. FELHASZNÁLT FORRÁSOK

10.1. Irodalomjegyzék

- [1] Dr. Ternai Zoltán: Gépjármű Szerkezetek Tervezése Műszaki Tankönyvkiadó Budapest, 1972
- [2] Dr. Ilosvai Lajos: Gépjárműszerkezetek méretezése I. Műegyetemi kiadó, 1994
- [3] Dr. Ternai Zoltán: A Gépkesi Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1962
- [4] Zinner György: Gépjárművek Erőátviteli Berendezései. Tankönyvmester Kiadó, Bp., 2005
- [5] Dr. Farkas Zsolt József: Mezőgazdasági Erőgépek Előadásjegyzet, Bp.,2023
<https://gt3.bme.hu/subjects.php?lepes=2&tid=60> (2023.10.22.)
- [6] Máté László: Gépszerkezettan 2 Előadásjegyzet, Bp., 2023
<https://gt3.bme.hu/subjects.php?lepes=2&tid=48> (2023.10.22.)
- [7] Dr. Horák Péter: Tervezélmélet és módszertan Előadásjegyzet, Bp.,2023
https://gt3.bme.hu/subjects.php?tscroll=0&lscroll=0&list_tscroll=0&list_lscroll=0&lepes=2&lapozo=%5B2%5D&tid=139 (2023.10.22.)
- [8] Janó László: Belsőégésű motorok megmunkálási eljárásai előadásjegyzet
[Tantárgy: Hajtások fejlesztése és gyártása a gyakorlatban - BMEGEENKKG](#) (2023.10.22.)
- [9] Simon Vilmos: Hajtástechnika Akadémiai kiadó, 2019 ISBN 978 963 454 402 09
- [10] Hangácsi Máté Zoltán: *Sebességváltó szereléstervezése*, Miskolc,2020
- [11] Dr Laib Lajos *Dr Vas Attila: Traktorok és Autók*, Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó Budapest 1998
- [12] ZF: Automata váltómű [Volume Production Fourth Generation of 8HP - ZF](#) (2023.10.23.)
- [13] [29 New planetary based hybrid automatic transmission with true on-demand actuation_Hellenbroich-Huth_SIA_Full- \(fev.com\)](#) (2023.10.27.)
- [14] Lizhong xu: Magnetic planetary gear drive: [The dynamic model for the magnetic planetary gear drive. | Download Scientific Diagram \(researchgate.net\)](#) (2023.10.27.)
- [15] Daniela Voicu: Automatic gearbox section 09D [Section of automatic gearbox 09D | Download Scientific Diagram \(researchgate.net\)](#) (2023.10.27.)
- [16] Mezőgazdasági erőgépek tervezése előadásjegyzet
<https://gt3.bme.hu/subjects.php?lepes=2&tid=128> (2023.10.26.)
- [17] Rempert Árpád: Járműhajtás fejlesztés
https://edu.gpk.bme.hu/pluginfile.php/37584/mod_resource/content/10/Jarmuhajtas_fejleszt_Numerikus_Szimulacio_BME_2022_11_23.pdf (2023.10.26.)
- [18] <https://dealer.porsche.com/hu/budapest/hu-HU/Modellek/Taycan> (2023.10.27.)
- [19] <http://www.bring-knowledge-to-the-world.com/> (2023.10.27.)
- [20] http://matyi.misi.eu/doc/Ando_turesek.pdf (2023.10.27.)
- [21] <https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/0720x/planetary.pdf> (2023.10.22.)
- [22] <https://www.scribd.com/doc/283210267/DIN-780-Part-1> (2023.11.01.)
- [23] <https://www.scribd.com/document/381166402/DIN-3962-2-pdf> (2023.11.01.)

10.2. Ábrajegyzék

1.Ábra: Tanszéki laborban elérhető automata sebességváltómű	EGYÉNI ÁBRA
2.Ábra/A: Belsőégésű motor jelleggörbe	(https://mogi.bme.hu/TAMOP/motor_eroatviteli_rendszerek_mechatronikaja/ch07.html) (2023.10.01.)
2.Ábra/B: Elektromos motor jelleggörbe	(https://www.quora.com/How-does-the-torque-of-an-electric-motor-compare-to-a-diesel-engine) (2023.10.01.)
3.Ábra: Járművek hajtásrendszere	(midra.uni-miskolc.hu/document/36495/33303.pdf) (2023.10.01.)
4.Ábra: Sebességváltók csoportosítása	EGYÉNI ÁBRA
5.Ábra: Működtetési mód alapján történő csoportosítás	EGYÉNI ÁBRA
6.Ábra/A: Sebességváltás kormányon	(https://www.macarbon.com/ferrari-30539/458-italia/458-steering-wheels) (2023.10.02.)
6.Ábra/B: Automata sebességváltókar	(https://www.autocar.co.uk/car-news/features/how-volvo-makes-its-crystal-glass-gearsticks) (2023.10.02.)
7.Ábra: Járműveknél használt szalagtípusok	Zinner György: Gépjárművek Erőátviteli Berendezései. Tankönyvmester Kiadó, Bp., 2005
8.Ábra: Járműiparban használt lemezes tengelykapcsolók	EGYÉNI ÁBRA
9.Ábra: Elektromágnes működtetésű lemezes tengelykapcsoló	Zinner György: Gépjárművek Erőátviteli Berendezései. Tankönyvmester Kiadó, Bp., 2005
10. Hidrodinamikus tengelykapcsoló a hajtásláncban	Dr. Ternai Zoltán: A Gépkocsi Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1962
11.Ábra: KB típusú bolygóművek összehasonlítása egy kétlépcsős fogaskerekes hajtással	Dr. Horák Péter: Tervezélmélet és módszertan Előadásjegyzet, Bp.,2023 https://gt3.bme.hu/subjects.php?tscroll=0&lscroll=0&list_tscroll=0&list_lscroll=0&lepes=2&lapoza=%5B2%5D&tid=139 (2023.10.22.)
12.Ábra: KB típusú bolygómű felépítése	https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/planetary-gear/epicyclic-planetary-gear/ (2023.10.24.)
13.Ábra: Lehetséges mozgásviszonyok KB típus esetén	EGYÉNI ÁBRA
14. Ábra: Mértani sorszerinti fokozat felosztás	Dr. Farkas Zsolt József: Mezőgazdasági Erőgépek Előadásjegyzet, Bp.,2023 https://gt3.bme.hu/subjects.php?lepes=2&tid=60 (2023.10.22.)
15. Ábra: Harmonikus sor szerinti felosztás	Dr. Farkas Zsolt József: Mezőgazdasági Erőgépek Előadásjegyzet, Bp.,2023 https://gt3.bme.hu/subjects.php?lepes=2&tid=60 (2023.10.22.)
16. Ábra: Vontatási hiperbola:	Dr. Farkas Zsolt József: Mezőgazdasági Erőgépek Előadásjegyzet, Bp.,2023 https://gt3.bme.hu/subjects.php?lepes=2&tid=60 (2023.10.22.)
17. Ábra: Sebességfokozat átfedések	Dr Laib Lajos Dr Vas Attila: Traktorok és Autók, Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó Budapest 1998
18.Ábra: Egyszerűsített felépítés 4 fokozat esetén	Zinner György: Gépjárművek Erőátviteli Berendezései. Tankönyvmester Kiadó, Bp., 2005
19.Ábra: I. Sebességfokozat sebességviszony	EGYÉNI ÁBRA
20.Ábra: II. Sebességfokozat sebességviszony	EGYÉNI ÁBRA
21.Ábra: III. Sebességfokozat sebességviszony	EGYÉNI ÁBRA
22.Ábra: IV. Sebességfokozat sebességviszonyok	EGYÉNI ÁBRA

23.Ábra: Automata sebességváltómű szerkezete felépítése	Zinner György: Gépjárművek Erőátviteli Berendezései. Tankönyvmester Kiadó, Bp., 2005
24.Ábra: Modern automata váltómű metszeti ábra	Daniela Voicu: Automatic gearbox section 09D Section of automatic gearbox 09D Download Scientific Diagram (researchgate.net) (2023.10.27.)
25.Ábra: Daimler-Benz féle hidromechanikus hajtómű	EGYÉNI ÁBRA
26.Ábra: Az előtervezéshez szükséges paraméterek vizualizációja	EGYÉNI ÁBRA „+” https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/planetary-gear/epicyclic-planetary-gear/ (2023.10.24.)
27.Ábra: Fogsámhármias 1. Bolygómű	EGYÉNI ÁBRA
28. Ábra: k_{meg} meghatározása	Simon Vilmos: Hajtástechnika Akadémiai kiadó, 2019 ISBN 978 963 454 402 09
29.Ábra: Szabványos modulok	EGYÉNI ÁBRA „+” https://www.scribd.com/doc/283210267/DIN-780-Part-1 (2023.11.01.)
30. Ábra: Előtervezési metódus:	EGYÉNI ÁBRA
31.Ábra: KISSsoft előtervezésből kapott eredmények 1. Bolygóműnél	EGYÉNI ÁBRA
32.Ábra: KISSsoft optimalás az 1. Bolygómű esetén	EGYÉNI ÁBRA
33.Ábra: KISSsoft előtervezés ellenőrzése a 2.Bolygómű esetén	EGYÉNI ÁBRA
34.Ábra: KISSsoft optimalás 2. bolygómű esetén	EGYÉNI ÁBRA
35.Ábra: Lehetséges eltérések a bolygóművekben:	https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/0720x/planetary.pdf (2023.10.22.)
36.Ábra: Napkerék tengely lehetséges gyártása	EGYÉNI ÁBRA
37.Ábra: Automata váltóművek részesedése a piacon	29_New planetary based hybrid automatic transmission with true on-demand actuation_Hellenbroich-Huth_SIA_Full- (fev.com) (2023.10.27.)
38.Ábra: Legújabb ZF 8 fokozatú automata váltó	ZF: Automata váltómű Volume Production Fourth Generation of 8HP - ZF (2023.10.23.)
39.Ábra: ZF 8 fokozatú automata sebességváltómű fejlődése	ZF: Automata váltómű Volume Production Fourth Generation of 8HP - ZF (2023.10.23.)

KÖSZÖNETNYILVÁNYÍTÁS

Gimnazista korom óta érdekeltek a különböző mechanikus szerkezetek. Rengeteget makettoztam, ahol különböző fogaskerekes mechanizmusokat raktam össze. Egyik fő motivációm, amikor beadtam a jelentkezésemet a Gépészmérnök képzésre, hogy szívesen terveznék, vizsgálnék hasonló szerkezeteket.

Köszönetnyilvánítás

Nagyon szerencsésnek érzem magam, hiszen **Dr. Horák Péter** volt a konzulensem, aki a Gépészmérnöki Kar, Gép és Terméktervezés Tanszék docense és tanszékvezetője. Nagyon sokat segített nekem és szinte azonnal válaszolt a felmerülő kérdéseimre.

Szerencsés vagyok, hogy a géptervezés alapjait olyan emberektől tanulhattam, mint **Dr. Kerényi György, Dr. Kotrocz Krisztián, Máté László, Dr. Farkas Zsolt József, Professor Simon Vilmos, Dr. Csobán Attila és Dr. Gróza Márton**. Nagyon jól átadták a tudásukat és az ottani előadások során jöttem rá, hogy engem a fogaskerékajtás érdekel a legjobban.

- Szeretnék köszönetet mondani a **barátaimnak**, ismerőseimnek a támogatásért és a biztatásért. Hálás köszönettel tartozom a **szüleimnek és a családomnak**, hogy támogattak engem és segítettek abban, hogy mérnök lehessek.
- Köszönöm szépen a **Gépész Szakkollégiumnak** a közösséget és a lehetőségeket.
- Köszönettel tartozok **Dr. Grób Péternek, Károly Dórának, Kemény Alexandrának, Dr. Renkó Józsefnek, Kemény Dávidnak, Schmitzhofer Márknak és Bauer Balázsnak** az útmutatásokért az előadás technikával kapcsolatban.
- Köszönöttel tartozok **Prievara Zsoltnak**, aki nagyban segítette a munkámat és segített készíteni vektorgrafikus ábrákat.
- Köszönöm szépen **Dr. Samu Krisztián** segítségét, aki támogatott, hogy az egyetemi tanulmányaim mellett végezzek oktatási tevékenységeket is.
- **Dr. Gotthard Viktornak és Dr. Zwierczyk Péter Tamásnak** is, akiktől sokat tanultam a projekt menedzsmentről és segítettek, hogy fejlődjön a mérnöki gondolkodásom.
- Végül köszönöm a **Tanszéknek** és a **Gépészmérnöki Karnak**, hogy biztosították számomra a szoftvereket és az oktatási anyagokat.
- Köszönettel tartozok **Mészáros Zitának** is, akinek hála sokat fejlődtem és céltudatosabb lettem, akire gondolva mindig kaptam plusz motivációt és erőt, amire szükségem volt főleg a nehezebb időszakoknál is.

Budapest, 2023. 11. 05.

Zsibók Marcell