
**SAPIENTIA ERDÉLYI MAGYAR TUDOMÁNYEGYETEM
MAROSVÁSÁRHELYI KAR
FEJLETT MECHATRONIKAI RENDSZEREK SZAKIRÁNY**

**Elméleti és kísérleti kutatás a
fogtőgörbe alakjának a fog
merevségre gyakorolt hatásáról**

DISSZERTÁCIÓS DOLGOZAT

**Témavezető:
dr. Máté Márton
Egyetemi docens**

**Végzős hallgató:
Hodgyai Norbert**

2021

SAPIENTIA – EMTE, Marosvásárhely		
Műszaki és Humántudományok Kar	GÉPÉSZMÉRNÖKI TANSZÉK	
Tanulmányi program neve: FEJLETT MECHATRONIKAI RENDSZEREK	2020-2021-es egyetemi év	
Jelölt neve: HODGYAI NORBERT	Csoportszám:	A tanulmányok befejezésének éve: 2021
Témavezető tanár neve: dr. Máté Márton		
DISSZERTÁCIÓ TÉMA MEGHATÁROZÁSA		
A dolgozat címe: A fogtögrbe-alak a fogaskerék-fog merevségére gyakorolt hatásának elméleti vizsgálata.		
A tárgyalandó főbb pontok: • A fogtögrbe elméleti modelljének megalkotása a lefejtőszerszám fogfej-lekerekítése függvényében; • A válaszfüggvény, a feszültség és a deformáció-eloszlás szimulálása Autodesk Inventor környezetben; • A vizsgálati eszköz tervezése; • A készülék működésének szimulációja.		
A szakmai gyakorlat helye és ideje: A Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem szaklaborjai		
Ajánlott könyvszet: 1. Bársony, A., Megyeri, J. Ipari folyamatok mérés technikája és műszerei. Budapest, Műegyetemi Kiadó, 2004. 2. Coiclov, D. Rezistentă și fiabilitate la solicitări variabile. Editura Facla, Timișoara, 1975. 3. Papp, I. Toleranțe și control dimensional. Editura U.P.M., 2005. 4. Csizmadia M., B. Szilárdságtan. Budapest, Nemzeti Könyvkiadó, 1999. 5. Hollanda, D. A forgácsolás alapjai. Scientia Kiadó, Kolozsvár, 2007. 6. Drăghici, Gh. Tehnologia construcțiilor de mașini, București, E.D.P., 1984. 7. Dudás, I. Gépgyártástechnológia I-V. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 2012. 8. Tolvaly-Roșca, F. Gépelemek. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2019. 9. Tolvaly-Roșca, F. A számítógépes tervezés alapjai. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2017. 10. Máté, M. Hengeres fogaskerékek gyártószerszámai. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2016.		
Kötelező rajzok és programok: • A fogtögrbe matematikai modellje; • A burkolók számítási programjai; • A kísérleti eszköz szerelési rajza.		
A diplomamunka-terv átvétele:	2020.07.08.	
Leadási határidő:	2021.06.21.	

Kötelező konzultációs időpontok:

09.10.2020.	15.12.2020.	15.02.2021.	20.03.2021.	25.04.2021.	25.05.2021.
-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------

Dátum: _____

Tanszékvezető
dr. Forgó Zoltán,
egyetemi docens

Témavezető tanár:
dr. Máté Márton
egyetemi docens

Jelölt:

Hodgyai

KIVONAT

A fogaskerek a napjainkban használt legtöbb mechanikai rendszer szerves részét alkotják. A fogaskerékes hajtásláncokat a villamos szabályzások fejlődésével néhány alkalmazási területről ugyan kiszorították, viszont megbízhatóságukat, kis térfogatigényüket és jó hatásfokukat figyelembe véve az autóipar, a nehézgépipar és az energetikai ipar számos területén a hajtásláncok nélkülözhetetlen elemei maradnak.

Az évszázadok során jelentős fejlődést először a ciklois fogazás ért el. Ennek ellenére napjainkban a leggyakrabban alkalmazott fogazat az evolvens fogazat lett, miután itt felfedezték és megoldották az alámetszés kérdését. A tudományterület a külső, bár műszaki képzésű szemlélő számára első látásra teljesen feltártnak tűnhet, viszont –akár egy festményen– a részletek mélyében számos feltáratlan, illetve megválaszolatlan kérdés rejlik.

A kutatási előtanulmány során feltérképeztünk néhány irányvonalat, mint például a teherbírás növelése, a terhelés modellezése, illetve műanyag fogaskerek kopása. A publikált kutatási eredmények inkább anyagviselkedést illetve hordozó fogprofil hatást összesítettek (bővebben az első fejezetben), viszont a Szeniczai-féle könyvben közölt, fogtölgörbével kapcsolatos célzottan erre irányított kutatást nem találtam. Ennélfogva, a kezdeti célt követve, a jelen disszertáció első pontjaként a fogláb geometriai modellezését jelöltem ki. Az Erdélyi Múzeum Egyesület támogatásával végzett kutatás során a valós foglábgörbe geometriai szemszögből pontos modelljét alkottam meg, melynek alapján javaslatot tettem a fogazó szerszám módosítására. A módosított szerszámmal generált fogazat meglepően jó eredményeket mutatott. Innen származik az ötlet, hogy különböző, a körívtől eltérő módosításokat is próbáljunk ki a szerszámon. A szimuláció eredményeit a későbbiekben a gyakorlatban is szeretném kipróbálni, így bizonyítva majd, hogy a szimulációs eredmények a valóságot megfelelően közelítették meg.

A készülék tervezésekor nagyon sok konstrukciós és elvi ötlet megfogalmazódott. A végső változat kialakulásához hosszabb út vezetett, ezalatt pedig hogy minden megfogalmazódott ötlet előnyeit lehetőség egyetlen szerkezetbe építtem.

A dolgozat négy fejezetre oszlik.

DISSZERTÁCIÓ

Az első fejezetben a fogaskerek teherbírásának és fáradásának főbb problémakörét, illetve az ehhez kapcsolódó kutatási eredményeket dolgoztam fel. Véggövetkeztetésként megfogalmaztam a fogtőgörbe-alak fontosságát, és ennek kutatási módszertanát.

A második fejezetben a fogtőgörbe matematikai pontos modelljét alkottam meg. A fogtőalak kiszámításában a kölcsönös burkolás elméletét használtam fel. A keletkezett burkolót sima görbének tekintettem, jóllehet a valóságban ez egy igen összetett profil, amely a megmunkáló szerszám diszkrét lenyomatainak egyesítése. A valós és a matematikai modell közötti eltérés viszont mikron nagyságrendű.

A modell vizsgálatát az Autodesk Inventor illetve a SolidWorks szoftver segítségével végeztem el. Az eredmények azt igazolták, hogy a megnövelt lekerekítési sugárral a feszültségek a fogtőben 23%-kal csökkentek, a deformációk pedig 10-11%-kal. Az összehasonlítást két, azonos geometriájú, két különböző fogfej-lekerekítésű fogasléc típusú szerszámmal készült fogaskeréken végeztem el.

A harmadik fejezetben a fogtővizsgálatra kifejlesztett kísérleti berendezés tervezési lépéseit mutatom be. Három lehetséges elvi struktúra előnyeit és hátrányait mérlegelve alakítottam ki a végső változat szerkezetét és működési elvét. Ezek után a kiválasztott megoldás szerkezeti méretezését és tervezését részleteztem.

A negyedik fejezetben a vezérlés áramkörét és a pneumatikai rendszerének tervezési lépéseit mutatom be.

A fejezet a szerkezet működési elvének leírásával kezdődik. Ezt követi a pneumatikai vezérlőkör ábrája, tömbvázlatban összegezve a szerkezet elemeit. Ez a Bosch-Rexroth „Scheme Editor” környezetében készült. A fejezetet a PLC felépítése és a vezérlendő egységekhez szükséges kiegészítő modulok rövid tárgyalása zárja.

A jövőben szándékomban áll a fogtőgörbe-tanulmányokat a hengeres görbe fogú, illetve a kúpkerékekre is kiterjeszteni.

Végül, de nem utolsósorban köszönetemet szeretném kifejezni dr. Tolvaly-Rosca Ferenc egyetemi docensnek, Dr. Kántor József egyetemi adjunktusnak és Farnos Rudolf tanársegédnek a feladatok megoldása során nyújtott értékes tanácsokért és segítségért.

Kulcsszavak: fogtőgörbe, kísérlet, berendezés, tervezés

TARTALOMJEGYZÉK

Kivonat	3
Tartalomjegyzék	5
Rezumat	8
Cuprins.....	11
Abstract.....	12
Table of contents	15
1. Kutatási előtanulmányok.....	16
1.1. A tanulmány területének definíciója.....	16
1.2. A szakirodalmi kutatások elemzése:	17
1.2.1. Polimer-anyagú fogaskerek vizsgálat.....	17
1.2.2. Nyomatott fogaskerek vizsgálat.....	17
1.2.3. Fogaskerek működés közbeni viselkedésének sajátosságai.....	19
1.2.3.1. Zajcsökkentő geometriák alkalmazása	19
1.2.3.2. Legördülés és CNC-megmunkálás összehasonlítása.....	20
1.2.3.3. Diagnosztikai eljárások.....	21
1.3. Irodalomkutatás összegzése:.....	22
1.4. Irodalomkutatás alapján következtetett jövőbeli tervek:.....	23
2. matematikai modellalkotás és a modell sajátos esete	24
2.1. A fogláb görbe jelentősége	24
2.2. A gyártóléc paraméterei.....	24
2.3. Az alkalmazott koordináta-rendszerek	26
2.4. A fogláb görbe egyenletei.....	28
2.5. A teljes generáló görbe	32
2.6. A kapcsolódási egyenlet megoldása.....	32
2.7. A fogláb görbe és az evolvens szakasz érintkezési pontjának vizsgálata.....	34
2.7.1. Az evolvens görbe geometriai felírása.....	34
2.7.2. A talpkör kiszámítása a kapcsolóvonal alapján	35
2.8. A generált görbék bemutatása.....	38
2.9. Numerikus szimuláció	40
2.10. Az alámetszés geometriai modellezése.	44
2.10.1. Következtetések.....	47
2.11. A generált görbék testmodellé alakítása és elemzése.....	48
2.11.1. Az elkészült profilok testmodellé alakításának módszere	48
2.11.2. A szabványoknak megfelelő fog terhelési analízise	50
2.11.3. A javasolt lekerekítéssel generált fog terhelési analízise	52
2.11.4. Következtetések.....	53
3.1. A fog terhelésének létrehozása.....	56
3.2. A fog kihajlásának mérése.	56
3.3. A fogprofil különböző pozícióba mozgatása és a mérési folyamat	59
3.3.1. A léptetőmotor:	60
4. A kísérleti berendezés működése.....	63
Irodalomjegyzék.....	66

**UNIVERSITATEA SAPIENTIA DIN CLUJ-NAPOCA
FACULTATEA DE ȘTIINȚE TEHNICE ȘI UMANISTE,
TÎRGU-MUREȘ
SPECIALIZAREA SISTEME MECATRONICE AVANSATE**

**Cercetări teoretice și experimentale
privind influența formei curbei de
trecere la piciorul dintelui asupra
rigidității dintelui.**

LUCRARE DE DISERTAȚIE

**Coordonator științific:
conf. dr. ing. Máté Márton**

**Absolvent:
Hodgyai Norbert**

2021

Universitatea Sapientia		
Facultatea Științe Tehnice și Umaniste, Tîrgu Mureș	Departamentul de Inginerie Mecanică	
Programul de studii: S.M.A.	Anul universitar: 2020/2021	
Candidat: HODGYAI NORBERT	Grupa:	Promoția 2021
Cadru didactic îndrumător: conf. dr. ing. Máté Márton		
FIȘA PRELIMINARĂ A PROIECTULUI DE DIPLOMĂ		
Titlul lucrării: Cercetări teoretice privind influența formei curbei de trecere la piciorul dintelui asupra rigidității dintelui.		
Problemele principale care vor fi tratate: • Modelarea teoretică exactă a curbei de trecere la piciorul dintelui, în funcție de forma capului dintelui sculei generatoare; • Simularea răspunsului, repartiției tensiunilor și deformațiilor în mediul Autodesk Inventor; • Proiectarea echipamentului de laborator; • Simularea funcționării;		
Locul și durata practicii: Laboaratoarele Universității Sapientia Tg. Mureș		
Bibliografie recomandată: 1. Bársony, A., Megyeri, J. Ipari folyamatok mérés technikája és műszerei. Budapest, Műegyetemi Kiadó, 2004. 2. Coiclov, D. Rezistența și fiabilitate la solicitări variabile. Editura Facla, Timișoara, 1975. 3. Papp, I. Toleranțe și control dimensional. Editura U.P.M., 2005. 4. Csizmadia M., B. Szilárdságtan. Budapest, Nemzeti Könyvkiadó, 1999. 5. Hollanda, D. A forgácsolás alapjai. Scientia Kiadó, Kolozsvár, 2007. 6. Drăghici, Gh. Tehnologia construcțiilor de mașini, București, E.D.P., 1984. 7. Dudás, I. Gépgyártástechnológia I-V. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 2012. 8. Tolvaly-Roșca, F. Gépelemek. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2019. 9. Tolvaly-Roșca, F. A számítógépes tervezés alapjai. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2017. 10. Máté, M. Hengeres fogaskerekek gyártószerszámai. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2016.		
Desene și programe obligatorii: • Modelele matematice ale curbei de trecere la piciorul dintelui; • Programele de calcul ale înfășurătoarelor • Desenul de ansamblu al echipamentului.		
Primit tema la data de: 09.07.2020.		
Data predării lucrării: 21.06.2021.		

TERMENE obligatorii de consultații:

09.10.2020.	15.12.2020.	15.02.2021.	20.03.2021.	25.04.2021.	25.05.2021.
-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------

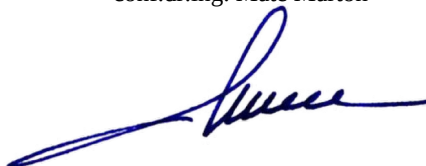
Data: _____

Director departament
conf.dr.ing.Forgó Zoltán

Cadru didactic îndrumător
conf.dr.ing. Máté Márton

Student

Hodgyai



REZUMAT

Angrenajele sunt componente organice, esențiale ale majorității sistemelor mecanice contemporane. Cu toate că prin dezvoltarea aplicațiilor de conducere numerică acestea au fost eliminate din unele aplicații, datorită fiabilității mari, volumului relativ mic și randamentul considerabil, rămân elemente indispensabile în industria de automobile, de mașini grele și în numeroase domenii ale industriei energetice.

Urmărind dezvoltarea angrenajelor de-a lungul secolelor, se poate aprecia că primele rezultate semnificative au fost obținute la angrenajele cicloidale. Cu toate acestea, angrenajul cel mai des utilizat în zilele noastre este cel evolventic, însă acesta a devenit posibil numai după descoperirea și soluționarea subtăierii. Pentru cel nespecialiști în știința angrenajelor, fie și de pregătire tehnică, acest domeniu poate să pară complet exploatat, însă, exact ca în cazul contemplării unei picturi, în adâncul detaliilor se ascund o serie de probleme, încă nedescoperite, și ca atare, nerezolvate.

În cadrul studiului stadiului actual al cercetărilor legate de tema de proiect am identificat câteva linii directoare, cum ar fi creșterea portanței, modelarea încărcării, respectiv a mecanismului de preluare a sarcinii, și uzura, în special la angrenajele fabricate din materiale plastice. Rezultatele publicate însumează concluzii asupra comportării materialului, sau a flancului portant (detalii în capitolul I.), însă cercetări asupra formei piciorului dintelui, în sensul formulat de Szeniczei, nu se găsesc. Prin urmare, reorientând interesul către scopul inițial, se desemnează punctul de plecare în prezenta disertație, ca fiind modelarea geometrică a curbei de trecere la piciorul dintelui. În cadrul cercetării sprijinite financiar prin grantul acordat de către Societatea Muzeului Ardelean, am realizat modelul exact din punct de vedere geometric al curbei de trecere la piciorul dintelui. În baza acestuia am formulat o propunere cu privire la modificarea formei capului dintelui sculei de danturare. Dantura generată cu scula modificată prezintă proprietăți surprinzător de bune. Pornind de aici, apropun ideea de a încerca, în locul arcului de cerc, și alte curbe pentru forma tăișului la capul dintelui. Rezultatele simulării sunt propuse pentru a fi testate și în realitate, pentru a dovedi corespondența rezultatelor simulării cu realitatea tehnologică.

DISSZERTÁCIÓ

La proiectarea dispozitivului de încercare au fost formulate o serie de propuneri principiale și constructive. Drumul până la elaborarea variantei finale a fost anevoios, înglobarea avantajelor tuturor variantelor propuse într-un singur model fiind de considerabilă dificultate.

Lucrarea de față este împărțită în 4 capitole.

În primul capitol am încercat realizarea unei sinteze concise a problematicei portanței și oboselii angrenajelor, prin trecerea în revistă a rezultatelor cercetărilor actuale. Ca și concluzie am accentuat importanța formei curbei de trecere la piciorul dintelui, și am formulat metodologia de cercetare a acesteia.

Capitolul 2. conține formularea matematică exactă a geometriei curbei de trecere la piciorul dintelui. Calculul formei exacte a acesteia se bazează pe teoria curbelor reciproc-înfășurătoare. În model, am considerat această curbă, ca fiind netedă, deși în realitate ea prezintă o microgeometrie complexă, fiind reuniunea urmelor lăsate de capul sculei generatoare. Menționez aici, că diferența dintre modelul teoretic neted și cel real este de ordin micronic.

Analiza modelului a fost realizat în mediile grafice Autodesk Inventor respectiv SolidWorks. Rezultatele obținute ne arată că dacă se utilizează o rază de rotunjire la capul dintelui sculei mărită față de cel standardizat, tensiunile de la baza dintelui scad cu 23% iar deformațiile cu 10-11%. Comparăția s-a făcut între două roți dințate identice ca și geometrie, dar generate cu două scule de tip cremalieră, având raze diferite de rotunjire la capul dintelui.

În capitolul 3 sunt prezentate calculele de proiectare ale unui echipament experimental, destinat testării tensiunilor și deformațiilor la baza dintelui. Varianta finală, ca și principiu de funcționare și construcție. A fost realizată în baza analizei avantajelor și dezavantajelor a 3 structuri teoretic posibile. Aceasta este urmată de calculele de dimensionare și verificare a structurii finale adoptate.

În capitolul 4 se prezintă calculele de proiectare ale circuitelor de comandă și control, respectiv a circuitului pneumatic de execuție.

Capitolul este introdus prin descrierea principiului de funcționare. Aceasta este urmată de o schemă bloc în care sunt sintetizate elementele circuitului pneumatic. Aceasta din urmă a fost realizată în mediul „Scheme Editor” realizat de firma Bosch-Rexroth. Capitolul se încheie



prin descrierea succintă a programării circuitului PLC precum și a modulelor complementare necesare pentru conducerea elementelor de execuție.

În viitor îmi propun extinderea cercetării geometriei la baza dintelui la angrenajele cilindrice cu dantură curbă și cele conice.

În final, îmi exprim mulțumirile și aleasa considerație domnului conf.dr.ing. Tolvaly-Rosca Ferenc, domnului șef lucr.dr.ing. Kántor József și domului asist.univ.ing. Farnos Rudolf pentru consilierea de aleasă valoare, acordată în rezolvarea problemelor survenite la elaborarea prezentei disertații.

Cuvinte cheie: curba de trecere la piciorul dintelui, experiment, echipament, proiectare

CUPRINS

Kivonat	3
Tartalomjegyzék	5
Rezumat	8
Cuprins.....	11
Abstract.....	12
Table of contents	155
1. Studii preliminare	166
1.1. Definiția domeniului lucrării.....	166
1.2. Analiza literaturii de specialitate.....	177
1.2.1. Studii experimentale ale roților dințate fabricate din polimeri.....	177
1.2.2. Studii experimentale ale roților dințate executate prin imprimare	177
1.2.3. Particularități ale comportamentului angrenajelor în timpul funcționării.....	199
1.2.3.1. Aplicarea geometriilor pentru reducerea zgomotului	199
1.2.3.2. Compararea angrenajelor generate cu freză melc și prelucrate prin CNC	20
1.2.3.3. Tehnici de diagnostizare.....	211
1.3. Sinteza studiului bibliografic	22
1.4. Perspective de dezvoltare previzibile în baza studiului bibliografic:.....	233
2. Modelarea matematică și cazul particular al modelului	244
2.1. Importanța curbei de trecere la piciorul dintelui.....	244
2.2. Parametrii cremalierii generatoare.....	244
2.3. Sistemele de coordonate aplicate	266
2.4. Ecuațiile curbei de trecere la piciorul dintelui	288
2.5. Curba generatoare completă	322
2.6. Rezolvarea ecuației angrenării	322
2.7. Verificarea punctului de conectare al curbei de trecere la piciorul dintelui si al evolventei.	344
2.7.1. Reprezentarea geometrică sintetică a evolventei	344
2.7.2. Determinarea cercului de început al evolventei pe baza liniei de angrenare	355
2.8. Prezentarea curbelor generate.....	388
2.9. Simularea numerică.....	40
2.10. Modelarea matematică a subțâierii.....	444
2.10.1. Concluzii	477
2.11. Alcătuirea modelului 3D în baza curbelor generateși analiza acestuia	488
2.11.1. Prezentarea metodei de realizare a modelului 3D	488
2.11.2. Analiza încărcării dintelui în conformitate cu prevederile standardelor aferente	50
2.11.3. Analiza încărcării dintelui modificat	522
2.11.4. Concluzii	533
3.1. Generarea încărcării dintelui.....	566
3.2. Măsurarea deformației dintelui	566
3.3. Deplasarea profilului epruvetei în diferite poziții și procesul măsurării	599
3.3.1. Motorul pas cu pas	60
4. Funcționarea echipamentului experimental realizat	633
Bibliografie	666

ABSTRACT

Gears are an integral part of most nowadays used mechanical systems. Although gear drives have been pushed out of some application areas because of the development of electrical regulations, they remain as essential components of many areas of the automotive, heavy duty machinery and energy industries. This justifies by their reliability, low volume requirements and good efficiency.

Centuries before, the first essential progress was achieved by gears with cycloidal teeth. Nevertheless, the most commonly used tooth today has become the involute tooth profile, but this only after the discovering and resolving the undesired undercut phenomenon. At first sight, the field of gear science may seem completely explored to an technically untrained observer, as in case of contemplation of a painting, there are many unexplored and unanswered questions in the depths of the details.

In the course of the research preliminary study, we mapped out some directions, such as increasing the load capacity, modeling the load, and the wear of plastic gears. The published research results rather summarized the material behavior and the loaded tooth profile effect (further details in the first chapter), but I did not find any targeted research focusing on the tooth curve form, similarly to that published by Szeniczai. Therefore, following the initial goal, I selected the geometric modeling of the tooth as the first point of the present dissertation. During a research grant, supported by the Transylvanian Museum Society, I created an accurate model of the real tooth root curve, from a geometric point of view, on the basis of which I propose a modification of the gear tool. The teeth generated with the modified tool showed surprisingly good results. Therefrom started the idea to try different modifications on the tool-addendum edge, other than the circular arc fillet. In the future I propose and planify to test in practice the results of the simulation, in order to verify if simulation results are adequate.

Many construction focused practical and theoretical ideas were formulated during the design of the device. A pretty long decisional process led to the development of the final version, during which time I implemented the benefits of each formulated idea into a single structure.

The dissertation is divided into four chapters.

In the first chapter, I elaborated on the main problems of gear load capacity and fatigue, as well as the related research results. As a conclusion, I formulated the importance of the tooth root curve shape and its research methodology.

In the second chapter, I created a mathematically accurate model of the tooth root curve. I used the theory of reciprocate meshing to calculate the shape of the tooth root. Based on the results I consider the root fillet a smooth curve, although in reality it is a very complex manifold, because it results as a reunion of discrete imprints of the cutting tool addendum edge. The magnitude of the difference between the real and the mathematical model is micronic.

The model was tested using Autodesk Inventor and SolidWorks software. The results showed that with the use of increased rounding radius, the stresses in the tooth root decrease by 23% and the deformations by 10-11%. The comparison was performed by tang in consideration two identical spur gears which were meshed by two rack type tools showing on different addendum edge fillet radius values.

In the third chapter, I present the designing steps of the experimental equipment developed for the tooth root loading test. Considering the advantages and disadvantages of three possible theoretical structures, I developed the structure and operating principle of the final version. After this, I detailed the dimensioning calculus and design of the selected solution.

In the fourth chapter, I designed the control circuits and the pneumatic system.

The chapter starts with the principle of operation of the structure, summarizing the elements of the structure. This is completed by a block-scheme the pneumatic power circuit created with using of the Bosch Rexroth Scheme Editor. Chapter ends with a brief presentation of the structure of the PLC and the complementary control modules assigned to different system parts.

In the future, I intend to extend the tooth root curve studies to cylindrical gears with curved toothline as well to bevel gears.

Last but not least, I would like to express my thanks to associate professor PhD Dipl.Eng. Ferenc Tolvaly-Rosca, university lecturer, PhD Dipl.Eng. József Kántor, and



Dipl.Eng. Rudolf Farnos, assistant professor, for their valuable advice and assistance in solving the occurring tasks during the elaboration of the present dissertation.

Keywords: tooth root curve, experiment, equipment, design

TABLE OF CONTENTS

Kivonat	3
Tartalomjegyzék	5
Rezumat	8
Cuprins	11
Abstract	12
Table of contents	155
1. Preliminary research studies	16
1.1. The definition of the field of study	166
1.2. Analysis of literature research:	177
1.2.1. Experimental analysis of polymer gears	177
1.2.2. Experimental analysis of printed gears	177
1.2.3. Particularities of the behavior of gears during operation	199
1.2.3.1. Application of noise reduction geometries	199
1.2.3.2. Comparison of generating and CNC machining	20
1.2.3.3. Diagnostic procedures	211
1.3. Summary of literature research:	222
1.4. Future plans based on literature research:	233
2. Mathematical modeling and particular case of the model	244
2.1. Significance of the tooth root curve	244
2.2. Generator rack parameters	244
2.3. The used coordinate systems	266
2.4. Equations of the tooth root curve	288
2.5. The total generating curve	322
2.6. Solving the connection equation	322
2.7. Investigation of the point of contact between the tooth root curve and the involute section.	344
2.7.1. Geometric notation of the involute curve	344
2.7.2. Calculation of the base circle based on the switch line	355
2.8. Presentation of the generated curves	388
2.9. Numerical simulation	40
2.10. Geometric modeling of the undercut	444
2.10.1. Conclusions	477
2.11. Transformation and analysis of the generated curves into a body model	488
2.11.1. The method of transforming the completed profiles into a body model	488
2.11.2. Load analysis of a tooth conforming to standards	50
2.11.3. Load analysis of the tooth generated by the proposed rounding	522
2.11.4. Conclusions	533
3.1. Creating the tooth load	566
3.2. Measuring tooth displacement	566
3.3. Moving the tooth profile to a different position and the measurement process	599
3.3.1. The stepper motor:	60
4. Operation of the experimental equipment	633
Bibliography	666

1. KUTATÁSI ELŐTANULMÁNYOK

1.1. A tanulmány területének definíciója.

A fogaskerek geometriai modellezésének, tervezésének és gyártásának tárháza mára mára igen bőséges és változatos megoldásokat kínál. Hollanda D. és F.L. Litvin a klasszikus fogaskerékgyártás matematikai modelljeit, technológiai fogásait ismertették. [1,2,3] A szerzők munkája alapján új szemléletek is felszínre kerültek, melyek részben a technológiai lehetőségek lényegesen bővült tárházára támaszkodnak. [4,5,6]

A fogaskerékkutatásban alapvető a geometria tökéletesítése, amire új, számítógéppel segített módszerek sokasága jelent meg. [7,8] A modell és a valóság között azonban számos olyan folyamat indukálta jelenség lapul meg, melyeknek hatásait kísérletileg kell –lehet– kimutatni. A hajtás minőségének igazolásához a jó modellen, a hatékony és pontos számításokon kívül hozzátartozik a valós gyártókörnyezet hatásainak gondos elemzése, illetve a legyártott hajtópár vizsgálata is. A fogaskerékkutatás problematikájának vizsgálata így kötelező módon ki kell terjedjen a modellezésre, a modellelemzésre (elméleti és gyártás) illetve a hajtásviselkedés elemzésre is.

Az áttételi arány fluktuációjának számos oka lehet, melyek közül kiemelt fontosságúnak tartom a hibás fogprofil, a fog szilárdsági jellemzőit, különös tekintettel a fogtő alakjára, az osztáshibát, az alapkörhibát és a szerelési pontatlanságot.

A fent megfogalmazottak szellemében a szakirodalom tanulmányozását két irányra építettem fel: a *klasszikus fogaskerék-ismeretek és számítási technikák elsajátítása*, illetve a *legújabb kutatási irányok és eredmények szemrevételezése*. Jelen kutatási jelentésemben az utóbbi területen végzett irodalomkutatás lényegét emelem ki.

Amint az várható volt a legújabb kutatások területei nagyon változatosak. Ezek közül a témámhoz leginkább kapcsolódó területeket a következőképpen határoztam meg:

- polimer fogaskerek tanulmányozása, élettartam és meghibásodási elemzések;
- hajtóművek zajszintjének csökkentése;
- a CNC gépek nyújtotta lehetőségek felhasználása a fogaskerék gyártásában;
- új (DMLS) technológiákkal gyártott fogaskerek élettartamvizsgálata;

- hajtóművekben a várható meghibásodások korai észlelése, a hibaforrások analízise rezgésvizsgálatokkal.

1.2. A szakirodalmi kutatások elemzése:

A dolgozatom megírása céljából áttanulmányozott szakirodalmat három csoportra osztom. Az első, a jelen alfejezetben tárgyalt, kimondottan a terhelésvizsgálatra irányuló, legújabb, specifikus tanulmányokat, eredményeket és trendeket öleli fel. A saját eredmények közzlése után a dolgozatban effektíve felhasznált szakirodalmat tüntettem fel, majd legvégén, a modell megalkotása céljából tanulmányozottakat.

1.2.1. Polimer-anyagú fogaskerekék kísérleti vizsgálata

A polimer fogaskerekéket egyre gyakrabban használják a mindennapi kis teljesítményigényű alkalmazásokban, gyógyszeripari környezetben, ahol nagyon fontos a tisztaság, vagy olyan közegben, ahol a korrózió miatt nem előnyös acél fogaskerekék használata. [9] A cikkben kísérleti hibaelemzésről olvashatunk, amelyben különböző anyagú polimer fogaskerekék meghibásodásait vizsgálják. A kísérlethez használt fogaskerekéket szabványos szerszámmal, forgácsoló eljárással gyártották, majd folytonosan növekvő nyomatékkel terheltek őket, amíg valamilyen okból tönkrementek a fogaskerekék. A teljes tönkremenetel három jellemző okát azonosították: a fogtő szakadását, a fog teljes deformálódását és a magas hőmérséklet miatt bekövetkező fogoldal- megolvadást. A lágyabb anyagból készült S-típusú fogaskerekék jobban terhelhetők, mint az E típusúak, ebben az esetben a létrejövő magas hőmérséklet a fogoldalak olvadáshoz vezethet. [9,10]

A cikk részleteiben tárgyalja azt a kísérletsorozatot, amely azt bizonyítja, hogy a jobb felületi minőségű fogoldalak kevésbé koptatják egymást. [9] Mivel ezt a klasszikus acélkerekék esetében a gyakorlat bizonyította, szerintem a további kérdés az, hogy a műanyag kopása milyen mikrotopológiai változásokkal járhat, amely, figyelembe véve az anyag szerkezetének teljesen eltérő voltát, az acélkerekék esetétől eltérő.

1.2.2. Nyomtatott fogaskerekék kísérleti vizsgálata

A modern gyártási folyamatokban nagy jelentőséget szentelnek annak, hogy a lehető legkevesebb anyagleválasztással készítsük el a szükséges prototípus, vagy nagyon bonyolult formával rendelkező darabokat. A műanyag prototípus alkatrészek gyártásában jól bevált

DISSZERTÁCIÓ

technológia az SLS (szelektív lézeres szinterelés) technológia, amelyhez nagyon hasonló elven működik a fém alkatrészek gyártásában alkalmazott DMLS (direct metal laser sintering) technológia. Mindkét esetben egy tartályba por állagú anyagot juttatnak egy jól meghatározott vastagságú rétegben, majd egy lézernyalábbal végig pásztázzák és megolvasztják az alapanyagot a szükséges helyeken, így készítve egy réteget, majd a folyamat kezdődik előlről és egy újabb réteget készítenek. A folyamat végén a megmaradt nem szinterizált alapanyagot eltávolítják a munkadarab körül. A fémnyomtatás előnye, hogy a bonyolult profillal rendelkező egyedi darabok készítésénél nincs szükség esetenként igen magas költségvonzatú célszerszámokra. Ha például egy fogaskerék-sorozatot kell készíteni, darabonként különböző modullal, akkor jónéhány szerszámmra volna szükség, főleg ha különböző típusú hajtópárokat kellene gyártani. Ezzel ellentétben, a fémnyomtatás technológiával készítve csak a modellünk lesz különböző. A nagy előny ellenére azonban feltevődik a kérdés, hogy ha elkészítjük a darabot és megfelelően pontos is lesz, akkor a szilárdsági paraméterei mennyire különböznek majd a hagyományos eljárással készült fogaskeréktől.

A fémnyomtatással készült fogaskerek és hagyományos eljárással készült fogaskerek kísérleti összehasonlításának elveit, módszerét és eredményeit TugceTezel és csoportja tárgyalja részletesen. A teszt során 420 – as jelű, martenzites rozsdamentes acélból (összetétel: C– 0,15÷0,4%; Cr– 12-14%; Mn– 1,5% max; Si– 1% max; Ni– 0,75%; Mo– 0,5%) fogaskereket készítettek a fentebb említett két technológiával, majd vizsgálták a paramétereiket. [11] A két, különböző eljárással készült fogaskerék anyagsűrűsége és keménysége azonos volt; a felületi minőségben azonban lényeges különbséget észleltek. A vizsgálatok során kiderült, hogy a nyomtatással készült kerek sokkal gyorsabban kopnak, aminek az egyik lehetséges magyarázata abban rejlik, hogy a nyomtatás során maradnak nem szinterizálódott szemcsék a szerkezetben, amelyek feszültségforrásként dolgoznak, következésképpen gyengítik ezt. A DMLS-technológiával készült kerek a nyomtatás után nagyon rossz felületi minőséggel rendelkezik, egyik esetben ezt a durva felületet tisztították mechanikai úton és úgy vizsgálták a fogaskerekeket. Mindkét fogaskereket egyenlő számú, $N_p = 10^5$ perióduson át vizsgálták, 0,25 és 0,5 Nm értékű terhelő nyomatékkal.

A nem tisztított hajtópár esetén 250 fordulat/perc fordulatszámon gyorsan lemorzsolódtak a nem szinterizált szemcsék, 500 fordulat/perc fordulatszámon a kopás 2,5 – szer nagyobb volt, viszont 1000 fordulat/perc fordulatszámon nem jelentkezett a kopás növekedése.

A hagyományos eljárással készült fogaskerekek esetében 250 fordulat/perc fordulatszámra a fogfelület kigödrösödik, lepattogzik (pitting), 500 fordulat/perc fordulatszámra kevésbé, de még mindig megjelenik a lepattogzás, viszont megjelennek horzsolások a felületen, 1000 fordulat/perc fordulatszámra pedig plasztikus deformáció észlelhető a fogoldalon.

A tisztított hajtópár esetében 250 fordulat/perc fordulatszámra már kevésbé jelentkezik a lepattogzás, 500 fordulat/perc fordulatszámra már megjelenik a plasztikus deformáció és erősödik a lepattogzás, a foglábba pedig nagyon erős lepattogzás és horzsolás látható, 1000 fordulat/perc fordulatszámra pedig plasztikus deformáció lép fel, akárcsak az előző esetekben.

Ennek ellenére, néhány esetben, tisztítás után a nyomtatással készült kerék profilja simább volt, mint a hagyományos eljárással készült kerekéké. A vizsgálatokból az is kiderült, hogy a DMLS – technológiával készült kerekek sokkal ellenállóbbak a kopással és a töréssel szemben, ha a nyomtatás után megfelelő hőkezelésnek vetjük alá ezeket.

1.2.3. Fogaskerekek működés közbeni viselkedésének sajátosságai

1.2.3.1. Zajcsökkentő geometriák alkalmazása

A mai gépiparban és autópiparban egyre nagyobb jelentőséget tulajdonítanak a zajok és rezgések csökkentésének, mivel ha azok hosszú időn keresztül terhelik a járművet használó személyeket, akkor levertséghez, fáradtsághoz vezetnek. A hagyományos üzemi, viszont új építésű, korszerű autókban az utastér hangszigetelt, amely csökkenti a zajszintet az autóban, viszont azok forrását nem küszöböli ki.

Philipp Neubauer és csoportja a fogaskerék kapcsolódása által keltett zaj csökkentését tűzték ki célul, abból kiindulva, hogy a jól ismert, random-módon gerjesztett zaj csökkenti a szélessávú zajt amplitúdóban, amit kevésbé érzünk zavarónak. [12] Ebből kiindulva olyan fogaskerék párokat készítettek, amelyek egyenlő osztásúak, de bizonyos számú foganként a normál fogvastagságot csökkentették a hajtó keréken és növelték a hajtó keréken, tehát a hajtó kerék azon foga, amely vastagítva van, a hajtó keréken mindig egy szélesebb fogárral kell találkozzon és fordítva. A cikkben a profilmódosításokat és a fogazat teherbíró képességét is tárgyalják, valamint a zajmérési eredményeket, amelyen világosan

DISSZERTÁCIÓ

látszik a zajcsökkenés. Nyitott kérdés marad, hogy a különböző feszültségi állapotok a fáradást milyen mértékben erősítik, vagy esetleg tompítják?

1.2.3.2. Legördülés és CNC-megmunkálás összehasonlítása

A hipoid hajtások használata nagyon elterjedt, mivel számos előnyük van, mint például a jó teherbíróképesség, az alacsony zajszint, a hagyományos kúpkerek-hajtásokhoz képest csökkentett térfogat, és a hordkép-lokalizáció könnyed megvalósítása. Az iparban a 6 tengelyes CNC vezérlésű gépek fejlődésével a hipoid hajtások gyártása is fejlődött, ma már a Klingelnberg-féle fogazási eljáráson kívül a profilmarás-technológiát is alkalmazzák, habár a két különböző eljárással különböző foggeometriákat kapunk. A Klingelnberg-féle fogazás hátránya a cikk szerzői szerint leginkább abban mutatkozik meg, hogy a hőkezelési eljárások során keletkezett deformálódásokat a fogaskerekről csak leppeléssel tudják eltávolítani. [13]

A szerzők egy olyan összehasonlító vizsgálatot írnak le, amelyben azt vizsgálták, hogy a Klingelnberg-féle fogazási eljárással gyártott hipoid kerekek, vagy a profilmarással gyártott hipoid kerekek fogazata jobb teherbíró képességű. A terhelés-vizsgálat során azonos körülmények között tesztelték a két különböző eljárással gyártott fogaskereket. A vizsgálat eredményeképpen azt tapasztalták, hogy a profilmarással elkészített fogaskerék fogazatán a hajlító igénybevétel 20 – 30% -kal nagyobb, mint a Klingelnberg-féle fogazással készült keréken, a fogfelületi igénybevétel pedig 7,1% -kal nagyobb. A mérési eredményből azt állapították meg, hogy a Klingelnberg-féle fogazással gyártott fogaskerék fogazata azonos terhelés mellett jóval merevebb, mint a profilmarással készült hipoid keréké.

A feltett kérdésre adott, a kísérletekre alapozott válasz jelentős érv a klasszikus fogazási technológiák mellett. Adott esetben, nagyon kis sorozatok, vagy egyedi gyártás esetében elképzelhető, hogy megfelelő programmal és számjegyvezérlésű szerszámgéppel, hosszabb műveleti idő alatt, mellett majdnem olyan jó minőségű fogaskereket lehet gyártani, mint a Klingelnberg-féle, vagy bármely más – klasszikusnak nevezhető és a fogaskerék típusára szabott – eljárással. A magyarországi és az erdélyi fogazó iskolák egyöntetű véleménye viszont az, hogy a gördülésszerű folytonos lefejtő eljárással (fésűskéssel, metszőkerékkel, csigamaróval, Gleason- vagy Öerlikon-féle marófejjel) mindig magasabb minőségű fogaskerekeket lehet lefejteni, mint léptetőmotorok által megvalósított osztással. [1,14] Érdekesnek találnánk egy olyan tanulmányt, amelyben különböző számjegyvezérlésű

szerszámgépeken, különböző forgácsvételi stratégiákkal előállított fogaskerekeken hogyan változna a fogláb mikrogeometriája, amiről ismert, hogy a fogtőfáradásért elsősorban felelős.

1.2.3.3. Diagnosztikai eljárások.

Az ipari gépek nagyrészt még mindig jelentős szerepe van a fogaskerekes hajtóműveknek. A fogaskerekek meghibásodása egy teljes gyártósor leállítását is eredményezheti, ezért napjainkban nagy figyelmet fordítanak a hajtóművek állapotának felmérésére, hogy kiküszöböljék a váratlan meghibásodások miatti leállást, ami jelentős bevételkiesést okozhat a cégnek. A modern gyártórendszereket ellátó karbantartó mérnökök feladata, hogy előre meghatározzák a potenciálisan problémás alkatrészeket és a karbantartáshoz szükséges összes cserealkatrész beszerzése és előkészítése után egy tervezett rövid leállással elvégezzék a szükséges cserét, majd a lehető legrövidebb idő alatt újra üzembe hozzák a gyártósort.

A fogaskerekek leggyakoribb meghibásodási formái a következők:

- a folyamatos terhelési igénybevétel miatti fáradás, ami fogtöréshez vezet;
- a fogoldalakon megjelenő repedések miatt a felületkezelt réteg lepattogzása (pitting), ami a fogak még gyorsabb kopását idézi elő;
- az adhéziós kopás;
- az abrazív kopás.

Mindegyik jelenség jelenléte a rezgéstani vizsgálat során mutatkozik meg, mégpedig úgy, hogy az alap rezgési jelen tranziens rezgéslöketek jelentkeznek. A tranziens rezgések csak rövid ideig figyelhetőek meg azaz, ha tovább használjuk a szerkezetet, a jel alakja torzul, így nem lesz annyira szembetűnő a meghibásodás. Ezért lényeges a kritikus helyek folyamatos rezgéstani monitorizálása.

Az utolsó olvasott cikkben legmodernebb hajtómű diagnosztizálási módszereket tárgyalják a szerzők és egy tesztpadon bemutatták a hiba megjelenését, amit úgy kiviteleztek, hogy rezgésvizsgálatot végeztek egy, a valós helyzetet szimuláló kúpkerék-hajtáson, amelynek egy foga hibás volt. A jelformából jól kivehető, hogy periodikusan megjelenő lokális „tüske” jelenik meg a jelformán, amelyből következtetni lehet a meghibásodott fogra. [15] A cikkben összesítik azokat a módszereket is, amelyet más szerzők publikáltak, mint például azt, hogy a

csapágymeghibásodást és a fogaskerék meghibásodást hogyan tudják megkülönböztetni egymástól. (a csapágy meghibásodást alacsony frekvencián, míg a fogaskerék meghibásodást magas frekvencián való tesztelés során észlelhetjük) A cikkben nagyon sok módszert mutatnak be, amelyekkel mind ugyanezt a komplex jelenséget próbálják a lehető legpontosabban definiálni és leírni.

1.3. Irodalomkutatás összegzése:

Kulcsszavak: fogaskerék, merevség, fogláb görbe, fogprofil

W.Li és mtsai. „*An investigation on the wear behaviour of dissimilar polymer gear engagements*” című közleményében a polimer fogaskerek meghibásodását tanulmányozták a fogazat terhelésénél három fontos hibát észleltek, a fogtőszakadást, a fog teljes deformálódását, valamint a fogoldal deformálódását. [9] Esetünkben a fogláb görbe és a fogprofil tanulmányozása a feladat, hogy a lehető legmerevebb fogazatot érjük el.

Philipp Neubauer és csoportjánk az „*Evaluation of the gear noise reduction potential of geometrically uneven inequidistant gears*” című közleményében a zajcsökkentésről olvashatunk, amit úgy próbáltak megvalósítani, hogy olyan fogaskerékpárokat készítettek, amelyek egyenlő osztásúak, de bizonyos számú foganként a normál fogvastagságot csökkentették a hajtott keréken és növelték a hajtó keréken. [12] Esetünkben a fog merevségének növelésével várhatóan fog csökkenni a zajszint.

SiyuanLiu és mtsai. a „*Investigation on contact and bending stress of face-hobbed and face-milled hypoid gear*” című közleményében a hagyományos Klingelnberg fogazással gyártott fogazat, és a profilmarással készített hypoid fogazat teherbíróképességét vizsgálták, amiből azt állapították meg, hogy a hagyományos eljárással készült kerék fogazata merevebb. [13] Az itt olvasottakat majd a gyakorlati mérések során tudjuk alkalmazni a szimulációs eredmények függvényében.

Kumar és mtsai. a „*Latest Developments in Gear Defect Diagnosis and Prognosis: A Review*” című közleményében a fogaskerék meghibásodásának megfigyeléséről és korai felfedezéséről olvashattunk.[15]

TugceTezel és mtsai. a „*Failure analysis of 3D-printed steel gears*” című közleményében a DMLS technológiával gyártott fogaskerek és a hagyományos eljárással gyártott fogaskerek összehasonlításáról olvastam, valamint az azonos ciklusszámú és paraméterű

használat után megjelent kopásokról. [11] Ebből világosan látszik, hogy esetünkben a gyakorlati modellt kizárólag a hagyományos eljárással gyárthatjuk le, mivel a nyomtatással készült kerék pontossága közel sem elegendő számunkra egy releváns eredmény méréséhez.

1.4. Irodalomkutatás alapján következtetett jövőbeli tervek:

Az irodalomkutatás eredményeképp sikerült a kutatási irányok egy részét felfedni, valamint a saját kutatási ötletünket megfogalmazni, amelyben két irányvonalat követve folytatjuk a munkát.

Az egyik irányvonal a generáló szerszám fejének lekerekítés-modellezése és méretezése, a burkolt fogláb mikrogeometriájának elemzése, elméleti terhelésvizsgálat készítése és a legjobb változat kiválasztása.

A másik irányvonal a lábhézag csökkentése figyelembe véve a tengelytáv hiba, profilhiba és egyéb, a méretláncot terhelő hiba összegzésének mértékét, a jelenkori megmunkálógépek pontosságát figyelembe véve. A szabványos lábhézag együttható várható csökkentésével a merevebb fog elméleti terhelésvizsgálatát végezzük el, valamint tanulmányozzuk a terhelés következtében megjelenő deformáció miatt a terhelő erő tartóegyeneseinek eltérését a kapcsolóegyenestől.

2. MATEMATIKAI MODELLALKOTÁS ÉS A MODELL SAJÁTOS ESETE

2.1. A foglábgörbe jelentősége

A kapcsolódó fogazatok pontos geometriájának analitikus és szintetikus, numerikus vagy vegyes vizsgálati módszereit sokan kutatták-alkalmazták [2,7,16,17]. A fogaskerék fogtőgörbéjét a legtöbbször körívvel közelítik [18,19,20], és szimulációs vizsgálatok során sem tekintenek el ettől. A foglábgörbe alakja, kialakításának pontossága, a felület finomsága határozott befolyást gyakorol a fogazat élettartamára, a teherbírására és nem utolsósorban a hajtás rezgésképére.

A fogaskerék foglábfelületének és működő fogfelületének kapcsolódását viszonylag egyszerűen tárgyalja a szakirodalom. A talpkör pontos definícióját és sugarának számítását először Szeniczei publikálja [21], arra az esetre, amikor a lécpofil aktív fejevonala határozza meg a talpkör sugarát. A foglábgörbét arra az esetre írja fel, amikor azt generáló szerszámél és a fejszalagél metszéspontja írja le: hurkolt evolvens gyártóléc, hurkolt epiciklois metszőkerék esetében.

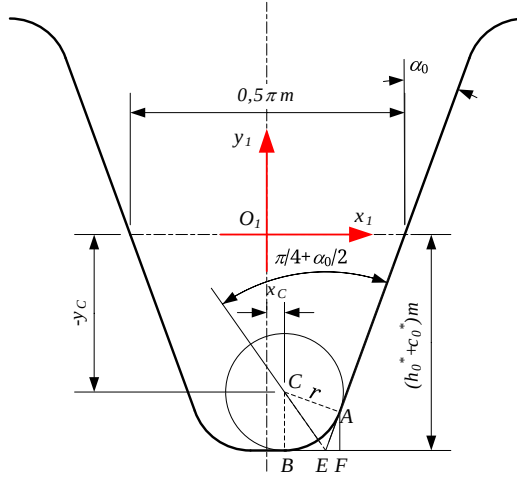
Litvin [2] ennél pontosabban határozza meg a foglábgörbét, állítván, hogy a lekerekítési ív középpontja által a relatív mozgás során leírt hurkolt evolvenstől vagy cikloistól lekerekítési sugárnyi távolságra illeszkedő görbe.

Az eddig elért eredmények alapján több kérdés fogalmazható meg. Az első a foglábgörbe és a hasznos fogprofil kapcsolódási helyének változása a profileltolással. Lényeges az alámetszés geometriájának összehasonlítása a klasszikus átmetszési geometriával. Végül, a szerszám éllekerekítésének alakja hogyan befolyásolja a kialakuló foglábgörbét, és ennek milyen hatása van a fogtő szilárdaságára és merevségére.

A következőkben a körív lekerekítésű gyártóléc és a kialakított teljes fogoldal-profil összefüggéseit vizsgáljuk.

2.2. A gyártóléc paraméterei

Jelen tanulmányban a DIN 867-1986-os alapprofilból származtatott gyártólécet tekintjük. A szabvány a foglábmagasságot $h_p \in (1,1 \div 1,4)m$ között definiálja. A gyártóléc vizsgálatát a $h_p = 1,25m$ értékre végezzük el.



1. ábra: A generáló fogasléc lekerekített profilja

Tekintsük az 1. ábrán definiált fogasléc-profilt. A lekerekítési sugarat két feltételből lehet kiszámítani. az első az, hogy a fogfej éle a kétkörív találkozásából alakuljon ki; a másik feltétel az, hogy a körív a fog magasságából legtöbb c_0^*m részt foglaljon le. Kiindulván ebből a feltételezésből, az 1. ábra alapján felírhatjuk, hogy

$$r = \frac{mc_0^*}{\cos \alpha_0} \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_0}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \quad (1)$$

Ezzel az értékkel kiszámítjuk az EB szakasz hosszát:

$$EB = EA = \frac{mc_0^*}{\cos \alpha_0} \quad (2)$$

Ezt az értéket összehasonlítjuk az elméleti lekerekítetlen fogfej-érték felével, és kiszámítjuk a különbséget:

$$\delta = \frac{\pi m}{4} - m(h_0^* + c_0^*) \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{mc_0^*}{\cos \alpha_0} \quad (3)$$

A szabványos fogasléc-paraméterértékekre $\delta > 0$, tehát a fejél két szimmetrikus körívből és az ezeket összekötő vízszintes érintőből áll. A fejél folytonos, nincs átmetszés.

Az (1) képlettel kiszámított sugar a legnagyobb lehetséges érték, bevezetjük az ψ redukáló tényezőt, $\psi \in [0,1]$, ezzel pedig a lekerekítési sugar értékét a következőképpen számítjuk:

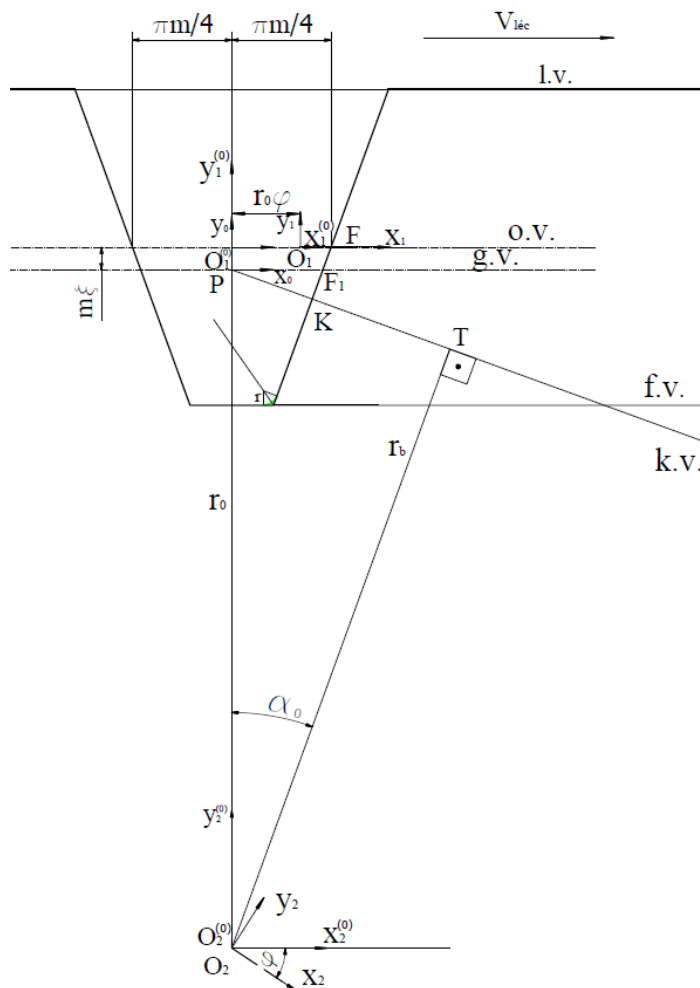
$$r = \psi r^* m = \psi \frac{c_0^*}{\cos \alpha_0} \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_0}{2} + \frac{\pi}{4} \right) m \quad (4)$$

Ha az r sugár értékét kijelöltük, akkor kiszámíthatók a C központ koordinátái (1. ábra):

$$\begin{cases} x_1^c = m \left(\frac{\pi}{4} - (h_0^* + c_0^*) \operatorname{tg}(\alpha_0) - \frac{\psi r^*}{\cos \alpha_0} \right) \\ y_1^c = \left(\psi r^* - (h_0^* + c_0^*) \right) m \end{cases} \quad (5)$$

2.3. Az alkalmazott koordináta-rendszerek

A fogazási eljárás matematikai modelljének felépítéséhez szükséges geometriai alapmodell a 2. ábrán látható.



2. ábra: A lefejtés geometriája

A fogazó szerszám fogprofilja a tengelytáv vonalhoz viszonyítva szimmetrikus alaphelyzetben található. Az ábrán a következő 5 koordináta-rendszert tüntettük fel:

- X_0PY_0 – a rögzített koordináta-rendszer, amelynek P origója a léccerék virtuális hajtás főpontjában található, így a PX_0 tengely érinti a gördülőkört;
- $X_1^{(0)}O_1^{(0)}Y_1^{(0)}$ – a léchez rögzített koordináta-rendszer, alaphelyzetben;
- $X_1O_1Y_1$ – a léchez rögzített koordináta-rendszer, miután a fogazandó kerék φ szöggel elfordult a fogazás során;
- $X_2^{(0)}O_2^{(0)}Y_2^{(0)}$ – a fogazandó kerékhez rögzített koordináta-rendszer, alaphelyzetben;

- $X_2O_2Y_2$ – a fogazandó kerékhez rögzített koordináta rendszer, miután a kerék φ szöggel elfordult a fogazás során.

2.4. A fogláb görbe egyenletei

A fogazási eljárás alatt a fogazó szerszám eltávolítja a szerszámprofil körvonalán belül található anyagot. Ezt a modellezés során úgy értelmezzük, hogy a profil, ami kialakul az előgyártmányon, az a fogazó szerszám éleinek burkológörbéje.

A fogprofil egyenleteinek kiszámításához a fogaskerék rendszerében kell dolgoznunk a továbbiakban.

A lefejtő lécs profilját a saját rendszerében tudjuk a legkönnyebben felírni, majd a fogaskerék rendszerébe transzformáljuk az alábbi módon:

$$\mathbf{r}_2 = \mathbf{M}_{21} \mathbf{r}_1 \quad (6)$$

A számítások elvégzése után a transzformációs mátrix alakja a következő lesz:

$$\mathbf{M}_{21} = \begin{pmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 & a_{14} \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 & a_{24} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$a_{14} = r_0 \varphi \cos\varphi - (r_0 + m\xi) \sin\varphi$$

$$a_{24} = r_0 \varphi \sin\varphi + (r_0 + m\xi) \cos\varphi \quad (7)$$

A kapcsolódási egyenletet [2] a gyártóléc koordináta rendszerében írjuk fel és oldjuk meg:

$$\mathbf{v}_1^{(12)} \times \mathbf{n}_1 = 0 \quad (8)$$

A (3) egyenletben szereplő mennyiségek kifejezései sorban a következők, $\omega = 1s^{-1}$ - re:

$$\mathbf{v}_1^{(12)} = \mathbf{v}_1^{(1)} - \mathbf{v}_1^{(2)} \quad (9)$$

$$\mathbf{v}_1^{(1)} = (r_0 \omega \ 0 \ 0)^T = (r_0 \ 0 \ 0)^T \quad (10)$$

$$\mathbf{v}_1^{(2)} = \begin{bmatrix} y_1 + r_0 + m\xi \\ -x_1 - r_0\varphi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{v}_1^{(12)} = \mathbf{v}_1^{(1)} - \mathbf{v}_1^{(2)} = \omega_2 r_{01} \dot{i} - \omega_2 \times r_2 = \omega_2 r_{01} \dot{i} - \omega_2 \times (r_2 - A) \quad (12)$$

Az $\omega_2 = 1 \text{ rad/s}$ szögsebességvektor-érték mellett, a számítások elvégzése után kapjuk:

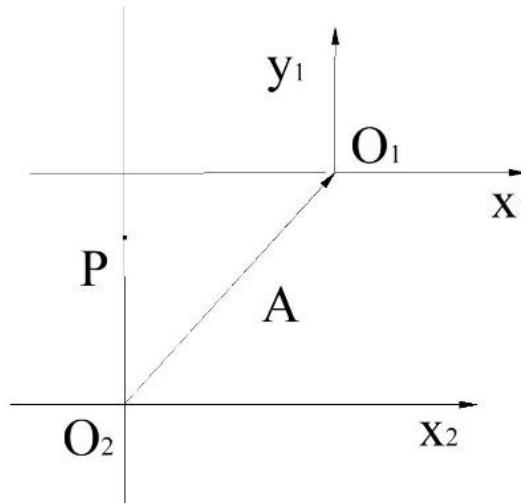
$$\mathbf{v}_1^{(12)} = \begin{pmatrix} -y_1 - m\xi \\ x_1 + r_0\varphi \\ 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

A normális vektor $(n_x \ n_y \ 0)$ összetevőivel a léccerék kapcsolódási egyenlet általános alakja a következő:

$$(y_1 + m\xi)n_x + (x_1 + r_0\varphi)n_y = 0 \quad (14)$$

A kapcsolódási egyenletet a fogláb görbe analitikus felírására használjuk fel. A gyártóléc lekerekített profiljának egyenletei, a léccerék rendszerében a következők:

$$\begin{cases} x_1(u) = x_C + r \cos(\alpha_0 + u) \\ y_1(u) = y_C - r \sin(\alpha_0 + u) \end{cases} \quad (15)$$



3. ábra: A koordinátarendszerek helyzete

A körív normálvektorának koordinátái:

$$\underline{n}(u) = \begin{pmatrix} \cos(\alpha_0 + u) & \sin(\alpha_0 + u) & 0 \end{pmatrix}^T \quad (16)$$

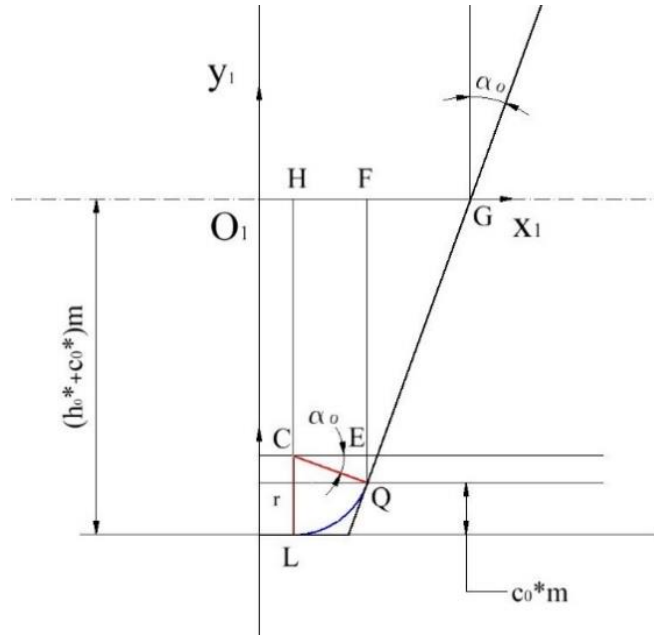
A lekerekítési sugár legnagyobb lehetséges értékét abból a feltételből számítjuk ki, hogy ennek fogmagasság irányú terjedelme ne lépje túl a $c=0,25m$ szabványos foglábhézag-értéket. Ennek alapján a legnagyobb lehetséges fajlagos sugár értéke:

$$r_{max}^* = \frac{c_0}{\cos \alpha_0} \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha_0}{2} \right) \quad (17)$$

A fentiek alapján, a lefejtő lécs fejének lekerekítési sugarát az

$$r = m\psi r_{max}, \psi \in (0,1) \quad (18)$$

képlettel számoljuk.



4. ábra: A C középpont koordinátáinak számítása (5)

A foglágörbét kialakító burkolt görbesereg egyenleteit az (6), (7) és (15) képletekből számítjuk. A műveletek elvégzése után ezek a következők lesznek:

$$\begin{cases} x_2(u, \varphi) = A \cos \varphi + B \sin \varphi - r_0 (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) - \\ \quad - m \xi \sin \varphi \\ y_2(u, \varphi) = A \sin \varphi + B \cos \varphi + r_0 (\cos \varphi + \varphi \sin \varphi) + \\ \quad + m \xi \cos \varphi \\ A = x_C + r \cos(\alpha_0 + u) \\ B = y_C - r \sin(\alpha_0 + u) \end{cases} \quad (19)$$

A (14) kapcsolódási egyenlet a (16) normálvektorkoordinátákkal homogén trigonometriai egyenletté egyszerűsödik, melynek megoldása:

$$u(\varphi) = \begin{cases} -\arctg(g(\varphi)) - \alpha_0 + \pi, \varphi \leq \varphi_{kr} \\ -\arctg(g(\varphi)) - \alpha_0, \varphi > \varphi_{kr}, \\ g(\varphi) = (y_1^C + m \xi) / (x_1^C + r_0 \varphi) \end{cases} \quad (20)$$

2.5. A teljes generáló görbe

A teljes generáló görbe az egyenes, illetve a lekerekített szakaszból áll. Az egyenes szakaszt a fogmagasság mentén, a körívet pedig a központi szögparaméterrel parametrizáljuk:

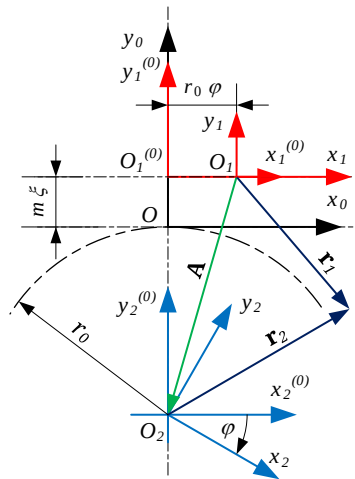
$$\begin{cases} x_{1e}(u) = \frac{\pi m}{4} + u \operatorname{tg} \alpha_0 \\ y_{1e}(u) = u \end{cases}, u \in [-(h_0^* + c_0^*), h_0^*] \quad (21)$$

$$\begin{cases} x_{1k}(u) = x_1^c + r \cos(\alpha_0 + u) \\ y_{1k}(u) = y_1^c - r \sin(\alpha_0 + u) \end{cases}, u \in [0, \frac{\pi}{2} - \alpha_0] \quad (22)$$

A normálvektorok felírása azonnali, az (1) ábra alapján:

$$\mathbf{n}_{1e} = \begin{pmatrix} \cos \alpha_0 \\ -\sin \alpha_0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (23)$$

2.6. A kapcsolódási egyenlet megoldása



5. ábra: A lefejtés modellezéséhez alkalmazott koordináta rendszerek

A kapcsolódási egyenletet megoldását kizárólag a generálógörbe körív-szakaszára írjuk fel – ismert tény, hogy az egyenes szakasz evolvenst fog burkolni. Ennek az evolvensnek a helyzetét a 5 ábrán látható beállítás betartása mellett – kiinduló, vagyis $\varphi=0$ helyzetben a főpont a generáló profil középvonalán illeszkedik – egyszerű geometriai levezetéssel [16,8] megkaphatjuk:

$$\begin{cases} x_2^{ev}(\varphi_1) = r_b \left(\sin(\varepsilon + \varphi_1) - \varphi_1 \cos(\varepsilon + \varphi_1) \right) \\ y_2^{ev}(\varphi_1) = r_b \left(\cos(\varepsilon + \varphi_1) + \varphi_1 \sin(\varepsilon + \varphi_1) \right) \end{cases} \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2Z} - 2 \frac{\xi}{Z} \operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0$$

Megjegyezzük, hogy a lefejtés φ és a geometriai felírás φ_1 paramétere között lineáris kapcsolat áll fent.

Az (5), (13) és (23) kifejezések segítségével a kapcsolódási egyenlet a következő alakot ölti:

$$(y_1^c + m\xi) \cos(u + \alpha_0) + (x_1^c + r_0\varphi) \sin(u + \alpha_0) \quad (25)$$

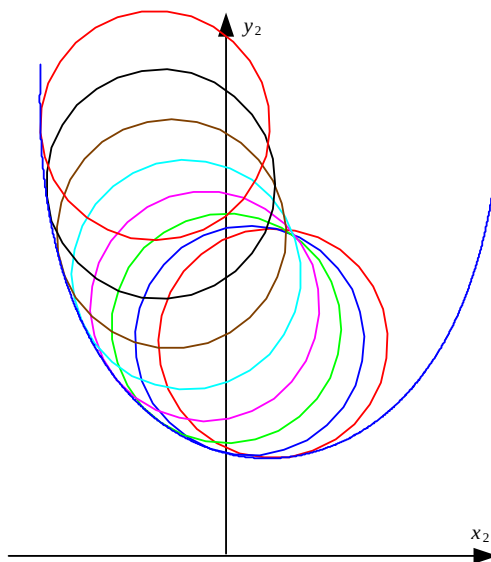
A trigonometriai egyenlet teljes megoldása

$$u(\varphi) = -\alpha_0 - \operatorname{arctg} \frac{y_1^c + m\xi}{x_1^c + r_0\varphi} + k\pi, \quad k \in \mathbb{Z} \quad (26)$$

A kapcsolódási egyenlet megoldása a lekerekítési ívhez tartozó teljes kör pontjaira vonatkozik; ezek közül ki kell emelni azokat a megoldásokat, amelyek a valós foglábgörbét jelentik. Jelöljük $g(\varphi)$ -vel az ívtangens argumentumát. Észre lehet venni, hogy a $\varphi_{krit} = \frac{x_1^c}{r_0}$ értékre a függvénynek függőleges aszimptotája van. A valós burkológörbe, azaz a lábgörbe az

$$u(\varphi) = \begin{cases} -\operatorname{arctg}(g(\varphi)) - \alpha_0 + \pi, & \text{ha } \varphi \leq \varphi_{krit} \\ -\operatorname{arctg}(g(\varphi)) - \alpha_0 & \text{ha } \varphi > \varphi_{krit} \end{cases} \quad (27)$$

paraméter-összefüggésre valósul meg.

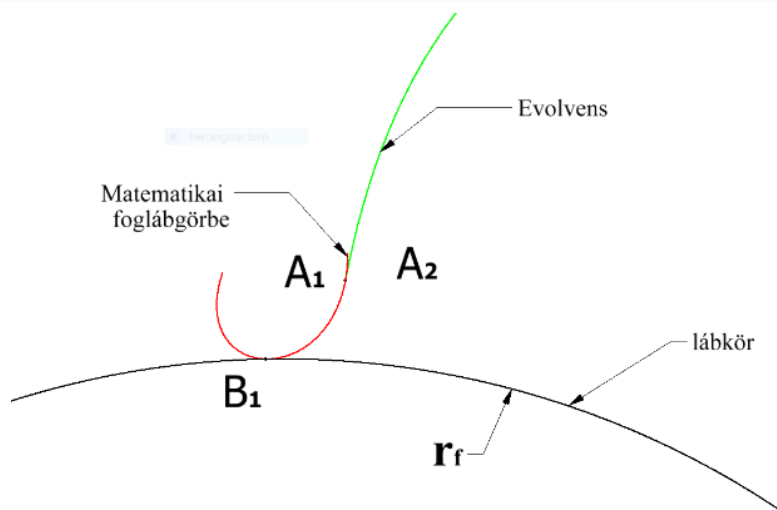


6. ábra: A foglalágörbe és a burkolt körsereg

2.7. A foglalágörbe és az evolvens szakasz érintkezési pontjának vizsgálata.

A foglalágörbe parametrikus egyenletei, a kapcsolódási egyenlet megoldásának alakja miatt, meglehetősen bonyolultak és nem egyszerűen alkalmazhatók. A testmodell előkészítése céljából szükséges meghatározni az elméleti evolvens fogprofil és a valós foglalágörbe érintkezési pontját, ami a talpkörön illeszkedik. A lekerekített generáló fogasléc esetében is lehet a Szeniczai, L. könyvében alkalmazott geometriai szerkesztést alkalmazni. [21] Jelen tanulmányban csak azon esetek elemzésére összpontosítunk, amelyek az alámetszés határa fölött vannak, tehát a foglalág és az evolvensgörbe érintők, nem pedig metszők.

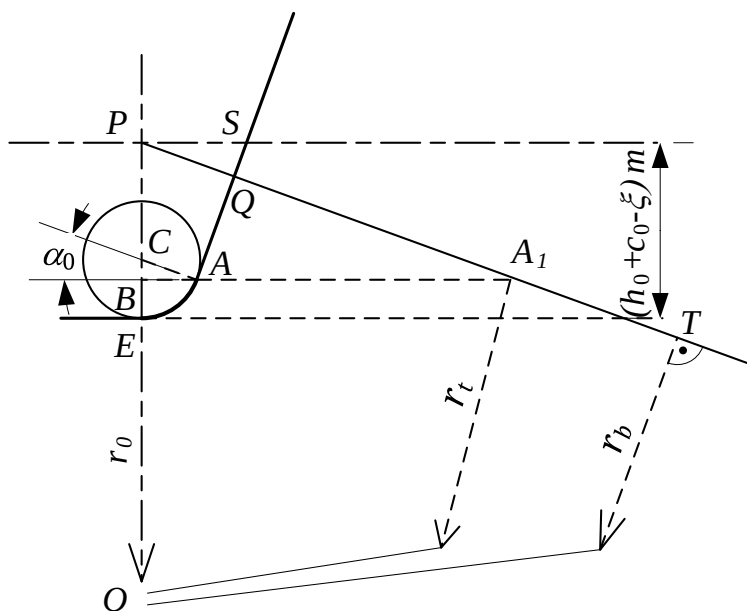
2.7.1. Az evolvensgörbe geometriai felírása



7. ábra: A körív által generált foglágörbe csatlakozása az evolvenshez és a lábkörhöz

Az A_1 pontot a lefejtő szerszám A pontja generálja, az A_2 pontot pedig az egyenes élszakasz első pontja generálja. Mivel az egyenes szakasz végpontja és a körív szakasz kezdőpontja egybeesnek, valamint a két görbe csatlakoztatott, az adott pontban van közös érintőjük, tehát közös normálisuk is. Ez azt jelenti, hogy a burkoló profilon a két görbe egyidőben hozza létre a megfelelő pontot.

2.7.2. A talpkör sugár számítása a kapcsolóvonal alapján



8. ábra: A talpkörsugár értelmezése a lekerekített szerszám esetében

A 8. ábrán a PBE tengelyvonal és a kapcsolóvonalra ennek T pontjából emelt merőleges a kerék O_2 középpontjában metszik egymást, tehát $OP = r_0$ és $OT = r_b$.

A 8. ábrán felismerhető geometriai összefüggésekből következik, hogy:

$$\begin{aligned} PB &= m(h_0 + c_0 - \xi) - m\psi r^*(1 - \sin \alpha_0) \\ AA_1 &= BA_1 - BA = m(h_0 + c_0 - \xi - \psi r^*) \operatorname{ctg} \alpha_0 \end{aligned} \quad (28)$$

Innen az A pont kapcsolásának megfelelő legördülési szög értéke:

$$\varphi_A = \frac{AA_1}{r_0} = \frac{2(h_0 + c_0 - \xi - \psi r^*) \operatorname{ctg} \alpha_0}{z} \quad (29)$$

A talpkör sugarát a Szeniczai, L. könyve alapján és a 8. ábrán használt jelölésekkel az OTA_1 háromszögből számítottuk ki. [21]

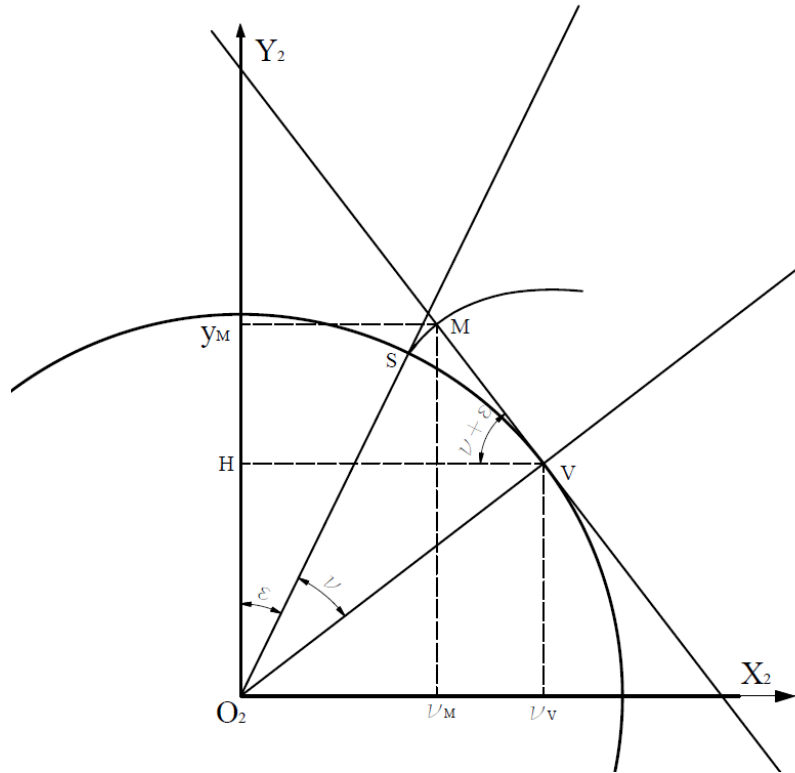
$$PA_1 = \frac{PB}{\sin \alpha_0} \quad (30)$$

$$PT = r_0 \sin \alpha_0 \quad (31)$$

$$A_1T = PT - PA_1 \quad (32)$$

$$r_t = \sqrt{A_1T^2 + r_b^2} \quad (33)$$

Az elméleti evolvens matematikai generálásából származtatott egyenletek a következők (9 ábra):



9. ábra: Az evolvens matematikai generálásához használt ábra

$$\begin{cases} x(v) = r_b (\sin(\varepsilon + v) - v \cos(\varepsilon + v)) \\ y(v) = r_b (\cos(\varepsilon + v) + v \sin(\varepsilon + v)) \end{cases} \quad (34)$$

Az ε szög az alapköri fogárok-ív félszögét jelzi:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2z} - 2\frac{\xi}{z} \operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0 \quad (35)$$

Ismervén az R_t alapkörsugár- értéket, a (34) egyenletekből kiszámítjuk a v paraméter intervallumát:

$$r_t \leq r_x \leq r_a \Leftrightarrow \sqrt{\frac{r_t^2}{r_b^2} - 1} \leq \varepsilon \leq \sqrt{\frac{r_a^2}{r_b^2} - 1} \quad (36)$$

Szintén a 8. ábra alapján kijelenthetjük, hogy a mozgásparaméter nulla értékének megfelelő alaphelyzetben nemcsak az egyenes profil Q pontja kapcsol, hanem az AE körív A pontja is.

Az ábráról ki lehet következtetni, hogy a foglábgörbe burkolása és az evolvens fogoldal burkolása egyidejűleg történik: míg az evolvens profil a kisebb polársugarú pontok irányában alakul ki, a foglábgörbe a lábkörtől a talpkör tehát a polársugarak növekedésének irányában.

Innen következtetünk, hogy a foglábgörbét a burkoló (20) és (29) egyenleteiből írjuk fel, úgy, hogy a paramétert a $[0, \varphi_A]$ intervallumban futtatjuk.

2.8. A generált görbék bemutatása

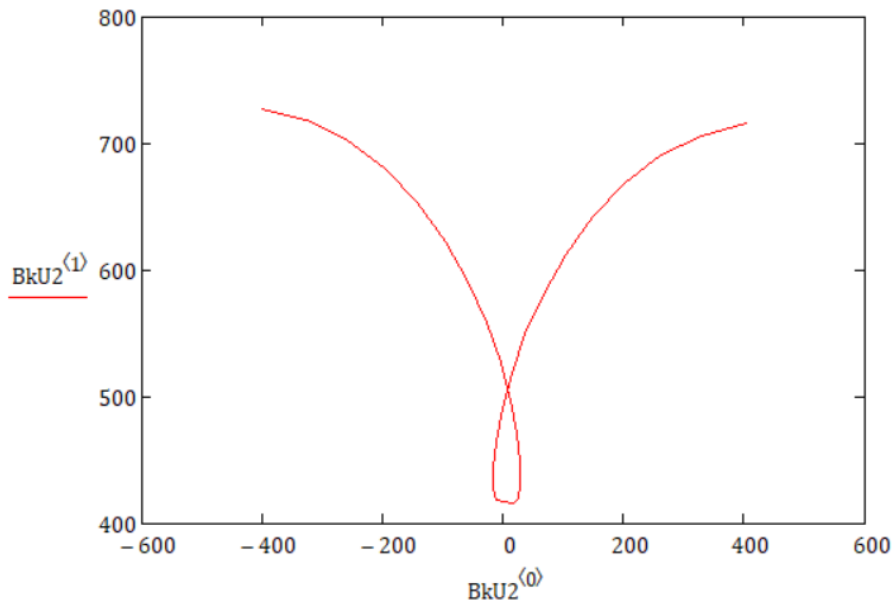
A görbe felrajzolását a megadott egyenletek alapján a MathCad 15 programozási környezetben végeztük, ahol első lépésben definiáltuk a kezdeti paramétereket. A modellezett fogaskerék választott paraméterei a következők:

- modul: $m_n = 50$ mm;
- alapprofilszög: $\alpha_0 = 20^\circ$;
- fejmagasság – tényező: $h_{0a} = 1$;
- lábhézag-tényező: $c_0^* = 0,25$,
- fogsám: $z = 18$,
- profileltolási tényező: $\xi = 0$,

Bevezettük a szabványos fajlagos lekerekítési sugárértéket. Geometriai határfeltételekből kiszámítottuk, hogy a lekerekítési sugár értéke maximális, abban az esetben amikor a körív szakasz nem haladhatja meg a 0,25m foglábhézag-méretet. Jelen esetben $\psi_r = 0,79$ azaz a lekerekítési sugár egyenlő $0,79 \cdot r_{\max}$. A szabványos lekerekítési sugáréték az 1mm modulú fésűskés maximális lekerekítési sugara, amit „rcs” - sel jelöltünk.

A számszerű kiértékelés során $\psi = 0,79$ – értéket használtuk.

Az ábrázolás során észleltük, hogy a futóparaméter eléri a 90° értéket, emiatt az egyenletben megjelenő $tg(\varphi)$ - értelmét veszíti, ezért a foglábgörbét 3 részből állítottuk össze. Első esetben a $\varphi < 90^\circ$ értékekre, ezt követően a $\varphi > 90^\circ$ értékekre, majd a $\varphi = 90^\circ$ - ra határérték számítással számoljuk ki a görbe x, y – koordinátáit.



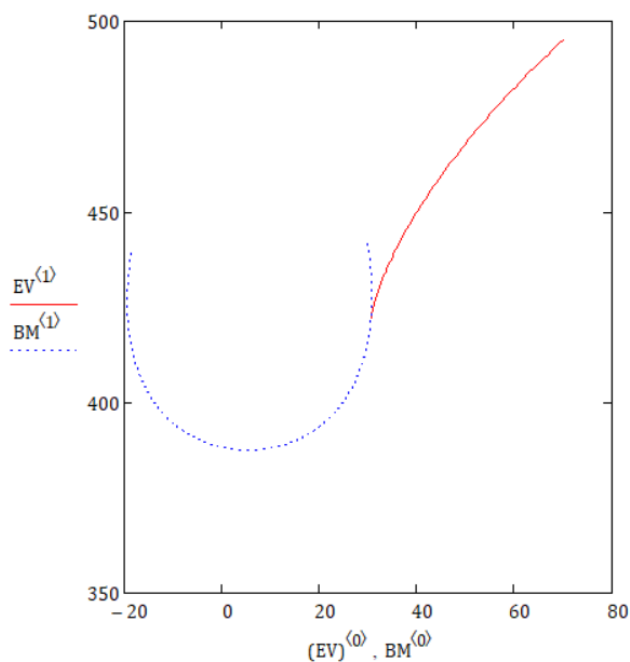
10. ábra: A helyes, szakadásmentes burkolási görbe ábrája

A talpkör pontját analitikusan is meg lehet találni, bár kissé bonyolultabb számítások árán: a geometriai evolvens poláregyenletét összevetjük a burkológörbe poláregyenletével:

$$x^2 + y^2 = \rho^2 = r_b^2 \cdot (1 + \varphi^2) \quad (37)$$

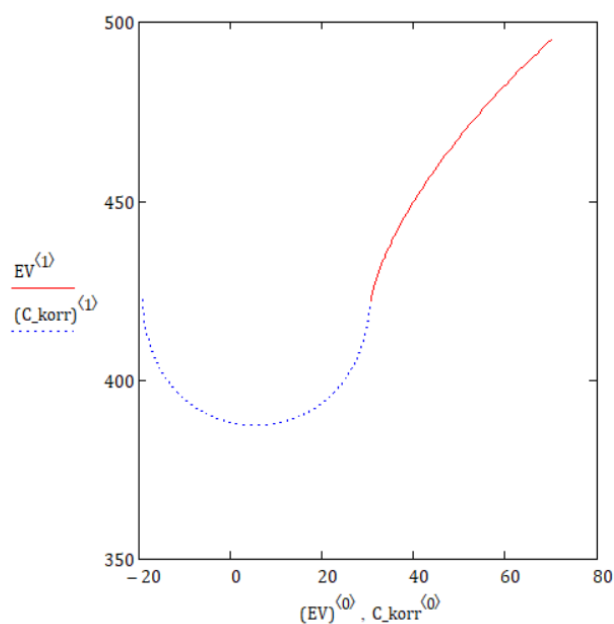
$$x^2(\varphi, u(\varphi)) + y^2(\varphi, u(\varphi)) = r_b^2 \cdot (1 + \varphi^2), \quad (38)$$

$$\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2] \quad (39)$$



11. ábra: A burkoló evolvens szakasz és a foglábgörbe

Mivel az ábrázolt foglábgörbe kezdeti- és végpontja a szükséges szakaszon túlhalad, ezt a programban javítjuk. Eredményként a 12. ábrán látható görbeszakaszokat kapjuk.



12. ábra: A végső evolvens és lábgörbe profil

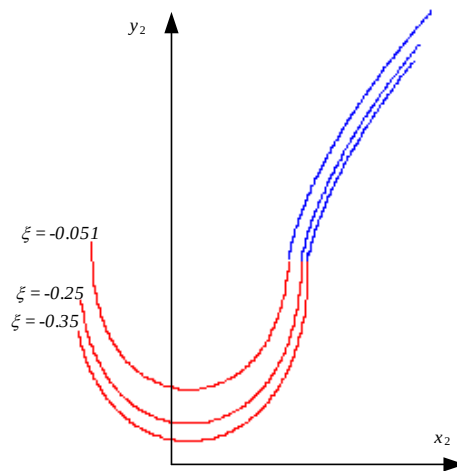
2.9. Numerikus szimuláció

A foglábgörbe-egyenletek analitikus alakját az alábbi mátrixegyenlet kifejtéséből kapjuk.

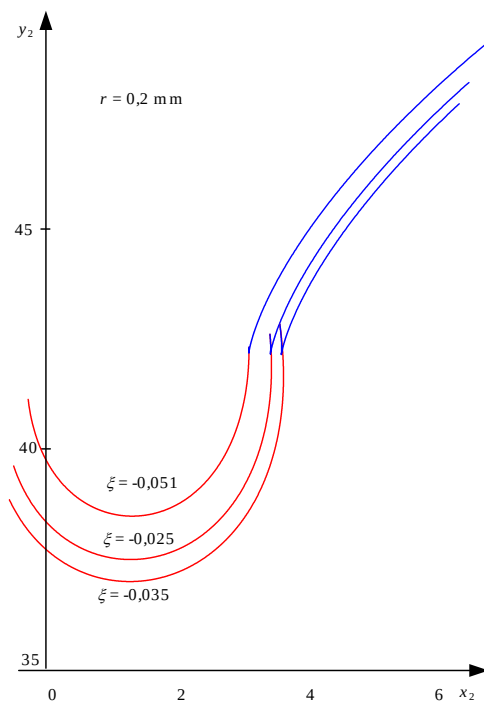
$$\mathbf{r}_2 = \mathbf{M}_{21}\mathbf{r}_1 = \mathbf{M}_{20}\mathbf{M}_{01}\mathbf{r}_1 \quad (40)$$

Ha az $\mathbf{r}_1$ helyvektor koordinátaiban az u paramétert a (27) függvénnyel helyettesítjük. Az egyenleteket, tekintettel bonyolult alakjukra, nem írjuk fel. Az analitikus eredményeket a Mathcad környezetben ellenőriztük, $z_2=18$ fogú, $m=5\text{mm}$ modulú fogaskerékre.

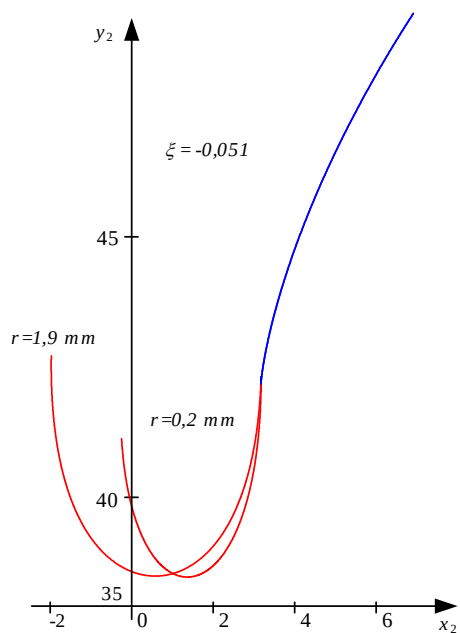
A 6. ábrán a burkolt körsereg és a burkoló foglábgörbe látható, arra az esetre, amikor a relatív sugártényező $\psi=0.79$, ami $r=1.5\text{mm}$ értékű sugárnak felel meg. A görbék geometriai viszonya és relatív helyzete arra enged következtetni, hogy minél kisebb a lekerekítési sugár, annál meredekebb, hegyesebb a foglábgörbe. Ezt különböző beállításokkal elkészített fogazatok grafikus összehasonlításával igazoljuk. Bár a klasszikus alámetszési elmélet szerint [21] az alámetszés határa $\xi=0.79$, a generálást a $\xi \in \{-0.15; -0.2; -0.25; -0.3; -0.35; -0.4\}$ értékekre, és $\psi=0.79$ illetve $\psi=0.1$ relatív lekerekítési sugarú szerszámmal végeztük el. Az eredményeket a 13,14,15,16 és 17 ábrákon szemléltetjük.



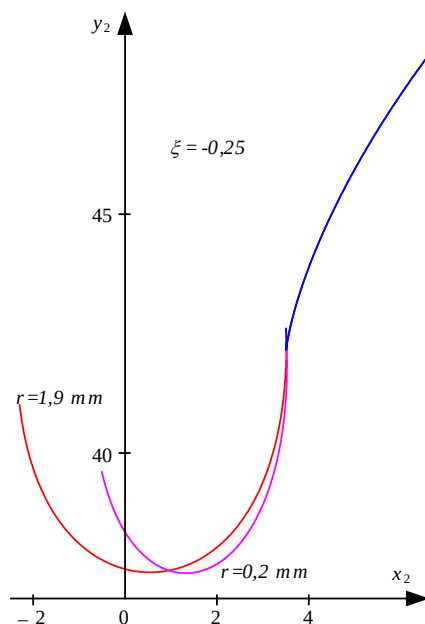
13. ábra: A foglábgörbe és az evolvens csatlakozása $r=1,5\text{ mm}$ lekerekítési sugarú szerszám használata esetében



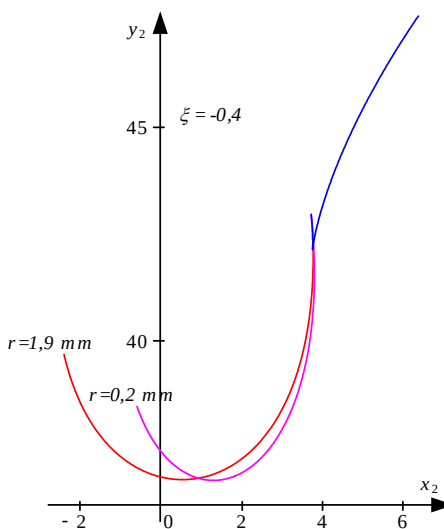
14. ábra: A foglábgörbe és az evolvens csatlakozása $r=0,2$ mm lekerekítési sugarú szerszám használata esetében



15. ábra: A foglábgörbe alakjának függése a lekerekítési sugártól – a klasszikus profileltolás határán



16. ábra: A fogláb görbe alakjának függése a lekerekítési sugártól:



17. ábra: A fogláb görbe alakjának függése a lekerekítési sugártól:

A 13. ábrán jól látható, hogy megfelelő nagyságú lekerekítési sugár esetében az alámetszés nem jelentkezik olyan élesen, mint azt a szakirodalom [21] tárgyalja. Az a tény, hogy az evolvens szakasz, ami a mozgástörvény betartásáért felel, lényegesen rövidül, ami a kapcsolószámot jelentősen csökkenti. Viszont a fogtőben feszültségkoncentrátor nem keletkezik. Összehasonlításképpen vizsgáljuk meg az 14. ábrán szemléltetett profilokat, ahol a klasszikus számításnak megfelelő alámetszés-határi profileltolás is enyhe alámetszéshez vezet.

A 15, 16 és 17. ábrán jól észrevehető, hogy a lekerekítési sugár lényeges befolyást gyakorol a fogláb görbe alakjára. Nagyobb lekerekítési sugár esetében az alámetszés sokkal tompábban, elfogadható módon jelentkezik. Bár az evolvens profil rövidülése a kapcsolódás rovására megy, bizonyos esetekben előfordulhat, hogy az alámetszés klasszikus határa alá kell fogazni; ez esetben a lekerekítési sugár értékét lényeges meghatározni. A következőkben egy alternatív szintetikus geometria módszert mutatunk be a szinguláris pontok azonosítására.

2.10. Az alámetszés geometriai modellezése.

Az fogaskerékkapcsolás elméletében lényeges áttörést Litvin hozott [2] aki az alámetszés határát a szinguláris pontoknak a burkoló profilon való megjelenése pillanatával azonosította. Elképzelése nagyszerű geometriai-kinematikai észrevétel, hiszen a parametrikus alakban felírt görbének $\dot{x}, \dot{y}$ deriváltjai nullák, azaz a profil mentén való elmozdulási sebesség is nulla, ami a kapcsolódás törvényének ellentmond. Ennek alapján az abszolút sebességek kiegyenlítésének feltételét kiaknázva, felírható, hogy:

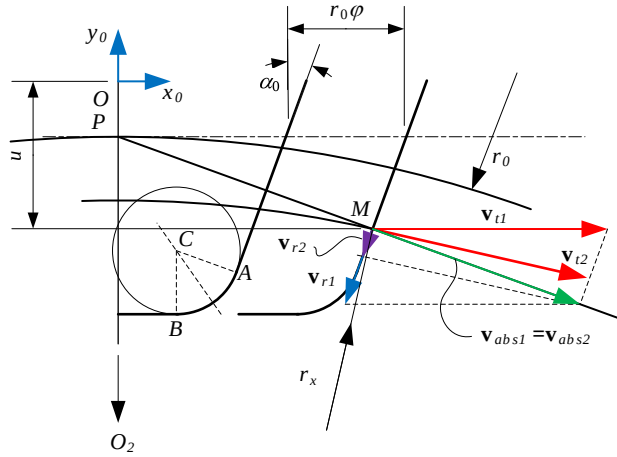
$$\begin{aligned} \mathbf{v}_t^{(1)} + \mathbf{v}_r^{(1)} &= \mathbf{v}_t^{(2)} + \mathbf{v}_r^{(2)} \Rightarrow \\ \mathbf{v}_r^{(2)} &= \mathbf{v}_t^{(2)} + \mathbf{v}_r^{(1)} \end{aligned} \quad (41)$$

A (41) egyenlet megengedi a szerszámprofil korlátozását, a $\mathbf{v}_r^{(2)} = 0$, feltételből, anélkül, hogy a burkoló profil egyenleteit kiszámítsuk.

A jelen közleményben javasolt szintetikus geometriai módszer lehetővé teszi az egyenletek felírását, anélkül, hogy a [2]-ben leírt módszer egyenletrendszerét kellene használni.

A teljes generáló görbe egyenes és görbe szakaszára külön szemléltetjük a geometriai összefüggéseket.

Tekintsük a 18. ábrát, ahol az egyenes profil tetszőleges pontjában megadott sebességeket ábrázoltuk.



18. ábra: A sebességvektorok a generáló léc egyenes szakaszán

Az alaphelyzetből $r_0\varphi$ -vel eltolt lécprofil M lesz a kapcsolódási pont, mivel a rajta keresztül haladó profilmnormális tartóegyenese megy át a P főponton. A léc v_{t1} haladási sebességét felvéve, és tudván, hogy az M kapcsolódási pont pályája a kapcsolóegyenese, így az M -ben definiált abszolút sebességvektor is a kapcsolóegyenésre illeszkedik, a relatív sebesség pedig a profilt kell érintse, a relatív sebesség értékét könnyen ki lehet számítani. Az álló koordináta-rendszerhez fel lehet írni, hogy

$$\begin{pmatrix} -\mathbf{v}_{r1} \sin \alpha_0 \\ -\mathbf{v}_{r1} \cos \alpha_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{v}_{t1} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{v}_{absz} \cos \alpha_0 \\ -\mathbf{v}_{absz} \sin \alpha_0 \end{pmatrix} \quad (42)$$

A kifejtés és a számítások után kapjuk, hogy

$$\mathbf{v}_{r1} = \frac{\mathbf{v}_{t1}}{\sin \alpha_0} \quad (43)$$

Ezzel a $v_{12} + v_{r1} = 0$ feltétel, figyelembe véve a (13) és (21) kifejezéseket, a következő alakot ölti:

$$\begin{cases} -(u + m\xi) - r_0 \sin^2 \alpha_0 = 0 \\ \frac{\pi m}{4} + u \operatorname{tg} \alpha_0 + r_0 \varphi - r_0 \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 = 0 \end{cases} \quad (44)$$

A (44) egyenletrendszer első egyenletéből, adott profileltolás értékre, megkapjuk azt az u paraméterértéket, amelyre az alámetszés határesetre fennáll. Ha ezt az egyenletet a $\xi=0, u=-h_0^*m$ értékekre sajátosítjuk, az elemi fogazat alámetszési határát kapjuk [21]. A második egyenlet megadja azt a legördülési szögértéket, amire a szinguláris pont a burkoló profilon megjelenik.

A körívszakasz pontjainak sebességviszonyait a 19 ábrán tüntettük fel.

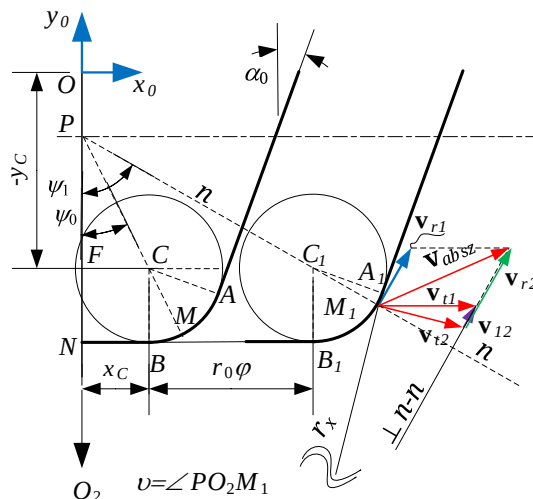
A lécpofilú szerszáman az előbbieken is rögzített balról-jobbra irányú pozitív legördülési φ szögnek megfelelően a C_1 pont abszcisszája

$$x_1^c = x_1^c + r_0 \varphi \quad (45)$$

Ezzel, a PFC_1 háromszögből

$$\text{tg}\psi_1 = \frac{x_1^c + r_0\varphi}{-y_1^c - m\xi} \quad (46)$$

Ezzel, az O_2M_1 sugár és a tengelyvonal közötti ν szög értéke



19. ábra: A sebességvektorok a generáló lécszög görbe szakaszán

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{x_1^c + r_0 \varphi + r \sin \psi_1}{r_0 + y_1^c + m \xi + r \sin \psi_1} \quad (47)$$

Innen, az O_2M_1 sugár értéke, a $\nu(\varphi)$ szög függvényében:

$$O_2M_1 = \frac{x_1^c + r_0\varphi + r\sin\psi_1}{\sin\nu} \quad (48)$$

A 2-es elem szállítósebessége a (47) és (48) kifejezések segítségével

$$\mathbf{v}_{t2} = \frac{r_x}{r_0} \begin{pmatrix} \cos\nu \\ -\sin\nu \\ 0 \end{pmatrix} \quad (49)$$

A következőkben föl kell írunk a v_{r1} relatív sebesség értékét. A profil mentén a pontnak a helyzetét a ψ_1 szög változása határozza meg. Az MM_1 ív elemi változása adja a relatív sebesség abszolút értékét:

$$\mathbf{v}_{r1} = r \frac{d\psi_1}{dt} = \frac{-(y_1^c + m\xi)r_0\varphi}{(y_1^c + m\xi)^2 + (x_1^c + r_0\varphi)^2} \omega_2, \quad \omega_2 = 1 \frac{rad}{s} \quad (50)$$

Ezzel, a 2-es kerék fogprofilján az érintkezési pont relatív sebessége

$$\mathbf{v}_{r2} = \begin{pmatrix} r_0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} - \frac{r_x}{r_0} \begin{pmatrix} \cos\nu \\ -\sin\nu \\ 0 \end{pmatrix} + \mathbf{v}_{r1} \begin{pmatrix} \cos\psi_1 \\ \sin\psi_1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (51)$$

Végül vegyük észre, hogy a körív u paramétere és a legördülési φ paramétertől függő ψ_1 paraméter között az alábbi reláció áll fenn:

$$u = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 - \psi_1 \quad (52)$$

Ezzel, a (51) kifejezés első két elemét nullává téve, megkapjuk a szingularitást előidéző u értéket, és azt a φ legördülési szögértéket, amire a szinguláris pont megjelenik.

2.10.1. Következtetések

A lefejtőszerszám lekerekített része, ha a lekerekítési sugár megfelelő, sokkal előnyösebb foglábgörbét alakít ki, mint a hegyes elméleti szerszám.

A szimulációkból észre lehet venni, hogy a fogaskereket kisebb profileltolásra lehet fogazni, mint a klasszikus elmélet által előírt alámetszési határ.

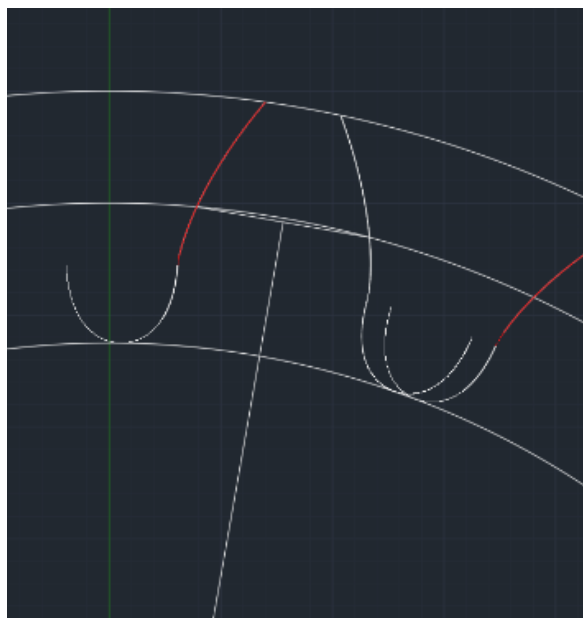
A szinguláris pontok kialakulásának geometriai feltételei arra engednek következtetni, hogy a lekerekítési ív alakja lényegesen meghatározza a foglábgörbe alakját és a szinguláris pontok kialakulásának pillanatát.

2.11. A generált görbék testmodellé alakítása és elemzése

2.11.1. Az elkészült profilok testmodellé alakításának módszere

A MathCad környezetben előállított koordinátákat Excel-állományba mentettük, majd beolvastuk az AutoCad-programba. A szükséges körök megrajzolása után a fogprofilt az osztóköri fogvastagság felére és az origóra nézve tükröztük, majd a fölösleges vonalrészeket eltávolítottuk, így megkaptunk egy teljes fogat és a lábkört.

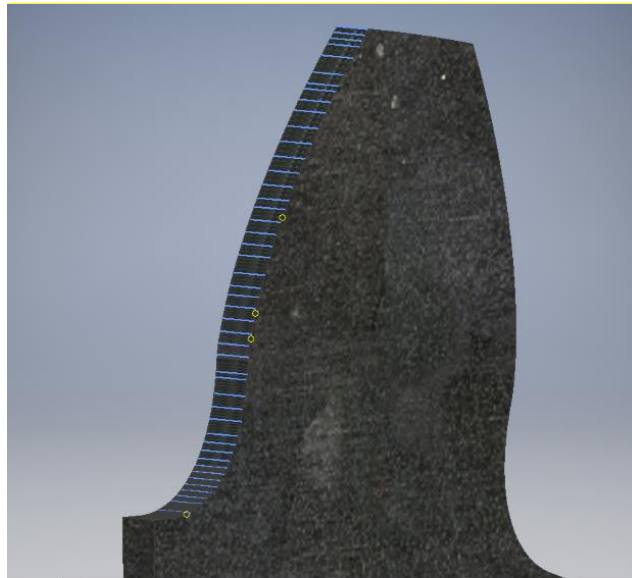
A megfelelő Excel állományt előállítva az Inventor – programba is be tudjuk vinni a pontokat, viszont jóval kisebb számban.



20. ábra: Az AutoCad programmal generált profil

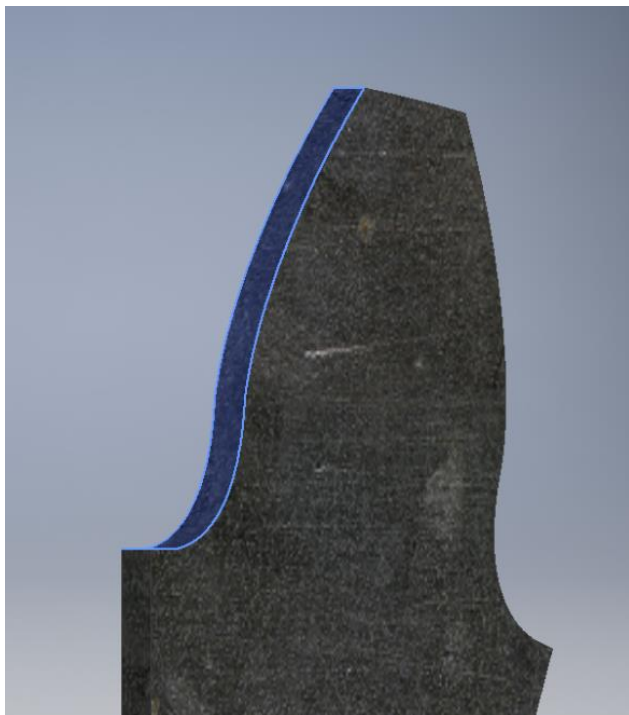
A lábkör és a foglábgörbe csatlakoztatásakor észlelt $1 \cdot 10^{-6}$ nagyságrendű hibát a lábkör meg növelésével kompenzáltuk. A terhelésanalízis során ez a hiba elhanyagolható különbséget jelent.

A rajzmodellt az Autodesk Inventor program segítségével testmodellé alakítottuk. A két programcsomag közötti kommunikációs hiba miatt az AutoCad-ből átvett profilt az Inventor program nem folytonos felületként értelmezte, ezért a profilt simítanunk kellett. Ezt az Inventor programban nem sikerült elvégeznünk.



21. ábra: A fogfelület több apró felületből áll

Ezt a lépést a SolidWorks program segítségével végeztük el; ami a profilt $1 \cdot 10^{-5}$ pontossággal simította és összefüggő felületet készített belőle (22. ábra).

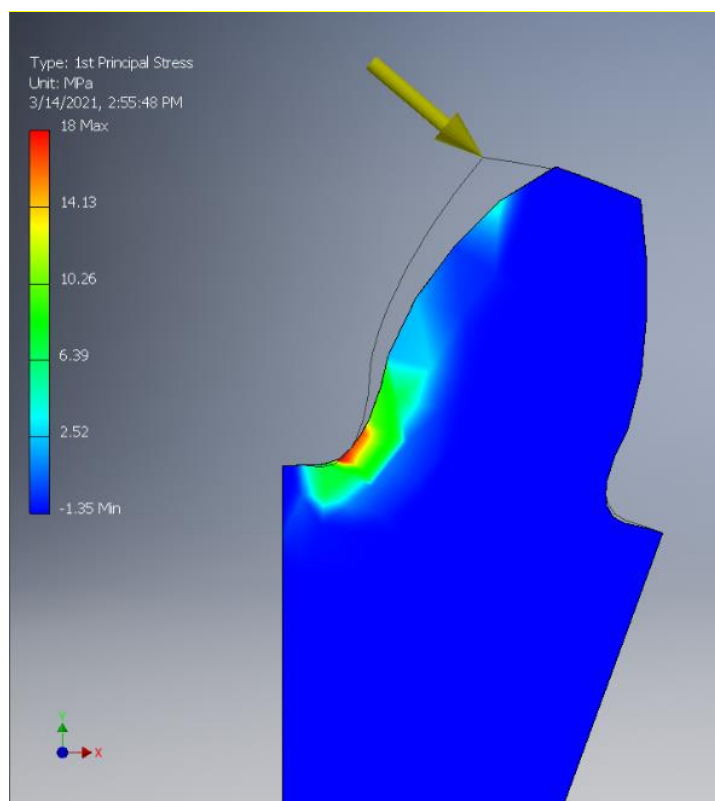


22. ábra: Folytonos fogfelület spline görbével közelítve

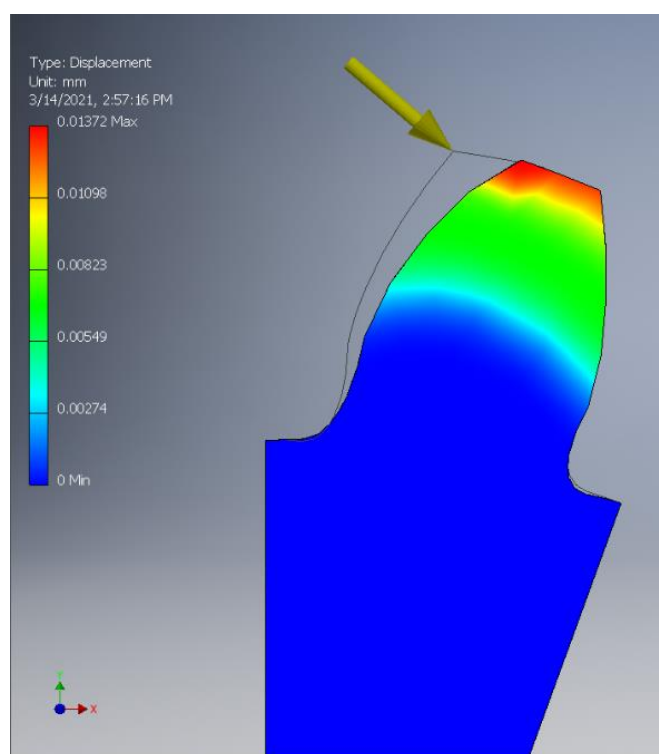
2.11.2. A szabványoknak megfelelő fog terhelési analízise

A gyakorlatban a lefejtő szerszám fogoldal és fejszalag találkozásánál megjelenik egy kis lekerekítés, amit 0,02 mm sugarú körívnek vettünk a modellezés során. Az előbbieken felhasznált matematikai modellt alkalmazva elkészítettük a Mathcad környezetben a profilt, majd az Inventor környezetben elkészítettük a testmodellt, Solidworks környezetben simítottuk a profilt, amit 0,000456 mm eltéréssel készített a program. Ezt követően az Inventor környezetben elvégeztük a terhelésvizsgálatot. A fogaskerék-szeletet a körből kimetszett „V” alak két oldalán mereven befogott oldalként definiáltuk, majd a legkedvezőtlenebb esetet feltételezve, azaz az erőt a profil csúcspontjába helyezve, terheltük.

A vizsgálati eredmények a 23 és 24 ábrán láthatók:



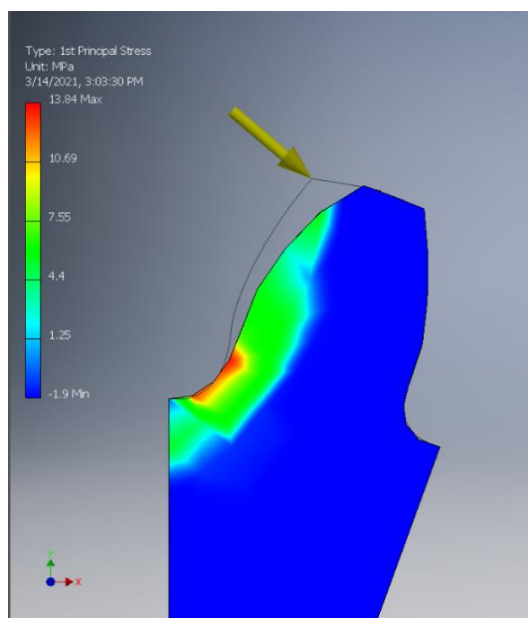
23. ábra: Az első főfeszültség eloszlása



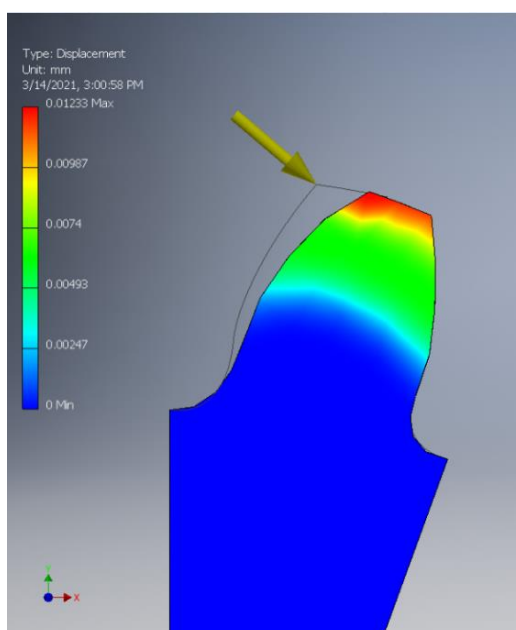
24. ábra: A legnagyobb elmozdulások ábrázolása

2.11.3. A javasolt lekerekítéssel generált fog terhelési analízise

A javasolt, nagyobb lekerekítésű szerszámmal kapott fogláb görbével épített fogmodellt azonos körülmények között terheltek. A terhelésvizsgálat eredményeit a 25 és 26 ábrán szemléltettük.



25. ábra: Az első főfeszültség eloszlás



26. ábra: A legnagyobb elmozdulások ábrázolása

2.11.4. Következtetések

A feszültségeloszlás és az elmozdulások megfelelő ábráit összehasonlítva megfigyelhetjük, hogy adott irányú és nagyságú terhelő erő mellett, azonos rögzítési bázisfelületeket használva, a fog legnagyobb elmozdulása 10% -kal csökkent. Jelen esetben a fogazás során elemi fogazású kerekeket elemeztünk, de vélhetően profileltolást is alkalmazva, még ennél is jelentősebb mértékű különbségeket figyelhetünk meg.

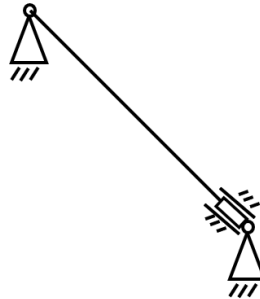
Az első főfeszültségeket ábrázoló 23, illetve 25 ábrákon megfigyelhetjük, hogy a szabványos profil esetében a maximális feszültség értéke a fogtőben 18 MPa, míg a javasolt görbével 13,84 MPa. Ez 23% - os javulást eredményezett. Az első főfeszültségeket ábrázoló 25 és a 23 ábra összehasonlítása alapján megfigyelhetjük, hogy a fogoldalon a feszültség eloszlása sokkal egyenletesebb, ha az általunk javasolt nagyobb lekerekítést alkalmazzuk.

A maximális elmozdulásokat ábrázoló 24, illetve 26 ábrákon láthatjuk, hogy a szabványos profil esetében a maximális elmozdulás 0,01372 mm, míg a javasolt foglábgörbével csupán 0,01233 mm, tehát az elmozdulás értékét 10% -al csökkentette a javasolt görbe, ugyanolyan terhelési feltételek mellett.

3. KÍSÉRLETI BERENDEZÉS TERVEZÉSE

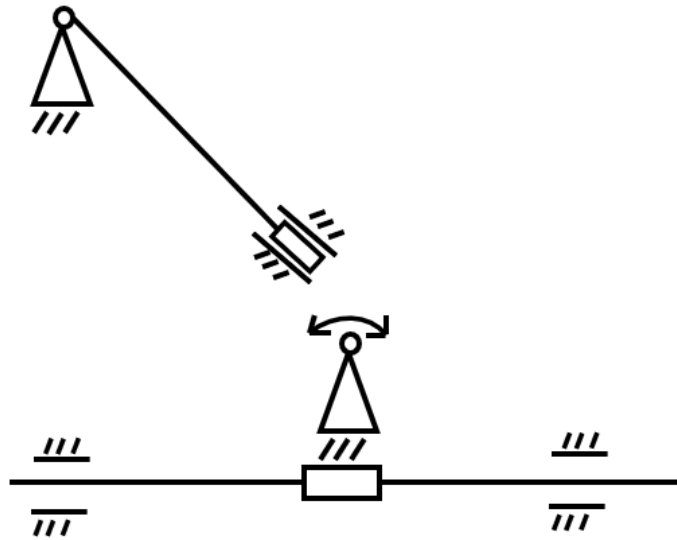
A kísérleti berendezés a fog terhelésének szimulációját hivatott elvégezni, a fog különböző pozícióiban, ahogyan az a legördülés során a kinematikai kapcsolat alapján megtörténik. Mivel a fogazó szerszámot a nagy modulú fogaskerek gyártásánál használják, így egy 50mm-es modulú, 18 fogú profileltolás nélküli kereket hoztunk létre a fenti módszerek alapján.

A szerkezet elkészítésében több irányelvet is figyelembe vettük. Az első gondolatmenet szerint a fogat egy alaphoz rögzítjük, majd egy munkahengerrel, a szimulációs 23. ábrán látható erő irányából megterheljük. A szerkezet így nagyon merev, a kifejtett erőt a dugattyúrúd meghosszabbításában alkalmazva mérhetjük pontosan, viszont csak egyetlen pontot terhelhetünk. Hátránya, hogy nem tudunk különböző, az alapkörhöz érintő irányban, a profilon a legördülést szimuláló módon terhelő erőket létrehozni.



27. ábra: Kinematikai vázlat első verzió

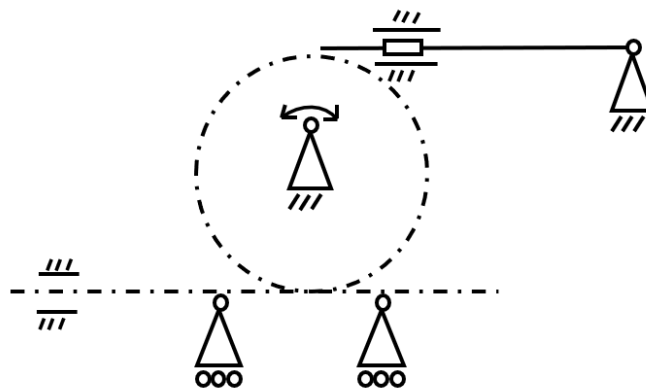
A fenti elgondolás következményeképpen a profilon való elmozduláshoz egy forgó befogó asztalt kell készítenünk, amely forgó asztal úgy mozdul el, hogy el is fordul, a lefejtéshez hasonló módon. A mozgó asztalt egy fecskefarok horonyban tudnánk elmozdítani, az asztalt meg az elmozduló asztalon található tengelyen egy újabb elforduló asztalon tudnánk elfordítani. Ez a megoldás valójában működőképes, viszont nagyon sok mozgó alkatrésze van, ami miatt lehetséges, hogy nagyon sok pontatlanságot hoznánk be a szerkezetbe, a megmunkálások pontosságának fizikai és anyagi hátteréből adódóan.



28. ábra: Kinematikai vázlat második verzió

Az eddig felsorolt módszerekben elkerülte a figyelmünket egy, a terhelést létrehozó munkahenger adottsága. A munkahengerben a dugattyúrúd bármelyik pozícióban képes kifejtetni a szükséges erőt, így ha az alapkör érintőjével egybeesik a dugattyúrúd középvonala, akkor bármelyik elfordulási pozíciójában a fognak a talpkör és a fejkör között képesek vagyunk a terhelést normál irányban létrehozni.

A fogból kimetszett „V” alakot lerövidítjük, majd egy központi tengely körül elforduló befogó asztalba rögzítjük, úgy, hogy a már rövidített „V” oldalfelületein legyen tájolva a fog. Ezt követően a forgó asztal síkjával párhuzamosan, sugár irányban egy csavarral rögzítjük.



29. ábra: Kinematikai vázlat végső verzió

A forgó asztal két golyóscsapágyon fordul el az alapból kiálló tengely körül. A forgó asztal széle egy bizonyos központi szögtartományban fogazattal ellátott, amely fogazatnak az osztóköre megegyezik a vizsgált fog alapkörével. Az asztal fogazata egy fogaslécet kapcsolódik. A fogaslécet egy trapézmenetes orsó mozgatja el az orsó tengelyének megfelelő irányban, úgy, hogy egy rögzített anyában elfordul, amely a fogaslécet kapcsolódik. A orsó elfordulási szögének és a trapéz menet lépésének függvényében kiszámítható, hogy mennyit mozdult el a fogasléc. Mivel az asztal fogazatának osztóköre megegyezik a vizsgált fogazat alapkörével, így tudjuk, hogy a kezdetlegesen beállított talpkörtől indulva, mennyire haladtunk fel a profilon a terhelési ponttal.

3.1. A fog terhelésének létrehozása

Mivel a nagy méretű fogazat óriási terheléseket képes továbbítani, így laboratóriumi körülmények között ezeket a terheléseket nem tudjuk sem előállítani, sem megfelelően merev szerkezetben lemérni. Így a fogazatot jóval kisebb szilárdságú polimer anyagból készítenénk el, valamint a terhelés során sem a maximális terheléssel, hanem egy kis mértékű viszont pontosan beállított terhelési értékkel dolgoznánk. Annak érdekében, hogy tudjuk, hogy a közelítő módszerünk lineáris-e, több, lineárisan változtatott mértékű erővel terhelnénk a fogazatot, majd a mérési eredményeket feldolgozva következtetnénk, hogy a változások lineárisak-e.

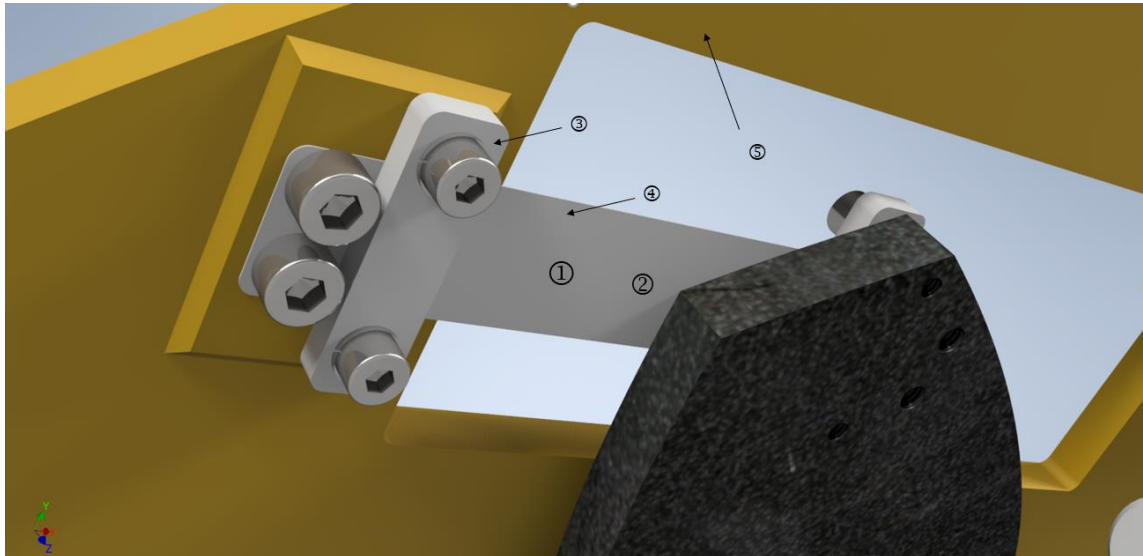
A terhelést egy pneumatikus munkahenger fogja szolgáltatni, úgy, hogy a dugattyúrúd tengelyvonala érintő legyen a vizsgált fogazat alapköréhez, így a profilt mindig az adott pontban merőlegesen fogja terhelni az erő.

A dugattyúrúdhhoz egy hengeres testet rögzítünk egy S – típusú mérőcellán keresztül, amely egy mérőerősítőhöz fog csatlakozni, majd egy PLC – vel fogjuk lemérni a feszültség szintek alapján a terhelés értékét. A terhelés függvényében egy nyomásszabályzó fogja a munkahengerbe áramló levegőt szabályozni.

3.2. A fog kihajlásának mérése.

A méréshez egy, korábban az alapképzés során elvégzett laboratóriumi gyakorlatot vettünk alapul, amikor egy fém vonalzó lehajlását nyúlásmérő bélyegekkkel vizsgáltuk. A méréshez egy mérési bázisfelületet kellett kialakítanunk, amihez a mérőbélyeget tudjuk rögzíteni. A Mérési bázisfelületet úgy alakítottuk ki, hogy a fog mögé egy lemezt rögzítettünk

csavarkötéssel, így egy pontos, rögzített mérési pontot kapunk, ami együtt fordul bármilyen pozícióba a foggal, viszont a mérés során csak a fog deformációját mérjük.



30. ábra: A mérőbéllyeg tartó lap helyzete és rögzítése

A deformáció mérésére négy nyúlásmérő bélyeget használunk, amelyet Dr. Lefkovits László Tanár Úr ajánlására a következő módon alkalmaztunk.

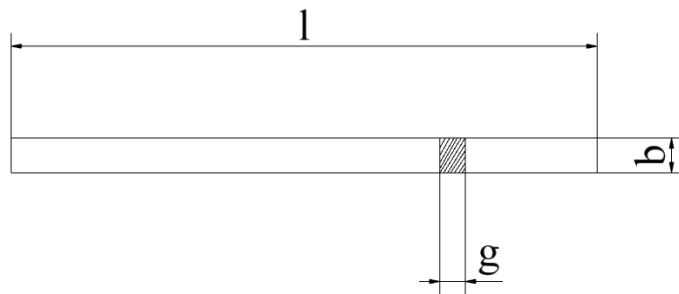
A mérési pontosság növelése céljából, négy darab nyúlásmérő bélyeggel szereljük fel a szerkezetünket. Két bélyeget konstans értéken tartunk, így egy nagyon pontos ellenállásként fog működni. Ezt úgy érjük el, hogy egy terheletlen szakaszra ragasztjuk, így biztosan (kis túréstartományban) azonos mértékű ellenállásuk van és a hőmérsékletváltozásra is azonosan reagálnak.

A másik két bélyeget ráragasztjuk egy mérőlemezre. A 30. ábrán 1 és 2 – el jelölt pozíciókba, a 4 mérőlemez hátuljára ragasztjuk. Ezzel a módszerrel a mérési érzékenységet megduplázzuk. A hídban azért szükséges, hogy állandó ellenállások helyett bélyegeket használjunk, mert az ellenállások pontossága alacsony és nem tudjuk, hogy a hőmérsékletváltozásokra, hogyan változik az ellenállás értéke.

A bélyegek elhelyezését illetően egy megfelelően rugalmas lapra van szükségünk, amelynek a megnyúlását méri a bélyeg. A legtöbb esetben a bélyegeket Wheatstone hídba kötve alkalmazzák, mivel így jóval nagyobb a mérőbéllyegek érzékenysége. Az előzőekben említett nyúlásmérő bélyegeket egy 1.4310 nemesacél (korrózióálló rugóacélra) rögzítjük, a

gyártó által ajánlott ragasztóval. A rugóacél méreteinek meghatározását az alábbi módon végeztük:

- fontos szempont, hogy a nyúlásmérő bélyegeket tartó lemez a rugalmas nyúlási tartományban maradjon a fogaskerék kihajlása során.
- Ugyancsak fontos, hogy a lemez megnyújtásához szükséges erőt pontosan ismerjük azért, hogy a munkahengerrel létrehozott terhelés kompenzálja a lemez megnyúlásához szükséges erőt.



31. ábra: Vázlatábra mérőbélyeg tartó lemez méreteinek meghatározásához

A mérőbélyegeket tartó lemez megnyúlása a fog kihajlásánál nagyobb megnyúlást kell elviseljen a rugalmas tartományban, ahhoz, hogy az esetleges hibákat is elviselje maradandó alakváltozás nélkül. ($\Delta l \approx \Delta v_f \approx 0,02$)

$$\Delta l = \frac{Fl}{Ebg} \quad (53)$$

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E} \quad (54)$$

A σ_{meg} értéket rugóacél esetében a folyáshatár felénél tartva 325MPa -nak választottuk.

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma_{meg}}{2,15 \cdot 10^5} \quad (53)$$

$$\frac{\Delta v_f}{l} = \frac{\sigma_{meg}}{2,15 \cdot 10^5} \quad (54)$$

$$l = \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot 0,02}{325} = 13 \text{ mm} \quad (55)$$

Tehát a legkisebb hosszúság, ami ezt a megnyúlást maradandó alakváltozás nélkül képes volna elviselni 13 mm hosszúságú kellene legyen. Mivel ez a hosszúság nagyon kicsi, ezért a mérőbélyegeket tartó lapot jóval nagyobbra méretezzük, így képes elviselni a kívánt megnyúlást maradandó alakváltozás nélkül és a rögzítésnek is marad hely.

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} \quad (56)$$

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{F}{A} \cdot \frac{1}{E} = \frac{\sigma}{E} \quad (57)$$

A mérőlapot a fog lapjához és a mérési bázishoz két – két csavarkötéssel és egy – egy pántolt kötéssel rögzítjük. A pántolt kötések közti szakasz fog nyúlni a terhelés során.

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{0,02}{60} \quad (58)$$

$$\sigma_{ébr} = E \cdot \frac{\Delta l}{l} = \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot 0,02}{60} \approx 72 \text{ MPa} \quad (59)$$

A fenti módon méretezett bélyegtartó lap megnyúlásához szükséges erő tehát:

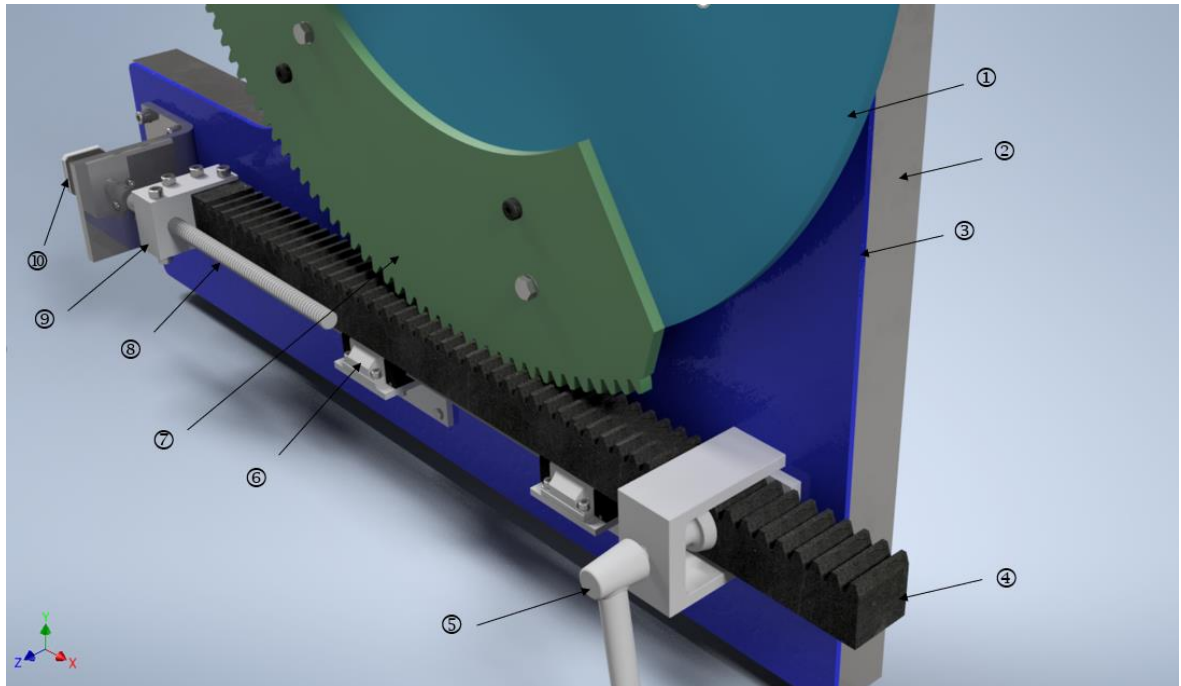
$$F = b \cdot g \cdot \sigma_{meg} \quad (60)$$

$$F = 18 \cdot 0,2 \cdot 325 = 1170 \text{ N} \quad (61)$$

Ezzel az értékkel kell nagyobb erőt kifejtse a munkahenger, ahhoz, hogy a bélyegtartó lap megnyúlását kompenzálja.

3.3. A fogprofil különböző pozícióba mozgatása és a mérési folyamat

A profil mozgását a legördüléshez hasonló módon végezzük. Az asztalba (1) rögzített profilt az asztal tengelye körül elforgatjuk. Az asztal aljához két illesztőcsappal és két csavarral rögzített fogazott szegmens (7) és az azzal gördülő fogasléc (4) segítségével.



32. ábra: Az asztal forgatására és rögzítésére használt szerkezet

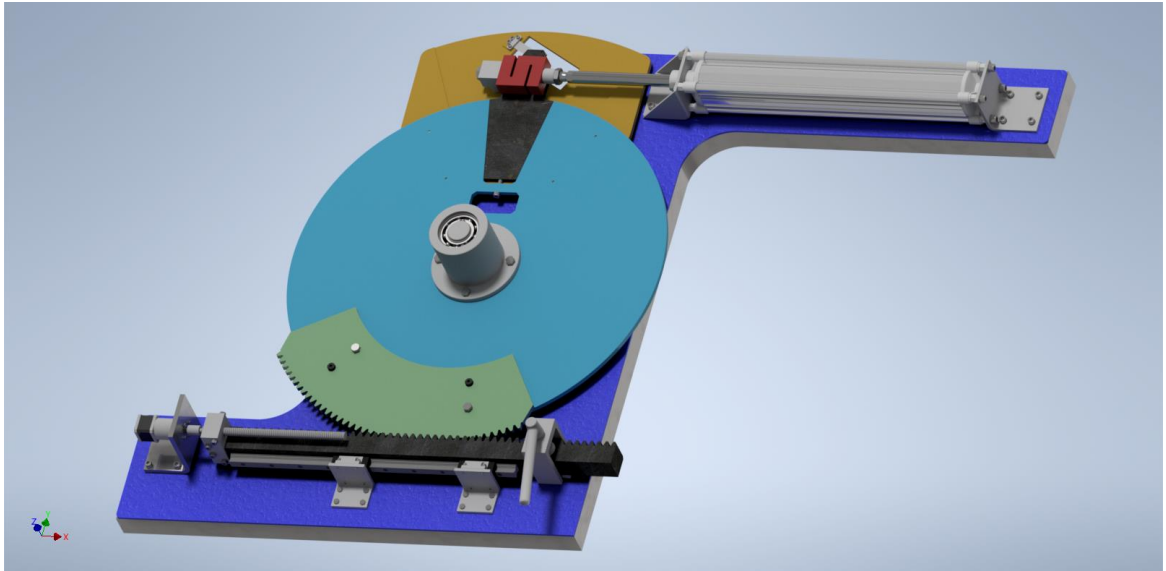
A fogaslécet egy trapézmenetes orsó (8) mozgatja el, úgy, hogy a léptetőmotor (10) tengelye egy rugalmas tengelykapcsolóval rögzítve van a trapézmenetes orsóval, a fogasléchez pedig mereven rögzítve van egy anyja (9). Így az orsó elfordulására az elfordulási szög és az orsó lépésének függvényében létrejön egy meghatározott mértékű elmozdulás. Ha az asztalt első lépésben úgy állítottuk be, hogy a terhelő test a talpkörön érintkezzen, akkor a lécc elmozdulásának függvényében tudjuk, hogy a profilon mennyit haladtunk fel, mivel a fogazott szegmens osztóköre megegyezik a vizsgált fogazat alapkörével.

3.3.1. A léptetőmotor:

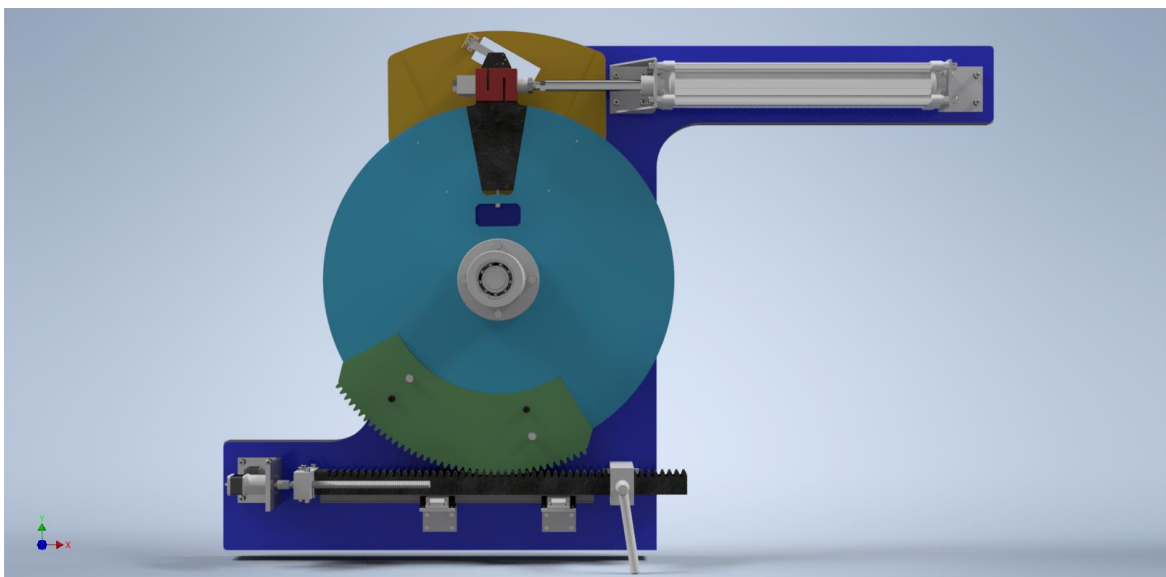
A mentes orsó elmozdítását egy léptetőmotorral végezzük, amelyhez egy fordulatszámcsökkentő tartozik. A motor névleges nyomatéka 15Nm. A motor tengelyének mindkét vége a motor testén kívül ér, így egyik végén a fent említett rugalmas tengelykapcsolót, a másik végére pedig egy elfordulási szögmérő szerkezetet rögzítünk.

DISSZERTÁCIÓ

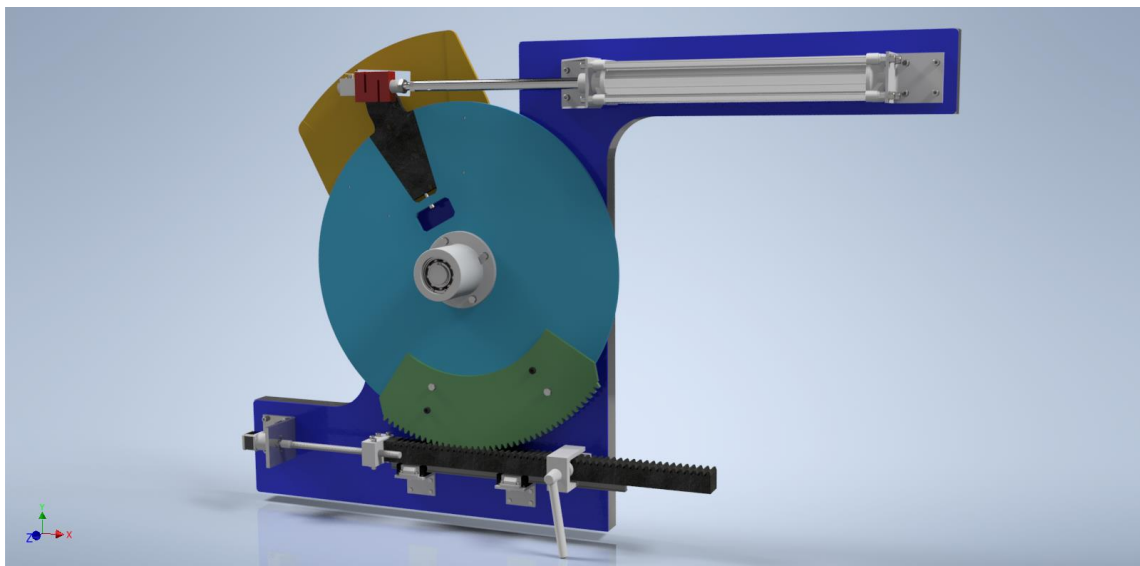
Mivel a munkahenger terhelése visszahat a mozgató fogaslécra, és a hajtásláncon keresztül a motor tengelyére, ezért szükség van egy rögzítő szerkezetre (32. ábra (5)), mivel ezt az erőt a motortengelyének csapágyazása kellene elviselje. A 32. ábrán látható csavaros szorító szerkezettel rögzítjük a fogaslécet, így nem szükséges a trapézmenetes orsót kihajlásra ellenőrizni, mivel csak terhelés nélküli állapotban fogja az asztalt mozgatni.



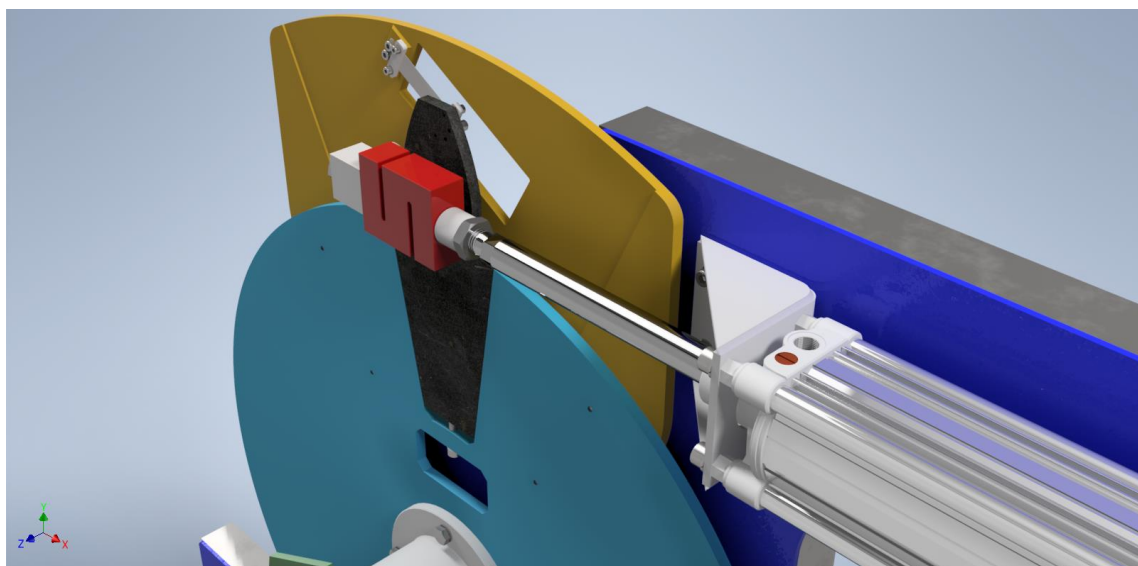
33. ábra: A teljes szerkezet



34. ábra: Befogószerkezet talpköri ponthoz állítva



35. ábra: Befogószerkezet a fejköri ponthoz állítva

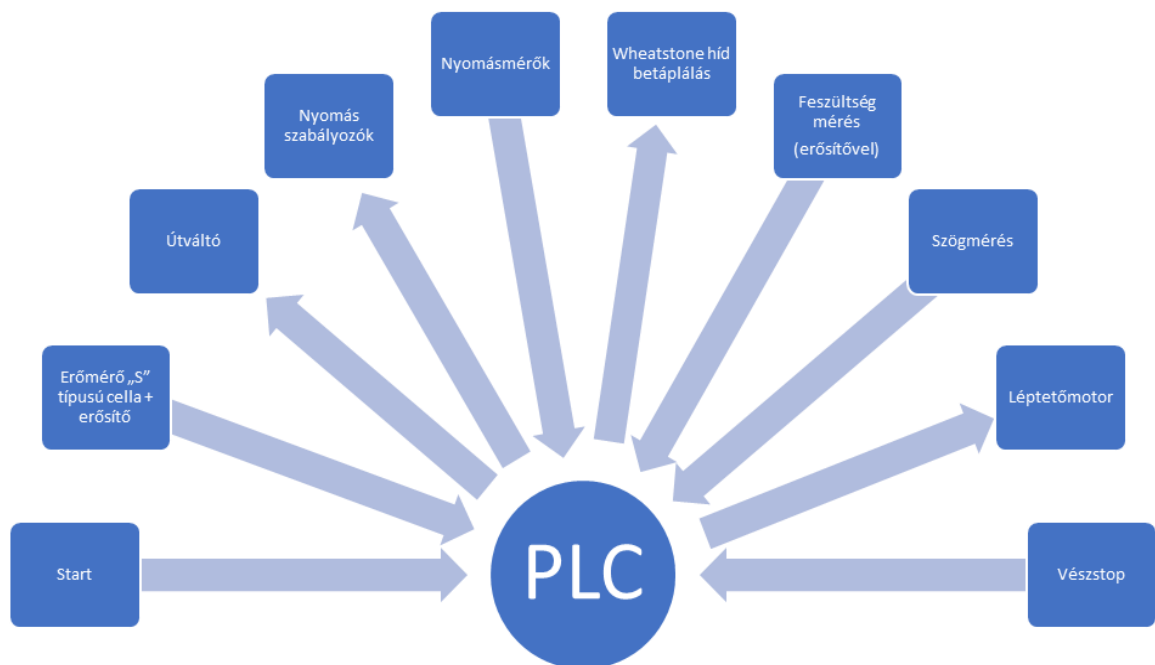


36. ábra: Közelített izometrikus nézet a vizsgáló berendezésről

A wheatstone híddal történő mérési folyamat az „Érzékelők és jelátalakítók laboratóriumi útmutató” könyv 10 – ik fejezetében olvasható. [22]

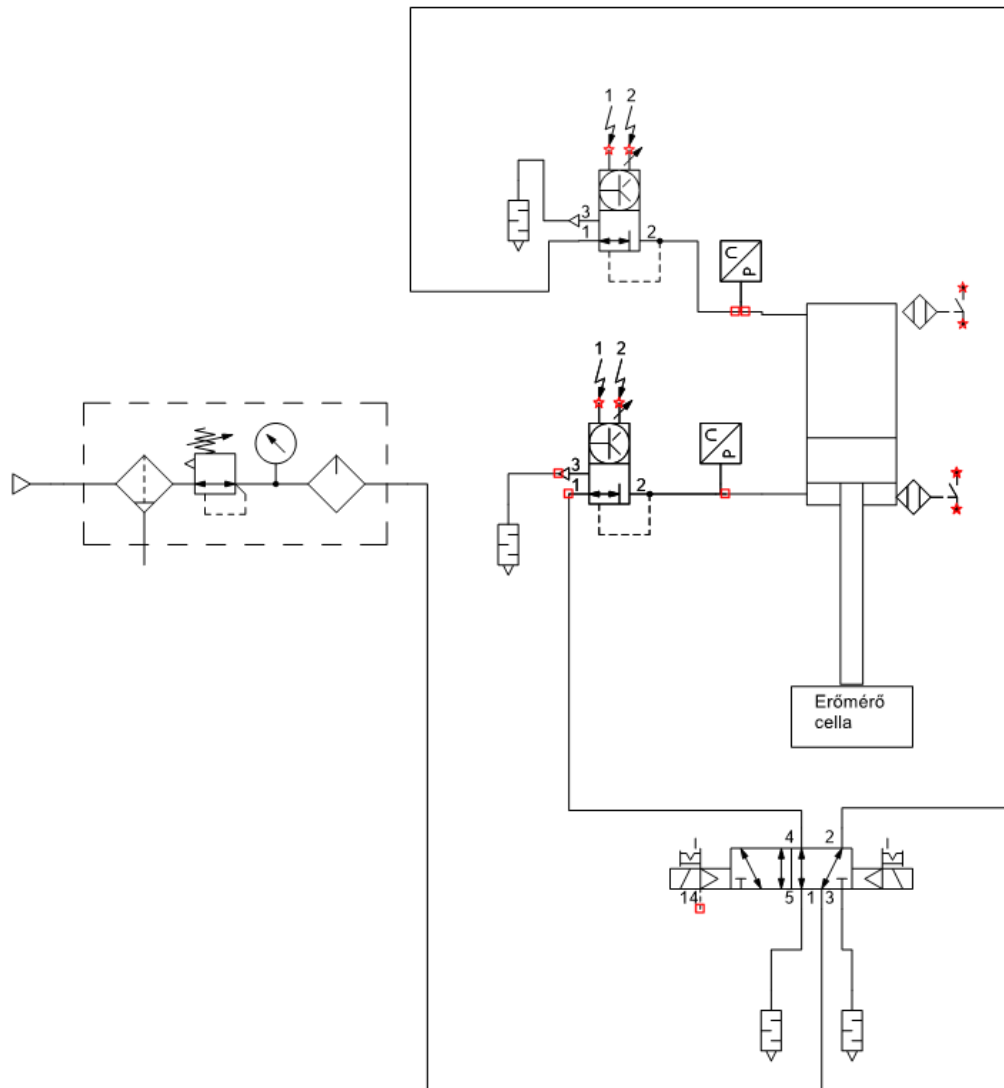
4. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS MŰKÖDÉSE

A projekt kezdetekor az alábbi tömbvázlatot készítettem a vezérlő egység és az alegységek jobb átláthatósága érdekében.



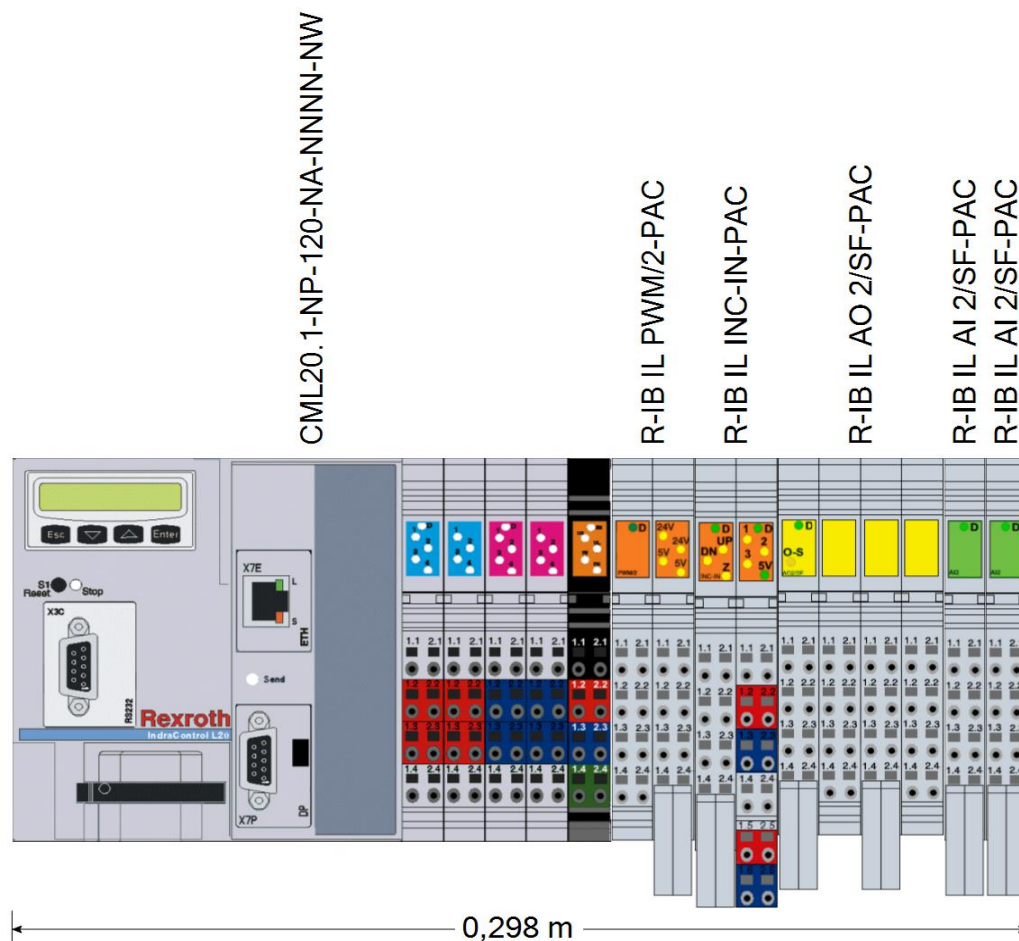
37. ábra: Tömbvázlat a vezérlő és vezérelt alkatrészekről

A pneumatikai rendszer modellezését a Bosch Rexroth Scheme Editor 6.3 környezetében készítettem.



38. ábra: Pneumatikai vezérlőkör ábra

A fenti ábrán a pneumatikai rendszer ábráját láthatjuk, bal oldalon a betáplálás után következik a szaggatottal jelölt levegő előkészítő rész, amelyben egy szűrő, egy manuális nyomásszabályzó, egy manométer és egy olajozó egység található. Ezt követően egy 5/2-es két tekercses útváltón keresztül a proporcionális nyomásszabályzóhoz jutunk, majd egy nyomásmérő szenzor után betápláljuk a munkahengert. A munkahenger pedig egy erőmérő cellán keresztül terheli majd a vizsgált fogelemet.



39. ábra: A szerkezet vezérlését szolgáló PLC modul felépítése

A laboreszköz vezérlését egy Indra Control CML20 – as PLC – vel megvalósítom meg. A PLC – hez a tömbvázatban jelölt elemeket fogjuk csatolni, ezért kiegészítő analóg be- és kimeneteket kell csatoljunk, a 35. ábrán látható módon.

A PLC-hez tartozó ki és bemenetek bekötésére alkalmas részei a feketével jelölt részig tartanak. A feketével jelölt rész használható a PLC betáplálására. A PLC - hez nyolc darab be- és ugyancsak 8 darab kimenet tartozik; ezt bővítettük balról jobbra haladva az első modul a léptetőmotor szabályzásához használandó, PWM jelet kiadó modul, ezt követi a motor elfordulási szögét mérő eszközt, az enkódert (inkrementális jeladót) beolvasó modul. A léptetőmotornak van egy visszacsatolása az elfordulási szögre. Ez attól függ, hogy hány lépésre tud osztani a motor egy teljes fordulatot, viszont a jelzett szögméréssel pontosabb mérést, és ugyanakkor egy ellenőrző visszacsatolást is kapunk. Ezt a modult követi egy dupla analóg kimenet, majd két analóg bemeneti modul.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Hollanda, D. *Aschiere si scule*. Reprografia I.I.S., 1982.
- [2] Litvin, F.L. A fogaskerékkapcsolás elmélete. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974.
- [3] Maros, D., és mtsai. *Csigahajtások*. Műszaki Könyvkiadó, 1970.
- [4] Dudás, Illés. *The Theory and Practice of Worm Gear Drives*. Kogan Page Science Paper Ed edition, Butterworth-Heinemann, 2004.
- [5] *Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation by Stephen P. Radzevich*. CRC Press, 1888.
- [6] „Optimális geometriával rendelkező egyenesfogú metszőkerék fejlesztése DOMUS kutatási jelentés”. *Műszaki Tudományos Közlemények*, köt. 10.
- [7] Máté M.: *Hengeres fogaskerekek gyártószerszámai*. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2016.
- [8] Tolvaly-Roșca, Ferenc, és mtsai. „Development of Helical Teethed Involute Gear Meshed with a Multi-Edge Cutting Tool Using a Mixed Gear Teeth Modeling Method”. *Procedia Engineering*, köt. 181, 2017, o. 153–58. DOI.org (Crossref), doi:10.1016/j.proeng.2017.02.421.
- [9] W. Li, A. Wood, R. Weidig, K. Mao, „An investigation on the wear behaviour of dissimilar polymer gear engagements” *Wear*, Volume 271, Issues 9–10, 2011, Pages 2176-2183, ISSN 0043-1648, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.11.019>.
- [10] Trobentar, Boštjan, és mtsai. „Experimental Failure Analysis of S-Polymer Gears”. *Engineering Failure Analysis*, köt. 111, 2020. április, o. 104496. ScienceDirect, doi:10.1016/j.engfailanal.2020.104496.
- [11] *Failure analysis of 3D-printed steel gears - ScienceDirect*. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630719314220?via%3Dihub>. Elérés 2020. június 28.
- [12] *Evaluation of the gear noise reduction potential of geometrically uneven inequidistant gears - ScienceDirect*. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X20300651>. Elérés 2020. június 28.
- [13] *Investigation on contact and bending stress of face-hobbed and face-milled hypoid gear - ScienceDirect*. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X2030094X>. Elérés 2020. június 28.
- [14] Csibi, Vencel, és mtsai. *Fogazott alkatrészek tervezése, számszámai és gyártása*. Dacia Könyvkiadó, 1999.
- [15] Kumar, Anil, és mtsai. „Latest Developments in Gear Defect Diagnosis and Prognosis: A Review”. *Measurement*, köt. 158, 2020. július, o. 107735. ScienceDirect, doi:10.1016/j.measurement.2020.107735.
- [16] Hollanda D.: *Bazele aşchierii și generării suprafețelor*. Vol. 2. Editura Universității „Petru Maior” Tîrgu-Mureș, 1996. 160–162.
- [17] Radzewich S. P.: *Gear Cutting Tools*. CRC Press, NY., 2010.
- [18] Mohammad, Q. A., Muhsin J. J.: *Analytical Solution of Bending Stress Equation for Symmetric and Asymmetric Involute Gear Teeth Shapes with and without Profile*

-
- Correction*. Innovative Systems Design and Engineering, Vol. 3, No 6, 2012. (2018). 19–30.
- [19] Zhou Yuansheng, WuYuanhang, Wang Liming, Tang Jinyuan, Ouyang Hongwuab: *A new closed-form calculation of envelope surface for modeling face gears*. in Mechanism and Machine Theory, Vol.137, July 2019, 211–226.
- [20] Balajti, Zs.: *Examination and adjustment of the bearing pattern in case of helicoid drives*. In: 8th CIRP Conference on High Performance Cutting, Budapest, Hungary, June 25-27. 2018. Journal title: Procedia CIRP, Volume 77. 2018. 267–270.
- [21] Szeniczai, L. *Általános fogazás*. Nehézipari Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1955.
- [22] https://ms.sapientia.ro/~elektronika/fileok/jelerzekelok/szt_lab10_tenzometrikus