

MISKOLCI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR



**KÚPOS CSIGA-, TÁNYÉRKERÉK-, ÉS SZERSZÁM FELÜLETEK
KAPCSOLÓDÁSÁNAK ELEMZÉSE**

PhD ÉRTEKEZÉS

KÉSZÍTETTE:

BODZÁS SÁNDOR

okleveles gépészmérnök
főiskolai adjunktus
Nyíregyházi Főiskola

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA,
GÉPÉSZETI ANYAGTUDOMÁNY, GYÁRTÁSI RENDSZEREK ÉS FOLYAMATOK
TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:

Dr. TISZA MIKLÓS

a műszaki tudomány doktora

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

Dr. DUDÁS ILLÉS

a műszaki tudomány doktora

TUDOMÁNYOS VEZETŐ:

Dr. DUDÁS ILLÉS

a műszaki tudomány doktora

MISKOLC

2014.

ELŐSZÓ

A Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszékén minőségbiztosítás szakirányon végeztem 2009. júniusban. Nappali tagozatos doktoranduszként dolgoztam 2009. szeptembertől 2011. februárig a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszékén. A PhD abszolutórium megszerzését követően 2011. februártól a Nyíregyházi Főiskola Műszaki Alapozó, Fizika és Gépgyártástechnológia Tanszékén dolgozom főiskolai adjunktusként.

A csigahajtások terén korábban megkezdett munkák eredményeire támaszkodva áttekintettem a tématerületet és a közös jegyek alapján keresem a hiányzó részek megoldását.

Az értekezés, az eddig megjelent publikációk, értekezések és könyvek között a modellezési és matematikai eszköztár felhasználásával egy új típusú csigahajtás gyártásgeometriai elemzésével foglalkozik.

A dolgozat felépítési és tárgyalási módja egyszerre elméleti és gyakorlati, amely 8 fő fejezetből áll. Az irodalomjegyzék a témához kapcsolódó több mint 170 munkát és 44 db saját publikációt sorol fel.

Az értekezésem elkészítése és az eredmények megszületése során közvetve vagy közvetlenül sokan voltak segítségemre, ezért mindannyiukat hálás köszönet illeti.

Már hallgató koromban érdekelték a gépgyártástechnológia és a minőségbiztosítás szakterületek. Ezért is választottam szakirányt a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszékén. A Tanszéken **Dr. Dudás Illés** professzor úr témavezetésével csigahajtások témakörben már hallgatóként kutatómunkát végeztem, tudományos diákköri dolgozatot írtam és a diplomatervem is ezen a tématerületen született.

A kutatómunkámat támogatta a „A gyártásgeometria és a kapcsolódás jellemzőinek komplex vizsgálata korszerű csigahajtások esetében” **OTKA K 63377.** számú kutatási projekt (Témavezető: Dr. Dudás Illés).

Kutatói tevékenységem különböző fázisaiban konzultációs lehetőséggel több neves professzor és oktató segített, akiknek köszönöm tevékenységét, így a Miskolci Egyetemen **Dr. Lévai Imre** professzor úrnak, **Dr. Csermely Tibor**, **Dr. Dudás László**, **Dr. Szabó Ferenc** docens uraknak, **Óváriné Dr. Balajti Zsuzsanna** docens asszonynak, a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszékkal szoros együttműködés keretében **Dr. Bercsey Tibor**, **Dr. Váradai Károly** professzor uraknak és **Dr. Horák Péter** docens úrnak, akik állandó konzultációs lehetőséget biztosítottak számomra.

Hálás vagyok **Dr. Faydor L. Litvin** (Illinois Egyetem, Chicago), **Dr. Alfonso Fuentes Anzar** (Cartagenai Egyetem, Cartagena) és **Dr. Dudás Illés** professzor uraknak, mivel megjelent munkáik alapvetően segítettek a kutatási tevékenységemet.

Doktorandusz társaim, **Dr. Bányai Károly**, **Mándy Zoltán** és **Monostoriné Hörcsik Renáta**, és szabadalmi társam, **Dudás Illés Szabolcs**, sok hasznos szakmai észrevételükkel támogatták a munkámat.

Köszönöm a – Nyíregyházi Főiskola Műszaki Alapozó, Fizika és Gépgyártástechnológia Tanszéken működő – „**Csavarfelületek, Menetfelületek Kutatócsoport**” munkatársainak (Témavezető: Dr. Dudás Illés) a segítőkészségüket és a szakmai konzultációikat. Külön köszönöm **Dr. Szigeti Ferenc** tanszékvezető, **Dr. Sikolya László** intézetigazgató és **Dr. Horváth Róbert** főiskolai tanár urak támogatását.

Köszönöm a **DifiCAD Mérnökiroda Kft.**-nek a jelentős anyagi és szakmai támogatást (Miskolc, Szentpéteri kapu 5-7, ügyvezető igazgató: Dr. Dudás Illés), ahol a gyártásgeometria kifejlesztése és a kísérleti elemek és szerszámok előállítására történt, valamint az **Invest-Trade Kft.**-nek (Miskolc, Szentpéteri kapu 5-7, ügyvezető igazgató: Dr. Dudás Illésné) a technikai háttér biztosítását. A kísérleti gyártások során köszönöm **Kollár István** és **Pallai László** tevékenységét.

Ezúton fejezem ki köszönetemet a **Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskolának** és vezetőjének **Dr. Tisza Miklós** professzor úrnak, hogy támogatta munkámat.

Végül itt köszönöm meg **Családomnak** azt a nyugodt háttérrel, amely nélkül ez az értekezés nem születhetett volna meg.

A TUDOMÁNYOS VEZETŐ AJÁNLÁSA

A csigahajtásokat az ipar számos területén alkalmazzzák. A kutatásainkat mintegy 40 éves ipari kutató munka és az egyetemünkön végzett tudományos kutató munka előzi meg.

Fontos igény a zajszint, nagy élettartam, jó hatásfokú és jó teherbírású csigahajtópárok előállítása.

Bodzás Sándor a doktori értekezésében a konstrukciós tervezéshez, a gyártásfejlesztéshez, szerszámtervezéshez és minőségbiztosításhoz kapcsolódó feladatokat oldott meg:

- Elvégezte a tengelymetszetben körív profilú hengeres és tengelymetszetben egyenes profilú kúpos csigahajtások tulajdonságait egyesítő új geometriájú csigahajtópár, a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár kapcsolódási és gyártástechnológiai elemzését.
- A tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás esetén összefüggést állított fel a ρ_{ax} tengelymetszeti körívsugár és a K körívsugár távolság értékének megállapításához a csiga paramétereinek (tengelymetszeti modul, osztókörátmérő, profilszög) függvényében.
- Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár esetén megvizsgálta a kapcsolómezőt befolyásoló tényezőket, majd a kapcsolómező elhelyezkedése alapján megállapította a legkedvezőbb kapcsolódási és fogkialakítási helyzetet.
- Olyan új kinematikai modellt dolgozott ki, amelyben a kúpos csiga és a megmunkáló szerszám közötti tengelytáv és a megmunkáló szerszám korongbedöntési szög korrekcióval való egyidejű változása lehetővé teszi a kúpos csiga eddigiektől eltérő geometriailag pontosabb megmunkálását.
- Módszert dolgozott ki a spiroid tányérkerék fogfelületének modellezésére. A számítások és a modellezések helyességét gyors prototípusgyártással és tényleges gyártással is igazolta.
- Meghatározta a tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró homloklfelület, a logaritmikus spirál mentén radiálisan hátramunkált oldalfelület és a vágóél egyenleteit, majd ezek alapján a maró homloklfelület menti újraélezések során adódó új vágóélek által kimunkált tányérkerék fogfelületet.
- Numerikus úton maró homloklfelület menti élezhetőségi vizsgálatokat végzett tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró esetén.
- A legyártott csigatengely geometriáját három koordinátás mérőgéppel ellenőrizte.

A Jelölt az értekezés új eredményeit az érintett területekre vonatkozó elemzés alapján fogalmazta meg.

Bodzás Sándor az elért eredményeiről rendszeresen beszámolt különböző hazai és nemzetközi fórumokon, eleget téve a Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskola publikációs követelményeinek.

Az értekezés gondos munkáról tanúskodik és kimagaslóan magas publikációs tevékenységen (IF-os cikkek, szabadalom).

Az elért eredmények, a megfogalmazott tézisek a doktori (Ph.D.) cím elnyeréséhez előírt követelményeket messzemenően kielégítik.

Miskolc, 2014. február 25.

Prof. Dr. Dr. h.c. Prof. h.c. mult. Dudás Illés
professzor emeritus
a műszaki tudományok doktora

TARTALOMJEGYZÉK

ELŐSZÓ	2
A TUDOMÁNYOS VEZETŐ AJÁNLÁSA	3
JELÖLÉSEK JEGYZÉKE	6
ÁBRÁK JEGYZÉKE	11
TÁBLÁZATOK JEGYZÉKE	17
1. BEVEZETÉS	18
1.1. A kutatómunka tárgya	18
1.2. A kutatások előzményei	19
1.3. A disszertáció célja	19
1.4. A kitűzött feladatok megoldásának módszere	20
2. A SZAKIRODALOM ÁTTEKINTÉSE, ELEMZÉSE	21
2.1. A csigahajtások története.....	21
2.2. Térbeli hajtások fogazáselméletének fejlődése	23
2.3. Fogazáselméleti kutatások Magyarországon	25
3. TENGYELMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ KÚPOS CSIGAHAJTÁS GEOMETRIAI ANALÍZISE	28
3.1. Ívelt profilú hengeres csavarfelületek.....	28
3.2. Kúpos csavarfelületek	30
3.3. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csavarfelület egyenletének meghatározása	31
3.4. Körívsugár és a körívsugár távolság megválasztása	37
3.4.1. Krivenko-féle számítási módszer.....	38
3.4.2. A K távolság számításának módja	42
3.5. Az érintkezési görbék meghatározása	45
3.5.1. Az érintkezési görbék számítása.....	45
3.5.2. Az érintkezési vonalak elhelyezkedése	49
4. ÁLLANDÓ EMELKEDÉSŰ KÚPOS CSAVARFELÜLETEK GEOMETRIAILAG HELYES MEGMUNKÁLÁSÁHOZ SZÜKSÉGES KINEMATIKAI MODELL	53
4.1. Adott csavarfelület megmunkálásához szükséges szerszám tervezése	59
4.2. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga befejező megmunkálása változó tengelytáv, korongbedöntési szög korrekció alkalmazása nélkül	64
4.3. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga befejező megmunkálása változó tengelytáv és változó korongbedöntési szög korrekció alkalmazásával	70
5. SPIROID TÁNYÉRKERÉK FOGFELÜLETÉNEK LEÍRÁSA ÉS MODELLEZÉSE	77
5.1. A hajtópár geometriai elemzéséhez és modellezéséhez szükséges térbeli koordináta rendszerek	77
5.2. Direkt feladat	79
5.3. A vágóél egyenletének meghatározása általános esetben.....	82
5.3.1. Homlokfelületek egyenletei	84
5.3.1.1. A homlokfelület a csiga tengelyén átmenő sík	84
5.3.1.2. A homlokfelület egy archimedesi csavarfelület	84
5.4. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás tányérkerékének modellezése.....	85
5.4.1. Tányérkerék fogfelület matematikai előállítás.....	85
5.4.2. Spiroid hajtópár és szerszám CAD modelljének előállítása	88
5.4.3. Gyors prototípusgyártás (RP).....	89

5.4.3.1. STL fájl generálás.....	90
5.4.3.2. Modellek elhelyezése a virtuális munkatérben	90
5.4.3.3. A gyártott hajtópár és lefejtőszerszám RP modellek előállítása	91
6. TENGELYMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ TÁNYÉRKERÉK LEFEJTŐMARÓ ÉLEZHETŐSÉGI TARTOMÁNYÁNAK ELEMZÉSE.....	94
6.1. A lefejtőmaró geometriai kialakítása.....	97
6.1.1. A hátraesztérgálási görbe megválasztása.....	94
6.2. Tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró élezhetőségi tartomány meghatározása	95
6.2.1. Vágóél, homlokl felület és hátramunkált oldalfelületek egyenletei $\gamma_0 < 5^\circ$ esetén....	96
6.2.2. A maró homlokl felület menti újraélezések során adódó új vágóélek által kimunkált tányérkerék fogfelület meghatározása.....	99
6.2.3. Élezhetőségi vizsgálat	102
6.2.4. Vágóél, homlokl felület és hátramunkált oldalfelületek egyenletei $\gamma_0 > 5^\circ$ esetén.....	111
7. TENGELYMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ SPIROID CSIGATENGELY ELLENŐRZÉSE HÁROM KOORDINÁTÁS MÉRŐGÉPEN.....	113
7.1. Három koordinátás mérés	113
7.1.1. A csiga koordináta rendszerének felvétele.....	114
7.1.2. Geometriai méretek ellenőrzése.....	114
7.1.3. A csigaprofil alakhibájának és fogosztásának mérése.....	115
8. AZ ÉRTEKEZÉS EREDMÉNYEINEK ÖSSZEFOGLALÁSA, TÉZISEK.....	124
9. TOVÁBBFEJLESZTÉSI IRÁNYOK, LEHETŐSÉGEK.....	126
10. SUMMARY.....	127
11. IRODALOMJEGYZÉK	130
11.1. A kutatások előzményeit képző kutatások, projektek	137
11.2. Szabványok jegyzéke.....	137
12. PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN	138
12.1. Megjelenés alatt álló publikációk.....	142
13. SZAKMAI ELŐADÁSOK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN	144
MELLÉKLETEK.....	145

JELÖLÉSEK JEGYZÉKE

a	[mm]	a hajtópár tengelytávja
a, b, c	[mm]	a K_{1cs} csigához kötött álló koordináta-rendszer O_{1cs} origójának x, y és z irányú koordinátái a K_2 kerékhez kötött álló koordináta-rendszerben
a_0	[mm]	csiga legnagyobb osztókörátmérőjénél lévő kezdeti tengelytáv
a_1	[mm]	adott helyen lévő tengelytáv
a_m	[mm]	logaritmikus spirális konstans érték
B	[mm]	csigakerék szélesség
B_2	[°]	korongbedöntési szög korrekció
c_1	[mm]	lefejtőmaró fogmagasság csökkenés mértéke
c_{1meg}	[mm]	lefejtőmaró megengedett újraélezési tartalék
d_a	[mm]	kúpos csiga adott helyen lévő fejkörátmérő
d_{amax}	[mm]	kúpos csiga legnagyobb fejkörátmérő
d_0	[mm]	kúpos csiga adott helyen lévő osztókörátmérő
d_{0k}	[mm]	kúpos csiga közepes osztókörátmérő
d_{0max}	[mm]	kúpos csiga legnagyobb osztókörátmérő
d_{fmax}	[mm]	kúpos csiga legnagyobb lábkörátmérő
d_{amin}	[mm]	kúpos csiga legkisebb fejkörátmérő
d_{0min}	[mm]	kúpos csiga legkisebb osztókörátmérő
d_{0Mmin}	[mm]	maró legkisebb osztókörátmérő
d_{0opt}	[mm]	kúpos csiga optimális osztókörátmérő
$d_{akorong}$	[mm]	köszörűkorong fejkörátmérő
$d_{0korong}$	[mm]	köszörűkorong osztókörátmérő
d_{01}	[mm]	hengeres csiga osztóhengerátmérő
d_{02}	[mm]	csigakerék osztókörátmérő
d_{a1}	[mm]	hengeres csiga fejhenger átmérő
d_{a2}	[mm]	csigakerék fejhenger átmérő
d_{f1}	[mm]	hengeres csiga lábhenger átmérő
d_{f2}	[mm]	csigakerék lábhenger átmérő
d_{w1}	[mm]	hengeres csiga gördülővonal

d_{w2}	[mm]	csigakerék gördülővonal
D_k	[mm]	tányérkerék lefejtőmaró fejkörátmérő
f_r	[mm]	profilhiba nagyság
h_{a1}	[mm]	kúpos csiga fejmagasság
h_{am}	[mm]	lefejtőmaró fejmagasság
h_{f1}	[mm]	kúpos csiga lábmagasság
$h_{köz}$	[mm]	közepes profil alakhiba eltérés nagysága
h_s	[mm]	tányérkerék lefejtőmaró fogmagasság
h_w	[mm]	kúpos csiga teljes fogmagasság
H	[mm]	menetemelkedés
i_{sz1}		áttétel a kúpos csiga megmunkálás elemzéséhez [$i_{sz,1}=(\varphi_{sz}/\varphi_1)$]
$i_{2,1}$		a kúpos csiga és tányérkerék közötti hajtás áttétele [$i_{2,1}=(\varphi_2/\varphi_1)$]
j_s	[mm]	kúpos csiga és tányérkerék közötti foghézag
K_A, K_B		kapcsolódási csomópontok helyzete
K_e, K_h	[mm]	előre- és hátrahajtás oldali tengelymetszeti körívsugár távolság
$K_1(x_1, y_1, z_1)$		a lineáris mozgást végző gépasztalhoz kötött koordináta-rendszer
$K_{1cs}(x_{1cs}, y_{1cs}, z_{1cs})$		csigához kötött álló koordináta rendszer
$K_{sz}(\xi, \eta, \zeta)$		szerszám koordináta-rendszer
$K_{1F}(x_{1F}, y_{1F}, z_{1F})$		a csavarfelülethez kötött forgó koordináta-rendszer
$K_2(x_2, y_2, z_2)$		a konjugált felülethez kötött álló koordináta-rendszer
$K_0(x_0, y_0, z_0)$		álló koordináta-rendszer, a megmunkáló szerszám gép koordináta rendszere
$K_{2F}(x_{2F}, y_{2F}, z_{2F})$		a konjugált felülethez kötött forgó koordináta-rendszer
$K_{hr}(x_{hr}, y_{hr}, z_{hr})$		a tányérkerék lefejtőmaróhoz kötött forgó koordináta rendszer
L	[mm]	kúpos csiga menethossz
m_{ax}	[mm]	tengelymetszeti modul
$M_{1,0}, M_{0,1}$		a K_1 és a K_0 koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
$M_{1F,1}, M_{1,1F}$		a K_1 és a K_{1F} koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
$M_{1F,2F}, M_{2F,1F}$		a K_{2F} és a K_{1F} koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok

$M_{1F,sz}, M_{sz,1F}$		a K_{sz} és a K_{1F} koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
$M_{1cs,1F}, M_{1F,1cs}$		a K_{1cs} és a K_{1F} koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
$M_{1cs,2}, M_{2,1cs}$		a K_{1cs} és a K_2 koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
$M_{2,0}, M_{0,2}$		a K_2 és a K_0 koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
$M_{2,1F}, M_{1F,2}$		a K_2 és a K_{1F} koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
$M_{2F,2}, M_{2,2F}$		a K_{2F} és a K_2 koordináta-rendszerek közötti transzformációs mátrixok
\vec{n}_{1F}		a csavarfelület normálvektora a K_{1F} koordináta-rendszerben
$0_{sz}, 0_0, 0_1, 0_2, 0_{1F}, 0_{2F}, 0_k$		az indexnek megfelelő koordináta-rendszerek origói
p_a	[mm/rad]	axiális irányú emelkedési paraméter
p_a'	[mm/rad]	a hátramunkált csavarfelület paramétere
p_r	[mm/rad]	radiális irányú emelkedési paraméter
$P_{e,h}$		előre- és hátrahajtás oldali profilalkotón lévő pont
P_{1k}		kinematikai leképezés mátrixa
q		átmérőhányados
\vec{r}_{1F}		a csigafelület futópontjának helyvektora
\vec{r}_{1F}^H		a homlokfelület futópontjának helyvektora
\vec{r}_{1F}^V		a vágóél futópontjának helyvektora
\vec{r}_2		a csigafelület futópontjának helyvektora a K_2 koordináta rendszerben
\vec{r}_{2F}		a konjugált felület futópontjának helyvektora a K_{2F} koordináta rendszerben
\vec{r}_g		a csigafelület generálógörbe egy adott pontjának helyvektora
r_l	[mm]	logaritmikus spirális görbületi sugár
R_k	[mm]	köszörűkorong fejkörsugár
\overline{S}_{1F}	[mm]	hengeres csiga fogláb vastagság

\overline{S}_{2F}	[mm]	hengeres csigakerék fogláb vastagság
S_{ax}	[mm]	kúpos csiga osztókúpján, tengellyel párhuzamos fogvastagság
\widehat{S}_n	[mm]	kúpos csiga osztókúpján, alkotóval párhuzamosan mért fogvastagság
\widehat{S}_{sz}	[mm]	a tányérkerék lefejtőmaró osztókúpján, alkotóval párhuzamosan mért fogvastagság
t_{ax}	[mm]	kúpos csiga osztókúpján, tengellyel párhuzamos fogosztás
t_n	[mm]	kúpos csiga osztókúpján, alkotóval párhuzamosan mért fogosztás
$t_{1F,sz}$	[s]	időparaméter
$\vec{v}_{1F}^{(1,2)}$	[m/min ⁻¹]	a csavarfelület és a szerszám felület közötti relatív sebesség vektor a K_{1F} koordináta-rendszerben
$\vec{v}_2^{(1,2)}$	[m/min ⁻¹]	a csavarfelület és a szerszám felület közötti relatív sebesség vektor a K_2 koordináta-rendszerben
$\vec{v}_{2F}^{(1,2)}$	[m/min ⁻¹]	a csavarfelület és a szerszám felület közötti relatív sebesség vektor a K_{2F} koordináta-rendszerben
X_2		fajlagos szerszámelállítás
$Z_{axe,h}$	[mm]	koordinátarendszer eltolási érték
Z_1		csiga bekezdések száma

Görög betűk:

α_1	[°]	logaritmikus spirális hátszög
$\alpha_{axe}, \alpha_{axh}$	[°]	előre- és hátrahajtás oldali tengelymetszeti profilszögek
β	[°]	logaritmikus spirális görbe egy pontjába húzott érintő és a görbületi sugár által bezárt szög
β_A, β_B	[°]	kapcsolódási csomópontok nyílásszöge hengeres csigahajtópár esetén
ε	[°]	maró horonyszög
γ_0	[°]	osztóköri emelkedési szög
γ_{0max}	[°]	legnagyobb osztóköri emelkedési szög
γ_{0min}	[°]	legkisebb osztóköri emelkedési szög
γ_{0opt}	[°]	optimális osztóköri emelkedési szög

γ_{0d}	$[s^{-1}]$	osztóköri emelkedési szögelfordulás idő szerinti deriváltja (szögsebesség)
δ_1	$[^\circ]$	kúpos csiga félkúpszög
ρ_{ax}	$[mm]$	tengelymetszeti körívsugár
η [mm], ν $[^\circ]$		a csavarfelület belső paraméterei
ϑ_{hat}	$[^\circ]$	újraélezési határszöghelyzet
ϑ_l	$[^\circ]$	logaritmikus spirális középponti szög
φ_1	$[^\circ]$	a csavarfelület elfordulásának szöge (mozgás-, burkolás paramétere)
φ_{1opt}	$[^\circ]$	a kúpos csiga optimális elfordulási szöghelyzete (a legkisebb alakeltérést eredményező korongszabályozási hely)
φ_2	$[^\circ]$	a tányérkerék elfordulási szög
φ_{sz}	$[^\circ]$	a szerszám elfordulási szög
φ_{szd}	$[s^{-1}]$	φ_{sz} szerszám szögelfordulás idő szerinti deriváltja (szögsebesség)
ψ_0		axiálmetszeti körívsugár meghatározásához szükséges tényező
$\vec{\omega}_1$	$[s^{-1}]$	a kúpos csiga szögsebesség
$\vec{\omega}_2$	$[s^{-1}]$	a tányérkerék szögsebesség
$\vec{\omega}_{sz}$	$[s^{-1}]$	a szerszám szögsebesség
ζ, η, ξ		K_{sz} szerszám koordináta rendszer tengelyei
Σ_1, Σ_2		az 1-es és 2-es elemek kapcsolódó felületei

ÁBRÁK JEGYZÉKE

2.1. ábra.	<i>a) Archimedes csigahajtása (Reuleaux) [153], b) Heron csigahajtása (Beck)</i>	21
2.2. ábra.	<i>Hodometer elképzelt formája</i>	22
3.1. ábra.	<i>A fogkapcsolódás és a fogak érintkezési vonalai, a kapcsolóvonal főmetszetben ívelt profilú Cavex csigahajtás esetén [121] a mostani jelölésekkel ellátva</i>	28
3.2. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú, hengeres csigahajtás [39]</i>	29
3.3. ábra.	<i>Spiroid csigahajtópár.....</i>	30
3.4. ábra.	<i>A tengelymetszetben ívelt profilú hengeres (a) [39] és egyenes profilú spiroid csigahajtás érintkezési vonalaik (b) [84].....</i>	31
3.5. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív alkotójú kúpos csiga profilja és geometriai jellemzői</i>	31
3.6. ábra.	<i>Kúpos csiga és tányérkerék közötti fogkapcsolódás és a kapcsolódáskor fellépő erők [21]</i>	32
3.7. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga és tányérkerék közötti fogkapcsolat CAD modellezése</i>	32
3.8. ábra.	<i>Előre- és hátrahajtás oldali tengelymetszeti profilszögek</i>	33
3.9. ábra.	<i>Tengelymetszeti síkban a profilalkotók meghatározása</i>	34
3.10. ábra.	<i>Az alkalmazott K_1 álló, K_{1F} forgó és a K_{sz} szerszám koordináta rendszerek közötti kapcsolat.....</i>	35
3.11. ábra.	<i>A vizsgálathoz szükséges geometriai méretek.....</i>	37
3.12. ábra.	<i>Krivenko-féle csiga tengelymetszeti profilja.....</i>	38
3.13. ábra.	<i>A körívsugár távolság változása a profilszög változás függvényében</i>	40
3.14. ábra.	<i>Számított körívprofil ($d_0= 51,136$ mm, $q= 10,227$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}=5$ mm, $\alpha_{axe}=10^\circ$, $\alpha_{axh}=30^\circ$ esetén) (3.2.a táblázat)</i>	41
3.15. ábra.	<i>Az $x=1$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok (lk: legkisebb osztókörátmérő, k: közepes osztókörátmérő, ln: legnagyobb osztókörátmérő)</i>	41
3.16. ábra.	<i>A $d_0=51,136$ mm osztókörátmérő esetén számított körív profilok (3.3.a táblázat)</i>	43
3.17. ábra.	<i>A $d_0=57,522$ mm osztókörátmérő esetén számított körív profilok (3.3.b táblázat)</i>	43
3.18. ábra.	<i>A $d_0=63,908$ mm osztókörátmérő esetén számított körív profilok (3.3.c táblázat)</i>	44
3.19. ábra.	<i>A III. és IV. esetekben számított körívprofilok</i>	45
3.20. ábra.	<i>Kitérő forgástengelyű koordinátarendszerek az érintkezési görbék meghatározására.....</i>	46
3.21. ábra.	<i>Az érintkezési vonalak elemzéséhez szükséges geometriai paraméterek</i>	47

3.22. ábra.	<i>Az érintkezési görbék meghatározásának folyamatábrája</i>	48
3.23. ábra.	<i>Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előre- (a) és hátrahajtás (b) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_{0k}= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 32$ mm, $K_e= 37,615$ mm, $K_h= 45,305$ mm, $\alpha_{axe}= 11^\circ$, $\alpha_{axh}= 36^\circ$)</i>	49
3.24. ábra.	<i>Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_{0k}= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 27$ mm, $K_e= 36,231$ mm, $\alpha_{axe}= 11^\circ$)</i>	50
3.25. ábra.	<i>Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_{0k}= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 37$ mm, $K_e= 38,998$ mm, $\alpha_{axe}= 11^\circ$)</i>	51
3.26. ábra.	<i>Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_{0k}= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 32$ mm, $K_e= 34,890$ mm, $\alpha_{axe}= 6^\circ$)</i>	51
3.27. ábra.	<i>Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_{0k}= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 32$ mm, $K_e= 40,272$ mm, $\alpha_{axe}= 16^\circ$)</i>	52
4.1. ábra.	<i>Az átmérő és az emelkedési szög változása állandó emelkedésű kúpos csigánál</i>	53
4.2. ábra.	<i>Koordináta rendszerek kúpos fej- és lábfelületekkel határolt működő felületű csavarfelületek megmunkálásánál</i>	54
4.3. ábra.	<i>Az a_0 kezdeti tengelytáv meghatározása</i>	55
4.4. ábra.	<i>A K_1 lineáris mozgást végző, gépasztalhoz kötött és a K_{1F} csigához kötött forgó koordináta rendszer kapcsolata</i>	56
4.5. ábra.	<i>A K_0 álló és a K_1 lineáris mozgást végző, gépasztalhoz kötött koordináta rendszerek kapcsolata</i>	57
4.6. ábra.	<i>A K_0 álló és a K_2 szerszám álló koordináta rendszerek kapcsolata</i>	57
4.7. ábra.	<i>A K_2 és a K_{2F} koordináta rendszerek kapcsolata</i>	58
4.8. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigatengely befejező megmunkálásának CAD modellezése változó tengelytáv, korongbedöntési szög korrekció alkalmazása nélkül</i>	64
4.9. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges előrehajtás oldali korong profilok ($d_{0opte}=58,812$ mm, $\varphi_{1opte}=667,503^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,859^\circ$, $K_e=37,615$ mm, $m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=32$ mm, $d_{akorong}=400$ mm)</i>	68
4.10. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges</i>	

	<i>hátrahajtás oldali korong profilok ($d_{0opth}=59,119$ mm, $\varphi_{1opth}=627,290^\circ$, $\gamma_{0opth}=4,834^\circ$, $K_h=45,305$ mm, $m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=32$ mm, $d_{akorong}=400$ mm)</i>	69
4.11. ábra.	<i>Folyamatosan változó tengelytávval és folyamatosan változó korongbedöntési szög korrekcióval való köszörülés</i>	70
4.12. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges előrehajtás oldali korong profilok ($d_{0opte}=58,328$ mm, $\varphi_{1opte}=730,9^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,8995^\circ$, $K_e=37,615$ mm, $m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=32$ mm, $d_{akorong}=400$ mm).....</i>	71
4.13. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges hátrahajtás oldali korong profilok ($d_{0opth}=59,032$ mm, $\varphi_{1opth}=600,962^\circ$, $\gamma_{0opth}=4,841^\circ$, $K_h=45,305$ mm, $m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=32$ mm, $d_{akorong}=400$ mm).....</i>	72
4.14. ábra.	<i>Az optimális osztókörátmérőkhöz tartozó korongprofilok az előrehajtás oldal esetén (korongbedöntési szög korrekció nélkül: $d_{0opte}=58,812$ mm, $\varphi_{1opte}=667,503^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,859^\circ$, változó korongbedöntési szög korrekció: $d_{0opte}=58,328$ mm, $\varphi_{1opte}=730,9^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,8995^\circ$).....</i>	73
4.15. ábra.	<i>Az optimális osztókörátmérőkhöz tartozó korongprofilok a hátrahajtás oldal esetén (korongbedöntési szög korrekció nélkül: $d_{0opth}=59,119$ mm, $\varphi_{1opth}=627,290^\circ$, $\gamma_{0opth}=4,834^\circ$ változó korongbedöntési szög korrekció: $d_{0opth}=59,032$ mm, $\varphi_{1opth}=600,962^\circ$, $\gamma_{0opth}=4,841^\circ$)</i>	74
4.16. ábra.	<i>Optimális szerszámprofil meghatározásának folyamatábrája</i>	76
5.1. ábra.	<i>Kitérő forgástengelyű koordinátarendszerek a fogfelületek megadására</i>	77
5.2. ábra.	<i>K_{1cs} (x_{1cs}, y_{1cs}, z_{1cs}) álló és K_2 (x_2, y_2, z_2) álló koordináta rendszerek közötti kapcsolat</i>	78
5.3. ábra.	<i>Tányérkerék lefejtőmaró alapprofilja.....</i>	81
5.4. ábra.	<i>Kúpos csavarfelület származtatása</i>	82
5.5. ábra.	<i>A H homlokfelület és a $V_{J,B}$ vágóélek származtatása.....</i>	83
5.6. ábra.	<i>A lefejtőmaró felületelemei, élei</i>	83
5.7. ábra.	<i>A H homlokfelület és $V_{J,B}$ vágóélek meghatározása $\gamma_0 \leq 3...5^\circ$ esetén.....</i>	84
5.8. ábra.	<i>A H homlokfelület és $V_{J,B}$ vágóélek meghatározása $\gamma_0 \geq 5^\circ$ esetén</i>	85
5.9. ábra.	<i>Tányérkerék előrehajtás oldali fogfelület előállítása.....</i>	86
5.10. ábra.	<i>Tányérkerék fogfelületi pontok meghatározásának folyamatábrája</i>	88
5.11. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár és lefejtőmaró CAD modellje.....</i>	88

5.12. ábra.	<i>Kapcsolódó tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga – tányérkerék CAD modellje.....</i>	89
5.13. ábra.	<i>Kapcsolódó tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró – tányérkerék CAD modellje.....</i>	89
5.14. ábra.	<i>Modellek elrendezése a munkatérben</i>	90
5.15. ábra.	<i>Gyors prototípusgyártás</i>	92
5.16. ábra.	<i>Az általunk tervezett tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár RP modellje.....</i>	92
5.17. ábra.	<i>Gyors prototípusgyártás folyamata</i>	93
6.1. ábra.	<i>Tányérkerék megmunkálásának CAD modellje a közvetlen mozgásleképezés elve alapján.....</i>	94
6.2. ábra.	<i>A megengedett maró újraélezési tartalék és az újraélezési határszöghelyzet értelmezése.....</i>	95
6.3. ábra.	<i>Logaritmikus spirális kialakítás.....</i>	95
6.4. ábra.	<i>Hátramunkálási paraméterek</i>	96
6.5. ábra.	<i>Maró fog modell.....</i>	98
6.6. ábra.	<i>Maró fogfelületi pontok (homlokfelület, hátramunkált oldalfelület, fejszalag) meghatározásának folyamatábrája.....</i>	99
6.7. ábra.	<i>Tengelymetszeti síkban a vágóél meghatározása</i>	100
6.8. ábra.	<i>Az alkalmazott K_{1cs} álló, K_{IF} forgó és a K_{sz} szerszám koordináta rendszerek közötti kapcsolat.....</i>	100
6.9. ábra.	<i>Koordináta rendszerek a maró újraélezésekből adódó tányérkerék fogfelület meghatározására.....</i>	101
6.10. ábra.	<i>A vizsgálathoz szükséges lefejtőmaró paraméterek</i>	103
6.11. ábra.	<i>A maró homlokfelület menti újraélezések során kapott vágóélek által előállított tányérkerék fogfelületi pontok meghatározásának folyamatábrája.....</i>	105
6.12. ábra.	<i>Diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tengelymetszeti maró fogprofilok.....</i>	106
6.13. ábra.	<i>Maró fejkörátmérő változás az újraélezési szög függvényében.....</i>	107
6.14. ábra.	<i>Maró profilhiba változás az újraélezési szög függvényében.....</i>	107
6.15. ábra.	<i>Radiális utánállítás</i>	108
6.16. ábra.	<i>A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tányérkerék profilpontok a maró tengelymetszeti síkjában</i>	108

6.17. ábra.	<i>A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó előrehajtás oldali tányérkerék profilok változása a maró tengelymetszeti síkjában (nagyított nézet)</i>	109
6.18. ábra.	<i>A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó hátrahajtás oldali tányérkerék profilok változása a maró tengelymetszeti síkjában (nagyított nézet)</i>	109
6.19. ábra.	<i>Tányérkerék profilhiba változás az újraélezési szög függvényében</i>	110
7.1. ábra.	<i>Aberlink Axiom TOO 3D típusú CNC vezérlésű koordináta mérőgép</i>	113
7.2. ábra.	<i>Csigatengely rögzítés csúcsok közé, koordináta rendszer felvétel.....</i>	114
7.3. ábra.	<i>A csigaprofil alakhiba értelmezése</i>	115
7.4. ábra.	<i>Felületi szkennelés</i>	116
7.5. ábra.	<i>Az elméleti (kék) és a mért profilpontok (piros).....</i>	116
7.6. ábra.	<i>A mért fogosztás értékek hisztogramjai és eloszlásfüggvényei</i>	119
7.7. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigatengely mérési eredményei az Aberlink 3D mérőszoftverben</i>	122
M1.1. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú spiróid csigatengely.....</i>	146
M1.2. ábra.	<i>Tengelymetszetben körív profilú spiróid lefejtőmaró</i>	147
M1.3. ábra.	<i>Ívelt profilú spiróid tányérkerék</i>	148
M2.1. ábra.	<i>Számított körívprofil ($d_0= 57,522$ mm, $q= 11,504$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}=5$ mm, $\alpha_{axe}=10^\circ$, $\alpha_{axh}=30^\circ$ esetén) (3.2.b táblázat)</i>	149
M2.2. ábra.	<i>Számított körívprofil ($d_0= 63,908$ mm, $q= 12,781$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}=5$ mm, $\alpha_{axe}=10^\circ$, $\alpha_{axh}=30^\circ$ esetén) (3.2.c táblázat)</i>	149
M2.3. ábra.	<i>Az $x=1,1$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm, ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm).....</i>	150
M2.4. ábra.	<i>Az $x=1,2$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm, ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm).....</i>	150
M2.5. ábra.	<i>Az $x=1,3$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm, ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm).....</i>	151
M2.6. ábra.	<i>Az $x=1,4$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm, ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm).....</i>	151

- M2.7. ábra.** Az $x=1,5$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm, ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm)..... 152
- M3.1. ábra.** Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_0= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 30$ mm, $K_e= 37,061$ mm $\alpha_{axe}= 11^\circ$)..... 153
- M3.2. ábra.** Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_0= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 34$ mm, $K_e= 38,168$ mm $\alpha_{axe}= 11^\circ$)..... 153
- M3.3. ábra.** Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_0= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 32$ mm, $K_e= 36,532$ mm, $\alpha_{axe}= 9^\circ$)..... 154
- M3.4. ábra.** Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék ($d_0= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 32$ mm, $K_e= 38,687$ mm, $\alpha_{axe}= 13^\circ$)..... 154

TÁBLÁZATOK JEGYZÉKE

3.1. táblázat.	<i>Számított q átmérőhányados értékek 3.11. ábra alapján</i>	38
3.2. táblázat.	<i>Számított körívsugár és körívsugár távolság értékek (Krivenko –féle számítás) ...</i>	39
3.3. táblázat.	<i>Számított körívsugár és körívsugár távolság értékek.....</i>	42
4.1. táblázat.	<i>Számítási eredmények ($m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=32$ mm, $d_{akorong}=400$ mm).....</i>	73
5.1. táblázat.	<i>Gyors prototípusgyártás technológiai paraméterei</i>	91
6.1. táblázat.	<i>Az egyes újraélezési szöghelyzetekhez tartozó lefejtőmaró paraméterek.....</i>	106
6.2. táblázat.	<i>Az egyes újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tányérkerék profilhiba értékek</i>	110
7.1. táblázat.	<i>Mérőfej és tapintó adatok.....</i>	115
7.2. táblázat.	<i>Mérési eredmények (előrehajtás 1. és 2. fogprofil) XY sík</i>	117
7.3. táblázat.	<i>Mérési eredmények (előrehajtás 3., 4. és 5. fogprofil) XY sík</i>	118
7.4. táblázat.	<i>Mérési eredmények (hátrahajtás 1. és 2. fogprofil) XY sík.....</i>	120
7.5. táblázat.	<i>Mérési eredmények (hátrahajtás 3., 4. és 5. fogprofil) XY sík.....</i>	121

1. BEVEZETÉS

A Ph.D. értekezést a fogazat tervezés, fogazat megmunkálás témakörben írtam. A kedvező hidrodinamikai viszonyokkal rendelkező korszerű, jó hatásfokú és nagy teherbírású hajtópárokkal a hajtóművekben fellépő energiaveszteséget jelentősen lehet csökkenteni. Teljesítményvesztés szempontjából nem közömbös ugyanis, hogy a lehetséges fogazatgeometriai jellemzők közül azok kerüljenek alkalmazásra, amelyek kedvező kapcsolódási viszonyokat eredményeznek.

Az értekezés témája egy korszerű, új típusú, alacsony zajszintű, jó hatásfokú, ívelt profilú kúpos csigahajtópár {1, m4, m7, m9} és megmunkálószerszám kapcsolódásának elemzése, fejlesztése, modellezése, gyártása és minősítése.

1.1. A kutatómunka tárgya

A kúpos csiga - tányérkerék párosítású spiroid hajtópár többek között a robotok, szerszámgépek hézagtelenített hajtásaként előnyösen alkalmazható [39], mert a hézagmentes hajtás a csigának egyszerű axiális irányú eltolása (beállítása) révén biztosítható.

A hengeres körív profilú csavarfelületek esetén a homorú-domború fogkapcsolat a kedvező a kenési feltételek és az érintkezési feszültség csökkenés miatt [35, 53].

Ezen előnyös tulajdonságok alapján ötvözve a hengeres körív profilú és az egyenes alkotójú kúpos csigát egy új geometriájú kúpos csigahajtást, a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtást fejlesztettük ki. A kutatás során a következő feladatokat oldottam meg:

- 1.) Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár esetén a körívsugár távolság és a korábbi szakirodalmakra alapozva [94, 121] a tengelymetszeti körívsugár értékeinek megválasztására matematikai függvények felírása gyártás- és kapcsolódásgeometriai szempontok alapján.
- 2.) Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár esetén a kapcsolómezőt befolyásoló tényezők feltárása. A kapcsolómező és a geometriai paraméterek kapcsolatának feltárásával a legkedvezőbb kapcsolódási és fogazatkialakítási helyzet meghatározása.
- 3.) A kúpos csavarfelületek geometriailag helyes megmunkálásához a korábbi gyártásgeometriai modellre alapozva [39, 42, 44, 53] egy olyan továbbfejlesztett modell megalkotása, amelynél a megmunkálás során a kúpos csiga szögelfordulás függvényében folyamatosan változik a tengelytáv és a menetemelkedési szög korrekció. Ez a modell egy új CNC gép létrehozásának az elvi alapját képezi.
- 4.) A tányérkerék lefejtőmaró vágóélének ismeretében a kettős burkolás elve alapján a tányérkerék fogfelületi pontok numerikus úton történő meghatározása, majd a hajtópár (spiroid csiga és tányérkerék) és lefejtőmaró CAD modelljeinek elkészítése.
- 5.) Matematikai modell megalkotása a maró jellegzetes felületeinek ismeretében a maró homlokfelület menti újraélezések során adódó új vágóélek által kimunkált tányérkerék fogfelületi pontok meghatározására.
- 6.) A leggyártott spiroid csigatengely három koordinátás mérés technikai elemzése.

1.2. A kutatások előzményei

Dr. Dudás Illés disszertációi [42, 53, 60] és az általa vezetett kutatási munkák, projektek, melyek között kiemelendő eredmények:

- Tengelymetszetben körív profilú hengeres csigahajtás tervezése, megmunkálása és minősítése [36, 39, 40, 42, 44, 46, 53, 60].
- Egy új köszörülési eljárás kifejlesztése, ahol a korong profilja a csigáról visszafejtettnek felel meg. Ezáltal kúpos csiga esetén az optimális koronglefejtési hely megválasztásával profilhiba túrésen belüli csigát kapunk eredményül [39, 43].
- Általános matematikai modell kifejlesztése a hengeres, kúpos csavarfelületek és csigakerék lefejtőmarók, illetve tányérkerék lefejtőmarók vizsgálatára [4, 39, 53, 66].
- CNC köszörűkorong lefejtőkészülék tervezése, amely lehetővé teszi tetszőleges profilú csavarfelület előállítását [43, 39, 66].
- Konjugált felületepárok szingularitás és alámetszés feltételeinek elemzése továbbfejlesztése a geometria és gyártásgeometria vonatkozásában [K6].
- Regressziós felületek geometriai vizsgálata, modellezése [K7].
- Numerikus módszerek alkalmazása hordkép lokalizálásra és szerszám profilvizsgálatok továbbfejlesztésére. Ezekhez különböző Coons foltok, Gordon és Bezier spline felületek használata [4, K7].

1.3. A disszertáció célja

A Dr. Dudás Illés által vezetett ún. „csigaiskola” résztvevőinek (Óváriné Dr. Balajti Zsuzsanna, Dr. Bányai Károly, Dr. Csóka János, Dr. Dudás László, Bodzás Sándor, Mándy Zoltán, Monostoriné Hörcsik Renáta, stb.) eddigi eredményei alapján a cél az alábbi feladatok megoldása:

- 1.) A tengelymetszetben körív profilú hengeres és az egyenes alkotójú kúpos csigahajtások előnyös tulajdonságainak ismeretében egy új típusú kúpos csigahajtás, a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás és megmunkálószerszámának kifejlesztése és elemzése.
- 2.) Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga felületének matematikai elemzése. A csiga kúpos láb- és fejfelületek között elhelyezkedő menetfelület mentén folyamatosan változik a tengelymetszeti profilgörbe az osztókörátmérő függvényében változó körívsugár távolság miatt. Ezért a cél a tengelymetszeti körívsugár és a körívsugár távolság helyének gyártási- és kapcsolódási szempontok szerinti optimális megválasztása.
- 3.) Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár esetén a kapcsolómező és a geometriai paraméterek feltárásával a cél a kapcsolódási és fogkialakítási helyzet optimalizálása.
- 4.) A Dudás Illés által kidolgozott általános matematikai modellre alapozva [39] a kúpos csiga korongbedöntési szög korrekcióval való megmunkálásával egy továbbfejlesztett matematikai modell kidolgozása.
- 5.) Egy olyan modellezési módszer kidolgozása, amellyel lehetőség nyílik tetszőleges profilú kúpos csigával kapcsolódó tányérkerék fogfelületének előállítására. A kerék fogfelületének ismeretében a kúpos csigahajtópár és tányérkerék lefejtőmaró CAD

modelljének megalkotása. A CAD modellezés helyességének igazolása céljából gyors prototípusgyártási eljárással és tényleges gyártással a hajtópár és megmunkálószerszám fizikai modellek elkészítése.

- 6.) Matematikai modell megalkotása a maró homloklapfelület menti újraélezések során kapott új vágóélek által kimunkált tányérkerék profilpontok és a tányérkerék profilhiba meghatározására. A modell alkalmazása tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró élezhetőségi tartományának megállapítására.

1.4. A kitűzött feladatok megoldásának módszere

A tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga vizsgálatához meghatározzuk a csigaprofil kétparaméteres vektor-skalár függvényét.

A csiga tengelymetszeti körívsugár értékének megválasztásához Krivenko [94] hengeres tengelymetszetben körív profilú csigára vonatkozó ajánlásai szolgáltatott kiindulási alapot.

A legkedvezőbb kapcsolódási és fogazatkialakítási helyzet megválasztásához, azaz az optimális körívsugár távolság és tengelymetszeti körívsugár értékének megítéléséhez a profil kialakítások és az érintkezési vonalak elhelyezkedései kerülnek vizsgálat alá. Meghatározzuk, azon csiga geometriai paramétereket, amelyek befolyásolják az érintkezési vonalak elhelyezkedését.

Továbbfejlesztett matematikai modell, amelyben a kúpos csiga és a megmunkálószerszám közötti tengelytáv és a megmunkálószerszám a korongbedöntési szög korrekcióval való bedöntésének egyidejű változása lehetővé teszi a kúpos csigaalak helyes kialakítását. Meg kell határozni azt az optimális koronglefejtési helyhez tartozó szerszámprofil, amellyel megköszörülve a kúpos csigát a tengelytáv és a korongbedöntési szög folyamatos változásával geometriailag helyes csavarfelületet kapunk eredményül. A feladat megoldása a kinematikai módszerrel, a kettős burkolás elvén történik.

Matematikai modell megalkotása a spiroid tányérkerék fogfelületének előállítására. A tányérkerék fogfelületi pontok előállítása numerikus számításokkal a kinematikai módszer direkt eljárása (adott csavarfelület megmunkálásához szükséges szerszám tervezése) szerint történik. Az egyparaméteres burkolással előállított tányérkerék fogfelületi pontokra interpoláló B-spline térbeli felület illesztése. A csigahajtópár és megmunkálószerszám CAD modelljeinek elkészítése a Solid Works 2012 tervezőszoftver alkalmazásával.

A modellezés és a kapcsolódás helyességének igazolása céljából polyjet eljárás alapján, OBJET Eden 350 V nyomtatóval a csigahajtópár és a tányérkerék lefejtőmaró fizikai modelljeinek előállítása.

A maró homloklapfelület menti újraélezések során kialakuló tányérkerék fogfelületi pontok előállítása numerikus számításokkal a kinematikai módszer direkt eljárása szerint történik.

A tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró homloklapfelületének, hátramunkált oldalfelületeinek és vágóéleinek analitikus úton történő meghatározása, majd a maró és a tányérkerék maró tengelymetszeti profilhibaának figyelembevételével a maró homloklapfelület menti élezhetőségi vizsgálatok végzése.

A homogén koordinátákat alkalmazó transzformációs mátrixok műveleteinek – mátrix - mátrix, mátrix - vektor szorzások – és eredményeinek ellenőrzése a DERIVE szoftverrel történt.

Az értekezésben a számítások MATLAB nyelven megírt, saját fejlesztésű szoftverekkel történtek.

A kapott eredmények igazolása céljából a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás és megmunkálószerszám legyártása. A spiroid csigatengely ellenőrzése Aberlink Axiom TOO 3D típusú CNC vezérlésű három koordinátás mérőgéppel.

2. A SZAKIRODALOM ÁTTEKINTÉSE, ELEMZÉSE

2.1. A csigahajtások története

Az első pun háború első évében (i.e. 264-ben) került Szirakuza trónjára **II. Hieron** és i.e. 261-ben szövetséget kötött Rómával. E szövetséget haláláig, i.e. 214-ig híven és következetesen megtartotta.

Hieron bölcsen tudta azt is, hogy hiába van „hű” szövetségese, csupán saját erejében bízhat, és ezért lázas „flottaépítési programba” kezdett, amelynek keretében egy eddig még soha nem látott méretű hadihajót épített [153].

H. W. Van Loon „A hajózás története” (The Ships) című műve szerint az akkori hajók átlagban 20-30 tonnásak voltak, és így valószínűleg Hieron óriáshajója sem lehetett 40-50 tonnánál nagyobb.

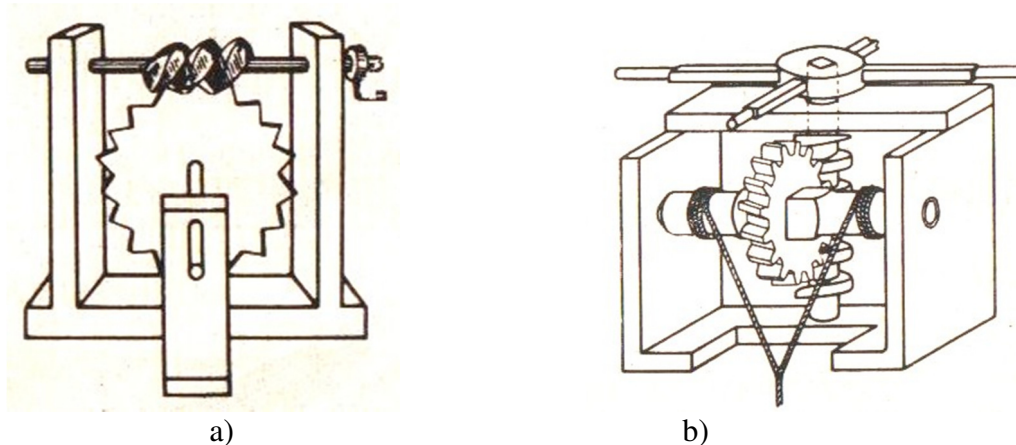
Akkoriban a hajóépítők igen nehezen birkóztak meg a feladattal, főleg amikor a hajó elkészült és a szárazdokkból vízre kellett bocsátani. Hieron **Archimedes**-hez fordult segítségért.

Archimedes Hieron felkérésének eleget téve egy titokzatos emelőgépet készített, amellyel néhány rabszolgát a vízre bocsátást könnyedén elvégezte.

Archimedes ekkor tette Hieronnak azt a világhírűvé vált kijelentését: „Adjatok nekem egy biztos pontot és kiemelem sarkaiból a világot!”.

A titokzatos emelőgépet Archimedes görögül „barulkon”-nak nevezte. Archimedest kétségkívül megilleti a csigahajtás feltalálásának érdeme. A barulkon minden valószínűség szerint i.e. 231-232-ben készült, tehát kb. 2200 éves (2.1.a ábra).

Archimedes elve alapján Heron egy emelőgépet épített amelynek jó felhasználási lehetőségei voltak a bányából az ércek kiemelésénél (2.1.b ábra).



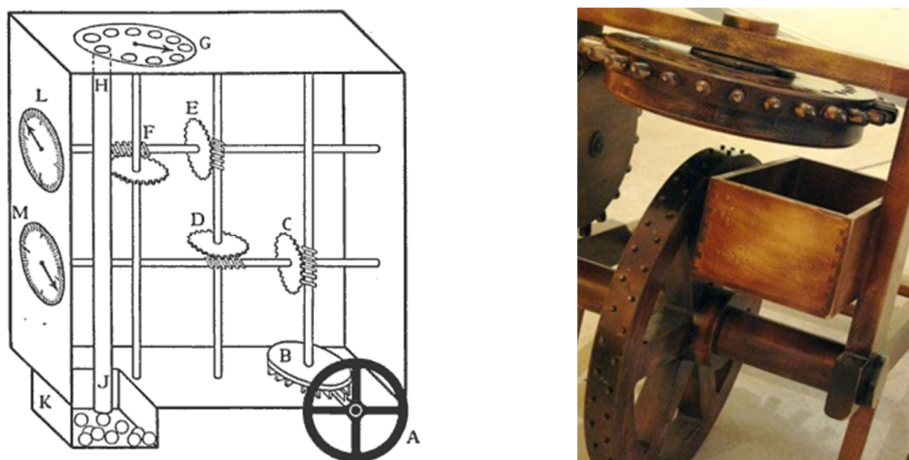
2.1. ábra

a) Archimedes csigahajtása (Reuleaux) [153], b) Heron csigahajtása (Beck)

Vitruvius római építész, aki „De Architectura” című könyvében, amely i. e. 30-16 évvel jelent meg, leírja a „hodometer”-t. A szerkezet a római bérkocsikra volt felszerelve és minden megtett mérföldnyi út után egy kis golyót ejtett le egy fiókba. A „hodometerben” négy kinematikai csigahajtás volt beszerelve. Az út végén csak meg kellett számolni a golyókat és eszerint fizetni a viteldíjat. Ez az ókori „taxameter” minden vitát lehetetlenné tett (2.2. ábra).

Az első eredeti jelentős és műszaki szempontból értelmezhető csigahajtás rajzok **Leonardo da Vinci** (1452-1519) ezernyi vázlata és jegyzete között maradtak az utókorra. A nagy tudós, aki átlátta a hengeres csigahajtás kinematikáját és aki már ismerte a globoid csigahajtást, jóval

megelőzte gondolkodásban a saját korszakát. Az általa felfedezett hajtásokat az ő idejében nem lehetett megvalósítani. Technikai okokból, ez csak jóval később sikerült.



2.2. ábra
Hodometer elképzelt formája

Leonardo utáni évszázadokban megjelent technikai könyvek mindegyikében megtaláljuk a csigahajtást mindenütt, ahol nagy áttételre van szükség.

Archimedes óta a villamos motor elterjedéséig, tehát kereken huszonegy évszázadon át a csigahajtások az emelőgépekben, ahol nagy erők ébredtek, igen lassan forogtak. Más szerkezetekben pedig, ahol esetleg valamivel gyorsabban futottak, jelentéktelen terhelésük volt.

Kiderült, hogy a csigahajtások – csak azért mert áttételük nagy – egyáltalán nem alkalmasak nagy fordulatszámokra. Erősen melegedtek, koptak és kenéstechnikájuk is rossz volt. Ezért a kenhetővé tétel érdekében a csigahajtást zárt szekrénybe építették. Rájöttek, hogy a súrlódás csökkentésére a csigát és a csigakereket más - más anyagból kell készíteni, azaz a csiga anyaga acél, a csigakerék anyaga öntöttvas vagy bronz legyen.

A csigahajtás méretezésével csak akkor kezdtek elméleti alapon is foglalkozni - főleg **Bach** és **Stribeck** -, amikor villamos motorokkal kellett volna közvetlenül hajtani.

A matematikában és geometriában járatos technikusok a csiga geometriájának kidolgozása során nem funkcionális elemzést végeztek, hanem pusztán geometrikusait. Így szebb és könnyebben kezelhető egyenleteket kaptak. Nem a paralelmetszeteket vizsgálták, ahogy az természetes lett volna, hanem a merőleges metszeteket, amelyek vizsgálati eredményei funkcionális szempontból nem használhatók.

Szeniczei Lajos [153] munkáiban a geometriai szemléletet felváltotta a funkcionális szemlélet, azaz a csigahajtások geometriáját funkcionális szempontból vizsgálja. Tekintet nélkül arra, hogy a csiga bármilyen metszetében evolvens profilú-e vagy nem.

Wildhaber elmélete [161] geometrikus szemlélet, mert úgy képzelte, hogy az evolvens csiga geometriája a ferde fogú homlokkerekével azonos. Tehát meg fogja oldani a csigahajtás problémáját.

Amikor azonban a hengeres csiga hibái a villamos motor születése után napfényre kerültek a - Leonardo jegyzeteiben már megjelent - globoid elvet újra elővették és azt remélték, hogy a globoid hajtás a nagyobb kapcsolószáma következtében teherbíróbb lesz.

Az első globoid csigahajtást **Buckingham** szerint 1765-ben az angol **Hindley** készítette. Globoid hajtóműveket Amerikában először 1873-ban **Hugues** és **Philips**, Franciaországban 1884-ben **Crozet** – **Fourneyron** készítettek. Az egyenes fogfelületű hengeres kerékekkel

kapcsolódó globoid csigát **Wildhaber** használta először 1922-ben műszerskálák pontos leolvasására. **Samuel Cone** portsmouthi (Virginia állam, Michigan Tool Co.) mérnök munkásságának köszönhetően váltak a globoid hajtóművek teherbíróvá.

A globoid csigahajtás elsősorban az USA-ban és a volt Szovjetunióban terjedt el, de Németországban és Magyarországon is foglalkoztak vele.

A nagy áttételi tartomány megvalósítása és a teherbírás növelése érdekében elsőként a spiroid csigahajtást az Illinois Tool Works (USA) főkonstruktőre **F. Bohle** dolgozta ki [20, 21]. A hajtópár egy tányérkerékből és egy ezzel kapcsolódó kúpos csigából áll.

Párhuzamosan a technológiai fejlesztéssel **O. Saary** a kinematikai viszonyokat elemezte a spiroid hajtások esetén [139, 140, 141].

A spiroid hajtások publikus kutatási eredményeit és üzemi adatait **D. W. Dudley** kézikönyvben dolgozta fel [72]. A megadott táblázatok lehetővé teszik, hogy a tervezők a spiroid hajtások terherbírását, hatásfokát, áttételi tartományát, térszükségletét más tégigényű hajtásokkal összehasonlítsák. A kézikönyv alapirodalom a spiroid hajtások tekintetében.

Az 1960-as években kezdődött meg a spiroid hajtások kutatása a Szovjetunióban is. A kutatások kezdetben archimedesi [78], majd evolvens vonalfelületű spiroid csigákkal [72], ezek technológiai és kinematikai kérdéseivel, valamint üzem közbeni viselkedésével foglalkoztak.

Bulgáriában **Abrazev** [1] és **Minkow** [117] foglalkozott a spiroid hajtások fogazásgeometriájával. Munkáikban a tengelymetszetben egyenes profilú spiroid hajtások kinematikai-geometriai viszonyait elemzik.

Az ívelt profilú hengeres csigát **Niemann G.** szabadalma alapján először a Flender Bocholt cég gyártott és forgalmazott „Cavex” fantázia néven [121, 122, 123].

Litvin F. L. [100 – 111, 168] a térbeli hajtások kapcsolódásaira vonatkozó megállapításait ugyan általánosan fogalmazta meg, a közölt részleteredmények azonban inkább a hengeres csigahajtások területére, mintsem a kúpos csigahajtásokra vonatkoznak.

Az ívelt csigák köszörülésének módszerét továbbfejlesztette. Ezt felhasználva sikerült geometriai optimálással a normál metszetében homorú körív profilú hengeres csigahajtásoknál kedvező érintkezési görbesereget és korlátozott fogérintkezési mezőt elérni.

Litvin F. L. nemzetközileg is elismert és nagyra becsült iskolát képvisel a kapcsolódások területén.

2.2. Térbeli hajtópárok fogazáselméletének fejlődése

A síkbeli fogaskerekek, illetve a fogazás elméletének kutatása, az eredmények rendszerezése évtizedekig – néhány területen évszázadokig – tartott.

Willis 1841-ben a síkgörbék érintkezésének törvényét fogalmazta meg [163].

A francia **Olivier** az 1842-ben megjelent művében [127] tiszta geometriai szemléletmód van, azaz az ő értelmezése szerint a fogkapcsolódás kérdése teljes egészében az ábrázoló geometriához tartozik. Ő vezette be az általános módszert a kapcsoló felületek meghatározására, valamint ezek leképzésére pont vagy vonalas érintkezés esetén.

A fogaskerekek elméletének analitikus alapjait 1886-ban **H. I. Gohman** orosz tudós tette le [77], ő elismerte ugyan **Olivier** [127] munkásságát, de ugyanakkor felrótta, hogy nem használt semmi analitikus módszert. Az orosz **Gohman** úgy ítélte meg, hogy "a fogazáselmélet a matematikai tudományág egy különleges része", ahol a kutatónak - ellentétben a matematika más területeivel - szinte "tapogatózva kell haladnia minden egyes lépésnél újabb támpontot keresve".

A **Gohman** által felállított analitikus módszer elvileg a mai napig használt. Az általa kidolgozott elvet elfogadták úgy Oroszországban, mint Angliában, az Egyesült Államokban, Németországban és Franciaországban.

Gohman volt az első, aki a térbeli felületkapcsolódás vizsgálatára a burkolófelületek leírásának matematikai módszerét kidolgozta.

Függetlenül attól, hogy bizonyos értelemben **Olivier** és **Gohman** megállapításai túl általánosak voltak, a mai térbeli fogazáselmélet alapjainak megteremtésében vitathatatlanok érdemeik.

A fogaskerek gyártástechnológiájában óriási lépésnek számított **Herman Pfauter** 1887. évi szabadalma a „A fogaskerék csigamaróval való gyártására használható marógép”. Ez esetben a közvetítő származtató felületet (pl fogasléc, fogaskerék) lehet helyettesíteni egy csavarfelülettel rendelkező lefejtő csigamaróval is. Természetesen ekkor más relatív helyzet és mozgás szükséges ugyanannak a megmunkáló felületnek (pl. evolvens fogaskerék) az előállításához. Ez a megoldás azért jelentős, mert a lefejtéshez és az osztáshoz szükséges mozgásokon kívül a forgácsoló főmozgást is folytonos forgómozgássá lehet tenni. Ily módon az alternáló mozgásokra jellemző nagy tömegű erők nem korlátozzák a forgácsolósebesség fokozását.

Közvetlenül a századforduló után megjelenő publikációk közül **Distelli** [29, 30], **Stübler** [149], **Altmann** [2] és **Crain** [25] munkáit kell megemlíteni, akik értékes eredményeket értek el az ábrázoló geometria eszközeinek felhasználásával. Ezzel a fogazáselmélet fejlődéséhez jelentősen hozzájárultak. A vektor-csavar fogalmát **R. Ball** írja le először 1900-ban. Distelli az elsők között volt, aki az általános csavarmozgást használta kitérő tengelyvonalú fogaskerékpárok fogfelületeinek leírására 1904-ben megjelent munkájában. A hajtáscsavar illetve csavaraxoidok megfogalmazása lehetővé tette az egymáshoz rendelt vonal mentén érintkező fogfelületek gyártásának egyszerű, világos megfogalmazását. Munkájában egyenes vonalú felületekkel foglalkozott, amelyek geometriai szempontból a legegyszerűbbek [29, 30].

Distelli munkájának általánosításán keresztül sikerült **Wildhaber**-nek [161, 162] az elméletet a gyakorlattal összekötnie. Lényegében a kinematikai módszer alkalmazása révén továbbfejlesztette a kapcsolódás elméletét. Az ő megállapításait **Capelle** [24] kutatási eredményei kiegészítették és tökéletesítették.

Matematikai módszerek alkalmazásával számtalan kutató vizsgálta azt a kérdést, hogy - adott tengelyvonalak és adott szögsebesség viszony esetében - egy adott fogfelülethez kapcsolódó ellenfelületet matematikailag hogyan lehet meghatározni. Ezeknek a komplikált egyenleteknek a felírása és analitikus illetve numerikus vizsgálata gyakran nehézségekbe ütközött.

A zárt burkolófelületekkel megadott felületek területén jelentős kutatásokat végzett többek között **Hoschek** [89] is.

Müller [119] a **Grüss** [82] által meghatározott eredményekre építve, alkalmas egyéni módszert talált a síkbeli fogazatok burkoló görbéjének meghatározásához. Ő a matematikai összefüggéseket a térbeli hajtásoknak csupán egyes fajtáira tudta felhasználni.

Az általuk kifejlesztett analitikus és geometriai eljárásokat még ma is alkalmazzák térbeli fogaskerékpár vizsgálatánál.

A kapcsolódás elméleti kérdéseivel foglalkozó kutatók számára mind nyilvánvalóbbá vált, hogy a kapcsolódási viszonyok vizsgálata az úgynevezett kinematikai módszerrel leegyszerűsíthető. Ennek alapján **Litvin F. L.** [103] és a szovjet fogazáselméleti iskola más kiváló képviselői **Kolchin** [93], **Krivenko** [94], dolgoztak ki alkalmas és hatékony módszereket a kapcsolódási egyenletek és érintkezési kritériumok, a görbületi viszonyok és az interferencia-jelenségek meghatározására.

Ezek alapján a fogazott hajtópárok kapcsolódáselmélete terén elért új eredményekről számol be **Litvin F. L.** és **Fuentes A.** a közös könyvükben [100].

A felsorolt kutatókon kívül meg kell még említeni **Bär** [8], **Ortleb** [128], **Witting K. H.** [164], **Jauch** [90] csavarfelületekről szóló munkáit.

Dyson [73] az általános fogazásmélettel, valamint **Zalgaller** [165] a burkolófelületek elméletével, **Buckingham** [22, 23] az evolvens csigahajtással foglalkozott.

A gyártásgeometriai kutatások - azaz a megmunkálások és a gyártástechnológia kinematikai feldolgozása, rendszerezése és analízise - az utóbbi évtizedekben újabb jelentős impulzusokat kapott. Az alapkérdéseket **Weinhold** [160], **Kienzle** [92] és **Perepelica** [135] világították meg.

A spanyolországi Cartagenai Egyetemen **Fuentes A.** [100] a fogazott hajtópárok geometriai kialakításával, modellezésével és végeselem elemzésével foglalkozik. A fogazott hajtópárok kedvező érintkezési feszültségének elérése érdekében optimalizálja a fogazatok geometriai kialakítását [167, 168].

Lengyelországban **Nieszporek** professzor könyveiben és publikációiban a fogazatok gyártásgeometriájáról és a csigahajtások kutatása terén elért eredményeiről számol be [124, 125, 126].

2.3. Fogazásméleti kutatások Magyarországon

A csigahajtóművekkel kapcsolatos kutatásokat Magyarországon **Szeniczai Lajos** kezdeményezte az 1950-es évek végén, aki egyben a konjugált felülepár gondolatát is felvetette [153]. Munkájában a hengeres csigahajtások geometriáját funkcionális szempontból vizsgálja, tekintet nélkül arra, hogy a csiga bármelyik metszetében evolvens profilú-e vagy sem.

Vele párhuzamosan az evolvens és konvolut csavarfelületek kapcsolódási viszonyait **Magyar József** kutatta [112].

Drobni József [36, 37, 38] a kandidátusi disszertációjában köszörülhető globoid csigahajtást dolgozott ki. E munkában bizonyítja azt, hogy nem szükséges, hogy a csiga tengelymetszeti síkban elhelyezett trapéz alakú kés élével készüljön el, amelyhez alámetszett kerék tartozik. A csiga generálható közvetlen mozgásleképzéssel (konjugált fogazás elvén) és ezzel a csiga köszörülhető, a csigakerék axiálisan nem alámetszett, és nincs szükség a csigatest külön korrigálására.

Siposs István [148] a kétkúpos származtató felülettel készülő globoid csigahajtás elemeinek az automatikus gyártásával és új típusú globoid csigahajtások gyártástechnológiájával foglalkozott.

Simon Vilmos [145, 146, 147] különböző térbeli fogazott hajtópárok, többek között hengeres és globoid csigahajtópárok geometriai viszonyait vizsgálta, és optimalizálta a súrlódási veszteség és a teherbírás szempontjából numerikus módszerek felhasználásával, az elasztotermohidrodinamikai kenési modell alapján.

Drahos István [31-35] a különböző szerszámgeometriák, és a hipoid hajtások -, vizsgálatával, valamint a gyártásgeometria analízisének eredményeivel gazdagította a tudományterületet.

Lévai Imre [96, 97, 98] a térbeli hajtások számtalan problémájával foglalkozott. Ő vizsgálta többek között a fogazásméletet a vonalfelületű, kitérő tengelyű hajtópárok esetén, melyek változó mozgást végeznek. Foglalkozott továbbá a hipoid hajtások és az evolvens hajtások tervezésének kérdéseivel.

Bercsey Tibor [9-17] egyrészt az egyenes fogfelületű globoid csiga és egy hiperbolikus kerék kapcsolódási viszonyát elemezte a kinematikai módszer felhasználásával, másrészt a toroid hajtásokat vizsgálta. A kinematikai módszer alkalmazhatóságát bizonyította be ezen hajtásoknál. Így lehetővé tette, hogy más térbeli hajtások kapcsolódási viszonyait is hasonló módon elemezzék.

Csibi Vencel [26, 27, 114, 115, 116, 131, 179] mechanizmusok kinematikájával, hipoid és ciklois fogazatok, csigahajtások hordkép elemzésével, gyártásgeometriájával és

megmunkálásával is foglalkozott. Készüléket tervezett ciklois kerek folyamatos marására és köszörülésére illetve kúpkeréket megmunkáló szerszámok profilozására.

Dudás Illés [39-44, 46, 51, 60] a ZTA típusú csigahajtás és a spiroid hajtások elemei gyártásgeometriai problémáinak tisztázásával foglalkozott. Elsőként gyártott geometriailag helyesen tengelymetszetben körív alkotójú hengeres csigát, megfelelő pontosságú köszörülhető spiroid csigát és kidolgozta annak elméletét.

Általános matematikai modellt dolgozott ki a hengeres, kúpos csavarfelületek és csigakerék lefejtőmarók illetve tányérkerék lefejtőmarók vizsgálatára. Ez a modell a megfelelő paraméterezéssel az általános gépgyártástechnológiai eljárásokra alkalmazható. A tengelymetszetben körívprofilú csigahajtópárok hordképlokalizációjával is foglalkozott [42].

Dudás Illés CNC vezérlésű köszörűkorong lefejtőkészüléket tervezett. Ez lehetővé teszi tetszőleges profilú csavarfelület előállítását [43, 45, 65]. Szabadalmaztatta a gyártási eljárást és eszközeit [43, 51].

A csigahajtópárok fogazatkapcsolódásának számítógépes modellezése és a spiroid hajtópárok optimalizálása terén az irányításával folyó kutatásokról rangos nemzetközi konferenciákon, publikációkban számolt be.

Dudás Illés a csigahajtópárok kapcsolódáselméletét és gyártásgeometriáját összefoglaló, angol és magyar nyelven megjelent könyvei hazai és nemzetközi szinten is kimagasló értéket képviselnek [39, 40, 41, 44], amelyekre rangos kutatók és kutatóhelyek hivatkoznak.

Hegyháti József a spiroid hajtópárok tervezését és kapcsolódását elemezte. Kandidátusi értekezésében a tengelymetszetben egyenes profilú spiroid csigahajtás matematikai elemzésével, az egyenletek alapján a kapcsoló vonalak vizsgálatával foglalkozott [84]. Rendszerezte a spiroid csigahajtások geometriai-, tribológiai- és kinematikai kutatási eredményeit. A kapott összefüggéseket kísérletekkel is igazolta. Megállapította, hogy a spiroid hajtások hatásfoka, hidrodinamikai teherbírása és veszteség-teljesítménye kedvezőbb, mint a hasonló geometriai jellemzőkkel rendelkező csigahajtásoké.

A spiroid csiga gyártási kérdéseinél szorosan együttműködött a Budapesti Műszaki Egyetem Gépszerkezettani Intézet (Hegyháti József) és a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszéke (Dudás Illés).

Korszakos jelentőségű fogazással foglalkozó szakkönyveket írt **Vörös Imre**, valamint **Erney György** [74].

A fogaskerék bolygóművek területén végzett munkájával és szakkönyveivel kiemelkedik **Terplán Zénó** [156] professzor.

Kitűnő eredményeket ért el a szerszámgépek kinematikai viszonyainak egységes rendszerbe foglalásában és a mechanizmusok származtatásának elméletében **Tajnafoi József** [154, 155].

Maros Dezső [113-116] fő kutatási területe a több szabadságfokú mechanizmusok kinematikája és dinamikája. Foglalkozott a fogaskerekes hajtások elméletével és gyártási technológiájának kérdéseivel is. Több módszertani újítás bevezetése fűződik a nevéhez. Így kimutatta, hogy az ún. kinematikai párokra jellemző geometriai kényszerfüggvények alkalmasak a mechanizmus helyzetmátrixának felírására. A csigahajtás hordképének lokalizálására sajátos mátrixos számítási módszert dolgozott ki.

Dudás László eredménye az Elérés modell, ami a kinematikai módszer alternatív megközelítése és kapcsolódó fogfelületek számítására alkalmas [70].

Az általa írt Surface Constructor szoftverrel lehetőség nyílik a kapcsolódó fogfelület előállítására, szerszámfelület származtatására, fogazat-megmunkálás szimulációjára, mechanizmus tervezésére, axoidok származtatására különféle konkrét kinematikák esetén, közvetítő származtató felületes származtatásra hipoid hajtópár esetén, pontszerű kapcsolódású hengeres csigahajtás modellezésére [69, 71, 174 - 177].

Horák Péter [86, 87, 88] a ZTA típusú csigahajtópárok tribológiai vizsgálata terén ért el

kimagasló eredményeket.

Bányai Károly [6, 7, 47, 48, 49] sikereket ért el a különféle hengeres csigatípusok – archimédeszi, evolvens, konvolut, ívelt – matematikai modellezésében és a különféle hajtópárok minősítésében. A spiroid csigahajtások területén elért kutatási eredményei is kimagaslóak.

Óváriné Balajti Zsuzsanna [4] a konjugált felülepárok burkolás elvén történő meghatározásával, regressziós felületek geometriai vizsgálatával, matematikai előállításával foglalkozott. A hajtópárok matematikai modellezésével is gazdagította ezt a kutatási területet.

Groma István Bercesy Tibor témavezetésével készített PhD értekezésében [80] és több publikációban [81] a gyártási alakeltérések modellezésével és elemzésével foglalkozik.

A fogazott elemek szerszámozása területén Magyarországon **Bali János** [5], **Bakondi Károly** [3], **Drahos István** [30, 31, 32], **Sasi Nagy István** [143], **Dudás Illés** [40, 42, 53, 55, 60, 65] munkáin kívül igen kevés a megjelent publikációk száma.

Az erdélyi magyar kutatók is igen jó eredményeket értek el a fogazatok kutatása területén. Így **Killmann Viktor** [113], **Rohonyi Vilmos** [113], **Pálffy Károly** [131], **Antal Béla** [131], **Gyenge Csaba** [83, 131], **Csibi Vencel** [26, 27] valamint a speciális hajtásokkal foglalkozó **Hollanda Dénes** [85] és **Máté Márton** [85] munkáit, tevékenységét kell kiemelnünk. Speciális csigahajtásokkal - hordós csigahajtással és belső csigás hajtással - **Pay Eugen** [132, 133] vezetésével már hosszabb ideje foglalkoznak a Nagybányai Egyetemen. **Pay Gábor** [134] a PhD értekezésében a belső csigás hajtásokkal, ezen hajtások kapcsolási felületeinek illetve kapcsolási mezőjének meghatározásával, és a gyártási lehetőségekkel foglalkozott. Ismertette a belső csigás hajtások komplex matematikai modellezését, valamint a kapcsolódási felületek meghatározására használt matematikai módszereket.

Az erdélyi magyar kutatók szoros együttműködése alakult ki a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszékén lévő **Dudás Illés** által vezetett „csigaiskolával”.

A történelmi áttekintés után megállapítható, hogy a csigahajtások jelentős mértékű fejlesztése a XIX. század végére, illetve a XX. századra esik.

Manapság a csigahajtások megtalálhatók többek között a gépipar és az ipari berendezések számos területén.

A kutatók, eddigi tudomásunk szerint, akik a kúpos csigahajtásokat kutatták, egyenes vonalú felületeket vizsgáltak, a teherbírás növelésének lehetőségével nem foglalkoztak.

Az ívelt profilú hengeres csigahajtópár előnye, hogy a homorú – domború fogkapcsolat miatt az érintkező fogfelületen fellépő Hertz – feszültség kicsi. Ezért nagyobb terhelés átvitelére képesek, mint a velük azonos méretű egyenes alkotójú hengeres csigahajtások.

Ezért a kutatások során a tengelymetszetben körív profilú hengeres és a tengelymetszetben egyenes profilú kúpos csigahajtások ötvözésével egy új geometriájú kúpos csigahajtást, a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtást fejlesztettük ki {1, m4}.

3. TENGYELMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ KÚPOS CSIGAHAJTÁS GEOMETRIAI ANALÍZISE

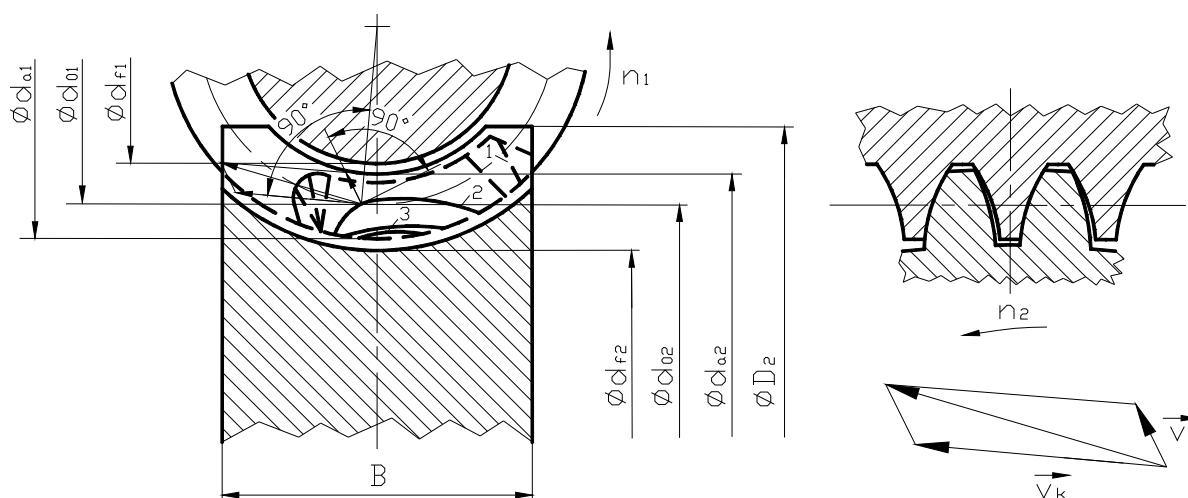
A következőkben részletezett tengelymetszetben körív profilú hengeres és a tengelymetszetben egyenes profilú kúpos csavarfelületek előnyös tulajdonságainak ismeretében a cél egy új geometriai kialakítású csigahajtás a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás kidolgozása és matematikai elemzése. A csiga profil egyenleteinek ismeretében az érintkezési görbék meghatározása, majd a csiga fő paramétereinek az érintkezési görbékre gyakorolt hatásának vizsgálata. Ezek alapján következtetések levonása. A körívsugár és a körívsugár távolság helyének geometriai, gyártásgeometriai és kapcsolódáselméleti szempontokból helyes megválasztása.

3.1. Ívelt profilú hengeres csavarfelületek

A hengeres csavarfelületek jellegzetes - egyik legkorszerűbb - csoportját alkotják a körív profilú szerszámmal megmunkált csigák. A szerszám és a csigatest kinematikai viszonyaitól függően a körív profil megjelenhet a csiga működő felületén is (tengely- vagy normálmetszetben [94], esetleg a csigatengellyel párhuzamos valamely síkban), de bizonyos esetekben (pl. körív tengelymetszetű tárcsa alakú szerszámmal történő megmunkálásnál) ez nem szükségszerű.

Az egyenes alkotójú csigák (archimedesi, konvolut, evolvens) és a velük kapcsolódó kerek fogfelületei kevésbé alkalmasak arra, hogy közöttük nagy nyomású, folytonos kenőhártya olajfilm alakulhasson ki. Az olajfilm kialakulása szempontjából az a kedvező, ha a hajtás relatív sebességének iránya minél jobban megközelíti a közös érintkezési görbére emelt merőlegest [121]. Körív profilú csigáknál lehetőség van kedvezőbb feltételeket elérni. Az első ilyen típusú hajtópárt az angol David Brown cég gyártotta. Ez a csiga az axiális metszetben domborúan ívelt, míg a vele kapcsolódó kerék profilja a tengelymetszetben homorúan ívelt profilú.

Niemann G. vizsgálatai, és szabadalma alapján dolgozta ki a német Flender cég a Cavex típusú [121] csigahajtásokat. A kiválasztott érintkezési pontban a pillanatnyi érintkezési görbe érintője majdnem merőleges a relatív sebesség vektorára (3.1. ábra).



3.1. ábra

A fogkapcsolódás és a fogak érintkezési vonalai, a kapcsolóvonal főmetszetben ívelt profilú Cavex csigahajtás esetén [121] a mostani jelölésekkel ellátva

A relatív sebesség vektor irányába a fogak közötti ék alakú résznek köszönhető, hogy folytonos hordképes olajfilm alakul ki, a hajtó és hajtott fogak között, amely tiszta hidrodinamikus kenést biztosít.

A 3.1. ábrán \bar{v}_k a csiga kerületi sebessége. Ha az érintkezési pont a rajz síkjába esik, \bar{v}_k egyben a relatív sebesség vetülete is. A \bar{V} sebesség, amely merőleges az érintkezési vonalra, a pillanatnyi érintkezési vonal adott pontjának vándorlási sebessége. Ennek a sebességnek, a lehető legnagyobbak kell lennie a kedvező hidrodinamikai és kenési viszonyok elérése érdekében.

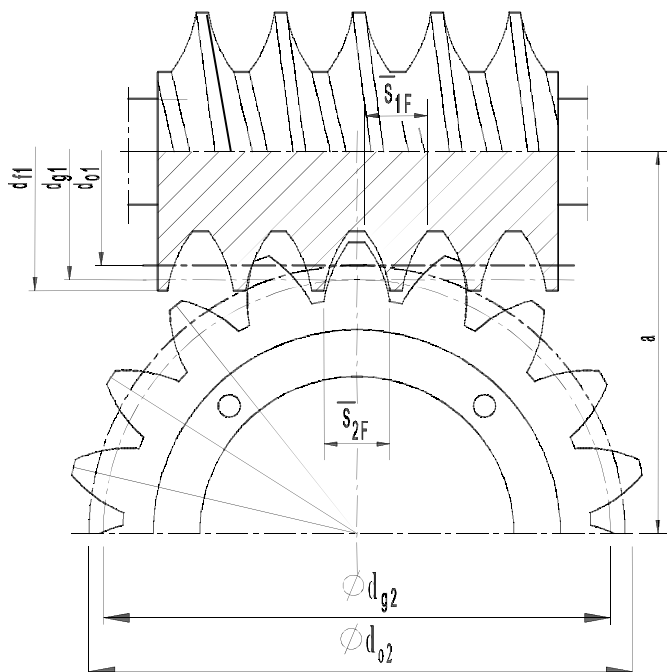
Az ívelt profilú hajtópár további előnye, hogy az érintkező fogfelületek görbületi sugarai a felületi normális azonos oldalára esnek, így homorú felület érintkezik domborúval, emiatt az érintkező felületen fellépő Hertz - feszültség viszonylag kicsi. Az ívelt profilú csigahajtás ezért sokkal nagyobb terhelés átvitelére képes, mint a vele azonos méretű egyenes alkotójú hengeres csigahajtás [42].

A kisebb érintkezési feszültség miatt pedig könnyebben kialakul a hordképes olajfilm. Ez a hajtás a hőtágulásra és mechanikai deformációkra, pontatlan szerelésre rendkívül érzékeny.

Az ívelt profilú csigáknál a csigafog alakja és az ívelési sugár középpontjának célszerű elhelyezése (gördülő henger helyzete) által különösen nagy fogláb vastagság érhető el a csigán (\bar{S}_{1F}) és a csigakeréken (\bar{S}_{2F}) (3.2. ábra). Az egyenes alkotójú csigák és csigakerékek fogláb vastagsága kisebb.

A fogkialakítás elve az alábbiakban foglalható össze [39]:

- A csigafogaknak konkáv profiljuk van, egyenes vagy domború helyett,
- A gördülő henger a csigán a fejkör átmérő közelében van a fogmagasság közepe helyett - mivel a csigakerék előállításánál az x_2 fajlagos szerszámállítási értéke nagy ($0,8 \leq x_2 \leq 1,5$), mert ez által nagy fogláb vastagság, fogláb szilárdság és kedvezőbb kapcsolómező érhető el.



3.2. ábra

Tengelymetszetben körív profilú, hengeres csigahajtás [39]

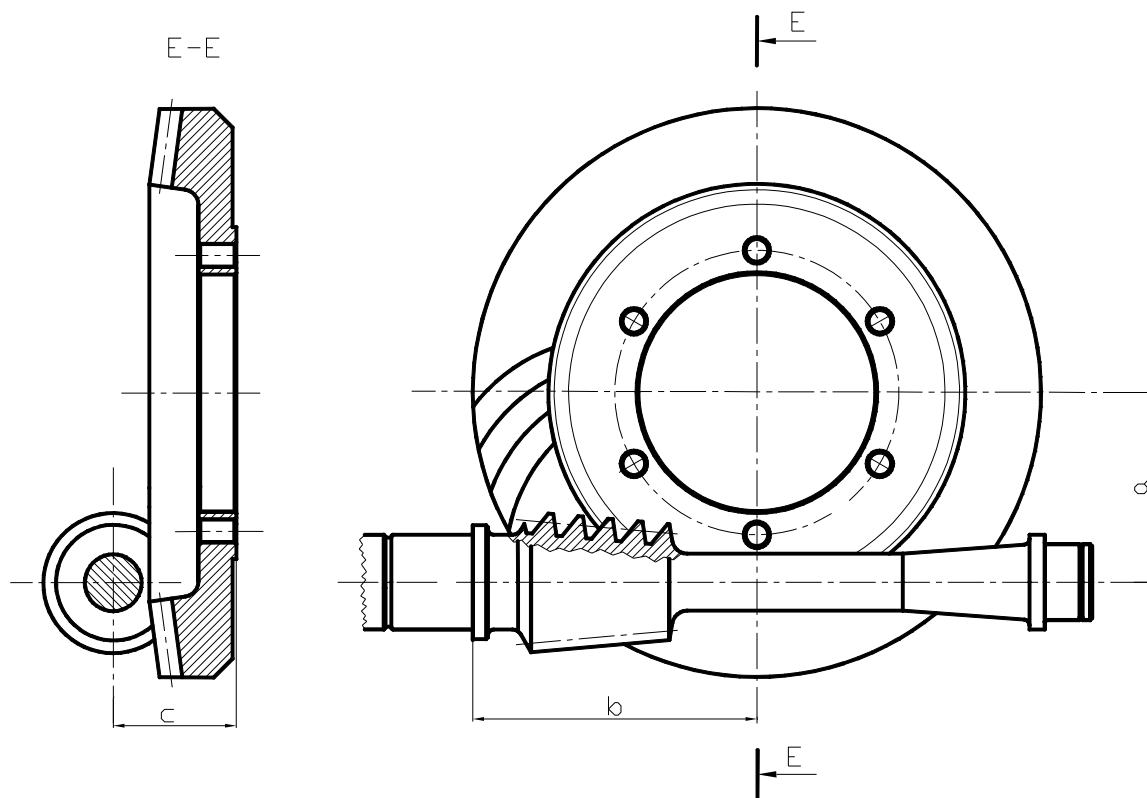
3.2. Kúpos csavarfelületek

A műszaki gyakorlatban a sokoldalúan felhasználható kúpos csavarfelületeket legtöbbször kúpos menet felületekként alkalmazzák. A kúpos csiga - tányérkerék párosítású spiroid hajtópár például a robotok, szerszámgépek hézagtalanított hajtásaként előnyösen alkalmazható.

A hézagmentes hajtás a csigának egyszerű axiális irányú eltolása (beállítása) révén biztosítható. A spiroid hajtópár (3.3. ábra) kúpos csigájának fogfelületét hasonló módon lehet származtatni, mint a hengeres csigáét, de a szerszám axiális elmozdulásával egy időben – a csiga kúposágától függő - radiális eltolását is biztosítani kell [39]. A vonalfelületű hengeres csigához hasonlóan a spiroid csiga felülete esetén is értelmezhetők a különböző - evolvens, archimedesi és konvolut – csavarfelületek.

A tányérkerék fogazatát a kúpos csiga csavarfelületével azonos burkolófelületű csigamaróval alakítják ki. Ezt közvetlen mozgáslekepezésnek nevezzük [155].

A teljesítményvesztés szempontjából azonban fontos, hogy a lehetséges fogazatgeometriai jellemzők közül azok kerüljenek alkalmazásra, melyek kedvező kapcsolódási viszonyokat eredményeznek.



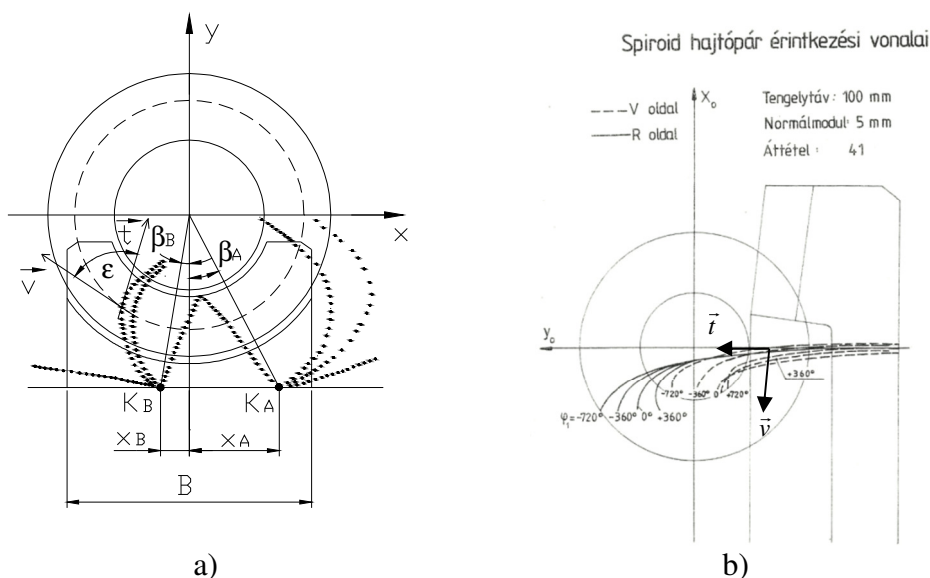
3.3. ábra
Spiroid csigahajtópár

Az 3.4.a. ábrán látható, hogy a tengelymetszetben körív profilú hengeres köszörült csigán olyan csavarfelület képződik, melynél a kapcsolódási egyenesen lévő pillanatnyi érintkezési görbék csomópontja (K_B) a főponttól a csigakerék szélességének (B) kb. 1/6-od résznyi távolságára helyezkedik el. Ebben az esetben a kapcsolófelületek között a kenőfolyadék részére szükséges ún. kenőék és a kívánt korlátozott fogérintkezési mező is kialakul [39].

Az 3.4.b. ábrán jól látható, hogy a tengelymetszetben egyenes profilú spiroid csigahajtópár

esetén az érintkezési vonal egy konkrét fog kapcsolódása esetén közel merőleges a relatív sebesség vektorára [84], vagyis a spiroid hajtások kedvezőek a kenési feltételek biztosítása szempontjából is.

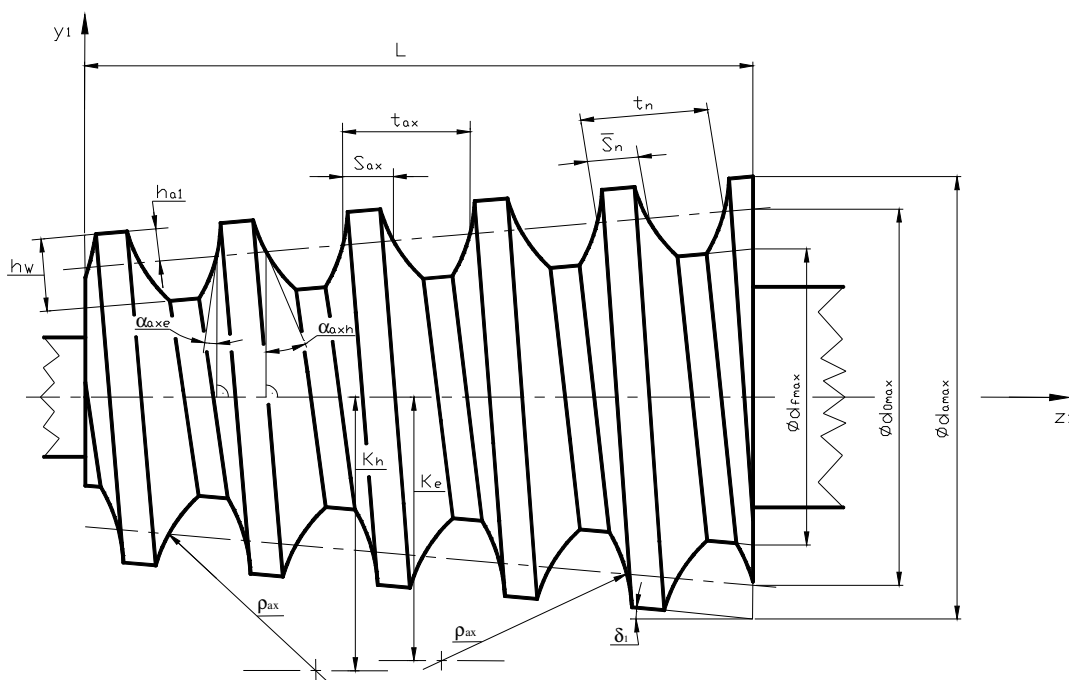
Ezen előnyös tulajdonságok figyelembevételével a tengelymetszetben egyenes fogprofilú spiroid csigahajtópárok és a tengelymetszetben körív profilú hengeres csigahajtópárok ötvözésével állítottuk elő a **tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópárt**.



3.4. ábra

A tengelymetszetben ívelt profilú hengeres (a) [39] és egyenes profilú spiroid csigahajtás érintkezési vonalaik (b) [84]

3.3. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csavarfelület egyenletének meghatározása

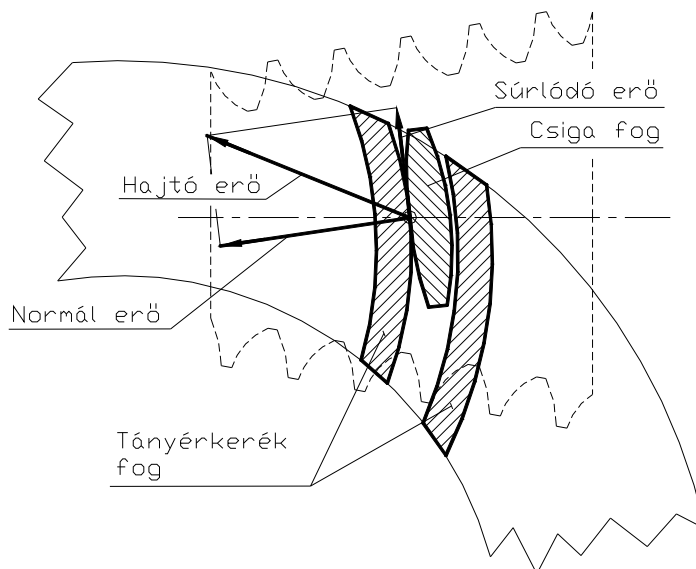


3.5. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga és geometriai jellemzői

A körív profilú kúpos csavarfelületet egy, a tengelymetszetben elhelyezett ρ_{ax} sugarú körrel képezzük (3.5. ábra). A körívet a z_1 tengely körül elforgatjuk, közben állandó p_r radiális és p_a axiális emelkedési paramétereknek megfelelően sugar és tengelyirányban elmozdítjuk (3.10. ábra).

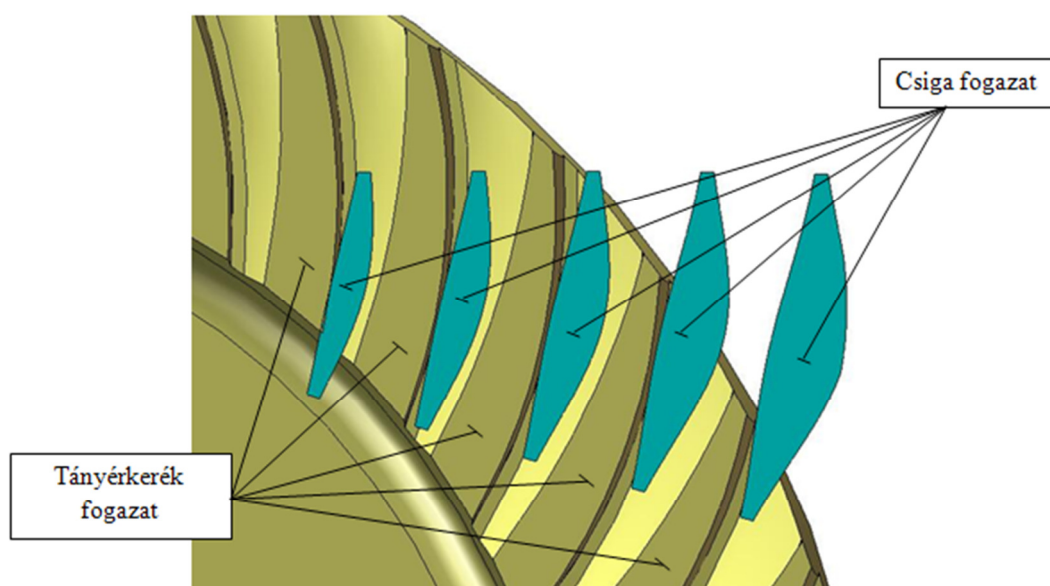
A kúpos csigával való tányérkerék hajtásakor az egyik csiga forgásirányba a fogkapcsolódás két konvex fogfelület között jön létre, míg a másik forgásirányba konvex-konkáv fogfelület kapcsolódás van (3.6. ábra).



3.6. ábra

Kúpos csiga és tányérkerék közötti fogkapcsolódás és a kapcsolódáskor fellépő erők [21]

A kúpos csiga azon konvex fogoldalát, amelyik a konvex tányérkerék fogfelülettel kapcsolódik előreajtás oldalnak és azon konvex fogoldalát, amelyik a konkáv tányérkerék fogfelülettel kapcsolódik hátrahajtás oldalnak nevezzük (3.6., 3.7. ábra) [21, 72, 120].

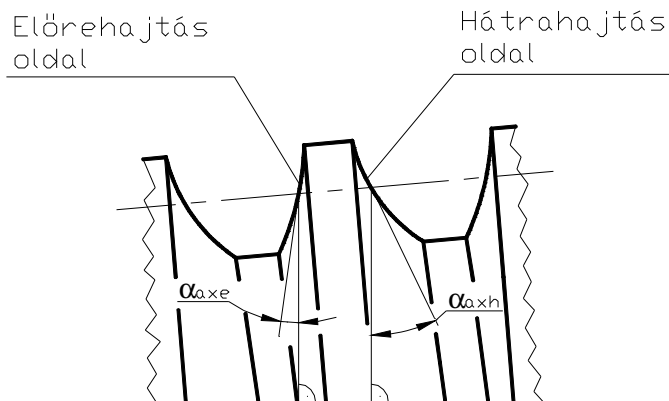


3.7. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga és tányérkerék közötti fogkapcsolat CAD modellezése

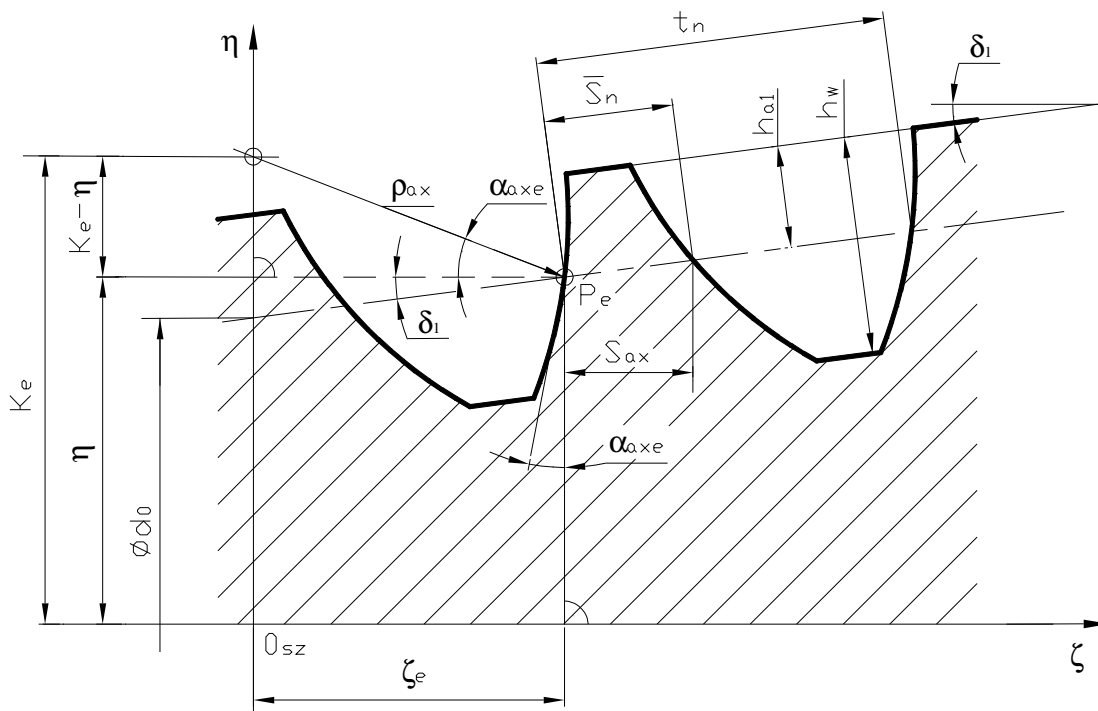
A tengelymetszeti profilszög a kúpos csiga tengelymetszeti síkjában a körívprofil és az osztókúp metszéspontjában a körívprofilhoz húzott érintő és a csiga tengelyre merőleges egyenes által bezárt szög (3.8. ábra).

Az előreajtás oldali fogprofilhoz a csiga tengelymetszeti síkban kisebb profilszög tartozik ($\alpha_{axe} = 10-15^\circ$), mint hátrahajtás oldal esetén ($\alpha_{axh} = 30-35^\circ$) [21, 72, 120].

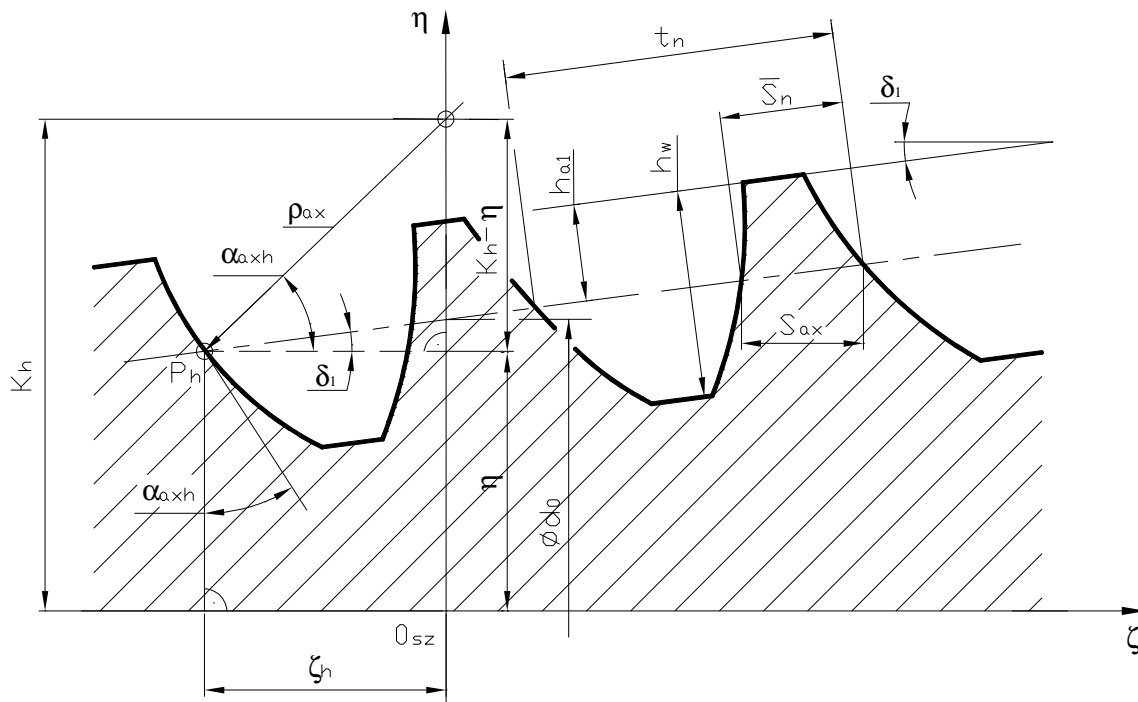


3.8. ábra
Előre- és hátrahajtás oldali tengelymetszeti profilszögek

Az érintkező felületek és a hajtóerő csigatengely irányú vetületének nagysága és iránya különböző a két – két érintkező fogfelületen. A hajtóerő csiga tengely irányú vetülete nagymértékű, ami fog elhajláshoz vezethet, ezáltal a csiga és a tányérkerék közötti fogérintkezés nem lesz megfelelő. Ennek kiküszöbölése érdekében illetve a megfelelő teljesítmény átvitel, szilárdságtani okok és a hosszabb csapágy élettartam biztosítása céljából a csiga kisebb profilszögű oldala lesz a hajtóoldal, azaz az előreajtás oldal [21, 72, 120].



a) előreajtás oldal



b) hátrahajtás oldal

3.9. ábra

Tengelymetszeti síkban a profilalkotók meghatározása

A 3.9. ábrán láthatók a K_h és K_e , a csiga tengelyvonalától a köríves alkotó középpontjáig terjedő távolságok, a K_{sz} (ξ , η , ζ) szerszám koordináta rendszerben az η tengely mentén. Mivel a jobb és a bal oldali tengelymetszeti profilszög nem azonos, így a K_h hátrahajtás oldalhoz tartozó távolság és a K_e előrehajtás oldalhoz tartozó távolság különböző.

A tengelymetszeti profilgörbe egyenlete a 3.9. ábra alapján az előre- és a hátrahajtás fogoldalra felírható a K_{sz} (ξ , η , ζ) szerszám koordináta rendszerben. A 3.9. ábra alapján a $\zeta_{e,h}$ távolság:

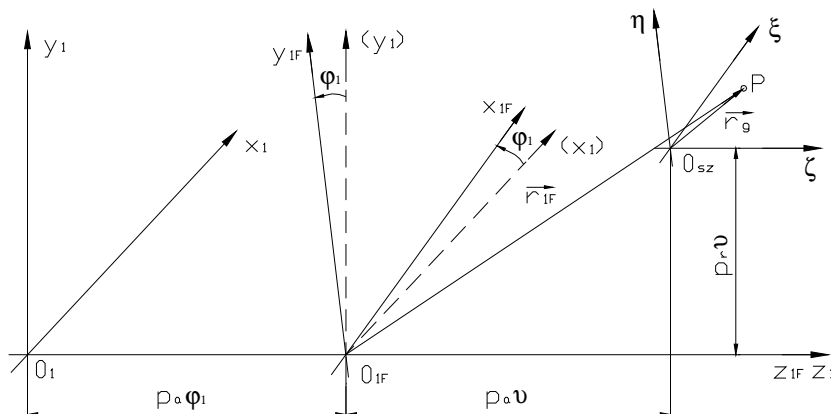
$$\zeta_{e,h} = \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_{e,h} - \eta)^2} \quad . \quad (3.1)$$

Ezek alapján az előre- és hátrahajtás fogoldal esetén a profilalkotón elhelyezkedő bármelyik pont helyvektorának koordinátái (P_e , P_h) (3.9. ábra):

$$P_e \left[0, \eta, +\sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \right] \quad (3.2)$$

$$P_h \left[0, \eta, -\sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_h - \eta)^2} \right] \quad . \quad (3.3)$$

Az \vec{r}_g vezérgörbét hordozó K_{sz} (ξ , η , ζ) koordináta rendszerrel a z_{1F} tengely mentén p_a axiális paraméterű és az y_{1F} tengely mentén p_r radiális paraméterű csavarmozgást közölve a vezérgörbe egy kúpos csavarfelületet súrol a K_{1F} (x_{1F} , y_{1F} , z_{1F}) koordináta rendszerben, ami a csavarmozgás közlése előtt egybeesik a K_{sz} koordináta rendszerrel (3.10. ábra).



3.10. ábra

Az alkalmazott K_1 álló, K_{1F} forgó és a K_{sz} szerszám koordináta rendszerek közötti kapcsolat

Az egyes koordináta rendszerek közötti transzformációs mátrixok (3.10. ábra):

- a K_{sz} (ξ, η, ζ) szerszám és a K_{1F} (x_{1F}, y_{1F}, z_{1F}) forgó koordináta rendszerek között:

$$M_{1F,sz} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta & -\sin \vartheta & 0 & 0 \\ \sin \vartheta & \cos \vartheta & 0 & p_r \cdot \vartheta \\ 0 & 0 & 1 & p_a \cdot \vartheta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad M_{sz,1F} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta & \sin \vartheta & 0 & 0 \\ -\sin \vartheta & \cos \vartheta & 0 & -p_r \cdot \vartheta \\ 0 & 0 & 1 & -p_a \cdot \vartheta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

- a K_{1F} (x_{1F}, y_{1F}, z_{1F}) forgó és a K_1 (x_1, y_1, z_1) álló koordináta rendszerek között:

$$M_{1,1F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & p_a \cdot \varphi_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad M_{1F,1} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -p_a \cdot \varphi_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

A koordináta transzformáció a K_{sz} (ξ, η, ζ) szerszám koordináta rendszerből a K_{1F} (x_{1F}, y_{1F}, z_{1F}) forgó koordináta rendszerbe a következőképpen írható fel:

$$\vec{r}_{1F} = M_{1F,sz} \cdot \vec{r}_g \quad (3.6)$$

A negyedrendű mátrixok használatához be kell vezetni a homogén koordinátákat. Homogén koordináták esetén egy pont helyzete három helyett négy mennyiséggel adható meg (x, y, z koordináta irányok és t időparaméter). Állapodjunk meg abban, hogy

$$t_{1F} = t_{sz} = 1 \quad (3.7)$$

Ez egyszerű átmenetet tesz lehetővé a homogén koordinátáktól az általános koordinátákhoz és fordítva illetve a későbbi deriválások miatt is ez az előnyös felvétel [103, 104].

A kijelölt művelet elvégzése után a csiga fogfelületének egyenletrendszere felírható:

$$\vec{r}_{1F} = M_{1F,sz} \cdot \vec{r}_g = \begin{bmatrix} \cos \vartheta & -\sin \vartheta & 0 & 0 \\ \sin \vartheta & \cos \vartheta & 0 & p_r \cdot \vartheta \\ 0 & 0 & 1 & p_a \cdot \vartheta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \eta \\ \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \\ t_{sz} \end{bmatrix}. \quad (3.8)$$

Ezzel a csiga előrehajtás oldali csavarfelületének paraméteres egyenletrendszerét megkapjuk a forgó koordináta rendszerben. A csiga hátrahajtás oldali csavarfelületének paraméteres egyenletrendszere hasonló módon írható fel:

$$\left. \begin{array}{l} x_{1F} = -\eta \cdot \sin \vartheta \\ y_{1F} = \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ z_{1F} = p_a \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \\ t_{1F} = t_{sz} = 1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{előrehajtás} \\ \text{oldal} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} x_{1F} = -\eta \cdot \sin \vartheta \\ y_{1F} = \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ z_{1F} = p_a \cdot \vartheta - \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_h - \eta)^2} \\ t_{1F} = t_{sz} = 1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{hátrahajtás} \\ \text{oldal} \end{array} \quad (3.9)$$

A transzformáció a K_{1F} (x_{1F} , y_{1F} , z_{1F}) forgó koordináta rendszerből a K_1 (x_1 , y_1 , z_1) álló koordináta rendszerbe a következőképpen írható fel:

$$\vec{r}_1 = M_{1,1F} \cdot \vec{r}_{1F}. \quad (3.10)$$

A behelyettesítések elvégzése után:

$$\vec{r}_1 = M_{1,1F} \cdot \vec{r}_{1F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & p_a \cdot \varphi_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -\eta \cdot \sin \vartheta \\ \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ p_a \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

ahol φ_1 a K_{1F} és K_1 koordináta rendszerek közötti elfordulási szög értéke.

A műveletek elvégzésével megkapjuk a csiga előrehajtás oldali csavarfelületének egyenletrendszerét az álló koordináta rendszerben:

$$\left. \begin{array}{l} x_1 = -\eta \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \varphi_1 - \eta \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \vartheta - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_1 = -\eta \cdot \sin(\vartheta + \varphi_1) - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_1 \\ y_1 = -\eta \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \varphi_1 + \eta \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 = \eta \cdot \cos(\vartheta + \varphi_1) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 \\ z_1 = p_a \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} + p_a \cdot \varphi_1 = p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \end{array} \right\}. \quad (3.12)$$

Ha az álló koordináta rendszert a csigatesten úgy toljuk el, hogy az $x_1O_1y_1$ sík a fogvastagság (S_{ax}) szimmetriasíkja legyen, a z koordinátához hozzá kell adnunk a szükséges z_{axe} eltolási értéket, amivel a (3.12) egyenlet módosul:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -\eta \cdot \sin(\vartheta + \varphi_1) - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_1 \\ y_1 &= \eta \cdot \cos(\vartheta + \varphi_1) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 \\ z_1 &= p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Mivel a $K_1(x_1, y_1, z_1)$ álló koordináta rendszert a csiga fogvastagság szimmetriasíkjába toljuk el, akkor a $z_{axe,h}$ eltolás értékét a 3.9. ábra alapján $\zeta_{e,h}$ értékének meghatározásakor nyerjük, figyelembe véve, hogy $z_1 = \frac{S_{ax}}{2}$:

$$\zeta_{e,h} = \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_{e,h} - \eta)^2} = \rho_{ax} \cdot \cos \alpha_{axe,h} \quad (3.14)$$

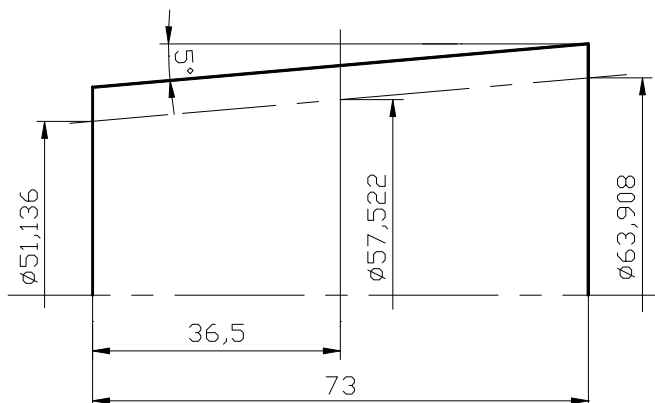
$$\left. \begin{aligned} z_{axe} &= \frac{S_{ax}}{2} + \rho_{ax} \cdot \cos \alpha_{axe} && \text{előrehajtás oldal} \\ z_{axh} &= -\frac{S_{ax}}{2} - \rho_{ax} \cdot \cos \alpha_{axh} && \text{hátrahajtás oldal} \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

A csiga hátrahajtás oldali csavarfelületének paraméteres egyenletrendszere hasonló módon írható fel a K_1 álló koordináta rendszerben.

3.4. Körívsugár és a körívsugár távolság megválasztása

A kúpos menetfelületen végighaladva a tengely menti sugár $p_r \cdot \vartheta$ nagyságú változása miatt folyamatosan változik a profilgörbe (3.9. ábra).

Ezért szükséges egy geometriai szempontból optimális profilkialakítást (optimális kapcsoló mező, kisebb Hertz feszültség, stb.) és ezen profil kialakításhoz tartozó körívsugár távolságot meghatározni.



3.11. ábra
A vizsgálathoz szükséges geometriai méretek

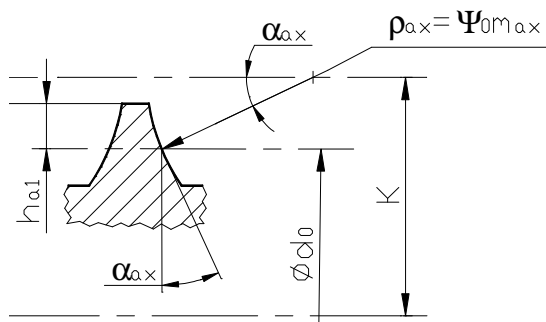
A körívsugár és körívsugár távolság megválasztásához a geometriai vizsgálatok során egy konkrét hajtás esetén a csiga legkisebb és legnagyobb osztókörátmérőinél és a menethossz felénél ($L/2$ helyen) lévő helyeken (közepes osztókörátmérő) (3.11. ábra) vizsgáljuk meg a K és ρ_{ax} értékeket.

A vizsgálat az M.I. melléklet M1.1. ábráján látható spiroid csigára történik. Ezeknél az egyes átmérőknél, mint egy képzeletbeli hengeres csigára vonatkozó Krivenko [94] tengelymetszeti körívsugár és Bohle [21], Dudley [72] és Nelson [120] kúpos csiga tengelymetszeti profilszög felvételre vonatkozó ajánlásait vettük figyelembe.

3.4.1. Krivenko-féle számítási módszer

Adott osztókörátmérő és adott tengelymetszeti modul esetén a q átmérőhányados [94]:

$$q = \frac{d_0}{m_{ax}} \quad (3.16)$$



3.12. ábra
Krivenko-féle csiga tengelymetszeti profilja

A ρ_{ax} axiálmetszeti körívsugár [94]:

$$\rho_{ax} = \psi_0 \cdot m_{ax} \quad (3.17)$$

A K körívsugár távolság [94] (3.12. ábra):

$$K = \frac{d_0}{2} + \rho_{ax} \cdot \sin \alpha_{ax} \quad (3.18)$$

3.1. táblázat: Számított q átmérőhányados értékek 3.11. ábra alapján

d_0 (mm)	51,136	57,522	63,908
q	10,227	11,504	12,781

A q átmérőhányados (3.1. táblázat) és a z_1 csiga bekezdés szám alapján Krivenko [90] táblázataiból válasszuk ki a különböző x profileltolási tényezőkhöz tartozó a ψ_0 értékeket. A (3.17) alapján a ρ_{ax} körívsugár és a (3.18) alapján a K körívsugár távolság értékeket előre- és hátrahajtás oldal esetére kiszámítjuk (3.2. táblázat). A számítás során a profilszög értékeket

Bohle [21], Dudley [72] és Nelson [120] ajánlásai alapján válasszuk meg ($\alpha_{axe}=10-15^\circ$, $\alpha_{axh}=30-35^\circ$).

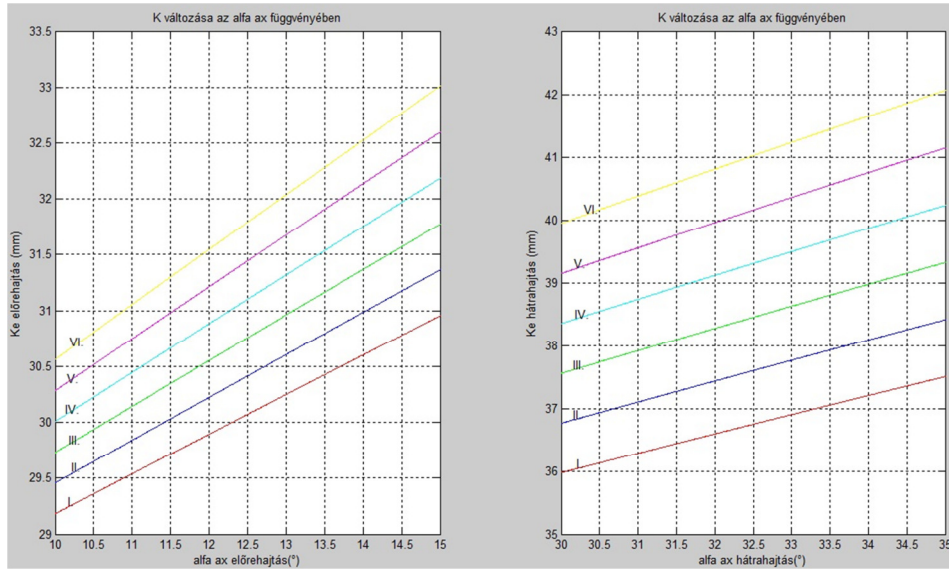
A 3.13. ábrán a körívsugár távolság változása látható a [21], [72] és [120] irodalmakban megadott előre- és hátrahajtás oldali profilszög változás függvényében. Látható, hogy állandó körívsugár esetén a profilszög növelésével egyre meredekebb szinusz görbe szakaszt és egyre nagyobb körívsugár távolság értékeket kapunk.

3.2. táblázat: Számított körívsugár és körívsugár távolság értékek (Krivenko –féle számítás)

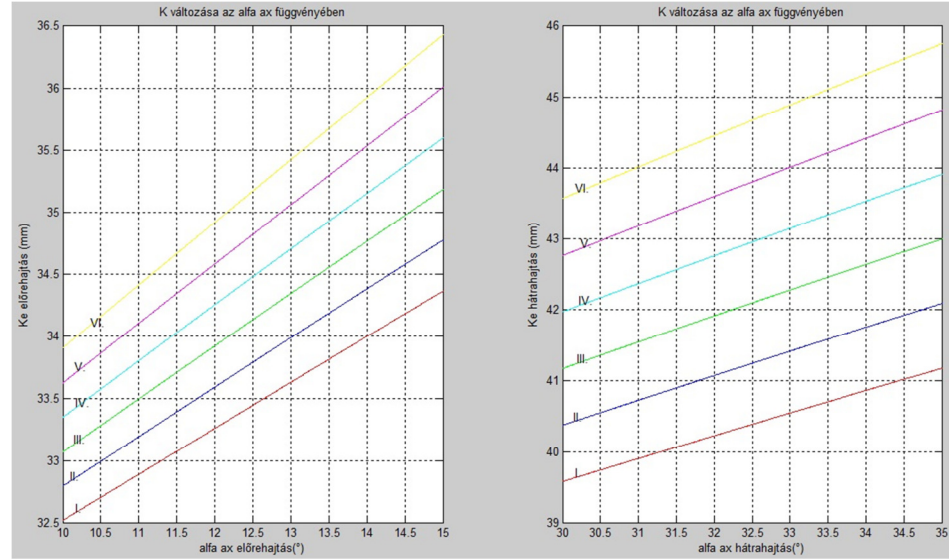
$d_0= 51,136 \text{ mm}, q= 10,227 \text{ mm}, z_1= 1, m_{ax}=5 \text{ mm}, \alpha_{axe}=10^\circ, \alpha_{axh}=30^\circ$						
a)	x					
	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
ψ_0	4,1617	4,4783	4,7948	5,1131	5,4306	5,7514
$\rho_{ax} \text{ (mm)}$	20,808	22,391	23,974	25,565	27,153	28,757
$K_e \text{ (mm)}$	29,181	29,456	29,730	30,007	30,282	30,561
$K_h \text{ (mm)}$	35,972	36,763	37,555	38,350	39,144	39,946

$d_0= 57,522 \text{ mm}, q= 11,504 \text{ mm}, z_1= 1, m_{ax}=5 \text{ mm}, \alpha_{axe}=10^\circ, \alpha_{axh}=30^\circ$						
b)	x					
	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
ψ_0	4,3261	4,644	4,961	5,281	5,5978	5,9211
$\rho_{ax} \text{ (mm)}$	21,63	23,22	24,805	26,405	27,989	29,605
$K_e \text{ (mm)}$	32,517	32,793	33,068	33,346	33,621	33,901
$K_h \text{ (mm)}$	39,576	40,371	41,163	41,963	42,755	43,563

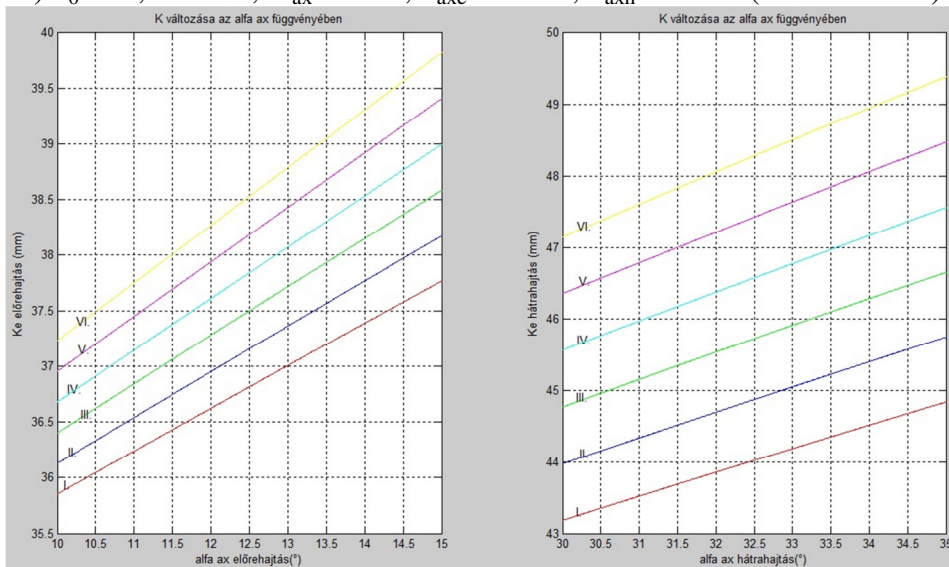
$d_0= 63,908 \text{ mm}, q= 12,781 \text{ mm}, z_1= 1, m_{ax}=5 \text{ mm}, \alpha_{axe}=10^\circ, \alpha_{axh}=30^\circ$						
c)	x					
	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
ψ_0	4,4911	4,8069	5,1234	5,4407	5,7585	6,0763
$\rho_{ax} \text{ (mm)}$	22,455	24,034	25,617	27,203	28,792	30,381
$K_e \text{ (mm)}$	35,853	36,127	36,402	36,677	36,953	37,229
$K_h \text{ (mm)}$	43,181	43,971	44,762	45,555	46,350	47,144



a) $d_0 = 51,136 \text{ mm}$, $m_{ax} = 5 \text{ mm}$, $\alpha_{axe} = 10-15^\circ$, $\alpha_{axh} = 30-35^\circ$ (3.2.a táblázat)



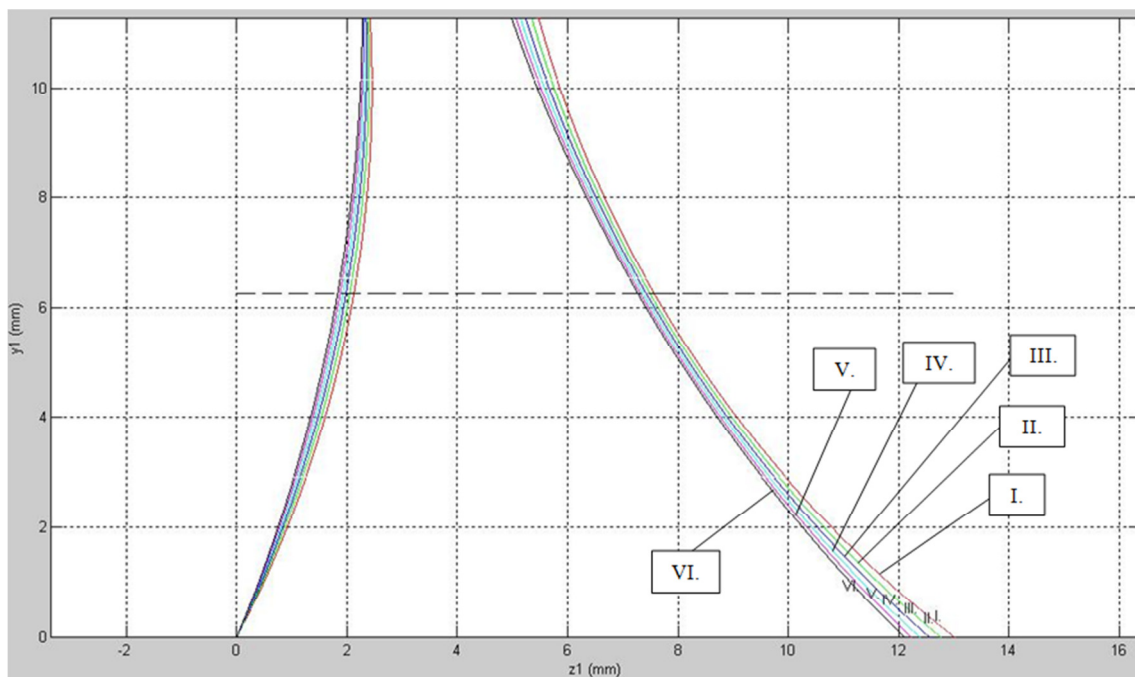
b) $d_0 = 57,522 \text{ mm}$, $m_{ax} = 5 \text{ mm}$, $\alpha_{axe} = 10-15^\circ$, $\alpha_{axh} = 30-35^\circ$ (3.2.b táblázat)



c) $d_0 = 63,908 \text{ mm}$, $m_{ax} = 5 \text{ mm}$, $\alpha_{axe} = 10-15^\circ$, $\alpha_{axh} = 30-35^\circ$ (3.2.c táblázat)

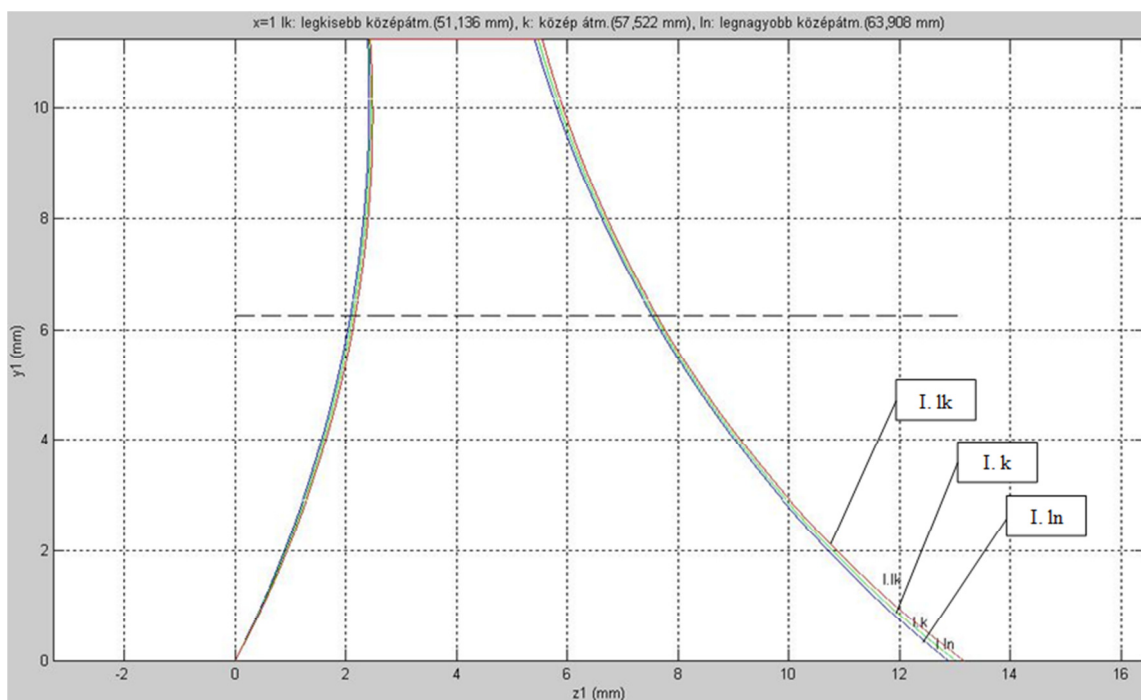
3.13. ábra

A körívsugár távolság változása a profilszög változás függvényében



3.14. ábra

Számított körívprofil ($d_0=51,136$ mm, $q=10,227$ mm, $z_1=1$, $m_{ax}=5$ mm, $\alpha_{axe}=10^\circ$, $\alpha_{axh}=30^\circ$ esetén) (3.2.a táblázat)



3.15. ábra

Az $x=1$ profiletolási tényező esetén számított körív profilok (lk: legkisebb osztókörátmérő, k: közepes osztókörátmérő, ln: legnagyobb osztókörátmérő)

A profilokat megszerkesztve (3.14., 3.15. ábra és M2.1.-M.2.7. mellékleti ábrák) megállapítható, hogy ezen profiloknál a tengelymetszetben körív profilú kúpos

csigahajtópárok esetén az alakeltérés nem megfelelő, ezért geometriai szempontból a megfelelő profil tartományon kívül esnek.

3.4.2. A K távolság számításának módja

A tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás esetén a Krivenko tengelymetszeti körívprofil ajánlásaitól eltérve más körívprofil rádiusz értékeket is megvizsgálunk.

Bohle [21], Dudley [72] és Nelson [120] ajánlásait figyelembe véve más tengelymetszeti profilszög értékeket is választunk (3.3. táblázat).

A 3.9. ábra alapján a körívsugár távolság meghatározására a megfelelő összefüggések:

- előrehajtás oldal esetén (3.9.a ábra):

$$K_e = \frac{d_0}{2} + \rho_{ax} \cdot (\sin \alpha_{axe} + \cos \alpha_{axe} \cdot \operatorname{tg} \delta_1) \quad (3.19)$$

- hátrahajtás oldal esetén (3.9.b ábra):

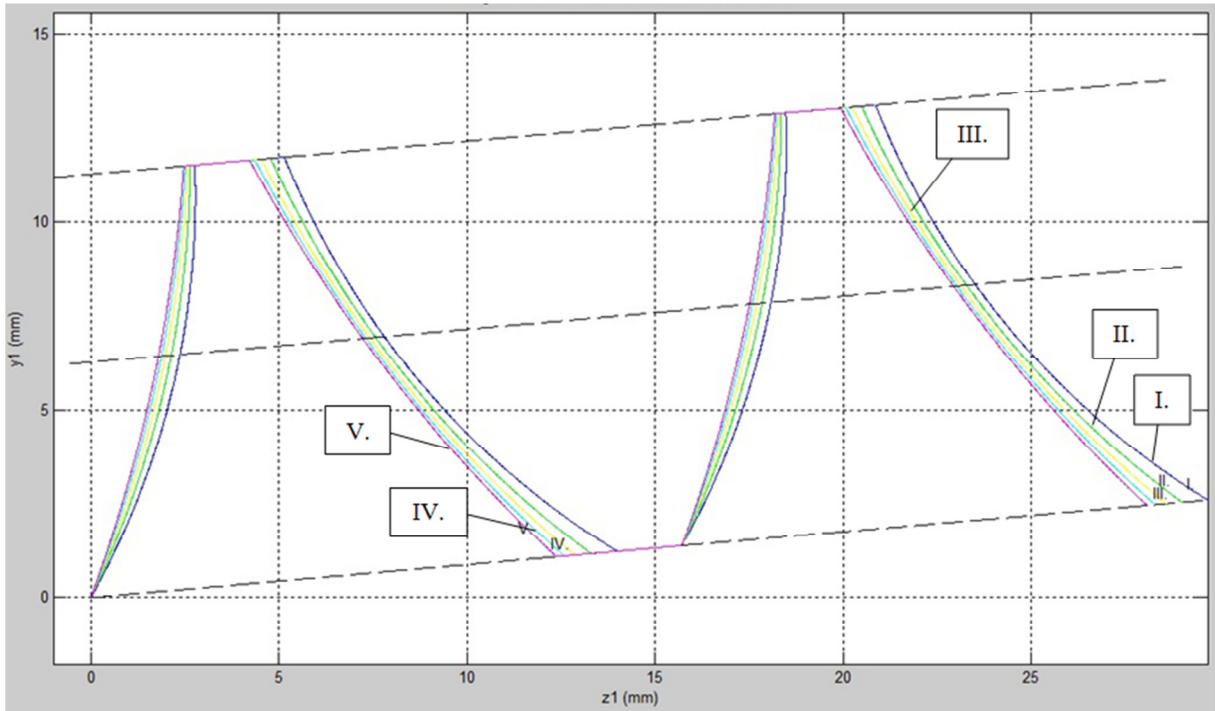
$$K_h = \frac{d_0}{2} + \rho_{ax} \cdot (\sin \alpha_{axh} - \cos \alpha_{axh} \cdot \operatorname{tg} \delta_1) \quad (3.20)$$

3.3. táblázat: Számított körívsugár és körívsugár távolság értékek

$d_0= 51,136 \text{ mm}, z_1= 1, m_{ax}=5 \text{ mm}, \alpha_{axe}=11^\circ, \alpha_{axh}=36^\circ$					
a)	I.	II.	III.	IV.	V.
ρ_{ax} (mm)	22	27	32	37	42
K_e (mm)	31,655	33,038	34,422	35,805	37,189
K_h (mm)	36,942	39,527	42,112	44,697	47,282

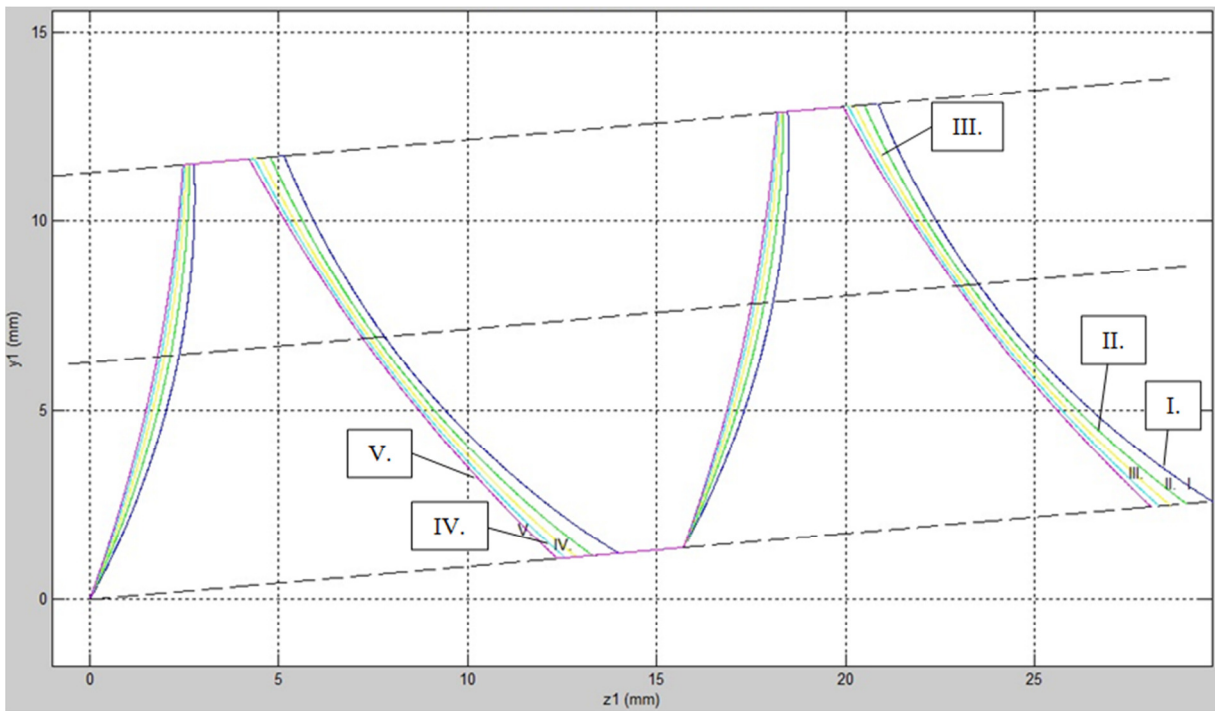
$d_0= 57,522 \text{ mm}, z_1= 1, m_{ax}=5 \text{ mm}, \alpha_{axe}=11^\circ, \alpha_{axh}=36^\circ$					
b)	I.	II.	III.	IV.	V.
ρ_{ax} (mm)	22	27	32	37	42
K_e (mm)	34,848	36,231	37,615	38,998	40,382
K_h (mm)	40,135	42,720	45,305	47,890	50,475

$d_0= 63,908 \text{ mm}, z_1= 1, m_{ax}=5 \text{ mm}, \alpha_{axe}=11^\circ, \alpha_{axh}=36^\circ$					
c)	I.	II.	III.	IV.	V.
ρ_{ax} (mm)	22	27	32	37	42
K_e (mm)	38,041	39,424	40,808	42,191	43,575
K_h (mm)	43,328	45,913	48,498	51,083	53,668



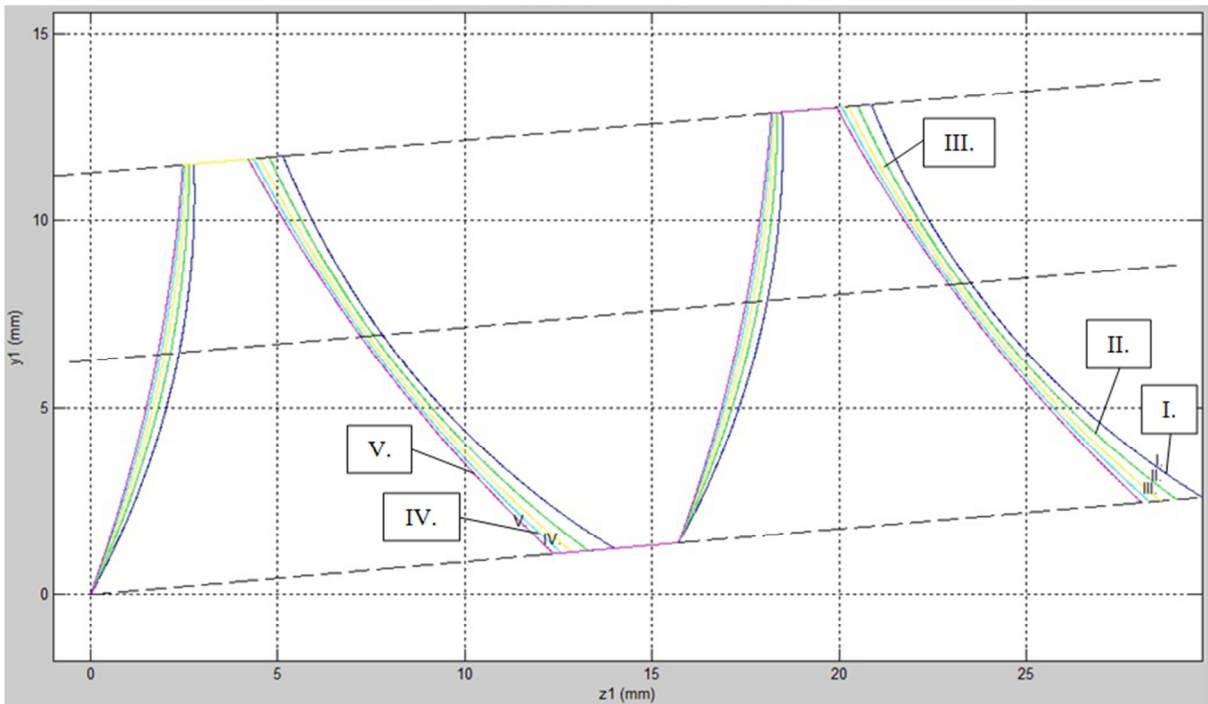
3.16. ábra

A $d_0=51,136$ mm osztókörátmérő esetén számított körív profilok (3.3.a táblázat)



3.17. ábra

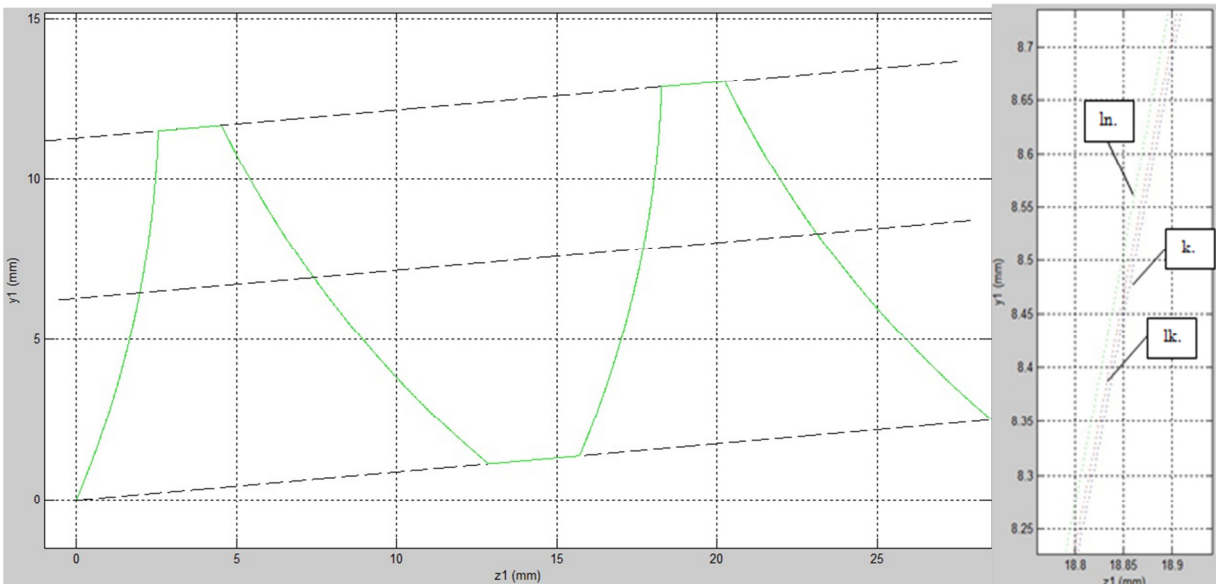
A $d_0=57,522$ mm osztókörátmérő esetén számított körív profilok (3.3.b táblázat)



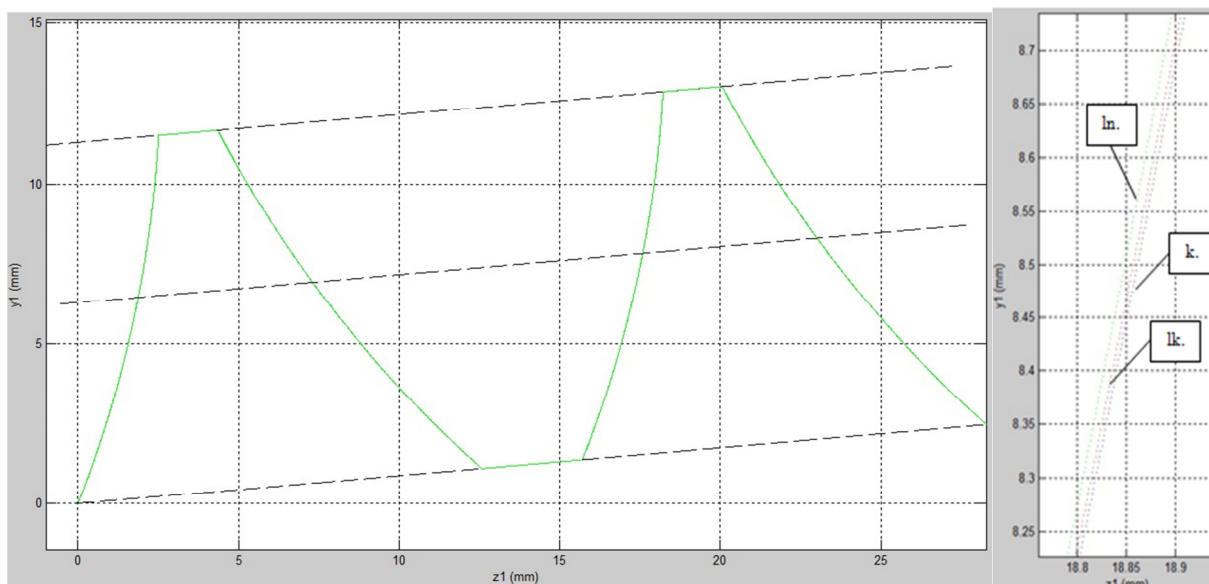
3.18. ábra

A $d_0=63,908$ mm osztókörátmérő esetén számított körív profilok (3.3.c táblázat)

A 3.3. táblázat adatait megszerkesztve (3.16.-3.18. ábra) látható, hogy az I. és II. esetekben túl kicsi a lábszalag szélesség, ezért a tányérkerék fog kihegyesedik. A V. esetekben geometriai szempontból [94] túl nagy a lábszalag szélesség. Ezért a további vizsgálatunk a III. és IV. esetekre korlátozódnak.



a) a $\rho_{ax}=32$ mm körívsugár esetén számított körív profilok (3.3. táblázat III. esetek)



b) a $\rho_{ax}=37$ mm körívsugár esetén számított körív profilok (3.3. táblázat IV. esetek)

3.19. ábra

A III. és IV. esetekben számított körívprofilok

A megfelelő profil kiválasztásához szükséges az érintkezési görbék elhelyezkedésének vizsgálata.

3.5. Az érintkezési görbék meghatározása

3.5.1. Az érintkezési görbék számítása

Legyen adott a K_{1F} koordináta rendszerben (3.20. ábra) az

$$\vec{r}_{1F} = \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) \quad (3.21)$$

felület kétparaméteres egyenlete. A K_{1F} rendszer K_2 rendszerhez viszonyított mozgásának meghatározásához (3.20. ábra) idő szerint differenciálva az

$$\vec{r}_2 = M_{2,1F} \cdot \vec{r}_{1F} \quad (3.22)$$

függvényt a

$$\frac{d}{dt} \cdot \vec{r}_2 = \vec{v}_2^{(12)} = \frac{d}{dt} (M_{2,1F}) \cdot \vec{r}_{1F} \quad (3.23)$$

egyenletet kapjuk.

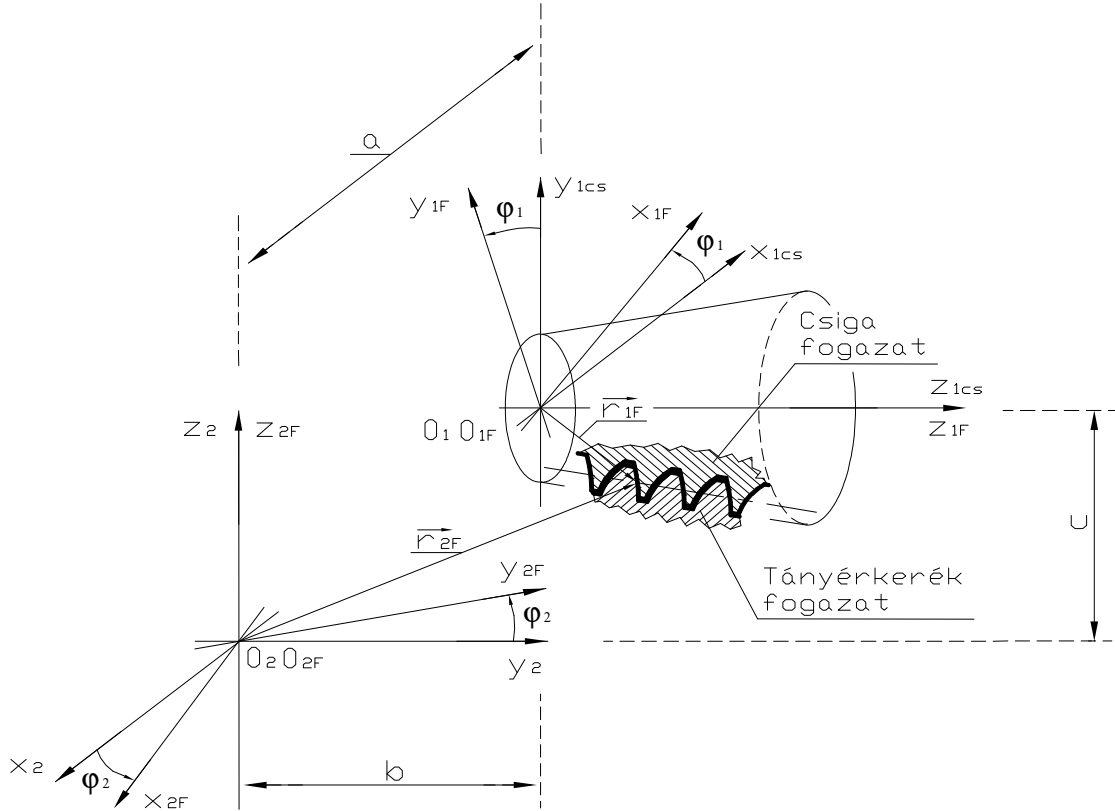
Figyelembe véve a viszonylagos mozgás K_{1F} és K_2 rendszerben felírt sebességvektorai között fennálló

$$\vec{v}_{1F}^{(12)} = M_{1F2} \cdot \vec{v}_2^{(12)} \quad (3.24)$$

összefüggést a K_{1F} rendszerben (3.24)-be (3.23)-et helyettesítve a relatív sebességvektorra a

$$\vec{v}_{1F}^{(12)} = M_{1F,2} \cdot \frac{d}{dt}(M_{2,1F}) \cdot \vec{r}_{1F} \quad (3.25)$$

kifejezés adódik.



3.20. ábra

Kitérő forgástengelyű koordinátarendszerek az érintkezési görbék meghatározására

A fogazott elemek viszonylagos sebességi állapotának ismeretében a kapcsolódási egyenlet az

$$\vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F} = 0 \quad (3.26)$$

alakba írható, ahol \vec{n}_{1F} az $\vec{r}_{1F} = \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta)$ felület

$$\vec{n}_{1F} = \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \eta} \times \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \vartheta} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \frac{\partial x_{1F}}{\partial \eta} & \frac{\partial y_{1F}}{\partial \eta} & \frac{\partial z_{1F}}{\partial \eta} \\ \frac{\partial x_{1F}}{\partial \vartheta} & \frac{\partial y_{1F}}{\partial \vartheta} & \frac{\partial z_{1F}}{\partial \vartheta} \end{vmatrix} \quad (3.27)$$

normál vektora.

A (3.26) egyenletet

$$f_1(\eta, \vartheta, \varphi_1) = 0 \quad (3.28)$$

illetve általánosságban az

$$f_1^i(\eta, \vartheta, \varphi_1) = 0 \quad (3.29)$$

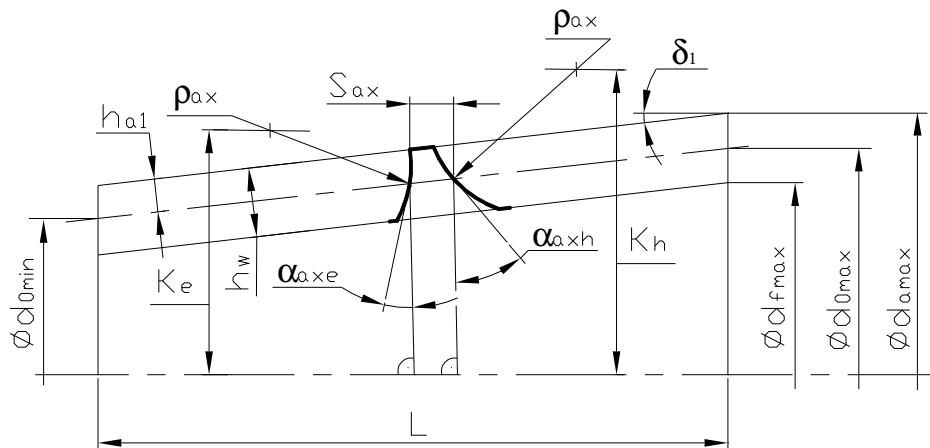
összefüggésre lehet visszavezetni, ahol i az érintkezési vonalak futóindexe, a φ_1 a kúpos csiga szögelfordulása (3.20. ábra).

Az érintkezési vonalak meghatározásához a K_2 koordináta rendszerben az alábbi egyenleteket kell felhasználni:

$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_{1F} &= \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) \\ f_1(\eta, \vartheta, \varphi_1) &= 0 \\ \vec{r}_2 &= M_{2,1F} \cdot \vec{r}_{1F} \end{aligned} \right\} \quad (3.30)$$

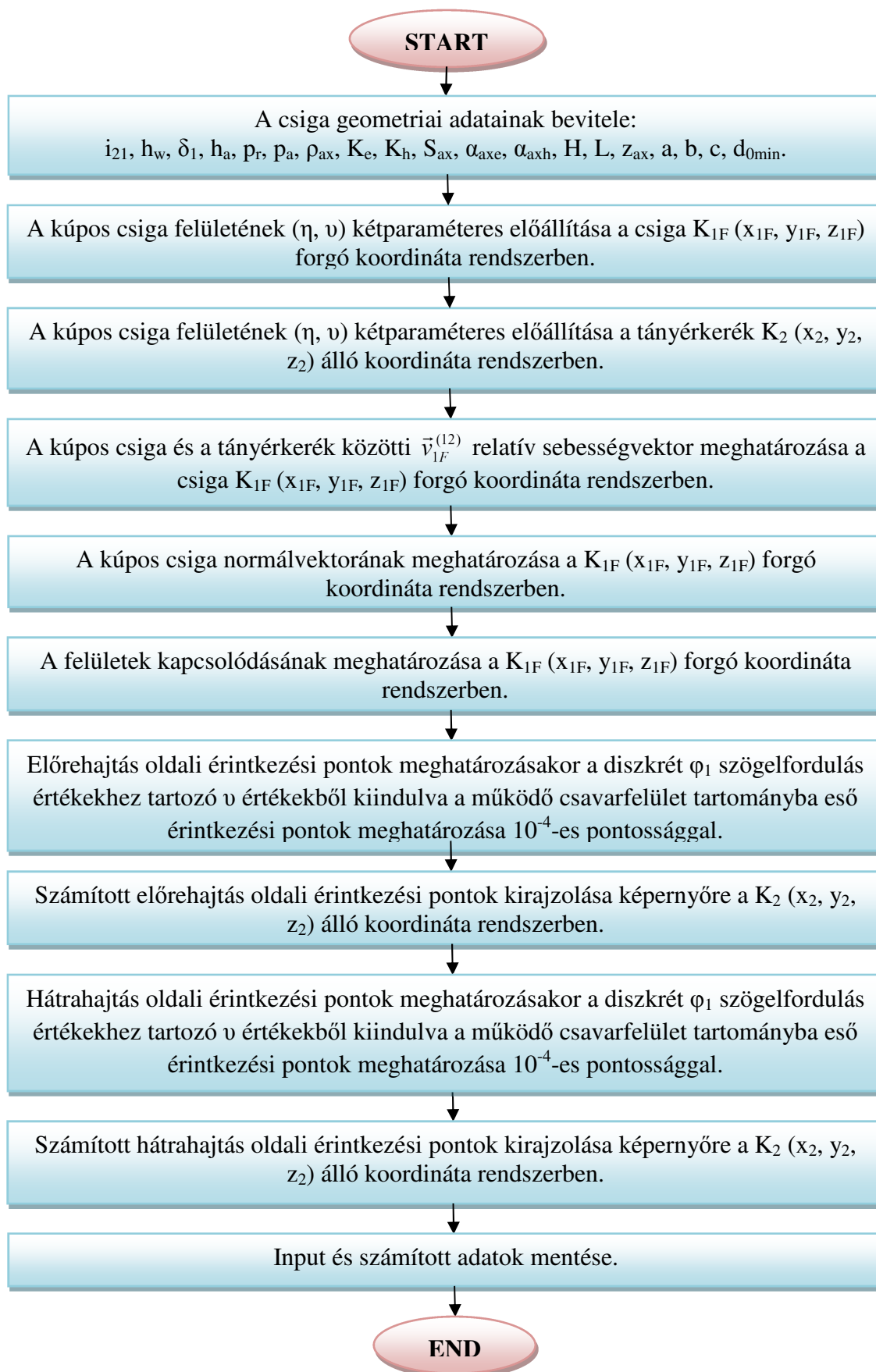
A φ_1 mozgásparaméter rögzített értéke esetén a csiga felületének egyenlete, illetve a kapcsolódási egyenlet lehetőséget ad valamelyik paraméter eliminálására. Így adott φ_1 értékhez tartozó egyparaméteres vektor skalár függvény, azaz az érintkezési vonal egyenletének felírására. Amennyiben a kapcsolódási egyenletből rögzített φ_1 érték mellett a felületi paraméterek közötti függvénykapcsolat explicit formában nem állítható elő, úgy a felületi paraméterek egyikének a valóságos felülethez tartozó értelmezési tartományon belül különböző értékeket adva a (3.29) egyenletből kell kiszámítani a másik paraméter értékeit. Felhasználva a $\varphi_1 = \text{áll.}$ értékeknek megfelelő felületi paraméter értékpárokat a (3.30) egyenletből meghatározhatók az érintkezési vonal koordinátái.

Az ismertetett eljárás alapján (3.22. ábra) a tengelymetszetben körív profilú spiroid csiga profilalkotó egyenletének és a csiga paramétereinek ismeretében (3.21. ábra) meghatározzuk a spiroid csiga - tányérkerék közötti érintkezési görbék egyenleteit.



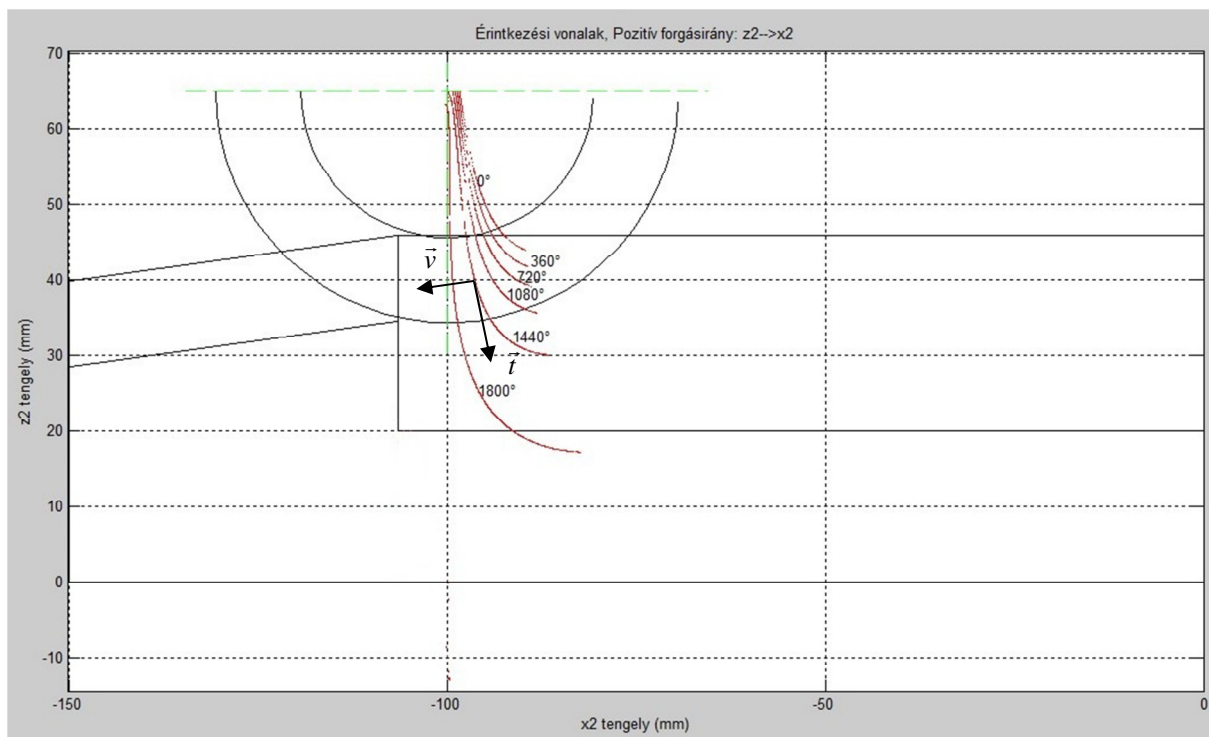
3.21. ábra

Az érintkezési vonalak elemzéséhez szükséges geometriai paraméterek

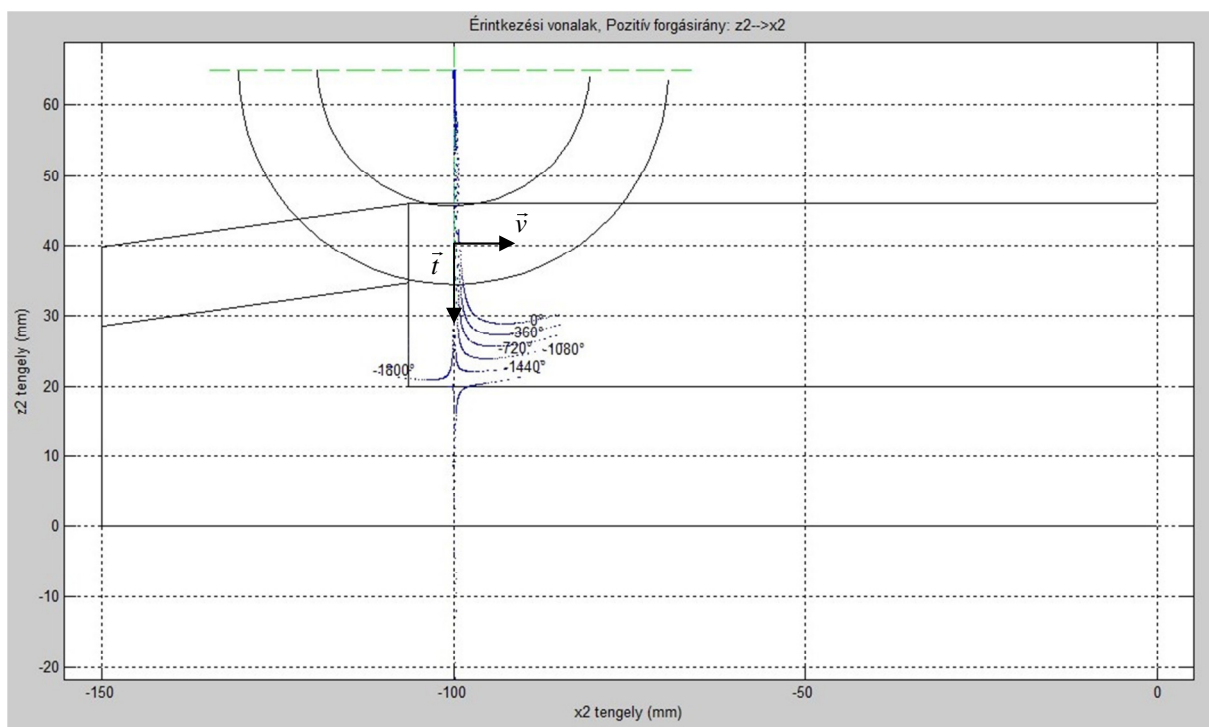


3.22. ábra
Az érintkezési görbék meghatározásának folyamatábrája

3.5.2. Az érintkezési vonalak elhelyezkedése



a) előrehajtás oldalhoz tartozó érintkezési görbék (piros)



b) hátrahajtás oldalhoz tartozó érintkezési görbék (kék)

3.23. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előre- (a) és hátrahajtás (b) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

$$(d_{0k} = 57,522 \text{ mm}, z_1 = 1, m_{ax} = 5 \text{ mm}, \rho_{ax} = 32 \text{ mm}, K_e = 37,615 \text{ mm}, K_h = 45,305 \text{ mm}, \alpha_{axe} = 11^\circ, \alpha_{axh} = 36^\circ)$$

A spiroid csiga – tányérkerék közötti érintkezési görbék vizsgálatához a 3.11. ábra alapján a csiga legkisebb, legnagyobb és a közepes osztókörátmérőkre számított 3.3. táblázat (III. és IV. esetek) tengelymetszeti profilgörbéket és körívsugár távolságokat választjuk meg.

A különböző osztókörátmérőkhöz tartozó profilfelvételtől adódó érintkezési görbéket megvizsgálva a kúpos csiga közepes osztókörátmérőjénél adódó körívsugár távolságok felvételével adódik a legkedvezőbb kapcsoló mező (3.23. ábra), mert ebben az esetben érintkezési görbék nagy felületre terjednek ki. A relatív sebességvektor közel merőleges az érintkezési görbék érintőjére, ezért a hajtópár kedvező a kenési feltételek biztosítása szempontjából.

Több különböző geometriájú hajtópár vizsgálata alapján a körívsugár felvételére az alábbi tapasztalati összefüggés a megfelelő:

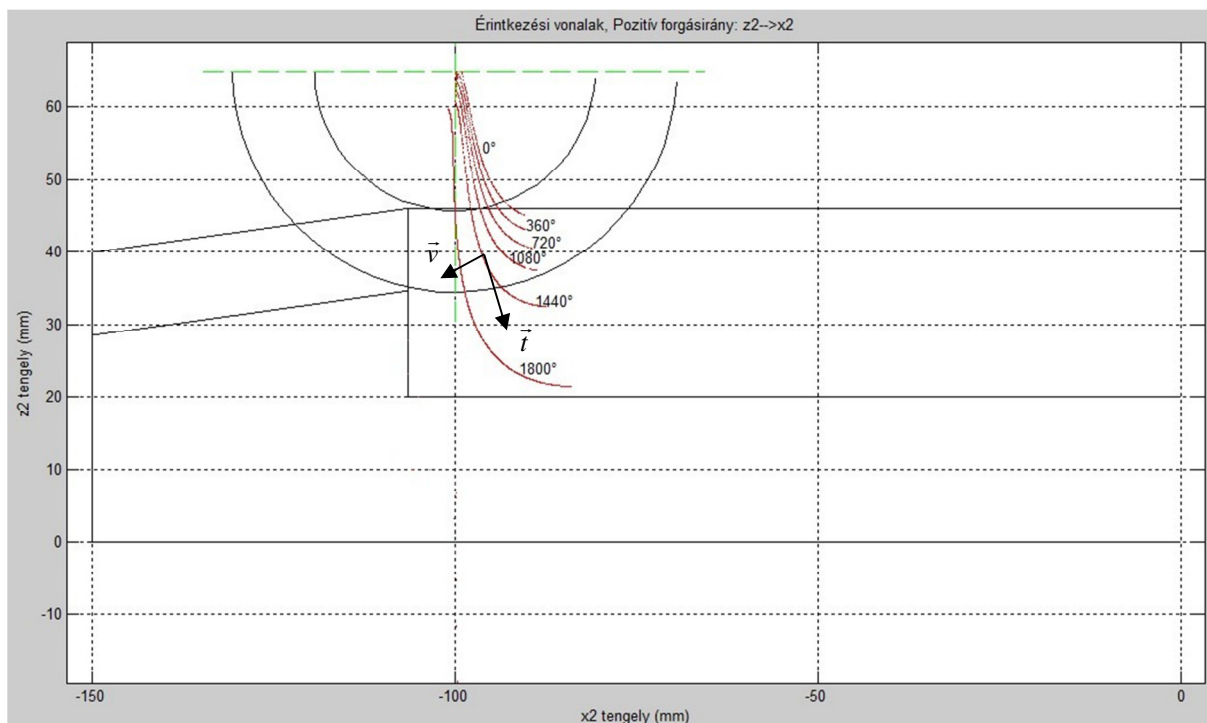
$$\rho_{ax} = (6 \div 8) \cdot m_{ax} \quad (3.31)$$

A (3.31) alapján a megfelelő körívsugár érték a vizsgált konkrét hajtópárnál (M.I. melléklet) $\rho_{ax} = 32$ mm.

A körívsugár távolság meghatározására a megfelelő összefüggés (3.9. ábra):

$$K_{e,h} = \frac{d_0}{2} + \rho_{ax} \cdot (\sin \alpha_{axe,h} \pm \cos \alpha_{axe,h} \cdot \operatorname{tg} \delta_1) \quad (3.32)$$

Megállapítható, hogy a közepes osztókörátmérőnél lévő körívsugár (3.31) és a javasolt (3.32) körívsugár távolság felvétellel a hajtás geometriai, kapcsolódáseleméleti szempontból megfelelő és kedvező a kenési feltételek biztosítása szempontjából (3.23. ábra).



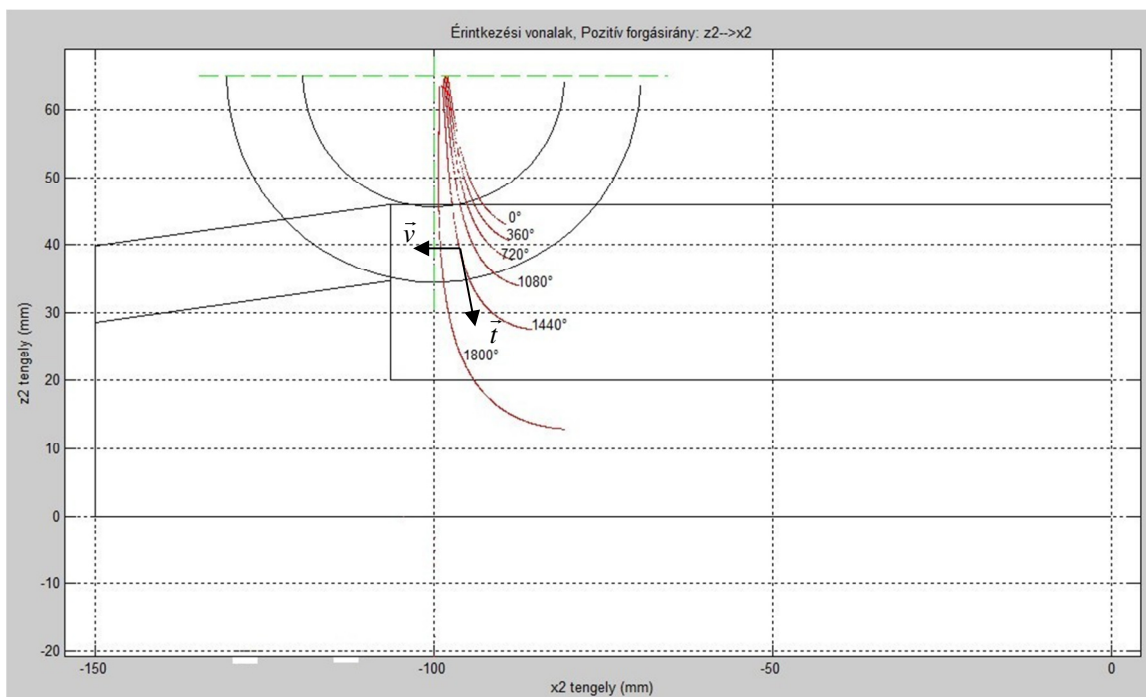
3.24. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

($d_{0k} = 57,522$ mm, $z_1 = 1$, $m_{ax} = 5$ mm, $\rho_{ax} = 27$ mm, $K_e = 36,231$ mm, $\alpha_{axe} = 11^\circ$)

A kapcsolódási viszonyok jellemzésére az alábbi fő tulajdonságok emelhetők ki [4, 39]:

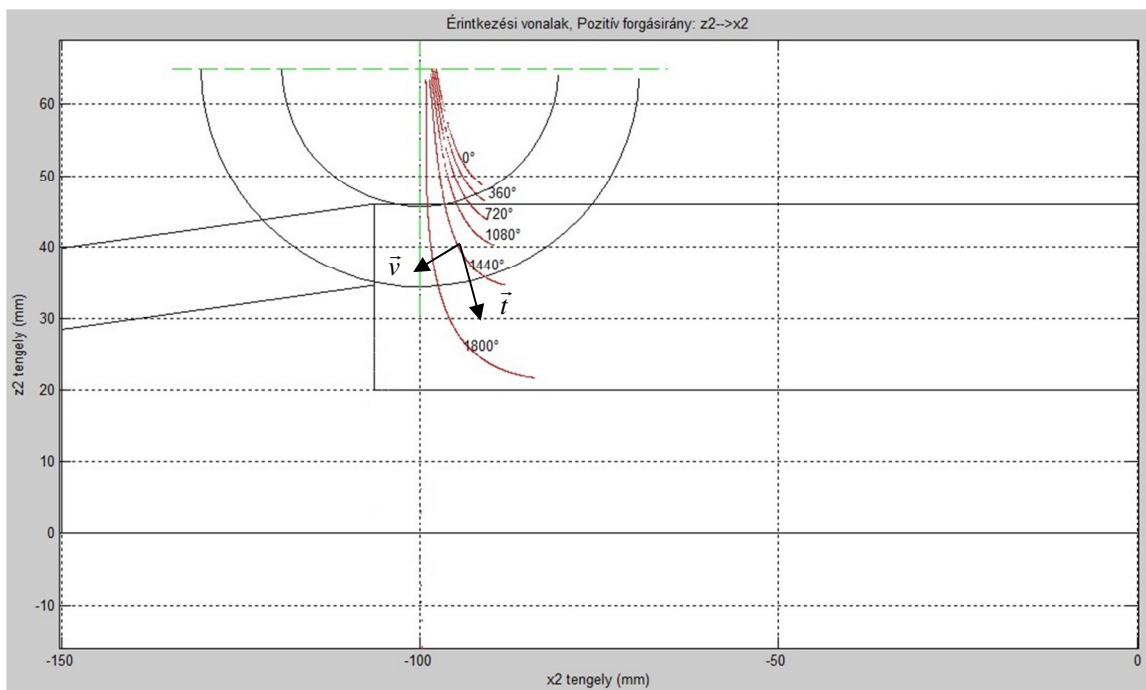
- az érintkezési vonalak elhelyezkedése, alakja;
- az érintkezési vonalak és a relatív sebesség kölcsönös helyzete, stb.



3.25. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

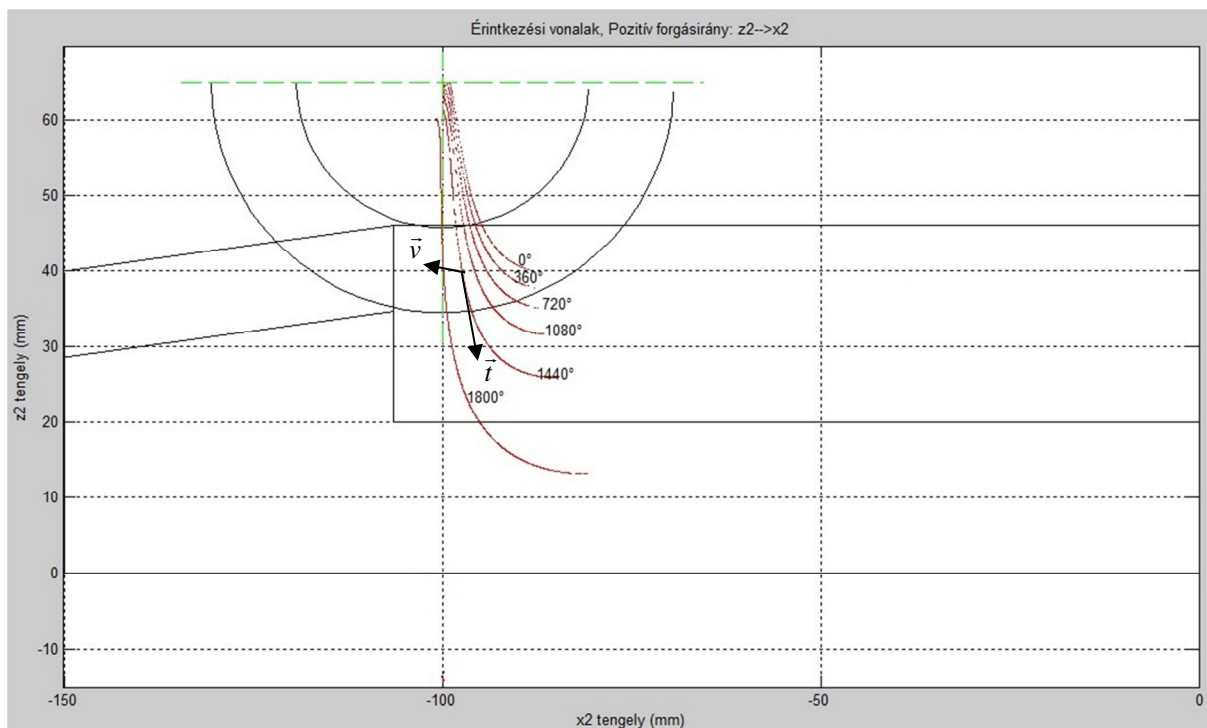
($d_{0k}= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 37$ mm, $K_e= 38,998$ mm, $\alpha_{axe}= 11^\circ$)



3.26. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

($d_{0k}= 57,522$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}= 5$ mm, $\rho_{ax}= 32$ mm, $K_e= 34,890$ mm, $\alpha_{axe}= 6^\circ$)



3.27. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

($d_{0k} = 57,522$ mm, $z_1 = 1$, $m_{ax} = 5$ mm, $\rho_{ax} = 32$ mm, $K_e = 40,272$ mm, $\alpha_{axe} = 16^\circ$)

A 3.23.a, 3.24., 3.25., M3.1. és M3.2. ábrák a körívsugár megváltozásából ($\rho_{ax} = 27 - 37$ mm) adódó kapcsolómezőt szemléltetik a hajtópár többi paramétereinek (d_{0k} , z_1 , m_{ax} , α_{axe}) állandósága mellett. A körívsugár növelésével:

- az érintkezési vonalak kisebb tányérkerék fogfelületre terjednek ki;
- az érintő vektor és a relatív sebességvektor által bezárt szög megközelíti a 90° -os szöget (3.23.a, 3.24., M3.1. ábrák), majd nő a 90° -hoz képest (3.25., M3.2. ábrák).

A 3.23.a, 3.26., 3.27., M3.3. és M3.4. ábrák a tengelymetszeti profilszög megváltozásából ($\alpha_{axe} = 6 - 16^\circ$) adódó kapcsolómezőt szemléltetik a hajtópár többi paramétereinek (d_{0k} , z_1 , m_{ax} , ρ_{ax}) állandósága mellett. A tengelymetszeti profilszög növelésével:

- az érintkezési vonalak kisebb tányérkerék fogfelületre terjednek ki;
- az érintő vektor és a relatív sebességvektor által bezárt szög a 90° -os szöget közeíti (3.23.a, 3.26., M3.3. ábrák), majd nő a 90° -hoz képest (3.27., M3.4. ábrák).

A 3.23. - 3.27. és M3.1. - M3.4. ábrák alapján látható, hogy egy adott geometriájú tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár esetén az érintkezési vonalak elhelyezkedését, alakját, a relatív sebességgel való kölcsönös helyzetét és a kapcsoló mező elhelyezkedését a tengelymetszeti körívsugár és a profilszög értékek befolyásolják.

A tengelymetszeti profilszögek felvételére az alábbi ajánlás tehető:

- $\alpha_{axe} = 8 \div 14^\circ$ előrehajtás oldali profilszög;
- $\alpha_{axh} = 34 \div 40^\circ$ hátrahajtás oldali profilszög.

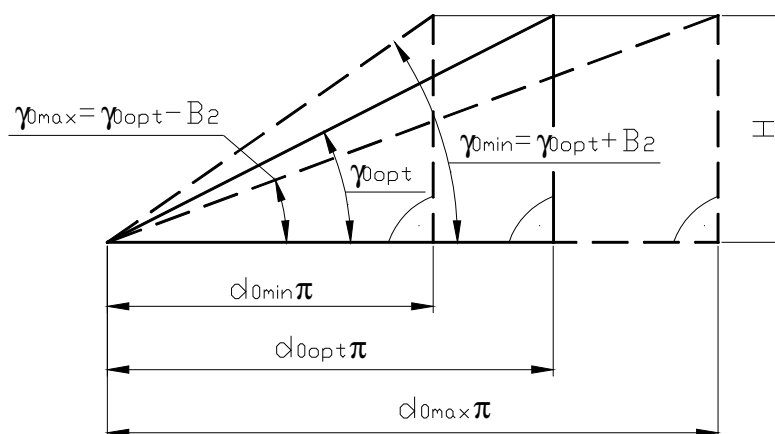
4. ÁLLANDÓ EMELKEDÉSŰ KÚPOS CSAVARFELÜLETEK GEOMETRIAILAG HELYES MEGMUNKÁLÁSÁHOZ SZÜKSÉGES KINEMATIKAI MODELL

A kúpos csavarfelületek köszörűkoronggal történő befejező megmunkálásakor alapvetően két probléma vetődik fel, amelyek a geometriailag helyes profil (profilalakhiba tőrésen belüli profil) kialakítását szinte lehetetlenné teszik [4, 53]:

- a köszörülés során a korong kopása miatt a korong profilja és átmérője is változik. Emiatt a generált csavarfelület profilja torzul az elméleti profilhoz, de az eredeti kiinduló állapothoz képest is;
- a kúpos csavarfelület tengely menti átmérőváltozása a csigaprofil állandó változását vonja maga után (a korongprofil állandósága esetén).

Kúpos csavarfelület köszörülésekor olyan megoldást kell választani, ahol a korong kopás miatt változó korongprofil mellett is lehetőség van a csigaprofil jellemzőinek megengedett határok (tűrések) között tartására.

Ezt a problémát a Dudás Illés által javasolt optimális szerszámprofil meghatározási módszerrel oldjuk meg [39]. Az előírt csiga profil alakpontosság figyelembevételével meghatározzuk annak a φ_1 mozgásparaméter optimális értékéhez (φ_{1opt}) tartozó kúpos csiga – korong közötti érintkezési görbét és helyét a kúpos csavarfelületen, mely görbével, mint szerszámprofil görbével megköszörülve a kúpos csigát a kapott csiga profilpontossága tűréstartományon belüli. Ez gyakorlatilag a kúpos menetfelület legkisebb és legnagyobb átmérőjénél adódó szerszámprofilok közötti közepes szerszámprofil eredményező φ_{1opt} meghatározását igényli. Mivel a φ_1 függvényében a szerszámprofileltérés változása nem lineáris, az optimális érték nem a menetfelület tengelyirányba vett középméretéhez tartozik [39]. Meghatározzuk a φ_{1opt} értékhez tartozó osztókörátmérőt, majd az osztókörü emelkedési szöget (γ_{0opt}). Ezen emelkedési szöggel kell a köszörűkorongot bedönteni megmunkálásakor.



4.1. ábra

Az átmérő és az emelkedési szög változása állandó emelkedésű kúpos csigánál

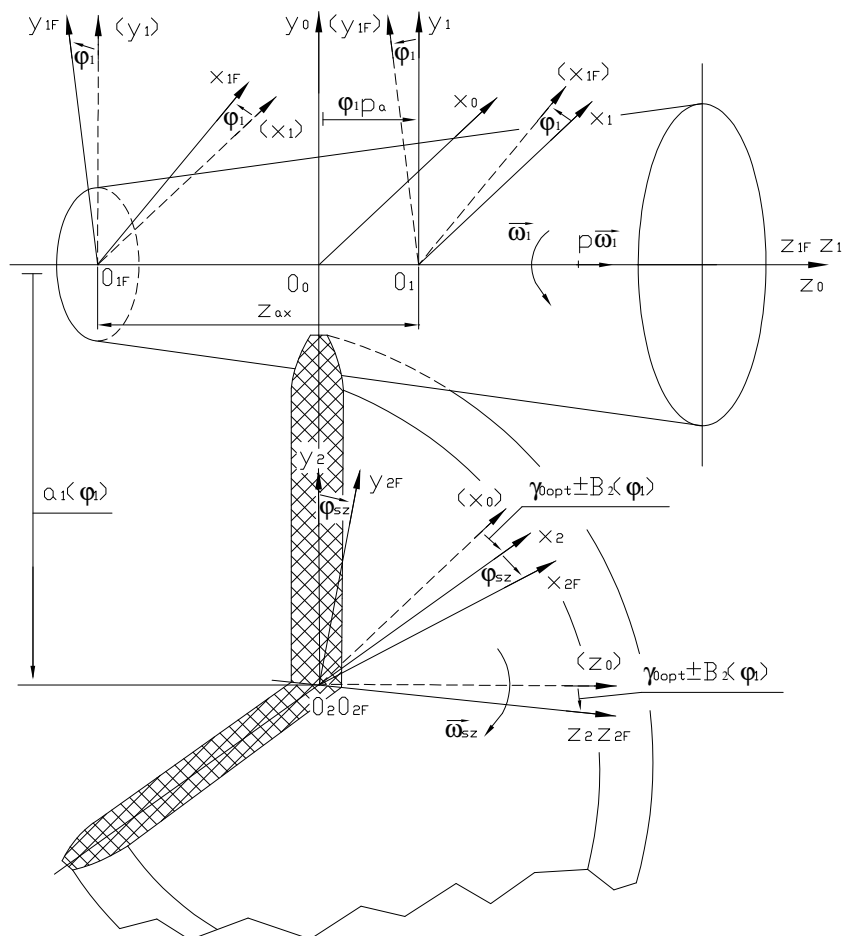
A 4.1. ábrán látható, hogy a kúpos csiga hosszmenti átmérőváltozása miatt az állandó axiális menetemelkedés biztosítása érdekében változik a γ_0 osztókörü emelkedési szög.

Egy új kinematikájú köszörűkorong bedöntő orsóház esetén a tengelytáv változtatás függvényében a csiga menethossza mentén folyamatosan változtatjuk a köszörűkorong $\pm B_2$ korongbedöntési szög korrekció értékét (4.1. ábra).

A korongot a γ_{0opt} emelkedési szögnek megfelelően döntjük be megmunkálásakor. A megmunkálás során $\gamma_{0opt} \pm B_2$ korongbedöntési szög korrekciót alkalmazunk. Cél a kúpos

csavarfelület eddigiektől eltérő, pontosabb köszörülésének kidolgozása.

A megmunkálás mozgásviszonyai az 4.2. ábrán szemléltetett koordináta rendszerek és egymáshoz viszonyított helyzetük segítségével írható le.



4.2. ábra

Koordináta rendszerek kúpos fej- és lábfelületekkel határolt működő felületű csavarfelületek megmunkálásánál

A csiga legnagyobb osztókörátmérőnél lévő a_0 kezdeti tengelytávhoz állítjuk be a korongot a megmunkálás kezdetekor, azaz (4.3. ábra):

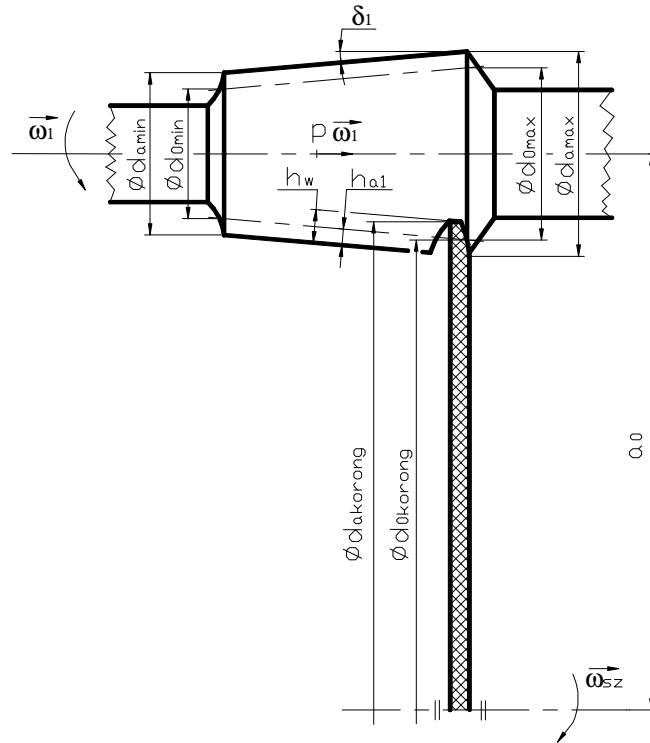
$$a_0 = \frac{d_{a\max}}{2} - \frac{h_w}{\cos \delta_1} + \frac{d_{akorong}}{2} . \quad (4.1)$$

A φ_1 szögelfordulás (burkolási paraméter) függvényében, ahogy halad a korong a kúpos csiga hossza mentén folyamatosan változik az a_1 adott helyen lévő tengelytáv:

$$a_1 = a_0 - p_r \cdot \varphi_1 . \quad (4.2)$$

A csiga fejkörátmérő egy tetszőleges helyen (4.3. ábra):

$$d_a = \frac{H}{\pi \cdot \operatorname{tg} \gamma_0} + 2 \cdot h_{a1} . \quad (4.3)$$



4.3. ábra

Az a_0 kezdeti tengelytáv meghatározása

Egy tetszőleges osztókörátmérőhöz tartozó tengelytáv (4.3. ábra):

$$a_1 = \frac{d_a}{2} - \frac{h_w}{\cos \delta_1} + \frac{d_{akorong}}{2} . \quad (4.4)$$

Behelyettesítve (4.2)-t és (4.3)-t (4.4)-be:

$$a_0 - p_r \cdot \varphi_1 = \frac{\frac{H}{\pi \cdot \operatorname{tg} \gamma_0} + 2 \cdot h_{a1}}{2} - \frac{h_w}{\cos \delta_1} + \frac{d_{akorong}}{2} . \quad (4.5)$$

Kifejezve γ_0 -t:

$$\gamma_0 = \gamma_{0opt} \pm B_2 = \arctan \left(\frac{H}{2 \cdot \pi \cdot \left[\left(a_0 - p_r \cdot \varphi_1 + \frac{h_w}{\cos \delta_1} - \frac{d_{akorong}}{2} \right) - h_{a1} \right]} \right) . \quad (4.6)$$

A (4.6) kifejezésben a φ_1 a változó, melynek függvényében bármely pontban kiszámítható a γ_0 osztókörü emelkedési szög a csiga menethossza mentén.

A korongot a γ_{0opt} emelkedési szögnek megfelelően döntjük be a kúpos csavarfelület megmunkálásakor és a (4.6)-nak megfelelően folyamatosan számítjuk a γ_0 osztókörü emelkedési szöget és ezek alapján a B_2 szögkorrekciót a csiga menethossza mentén, az alábbi módon:

- ha $\gamma_{0opt} > \gamma_0$, akkor:

$$-B_2 = \gamma_0 - \gamma_{0opt} \quad (4.7)$$

- ha $\gamma_{0opt} < \gamma_0$, akkor:

$$+B_2 = \gamma_0 - \gamma_{0opt} \quad (4.8)$$

A későbbi számításokhoz szükség lesz a γ_0 idő szerinti deriváltjára:

$$[\dot{\gamma}_0] = \dot{\gamma}_{0d} = \frac{1}{1 + \left[\frac{H}{2 \cdot \pi \cdot \left[\left(a_0 - p_r \cdot \varphi_1 + \frac{h_w}{\cos \delta_1} - \frac{d_{akorong}}{2} \right) - h_{a1} \right]} \right]^2} \cdot \frac{H}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\left(a_0 - p_r \cdot \varphi_1 + \frac{h_w}{\cos \delta_1} - \frac{d_{akorong}}{2} \right) - h_a \right]^{-2} \cdot p_r \quad (4.9)$$

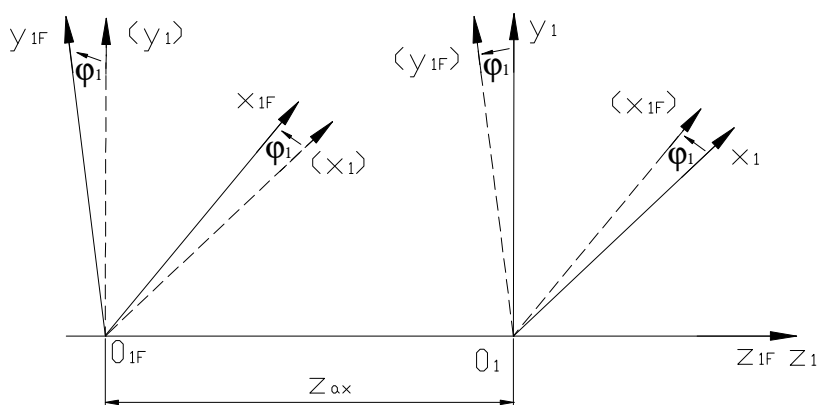
Az 1-es taghoz kötött K_{1F} koordináta rendszer kezdőpontja alaphelyzetben ($t=0$ időpontban) egybeesik a K_1 álló koordináta rendszer kezdőpontjával (4.3. ábra).

A K_{1F} koordináta rendszer és a K_{2F} koordináta rendszer közötti transzformációs mátrixok (4.3. ábra):

$$M_{2F,1F} = M_{2F,2} \cdot M_{2,0} \cdot M_{0,1} \cdot M_{1,1F} \quad , \quad (4.10)$$

$$M_{1F,2F} = M_{1F,1} \cdot M_{1,0} \cdot M_{0,2} \cdot M_{2,2F} \quad . \quad (4.11)$$

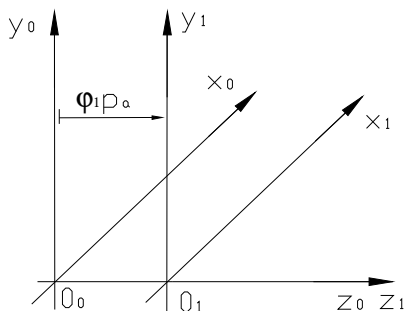
Az egyes koordináta rendszerek közötti transzformációk mátrixai a következők (4.4., 4.5., 4.6., 4.7. ábra):



4.4. ábra

A K_1 lineáris mozgást végző, gépasztalhoz kötött és a K_{1F} csigához kötött forgó koordináta rendszer kapcsolata

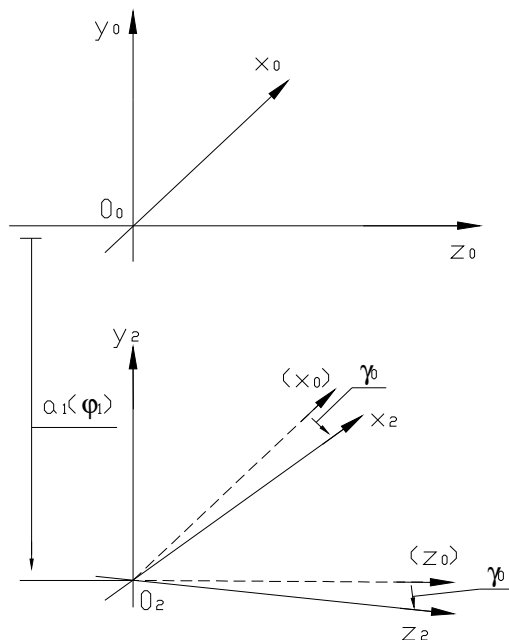
$$M_{1,1F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -z_{ax} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad M_{1F,1} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z_{ax} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$



4.5. ábra

A K_0 álló és a K_1 lineáris mozgást végző, gépasztalhoz kötött koordináta rendszerek kapcsolata

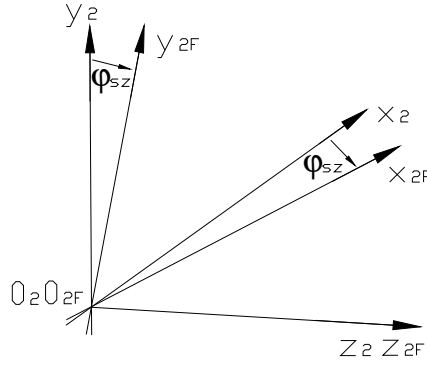
$$M_{0,1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \varphi_1 \cdot p_a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad M_{1,0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -\varphi_1 \cdot p_a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.13)$$



4.6. ábra

A K_0 álló és a K_2 szerszám álló koordináta rendszerek kapcsolata

$$M_{2,0} = \begin{bmatrix} \cos \gamma_0 & 0 & \sin \gamma_0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & a_0 + \varphi_1 \cdot p_r \\ -\sin \gamma_0 & 0 & \cos \gamma_0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad M_{0,2} = \begin{bmatrix} \cos \gamma_0 & 0 & -\sin \gamma_0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -a_0 - \varphi_1 \cdot p_r \\ \sin \gamma_0 & 0 & \cos \gamma_0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$



4.7. ábra
A K_2 és a K_{2F} koordináta rendszerek kapcsolata

$$M_{2F,2} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{sz} & -\sin \varphi_{sz} & 0 & 0 \\ \sin \varphi_{sz} & \cos \varphi_{sz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad M_{2,2F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{sz} & \sin \varphi_{sz} & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_{sz} & \cos \varphi_{sz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

Ezek alapján (4.2. ábra):

$$M_{1F,2F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & \cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 & -a_0 \cdot \sin \varphi_1 - \varphi_1 \cdot p_r \cdot \sin \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2 & +\sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2 & & \\ -\sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 & -a_0 \cdot \cos \varphi_1 - \varphi_1 \cdot p_r \cdot \cos \varphi_1 \\ -\sin \varphi_{sz} \cdot \cos \varphi_1 & +\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & & \\ \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & \cos \gamma_0 & -\varphi_1 \cdot p_a + z_{ax} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

$$M_{2F,1F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & -z_{ax} \cdot \cos \varphi_{sz} \cdot \sin \gamma_0 \\ -\sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\sin \varphi_{sz} \cdot \cos \varphi_1 & & +\varphi_1 \cdot p_a \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} \\ & & & -a_0 \cdot \sin \varphi_{sz} - \varphi_1 \cdot p_r \cdot \sin \varphi_{sz} \\ \cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & -z_{ax} \cdot \sin \varphi_{sz} \cdot \sin \gamma_0 \\ +\cos \varphi_{sz} \cdot \sin \varphi_1 & +\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & & +\varphi_1 \cdot p_a \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} \\ & & & +a_0 \cdot \cos \varphi_{sz} + \varphi_1 \cdot p_r \cdot \cos \varphi_{sz} \\ -\sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 & \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 & \cos \gamma_0 & -z_{ax} \cdot \cos \gamma_0 + p_a \cdot \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

4.1. Adott csavarfelület megmunkálásához szükséges szerszám tervezése

A koordináta rendszerek közötti transzformációs mátrixok ismeretében módunkban áll a K_{1F} koordináta rendszerben adott általános ponthoz, amelyet megadhatunk az

$$\vec{r}_{1F} = \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) = \begin{bmatrix} x_{1F}(\eta, \vartheta) \\ y_{1F}(\eta, \vartheta) \\ z_{1F}(\eta, \vartheta) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

kétparaméteres alakban, felületi pontként is, bármely másik koordináta rendszerben meghatározni a helyvektort.

Amennyiben a K_{1F} koordináta rendszerben adott $\vec{r}_{1F} = \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta)$ felülettel kapcsolódó K_{2F} – hez kötött felületet keressük, kihasználhatjuk, hogy a két felület mozgása során egymást kölcsönösen burkolja:

$$\varphi_{sz} = i_{sz1} \cdot \varphi_1 \quad (4.19)$$

A 4.3. ábra alapján figyelembe véve a kúpos csiga geometriájából adódó korong és csiga közötti áttételváltozást:

$$d_{0min} = d_{amin} - 2 \cdot \frac{h_{a1}}{\cos \delta_1} \quad (4.20)$$

$$d_{0korong} = d_{akorong} - 2 \cdot \frac{h_w - h_{a1}}{\cos \delta_1} \quad (4.21)$$

$$i_{sz1} = \frac{d_{0min} + p_r \cdot \varphi_1}{d_{0korong}} \quad (4.22)$$

Behelyettesítve (4.20)-t és (4.21)-et (4.22)-be és egyszerűsítve:

$$i_{sz1} = \frac{(d_{amin} + p_r \cdot \varphi_1) \cdot \cos \delta_1 - 2 \cdot h_{a1}}{d_{akorong} \cdot \cos \delta_1 - 2 \cdot (h_w - h_{a1})} \quad (4.23)$$

összefüggést, mondhatjuk, hogy a burkolás egy mozgásparaméterrel (φ_1) leírható. Mivel vizsgálatunkban az 1 jelű felület a megmunkálószerszám burkolófelülete és gyakorlati kivitelben ez forgástest, további vizsgálatainkat az 1 és 2 felületek pillanatnyi érintkezési görbéjének, az érintkezési karakterisztikának a meghatározására korlátozzuk. Ez ugyanis a 2 felület gyakorlati kivitelét egyértelműen megadja.

A (4.23)-at (4.19) –be behelyettesítve a későbbi számításokhoz szükség lesz a φ_{sz} idő szerinti deriváltjára:

$$[\varphi_{sz}]' = \varphi_{szd} = \frac{d_{a\min} \cdot \cos \delta_1 + 2 \cdot p_r \cdot \varphi_1 \cdot \cos \delta_1 - 2 \cdot h_{a1}}{d_{akorong} \cdot \cos \delta_1 - 2 \cdot (h_w - h_{a1})} \quad (4.24)$$

A differenciálgeometriában bebizonyosodott, hogy az η és ϑ paraméterek függetlenségéhez szükséges és elégséges feltétel:

$$\frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \eta} \times \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \vartheta} \neq 0 \quad (4.25)$$

A paramétervonalak $\frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \eta}$ és $\frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \vartheta}$ érintői által meghatározott sík a felület adott pontbeli érintősíkja. A felületi normális \vec{n}_{1F} , merőleges az érintősíkra és az

$$\vec{n}_{1F} = \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \eta} \times \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \vartheta} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \frac{\partial x_{1F}}{\partial \eta} & \frac{\partial y_{1F}}{\partial \eta} & \frac{\partial z_{1F}}{\partial \eta} \\ \frac{\partial x_{1F}}{\partial \vartheta} & \frac{\partial y_{1F}}{\partial \vartheta} & \frac{\partial z_{1F}}{\partial \vartheta} \end{vmatrix} \quad (4.26)$$

összefüggéssel határozható meg.

A két felület közötti relatív sebesség a csiga forgó K_{1F} és a korong forgó K_{2F} koordináta rendszerek közötti transzformáció alapján határozható meg a K_{2F} rendszerben:

$$\vec{v}_{2F}^{(12)} = \frac{d}{dt} \cdot \vec{r}_{2F} = \frac{d}{dt} (M_{2F,1F}) \cdot \vec{r}_{1F} \quad (4.27)$$

A szükséges kapcsolófelület meghatározásához a $\vec{v}_{2F}^{(12)}$ vektort a K_{1F} koordináta rendszerbe kell transzformálni, így

$$\vec{v}_{1F}^{(12)} = M_{1F,2F} \cdot \vec{v}_{2F}^{(12)} = M_{1F,2F} \cdot \frac{d}{dt} (M_{2F,1F}) \cdot \vec{r}_{1F} = P_{1k} \cdot \vec{r}_{1F} \quad (4.28)$$

ahol:

$$P_{1k} = M_{1F,2F} \cdot \frac{d}{dt} (M_{2F,1F}) \quad (4.29)$$

a kinematikai leképezés mátrixa.

Az egymást kölcsönösen burkoló fogfelületeken lévő érintkezési vonal, a Kapcsolódás I. törvényét kifejező

$$\vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F}^{(12)} = \vec{n}_{2F} \cdot \vec{v}_{2F}^{(12)} = \vec{n} \cdot \vec{v}^{(12)} = 0 \quad (4.30)$$

kapcsolódási egyenlet és a fogfelületet leíró vektor-skalár függvény egyidejű megoldásával határozható meg.

A P_{1k} mátrix (4.32) elemeire vezessük be a következő jelölést:

$$P_{1k} = \begin{bmatrix} 0 & -C_1 & C_2 & C_4 \\ C_1 & 0 & -C_3 & C_5 \\ -C_2 & C_3 & 0 & C_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

Ahol:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 1 + \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 \\ C_2 &= \gamma_{0d} \cdot \cos \varphi_1 + \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \\ C_3 &= \gamma_{0d} \cdot \sin \varphi_1 - \varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \\ C_4 &= -\cos \varphi_1 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 + a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_{0d} + z_{ax} \cdot \gamma_{0d}) \\ &+ \sin \varphi_1 \cdot (p_r - z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 + p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \\ C_5 &= \sin \varphi_1 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 + a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_{0d} + z_{ax} \cdot \gamma_{0d}) \\ &+ \cos \varphi_1 \cdot (p_r - z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 + p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \\ C_6 &= -\sin \gamma_0 \cdot (a_0 \cdot \varphi_{szd} + p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd}) + p_a \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

Így a relatív sebességvektor:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{1F} &= P_{1k} \cdot \vec{r}_{1F} = \\ &= \begin{bmatrix} 0 & -C_1 & C_2 & C_4 \\ C_1 & 0 & -C_3 & C_5 \\ -C_2 & C_3 & 0 & C_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{1F} \\ y_{1F} \\ z_{1F} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -C_1 \cdot y_{1F} + C_2 \cdot z_{1F} + C_4 \\ C_1 \cdot x_{1F} - C_3 \cdot z_{1F} + C_5 \\ -C_2 \cdot x_{1F} + C_3 \cdot y_{1F} + C_6 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.35)$$

alakba írható, amellyel a kapcsolódási egyenlet a K_{1F} koordináta rendszerben:

$$\begin{aligned} \vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F} &= (-C_1 \cdot y_{1F} + C_2 \cdot z_{1F} + C_4) \cdot n_{1Fx} + (C_1 \cdot x_{1F} - C_3 \cdot z_{1F} + C_5) \cdot n_{1Fy} + \\ &+ (-C_2 \cdot x_{1F} + C_3 \cdot y_{1F} + C_6) \cdot n_{1Fz} = 0 \end{aligned} \quad (4.36)$$

Az érintkezési vonalsereg burkolófelületeként kialakuló 2. tag fogfelületének egyenletei a K_{2F} rendszerben:

$$\left. \begin{aligned} \vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F}^{(12)} &= 0 \\ \vec{r}_{1F} &= \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) \\ \vec{r}_{2F} &= M_{2F,1F} \cdot \vec{r}_{1F} \end{aligned} \right\} \quad (4.37)$$

$$\frac{d}{dt} \cdot M_{2F,1F} = \left[\begin{array}{cccc}
 -\cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & \sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & & -a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_{sz} - p_r \cdot \sin \varphi_{sz} \\
 -\varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & & -p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_{sz} - z_{ax} \cdot \gamma_{0d} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} \\
 -\gamma_{0d} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & +\gamma_{0d} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & \gamma_{0d} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & +z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} + p_a \cdot \gamma_{0d} \cdot \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} \\
 -\cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & +p_a \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} - p_a \cdot \varphi_{szd} \cdot \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} \\
 -\varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & +\varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & & \\
 \\
 \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & & -a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_{sz} + p_r \cdot \cos \varphi_{sz} \\
 -\varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & & -p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_{sz} - z_{ax} \cdot \gamma_{0d} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} \\
 -\gamma_{0d} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & +\gamma_{0d} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & \gamma_{0d} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & -z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} + p_a \cdot \gamma_{0d} \cdot \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} \\
 -\cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & +\varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & +p_a \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} + p_a \cdot \varphi_{szd} \cdot \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} \\
 +\varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & & \\
 \\
 -\gamma_{0d} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 & \gamma_{0d} \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 & -\gamma_{0d} \cdot \sin \gamma_0 & -p_a \cdot \gamma_{0d} \cdot \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 + p_a \cdot \cos \gamma_0 + z_{ax} \cdot \gamma_{0d} \cdot \sin \gamma_0 \\
 +\sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 & +\sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 & & \\
 \\
 0 & 0 & 0 & 0
 \end{array} \right]$$

(4.31)

$$P_{1k} = \begin{bmatrix}
 0 & -(1 + \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0) & \gamma_{0d} \cdot \cos \varphi_1 + \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 & -\cos \varphi_1 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 + a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_{0d} + z_{ax} \cdot \gamma_{0d}) + \sin \varphi_1 \cdot (p_r - z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 + p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \\
 1 + \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 & 0 & -\begin{pmatrix} \gamma_{0d} \cdot \sin \varphi_1 \\ -\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \sin \varphi_1 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 + a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_{0d} + z_{ax} \cdot \gamma_{0d}) \\ + \cos \varphi_1 \cdot (p_r - z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 + p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \end{pmatrix} \\
 -\begin{pmatrix} \gamma_{0d} \cdot \cos \varphi_1 \\ + \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \gamma_{0d} \cdot \sin \varphi_1 \\ -\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \end{pmatrix} & 0 & -\sin \gamma_0 \cdot (a_0 \cdot \varphi_{szd} + p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd}) + p_a \\
 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}$$

(4.32)

Az $R_k = R_k(z_{2F})$ szerszámprofilfüggvényt megkapjuk, ha a profilpontokat a korong tengelymetszeti síkjába transzformáljuk

$$\left. \begin{aligned} R_k &= \sqrt{x_{2F}^2 + y_{2F}^2} \\ z_{2F} &= z_2(\eta, \vartheta) \end{aligned} \right\} . \quad (4.38)$$

Az ismertett eljárás akkor alkalmazható, ha a 2 felület z_{2F} tengelyű forgásfelület. Ha $\vec{\omega}_{sz}$ zérus akkor a megmunkálószerszám esztergákés is lehet.

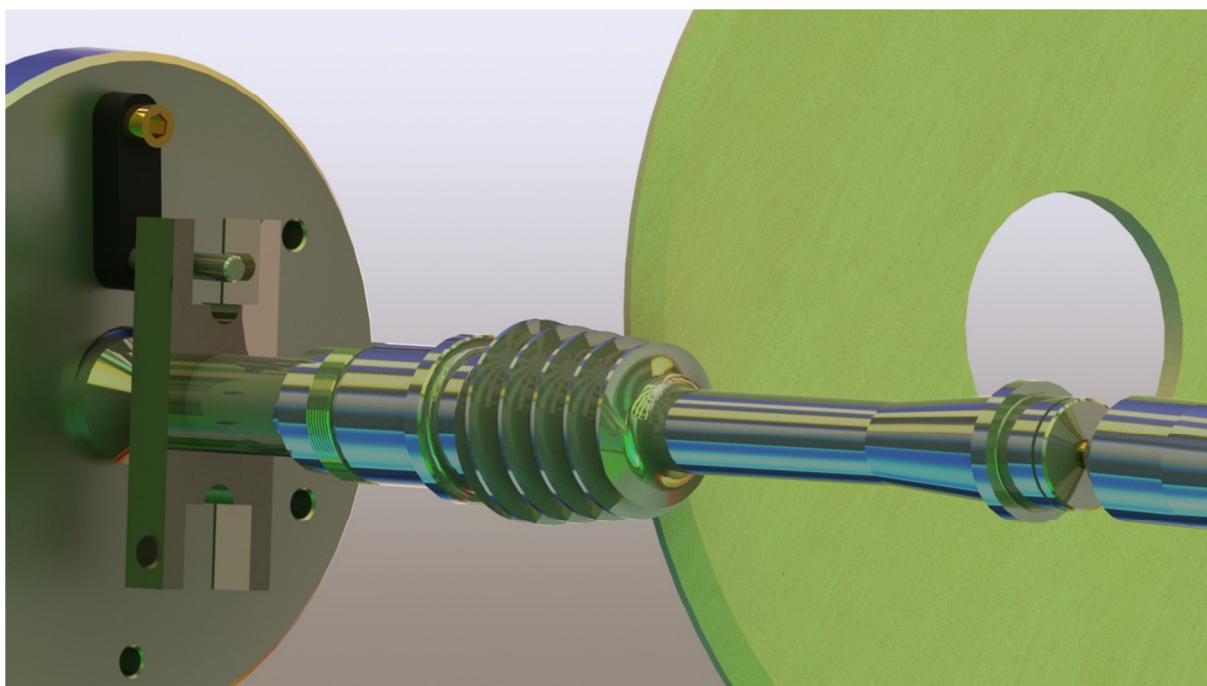
4.2. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga befejező megmunkálása változó tengelytáv, korongbedöntési szög korrekció alkalmazása nélkül

A koordináta rendszer elrendezés megegyezik a 4.2. ábrán látható elrendezéssel, annyi különbséggel, hogy itt nincs alkalmazva korongbedöntési szög korrekció ($\pm B_2$).

Az a_0 kezdeti tengelytávot és az a_1 adott helyen lévő tengelytávot a (4.1) és (4.2) összefüggések és a 4.3. ábra alapján határozzuk meg.

Az $M_{2F,1F}$ és $M_{1F,2F}$ mátrixok és számításaik megegyeznek a 4.2. ábra szerinti koordináta transzformációs mátrixokkal.

A csavarfelület megmunkálásához szükséges szerszám tervezés folyamata megegyezik a 4.1. alfejezetben ismertett szerszámtervezési folyamattal, az eltérés a derivált (4.39) és a kinematikai leképezés (4.40) mátrixoknál van, mivel az idő függvényében ebben az esetben nem változik az osztóköri emelkedési szög korrekció értéke.



4.8. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigatengely befejező megmunkálásának CAD modellezése változó tengelytáv, korongbedöntési szög korrekció alkalmazása nélkül

$$\frac{d}{dt} \cdot M_{2F,1F} = \begin{bmatrix}
 -\sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} & & -a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_{sz} - p_r \cdot \sin \varphi_{sz} + p_a \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} \\
 -\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} \cdot \cos \gamma_0 & +\varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\varphi_{2d} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_2 & -p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_{sz} - z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} \\
 -\varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & +\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & & -p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} \\
 -\cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & +\sin \varphi_{sz} \cdot \sin \varphi_1 & & \\
 \\
 -\sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} & & -a_0 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_{sz} - p_r \cdot \cos \varphi_{sz} + p_a \cdot \sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_{sz} \\
 +\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} \cdot \cos \gamma_0 & -\varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} \cdot \cos \gamma_0 & -\varphi_{2d} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_2 & -p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_{sz} - z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} \\
 -\varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & -\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_{sz} & & +p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_{sz} \\
 +\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & -\sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_{sz} & & \\
 \\
 +\sin \gamma_0 \cdot \sin \varphi_1 & +\sin \gamma_0 \cdot \cos \varphi_1 & 0 & p_a \cdot \cos \gamma_0 \\
 \\
 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}$$

(4.39)

$$P_{1k} = \begin{bmatrix}
 0 & -(1 + \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0) & \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 & -\cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} + a_0 \cdot \varphi_{szd}) \\
 & & & -\sin \varphi_1 \cdot (p_r + z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \\
 1 + \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 & 0 & \varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 & \sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} + a_0 \cdot \varphi_{szd}) \\
 & & & -\cos \varphi_1 \cdot (p_r + z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \\
 -(\varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0) & -(\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0) & 0 & -\sin \gamma_0 \cdot (a_0 \cdot \varphi_{szd} + p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd}) + p_a \\
 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

A P_1 mátrix elemeire vezessük be a következő jelölést:

$$P_{1k} = \begin{bmatrix} 0 & -C_1 & C_2 & C_4 \\ C_1 & 0 & -C_3 & C_5 \\ -C_2 & C_3 & 0 & C_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.41)$$

Ahol:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 1 + \varphi_{szd} \cdot \cos \gamma_0 \\ C_2 &= \varphi_{szd} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0 \\ C_3 &= -(\varphi_{szd} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \gamma_0) \\ C_4 &= -\cos \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} + a_0 \cdot \varphi_{szd}) - \sin \varphi_1 \cdot (p_r + z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \\ C_5 &= \sin \varphi_1 \cdot \cos \gamma_0 \cdot (p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} + a_0 \cdot \varphi_{szd}) - \cos \varphi_1 \cdot (p_r + z_{ax} \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0 - p_a \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd} \cdot \sin \gamma_0) \\ C_6 &= -\sin \gamma_0 \cdot (a_0 \cdot \varphi_{szd} + p_r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_{szd}) + p_a \end{aligned} \right\} \quad (4.42)$$

Így a relatív sebességvektor:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{1F} &= P_{1k} \cdot \vec{r}_{1F} = \\ &= \begin{bmatrix} 0 & -C_1 & C_2 & C_4 \\ C_1 & 0 & -C_3 & C_5 \\ -C_2 & C_3 & 0 & C_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{1F} \\ y_{1F} \\ z_{1F} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -C_1 \cdot y_{1F} + C_2 \cdot z_{1F} + C_4 \\ C_1 \cdot x_{1F} - C_3 \cdot z_{1F} + C_5 \\ -C_2 \cdot x_{1F} + C_3 \cdot y_{1F} + C_6 \\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (4.43)$$

alakba írható, amellyel a kapcsolódási egyenlet a K_{1F} koordináta rendszerben:

$$\begin{aligned} \vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F} &= (-C_1 \cdot y_{1F} + C_2 \cdot z_{1F} + C_4) \cdot n_{1Fx} + (C_1 \cdot x_{1F} - C_3 \cdot z_{1F} + C_5) \cdot n_{1Fy} + \\ &+ (-C_2 \cdot x_{1F} + C_3 \cdot y_{1F} + C_6) \cdot n_{1Fz} = 0 \end{aligned} \quad (4.44)$$

Az érintkezési vonalsereg burkolófelületeként kialakuló 2. tag fogfelületének egyenletei a K_{2F} rendszerben:

$$\left. \begin{aligned} \vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F}^{(12)} &= 0 \\ \vec{r}_{1F} &= \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) \\ \vec{r}_{2F} &= M_{2F,1F} \cdot \vec{r}_{1F} \end{aligned} \right\} \quad (4.45)$$

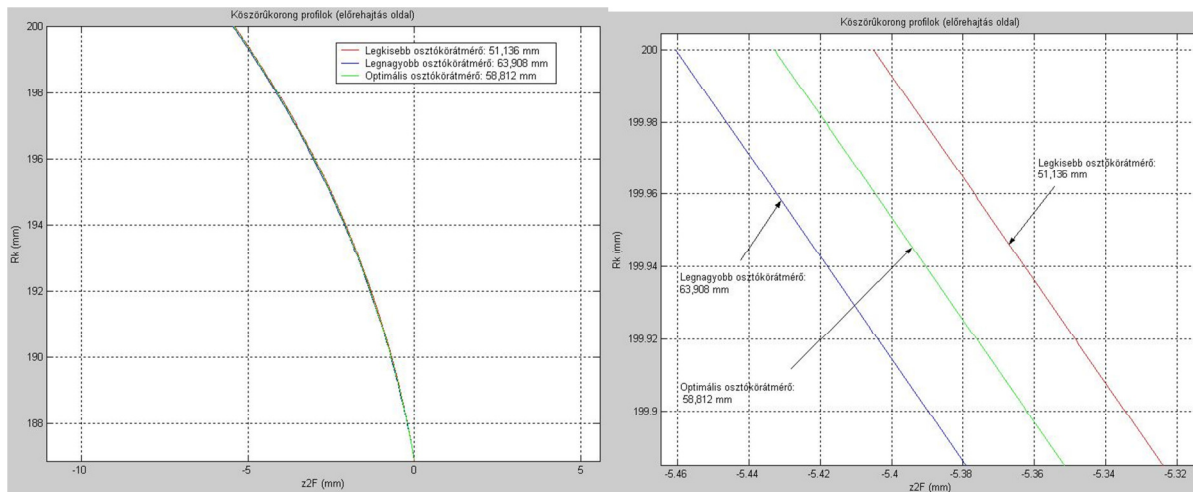
Az $R_k = R_k(z_{2F})$ szerszámprofilfüggvényt megkapjuk, ha a profilpontokat a korong tengelymetszeti síkjába transzformáljuk:

$$\left. \begin{aligned} R_k &= \sqrt{x_{2F}^2 + y_{2F}^2} \\ z_{2F} &= z_2(\eta, \vartheta) \end{aligned} \right\} \quad (4.46)$$

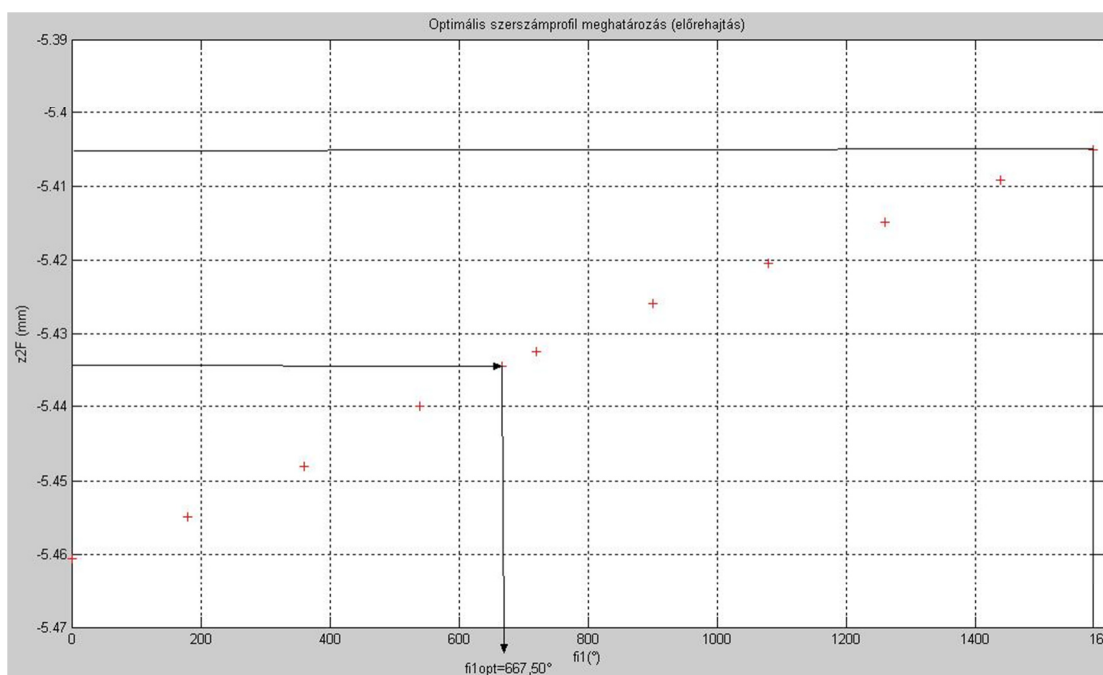
Az ismertetett eljárás (4.8. ábra) akkor alkalmazható, ha a 2 felület z_{2F} tengelyű forgásfelület. Ha $\vec{\omega}_{sz}$ zérus, akkor a megmunkálószerszám esztergakés is lehet.

Korongszabályozó berendezéssel leszabályozzuk az optimális szerszámprofilra a korongot, majd a csiga megmunkálása a tengelytáv folyamatos változtatásával (a_1) történik (4.8. ábra).

Változó tengelytáv, korongbedöntési szög korrekció alkalmazása nélküli esetben a tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga (M.I. melléklet) köszörüléséhez a korongprofilokat előre- és hátrahajtás oldal esetére a 4.9. és 4.10. ábra mutatja.



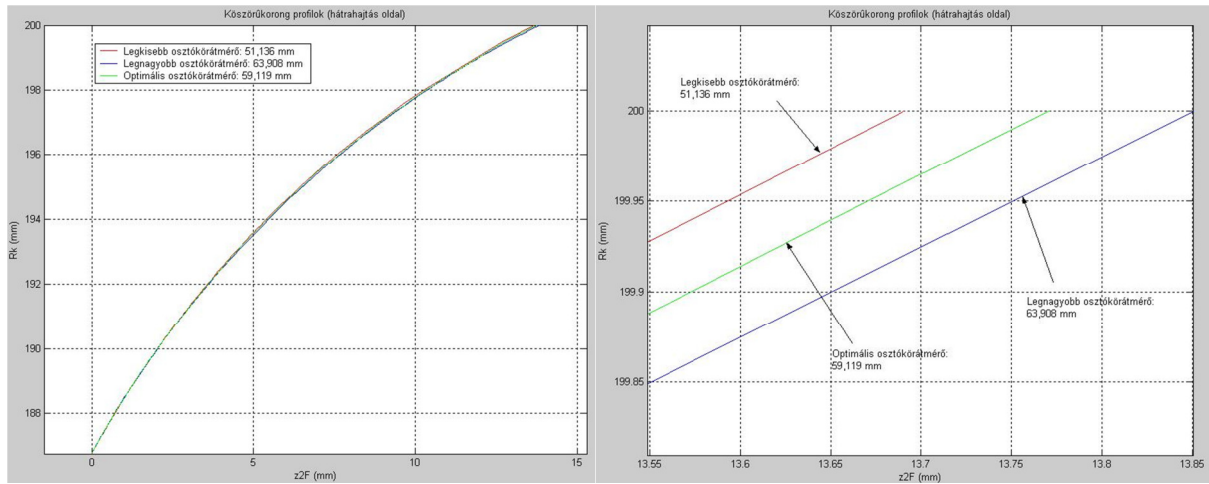
a) Korongprofilok különböző átmérők esetén



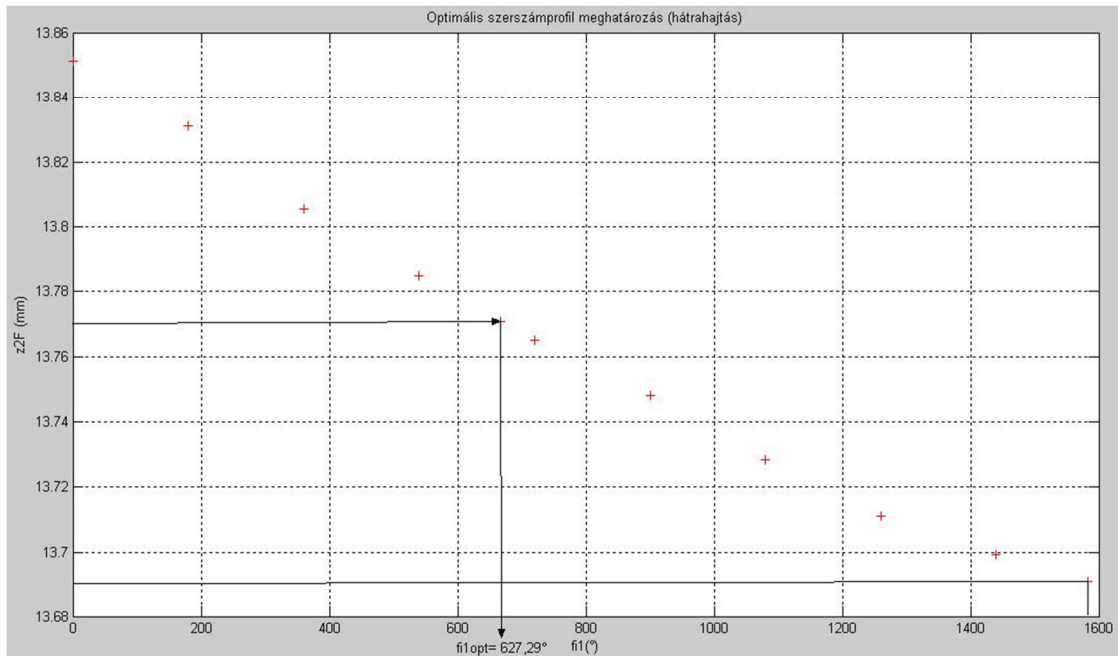
b) Optimális szerszámprofil meghatározása

4.9. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges előrehajtás oldali korong profilok ($d_{0opte} = 58,812$ mm, $\phi_{1opte} = 667,503^\circ$, $\gamma_{0opte} = 4,859^\circ$, $K_e = 37,615$ mm, $m_{ax} = 5$ mm, $\rho_{ax} = 32$ mm, $d_{akorong} = 400$ mm)



a) Korongprofilok különböző átmérők esetén



b) Optimális szerszámprofil meghatározása

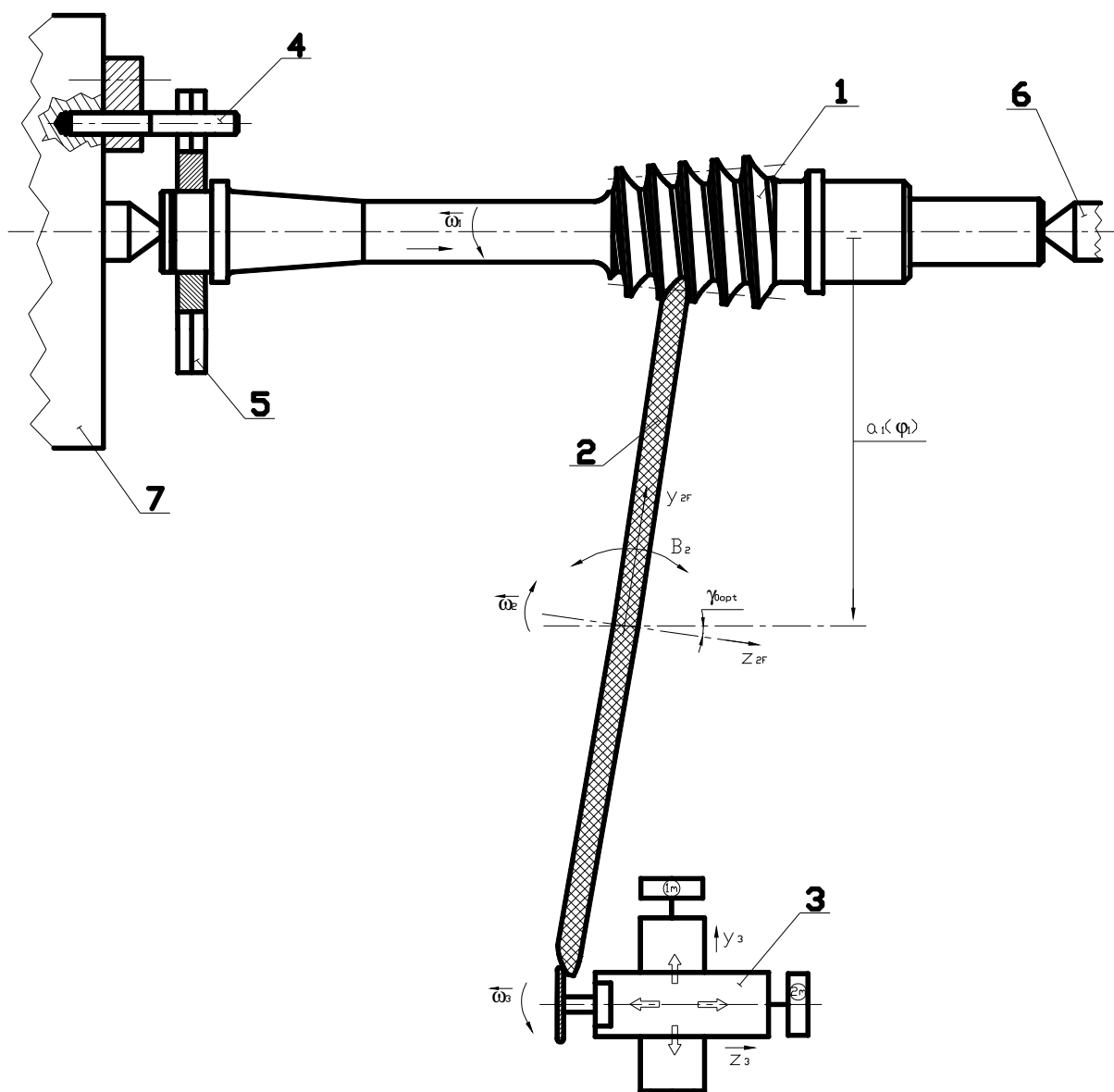
4.10. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges hátrahajtás oldali korong profilok ($d_{0opt} = 59,119$ mm, $\phi_{1opt} = 627,290^\circ$, $\gamma_{0opt} = 4,834^\circ$, $K_h = 45,305$ mm, $m_{ax} = 5$ mm, $\rho_{ax} = 32$ mm, $d_{akorong} = 400$ mm)

4.3. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga befejező megmunkálása változó tengelytáv és változó korongbedöntési szög korrekció alkalmazásával

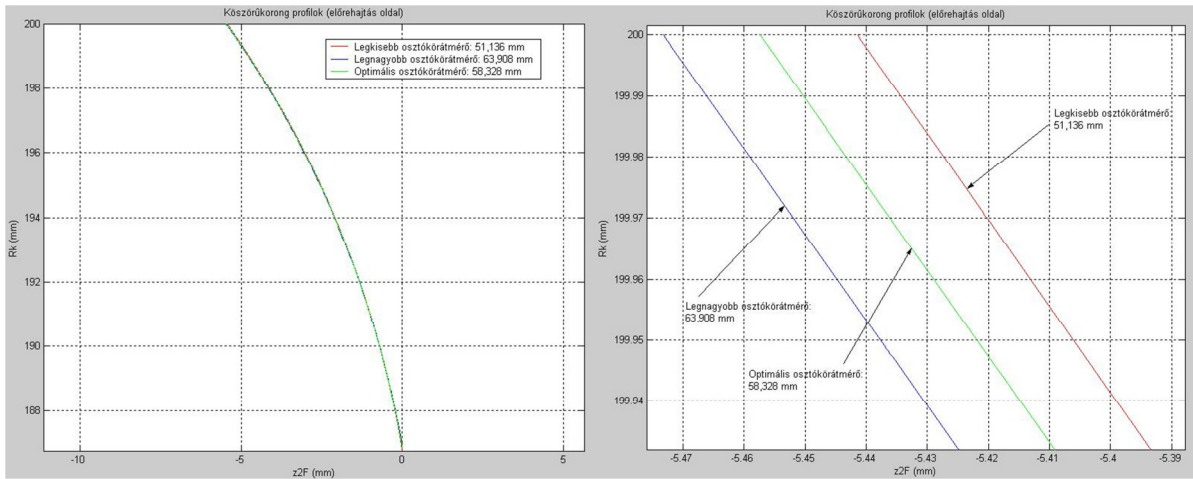
A 4.11. ábrán látható, hogy korongszabályozó berendezéssel (3) leszabályozzuk az optimális szerszámprofilra a korongot (2), majd a csiga (1) megmunkálása a tengelytáv (a_1) és a korong bedöntési szög korrekció (B_2) folyamatos változtatásával valósul meg. A csigát két csúc közé (6) befogva menesztőcsappal (4) menesztővillán (5) át a főorsó (7) segítségével hajtjuk meg.

Változó tengelytáv és változó korongbedöntés szög korrekció alkalmazásakor a tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga (M.I. melléklet) köszörüléséhez a korongprofilokat előre- és hátrahajtás oldal esetére a 4.12. és 4.13. ábra mutatja.

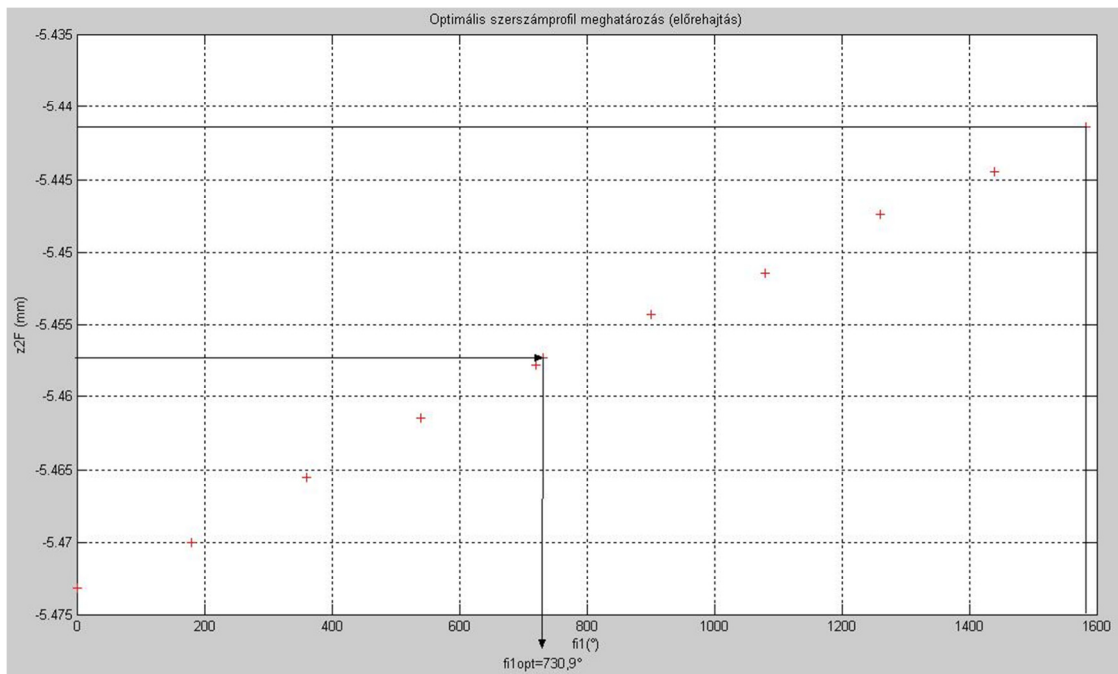


4.11. ábra

Folyamatosan változó tengelytávval és folyamatosan változó korongbedöntési szög korrekcióval való köszörülés



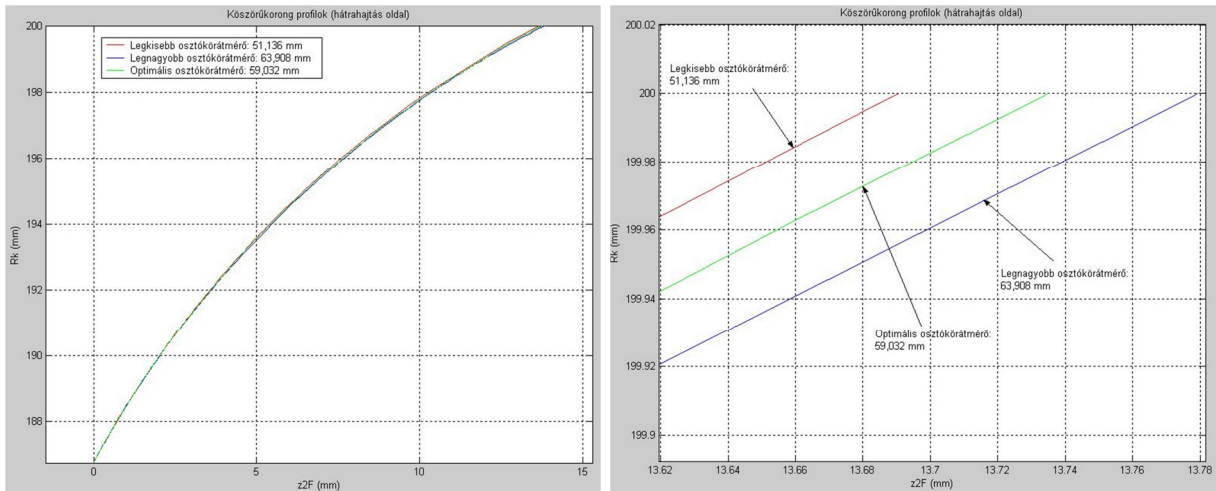
a) Korongprofilok különböző átmérők esetén



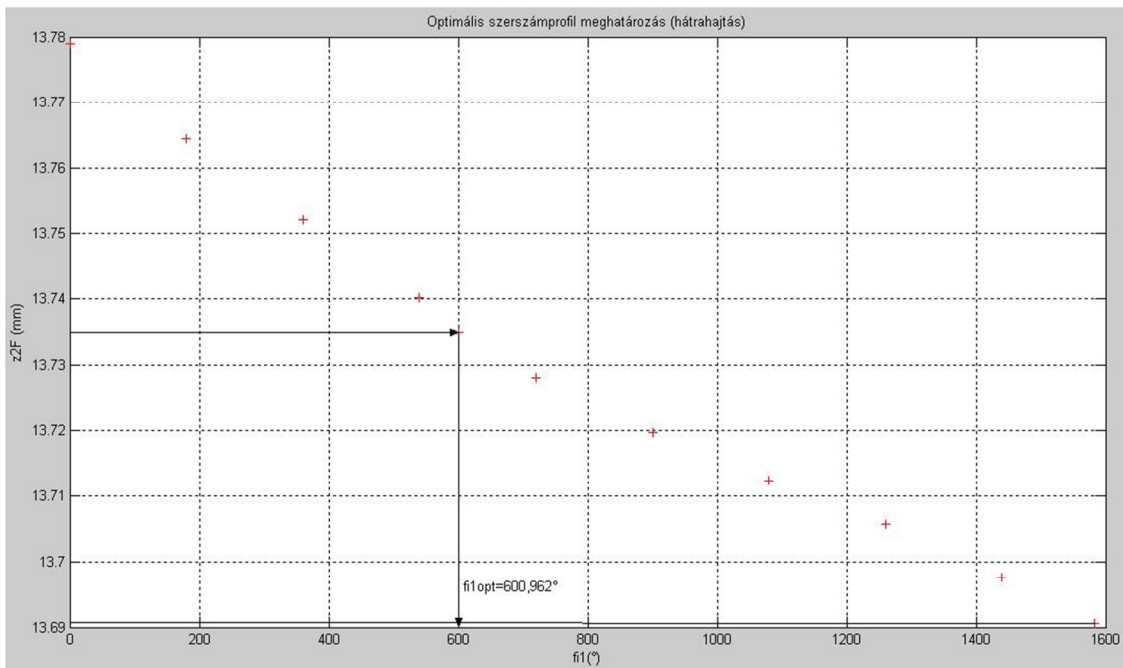
b) Optimális szerszámprofil meghatározása

4.12. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges előrehajtás oldali korong profilok ($d_{0opte}=58,328$ mm, $\phi_{1opte}=730,9^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,8995^\circ$, $K_e=37,615$ mm, $m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=32$ mm, $d_{akorong}=400$ mm)



a) Korongprofilok különböző átmérők esetén



b) Optimális szerszámprofil meghatározása

4.13. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga köszörüléséhez szükséges hátrahajtás oldali korong profilok ($d_{0opt} = 59,032$ mm, $\phi_{1opt} = 600,962^\circ$, $\gamma_{0opt} = 4,841^\circ$, $K_h = 45,305$ mm, $m_{ax} = 5$ mm, $\rho_{ax} = 32$ mm, $d_{akorong} = 400$ mm)

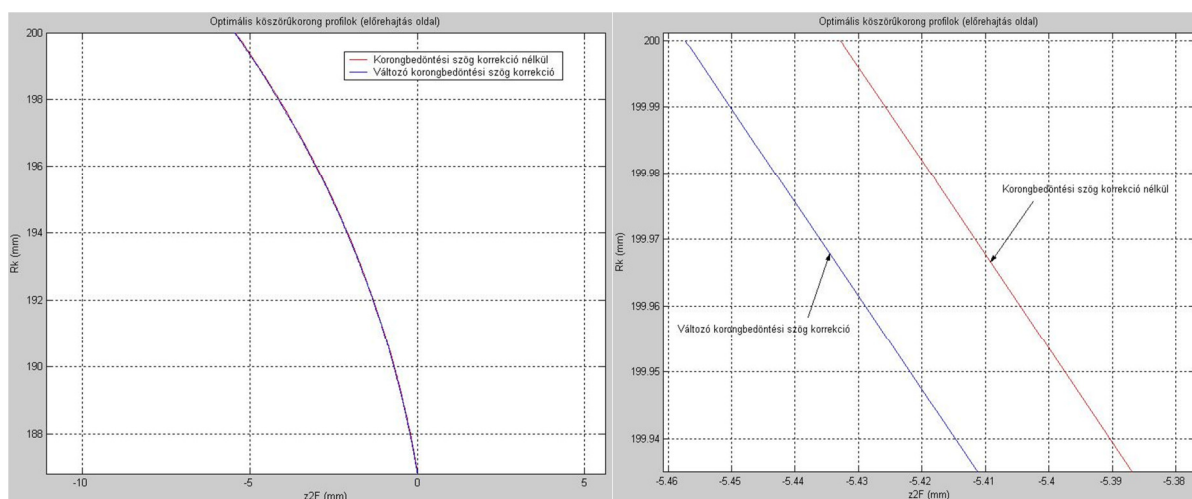
A 4.1. táblázatban látható, hogy a kúpos csiga befejező megmunkálása során adott szögelfordulás értékekhez mekkora tengelytáv és korongbedöntési szög korrekció értékek tartoznak.

4.1. táblázat: Számítási eredmények ($m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=32$ mm, $d_{akorong}=400$ mm)

Előrehajtás oldal			Hátrahajtás oldal		
$d_{0opte}=58,328$ mm, $\varphi_{1opte}=730,9^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,8995^\circ$, $K_e=37,615$ mm			$d_{0opth}=59,032$ mm, $\varphi_{1opth}=600,962^\circ$, $\gamma_{0opth}=4,841^\circ$, $K_h=45,305$ mm		
Szögelfordulás φ_1 [°]	Tengelytáv a_1 [mm]	Emelkedési szög korrekció B_2 [°]	Szögelfordulás φ_1 [°]	Tengelytáv a_1 [mm]	Emelkedési szög korrekció B_2 [°]
0	225,6420	-0,4233	0	225,6420	-0,3648
180	224,9549	-0,3253	180	224,9549	-0,2668
360	224,2678	-0,2229	360	224,2678	-0,1644
540	223,5806	-0,1158	540	223,5807	-0,0573
720	222,8936	-0,0037	$\varphi_{1opth}=600,962$	223,3480	0
$\varphi_{1opte}=730,9$	222,8520	0	720	222,8936	+0,0548
900	222,2065	+0,1137	900	222,2065	+0,1722
1080	221,5194	+0,2369	1080	221,5194	+0,2954
1260	220,8323	+0,3663	1260	220,8323	+0,4248
1440	220,1452	+0,5023	1440	220,1452	+0,5608
1583,2	219,5986	+0,6157	1583,2	219,5986	+0,6742

A 4.9., és 4.12. ábrák összehasonlításakor megállapítható, hogy a 4.9. ábrán korongbedöntési szög korrekció nélküli esetben a csiga legkisebb- és legnagyobb osztókörátmérőnél számított korongprofilok között a legnagyobb eltérés 0,055 mm. Ezzel szemben a 4.12. ábrán a változó korongbedöntési szög korrekció esetén a csiga legkisebb- és legnagyobb osztókörátmérőnél számított korongprofilok közötti legnagyobb eltérés 0,031 mm.

A 4.14. ábrán az előrehajtás oldali optimális osztókörátmérőkhöz tartozó korongprofilokat megszerkesztve látható, hogy a két korongprofil közötti eltérés 0,024 mm.

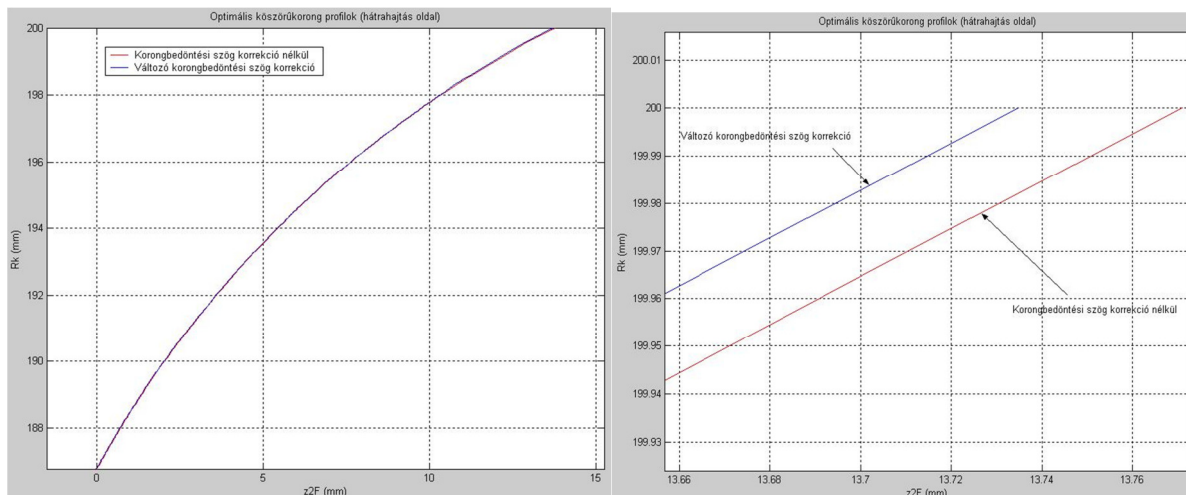


4.14. ábra

Az optimális osztókörátmérőkhöz tartozó korongprofilok az előrehajtás oldal esetén (korongbedöntési szög korrekció nélkül: $d_{0opte}=58,812$ mm, $\varphi_{1opte}=667,503^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,859^\circ$, változó korongbedöntési szög korrekció: $d_{0opte}=58,328$ mm, $\varphi_{1opte}=730,9^\circ$, $\gamma_{0opte}=4,8995^\circ$)

A 4.10., és 4.13. ábrák összehasonlításakor megállapítható, hogy a 4.10. ábrán korongbedöntési szög korrekció nélküli esetben a csiga legkisebb- és legnagyobb osztókörátmérőnél számított korongprofilok között 0,160 mm a legnagyobb eltérés. Ezzel szemben a 4.13. ábrán a változó korongbedöntési szög korrekció esetén a csiga legkisebb- és legnagyobb osztókörátmérőnél számított korongprofilok között a legnagyobb eltérés értéke 0,088 mm.

A 4.15. ábrán a hátrahajtás oldali optimális osztóátmérőkhöz tartozó korongprofilokat megszerkesztve látható, hogy a két korongprofil közötti eltérés 0,036 mm.

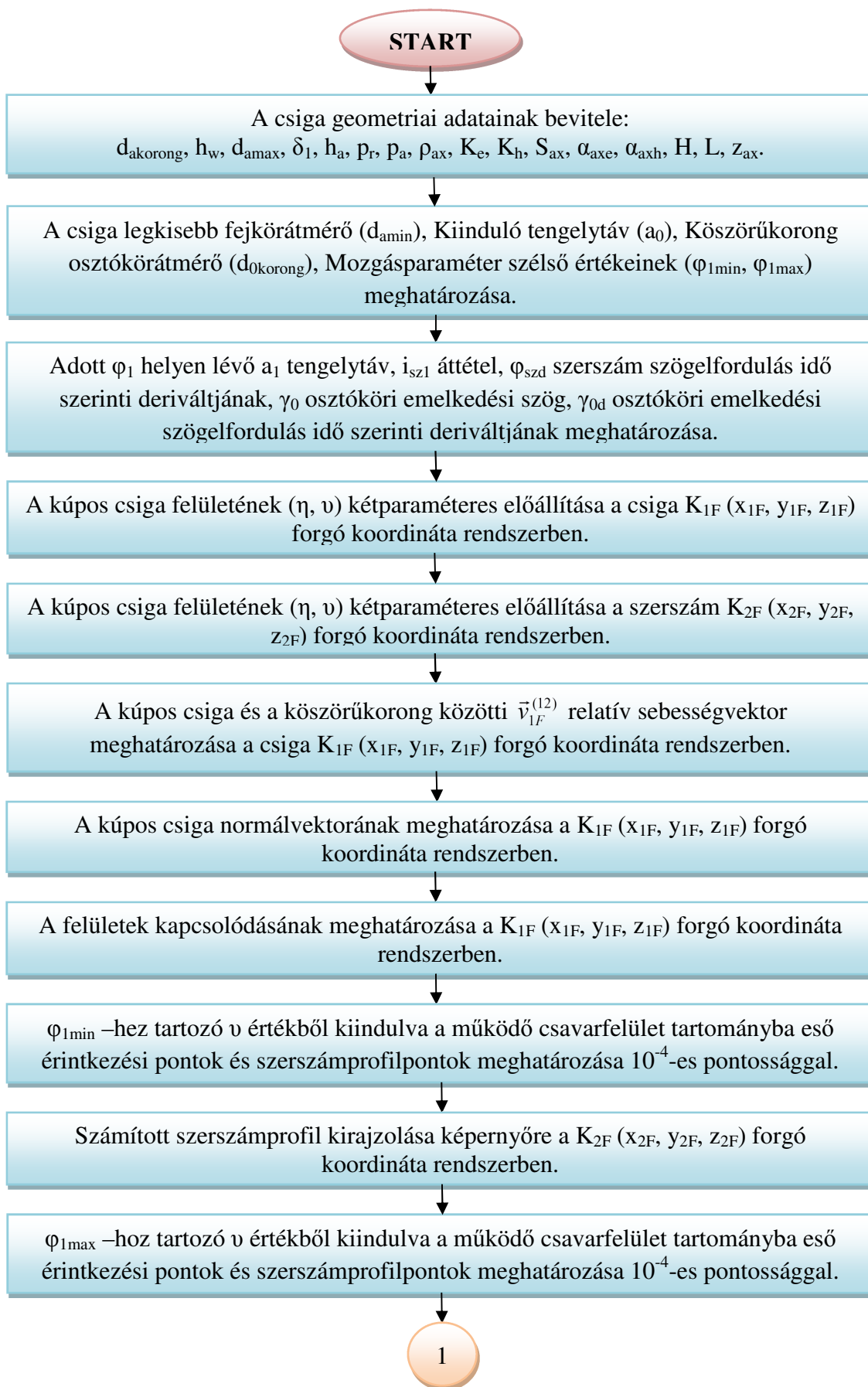


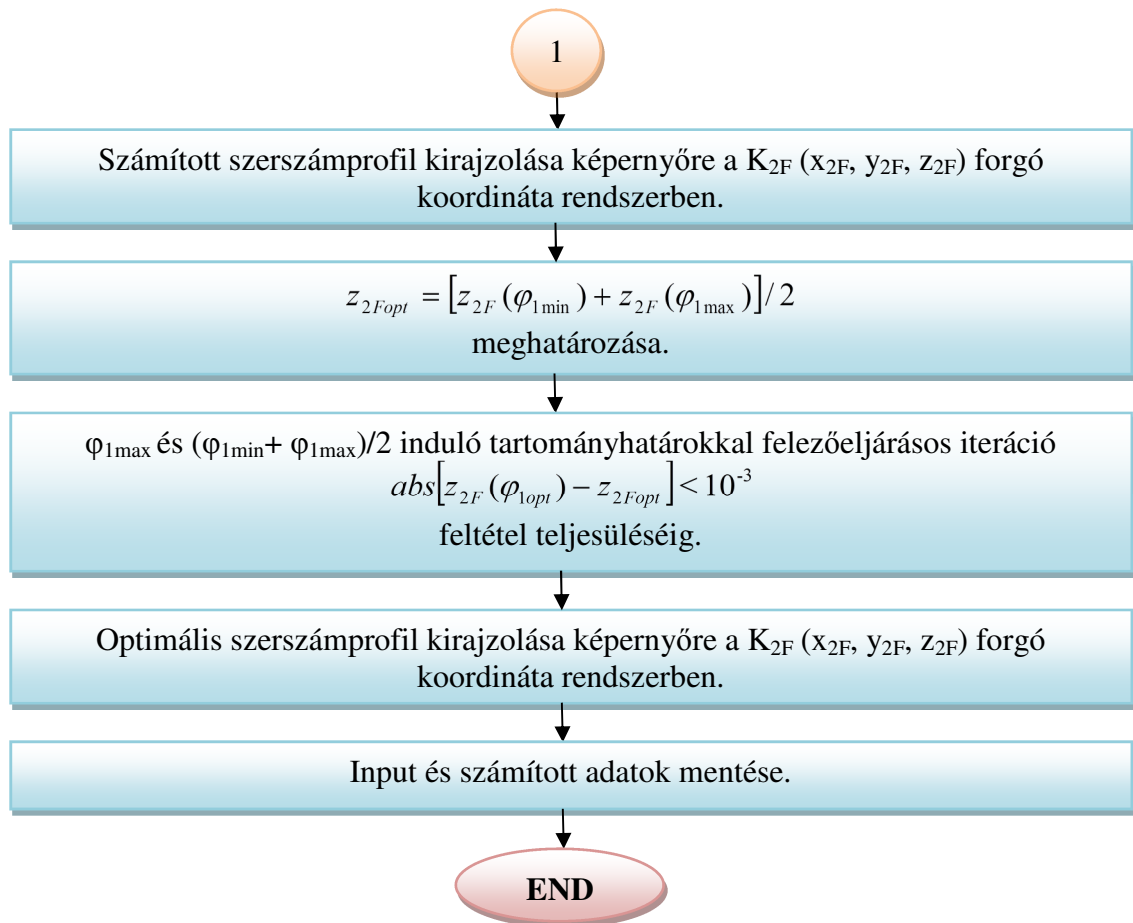
4.15. ábra

Az optimális osztóátmérőkhöz tartozó korongprofilok a hátrahajtás oldal esetén (korongbedöntési szög korrekció nélkül: $d_{0\text{opt}}=59,119$ mm, $\varphi_{1\text{opt}}=627,290^\circ$, $\gamma_{0\text{opt}}=4,834^\circ$ változó korongbedöntési szög korrekció: $d_{0\text{opt}}=59,032$ mm, $\varphi_{1\text{opt}}=600,962^\circ$, $\gamma_{0\text{opt}}=4,841^\circ$)

A változó tengelytáv és változó korongbedöntési szög korrekció egyidejű alkalmazása esetén az előre- és hátrahajtás oldali korongprofilok változásainak tartománya a csiga legkisebb és legnagyobb osztókörátmérőinél számított korongprofilok között kisebb, közel fele akkora értékű (4.12. és 4.13. ábra), mint korongbedöntési szög korrekció nélküli esetben (4.9. és 4.10. ábra).

Ebből adódóan a változó korongbedöntési szög korrekció alkalmazásával (4.16. ábra) pontosabb szerszámprofilot kapunk. Így a kúpos csiga befejező megmunkálása pontosabb lesz, mint a korongbedöntési szög korrekció nélküli esetben.





4.16. ábra

Optimális szerszámprofil meghatározásának folyamatábrája

A kifejlesztett matematikai modell (4.2. ábra) a megfelelő paraméterezéssel alkalmas kúpos felületek gyártásának matematikai modellezésére (pl. kúpfelület esztergálás, kúpfelület köszörülés, rotációs marás, stb.).

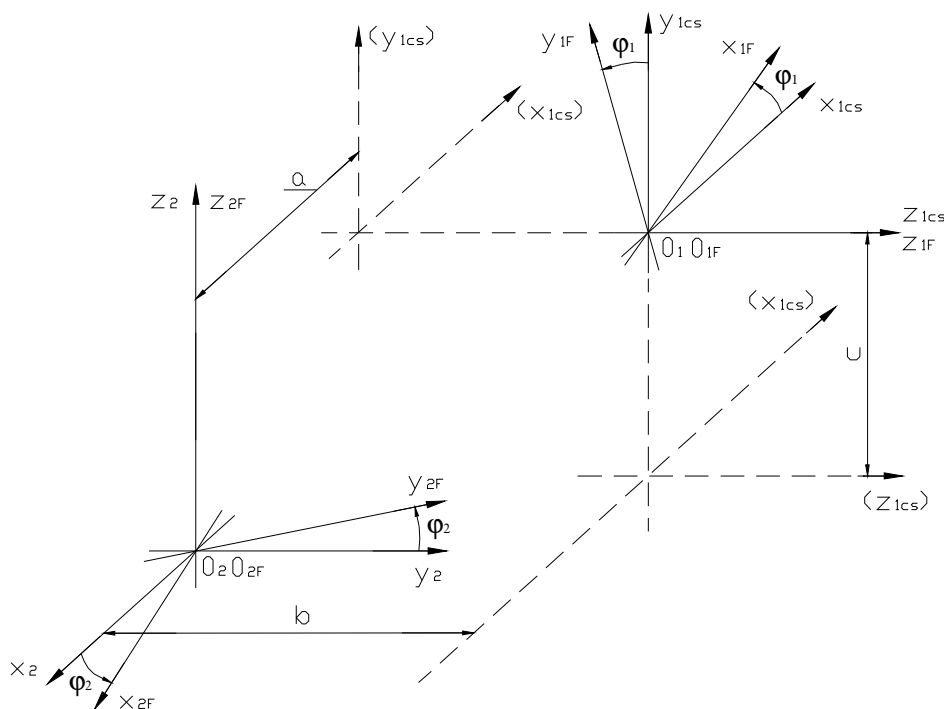
5. SPIROID TÁNYÉRKERÉK FOGFELÜLETÉNEK LEÍRÁSA ÉS MODELLEZÉSE

Az $\vec{r}_{1F} = \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta)$ kétparaméteres vektor skalár függvény ismeretében a célunk a spiroid tányérkerék fogfelületének előállítás és egy olyan általános modellezési eljárás kidolgozása, amellyel profiltól függetlenül bármilyen spiroid csigával kapcsolódó tányérkerék fogfelülete előállítható. Ehhez először meg kell határoznunk a hajtó elem burkolófelületként kialakuló hajtott elem fogfelületét. A burkolással kapott fogfelületet a burkolócsiga és a Kapcsolódás I. törvényének a közös megoldásaként keressük a tányérkerék forgó $K_{2F}(x_{2F}, y_{2F}, z_{2F})$ koordináta rendszerben.

Ezek után módunkban áll a spiroid hajtópár (csiga, tányérkerék) és megmunkálószerszám CAD modelljeinek elkészítése, majd gyors prototípusgyártási (RP) technológiával az RP modellek előállítása.

5.1. A hajtópár geometriai elemzéséhez és modellezéséhez szükséges térbeli koordináta rendszerek

A kitérő tengelyek közötti mozgásátszarmaztatás vizsgálatához, a fogfelületeket leíró térbeli koordináták megadásához legalább négy koordináta rendszer felvétele szükséges: az 1-es taghoz $K_{1F}(x_{1F}, y_{1F}, z_{1F})$ és a 2-es taghoz $K_{2F}(x_{2F}, y_{2F}, z_{2F})$ rögzített forgó, valamint az 1-es taghoz $K_{1cs}(x_{1cs}, y_{1cs}, z_{1cs})$ és a 2-es taghoz $K_2(x_2, y_2, z_2)$ rögzített álló koordinátarendszerek, melyekhez képest megadható a forgó koordináta rendszerek helyzete. Az elemek forgástengelye z_1 illetve z_2 , a forgásirány a tengelyek irányából nézve pozitív (az óramutató járásával ellentétes), az elfordulás szöge vagyis a mozgásparaméter φ_1 illetve φ_2 .



5.1. ábra

Kitérő forgástengelyű koordinátarendszerek a fogfelületek megadására

A mozgásviszonyok jellemzésére értelmezzük az egyes koordináta rendszerek saját mozgásait. Így a $K_{1F}(x_{1F}, y_{1F}, z_{1F})$ koordináta rendszer

$$\bar{\omega}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} = \text{állandó} \quad (5.1)$$

szögsebességgel forog a $K_{1cs}(x_{1cs}, y_{1cs}, z_{1cs})$ álló koordináta rendszerben.

A $K_{2F}(x_{2F}, y_{2F}, z_{2F})$ koordináta rendszer a $K_2(x_2, y_2, z_2)$ koordináta rendszerben

$$\bar{\omega}_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \text{állandó} \quad (5.2)$$

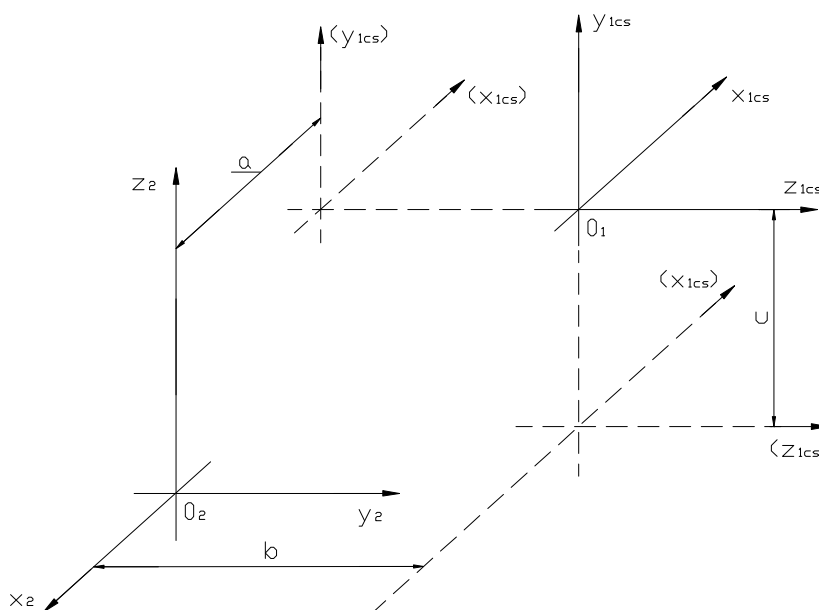
szögsebességgel forog.

Az egyes koordináta rendszerek közötti transzformációs mátrixok:

- az 1-es taghoz rögzített $K_{1F}(x_{1F}, y_{1F}, z_{1F})$ forgó és az 1-es taghoz rögzített $K_{1cs}(x_{1cs}, y_{1cs}, z_{1cs})$ álló koordináta rendszerek között:

$$M_{1cs,1F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad M_{1F,1cs} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

- az 1-es taghoz rögzített $K_{1cs}(x_{1cs}, y_{1cs}, z_{1cs})$ álló és a 2-es taghoz rögzített $K_2(x_2, y_2, z_2)$ álló koordináta rendszerek közötti transzformációs mátrixok (5.2. ábra):



5.2. ábra

$K_{1cs}(x_{1cs}, y_{1cs}, z_{1cs})$ álló és $K_2(x_2, y_2, z_2)$ álló koordináta rendszerek közötti kapcsolat

$$M_{2,1cs} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & -a \\ 0 & 0 & 1 & b \\ 0 & 1 & 0 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad M_{1cs,2} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & -a \\ 0 & 0 & 1 & -c \\ 0 & 1 & 0 & -b \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (5.4)$$

- A 2-es taghoz rögzített $K_2(x_2, y_2, z_2)$ álló és a 2-es taghoz rögzített $K_{2F}(x_{2F}, y_{2F}, z_{2F})$ forgó koordináta rendszerek között:

$$M_{2F,2} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad M_{2,2F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (5.5)$$

Az 1-es taghoz rögzített $K_{1F}(x_{1F}, y_{1F}, z_{1F})$ forgó és a 2-es taghoz rögzített $K_{2F}(x_{2F}, y_{2F}, z_{2F})$ forgó koordináta rendszerek közötti transzformációs mátrixok (5.1. ábra):

$$\begin{aligned} M_{2F,1F} &= M_{2F,2} \cdot M_{2,1cs} \cdot M_{1cs,1F} = \\ &= \begin{bmatrix} -\cos \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1 & \cos \varphi_2 \cdot \sin \varphi_1 & \sin \varphi_2 & -a \cdot \cos \varphi_2 + b \cdot \sin \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_2 \cdot \sin \varphi_1 & \cos \varphi_2 & a \cdot \sin \varphi_2 + b \cdot \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} M_{1F,2F} &= M_{1F,1cs} \cdot M_{1cs,2} \cdot M_{2,2F} = \\ &= \begin{bmatrix} -\cos \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1 & \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2 & \sin \varphi_1 & -a \cdot \cos \varphi_1 - c \cdot \sin \varphi_1 \\ \cos \varphi_2 \cdot \sin \varphi_1 & -\sin \varphi_2 \cdot \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & a \cdot \sin \varphi_1 - c \cdot \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & -b \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (5.7)$$

5.2. Direkt feladat

Adott az $\vec{r}_{1F} = \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta)$ kétparaméteres vektor-skalár függvénnyel a $K_{1F}(x_{1F}, y_{1F}, z_{1F})$ forgó koordináta rendszerben a csiga egyenletrendszere.

Az $\vec{r}_{1F} = \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta)$ felülettel kapcsolódó K_{2F} -hez kötött felületet keressük, kihasználhatjuk, hogy a két felület mozgása során egymást kölcsönösen burkolja, s figyelembe véve a

$$\varphi_2 = i_{21} \cdot \varphi_1 \quad (5.8)$$

összefüggést, mondhatjuk, hogy a burkolás egy mozgásparaméterrel (φ_1) leírható.

Ha az η és ϑ paraméterek függetlenek egymástól akkor a normálvektor az alábbi módon számítható:

$$\vec{n}_{1F} = \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \eta} \times \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \vartheta}. \quad (5.9)$$

A két felület közötti relatív sebesség a csiga forgó K_{1F} és a tányérkerék forgó K_{2F} koordináta rendszerek közötti transzformáció alapján határozható meg a K_{2F} rendszerben:

$$\vec{v}_{2F}^{(12)} = \frac{d}{dt} \cdot \vec{r}_{2F} = \frac{d}{dt} (M_{2F,1F}) \cdot \vec{r}_{1F} \quad (5.10)$$

$$\frac{d}{dt} M_{2F,1F} = \begin{bmatrix} i_{21} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1 & \cos \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1 & a \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_2 \\ + \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2 & -i_{21} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2 & i \cdot \cos \varphi_2 & + b \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_2 \\ i_{21} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1 & a \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_2 \\ -\sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2 & -i_{21} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \sin \varphi_1 & -i_{21} \cdot \sin \varphi_2 & -b \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_2 \\ \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot (5.11)$$

Figyelembe véve a viszonylagos mozgás K_{1F} és K_{2F} rendszerben felírt sebességvektorai között fenálló:

$$\vec{v}_{1F}^{(12)} = M_{1F,2F} \cdot \vec{v}_{2F}^{(12)} \quad (5.12)$$

összefüggést a K_{1F} rendszerben a relatív sebességvektor:

$$\vec{v}_{1F}^{(12)} = M_{1F,2F} \cdot \frac{dM_{2F,1F}}{dt} \cdot \vec{r}_{1F} \quad (5.13)$$

ahol

$$P_{1k} = M_{1F,2F} \cdot \frac{d}{dt} (M_{2F,1F}) \quad (5.14)$$

a kinematikai leképezés mátrixa:

$$P_1 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & -i_{21} \cdot \cos \varphi_1 & -b \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 \\ 1 & 0 & i_{21} \cdot \sin \varphi_1 & b \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 \\ i_{21} \cdot \cos \varphi_1 & -i_{21} \cdot \sin \varphi_1 & 0 & a \cdot i_{21} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

A kapcsolódó tagok fogfelületein, mint egymást kölcsönösen burkoló felületeken lévő érintkezési vonal, a kapcsolódás I. törvényét kifejező

$$\vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F}^{(12)} = \vec{n}_{2F} \cdot \vec{v}_{2F}^{(12)} = \vec{n} \cdot \vec{v}^{(12)} = 0 \quad (5.16)$$

kapcsolódási egyenlet és a fogfelületet leíró vektor-skalár függvény egyidejű megoldásával határozható meg.

Az érintkezési vonalsereg burkolófelületeként kialakuló 2. tag fogfelületének egyenletei a K_{2F} rendszerben:

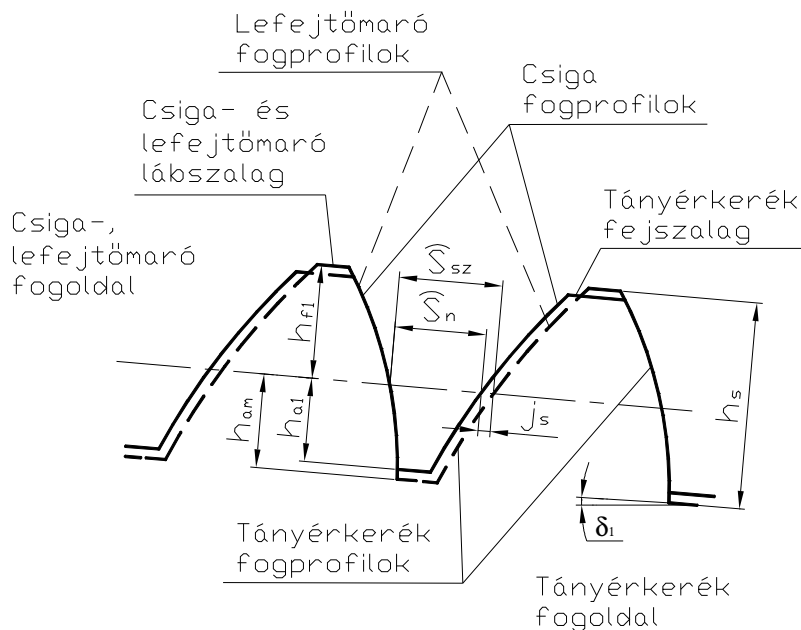
$$\left. \begin{aligned} \vec{n}_{1F} \cdot \vec{v}_{1F}^{(12)} &= 0 \\ \vec{r}_{1F} &= \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) \\ \vec{r}_{2F} &= M_{2F,1F} \cdot \vec{r}_{1F} \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

A relatív sebességvektor:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{1F}^{(12)} &= P_{1k} \cdot \vec{r}_{1F} = \\ &= \begin{bmatrix} -y_{1F} - z_{1F} \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - b \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 \\ x_{1F} + z_{1F} \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 + b \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 \\ x_{1F} \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - y_{1F} \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 + a \cdot i_{21} \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.18)$$

alakba írható, amellyel a kapcsolódási egyenlet a K_{1F} koordináta rendszerben:

$$\begin{aligned} n_{1Fx} \cdot (-y_{1F} - z_{1F} \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - b \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1) + \\ n_{1Fy} \cdot (x_{1F} + z_{1F} \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 + b \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1) + \\ n_{1Fz} \cdot (x_{1F} \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - y_{1F} \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 + a \cdot i_{21}) = 0 \end{aligned} \quad (5.19)$$



5.3. ábra
Tányérkerék lefejtőmaró alaprofilja

A tányérkerék fogazatát a csiga fogazata határozza meg, mivel az érintkező fogfelületek egymást kölcsönösen burkoló felületek. A tányérkerék fogazatát olyan lefejtő szerszámmal kell megmunkálni, melynek forgácsoló élei egy helyettesítő csiga vagy burkolócsiga fogfelületén helyezkednek el. Ez a helyettesítő csiga hasonló ahhoz a valós csigához, amivel a megmunkált tányérkerék kapcsolódni fog (5.3. ábra) [39, 40].

A tányérkerék lefejtő szerszám elemei a közvetlen mozgásleképezés révén megegyeznek a tányérkerékkel hajtópárként együttműködő csiga elemeivel. A lefejtőmaró fejkörátmérője és fogvastagsága azonban nagyobb, mint a valós csigáé az újraélezési tartalék és a csiga-tányérkerék közötti foghézag biztosítása miatt [3, 39, 83, 143].

Ezek alapján megállapítható, hogy a spiroid tányérkerék modellezéséhez ismernünk kell a lefejtőmaró vágóél egyenletét.

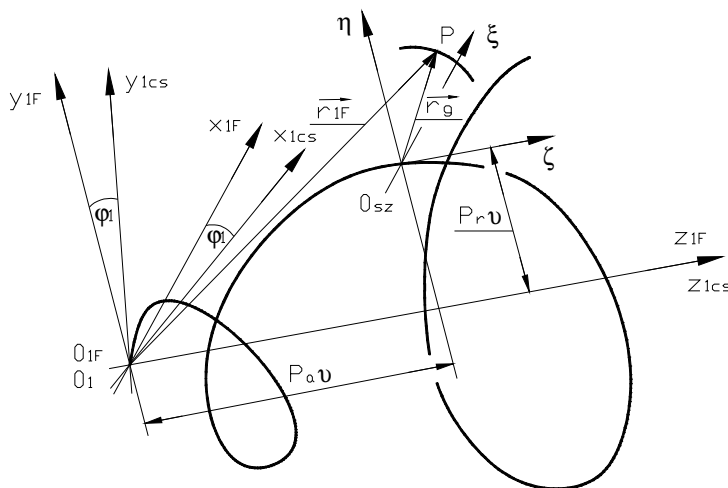
5.3. A vágóél egyenletének meghatározása általános esetben

Legyen adott az $\vec{r}_g(\xi, \eta, \zeta)$ generálgörbéjű p_a axiális és p_r radiális csavarparaméterű B csavarfelület az

$$\vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) = M_{1F, sz} \cdot \vec{r}_g \quad (5.20)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{1F} &= \xi(\eta) \cdot \cos \vartheta - \eta \cdot \sin \vartheta \\ y_{1F} &= \xi(\eta) \cdot \sin \vartheta + \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ z_{1F} &= \zeta(\eta) + p_a \cdot \vartheta \end{aligned} \right\} \quad (5.21)$$

alakban (5.4. ábra).



5.4. ábra

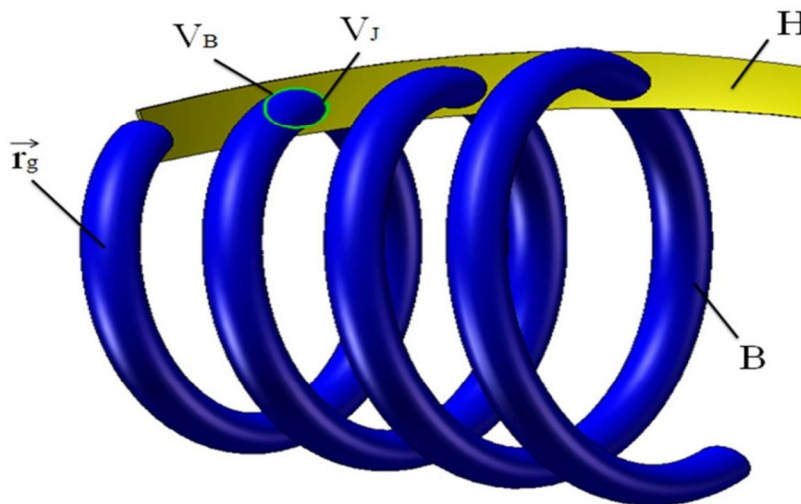
Kúpos csavarfelület származtatása

A H homlokfelület, mely általános esetben a B csavarfelület osztókúpján mért emelkedési irányra merőleges, a B felület tengelyvonalával derékszöget bezáró egyenes alkotójú csavarfelület (5.5. ábra):

$$\vec{r}_{1F}^H = \vec{r}_{1F}^H(\eta, \vartheta) . \quad (5.22)$$

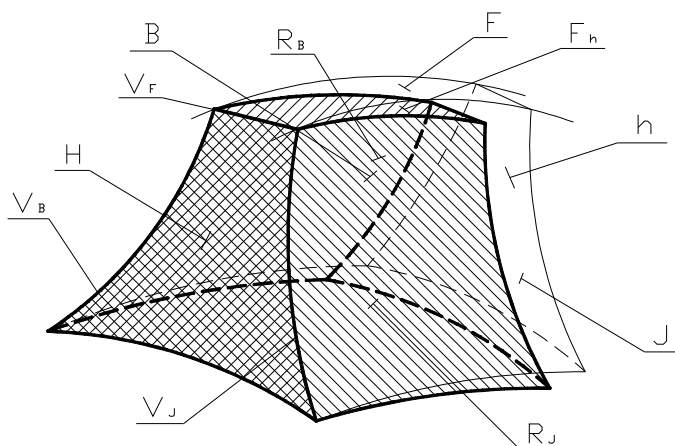
A csiga felülete és a homlokfelület egyenleteinek közös megoldása a maró vágóél pontjait eredményezi (5.5. ábra), azaz:

$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_{1F} &= \vec{r}_{1F}(\eta, \vartheta) \\ \vec{r}_{1F}^H &= \vec{r}_{1F}^H(\eta, \vartheta) \end{aligned} \right\} . \quad (5.23)$$



5.5. ábra
A H homlokl felület és a $V_{J,B}$ vágóélek származtatása

A V_B , V_J vágóéleknek a megmunkált felület alakjának kialakításában, a H homlokl felületnek a forgácsképződésre és a szerszám élettartamára van hatása (5.6. ábra, 5.1. táblázat) [39].



5.6. ábra
A lefejtómaró felületelemei, élei

5.1. táblázat: A fogat határoló legfontosabb felületek, élek

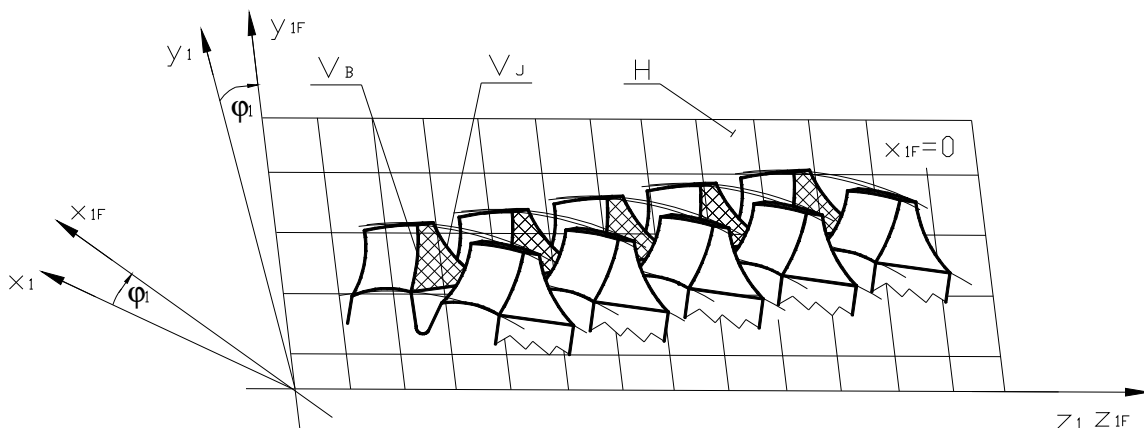
A fogat határoló legfontosabb felületek, élek			
Felületek		Élek	
H	homlokl felület	V_B	bal oldalél, amely a B fogfelület és a H homlokl felület metszéseként keletkezik
R_B, R_J	hátfelületek (bal ill. jobb fogoldal)	V_J	jobb oldalél, mely a J jobb fogfelület és a H homlokl felület metszéseként keletkezik
F_h	fejszalag - hátfelület	V_F	fejél, mely a lefejtómaró F fejszalag és a H homlokl felületének metszészvonala
F	fejszalag		

5.3.1. Homlokfelületek egyenletei

5.3.1.1. A homlokfelület a csiga tengelyén átmenő sík

Egyes esetekben a homlokfelület lehet a csiga tengelyén átmenő sík. Ez csak akkor lehetséges, amikor az osztókörü emelkedési szög $\gamma_0 \leq 3...5^\circ$, mivel nagyobb emelkedési szögeknél a forgácsolási viszonyok nem megfelelőek [39, 40].

Származtatása: a csigamarót $x_{1F}=0$ egyenletű tengelymetszeti síkkal elmetszük, ekkor a sík egyenlete egyben a homlokfelület egyenlete (5.7. ábra).



5.7. ábra

A H homlokfelület és $V_{J,B}$ vágóélek meghatározása $\gamma_0 \leq 3...5^\circ$ esetén

Így a vágóél egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^V &= 0 \\ y_{1F}^V &= \xi(\eta) \cdot \sin \vartheta + \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ z_{1F}^V &= \zeta(\eta) + p_a \cdot \vartheta \end{aligned} \right\} . \quad (5.24)$$

5.3.1.2. A homlokfelület egy archimedesi csavarfelület

Ha $\gamma_0 \geq 5^\circ$, akkor a maró homlokfelülete célszerűen egy archimedesi csavarfelület, amely mentén történik a szerszám újraélézése [39, 40].

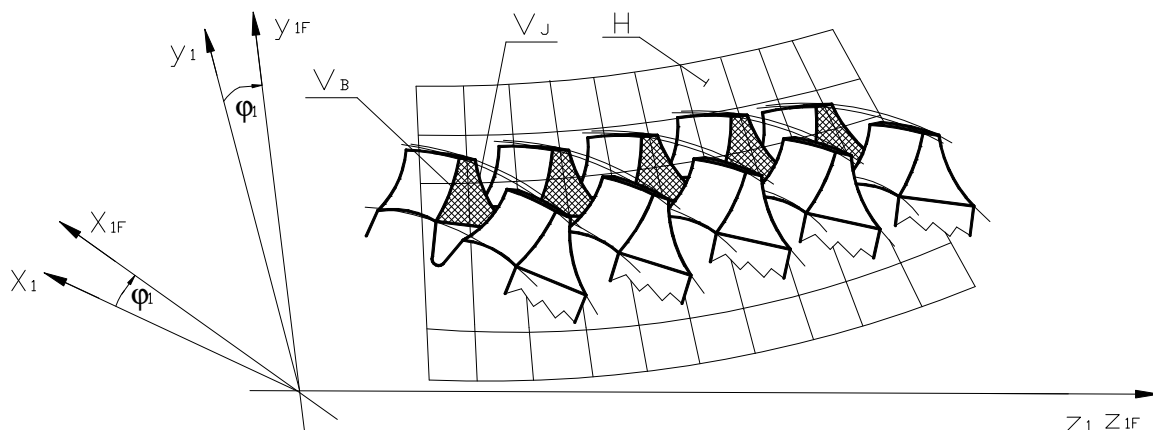
Származtatása: a csavar tengelyére merőleges félegyenes a p_h homlokfelületi axiális csavarparaméternek és a p_r radiális csavarparaméternek megfelelő haladó mozgást végez, miközben forog (5.8. ábra).

Jobb emelkedésű maró esetén a homlokfelület bal emelkedésű (5.8. ábra):

$$\vec{r}_g^H = \eta \cdot \vec{j} . \quad (5.25)$$

Így a K_{1F} koordináta rendszerben a homlokfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^H &= -\eta \cdot \sin \vartheta \\ y_{1F}^H &= \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ z_{1F}^H &= -p_h \cdot \vartheta \end{aligned} \right\} . \quad (5.26)$$



5.8. ábra

A H homlokfelület és $V_{J,B}$ vágóélek meghatározása $\gamma_0 \geq 5^\circ$ esetén

A csiga felülete (5.21) és a homlokfelület (5.26) metszése a vágóél egyenletét adja $z_{1F}^H = z_{1F}$ feltétel esetén:

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^V &= \xi(\eta) \cdot \cos \vartheta - \eta \cdot \sin \vartheta \\ y_{1F}^V &= \xi(\eta) \cdot \sin \vartheta + \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ z_{1F}^V &= \zeta(\eta) + p_a \cdot \vartheta = -p_h \cdot \vartheta \end{aligned} \right\} . \quad (5.27)$$

5.4. Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás tányérkerékének modellezése

5.4.1. Tányérkerék fogfelület matematikai leírása

Adott a (3.9) szerint a kúpos burkoló felület kétparaméteres vektor skalár függvénye előrehajtás oldal esetén.

Mivel a lefejtőmarón (M.I. melléklet M1.2. ábra) a γ_0 osztókörü emelkedési szög kisebb, mint 5° , ezért a maró vágóél egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^V &= 0 \\ y_{1F}^V &= \eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta \\ z_{1F}^V &= p_a \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \end{aligned} \right\} . \quad (5.28)$$

A K_{1F} koordináta rendszerben a normálvektor:

$$\bar{n}_{1F}^V = \frac{\partial \bar{r}_{1F}^V}{\partial \eta} \times \frac{\partial \bar{r}_{1F}^V}{\partial \vartheta} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ -\sin \vartheta & \cos \vartheta & [\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2]^{-\frac{1}{2}} \cdot (K_e - \eta) \\ -\eta \cdot \cos \vartheta & -\eta \cdot \sin \vartheta + p_r & p_a \end{vmatrix} \quad (5.29)$$

$$\left. \begin{aligned} n_{1Fx}^V &= p_a \cdot \cos \vartheta - [\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2]^{-\frac{1}{2}} \cdot (K_e - \eta) \cdot (-\eta \cdot \sin \vartheta + p_r) \\ n_{1Fy}^V &= p_a \cdot \sin \vartheta - [\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2]^{-\frac{1}{2}} \cdot (K_e - \eta) \cdot \eta \cdot \cos \vartheta \\ n_{1Fz}^V &= \eta - p_r \cdot \sin \vartheta \end{aligned} \right\} . \quad (5.30)$$

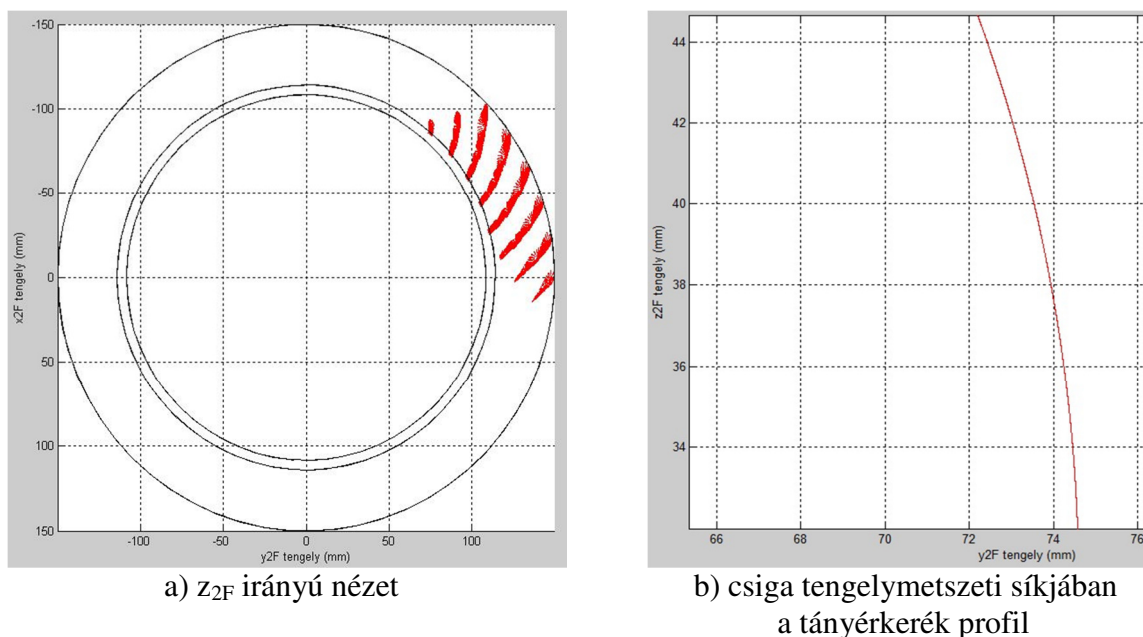
A relatív sebességvektor:

$$\left. \begin{aligned} v_{1Fx}^{V(12)} &= -\eta \cdot \cos \vartheta - p_r \cdot \vartheta - \left[p_a \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \right] \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - b \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 \\ v_{1Fy}^{V(12)} &= -\eta \cdot \sin \vartheta + \left[p_a \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} \right] \cdot i \cdot \sin \varphi_1 + b \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 \\ v_{1Fz}^{V(12)} &= -\eta \cdot \sin \vartheta \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - (\eta \cdot \cos \vartheta + p_r \cdot \vartheta) \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 + a \cdot i_{21} \end{aligned} \right\} \quad (5.31)$$

A burkoló csiga kétparaméteres vektor skalár függvénye és a kapcsolódási egyenlet közös megoldása adja a tányérkerék pontjait a kerék K_{2F} forgó koordináta rendszerben:

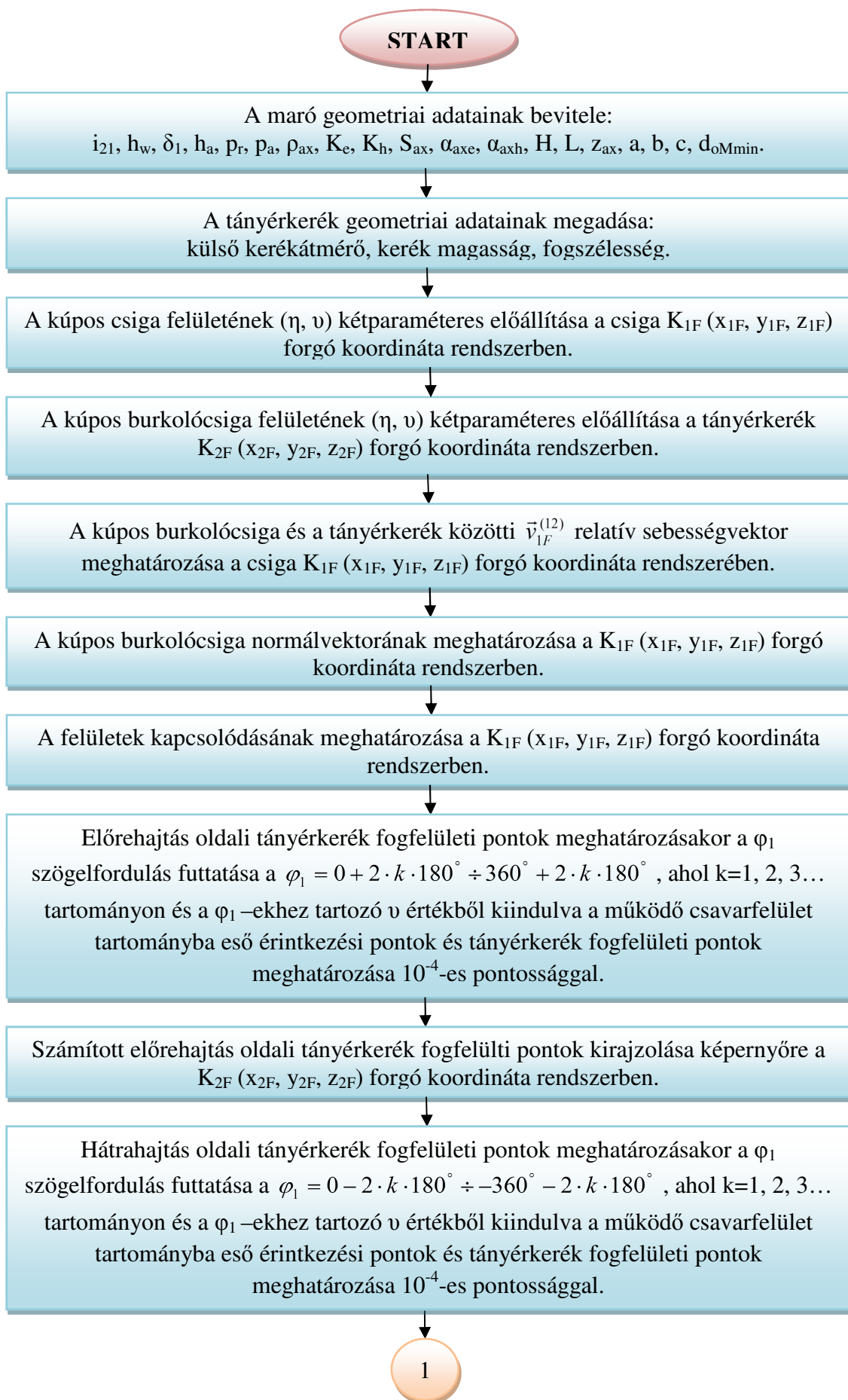
$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_{1F}^V &= \vec{r}_{1F}^V(\eta, \vartheta) \\ \vec{n}_{1F}^V \cdot \vec{v}_{1F}^{V(12)} &= 0 \\ \vec{r}_{2F} &= M_{2F,1} \cdot \vec{r}_{1F}^V \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

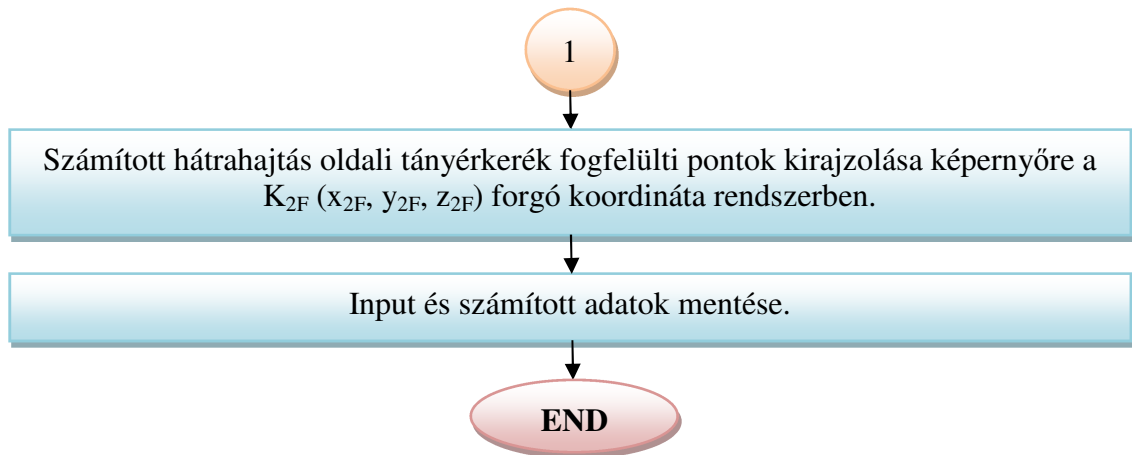
A tányérkerék fogfelületi pontok meghatározásához számítógépes programot készítettünk (5.10. ábra). A programmal a burkolócsiga geometriai paramétereinek megadása után a kapcsolódási egyenlet ismeretében meghatározzuk a tányérkerék fogfelület pontjait (5.9. ábra). A tányérkerék fogazat behatárolása a tányérkerék geometriai adatainak ismeretében történik. A program a kapott tányérkerék profilpontokat txt fájlba kimentti.



5.9. ábra
Tányérkerék előrehajtás oldali fogfelület előállítása

A spiroid tányérkerék hátrahajtás oldali fogfelületét hasonló módon kell előállítani, mint az előrehajtás oldali fogfelületet, a (3.9) hátrahajtás oldali kúpos burkoló felület kétparaméteres vektor skalár függvényéből kiindulva.





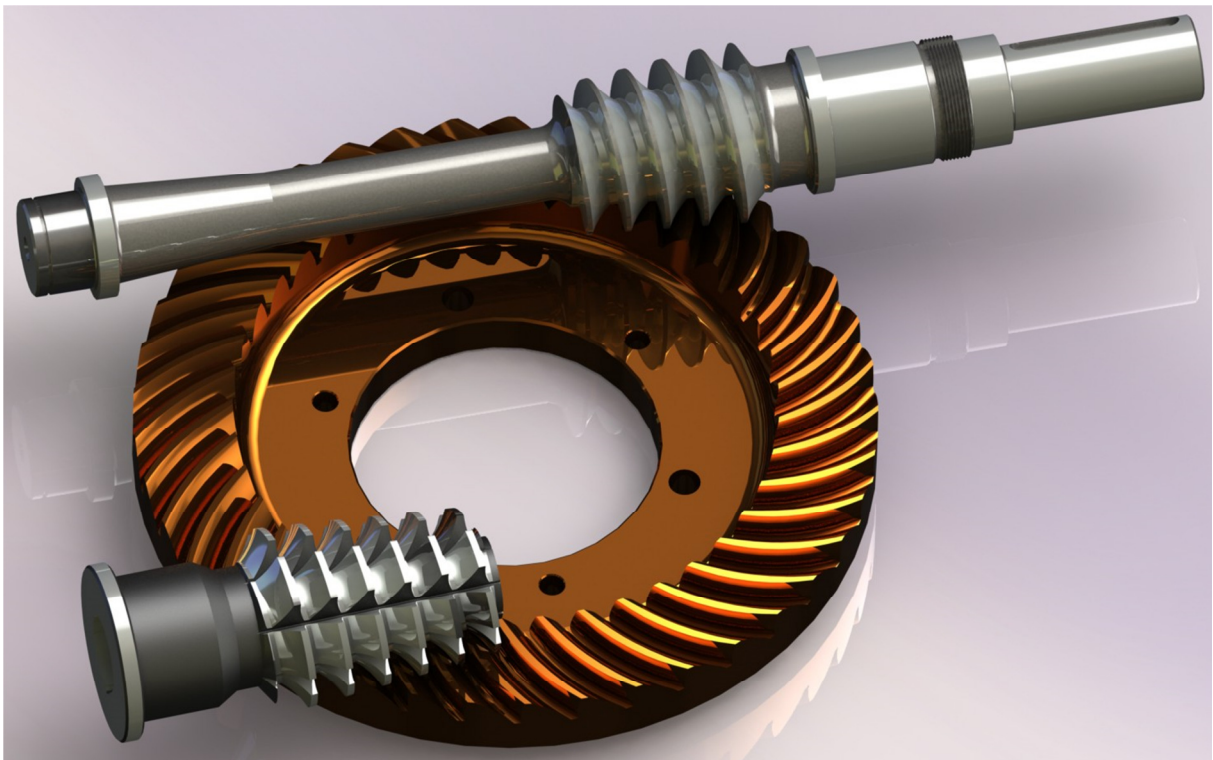
5.10. ábra

Tányérkerék fogfelületi pontok meghatározásának folyamatábrája

5.4.2. Spiroid hajtópár és szerszám CAD modelljének előállítás

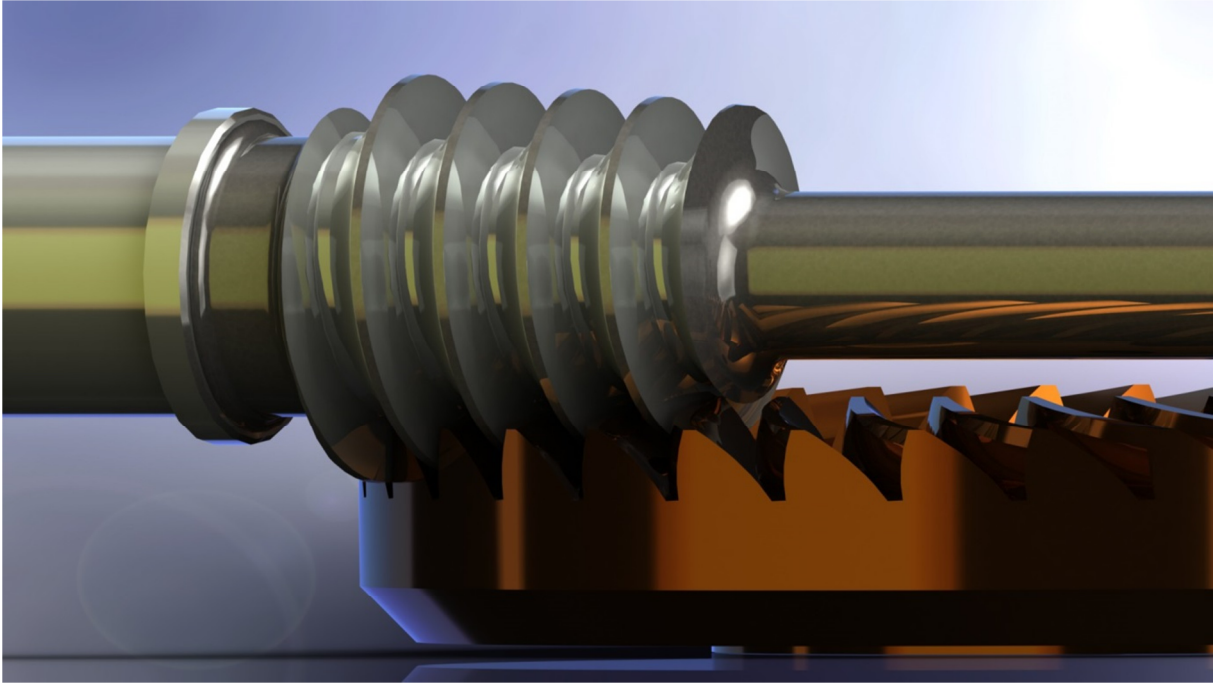
A számítógépes program által generált txt fájlt a Solid Works tervezőszoftverbe importáljuk. A profilpontokra interpoláló B spline felületet illesztünk, majd a kapott fogfelületet a tányérkerék kerülete mentén a kerékfogszámnak megfelelően modellezzük.

Az ismertett tányérkerék fogfelületi pontok meghatározására vonatkozó matematikai eljárás és a kidolgozott számítógépes program alkalmazásával Solid Works tervezőszoftverrel lehetővé válik az új geometriájú hajtópár CAD modelljeinek (csiga, tányérkerék és lefejtőmaró) előállítás (5.11., 5.12., 5.13. ábra).



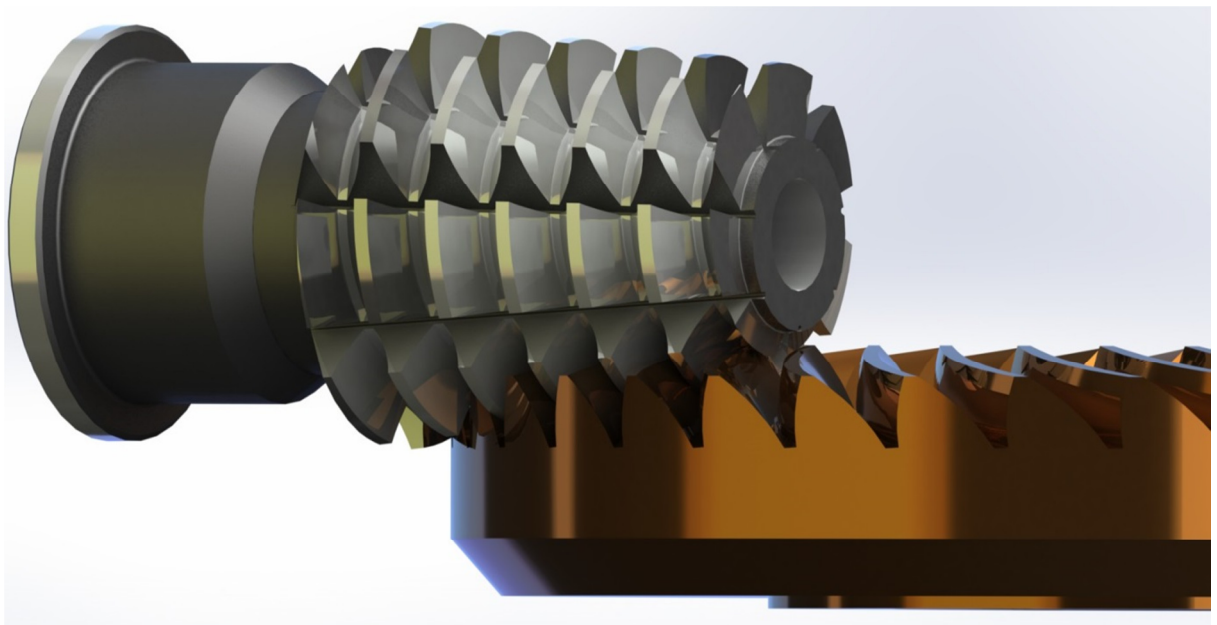
5.11. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár és lefejtőmaró CAD modellje



5.12. ábra

Kapcsolódó tengelymetszetben körív profilú kúpos csiga – tányérkerék CAD modellje



5.13. ábra

Kapcsolódó tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró – tányérkerék CAD modellje

5.4.3. Gyors prototípusgyártás (RP)

A gyors prototípusgyártási technológia a test rétegekre bontásán, majd a prototípusnak a rétegekre vonatkozó információk alapján való rétegenkénti felrakásán alapul. Ezen technológia a munkadarabot anyagadagolással hozza létre, úgy, hogy olyan helyre és olyan mennyiségbe adagolja a modell anyagot ahova kell.

Az RP technológiával nagyon bonyolult munkadarabokat lehet gyártani a munkadarab CAD modelljéből kiindulva szerszámgépek és szerszámok valamint készülékek használata nélkül.

A munkadarabok síkmetszetekre (szeletekre, rétegekre) vannak felosztva, építésük pedig egy rétegenként ismétlődő építési módszerrel történik síkmetszetről síkmetszetre [40].

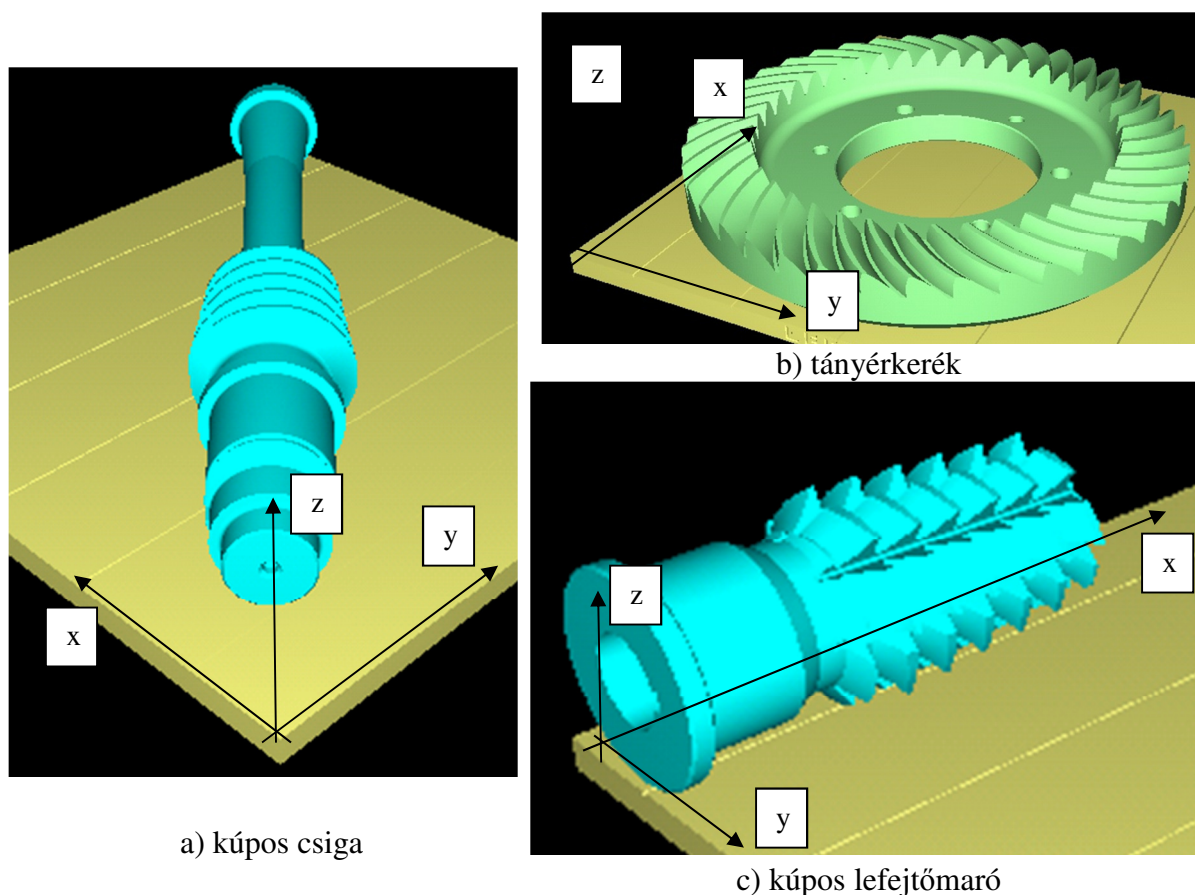
5.4.3.1. STL fájl generálás

Az STL fájl a gyors prototípusgyártás szabványos adatátviteli formátuma. Az STL ábrázolás a geometriai modell háromszögű síkfelületekkel (lapkákkal) való megközelítése. Természetesen, egy ilyen ábrázolás csak a sík határ-felületeket követi hűen. Bármely görbe felület csak megközelíthetően követhető az STL ábrázolást alkotó háromszögű lapkák által [40]. Minél sűrűbb ez a lapkarendszer, annál pontosabb az ábrázolás és a legyártott modell.

Az STL modellek (csiga, tányérkerék és lefejtőmaró) elkészítésekor legjobb RP modell pontosságra való törekvés céljából a Solid Works szoftverben a legfinomabb háromszög lapkákkal való felosztást választjuk ki (eltérés tűrés: 0,02450269 mm, szög tűrés: 0,3°).

5.4.3.2. Modellek elhelyezése a virtuális munkatérben

Az Object Studio szoftverrel az előállított CAD modelleket STL fájl formátumban importáljuk a gép virtuális munkatérébe. Itt lehetséges a CAD modellek nyomtatásra való elrendezése (5.14. ábra).



5.14. ábra
Modellek elrendezése a munkatérben

A modellek nyomtatásra való elrendezésekor a következő elhelyezési szempontokat kell szem előtt tartani:

- Az x tengely irányában a fej oda-vissza nyomtat ezért a nyomtatási sebesség is ebbe az irányba a legnagyobb. Ezért az alkatrészek legnagyobb kiterjedését lehetőleg az x tengellyel párhuzamosan kell elrendezni.
- Mivel a z irányban nyomtat a legpontosabban ($16\ \mu\text{m}$ -es rétegvastagság) a gép ezért ez az irány a legidőigényesebb. Ezért magas alkatrészeket lehetőleg a legkisebb dimenziójával kell ebbe az irányba igazítani.
- Mivel a printerfejek $2\ \text{inch}$ ($50,8\ \text{mm}$) szélesek az y tengellyel párhuzamosan, így azokat az objektumokat amelyek kisebbek mint ez a méret a gép egy sávjában fogja nyomtatni. Ebből adódóan ajánlott az alkatrészt közép méretével az y -tengellyel párhuzamosan elrendezni.

A modellek helyes elrendezésével (5.14. ábra) csökken a támaszanyag felhasználás és a gyártási idő.

5.4.3.3. A gyártott hajtópár és lefejtőszerszám RP modelljeinek előállítás

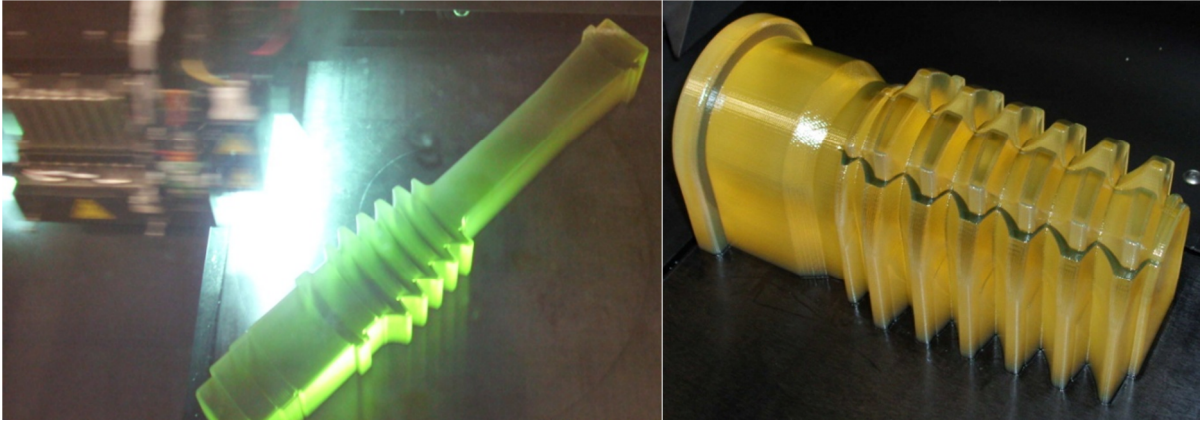
5.1. táblázat: Gyors prototípusgyártás technológiai paraméterei

Nyomtató típus:	OBJET Eden 350 V
Alapanyag:	műgyanta (Full Cure 720 Resin Model)
Hasznos munkatér:	340 mm x 340 mm x 200 mm
Rétegvastagság:	16 μm
Felbontóképesség:	x és y irányban: 600 dpi z irányban: 1600 dpi
Pontosság:	0,1 – 0,3 mm
Kúpos csiga gyártási idő (méretarány: 1:1):	18 óra
Kúpos maró gyártási idő (méretarány: 1:1):	10 óra
Tányérkerék gyártási idő (méretarány: 1:1):	26 óra



a) az OBJET Eden 350 V nyomtató

b) tányérkerék nyomtatás



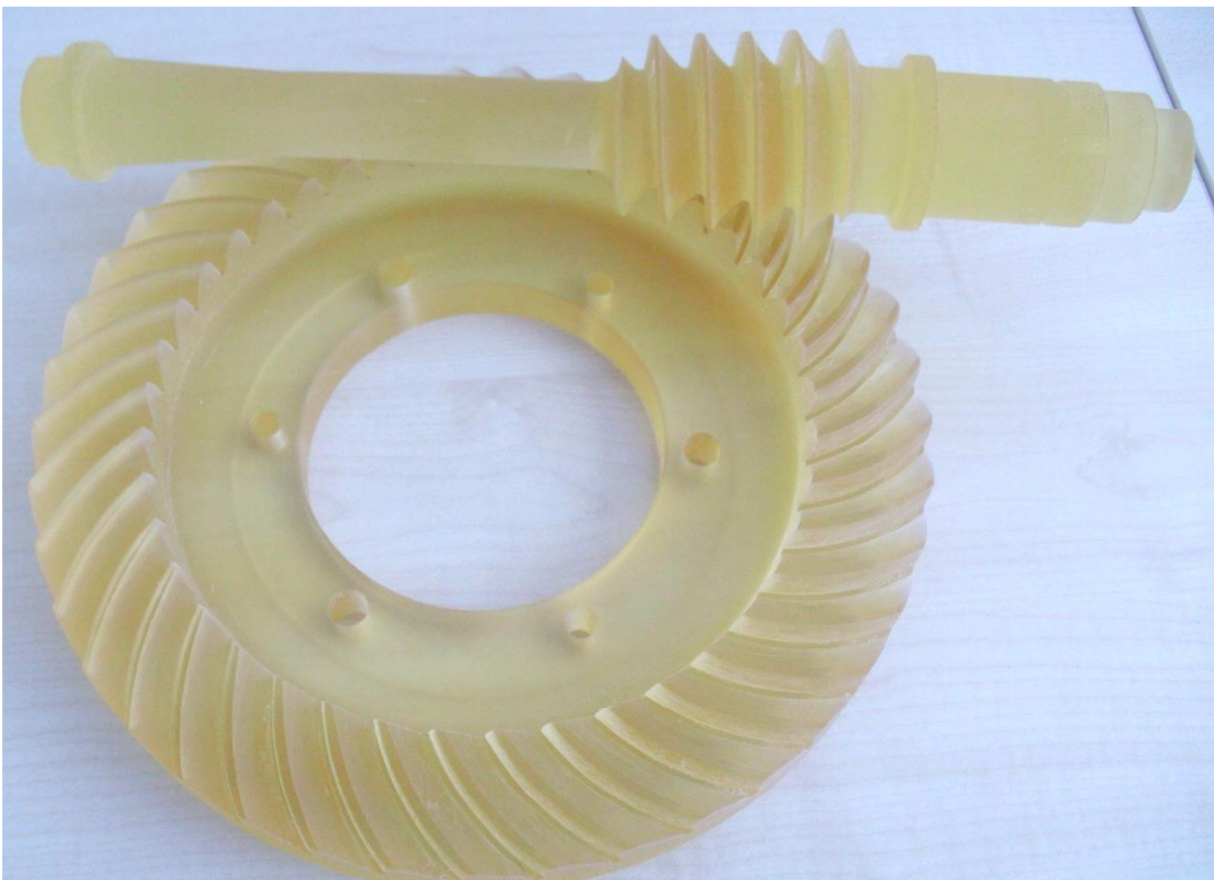
c) spiróid csigatengely nyomtatás

d) az elkészült maró modell támaszanyaggal

5.15. ábra

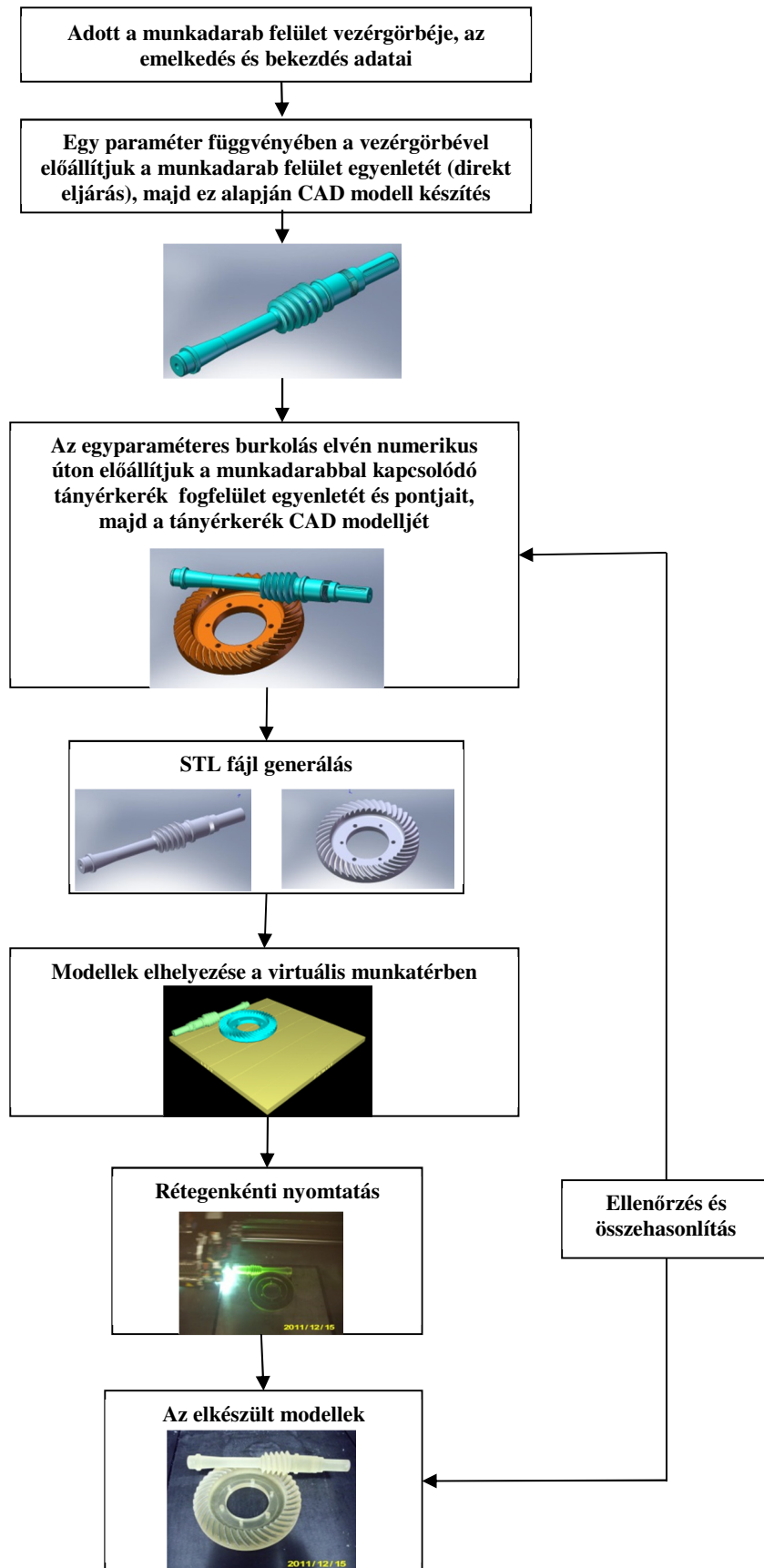
Gyors prototípusgyártás

A Nyíregyházi Főiskola, Műszaki Alapozó, Fizika és Gépgyártástechnológia Tanszékén az OBJET Eden 350 V típusú nyomtatóval előállítjuk (5.1. táblázat, 5.17. ábra) a tengelymetszetben körív profilú spiróid hajtópár és megmunkálószerszám RP modelljeit (5.15. és 5.16. ábra).



5.16. ábra

Az általunk tervezett tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár RP modellje



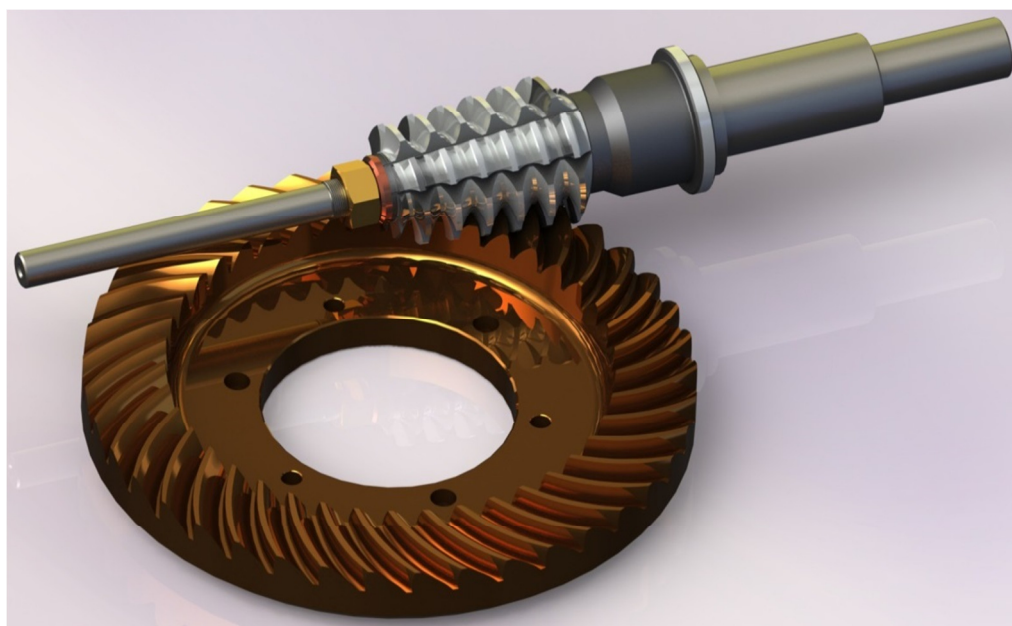
5.17. ábra
Gyors prototípusgyártás folyamata

6. TENGYELYMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ TÁNYÉRKERÉK LEFEJTŐMARÓ ÉLEZHETŐSÉGI TARTOMÁNYÁNAK ELEMZÉSE

6.1. A lefejtőmaró geometriai kialakítása

A lefejtőmaró főbb tulajdonságainak, gyártásgeometriájának ismerete fontos a pontos és megfelelő minőségű gyártáshoz.

A tányérkerék lefejtőmaró geometriája a közvetlen mozgásleképezés (6.1. ábra) révén megegyezik a tányérkerékkel hajtópárként együttműködő csiga geometriájával. A maró osztása azonos a csiga osztásával. A fejkörátmérő az újraélezési tartalék miatt változik [39, 40, 83, 143]. Az alapcsiga, amelyből a lefejtőmarót kialakítjuk, megfelel a csigahajtásnál alkalmazott csiga típusának.



6.1. ábra

Tányérkerék megmunkálásának CAD modellje a közvetlen mozgásleképezés elve alapján

6.1.1. A hátraesztergálási görbe megválasztása

Hátraesztergálási görbének nevezik azt a görbét, melyen a maró fogainak hátfelületei elhelyezkednek. A hátraesztergálási görbével szemben támasztott követelmények [3, 40, 143]:

- a hátraesztergált fogak bármely pontjában, tengelymetszetben mindig a tőréstartományon belüli profil adódjék újraélezés után;
- a profil magassága sugárirányban a hátraesztergálási görbe mentén az újraélezési tartalékon belül maradjon;
- a maró fogainak α hátszöge állandó legyen a hátraesztergálási görbe mentén.

A hátraesztergálási görbét a maró tengelyére merőleges metszetben kell vizsgálni. A hátraesztergálás mértéke radiális metszetben mérhető sugár irányú méretváltozás.

A szerszám hátszöge akkor állandó, ha a hátraesztergálás tetszés szerinti pontjában a görbéhez rajzolt érintő és a sugár által bezárt β szög állandó. Ezt a feltételt a logaritmikus spirális elégíti ki.

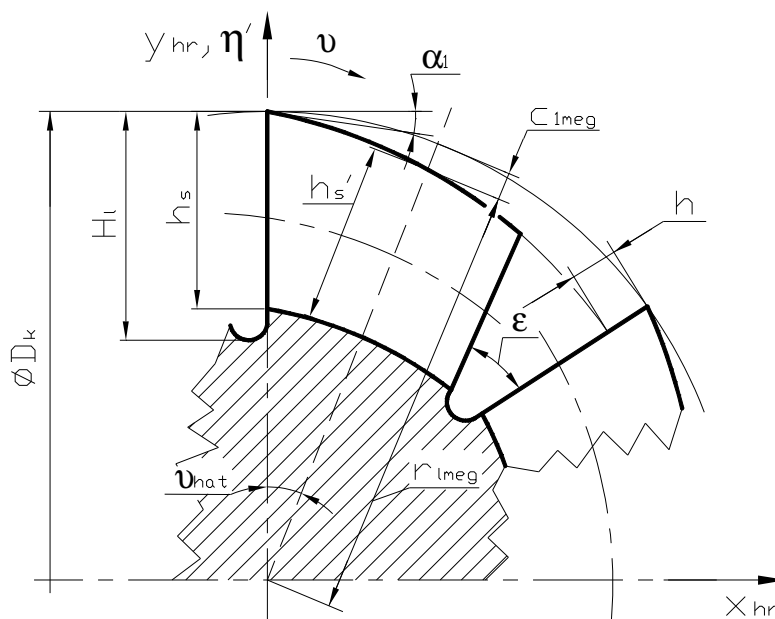
Logaritmikus spirális (6.2. ábra) mentén történő radiális hátraesztergálással biztosítható, hogy a homlokfelület mentén történő újraélezések során mindig ugyanazt a profilt kapjuk.

6.2. Tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró élezhetőségi tartomány meghatározása

A maró vágóél, a homlokl felület, a hátramunkált oldalfelületek és a logaritmikus spirális egyenleteinek ismeretében az általunk ismertetésre kerülő eljárással meghatározható a lefejtőmaró élezhetőségi tartománya úgy, hogy a tányérkerék profilja a maró tengelymetszeti síkjában profilhiba tőrésen belül legyen.

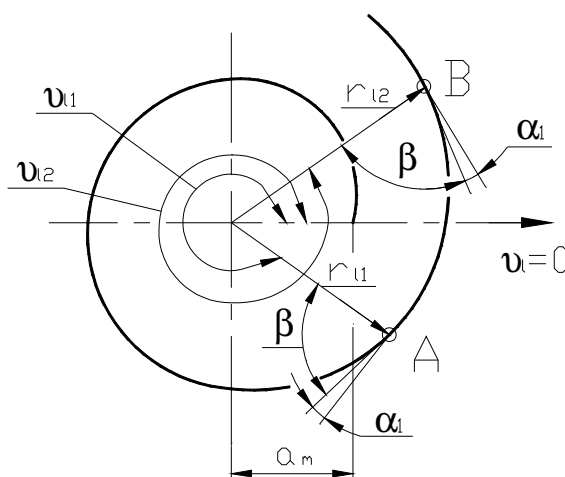
A lefejtőmarón megengedett újraélezési tartalék (6.2. ábra) [3, 40, 143]:

$$c_{1meg} = (0,05 \div 0,1) \cdot m_{ax} \quad (6.1)$$



6.2. ábra

A megengedett maró újraélezési tartalék és az újraélezési határszöghelyzet értelmezése



6.3. ábra

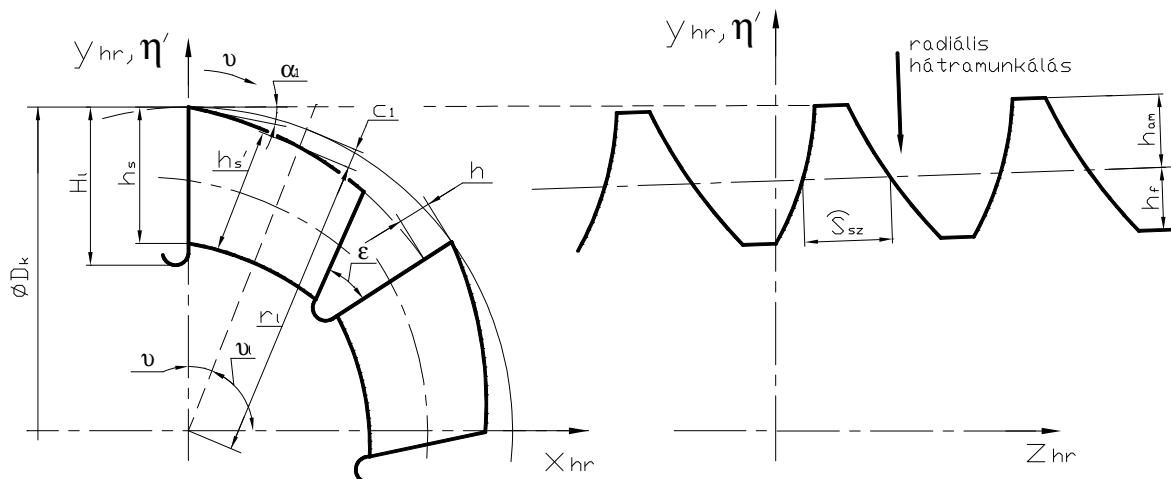
Logaritmikus spirális kialakítás

A logaritmus spirális polár koordinátában felírt egyenlete (6.3. ábra):

$$r_l = a_m \cdot e^{\vartheta_l \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \quad (6.2)$$

ahol az a_m konstans érték:

$$a_m = \frac{D_k}{2 \cdot e^{\frac{\pi}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}} \quad (6.3)$$



6.4. ábra
Hátramunkálási paraméterek

A c_1 fogmagasság csökkenés mértéke (6.4. ábra):

$$c_1 = \frac{D_k}{2} - r_l = \frac{D_k}{2} - a_m \cdot e^{\vartheta_l \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{D_k}{2} - a_m \cdot e^{\left(\frac{\pi}{2} - \vartheta\right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \quad (6.4)$$

Maró fogmagasság változás:

$$h'_s = h_s - c_1 \quad (6.5)$$

6.2.1. Vágóél, homlokfelület és hátramunkált oldalfelületek egyenletei $\gamma_0 < 5^\circ$ esetén

Adott a (3.13) szerint a kúpos burkoló csiga kétparaméteres vektor skalár függvénye előrehajtás oldal esetén.

Mivel a lefejtőmarón (M1. melléklet M1.2. ábra) a γ_0 osztókörü emelkedési szög kisebb, mint 5° , ezért a homlokfelület a maró tengelyén átmenő sík. Így a vágóél egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_1^V &= 0 \\ y_1^V &= \eta \cdot \cos(\vartheta + \varphi_1) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 \\ z_1^V &= p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

A hátramunkált csavarfelület paramétereit p'_{ae} - vel jelölve, a hátfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_{hre} &= -\eta' \cdot \sin(\vartheta + \varphi_{hr}) - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_{hr} \\ y_{hre} &= \eta' \cdot \cos(\vartheta + \varphi_{hr}) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_{hr} \\ z_{hre} &= p'_{ae} \cdot (\vartheta + \varphi_{hr}) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

A hátramunkált oldalfelület (6.7) és a homlokfelület ($x_1=0$) metszése a következő összefüggést határozza meg $z_{hre} = z_1$ esetén:

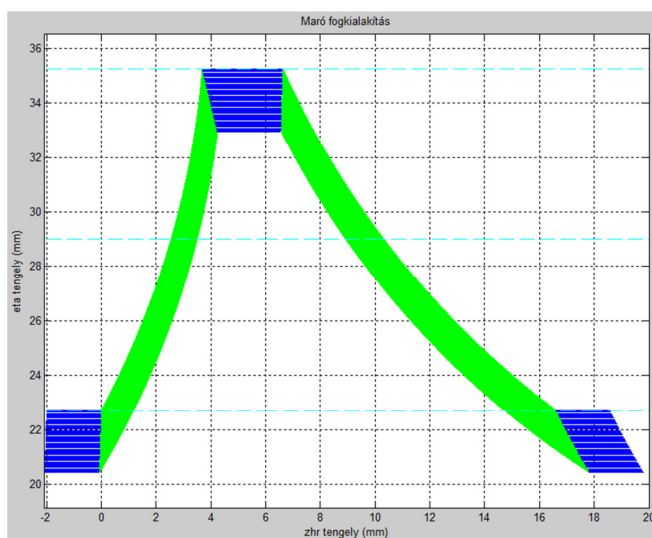
$$\varphi_{hr} = \frac{p_a}{p'_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \quad (6.8)$$

Behelyettesítve (6.8)-ot a (6.7) egyenletbe a hátramunkált felület egyenlete a következő:

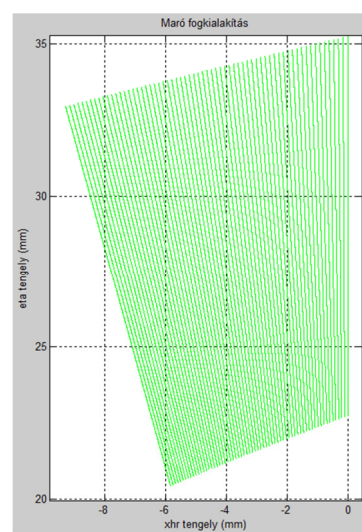
$$\left. \begin{aligned} x_{hre} &= -\eta' \cdot \sin \left[\frac{p_a}{p'_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) \right] - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \left[\frac{p_a}{p'_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \right] \\ y_{hre} &= \eta' \cdot \cos \left[\frac{p_a}{p'_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) \right] + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \left[\frac{p_a}{p'_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \right] \\ z_{hre} &= p'_{ae} \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (6.9)$$

A megfelelő előjelek megválasztásával hátrahajtás oldal esetén a homlokfelület, a hátramunkált oldalfelület és a maró vágóél egyenletek az előrehajtás oldalhoz hasonló módon határozhatók meg.

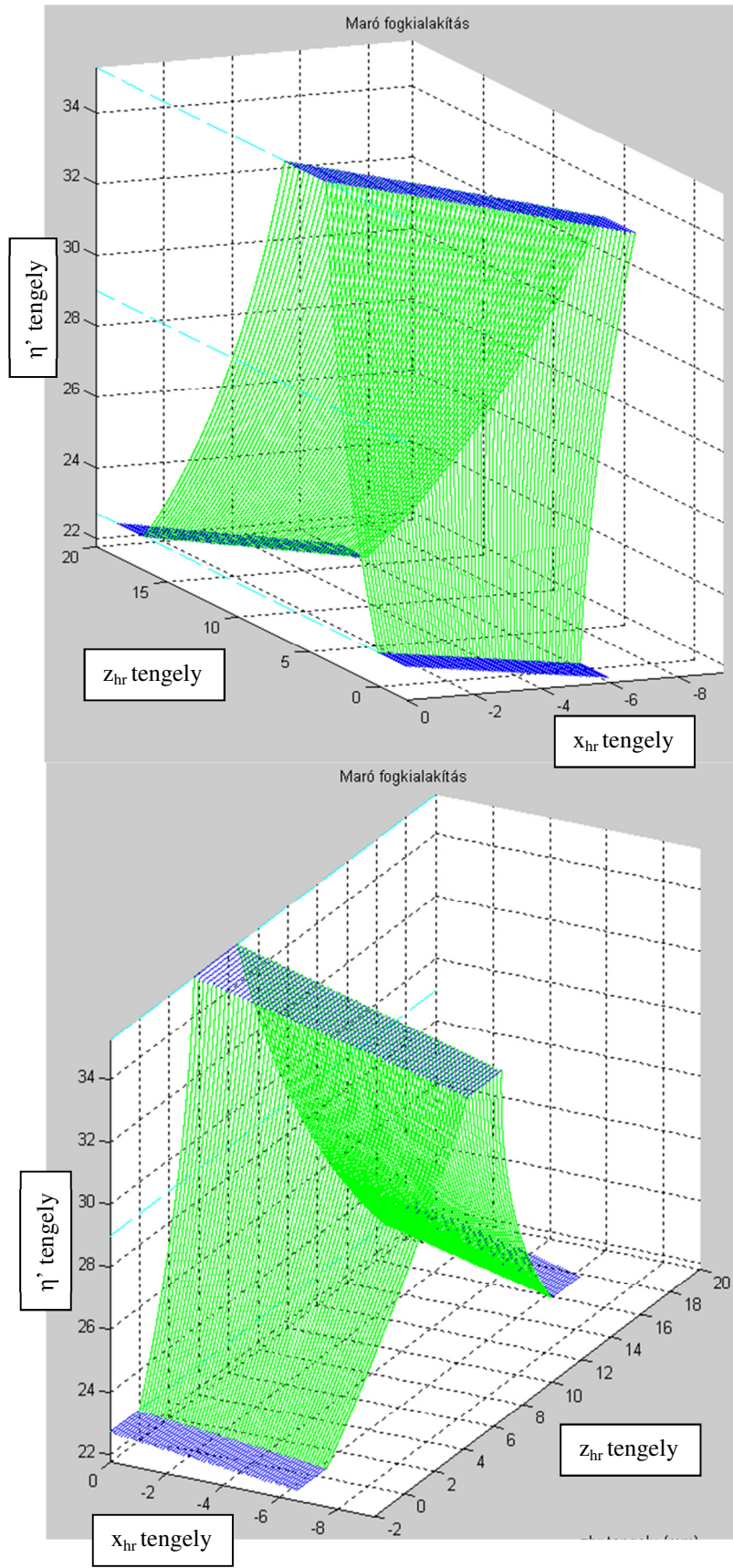
A maró vágóél (6.6), a hátramunkált oldalfelületek (6.9), a homlokfelület ($x_{hre}=0$) és a logaritmus spirális (6.2) egyenleteinek ismeretében a maró fog 3D modellezésére és a kapott egyenletek helyességének igazolása céljából számítógépes programot készítettünk (6.5. ábra). A programmal lehetőség nyílik a maró felületi (homlokfelület, hátramunkált oldalfelület, hátfelület) pontjainak meghatározására, majd a marófog CAD modelljének elkészítésére (6.6. ábra).



a) maró tengelymetszeti nézet

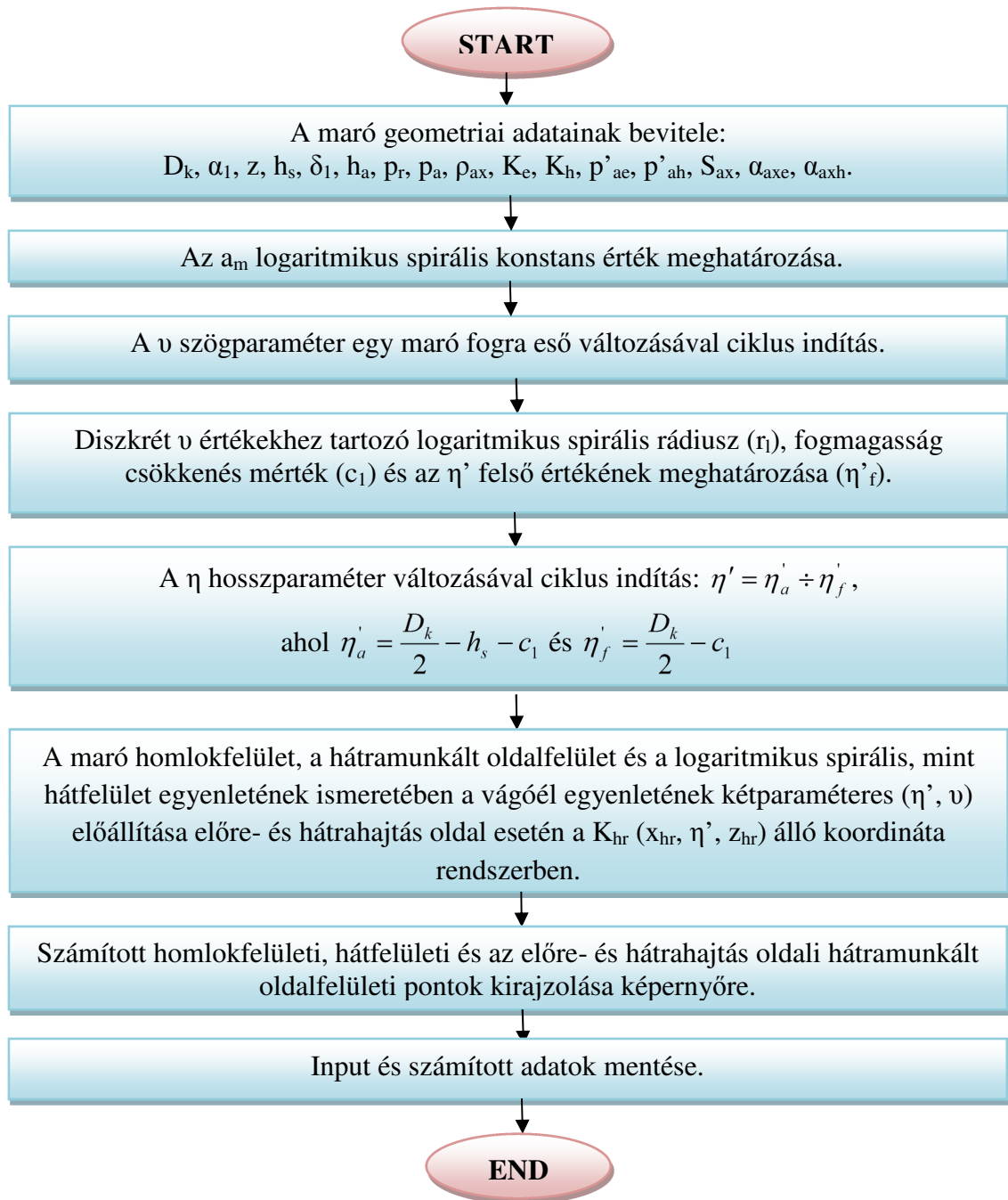


b) maró tengelyre merőleges metszeti nézet



c) axonometrikus nézetek

6.5. ábra
Maró fog modell

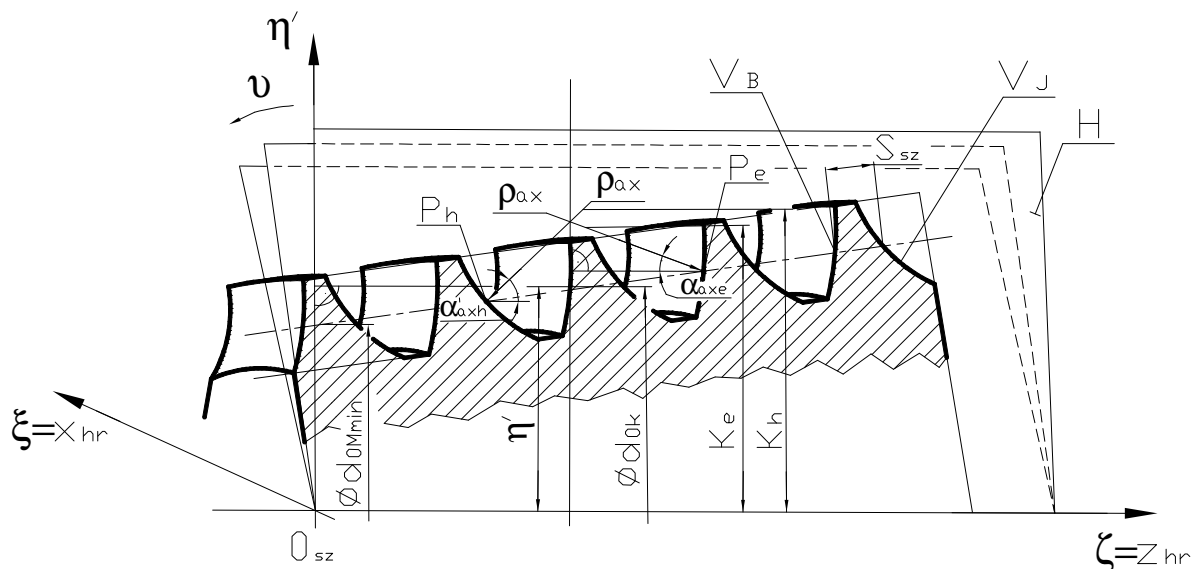


6.6. ábra

Maró fogfelületi pontok (homloklüvelület, hátramunkált oldallüvelület, hátlüvelület) meghatározásának folyamatábrája

6.2.2. A maró homloklüvelület menti újraélezések során adódó új vágóélek által kimunkált tányérkerék fogfelület meghatározása

Az $\vec{r}_{1F}^V(\eta', \vartheta_1)$ a maró vágóél által generált kétparaméteres vektor – skalár függvény ismeretében a célunk a maró homloklüvelület menti újraélezések során kialakuló tányérkerék fogfelületi pontok előállítása. Az élezések során burkolással kapott tányérkerék fogfelületeket a burkolócsiga és a Kapcsolódás I. törvényének közös megoldásaként keressük a tányérkerék forgó $K_{2F}(x_{2F}, y_{2F}, z_{2F})$ koordináta rendszerben.



6.7. ábra

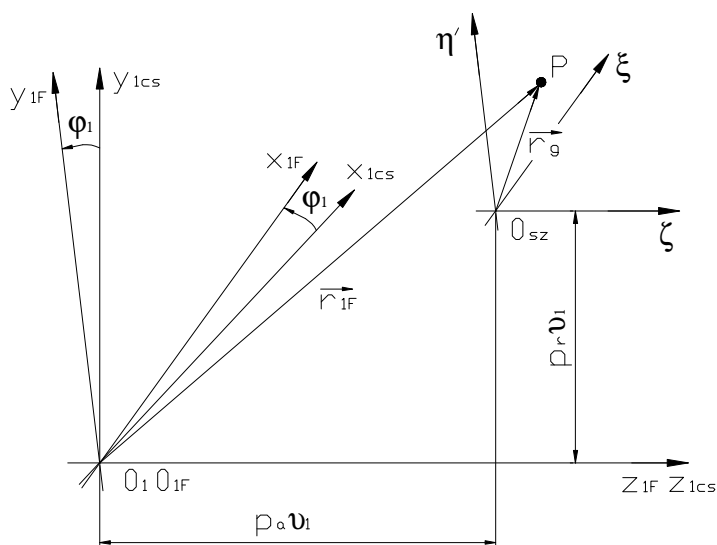
Tengelymetszeti síkban a vágóél meghatározása

A 6.7. ábra alapján a logaritmus spirális, mint hátfelület és a hátramunkált oldalfelület egyenleteinek ismeretében diszkrét ϑ újraélezési szöghelyzethez tartozó profilalkotón elhelyezkedő bármelyik pont helyvektorának koordinátái:

$$P_e \left[0, \eta', p'_{ae} \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \right] \quad (6.10)$$

$$P_h \left[0, \eta', p'_{ah} \cdot \vartheta - \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_h - \eta')^2} + z_{axh} \right]. \quad (6.11)$$

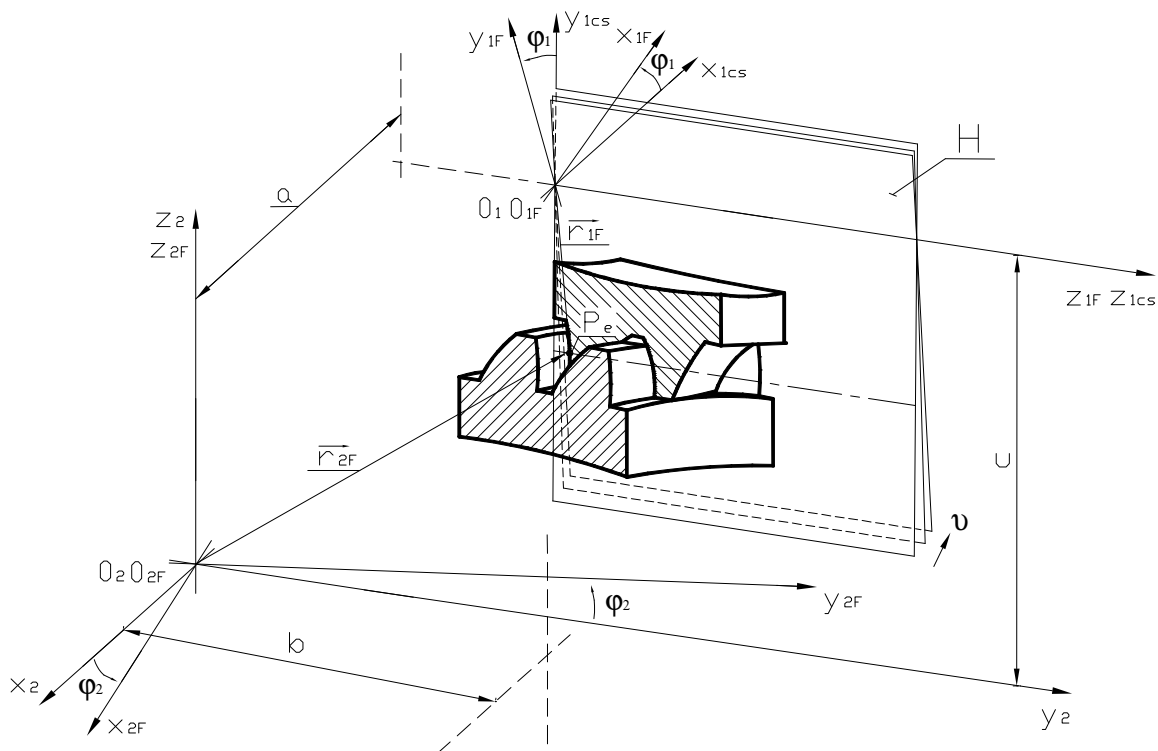
Mivel a tengelymetszeti profilalkotót a csiga közepes osztókörátmérőnél lévő körívsugár távolság ($K_{e,h}$) felvétellel képezzük, ezért a kúpos csavarfelület képzéséhez szükséges a kapott profilgörbét a maró legkisebb osztókörátmérőjére helyezni. Ezt azt jelenti, hogy az η' értékekből le kell vonnunk a $(d_{ok} - d_{0Mmin})/2$ értéket (6.7. ábra).



6.8. ábra

Az alkalmazott K_{1cs} álló, K_{1F} forgó és a K_{sz} szerszám koordináta rendszerek közötti kapcsolat

Az \vec{r}_g vezérgörbét hordozó K_{sz} (ξ, η, ζ) koordináta rendszerrel a z_{1F} tengely mentén p_a axiális paraméterű és az y_{1F} tengely mentén p_r radiális paraméterű csavarmozgást közölve a vezérgörbe egy kúpos csavarfelületet súrol a K_{1F} (x_{1F}, y_{1F}, z_{1F}) koordináta rendszerben, ami a csavarmozgás közlése előtt egybeesik a K_{sz} koordináta rendszerrel (6.8. ábra).



6.9. ábra

Koordináta rendszerek a maró újraélezésekből adódó tányérkerék fogfelület meghatározására

A 6.8. és 6.9. ábrákon lévő koordináta rendszer elrendezések esetén a transzformációs mátrixok megegyeznek a (3.4), (5.3), (5.4), (5.5), (5.6) és (5.7) transzformációs mátrixokkal.

Ezáltal a csiga előre- és hátrahajtás oldali csavarfelületének paraméteres egyenletrendszere a K_{1F} (x_{1F}, y_{1F}, z_{1F}) forgó koordináta rendszerben:

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^v &= -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \sin \vartheta_1 \\ y_{1F}^v &= [\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \cos \vartheta_1 + p_r \cdot \vartheta_1 \\ z_{1F}^v &= p_{ae}' \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 + (K_e - \eta')^2} + z_{axe} + p_a \cdot \vartheta_1 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{előrehajtás} \\ \text{oldal} \end{array} \quad (6.12)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^v &= -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \sin \vartheta_1 \\ y_{1F}^v &= [\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \cos \vartheta_1 + p_r \cdot \vartheta_1 \\ z_{1F}^v &= p_{ah}' \cdot \vartheta - \sqrt{\rho_{ax}^2 + (K_h - \eta')^2} + z_{axe} + p_a \cdot \vartheta_1 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{hátrahajtás} \\ \text{oldal} \end{array} \quad (6.13)$$

A tányérkerék fogfelületi pontok meghatározásakor az 5.2. alfejezetben ismertett direkt feladat megoldását kell alkalmazni.

Előrehajtás oldal esetén a két felület közötti relatív sebesség vektor ($\vec{v}_{1F}^{(12)}$) a csiga forgó K_{1F} és a tányérkerék forgó K_{2F} koordináta rendszerek közötti transzformáció alapján határozható meg a K_{2F} rendszerben (5.13), (5.14), (5.15) és (5.19) alapján:

$$\left. \begin{aligned} v_{1Fx}^{V(12)} &= -\left\{ [\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \cos \vartheta_1 + p_r \cdot \vartheta_1 \right\} - \left\{ p_{ae}' \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 + (K_e - \eta')^2} + z_{axe} + p_a \cdot \vartheta_1 \right\} \\ & i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - b \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 \\ v_{1Fy}^{V(12)} &= \left\{ -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \sin \vartheta_1 \right\} + \left\{ p_{ae}' \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 + (K_e - \eta')^2} + z_{axe} + p_a \cdot \vartheta_1 \right\} \\ & i_{21} \cdot \sin \varphi_1 + b \cdot i_{21} \cdot \sin \varphi_1 \\ v_{1Fz}^{V(12)} &= \left\{ -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \sin \vartheta_1 \right\} \cdot i_{21} \cdot \cos \varphi_1 - \left\{ [\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \cos \vartheta_1 + p_r \cdot \vartheta_1 \right\} \cdot \\ & i_{21} \cdot \sin \varphi_1 + a \cdot i_{21} \end{aligned} \right\} \quad (6.14)$$

A K_{1F} koordináta rendszerben a normálvektor (5.9) alapján:

$$\vec{n}_{1F}^v = \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \eta'} \times \frac{\partial \vec{r}_{1F}}{\partial \vartheta_1} \quad (6.15)$$

$$\vec{n}_{1F}^v = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ -\sin \vartheta_1 & \cos \vartheta_1 & [\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2]^{\frac{1}{2}} \cdot (K_e - \eta') \\ -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \cos \vartheta_1 & -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \sin \vartheta_1 + p_r & p_a \end{vmatrix} \quad (6.16)$$

Mindezek alapján a burkoló felület kétparaméteres vektor skalár függvénye és a kapcsolódási egyenlet közös megoldása adja a tányérkerék pontjait a kerék K_{2F} forgó koordináta rendszerben:

$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_{1F}^V &= \vec{r}_{1F}^V(\eta, \vartheta) \\ \vec{n}_{1F}^V \cdot \vec{v}_{1F}^{V(12)} &= 0 \\ \vec{r}_{2F} &= M_{2F,1} \cdot \vec{r}_{1F}^V \end{aligned} \right\} \quad (6.17)$$

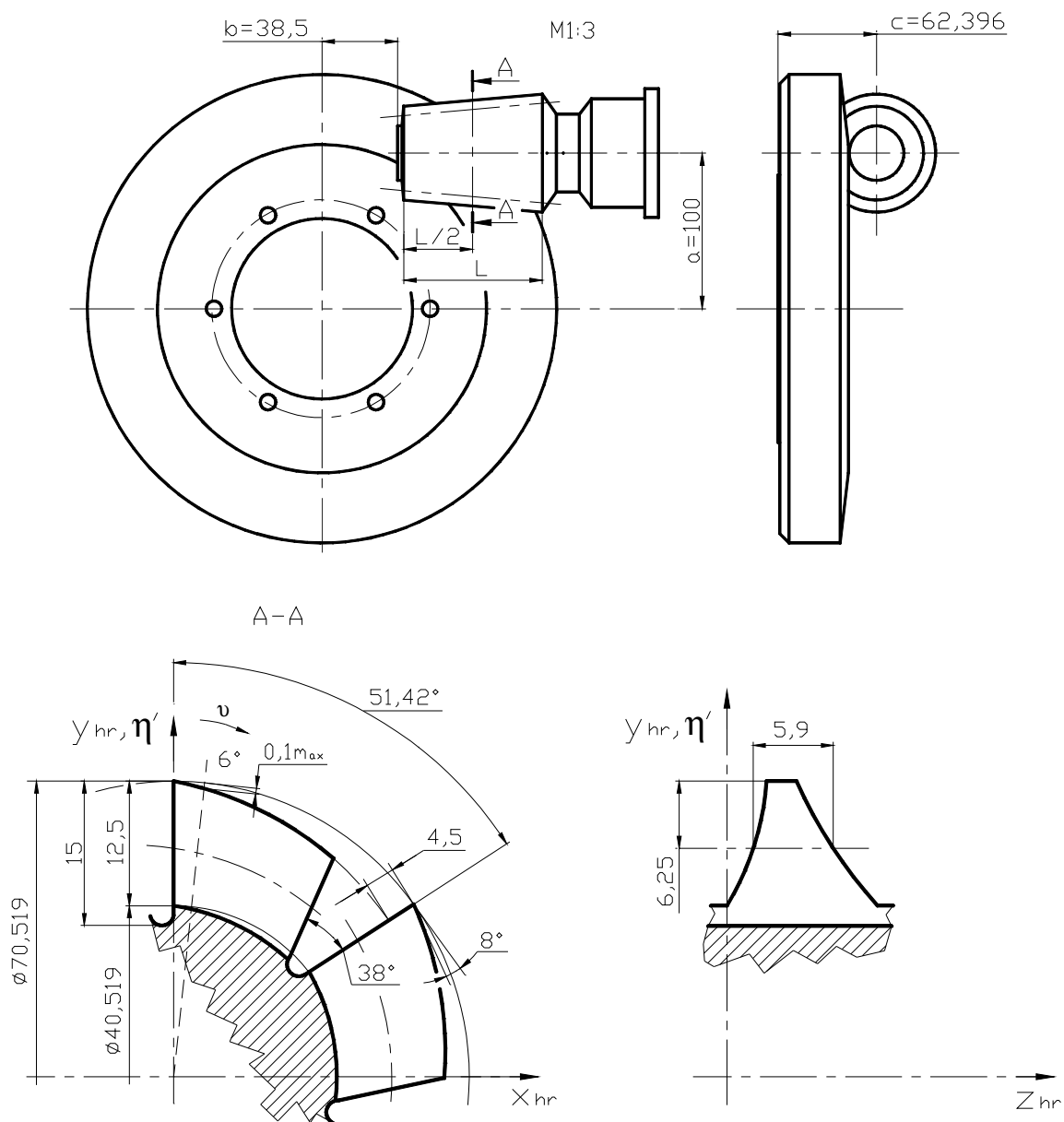
6.2.3. Élezhetőségi vizsgálat

A maró vágóél, a homlokfelület, a hátramunkált oldalfelületek és a logaritmus spirális egyenleteinek ismeretében a tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró (M.I. melléklet M1.2. ábra) esetén a közepes osztókörátmérőnél felvett tengelymetszeti profillal (6.10. ábra A-A metszet) radiális hátramunkálás esetén élezhetőségi vizsgálatokat végzünk.

Az élezési vizsgálatokhoz számítógépes programot készítettünk, melyben tetszőleges újraélezési szöghelyzetek megadhatóak (6.11. ábra).

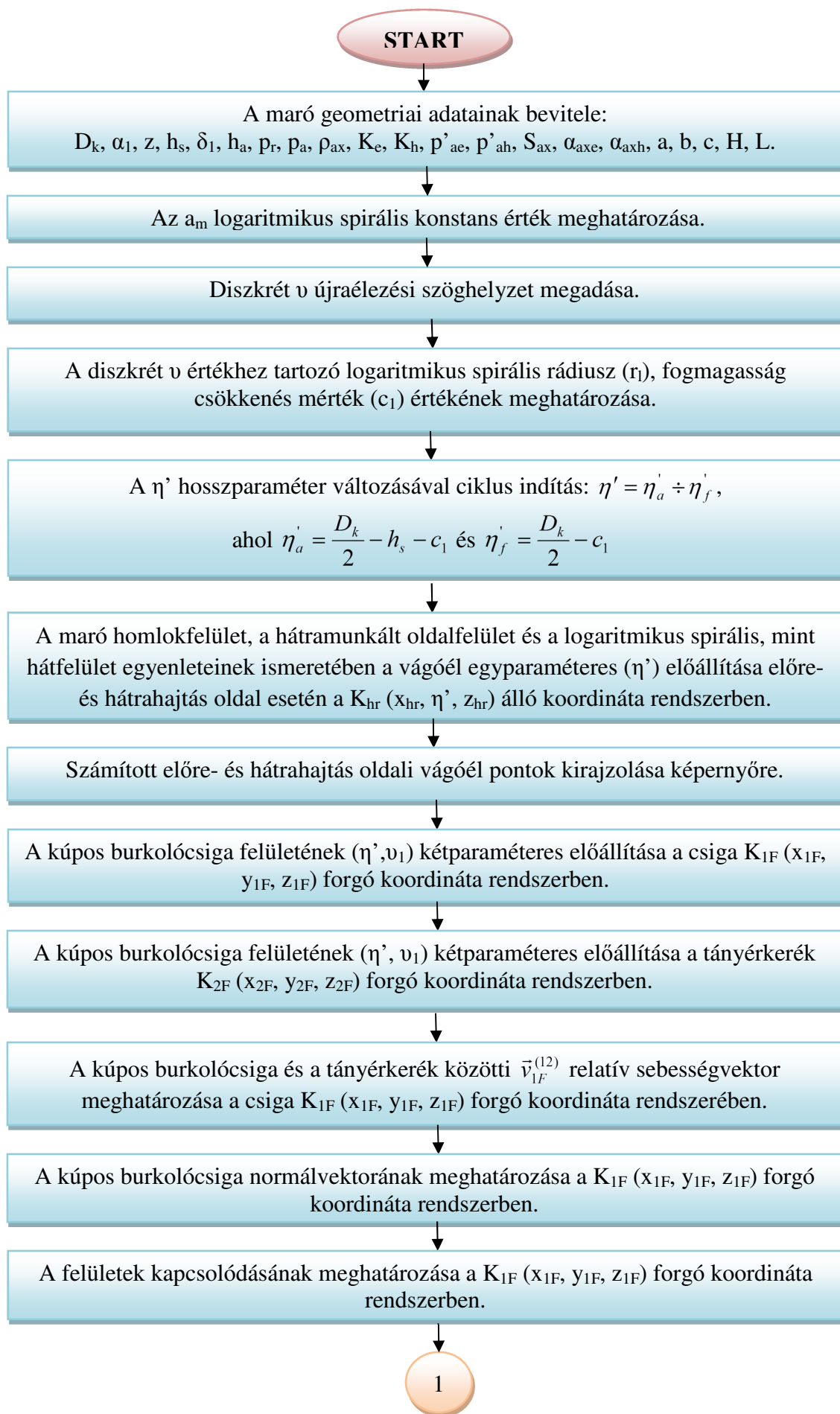
A maró vágóél (6.6), a hátramunkált oldalfelületek (6.9), a homlokfelület ($x_{hrc}=0$) és a logaritmus spirális (6.2), mint hátfelület egyenleteinek ismeretében a szoftver tetszőleges újraélezési szöghelyzethez kiszámítja, majd ábrázolja a szerszámprofil pontokat (vágóél). A program a maró vágóélékkel, mint vezérgörbékkel kúpos csavarfelületet generál és a közvetlen mozgásleképezés elve alapján előállítja a tányérkerék fogfelületi pontokat. Ezáltal

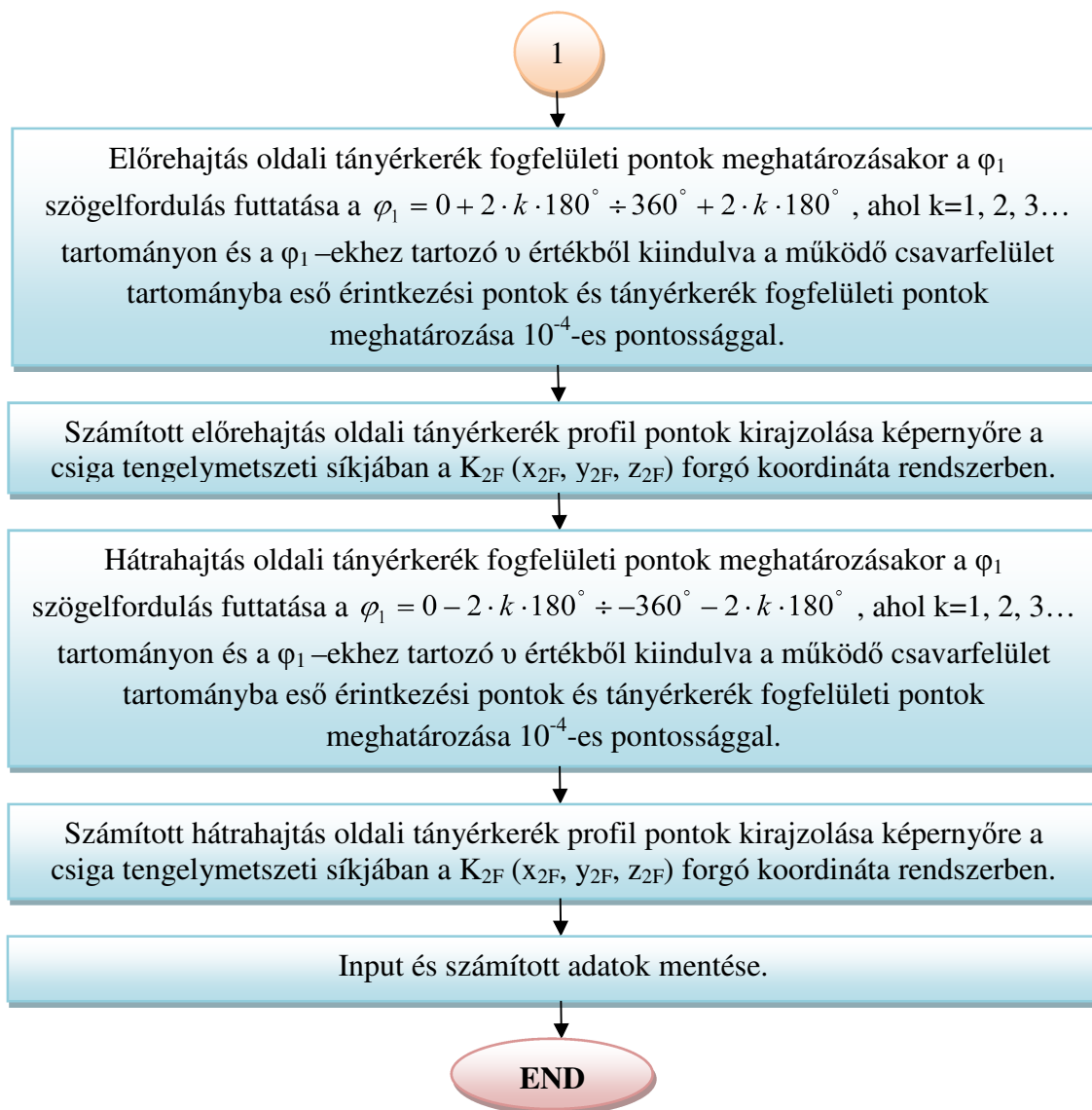
meghatározható, a maró homloklapfelület menti újraélezések során a szerszám profilváltozás a tengelymetszeti síkban, és az egyes szerszám profilokhoz tartozó tányérkerék profilok a maró tengelymetszeti síkjában.



6.10. ábra
A vizsgálathoz szükséges lefejtőmaró paraméterek

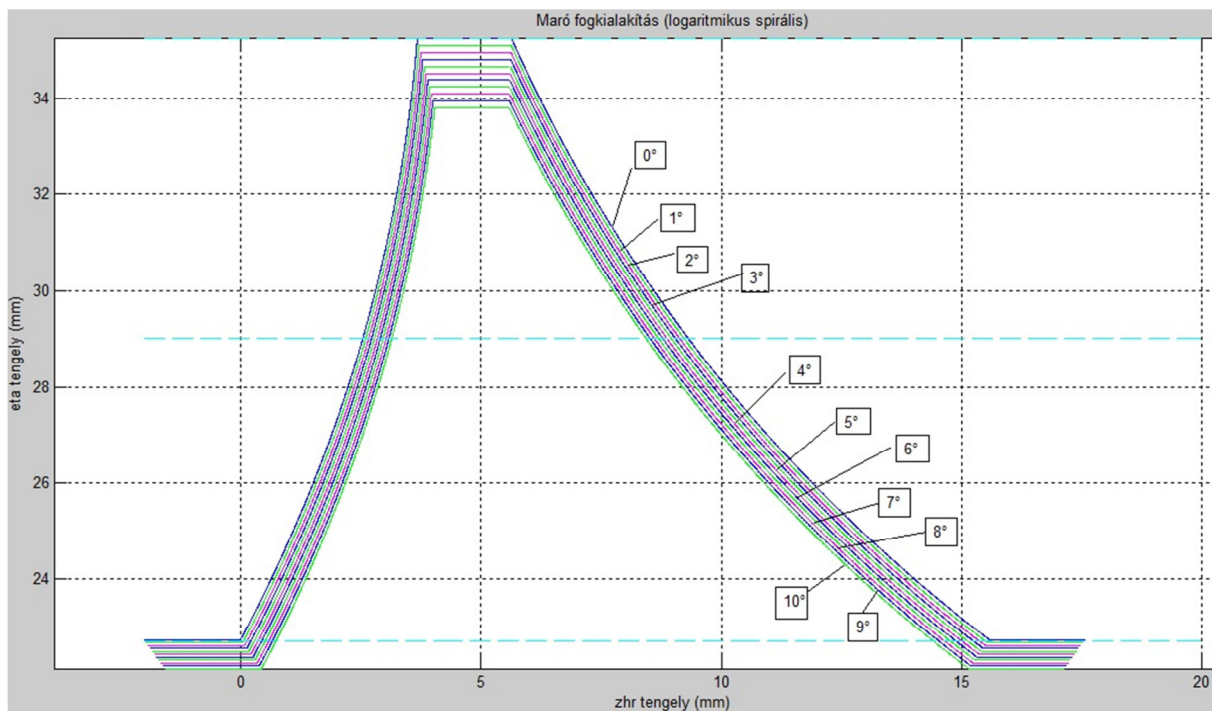
Meghatározzuk azt a maró élezhetőségi határszöghelyzetet, amelynél még a kúpos csigával kapcsolódó tányérkerék profilja a csiga tengelymetszeti síkjában profilhiba túréson belül van [S_{z1} – S_{z4}] illetve a csiga és a tányérkerék között a megfelelő fejhézag ($0,1 \cdot m_{ax}$) is biztosított.





6.11. ábra

A maró homlokl felület menti újraélezések során kapott vágóélek által előállított tányérkerék fogfelületi pontok meghatározásának folyamatábrája



6.12. ábra

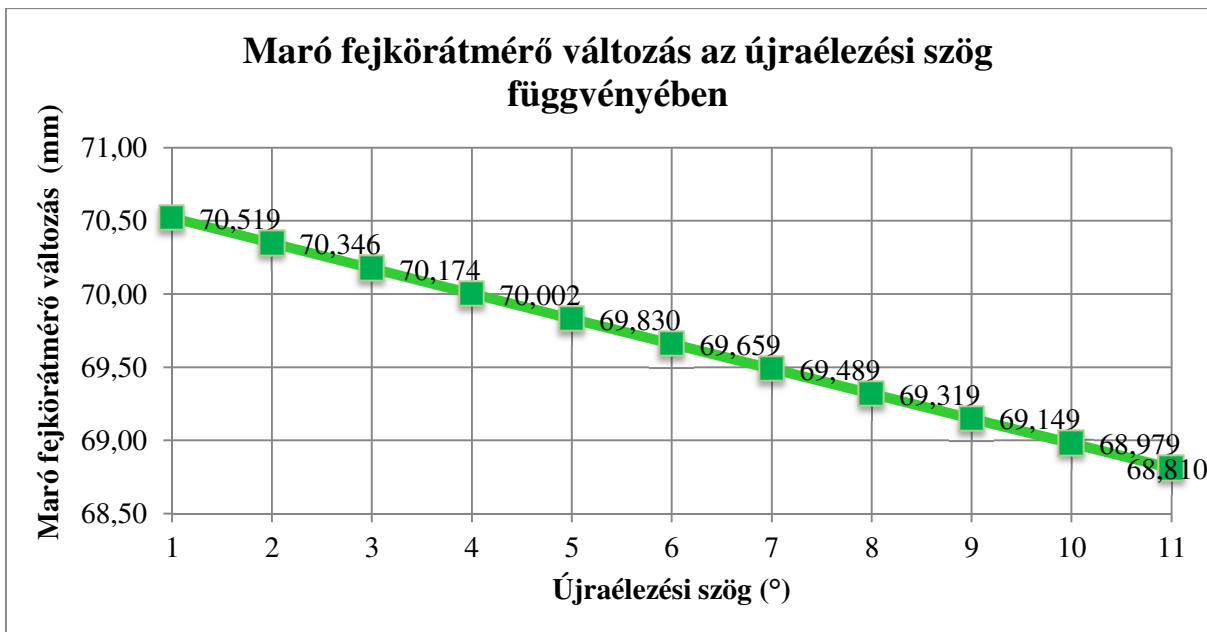
Diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tengelymetszeti maró fogprofilok

6.1. táblázat: Az egyes újraélezési szöghelyzetekhez tartozó lefejtőmaró paraméterek

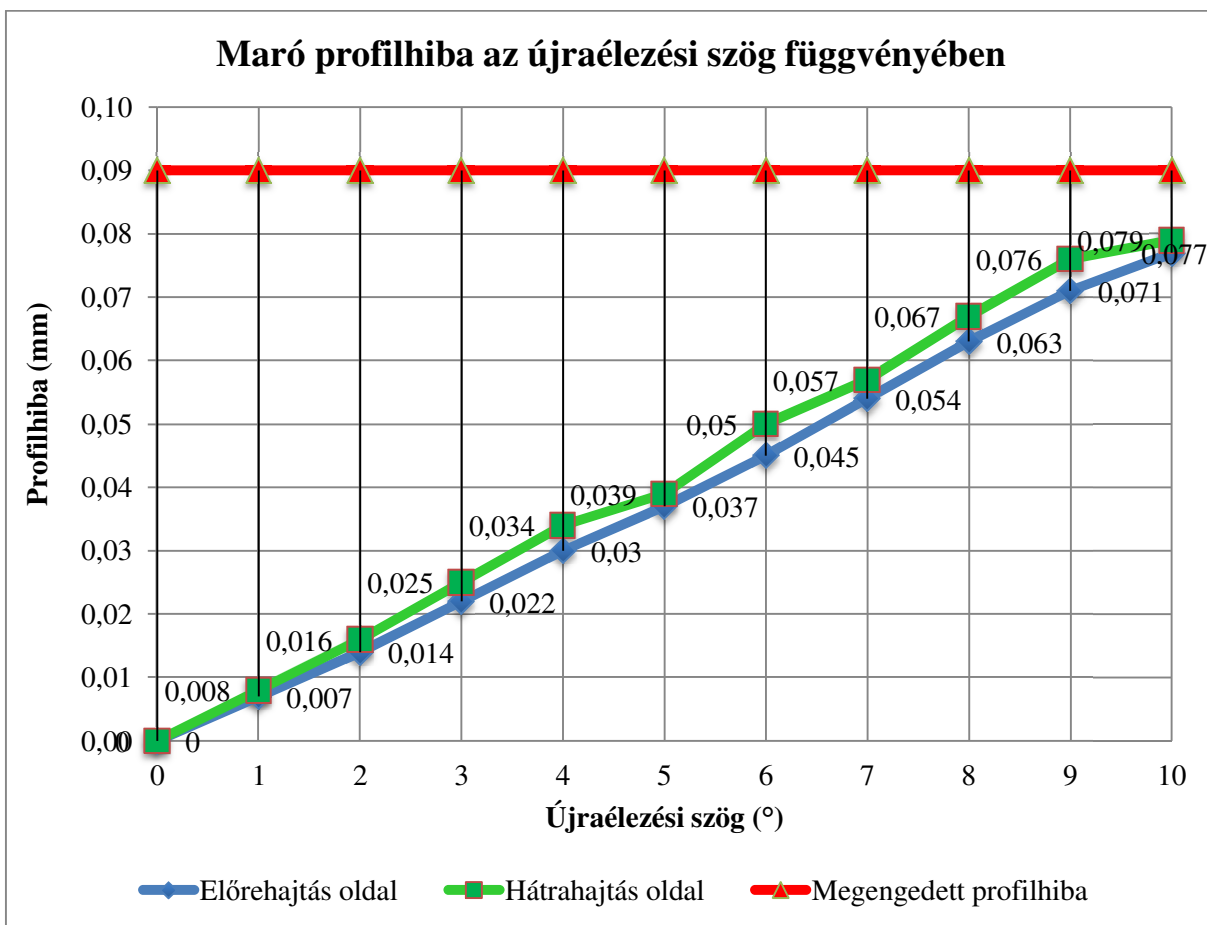
Újraélezési szög (°)	Az újraélezés mértéke (mm)	Fejkör átmérő (mm)	c méret (mm)	Profilhiba tengelymetszetben (mm) (előrehajtás)	Profilhiba tengelymetszetben (mm) (hátrahajtás)
0	0	70,519	62,396	0	0
1	0,086	70,345	62,309	0,007	0,008
2	0,172	70,172	62,223	0,014	0,016
3	0,258	70,001	62,137	0,022	0,025
4	0,344	69,829	62,051	0,03	0,034
5	0,429	69,658	61,966	0,037	0,039
6	0,515	69,487	61,88	0,045	0,05
7	0,6	69,317	61,795	0,054	0,057
8	0,685	69,147	61,71	0,063	0,067
9	0,769	68,978	61,626	0,071	0,076
10	0,854	68,809	61,541	0,077	0,079

A maróra megengedett fogmagasság csökkenés értéke a (6.7) alapján: $c_{1\text{meg}}=0,5$ mm. A maróra megengedett profilhiba tűrés: $\Delta_{\text{meg}}= 0,09$ mm [Sz4].

A 6.12. és 6.14. ábrán és a 6.1. táblázatban látható, hogy diszkrét újraélezési szöghelyzet értékeknél előrehajtás oldal esetén jobban közelítik az egyes újraélezési szöghelyzetekhez tartozó profilok a kiinduló körívprofil, mint hátrahajtás oldal esetén.



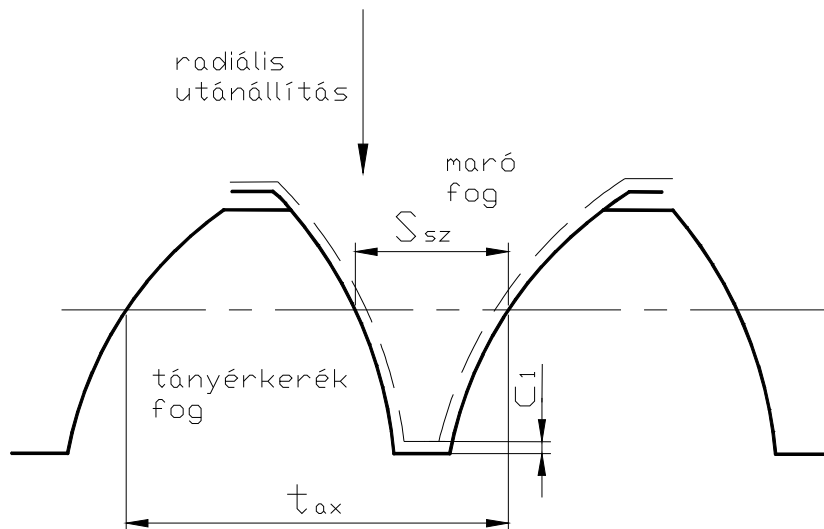
6.13. ábra
Maró fejkörátmérő változás az újraélezési szög függvényében



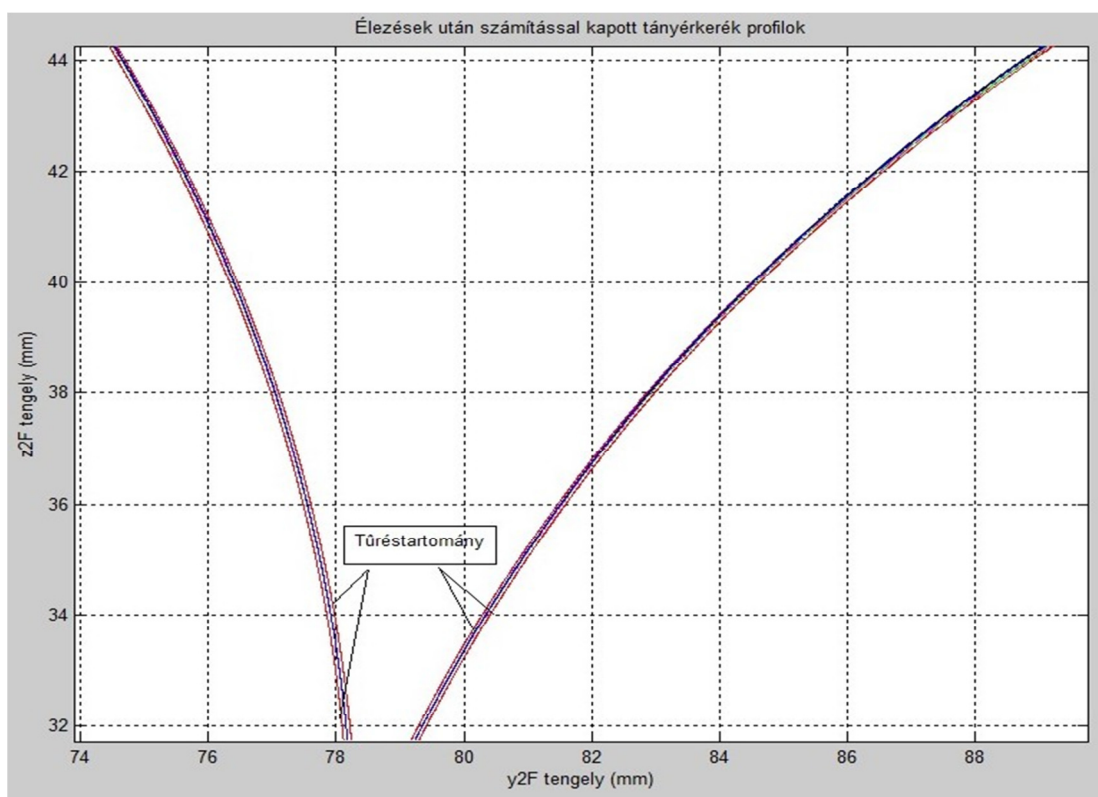
6.14. ábra
Maró profilhiba az újraélezési szög függvényében

A 6.13. ábrán látható, hogy az újraélezési szögváltozás és a maró fejkörátmérő csökkenés között lineáris kapcsolat van.

A spiroid csiga és tányérkerék közötti állandó fejhézag és állandó tányérkerék fogvastagság biztosítása érdekében az újraélezések után a tányérkerék megmunkálásakor a marót radiálisan (c méret korrekció 6.10. és 6.15. ábra) után kell állítani.

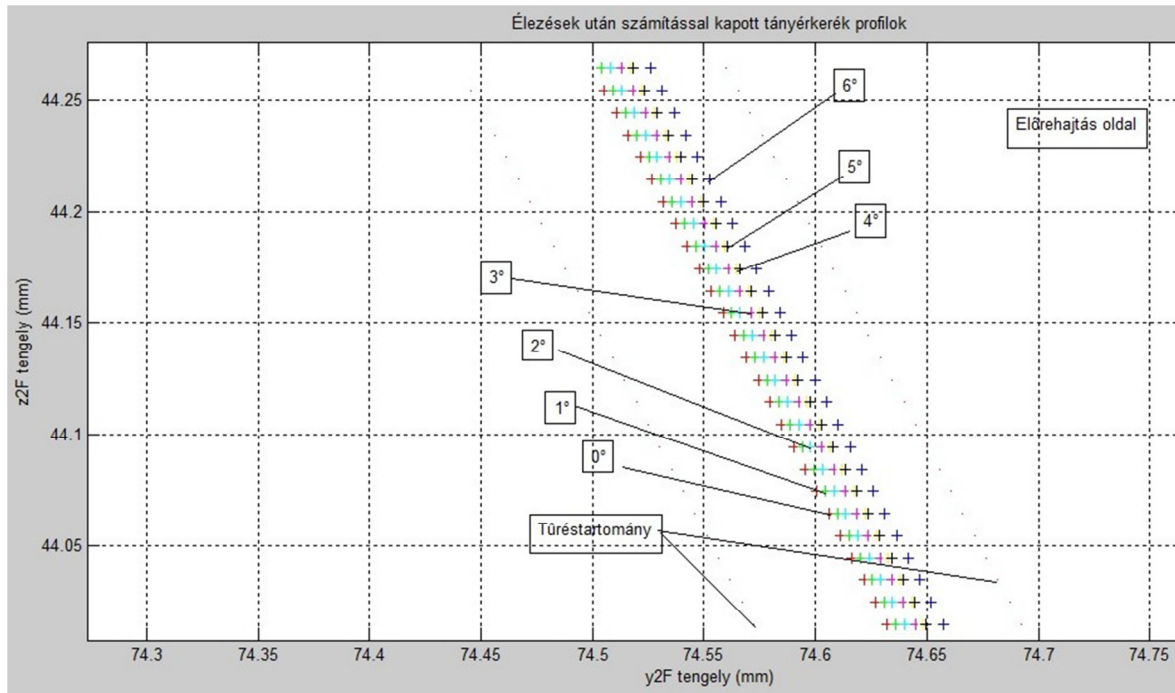


6.15. ábra
Radiális utánállítás



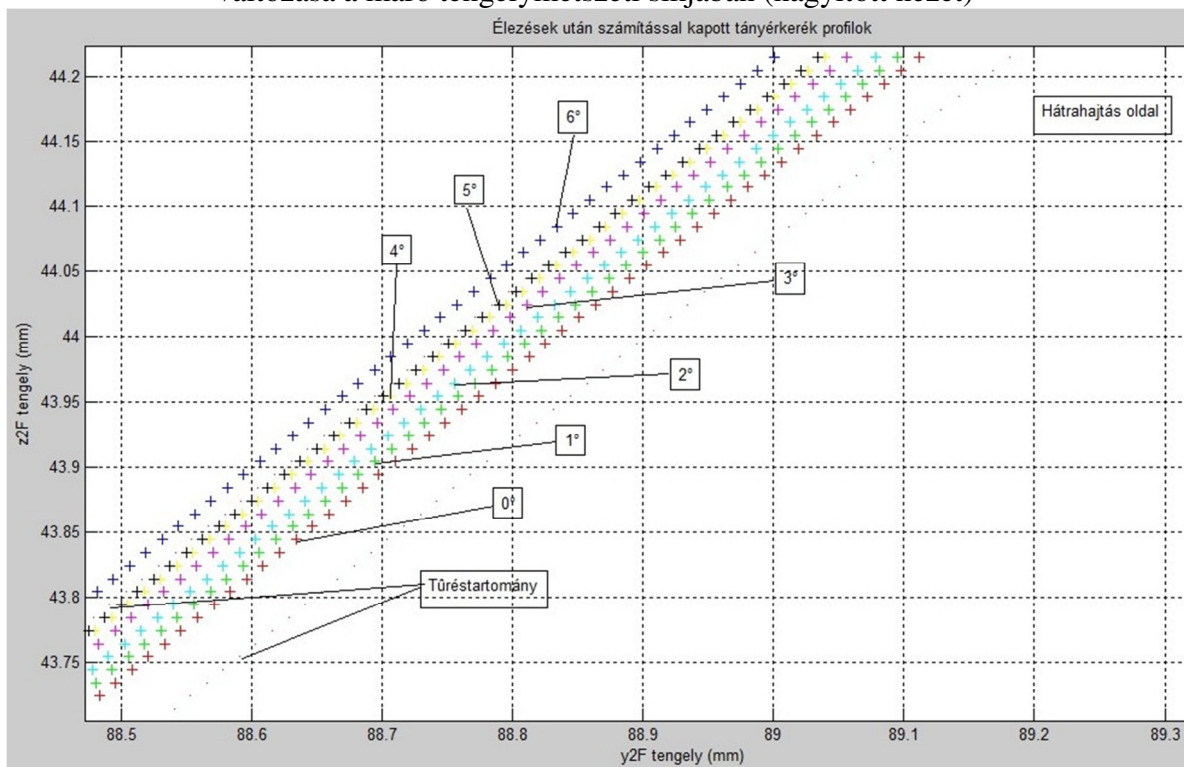
6.16. ábra
A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tányérkerék profilpontok a maró tengelymetszeti síkjában

A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tányérkerék előre- és hátrahajtás oldali profilpontok a 6.16. ábrán láthatóak. Az ábrán piros színnel van jelölve a megengedett profilhiba alsó és felső határa. A tányérkerékre megengedett profilhiba tűrés: $\Delta_{\text{meg}} = 0,09 \text{ mm}$ [Sz2].



6.17. ábra

A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó előreajtás oldali tányérkerék profilok változása a maró tengelymetszeti síkjában (nagyított nézet)



6.18. ábra

A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó hátrahajtás oldali tányérkerék profilok változása a maró tengelymetszeti síkjában (nagyított nézet)

A 6.17. és 6.18. ábrák nagyított nézetek, melyeken láthatók az egyes maró újraélezési szöghelyzetekhez tartozó előre- és hátrahajtás oldali tányérkerék fogprofilok változása a maró tengelymetszeti síkjában.

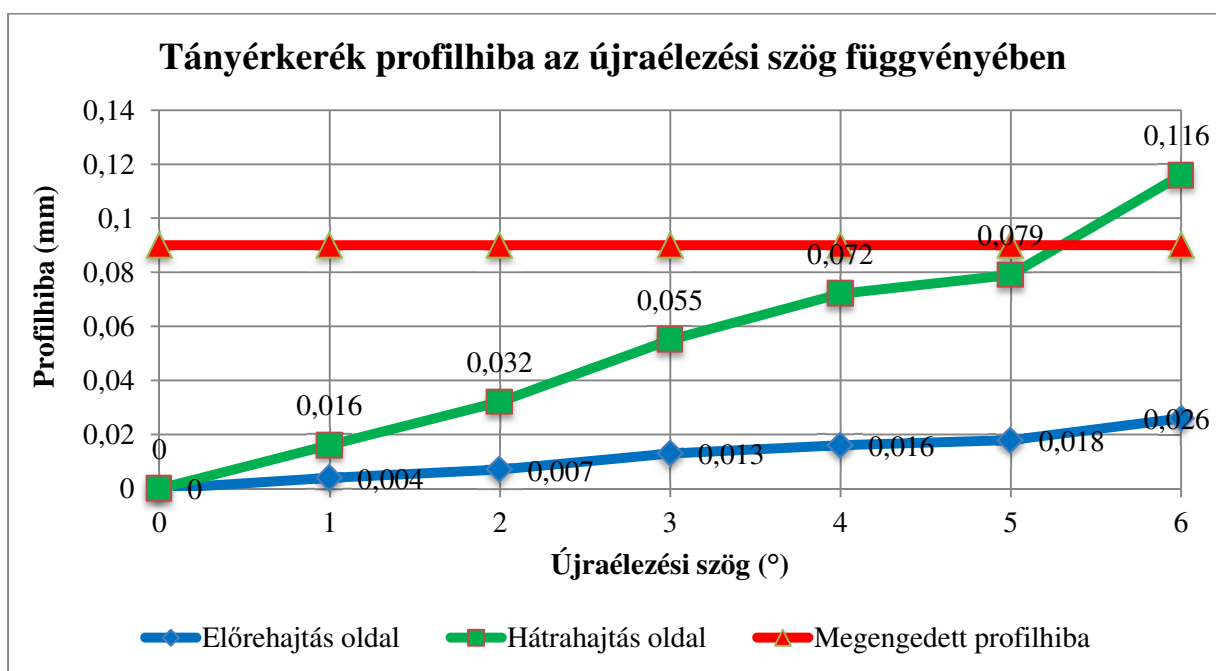
6.2. táblázat: Az egyes újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tányérkerék profilhiba értékek

Újraélezési szög (°)	Profilhiba a maró tengelymetszeti síkjában (mm) (előrehajtás)	Profilhiba a maró tengelymetszeti síkjában (mm) (hátrahajtás)
0	0	0
1	0,004	0,016
2	0,007	0,032
3	0,013	0,055
4	0,016	0,072
5	0,018	0,079
6	0,026	0,116

A 6.17., 6.18., 6.19. ábrák és a 6.2. táblázat alapján megállapítható, hogy az előrehajtás oldali tányérkerék profilok hibái kisebbek, mint a hátrahajtás oldali tányérkerék profilok hibái. Továbbá látható, hogy a $\vartheta = 6^\circ$ maró homlokl felület menti újraélezési szögnél a hátrahajtás oldali tányérkerék profilpontok a megengedett profilhiba tartományon kívüliek.

A $\vartheta = 5^\circ$ újraélezési szögnél a tányérkerék előre- és hátrahajtás oldali profilok a megengedett profilhiba tartományon belüliek (6.17. és 6.18. ábrák). A 6.1. táblázatban látható, hogy ehhez a szöghelyzethez tartozó újraélezés mértéke (0,429 mm) a megengedett fogmagasság csökkenés érték ($c_{1\text{meg}} = 0,5$ mm) alatti.

Ezek alapján a maró újraélezési határszöghelyzet a megengedett fogmagasság csökkenés és a tányérkerék profilhiba túrés figyelembevételével $\vartheta = 5^\circ$ újraélezési szög értéknél van.



Az elvégzett élezhetőségi vizsgálatok és a (6.2) - (6.4) összefüggések figyelembevételével a vizsgált tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró újraélezési tartományának megállapítására a megfelelő összefüggés:

$$\vartheta = -\frac{\ln\left(1 - \frac{2 \cdot c_{1meg}}{D_k}\right)}{\operatorname{tg} \alpha_1} . \quad (6.18)$$

6.2.4. Vágóél, homlokfelület és hátramunkált oldalfelületek egyenletei $\gamma_0 > 5^\circ$ esetén

Adott a (3.13) szerint a kúpos burkoló csiga kétparaméteres vektor skalár függvénye előrehajtás oldal esetén.

Ha a marón a γ_0 osztókörü emelkedési szög nagyobb, mint 5° , akkor a maró homlokfelülete célszerűen egy archimedesi csavarfelület (5.8. ábra), melynek származtatása az 5.3.1.2. alfejezetben leírtaknak megfelelően történik. Ez alapján a maró homlokfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_1^H &= -\eta \cdot \sin(\vartheta + \varphi_{oh}) - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_1 \\ y_1^H &= \eta \cdot \cos(\vartheta + \varphi_{oh}) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 \\ z_1^H &= -p_h \cdot (\vartheta + \varphi_{oh}) \end{aligned} \right\} . \quad (6.19)$$

A csiga felülete (3.13) és a homlokfelület (6.19) metszése a vágóél egyenletét adja $z_h = z_1$ feltétel esetén:

$$p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} = -p_h \cdot (\vartheta + \varphi_{oh}) . \quad (6.20)$$

Ebből:

$$\varphi_{oh} = -\frac{p_a}{p_h} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \frac{1}{p_h} \cdot \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} - \vartheta - \frac{z_{axe}}{p_h} . \quad (6.21)$$

Behelyettesítve (6.21)-et (6.19)-be kapjuk a maró vágóél egyenletét:

$$\left. \begin{aligned} x_1^V &= -\eta \cdot \sin \left[-\frac{p_a}{p_h} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \frac{1}{p_h} \cdot \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} - \frac{z_{axe}}{p_h} \right] - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_1 \\ y_1^V &= \eta \cdot \cos \left[-\frac{p_a}{p_h} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \frac{1}{p_h} \cdot \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} - \frac{z_{axe}}{p_h} \right] + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 \\ z_1^V &= p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} . \quad (6.22)$$

A hátramunkált csavarfelület paraméterét p'_{ae} - vel jelölve, a hátfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_{hre} &= -\eta' \cdot \sin(\vartheta + \varphi_{hr}) - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_{hr} \\ y_{hre} &= \eta' \cdot \cos(\vartheta + \varphi_{hr}) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_{hr} \\ z_{hre} &= p'_{ae} \cdot (\vartheta + \varphi_{hr}) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} . \quad (6.23)$$

A hátramunkált oldalfelület (6.23) és a homlokfelület (6.19) metszése a következő összefüggést határozza meg $z_{hre} = z_1^H$ esetén:

$$p_{ae}' \cdot (\vartheta + \varphi_{hr}) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} = -p_h \cdot (\vartheta + \varphi_{oh}) \quad (6.24)$$

Ebből:

$$\varphi_{hr} = -\frac{p_h}{p_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_{oh}) - \vartheta - \frac{1}{p_{ae}} \cdot \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} - \frac{z_{axe}}{p_{ae}} \quad (6.25)$$

Mivel ennek a metszésvonalnak egybe kell esnie a vágóélel, szükséges, hogy a (6.21)-ben felírt φ_{oh} a (6.25) összefüggést is kielégítse, azaz összevonás után kapjuk:

$$\varphi_{hr} = \frac{p_a}{p_{ae}} (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \quad (6.26)$$

Behelyettesítve (6.26)-ot a (6.23) egyenletbe a hátramunkált felület egyenlete a következő:

$$\left. \begin{aligned} x_{hre} &= -\eta' \cdot \sin \left[\frac{p_a}{p_{ae}} (\vartheta + \varphi_1) \right] - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \left[\frac{p_a}{p_{ae}} (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \right] \\ y_{hre} &= \eta' \cdot \cos \left[\frac{p_a}{p_{ae}} (\vartheta + \varphi_1) \right] + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \left[\frac{p_a}{p_{ae}} (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \right] \\ z_{hre} &= p_{ae}' \cdot \left[\frac{p_a}{p_{ae}} (\vartheta + \varphi_1) \right] + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (6.27)$$

A megfelelő előjelek megválasztásával hátrahajtás oldal esetén a homlokfelület, a hátramunkált oldalfelület és a maró vágóél egyenletek az előrehajtás oldalhoz hasonló módon határozhatók meg.

A maró homlokfelület menti újraélezések során adódó új vágóélek által kimunkált tányérkerék fogfelület meghatározása a (6.22) maró vágóél egyenletének ismeretében a 6.2.2. alfejezetben ismertetett módon történik.

7. TENGELYMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ SPIROID CSIGATENGELY ELLENŐRZÉSE HÁROM KOORDINÁTÁS MÉRŐGÉPEN

A dolgozatban a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigatengely három koordinátás mérését ismertetjük.

7.1. Három koordinátás mérés

A Nyíregyházi Főiskola Műszaki Alapozó, Fizika és Gépgyártástechnológia Tanszékének laboratóriumában található Aberlink Axiom TOO 3D típusú CNC vezérlésű koordináta mérőgéppel (mérési tartomány: $x=640$ mm; $y=900$ mm; $z=500$ mm, pontosság: $3,5 \mu\text{m}$) végezzük el a kúpos csigatengely ellenőrzését (7.1. ábra). Három koordinátás méréssel lehetőség nyílik a csavarfelületek előállításánál keletkezett hibák felderítésére (pl.: osztás tengelymetszetben, profilhiba tengely- vagy a nevezetes metszetben stb.) és ezen hibák nagyságának kimutatására.



7.1. ábra

Aberlink Axiom TOO 3D típusú CNC vezérlésű koordináta mérőgép

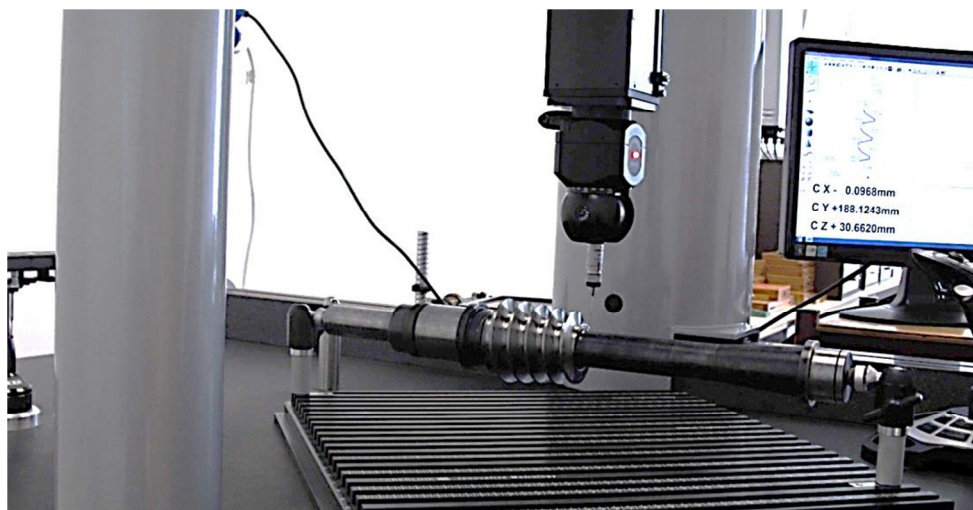
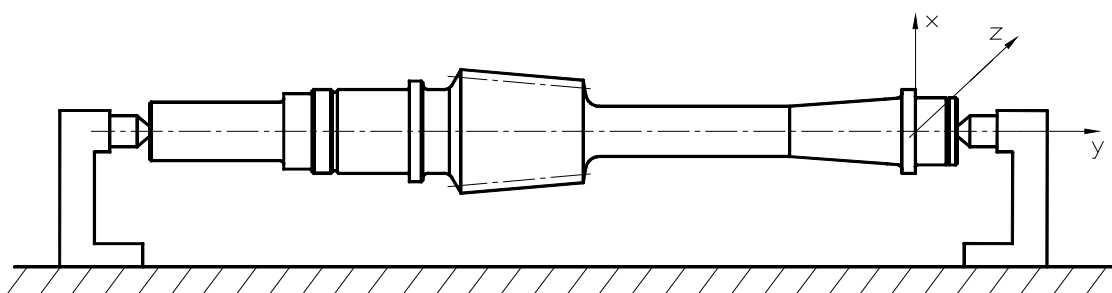
A koordináta méréstechnika a munkadarabokat 2D és 3D-s felületelemek halmazának tekinti és ezeket az elemeket $i=1,2, \dots, n$ mérési pontokkal helyettesíti a térben.

Az analitikus geometria és a numerikus analízis módszerével a mérési pontokra kiegyenlítő görbéket, felületeket fektet a program és ezek paramétereit, egymástól való távolságukat, egymáshoz viszonyított helyzetüket, stb. határozzuk meg. Ez az alapelv szinte tetszőleges alakú munkadarab mérését teszi lehetővé.

7.1.1. A csiga koordináta rendszerének felvétele

A munkadarabot úgy helyeztük el a mérőterben, hogy tengelyvonala párhuzamos legyen a gép Y tengelyével. A csigához kötött koordináta rendszer felvétel menete (7.2. ábra):

- 1.) A mérőgép asztalán felvesszünk 3 pontot.
- 2.) A mérő szoftver segítségével a 3 pontra egy síkot fektetünk, melyet eltolunk a csiga tengelymetszeti síkjába.
- 3.) A csiga egyik tengelyvégén felvesszünk 3 pontot. Ezen 3 pontra síkot illesztünk. Ez lesz a Sík 1.
- 4.) A Kör mérés opcióval felvesszünk 3 pontot körbe a hengerpaláston az előzőleg mért síkhoz a lehető legközelebb. Ezen kör automatikusan vetítésre kerül a Sík1-re.
- 5.) Ismételjük meg a 2-3. mérési folyamatot a tengely másik végén. A kapott két kör középpontját összekötő egyenes lesz a csiga tengelyvonala, azaz az Y tengely.
- 6.) Az X koordináta irányt úgy kapjuk, hogy felvesszünk egy tetszőleges pontot a csigán és a tetszőleges pontból az Y tengelyre bocsátott merőleges egyenes adja az X irányt.
- 7.) A Z irány a kapott X és Y koordináta irányokra merőleges irány.



7.2. ábra

Csigatengely rögzítés csúcsok közé, koordináta rendszer felvétel

7.1.2. Geometriai méretek ellenőrzése

Először a csigatengely jellemző átmérőit mérjük meg (7.7. ábra) mérőtapintóval (7.1. táblázat). Az átmérők a rajzon előírt tűréstartományon belül helyezkednek el (M.I. melléklet M1.1. ábra).

Síkok felvételével megmérjük a jellemző távolságokat a csigatengelyen (7.7. ábra). A távolságok a rajzon előírt tűréstartományon belül helyezkednek el (M.I. melléklet M1.1. ábra).

7.1. táblázat: Mérőfej és tapintó adatok

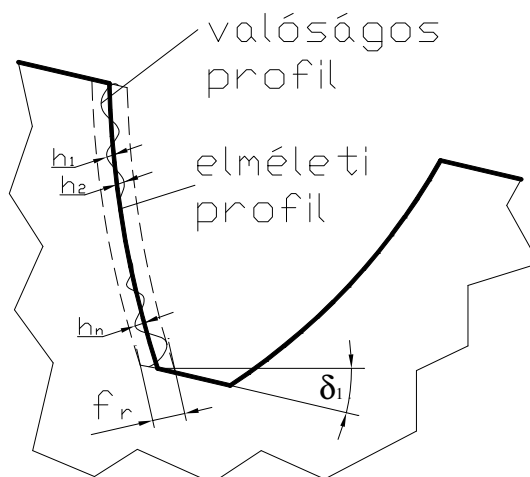
Mérőfej típus:	RENISHAW PH 10T
Mérőtapintó típus:	RENISHAW STD FORCE 27R247 Ø1 mm

A mérőprogramban található kúpmérés menüpontban lehetőség van kúpmérést végezni. Ehhez a menetes kúp mentén pontokat szükséges felvennünk. A felvett pontokra kúpot illeszt a szoftver. Ez alapján mérjük meg a csigatengely kúpszögét.

A pontokra illesztett kúp kúpszöge: $9,9997^\circ$. Megállapítható, hogy a mért kúpszög tűréstartományon belüli ($10^\circ \pm 1'$) (M.I. melléklet M1.1. ábra).

7.1.3. A csigaprofil alakhibájának és fogosztásának mérése

A profil alakhibája olyan két elméletileg helyes alakú fogprofil közötti mérőleges távolság, amely a csiga valóságos profilját a működő profilszakaszon belül közrefogja (f_r). A vizsgálat elvi alapját a 7.3. ábra szemlélteti.



7.3. ábra

A csigaprofil alakhiba értelmezése

A profilhiba mérését a csiga főmetszetében a névleges profil síkjában kell elvégezni. Meg kell határozni az elméleti profilnak a valóságos profiltól való eltérését és a különbségüket képezve meghatározható a profilhiba nagysága [6, 39]. Ez különböző h_1, h_2, \dots, h_n eltéréseket jelent. Ezen eltérések átlagolásával meghatározható a közepes eltérés értéke:

$$h_{köz} = \frac{h_1 + h_2 + \dots + h_n}{n} \quad (7.1)$$

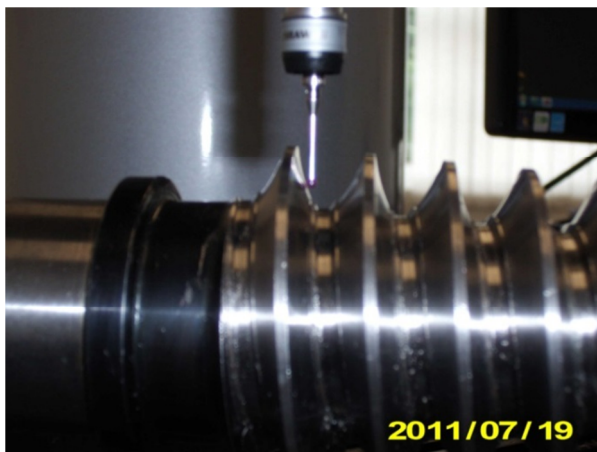
A profilhiba nagyságát a maximális (pozitív) és minimális (negatív) eltérések abszolút értékeinek összege adja:

$$f_r = |\Delta_{h_{max}}^+| + |\Delta_{h_{max}}^-| \quad (7.2)$$

Ezen hibaértéknek kisebbnek kell lennie a megengedett f_f profilhiba tűrésnél.

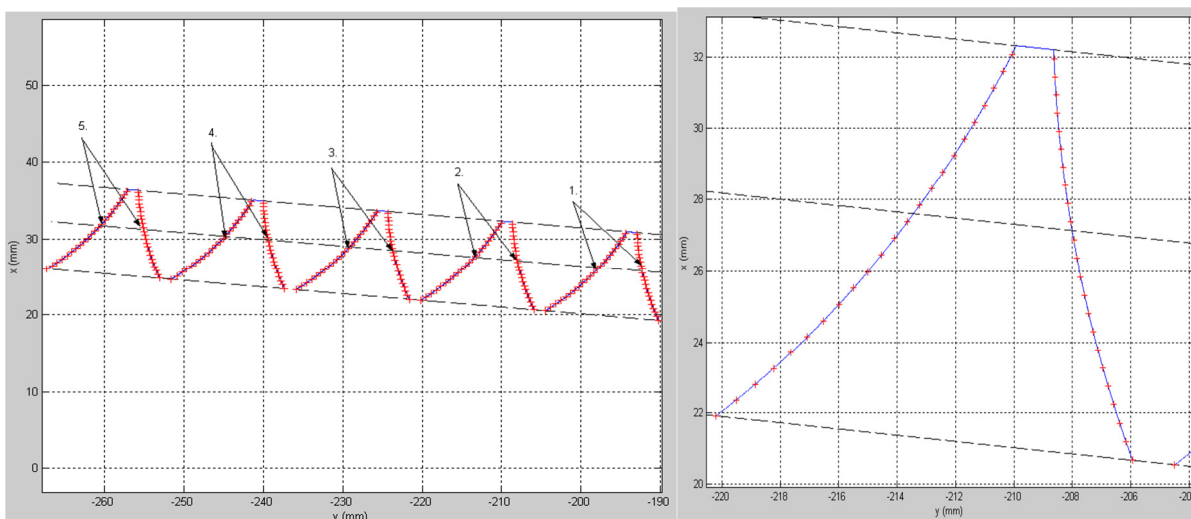
A mérés végrehajtása:

- 1.) Kiválasztjuk az Aberlink 3D mérőprogramban a görbe felvétele menüpontot.
- 2.) Megadjuk az alábbi paramétereket:
 - a szkennelés kezdőpontját (azaz megadjuk a kezdőpontot tapintással);
 - felületi szkennelés irányát (a kezdőpont és egy adott irányban következő pont koordinátáiból képzett irányvektorral, tapintással);
 - szkennelés végpontját (azaz az utolsó pontot adjuk meg tapintással).
- 3.) Elvégeztetjük a mérést az YZ, XY síkokban axiálmetszetben (7.4. ábra).
- 4.) A mért profilokat összevetjük az elméleti profillal.



7.4. ábra
Felületi szkennelés

Az 1. és 2. előrehajtás oldali (7.5. ábra) XY síkbeli fogprofilok mérési eredményei a 7.2. táblázatban láthatóak. A további 3., 4. és 5. előrehajtás oldalra (7.5. ábra) vonatkozó mérési eredményeket a 7.3. táblázatban foglaljuk össze.



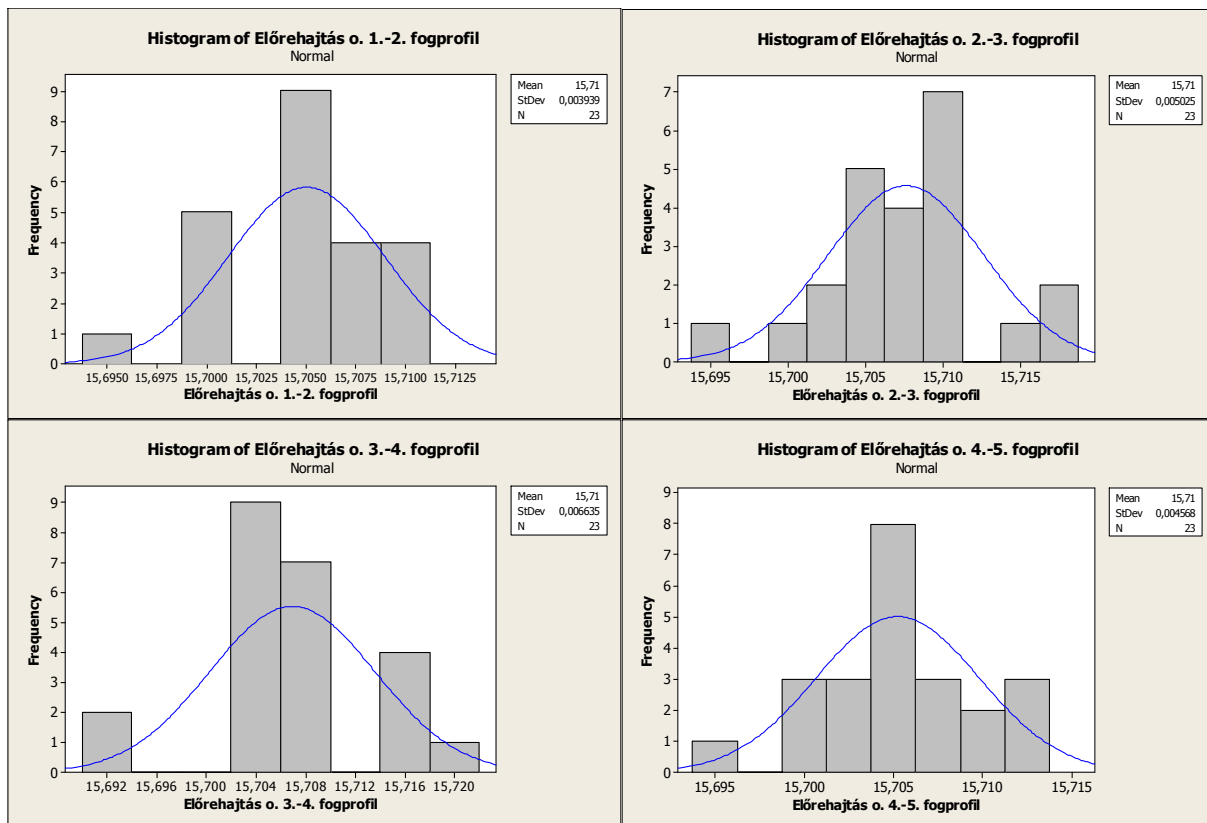
7.5. ábra
Az elméleti (kék) és a mért profilpontok (piros)

7.2. táblázat: Mérési eredmények (előrehajtás 1. és 2. fogprofil) XY sík

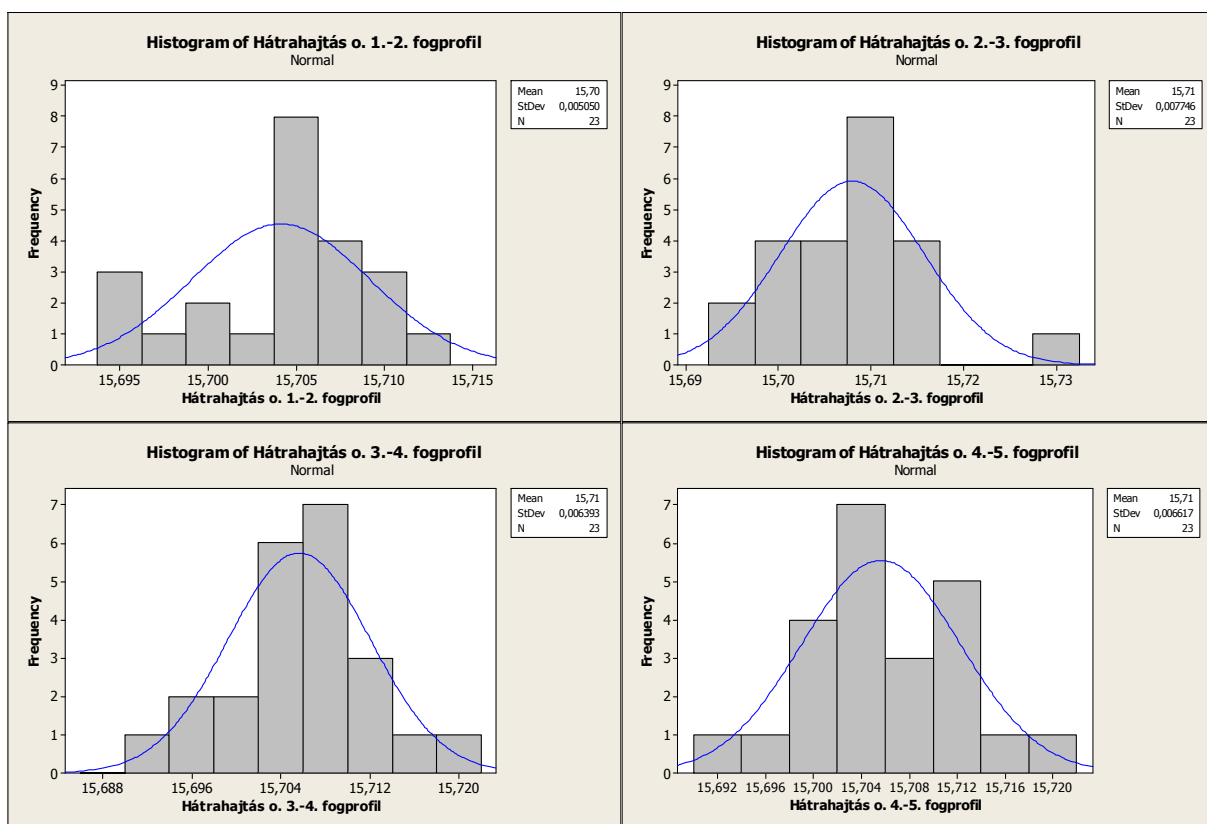
Előrehajtás oldal										
Elméleti értékek		Mért értékek		Eltérés (mm)	Elméleti értékek		Mért értékek		Eltérés (mm)	Fogosztás (mm)
x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)		x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)		
19,294	-190,230	19,294	-190,234	-0,004	20,668	-205,938	20,668	-205,939	-0,001	15,705
19,816	-190,455	19,816	-190,461	-0,006	21,190	-206,163	21,190	-206,169	-0,005	15,708
20,336	-190,669	20,336	-190,676	-0,006	21,711	-206,377	21,711	-206,381	-0,004	15,705
20,856	-190,872	20,856	-190,878	-0,006	22,230	-206,580	22,230	-206,582	-0,002	15,704
21,375	-191,064	21,375	-191,070	-0,006	22,749	-206,772	22,749	-206,781	-0,008	15,711
21,893	-191,246	21,893	-191,250	-0,004	23,267	-206,954	23,267	-206,961	-0,007	15,705
22,410	-191,419	22,410	-191,418	0,001	23,784	-207,126	23,784	-207,129	-0,003	15,711
22,926	-191,579	22,926	-191,581	-0,002	24,300	-207,287	24,300	-207,289	-0,001	15,708
23,441	-191,731	23,441	-191,736	-0,005	24,815	-207,439	24,815	-207,44	-0,006	15,704
23,955	-191,874	23,955	-191,877	-0,003	25,329	-207,582	25,329	-207,585	-0,003	15,708
24,469	-192,007	24,469	-192,009	-0,002	25,843	-207,715	25,843	-207,719	-0,004	15,706
24,981	-192,131	24,981	-192,135	-0,004	26,356	-207,839	26,356	-207,834	0,004	15,699
25,493	-192,245	25,493	-192,248	-0,003	26,868	-207,953	26,868	-207,949	0,004	15,701
26,005	-192,351	26,005	-192,350	0,001	27,379	-208,059	27,379	-208,05	0,009	15,700
26,515	-192,448	26,515	-192,450	-0,002	27,889	-208,156	27,889	-208,159	-0,002	15,709
27,025	-192,537	27,025	-192,539	-0,002	28,399	-208,245	28,399	-208,249	-0,004	15,710
27,533	-192,616	27,533	-192,610	0,006	28,908	-208,324	28,908	-208,322	0,002	15,705
28,042	-192,688	28,042	-192,685	0,003	29,416	-208,396	29,416	-208,391	0,004	15,706
28,549	-192,751	28,549	-192,750	0,001	29,923	-208,459	29,923	-208,451	0,007	15,701
29,056	-192,805	29,056	-192,809	-0,004	30,430	-208,513	30,430	-208,5167	-0,003	15,707
29,562	-192,852	29,562	-192,849	0,003	30,936	-208,560	30,936	-208,55	0,009	15,701
30,067	-192,890	30,067	-192,897	-0,007	31,441	-208,598	31,441	-208,599	-0,009	15,705
30,572	-192,920	30,572	-192,925	-0,005	31,946	-208,628	31,946	-208,621	0,007	15,696

7.3. táblázat: Mérési eredmények (előrehajtás 3., 4. és 5. fogprofil) XY sík

Előrehajtás oldal					
3. fogprofil eltérés (mm)	Fogosztás (mm)	4. fogprofil eltérés (mm)	Fogosztás (mm)	5. fogprofil eltérés (mm)	Fogosztás (mm)
-0,013	15,706	0,005	15,705	-0,015	15,705
-0,007	15,709	0,008	15,693	-0,002	15,705
-0,010	15,705	-0,005	15,703	-0,008	15,711
-0,001	15,706	0,000	15,705	-0,005	15,713
-0,004	15,703	-0,001	15,704	0,005	15,702
-0,006	15,707	0,000	15,702	0,007	15,701
-0,005	15,710	-0,002	15,704	0,005	15,702
0,004	15,702	-0,005	15,717	0,001	15,702
0,006	15,701	-0,002	15,716	0,002	15,704
0,010	15,695	-0,001	15,719	-0,001	15,708
-0,003	15,707	-0,003	15,708	-0,011	15,706
-0,012	15,705	-0,001	15,707	-0,006	15,713
-0,006	15,718	0,009	15,693	0,006	15,705
-0,002	15,706	-0,001	15,705	0,002	15,705
-0,005	15,710	-0,004	15,707	-0,009	15,713
-0,006	15,709	-0,001	15,704	0,008	15,699
-0,004	15,714	-0,005	15,709	0,007	15,696
-0,014	15,717	-0,003	15,707	0,006	15,699
-0,002	15,710	-0,001	15,707	-0,003	15,710
-0,006	15,710	-0,001	15,703	0,001	15,707
0,007	15,711	-0,001	15,715	0,003	15,705
-0,003	15,705	-0,004	15,709	-0,013	15,707
0,007	15,708	-0,001	15,716	0,002	15,705



a) előrehajtás oldal



b) hátrahajtás oldal

7.6. ábra
A mért fogosztás értékek histogramjai és eloszlásfüggvényei

7.4. táblázat: Mérési eredmények (hátrahajtás 1. és 2. fogprofil) XY sík

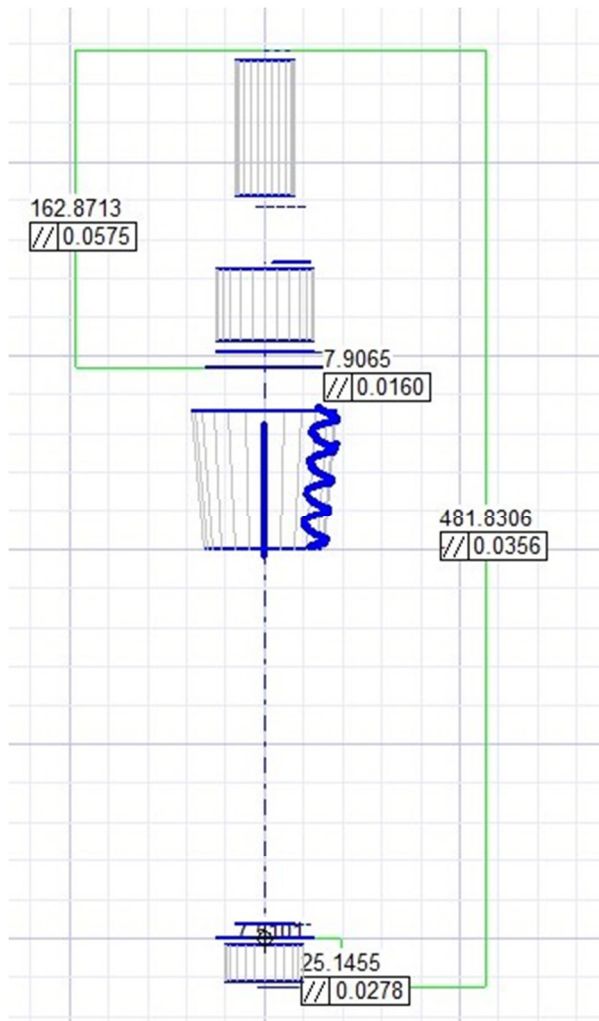
Hátrahajtás oldal										
Elméleti értékek		Mért értékek		Eltérés (mm)	Elméleti értékek		Mért értékek		Eltérés (mm)	Fogosztás (mm)
x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)		x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)		
20,542	-204,492	20,542	-204,499	-0,007	21,916	-220,200	21,916	-220,201	-0,001	15,702
20,984	-203,807	20,984	-203,810	-0,002	22,358	-219,515	22,358	-219,511	0,004	15,701
21,429	-203,155	21,429	-203,160	-0,005	22,803	-218,863	22,803	-218,861	0,002	15,701
21,876	-202,531	21,876	-202,537	-0,006	23,250	-218,239	23,250	-218,231	0,008	15,694
22,326	-201,935	22,326	-201,935	-0,001	23,700	-217,643	23,700	-217,640	0,003	15,704
22,778	-201,363	22,778	-201,369	-0,006	24,152	-217,071	24,152	-217,076	-0,005	15,707
23,232	-200,815	23,232	-200,810	0,005	24,606	-216,523	24,606	-216,520	0,003	15,710
23,688	-200,288	23,688	-200,286	0,002	25,062	-215,996	25,062	-215,991	0,005	15,705
24,145	-199,782	24,145	-199,791	-0,009	25,519	-215,490	25,519	-215,498	-0,008	15,707
24,604	-199,296	24,604	-199,297	-0,001	25,979	-215,004	25,979	-215,009	-0,005	15,712
25,065	-198,827	25,065	-198,828	-0,001	26,440	-214,535	26,440	-214,539	-0,004	15,711
25,528	-198,375	25,528	-198,379	-0,004	26,902	-214,083	26,902	-214,089	-0,006	15,705
25,992	-197,94	25,992	-197,947	-0,007	27,366	-213,648	27,366	-213,641	0,007	15,694
26,457	-197,521	26,457	-197,526	-0,005	27,831	-213,229	27,831	-213,221	0,008	15,695
26,923	-197,116	26,923	-197,111	0,005	28,298	-212,824	28,298	-212,821	0,003	15,705
27,391	-196,726	27,391	-196,721	0,005	28,765	-212,434	28,765	-212,431	0,003	15,705
27,860	-196,35	27,860	-196,353	-0,003	29,234	-212,058	29,234	-212,051	0,007	15,698
28,330	-195,987	28,330	-195,984	0,003	29,705	-211,695	29,705	-211,691	0,004	15,707
28,802	-195,637	28,802	-195,635	0,002	30,176	-211,345	30,176	-211,341	0,004	15,705
29,274	-195,299	29,274	-195,291	0,008	30,648	-211,007	30,648	-211,001	0,006	15,705
29,747	-194,973	29,747	-194,971	0,002	31,122	-210,681	31,122	-210,680	0,001	15,709
30,222	-194,659	30,222	-194,654	0,005	31,596	-210,367	31,596	-210,361	0,006	15,707
30,697	-194,356	30,697	-194,357	-0,001	32,071	-210,064	32,071	-210,061	0,003	15,704

Az 1. és 2. hátrahajtás oldali (7.5. ábra) XY síkbeli fogprofilok mérési eredményei a 7.4. táblázatban láthatóak. A további 3., 4. és 5. hátrahajtás oldalra (7.5. ábra) vonatkozó mérési eredményeket a 7.5. táblázatban foglaljuk össze.

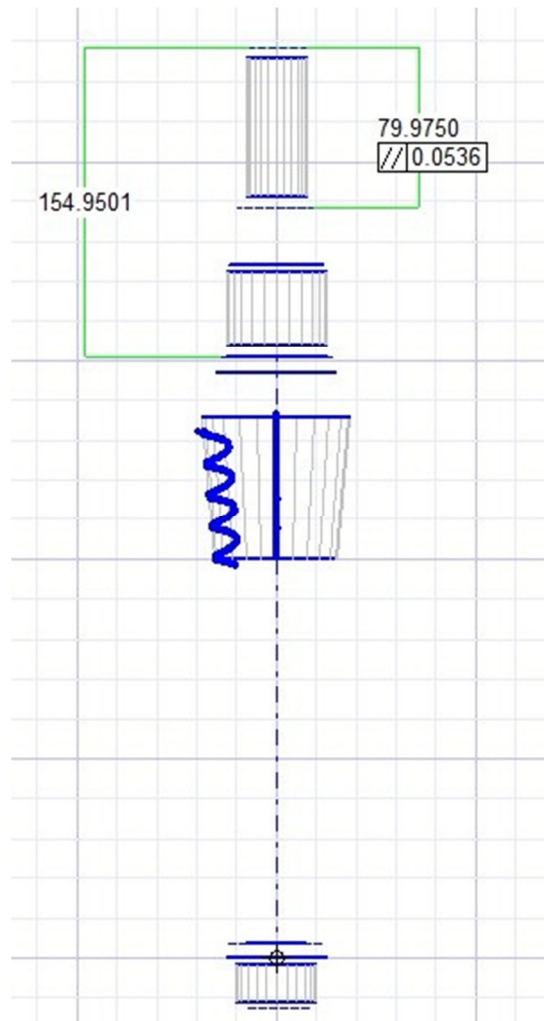
7.5. táblázat: Mérési eredmények (hátrahajtás 3., 4. és 5. fogprofil) XY sík

Hátrahajtás oldal					
3. fogprofil eltérés (mm)	Fogosztás (mm)	4. fogprofil eltérés (mm)	Fogosztás (mm)	5. fogprofil eltérés (mm)	Fogosztás (mm)
0,007	15,700	0,006	15,709	-0,005	15,719
0,002	15,705	0,001	15,705	0,008	15,705
-0,002	15,706	0,008	15,697	0,005	15,711
-0,012	15,729	0,005	15,690	0,002	15,705
-0,004	15,715	0,009	15,695	0,006	15,711
0,009	15,694	0,007	15,710	0,002	15,713
0,000	15,705	0,009	15,699	-0,002	15,705
0,001	15,712	-0,005	15,705	-0,008	15,711
0,004	15,696	0,005	15,707	-0,004	15,706
0,001	15,701	0,004	15,705	-0,002	15,704
0,013	15,701	-0,006	15,705	0,008	15,694
0,001	15,701	0,008	15,701	0,006	15,710
0,001	15,714	0,003	15,706	0,002	15,706
0,004	15,712	0,004	15,708	0,003	15,709
0,002	15,709	-0,001	15,711	0,008	15,699
0,002	15,709	-0,008	15,705	0,008	15,692
0,005	15,710	-0,006	15,719	0,012	15,700
-0,004	15,708	-0,003	15,707	0,004	15,701
-0,005	15,717	-0,002	15,705	0,018	15,698
-0,003	15,717	-0,002	15,707	0,001	15,705
0,005	15,704	0,006	15,707	-0,002	15,704
0,004	15,710	0,002	15,710	-0,007	15,717
0,002	15,709	-0,007	15,717	0,007	15,705

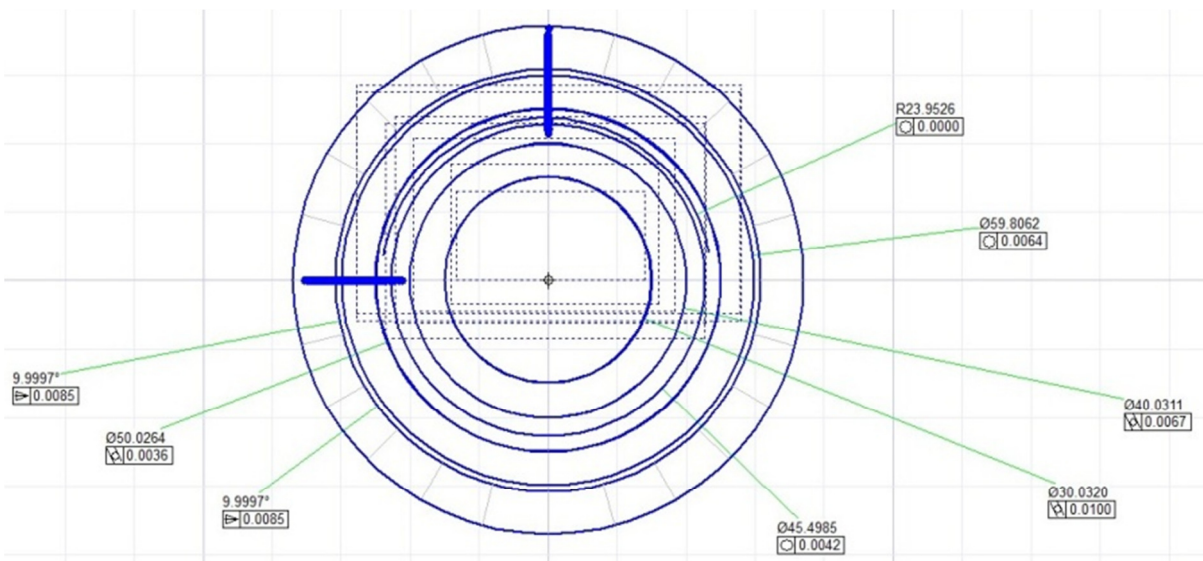
YZ sík:



XY sík:



XZ sík:



7.7. ábra

Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigatengely mérési eredményei az Aberlink 3D mérőszoftverben

A számítások és a mérések (7.2., 7.3., 7.4. és 7.5. táblázat) alapján megállapítható, hogy a vizsgált spiróid csiga valós profiljainak eltérése az elméleti profiltól tőréstománnyon belüli ($\pm 0,02$) [Sz2].

A csigaprofil alakhibájának mérése során a felületi szkenneléssel kapott axiálmetszeti valós csiga profilok esetén kiszámoljuk a szomszédos előre- és hátrahajtás oldali fogoldalak távolságait (7.2., 7.3., 7.4. és 7.5. táblázat). A kapott eredmények alapján megszerkesztjük az előre- és hátrahajtás oldal esetén a szomszédos fogoldalakhoz tartozó fogosztásértékek hisztogramjait és eloszlásfüggvényeit (7.6. ábra). Látható, hogy a mért fogosztás értékei a rajzon előírt fogosztás ($15,708 \pm 0,015$) tőréstománnyán belül helyezkednek el. Tehát a csiga fogosztása megfelelő.

Az XY síkban lévő csigaprofil alakhiba és fogosztás méréséhez hasonlóan a méréseket az YZ síkban is elvégezzük. Ezen síkban is a csiga valós profiljainak eltérése az elméleti profiltól és a fogosztás értékek tőréstománnyon belüliek.

A vizsgálatok alapján megállapítható, hogy tengelymetszetben körív profilú kúpos csigatengely profilalak hibája és geometriai méretei tőréstománnyon belüliek, tehát a csigatengely a rajzi előírásoknak megfelelően lett legyártva.

8. AZ ÉRTEKEZÉS EREDMÉNYEINEK ÖSSZEFOGLALÁSA, TÉZISEK

- 1. Tézis:** Elvégeztem a tengelymetszetben körív profilú hengeres és tengelymetszetben egyenes profilú kúpos csigahajtások tulajdonságait egyesítő új geometriájú csigahajtópár, a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár kapcsolódási és gyártástechnológiai elemzését {1, m4}.

A tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás esetén összefüggést állítottam fel a ρ_{ax} tengelymetszeti körívsugár és a K körívsugár távolság értékének megállapításához a csiga paramétereinek (tengelymetszeti modul, osztókörtmérő, profilszög) függvényében. Megállapítottam, hogy a körívsugár távolság értéket a kúpos csiga menethossz felénél lévő osztókörtmérőnél kell számítani, mert ebben az esetben a profilkialakítás geometriai és kapcsolódási szempontból megfelelő, a fej- és lábszalag szélesség is megfelelő és a tányérkerék fog nem fog kihegyesedni {1, 17, m4, m7, m10}.
- 2. Tézis:** Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár esetén megvizsgáltam a kapcsolómezőt befolyásoló tényezőket. A kapcsolómezőt alapvetően befolyásolja a tengelymetszeti körívsugár érték és a profilszögek megválasztása. A kapcsolómező és a geometriai paraméterek kapcsolatának feltárásával és a tengelymetszeti profilszög ($\alpha_{axe} = 6 \div 16^\circ$) és körívsugár értékek ($\rho_{ax} = 27 \div 37 \text{ mm}$) változtatásával kialakuló kapcsolómezők elemzése során, azok elhelyezkedése alapján megállapítottam a legkedvezőbb kapcsolódási és fogkialakítási helyzetet. Ez alapján ajánlásokat tettem a tengelymetszeti körívsugár ($\rho_{ax} = (6 \div 8) \cdot m_{ax}$) és az előre- és hátrahajtás oldali profilszög értékek ($\alpha_{axe} = 8 \div 14^\circ$, $\alpha_{axh} = 34 \div 40^\circ$) felvételére {1, 17, m4}.
- 3. Tézis:** Olyan új kinematikai modellt dolgoztam ki, amelyben a kúpos csiga és a megmunkálószerszám közötti tengelytáv és a megmunkálószerszám korongbedöntési szög korrekcióval való bedöntésének egyidejű változása lehetővé teszi a kúpos csiga eddigiektől eltérő geometriailag pontosabb megmunkálását.

A kettős burkolás elvén a kúpos csiga geometriájából adódó korong és csiga közötti áttételváltozás figyelembevételével meghatároztam a köszörűkorong profil kialakításokat változó tengelytáv és változó korongbedöntési szög korrekció esetén. Megállapítottam, hogy a megmunkálás során változó tengelytáv és változó korongbedöntési szög korrekció alkalmazása esetén a csiga legkisebb és legnagyobb osztókörtmérőinél számított korongprofilok változásai szűkebb tartományba esnek, mint korongbedöntési szög korrekció nélküli esetben. Ebből adódóan a Dudás Illés által javasolt optimális szerszámprofil meghatározási módszer és a korongbedöntési szög folyamatos korrekciójával elérhető, hogy pontosabb menetprofilot kapjunk. Ez pontosabb kúpos csigát eredményez, mint a korongbedöntési szög korrekció nélküli esetben {12, m3, m8, m11}.

A kidolgozott módszer egy korszerű CNC gép pályavezérléséhez nyújt megfelelő alapot.
- 4. Tézis:** A maró vágóél pályája alapján a spiroid tányérkerék fogfelület pontjait numerikus úton állítottam elő. A fogfelületi pontokra interpolációval B spline térbeli felületet illesztettem, ezáltal lehetővé vált a tányérkerék számítógépes geometriai modelljének elkészítése. A számítások és a modellezések helyességét gyors prototípusgyártással és tényleges gyártással is igazoltam, azaz kapcsolódó hajtópárt kaptam eredményül. Megállapítottam, hogy az alkalmazott módszer a tengelymetszetben körívprofilú spiroid

hajtópár tányérkerékének a modellezésére, a fogfelületek leírására és további vizsgálatára is alkalmas {5, 10, 15, 16, 21, 24, 25, 37, 39, 40, 42, m1}.

- 5. Tézis:** Meghatároztam a tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró homlokfelület, a logaritmikus spirál mentén radiálisan hátramunkált oldalfelület és a vágóél egyenleteit. Meghatároztam a maró homlokfelület menti újraélezések során adódó új vágóélek által kimunkált tányérkerék fogfelületet. Numerikus úton a maró homlokfelület menti élezhetőségi vizsgálatokat végeztem tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró esetén. Az élezhetőségi vizsgálatok során megállapítottam {17, 27, 42, m5, m6}:
- a) A tengelymetszetben körív profilú kúpos maró esetén az újraélezési határszöghelyzet ($\vartheta = 5^\circ$) elérése abból adódik, hogy ezen újraélezési szöghelyzetnél nagyobb szög esetén a maró tengelymetszeti síkjában a tányérkerék hátrahajtás oldali fogprofilja profiltúrésen kívüli és a maró fogmagasság csökkenés értéke is túllépi a megengedett határt.
 - b) Ebből adódóan mindig a hátrahajtás oldali tányérkerék fogoldalt kell megvizsgálni, mert ez határozza meg a maró újraélezhetőségi határt.

9. TOVÁBBFEJLESZTÉSI IRÁNYOK, LEHETŐSÉGEK

- 1.) A tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró homlokfelület menti újraélezések során a szerszám élszögek változásának vizsgálata a tányérkerék előírt profilhiba függvényében.
- 2.) A tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás elemzése a kúpos csiga több bekezdése esetén gyártás- és kapcsolódásgeometriai szempontok alapján.
- 3.) Ívelt profilú tányérkerék lefejtőmaróval történő megmunkálásakor a szerszám tengely deformációjából adódó merevségi vizsgálatok végzése és végeelem módszerrel történő elemzése.
- 4.) A tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás fogazati tartományának behatárolása a maximális bekezdésszám, a legkisebb kerékfogszám, a csiga hossz méret, az interferencia, az alámetszés, stb. szempontjából.
- 5.) Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtás dinamikai viselkedésének vizsgálata és szimulációja.

10. SUMMARY

The topic of this Ph.D. dissertation is a modern, new type, conical worm gear drive pair having arched profile which has low sound level and good efficiency {1, m4}; the analysis of the meshing production tool, its development steps, its modelling, its production and its evaluation.

The aim of this dissertation is to solve the following tasks, based on the results so far, carried out by the members of the so called "worm gear school" (Dr. Zsuzsanna Óváriné Balajti, Dr. Károly Bányai, Dr. János Csóka, Dr. László Dudás, Sándor Bodzás, Zoltán Mándy, Renáta Monostoriné Hörcsik, etc.) which is led by Dr. Illés Dudás. The tasks are the following:

- 1.) With the knowledge of the advantageous characteristics of cylindrical and direct line generating conical worm drives having arched profile in axial section, the new type conical worm drive - conical worm drive having arched profile in axial section - and its production tool has to be developed and analyzed.
- 2.) The mathematical analysis of conical worm drive surface having arched profile in axial section. Between the conical foot- and addendum surfaces there is the pitch surface along which the profile curve is constantly changing due to arch radius distance because of the pitch circle diameter. That is why the main goal is the optimum election of the arch radius and the position of the arch radius distance by production and meshing aspects.
- 3.) In case of conical worm drive having arched profile in axial section, defining the meshing area and the geometrical parameters are the main goals, and the meshing and the formation of the tooth should be optimised.
- 4.) On the basis of the mathematical model made by Dr. Illés Dudás [39], the machining of the conical worm with a wheel banking angle correction, an improved mathematical model can be defined.
- 5.) The definition of a modelling method by which any arbitrary conical worm connecting with tooth profile of a face gear can be produced. With the knowledge of the tooth surface of the face gear one should model (CAD) the conical worm gear drive pair, the face gear hob. To verify the accuracy of CAD modelling, rapid prototyping model, real production of the drive pair and its production tool must be done.
- 6.) Determining the mathematical model just to define the face gear profile points and the face gear profile preciseness which can be produced by the new cutting edges that can be made during the resharpening along the face surface of the face gear hob. This model can be applied to define the sharpenability range of the face gear hob having arched profile in axial section.

The new scientific results of the dissertation is summarised in the following points:

Thesis 1: The production and meshing analysis of conical worm gear drive pair having arched profile in axial section - a new geometrical worm gear drive pair, which unifies the

characteristics of cylindrical worm having arched profile in axial section and worm gear drive pairs having direct line profile - have been carried out {1, m4}.

In case of conical worm drives having arched profile in axial section, there is a certain connection to define the value of arch radius in axial section ρ_{ax} and K arch radius distance as a function of the parameters of the worm (modul in axial section, pitch circle diameter, profile angle). I stated that arch radius distance should be calculated on the pitch circle diameter that is situated in the half of the conical worm pitch length. This is because in that case the geometrical and meshing parameters of the profile shape will be suitable, the width of foot and addendum surface will be also appropriate and the tooth of the worm gear will not be sharpened {1, 17, m4, m7, m10}.

Thesis 2.: Parameters which have a great effect on meshing area have been analyzed in case of conical worm gear drive pairs having arched profile in axial section. The value of the arch radius in axial section and the changing of the profile angles have an effect on the meshing area. By determining the relationship between the meshing area and the geometrical parameters and with the analysis of the meshing areas acquired by the profile angle in axial section ($\alpha_{axe} = 6 \div 16^\circ$) and the changing value of arch radius ($\rho_{ax} = 27 \div 37 \text{ mm}$), the best meshing and tooth formation position have been stated. Based on this I have made suggestions for the choice of the value of the arch radius in axial section ($\rho_{ax} = (6 \div 8) \cdot m_{ax}$) and the profile angle on the low and high side of the worm ($\alpha_{axe} = 8 \div 14^\circ$, $\alpha_{axh} = 34 \div 40^\circ$) {1, 17, m4}.

Thesis 3.: A new kinematical model has been carried out in which the shaft distance between the conical worm and its production tool and banking the production tool by its wheel banking angle correction made it possible to machine a conical worm which has a different geometrical accuracy and preciseness as before.

Based on double meshing theory taking into consideration the transmission change between the wheel and the worm due to the geometry of the conical worm, the formation of the grinding wheel profile in case of changing shaft distance and changing wheel banking angle correction was also carried out. Application of the changing shaft distance during production and the changing wheel banking angle correction, changing wheel profile values calculated at the smallest and the largest pitch circle diameters of the worm, are within a thinner range as opposed to those without wheel banking angle correction. Thus the optimal tool profile determination method, suggested by Dr. Illés Dudás, and with the application of wheel banking angle correction, a more precise thread profile can be produced. This results in a more accurate worm than in case of a worm produced without wheel banking angular correction {12, m3, m8, m11}.

This method provided a basis for a modern CNC path control.

Thesis 4.: Based on the path of the cutting edge the tooth surface points of the spiroid face gear were calculated in a numerical way. I draw B spline spatial surface on the tooth surface points by interpolation so that I could make the face gear by computer geometrical model. The accuracy of the calculations and modelling were verified by Rapid Prototyping production and real production also, as an appropriately meshing drive pair was produced. I determined the applied method is adapted for the modelling of face gear of spiroid gear drive having arched profile in axial section, the description of tooth surfaces and other analysis {5, 10, 15, 16, 21, 24, 25, 37, 39, 40, 42, m1}.

Thesis 5.: The face surface of the conical face gear hob having arched profile in axial section, along the logarithm spiral radially backworked side surface and the equations of the cutting edges have been defined. The face gear tooth surface which can be produced by the new cutting edges that can be made during the resharpening along the face surface of the face gear hob has been also defined. Resharpening analyses were carried out along the face surface of the hob in a numerical way, in case of conical face gear hob having arched profile in axial section. During the sharpening analysis I could state the following {17, 27, 42, m5, m6}:

- a) The resharpening border angle position ($\vartheta = 5^\circ$) in case of conical face gear hob having arched profile in axial section is due to the fact that in case of an angle position which is larger than this angle, in axial plain of the hob, the tooth profile of the high side of the face gear will be not within tolerance limit and the reduction of the height of the tooth is also over the appropriate limit.
- b) Thus it is always the tooth of the high side of the face gear that should be analyzed because this determines the limit of resharpenability of the hob.

11. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] **Abadziej, W., Minkow, K.:** *O geometri wintowüh powerhnoście spiroidniüh peredac.* Teoreticna i prilozna mechanika, 1981. No.2. Sofia, Bulgarska Akademia
- [2] **Altmann, F. G.:** *Bestimmung des Zahnflankeneingriffs bei allgemeinen.* Schraubenge trieben VDI Forschung aus dem Gebiet des Ingenieurwesens, 1937. No.5.
- [3] **Bakondi K.:** *Hátraesztérgált marók és fogazószerszámok tervezése,* Tankönyvkiadó, Budapest, 1974.
- [4] **Balajti Zs.:** *Kinematikai hajtópárok gyártásgeometriájának fejlesztése,* Ph.D. értekezés, Miskolc, Miskolci Egyetem, 2007.
- [5] **Bali J.:** *Forgácsolás.* Tankönyvkiadó, Budapest, 1985.
- [6] **Bányai K.:** *Hengeres csigák gyártásgeometriája és ellenőrzése,* Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1977.
- [7] **Bányai, K., Dudás, I.:** *Analysis of the spiroid drivings having new production geometry,* Production Process and Systems, Miskolc, University Press, Volume 1, 2002, pp. 177-185., ISSN 1215-0851
- [8] **Bär, G.:** *Geometrie-Eine Einführung in die Analytische und Konstruktive.* Geometrie, B.G. Teubner Verlagsgesellschaft Leipzig, Stuttgart, 1996.
- [9] **Bercsey, T., Horák, P.:** *A new tribological model of worm gear teeth contact.* ASME 7th International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, October 7-9. 1996, pp. 147-152. L R
- [10] **Bercsey, T., Horák, P.:** *Modelling of the Contact- and Tribological Conditions of Spatial Gearing.* International Conference on Gears, March 13-15, 2002, Munich, Germany. VDI-Berichte Nr. 1665, 2002. pp. 91-105.
- [11] **Bercsey, T., Groma, I., Horák, P.:** *Modelling Errors in Worm Gear Manufacturing with Random Variables.* Dresdener Maschinenelemente Kolloquium. 5. und 6. Dezember 2007, Dresden.
- [12] **Bercsey T.:** *Csigahajtópárok kapcsolódási viszonyainak számítógépes szimulációja és optimalása.* MicroCAD '90, Miskolc, 1990.
- [13] **Bercsey T.:** *Globoid csiga és sík fogfelületű hengeres kerék kapcsolódási viszonyainak vizsgálata,* Egyetemi doktori értekezés, Budapest, 1971.
- [14] **Bercsey T.:** *Toroidhajtások elmélete,* Kandidátusi értekezés, Budapest, 1977.
- [15] **Bercsey, T., Horák, P.:** *A new tribological model of worm gear teeth contact,* ASME 7th International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, 1996. Proceedings, pp. 147-152.
- [16] **Bercsey, T., Horák, P.:** *Error analysis of worm gear pairs,* 4th World Congress on Gearing and Power Transmission 16-18. 03. 1999. CNIT-PARIS
- [17] **Bercsey T., Groma I.:** *Csavarfelületek geometriai hibáinak modellezése,* Géptervezők és Termékfejlesztők Országos Szemináriumának kiadványa, Miskolc, 2006/8-9 1. kötet LVII évfolyam 57-60. o.
- [18] **Bilz, R.:** *Ein Beitrag zur Entwicklung des Globoidschneckengetriebes zu einem leistungsfähigen Element der modernen Antriebstechnik,* Diss.B, TU Dresden, 1976.
- [19] **Bluzat, J. P.:** *Rectification des surfaces heliocoidales d'une vis,* Profilage par meule annulaire 2 eme Congres Mondial des Engrenages, Paris, 1986. Vol.1. pp.719-732.
- [20] **Bohle, F., Saari, O.:** *Spiroid Gears-A New Development in Gearing,* AGMA Paper 389.01., 1955.
- [21] **Bohle, F.:** *Spiroid Gears and Their Characteristics Machinery,* 06. 01. 1956.
- [22] **Buckingham, E.:** *Design of worm and spiral gears,* The Industrial Press, New York, 1960.
- [23] **Buckingham, E.:** *Analytical Mechanics of Gears,* 2nd ed., Dover Publications, New York, 1963.
- [24] **Capelle, J.:** *Theorie et calcul des engrenages hypoids Edition Dunod,* Paris, 1949. 1/74.
- [25] **Crain, R.:** *Schraubenräder mit geradlinigen Eingriffsflächen Werkstattstechnik,* Bd.1. 1907.
- [26] **Csibi, V.:** *Contribution to Numerical Generation of Helical Gearing with any Profils* (in Romanian), Ph.D. dissertation, Technical University of Cluj-Napoca, 1990.

- [27] **Csibi, V.:** *Készülék a kúpkerekeket megmunkáló szerszámok profilozására* (Dispozitiv pentru profilarea seturilor de cuțite pentru frezarea roților conice cu dinți drepti). Újítás a Nagyenyedi Kohászati Gépgyárban, 1978.
- [28] **Dietrich, H.:** *Weiterentwicklung der Theorie zur Ermittlung von Hertzschen Drücken und Reibungszahlen in Verzahnungen von Schneckengetrieben*. Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 1989.
- [29] **Distelli, M.:** *Über instantane Schraubengeschwindigkeiten und die Verzahnung der Hyperboloidräder*, Zeitschrift Math und Phys, 51. 1904.
- [30] **Distelli, M.:** *Über einige Sätze der kinematischen Geometrie, welche der Verzahnungslehre zylindrischer und konischer Räder zugrunde liegen*, Zeitschrift Math und Phys, 56. 1908.
- [31] **Drahoš I.:** *A forgácsolószerszámok élgeometriája*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1975.
- [32] **Drahoš I.:** *A szerszámgeometria mozgásgeometriai alapjai*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1974.
- [33] **Drahoš I.:** *A kinematikai gyártásgeometria alapjai*. Akadémiai doktori értekezés, Budapest, 1987.
- [34] **Drahoš I.:** *A hipoid kúpfogaskerékpárok geometriai méretezésének alapjai*, Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1958.
- [35] **Drahoš I.:** *A Litvin-féle csigahajtás érintkezési vonalseregének és kapcsolási felületének szerkesztése*, Különlenyomat a NME Magyar Nyelvű Közleményei, XII. kötet
- [36] **Drobni J.:** *Az ívelt profilú hengeres csigahajtások számítása*. NME Gépelemek Tanszékének Közleményei, 194. szám 1968.
- [37] **Drobni J.:** *Köszörülhető globoid csigahajtások*. Kandidátusi értekezés, Budapest, 1968.
- [38] **Drobni J., Szarka Z.:** *A korlátozott fogérintkezési mező kialakítása különféle csigahajtásoknál*, II. Fogaskerék Konferencia, Budapest, 1969.
- [39] **Dudás I.:** *Csigahajtások elmélete és gyártása*, Műszaki Kiadó, Budapest, 2007., ISBN 978-963-16-6047-0
- [40] **Dudás I.:** *Gépgyártástechnológia III., A. Megmunkáló eljárások és szerszámaik, B. Fogazott alkatrészek gyártása és szerszámaik*, Műszaki Kiadó, Budapest, 2011.
- [41] **Dudás I., F. Lierath, Varga Gy.:** *Környezetbarát technológiák a gépgyártásban*, Műszaki Kiadó, Budapest, 2010., ISBN 987-963-16-6500-0
- [42] **Dudás I.:** *Ívelt profilú csigahajtások szerszámozásának és gyártásának fejlesztése*, Kandidátusi értekezés, Miskolc, 1980. p.153+30 mell
- [43] **Dudás I.:** *Számjegyzérlésű köszörűkorong profilozó berendezés, és eljárás annak szakaszos, illetve köszörülés közbeni folyamatos vezérlésére*. NME Szolgálati találmány. 1988.III.30. OTH 4941/88. (88.IX.21)
- [44] **Dudás I.:** *The Theory and Practice of Worm Gear Drives* Penton Press, London, 2000., ISBN 1877180295
- [45] **Dudás I.:** *Spiroid hajtások gyártásgeometriájának kérdései*, MTA, Műszaki Tudományok Osztálya, Gépszerkeztani Bizottság, Hajtóművek Albizottsága ülésére készített korreferátum. Budapest, 1986. május 29.
- [46] **Dudás I., Ankli J.:** *Ívelt profilú csigahajtás köszörűkorong profilozásának fejlesztése*, Elfogadott és bevezetett újítás, Miskolc, 1978. DIGÉP A-2843.
- [47] **Dudás I., Bányai K., Bajáky Zs.:** *Koordináta mérés technika alkalmazása a csavarfelületek minősítésére*, VIII. Nemzetközi Szerszámkonferencia Miskolc, 1993. 08. 31 – 09. 01., pp. 400-408.
- [48] **Dudás I., Varga Gy., Bányai K.:** *Bearing Pattern Localization of Worm Gearing*, VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, International Conference on Gears, Tagung Dresden, 22-24. 04. 1996., pp. 427-441.
- [49] **Dudás I., Bányai K.:** *Manufacturing of helical surfaces in flexible production system*, Singapore, 8-11. 11. 1994. pp.1036-1038.
- [50] **Dudás I., Cser I., Berta M.:** *Production of rotational parts in small-series and computer-aided planning of its production engineering*, Manufacturing Boston, Massachusetts USA, 1-5. 11. 1998. ISSN 0277-786X, ISBN 0-8194-2979-1, SPI - The International Society for Optical Engineering, pp. 172-177.

- [51] **Dudás I., Drobni J., Ankli J., Garamvölgyi T.:** *Berendezés és eljárás főmetszetben ívelt profilú csigahajtópár geometriailag helyes gyártására alkalmas köszörűkorong profilozására*, Szolgálati találmány, szabadalmi lajstromszám: 170118, Szabadalmi bejelentés napja: 1983. 12. 27.
- [52] **Dudás, I., Dudás, L.:** *CAD/CAM system for geometrically exact manufacturing of helicoid surfaces*, ICED 90 Dubrovnik, proceedings of ICED'90 Vol.4. 28-31. 08. 1990. pp. 1839-1846.
- [53] **Dudás, I.:** „*Csavarfelületek gyártásának elmélete*”. Akadémiai doktori disszertáció, Miskolc, 1991.
- [54] **Dudás, I.:** „*Manufacturing of Helicoid Surfaces in CAD/CAM Systems*”, International Conference On Motion and Power Transmission, MPT '91, Hiroshima, November 23-26, pp. 339-344.
- [55] **Dudás, I.:** „*Verfahrensmethoden zur Berechnung und Herstellung von Hohlflakensckengetrieben*”, 6. Vortragsstagung Fertigung und Gütesicherung im Zahnradgetriebebau, Magdeburg, pp. 186-190.
- [56] **Dudás, I.:** *Design and manufacturing of Helicoid Surfaces and Their Tools Using a CAD/CAM System*, International Conference on Engineering DESIGN ICED'88, Budapest, 23-25. 08. 1988., pp. 8-16.
- [57] **Dudás, I.:** *Die Analyse der Werkzeug- und Fertigungsgeometrie von Spiroidgetrieben*, 7. Vortragsstagung mit internationaler Beteiligung Fertigung und Gütesicherung im Zahnradgetriebebau Magdeburg, 24-25. 09. 1986., pp.215-221.
- [58] **Dudás, I.:** *Forming of Driving Pair Bearing Patterns for Worm Gears*, 4th International Tribology Conference-AUSTRIB'94 5-8. 12. 1994. Vol.II. pp. 705-709. Perth, Australia
- [59] **Dudás, I.:** *Generation of Spiroid Gearing*, The 7th International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, California, USA, 6-9. 10. 1996. pp. 805-811.
- [60] **Dudás I.:** *Ívelt profilú csigahajtás egyszerűsített gyártása és minősítése*, Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1973.
- [61] **Dudás, I.:** *Investigation of worm gear drive by simulation*, 11th International Conference on Tools University of Miskolc, September 9-11, 2004., pp. 125-131.
- [62] **Dudás, I.:** *Manufacturing and Analification of Drives With Good Efficiency and High Load Capacity*, Department of Production Engineering Technical University for Heavy Industry 1986. 06. 16-18. pp. 155-167.
- [63] **Dudás, I.:** *Manufacturing of Helicoid Surfaces in CAD/CAM System*, International Conference on Motion and Power Transmission MPT'91 1991. 11. 23-26., Japan, Hiroshima, pp. 339-344.
- [64] **Dudás, I.:** *Optimization and manufacturing of the spiroid gearing*, 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Párizs, 16-18 March, 1999., pp. 377-390.
- [65] **Dudás, I.:** *Spiroid hajtások szerszám- és gyártásgeometriájának elemzése*, Gépgyártástechnológiai Köt. 26. sz. 4., 1986. 166-169.
- [66] **Dudás, I.:** *The Theory and Practice of Worm Gear Drives*. Kogan Page US., USA, 2004.
- [67] **Dudás, I.:** *Vereinfachte Herstellung und Qualitätsbeurteilung der Zylinderschneckengetriebe mit Bogenprofil* Publ. TUHI. Machinery Vol. 37. 1983. pp. 135-156.
- [68] **Dudás, I., Bányai, K., Varga, Gy.:** *Simulation of meshing of worm gearing*, ASME 7th International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, 1996. Proceedings, pp. 141-146.
- [69] **Dudás, L.:** *Surface Constructor - a Tool for Investigation of Gear Surface Connection*, Proceedings of CIM 2003, Skolud, B.; Krenczyk, D. (Ed.), ISBN 83-204-2850-5, Wisla, Poland, May 2003, Wydawnictwa Naukowe – Techniczne, Warszawa, pp. 140-147.
- [70] **Dudás L.:** *Kapcsolódó felületepárok gyártásgeometriai feladatainak megoldása az elérés modell alapján*, Kandidátusi értekezés, Budapest, TMB, 1991., p.144., 2005. 06. 29.
- [71] **Dudás, L.:** *New possibilities in Computer Aided Design of Gear Mesh* Publ. Univ. of Miskolc, Series C, Mechanical Engineering. Vol. 49. (1999) pp. 39-47.
- [72] **Dudley, D. W.:** „*Gear Handbook*”, MC Graw Hill Book Co. New York-Toronto-London, 1962.
- [73] **Dyson, A.:** *A General Theory of the Kinematics and Geometry of Gears in Three Dimensions*. Clarendon Press. Oxford, 1969.
- [74] **Erney Gy.:** *Fogaskerekek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983., p. 460.

- [75] **Garamvölgyi T.:** *Ívelt profilú csigahajtás geometriai méretezése.* Gép XXXIX. évf. 1987. 11. szám November, pp. 404-410.
- [76] **Georgiew, A. K., Goldfarb, W. I.:** *Kisledovaniju ortogonalnoj spiroidnoj peredaci s cylyndriceskim cervjakom, Imejusim witki idealno-peremennowo saga,* Mechanika Maschin, No.45., Moszkva, 1974.
- [77] **Gohman, H. I.:** *Theory of Gearing Generalized and Developed Analytically,* Odessa (in Russian), 1886.
- [78] **Goldfarb, V. I.:** *Skew Axis Gearing Scheme Synthesis,* MPT'91 JSME International Conference on Motion and Powertransmissions, Hiroshima, Japan, 1991, p. 649–951.
- [79] **Goldfarb, V. I., Spiridonov, V. M.:** *Design of the Two-Stage Spiroid Gear Units and Gear Motors,* Proceedings of Inrernational Conference on Gears, VDI Berichte No.1230., pp. 579–586., 1996.
- [80] **Groma I.:** *Térbeli fogazott hajtópárok gyártásgeometriai viszonyainak matematikai modellezése és szimulációja,* Ph.D. értekezés, BME, Budapest, 2010.
- [81] **Groma I., Bercsey T.:** *Hengeres és kúpos csigák gyártási alakhibáinak modellezése.* Gépgyártás, XLIX. évf. (2009) 4-5. szám, pp. 17-22.
- [82] **Grüss, G.:** *Zur Kinetik des Rollgleitens.* Zeitschrift für Angew. Math. Mech. 31. 1951.
- [83] **Gyenge Cs.:** *Nagy pontosságú csigakerék lefejtőmarók tervezése és gyártása,* GÉP 11-12., 1991.
- [84] **Hegyháti, J.:** *Untersuchungen zur Anwendung von Spiroidgetrieben.* Dissertation, TU Dresden, 1988.
- [85] **Hollanda, D., Máté, M.:** *Evolvenskerekeket lefejtő csigamaró származtató felületei.* Országos Gépész Találkozó, Marosvásárhely, 2006. Konferenciakötet, 164-169 old. ISBN (10) 973-7840-10-0
- [86] **Horák P.:** *Körív profilú csigahajtópárok hibahatás elemzése.* GÉP, LVII. Évf. 2006. 8-9. szám, 65-68.o.
- [87] **Horák, P.:** *Computer model of the contact relations of worm gear pairs.* 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, 16-18 March, 1999. pp. 483-488.
- [88] **Horák P.:** *Körívprofilú csigahajtópárok tribológiai vizsgálata,* PhD értekezés, BME, Budapest, 2003.
- [89] **Hoschek, J.:** *Zur Ermittlung von Hüllflächen in der räumlichen Kinematik Monh.* Für Mathematik, 69., 1965.
- [90] **Jauch, G.:** *Meridiankonstruktion rotierender Werkzeuge zur Herstellung von Schraubenflächen,* Österreichische Ing. archiv., 14. 1960.
- [91] **Kawabe, S.:** *Generation of NC Commands for Sculptured Surface Machining from 3-Coordinate Measuring Data Fumihiko Kimura and Toshio Sata (1),* Faculty of Engineering, University of Tokyo, Annals of the CIRP Vol 29/1/1980. pp. 369-371.
- [92] **Kienzle, O.:** *Die Grundpfeiler der Fertigungstechnik. Werkstattstechnik und Maschinenbau,* 46. (1956)
- [93] **Kolchin, N. I.:** *Nekotorie voproszi geometrii, kinematiki, rascseta i proizvodstva* Leningrad, 1968. pp.362.
- [94] **Krivenko, I. SZ.:** *Novie tipii cservjacsnüh peredacs na szudah,* Izd. Szudoszrovenie, Leningrad, 1967.
- [95] **Lange, S.:** *Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken (Evolventenschnecken) nach der Hertzschen und der hydrodynamischen, Theorie Diss,* TH München 1967.
- [96] **Lévai I.:** *Hipoidhajtások tervezésének alapjai,* Egyetemi Kiadvány, 1994
- [97] **Lévai I.:** *Kitérő tengelyek közt változó mozgásátvitelt megvalósító – egyenesélű szerszámmal lefejthető – fogazott kerekek.* Kandidátusi értekezés, Budapest, 1966.
- [98] **Lévai I.:** *Fogazatok kapcsolódásának kinematikai elmélete és alkalmazása hipoid-hajtások tervezésére,* Akadémiai doktori értekezés, Miskolc, 1980. 1/153.
- [99] **Lierath, F., Dudás, I.:** *The modern measuring technique as the device of the effective quality assurance of the machine production,* Fourth International Symposium on Measurement Technology and Intelligent Instruments, Miskolc, Lillafüred, Hungary, 2-4. 09. 1998. pp. 465-473.

- [100] **Litvin, F. L., Fuentes, A.:** *Gear Geometry and Applied Theory*, Cambridge University Press, 2004., ISBN 978 0 521 81517 8
- [101] **Litvin, F. L., De Donno, M.:** *Computer methods in applied mechanics and engineering*, Gear Research Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Illinois at Chicago, IL 60607-7022, USA, 1997.
- [102] **Litvin, F. L.:** *Development of Gear Technology and Theory of Gearing*, NASA Reference Publication 1406, Chicago, 1998.
- [103] **Litvin, F. L.:** *A fogaskerékkapcsolás elmélete*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
- [104] **Litvin, F. L.:** *Gear geometry and applied theory*. Englewood Cliffs, Prentice Hall, NJ., 1994.
- [105] **Litvin, F. L.:** *Theory of Gearing*. NASA Reference Publication 1212. 1989.
- [106] **Litvin, F. L., Kim, D. H.:** *Computerized Design, Generation and Simulation of Meshing of Modified Involute Spur Gear With Localized Bearing Contact and Reduced Level of Transmission Errors*, Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 119, pp. 96-100., 1997.
- [107] **Litvin, F. L., Kin, V.:** *Computerized Simulation of Meshing and Bearing Contact for Single-Enveloping Worm-Gear Drives*, Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. Vol.114, pp. 313-316., 1992.
- [108] **Litvin, F. L., Seol, I. H.:** *Computerized Determination of Gear Tooth Surface as Envelope to Two Parameter Family of Surfaces*, Computer Methods in Applied Mechanics Engineering, Vol. 138, Nos. 1-4., pp. 213-225., 1996.
- [109] **Litvin, F. L., Wang, A., Handschuh, R. F.:** *Computerized Design and Analysis of Face-Milled, Uniform Tooth Height Spiral Bevel Gear Drives*, Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 118, No. 4, pp. 573-579., 1996.
- [110] **Litvin, F. L.:** *Application of Finite Element Analysis for Determination of Load Share, Real Contact Ratio, Precision of Motion, and Stress Analysis*, Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 118, No. 4., pp. 561-567., 1996.a.
- [111] **Litvin, F. L., Chen, J. S., Seol, I. H., Kim, D., Lu, J., Zhao, X., Egelja, A., Wang, A. G., Handschuh, R. F.:** *Computerized Design and Generation of Gear Drives with Localized Bearing Contact and Low Level of Transmission Errors*. VDI Berichte 1230, International Conference on Gears, 22-24 April 1996, Dresden, pp. 63-82.
- [112] **Magyar J.:** *Csavarfelületű elemek kapcsolódása*, Kandidátusi disszertáció, Budapest, 1960.
- [113] **Maros D., Killmann V., Rohonyi V.:** *Csigahajtások*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1970.
- [114] **Maros, D., Gyenge, Cs., Csibi, V.:** *Ciklois fogazatot gördüléssel simító módszer és készülék* (Procedeu si dispozitiv pentru rectificarea danturilor cicloidale prin rulare). 4th IFToMM international Symposium on Linkages and Computer aided Design Methods SYROM'85, Bucuresti, 1985, p. 291-296
- [115] **Maros, D., Gyenge, Cs., Csibi, V.:** *Készülék a cikloiskerekek folyamatos marására és köszörülésére* (Dispozitiv pentru frezarea și rectificarea în flux continuu a roților cu dantură ondulată) *szabadalom szám: 82003/83*
- [116] **Maros, D., Orban, Gh., Csibi, V.:** *A hipoid hajtások hordképének numerikus vizsgálata* (Studiul numeric al petei de contact al angrenajelor hipode). The 5th International Conference in Mechanical Engineering OGET'95, Cluj-Napoca, 1995, p.13-14.
- [117] **Minkov, K.:** *Mehano-matematichno modelirane na hiperboloidni predavki*, Disszertacija (Doktor na tehnicneszkie nauki), Szofia, 1986.
- [118] **Molnár J.:** *A megmunkáló rendszer elmozdulékonyságából származó megmunkálási hiba meghatározásának kísérleti-analitikai módszere*, Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1969. p.67.
- [119] **Müller, H. R.:** *Zur Ermittlung von Hüllflächen in der räumlichen*, Kinematik Monh für Mathematik, 63. 1959.
- [120] **Nelson, W. D.:** *Spiroid Gearing Machine Design*, February 1, march 1. 16. 1961.
- [121] **Niemann, G., Winter, H.:** *„Maschinenelemente“ Band III.*, Berlin, Springer-Verlag, 1986.
- [122] **Niemann, G., Weber, G.:** *Schneckentriebe mit flüssiger Reibung*. VDI-Forschungsheft, 412., Berlin, 1942.

- [123] **Niemann, G., Weber, G.:** *Profilbeziehungen bei der Herstellung von zylindrischen Schnecken, Schneckenfräsern und Gewinden* Vieweg, Braunschweig, 1954.
- [124] **Nieszporek, T., Piotrowski, A.:** *Automation of hob design*, 2010 Second WIR World Congress on Software Engineering (2010), pp. 210-213.
- [125] **Nieszporek, T., Boral, P.:** *Design of the variable pitch cone worm technology*, 2010 Second WIR World Congress on Software Engineering (2010), pp. 229-232.
- [126] **Nieszporek, T.:** *Generating of worm gears of an arbitrary profile*, Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2011, August 28-31, 2011, Washington, DC, USA.
- [127] **Olivier, T.:** *Theorie geometrique des engrenages*. Paris, 1842.
- [128] **Ortleb, R.:** *Zur Verzahnungs- und Fertigungsgeometrie allgemeiner Zylinderschneckengetriebe*, Dissertation, TU Dresden, 1971.
- [129] **Páczelt I.:** *Végeselem-módszer a mérnöki gyakorlatban*, I. kötet, Miskolci Egyetemi Kiadó, 1999, p.450, ISBN 963 661 312 5
- [130] **Páczelt I., Szabó T., Baksa A.:** *A végeselem módszer alapjai*, elektronikus könyv, Miskolci Egyetem, 2007.
- [131] **Pálffy K., Prezenszky T., Csibi V., Antal B., Gyenge Cs., Balogh F.:** *Fogazott alkatrészek tervezése, szerszámai és gyártása*, Glória Kiadó, Kolozsvár, 1999.
- [132] **Pay, E.:** *Reductor melcat cu melc interior, (Belső csigás hajtómű)*, Brevet de inventie nr. 90521, 1986., Bucuresti, Romania
- [133] **Pay, E., Pay, G., Lobontiu, M., Cioban, H.:** *Contributii provond modelarea matematica a angrenajelor melcate onterioare, (A belső csigás hajtások általános matematikai modellje)*, In: Sesiunea Stiintifica Jubiliara Universitatea Pitesti, noiembrie 1992., In.: Buletinul Stiintific al Universitatii din pitesti, Vol. Orange de masini. Mechanisme, pp. 20-25.
- [134] **Pay G.:** *Belső csigás hajtások*, Ph.D disszertáció, Miskolc, 2001., Miskolci Egyetem.
- [135] **Perepelica, B. A.:** *Otobrazsenija affinnogo prostranstva v teorii formoobrazovanija poverhnosztvej rezaniem*, Harkov Vusa Skola, 1981.
- [136] **Predki, W., Holdschlag, A.:** *Vorausberechnung von Tragbildern für Schneckenriebe*. Konstruktion 47, 1995, pp. 137-142.
- [137] **Reuleaux, F.:** *Der Konstrukteur*, Vieweg Sohn, Braunschweig, 1982.
- [138] **Rohonyi V.:** *Fogaskerék-hajtások*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1980.
- [139] **Saari, O. E.:** *Mathematical Backround of Spiroid Gears*, Ind. Math. Series, Detroit (Mich.), 1956.
- [140] **Saari, O. E.:** *Speed-Reduction Gearing*, U.S. Patent No.2,696,125, 1954.
- [141] **Saari, O.E.:** *Skew Axis Gearing*. U.S. Patent No. 2, 954, 704., 1960.
- [142] **Sályi I.:** *Műszaki mechanika*. Tankönyvkiadó, Bp., 1964.
- [143] **Sasi Nagy I.:** *Fogazószerszámok tervezése*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1961.
- [144] **Seol, I. H., Litvin, F. L.:** *Computerized Design, Generation and Simulation of Meshing and Contact of Worm-Gear Drives With Improved Geometry*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.138, Nos.1-4., pp.73-103., 1996.b.
- [145] **Simon, V.:** *Characteristics of a new type of cylindrical worm gear drive*, ASME 6th International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, 1996. Proceedings, pp. 133-140.
- [146] **Simon V.:** *Egy új típusú globoid csigahajtás jellemzői*, Akadémiai doktori értekezés, Budapest, 1994.
- [147] **Simon, V.:** *Tooth contact analysis of mismatched hypoid gears*, Proceedings of the 7th International Power Transmission and Gearing Conference, 1996. 10. 6-9. San Diego, California, pp.789-798.
- [148] **Siposs I.:** *Globoid hajtások lefejtés nélkül készített csigakerékkel*. Kandidátusi értekezés, Budapest, 1990.
- [149] **Stübler, E.:** *Geometrische probleme bei der Verwendung von Schraubenflächen in der Technik*, Z.Math. und Phys. Band 60. 1911.
- [150] **Su, D., Dudás, I.:** *Development of an Intelligent Integrated System approach for design and Manufacture of worm gears* proceedings, 9th International Conference on Tools, 3-5. 09. 1996. Miskolc, Hungary

- [151] **Szabó F., Bihari Z., Sarka F.:** *Termékek, szerkezetek, gépelemek végeelemes modellezés és optimalizálása*, Szakmérnöki jegyzet, Miskolc, 2006.
- [152] **Szabó J.:** *Adalékok a számítógépi grafika matematikai megalapozásához*. Disszertáció a habilitált doktori fokozat megszerzéséhez. Debrecen, 1994.
- [153] **Szeniczai, L.:** *Csigahajtóművek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1957.
- [154] **Tajnafoi J.:** *Mechanizmusok származtatásméletének alapjai és hatása a kreatív gondolkodásra*. Akadémiai doktori értekezés, Miskolc, 1991.
- [155] **Tajnafoi J.:** *Szerszámgépek mozgásleképező tulajdonságainak elvei és néhány alkalmazása*, Kandidátusi értekezés, Kézirat, Miskolc, 1965.
- [156] **Terplán Z.:** *A fogaskerék bolygóművek méretezési kérdései*. Miskolc, 1965, Akadémiai értekezés.
- [157] **Váradi K., Molnár L., Kollár Gy., Gara, P.:** *Néhány gépészeti érintkezési feladat végeelemes megoldása*. GÉP XXXIX. évf. 1987. 1. szám, Január, 10-16. o.
- [158] **Vinh, N. D.:** *Evolvens fogazatú hengeres kerék - globoid csiga kapcsolódási viszonyainak vizsgálata és optimalizálása*. Kandidátusi értekezés, Budapest, 1993.
- [159] **Weck, M., Ernst, D., Gogrew, H. U.:** *Numerisch gesteuertes Abrichten von Profilschleifscheiben* *Industrie-Anzeiger*, Nr.54 v.3.7.1981/103., pp.12-20.
- [160] **Weinhold, H.:** *Zur Fertigungsgeometrischen Deutung technologischer Prozesse, Fertigungstechnik und Betrieb*, 1963. No.3.
- [161] **Wildhaber, E.:** *Helical Gearing*, U.S. Patent No. 1, 601, 750., 1926.
- [162] **Wildhaber, E.:** *Osnovü oaxoplönija konicesküih i gipoidnüih peredac* *Masgiz*, Moskau, 1948.
- [163] **Willis, R.:** *Principles of Mechanism*, Cambridge, London, 1841.
- [164] **Wittig, K. H.:** *Zur Geometrie der Zylinderschnecken*, *Maschinenmarkt*, 72. 1966.
- [165] **Zalgaller, V. A.:** *Theory of Envelopes*, Nauka, Moskow, 1975. (in Russian)
- [166] **Zotow, B. D.:** *Osi zaceplenija spirodnüih peredac*, *Izw. Wuz. Masinostrojniyr*, 1961. No. 6.
- [167] **Fuentes, A. A., González, P. I.:** *Análisis Tensional por Elementos Finitos de Engranajes Rectos con Geometría Modificada*, *Revista Iberoamericana de Ingeniería Macánica*, vol. 8, No 1, pp. 15-30, 2004.
- [168] **Litvin, F. L., González, P. I., Yukishima, K., Fuentes, A. A., Hayasaka, K.:** *Design, Simulation of Meshing and Contact Stresses for an Improved Worm Gear Drive*, *Mechanism and Machine Theory*, Elsevier, pp. 940-959, 2006.
- [169] **Staniek, R.:** *Shaping of Face Tothing in Flat Spiroid Gears*, *Journal of Mechanical Engineering*, 57, 2001, pp. 45-54.
- [170] **Bolos, C., Bolos, V., Hategan, R., Bucor, B.:** *The spiroid worm gear - Modelling and simulation numerical work gear*, *Proceeding of the 5th International Meeting of the Carpathian Region Specialists in the Field of Gears*, 2004, pp. 45-48.
- [171] **Bolos, C., Bolos, V.:** *The spiroid worm gear - specific elements regarding representation*. In "The VIII th National Symposium of Descriptive Geometry, Technical Graphics and Design - 2003", 5-7 June 2003 BRASOV, ROMANIA, vol I, ISBN 973-635-195, p.257-260
- [172] **Heath, G. F., Filler, R. R., Tan, J.:** *Development of Face Gear Technology for Industrial and Aerospace Power Transmission*, Glenn Research Center, NASA, 2002, p. 95
- [173] **Goldfarb, V. I., Makarov, V. V., Trubachev, E. S., Kuznetsov, A. S.:** *New perspective application of spiroid gears*, *Proceedings of the 12th IFToMM World Congress*, Besancon, France, 2007.
- [174] **Dudás, L.:** *Possibilities of Exact Grinding of Conical and Globoid Worms*, *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*, ISSN 1970-8734 Vol. 1 n. 3, May 2007, pp. 200-207.
- [175] **Dudás, L.:** *Advanced software tool for modelling and simulation of new gearings*, *International Journal of Design Engineering IJDE* Vol. 3. No.3 2010. pp. 289-310. ISSN 1751-5874 (Print); ISSN 1751-5882 (Online)
- [176] **Dudás, L.:** *Modelling and simulation of a new worm gear drive having point-like contact*, *Engineering with Computers*, 2012, ISSN 0177-0667 *Engineering with Computers: Volume 29, Issue 3, 2013.*, pp. 251-272

- [177] **Dudás, L.:** *New way for the innovation of gear types*, Engineering the Future, Chapt. 6. Sciyo, Croatia, 2010. Edited by L. Dudás. ISBN 978-953-307-210-4 pp. 111-140. Könyv(részlet) www.intechopen.com/download/pdf/12364
- [178] **Dudás, I., Csermely, T.:** *CNC köszörűkorong szabályozó berendezés minősítése*, Gépgyártástechnológia, 1993.05-06., pp. 219-223
- [179] **Csibi, V., Sarbu, M. L., Crisan, N. I., Herciu, D., Toader, U., Sudrijan, M., Ciurea, C. F.:** *Angrenaje cicloidale si scule pentru danturare (Ciklois fogaskerék-hajtások és szerszámaik)*, Ed. SEMNE, Bucuresti, 2006, ISBN 973-624-356-7

11.1. A kutatások előzményeit képző kutatások, projektek

- [K1] *"Fogazott hajtópárok és hajtások optimalása, kapcsolódás elméletének és tribológiájának továbbfejlesztése"*, OTKA - Országos Tudományos Kutatási Alapprogramok - T 000655 BME-ME, (Témavezető: **Bercsey T., Dudás I.**). A kutatás időtartama: 1991-94.
A teherbírás és a veszteség szempontjából optimális fogazatok tervezése témában a BME Gépszerkezettani Intézet és a csavarfelületű fogazott elemek gyártásgeometriájának, megmunkálásának és ellenőrzésének kidolgozására a ME Gépgyártástechnológiai Tanszéke közös kutatást végzett.
- [K2] *"Optimális kapcsolódás kialakulásának feltételrendszere"* OTKA - Országos Tudományos Kutatási Alapprogramok - T 019093. A kutatás időtartama: 1996-99. (Témavezető: **Dudás I.**)
- [K3] *"Gépipari technológiák komplex analízise, különös tekintettel a bonyolult geometriai alakzatok gyártásgeometriájára és a számítógéppel segített gyártástechnológia kutatási területeire"*, MTA ME Gépgyártástechnológiai Kutatócsoport. A kutatás időtartama: 1996 - 2002. (Témavezető: **Dudás I.**)
- [K4] *"3D-s mérési rendszer kifejlesztése CCD kamerák használatával"*, Japán-Magyar közös kutatási projekt, Monbusho támogatás. A kutatás időtartama: 1995-97. (Témavezető: **Dudás I.**)
- [K5] *"CCD kamerás mérési rendszerek kifejlesztése a gépipari minőségbiztosítás területén"* OTKA - Országos Tudományos Kutatási Alapprogramok - 026566. A kutatás időtartama: 1998-2001. (Témavezető: **Dudás I.**)
- [K6] *"Új geometriájú spiroid hajtások kutatása, gyártásgeometria kidolgozása"* OTKA - Országos Tudományos Kutatási Alapprogramok - T038288. A kutatás időtartama: 2001-2005. (Témavezető: **Dudás I.**)
- [K7] *"A gyártásgeometria és a kapcsolódás jellemzőinek komplex vizsgálata korszerű csigahajtások esetében"* OTKA K 63377. A kutatás időtartama: 2006-2010. (Témavezető: **Dudás I.**)

11.2. Szabványok jegyzéke

- [Sz1] *DIN 3974-1. Toleranzen für Schneckengetriebe - Verzahnungen. Teli 1: Grundlagen. 1995.*
- [Sz2] *DIN 3974-2. Toleranzen für Schneckengetriebe – Verzahnungen. Teli 2: Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen. 1995.*
- [Sz3] *DIN 3975-2. Begriffe und Bestimmgrößen für Zylinder – Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen. 2002.*
- [Sz4] *MSZ-05-07.5506-79. Nagymodulú hengeres csigahajtások tűrései. 1981.*

12. PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN

Szabadalmi bejelentés

- {1} **Dudás I., Bodzás S., Dudás I. Sz., Mándy Z.:** *Konkáv menetprofilú spiroid csigahajtópár és eljárás annak köszörüléssel történő előállítására*, Szabadalmi iktatószám: P1200405, Szabadalmi bejelentés napja: 2012.07.04.

A szerzők munkájának %-os megosztása:

**Dr. Dudás Illés: 50 %, Bodzás Sándor: 20 %, Dudás Illés Szabolcs: 20 %,
Mándy Zoltán: 10%**

Idegen nyelven készült lektorált külföldi folyóiratcikk

- {2} **Dudás, I., Bodzás, S.:** *Geometric analysis and mathematical modelling of spiroid worm*, Journal Technological Engineering, number 2/2011, volume VIII, Zilina, Csehország, pp.: 6 – 9., ISSN 1336 – 5967
- {3} **Dudás, I., Bodzás, S.:** *Production geometry analysis, modeling and rapid prototyping production of manufacturing tool of spiroid face gear*, Advanced Manufacturing Technology, Springer, (Online), 2012.07.19. (Online), ISSN 0268-3768 (Print), Volume 66, Issue 1 - 4., pp. 271 – 281., 2013. 04. (Printed), **(IF 1.203)**
<http://www.springerlink.com/content/t1214xh51g664266/?MUD=MP>
<http://www.springer.com/home?SGWID=0-0-1003-0-0&aqId=2362785&download=1&checkval=5131188b9d22673b4f7f1f6eb76f3a2e>
- {4} **Dudás, I., Bodzás, S.:** *Measuring technique and mathematical analysis of conical worms*, Advanced Manufacturing Technology, Springer, ISSN 0268-3768, DOI 10.1007/s00170-012-4483-7, 2012.09.14., **(IF 1.203)**
<http://www.springerlink.com/content/97744668843ukp07/>
<http://www.springer.com/home?SGWID=0-0-1003-0-0&aqId=2388273&download=1&checkval=51c4b487d0f43b24be21924d58a0daf9>
- {5} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *CAD modelling and additive production of conical worm and conical face gear*, Journal Technological Engineering, number 1/2012, volume IX, Zilina, Csehország, pp.: 13 – 16., ISSN 1336 – 5967
- {6} **Dudás, I., Bodzás, S., Mándy, Z.:** *Solving the pitch fluctuation problem during the manufacturing process of conical thread surfaces with lathe center displacement*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Springer, ISSN 0268-3768 (Online), 2013.06.14. (Online), Volume 66, Numbers 9 – 12, **(IF 1.203)**
DOI 10.1007/s00170-013-5010-1,
<http://link.springer.com/article/10.1007%2Fs00170-013-5010-1>
<http://www.springer.com/home?SGWID=0-0-1003-0-0&aqId=2485615&download=1&checkval=b52fa61a5054910ead25d69d932b7803>
- {7} **Bodzás, S., Dudás, I., Horváth, R., Dudás, I. Sz., Mándy, Z.:** *Measuring and analysis of noise level of a new geometric, arched profile conical worm gear drive in axial section*, Machine Design, Volume 5, Numbers 2, 2013, Novi Sad, Szerbia, pp. 75 – 78., ISSN 1821-1259

Idegen nyelven készült lektorált hazai folyóiratcikk

- {8} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Designing of Smoother Hob*, Hungarian Journal of Industrial Chemistry, 2010, Volume 38, Number 2, Pannon Egyetem, Veszprém, pp.: 89 – 94., ISSN 0133-0276
- {9} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Production geometrical analysis of logarithm spiral backward turned curve*, Debrecen, Debreceni Műszaki Közlemények 2010/2, 2010.10.25., pp.: 49 - 55., <http://www.mfk.unideb.hu/userdir/dmk/docs/20102/>, ISSN 2060-6869
- {10} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Connection theory of conical worm gear drives*, Hungarian Journal of Industrial Chemistry, 2011, Volume 39, Number 2, Pannon Egyetem, Veszprém, pp.: 173 – 176., ISSN HU ISSN 0133-0276

Magyar nyelven készült lektorált folyóiratcikk

- {11} **Bodzás S., Dudás I.:** *Csavarfelületek mérés technikai elemzése*, GÉP folyóirat LXI. évfolyam 2010/3, Gépipari Tudományos Egyesület, Miskolc, 2010.07.06., pp.: 3 - 9., ISSN 0016-8572
- {12} **Bodzás S., Dudás I.:** *Kúpos csavarfelület előállításának változó köszörűkorong bedöntési szög korrekcióval*, GÉP folyóirat LXIV. évfolyam 2013/3, Gépipari Tudományos Egyesület, Miskolc, 2013.03., pp.: 3 – 6., ISSN 0016-8572

Idegen nyelven készült lektorált külföldi konferencia kiadvány

- {13} **Bodzás, S., Bányai, K., Dudás, I.:** *Worm gear drives measuring*, Annals of MTeM for 2009 and Proceedings of the 9th International Conference Modern Technologies in Manufacturing, Cluj Napoca, Romania, 2009.10.08. -2009.10.10. pp.: 17 - 21., ISBN 973-7937-07-04
- {14} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Backward turning of hob along logarithm spiral*, IN-TECH 2010, Tisk AS, s.r.o., Jaromer, Prague, Czech Republic, 2010.09.14. - 2010.09.16., pp.: 255 - 257., ISBN 978-80-904502-2-6
- {15} **Dudás, I., Bodzás, S.:** *Geometric analysis and mathematical modelling of spiroid worm*, 10th International Symposium on Measurement Technology and Intelligent Instruments, ISMTII 2011, Daejeon, South Korea, <http://www.ismtii2011.org/article/xml/sub/current.kin>
- {16} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Modeling and mathematical analysis of conical helical surface*, Annals of MTeM for 2011 and Proceedings of the 10th International Conference Modern Technologies in Manufacturing, Cluj Napoca, Romania, 2011.10.05. - 2011.10.07., pp.: 37- 40., ISBN 978-606-8372-02-0
- {17} **Dudás, I., Bodzás, S.:** *The analysis of cutting edges of face gear hob with analytical calculation and three coordinate measuring machine*, 11th International Symposium on Measurement Technology and Intelligent Instruments, ISMTII 2013, 2013. 07.01. – 2013. 07. 05., Aachen, Németország, pp. 30. (abstract), Terjedelem: 6 oldal, Guide to Selected Topics pp. 22., ISBN 978-3-86359-138-0

„A publikáció megjelentetése és a konferenciára való utazás a **TÁMOP-4.2.2/B-10/1-2010-0008** jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.”

- {18} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *The geometric controlling of a new type spiroid worm shaft by three coordinate measuring machine*, Annals of MTeM for 2013 and Proceedings of the 11th International Conference Modern Technologies in Manufacturing, Cluj Napoca, Romania, 2013.10.17. - 2013.10.19., pp.: 5 - 11., ISBN 973-9087-53-1

Idegen nyelven készült lektorált hazai konferencia kiadvány

- {19} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Modern quality assurance of spiroid worm*, Factory Automation 2010, Kecskeméti Főiskola GAMF Kar, Kecskemét, 2010.04.15. - 2010.04.16., pp.: 139 - 144., ISBN 978-963-7294-83-9
- {20} **Dezső, G., Dudás, I., Péter, L., Bodzás, S.:** *Multicontast problem of spiroid worm gear drives*, XXV. microCAD International Scientific Conference, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2011.03.31 – 2011.04.01., pp.: 47 – 52., ISBN 978-963-661-965-7
- {21} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Production geometry and finite element method analysis of archimedean worm gear drive*, XXV. microCAD International Scientific Conference, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2011.03.31 – 2011.04.01., pp.: 29 – 34., ISBN 978-963-661-965-7
- {22} **Bodzás, S., Dudás, I., Péter, L., Dezső, G., Kósa, P., Százvai, A.:** *Rapid prototyping production of conical worm with arched profile*, XXV. microCAD International Scientific Conference, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2011.03.31 – 2011.04.01., pp.: 35 – 40., ISBN 978-963-661-965-7
- {23} **Bodzás S., Dudás I.:** *Analysis of the grinding territory of worm gear hob*, International Multidisciplinary Conference 2011 9th Edition Proceedings, Bessenyei Publishing House, Nyíregyháza, 2011.05.19 – 2011.05.21., pp.: 61 – 66., ISBN 978-615-50-97-18-8
- {24} **Mándy, Z., Dudás, I., Bodzás, S.:** *Manufacture of spiroid worm surfaces in modern intelligent integrated systems*, Factory Automation Conference 2011, Széchenyi István Egyetem, Győr, 2011.05.24 – 2011.05.26., pp.: 140 – 147., ISBN 978-963-7175-3
- {25} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Modeling and prototyping production of conical face gear hob*, Proceedings of the 13th International Conference of Tools ICT 2012, Miskolc, 2012.03.27 – 2012.03.28., pp.: 339 – 345., ISBN 978-963-9988-35-4
- {26} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Mathematical generation and modeling of face gear surface*, The Publications of the XXVI. microCAD International Scientific Conference CD, Miskolci Egyetem, Miskolc, 2012.03.29 – 2012.03.30., ISBN 978-963-661-773-8
- {27} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Defining of the resharping territory of the new type spiroid face gear having arched profile by analytic calculations*, International Multidisciplinary Conference 2013 10th Edition Proceedings, Bessenyei Publishing House, Nyíregyháza, 2013.05.22. – 2013.05.24., pp.: 29 – 34., ISBN 978-615-5097-66-9

Idegen nyelven készült nem lektorált hazai konferencia kiadvány

- {28} **Bodzás, S., Pudmer, S. G.:** *Theoretical basis of Measurements of Conical Thread Surfaces on 3D Measuring Machine*, XXIII. microCAD International Scientific Conference, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2009.03.19. - 2009.03.20., pp.: 41 - 46., ISBN 978-963-661-878-0
- {29} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Analysis of production geometry of the hob for producing helical surfaces*, Doktoranduszok Fóruma, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2009.11.05., pp.: 33 -39.

- {30} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Modern Check up of Spiroid Worm*, XXIV. microCAD International Scientific Conference, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2010.03.18. - 2010.03.20., pp.: 45 - 51., ISBN 978-963-661-918-3
- {31} **Bodzás, S.:** *The Geometrical Examination of Worm Gear Hobs*, XXIV. microCAD International Scientific Conference, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2010.03.18. - 2010.03.20., pp.: 39 - 45., ISBN 978-963-661-918-3
- {32} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Defining of the maximum grinding angle of hobs by advancing method*, Doktoranduszok Fóruma, Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centrum, Miskolc, 2010.11.10. pp.: 25 – 30.
- {33} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Designing and modelling of worm gear hob*, Doktoranduszok Fóruma, Miskolci Egyetem Tudományos szervezési és Nemzetközi Osztály, Miskolc, 2011.11.08., pp.: 12 – 17.
- {34} **Bodzás, S., Dudás, I., Horváth, R.:** *Measuring and analysis of noise level of spiroid worm gear drive*, Doktoranduszok Fóruma, Miskolci Egyetem Tudományos szervezési és Nemzetközi Osztály, Miskolc, 2012.11.08., pp.: 18 - 23.

„A publikáció megjelentetése a **TÁMOP-4.2.2/B-10/1-2010-0008** jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.”

- {35} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Finite element method analysis of special conical transmission*, The Publications of the XXVII. microCAD International Scientific Conference CD, Miskolci Egyetem, Miskolc, 2013.03.21 – 2013.03.22., ISBN 978-963-358-019-9

Magyar nyelven készült lektorált konferencia kiadvány

- {36} **Bodzás S., Dudás I.:** *Csigakerekek megmunkálása és a megmunkáló szerszám köszörüléséhez szükséges maximális korongátmérő meghatározása*, Gyártás 2010 „Manufacture” CD, MANUFACTURE-HU Nemzeti Technológiai Platform „GTENTP08” Szakmai Tanácsadó Testülete 2010, Budapest, 2010.10.20. - 2010.10.21., ISBN 978-963-9058-31-6
- {37} **Dudás I., Bodzás S.:** *Csigakerék lefejtőmaró élezhetőségi tartományának meghatározása közelítő módszerrel*, XVI. F fiatal Műszakiak Tudományos Ülésszaka 2011, Erdélyi Múzeum Egyesület kiadványa, Kolozsvár, Románia, 2011.03.24 - 2011.03.25. pp.: 83-87., ISSN 2067-6 808
- {38} **Dudás I., Bodzás S.:** *Spiroid csiga matematikai, geometriai modellezése és gyors prototípus gyártása*, Multidiszciplináris Tudományok, 1. kötet, 1. szám, Miskolc, 2011. pp.: 159 – 167., HU ISSN 2062 – 9737

Magyar nyelven készült nem lektorált konferencia kiadvány

- {39} **Bodzás S., Dudás I.:** *Lefejtőmaró gyártásgeometriai vizsgálata*, Műszaki Tudomány az Észak Alföldi Régióban Konferencia 2010, Debreceni Akadémiai Bizottság Műszaki Szakbizottsága, Nyíregyháza, 2010.05.19., www.mfk.unideb.hu/mszb/muszfuz, pp.: 187 - 193., ISBN 978-963-7064-23-4
- {40} **Dudás I., Bodzás S.:** *Spiroid csiga matematikai, geometriai modellezése és gyors prototípus gyártása*, Miskolc, Műszaki Tudomány az Észak - Kelet Magyarországi Régióban 2011, Debreceni Akadémiai Bizottság Műszaki Szakbizottsága, Debrecen, 2011.05.18.,

http://store1.digitalcity.eu.com/store/clients/release/mtekmr_2011.pdf, pp.: 215 – 220., ISBN 978-963-7064-25-8

- {41} **Bodzás S., Dudás I.:** *Kúpos csigahajtás virtuális és gyors prototípus modellek előállítás, XVII. Fialat Műszakiak Tudományos Ülésszaka 2012, Erdélyi Múzeum Egyesület kiadványa, Kolozsvár, Románia, 2012.03.22. – 2012.03.23. pp.: 63 – 67., ISSN 2067 – 6 808*
- {42} **Bodzás S., Dudás I.:** *Spiroid tányérkerék megmunkálószerszám hátraesztérgálási görbájének megválasztása, Miskolc, Műszaki Tudomány az Észak - Kelet Magyarországi Régióban 2012 Konferencia, Debreceni Akadémiai Bizottság Műszaki Szakbizottsága, Szolnoki Főiskola, Szolnok, 2012.05.10., http://store1.digitalcity.eu.com/store/clients/release/mtekmr_2012.pdf, pp.: 181-191., ISBN 978-963-7064-28-9*
- {43} **Bodzás S., Dudás I.:** *Kúpfelületű csigakerék lefejtőszerszám gyors prototípusgyártása, V. Nyíregyházi Doktorandusz (PhD/DLA) Konferencia Kiadványa, CD, Nyíregyházi Főiskola, Nyíregyháza, 2012. 12.04., pp.: 38-41., ISBN 978-963-9909-9*
- {44} **Bodzás S., Dudás I., Horváth R.:** *Kúpos csigahajtómű zajszintjének vizsgálata, A VI. Nyíregyházi Doktorandusz (PhD/DLA) Konferencia Kiadványa, Szent Atanáz Görögkatolikus Hittudományi Főiskola, Nyíregyházi Főiskola, Debreceni Egyetem Egészségügyi Kara, Nyíregyháza, 2013., pp.: 9-14., ISBN 978-615-5073-18-2*

12.1. Megjelenés alatt álló publikációk

Idegen nyelven készült lektorált külföldi folyóiratcikk

- {m1} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Additive production technique and analysis of spiroid worm gear drive, Journal of Engineering and Automation Problems, Moszkva, Oroszország*
- {m2} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Comparative finite element method analysis of spiroid worm gear drives having arched profile and having linear profile in axial section, Journal Technological Engineering, Csehország*
- {m3} **Dudás, I., Bodzás, S.:** *The kinematical model for the geometrically appropriate production of cylindrical and conical helioid surfaces having unvaried lead, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Springer (impakt faktor)*
- {m4} **Dudás, I., Bodzás, S., Dudás, I. Sz., Mándy, Z.:** *Development of spiroid worm gear drive having arched profile in axial section and a new technology of spiroid worm manufacturing with lathe center displacement, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Springer (impakt faktor)*
- {m5} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Mathematical model for investigation of face gear tooth surface manufactured by new cutting edges of spiroid hob having arched profile in axial section, Machine Design, Novi Sad, Szerbia*

„A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a **TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001** azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.”

Magyar nyelven készült lektorált folyóiratcikk

- {m6} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Tengelymetszetben körív profilú tányérkerék lefejtőmaró gyártásgeometriai elemzése, GÉP folyóirat, Gépipari Tudományos Egyesület, Miskolc*

„A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a **TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001** azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.”

Idegen nyelven készült, lektorált hazai konferencia kiadvány

- {m7} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Analysis of contact curves of spiroid worm gear drive having arched profile*, Doktoranduszok Fóruma 2013, Miskolci Egyetem Tudományszervezési és Nemzetközi Osztály, Miskolc

„A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a **TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001** azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.”

- {m8} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Production technology of spiroid worm surface using grinding wheel banking angle correction*, The Publications of the XXVIII. microCAD International Scientific Conference CD, Miskolci Egyetem, Miskolc, 2014

„A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a **TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001** azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.”

Magyar nyelven készült nem lektorált konferencia kiadvány

- {m9} **Bodzás S., Dudás I., Horváth R.:** *Spiroid csigahajtómű zaj- és rezgésdiagnosztikai vizsgálata*, Tudomány Hete a Dunaújvárosi Konferencián, interdiszciplináris tudományos konferencia, 2012. november 12-17.

- {m10} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Tengelymetszetben körív profilú kúpos csigatengely profilkialakításának elemzése*, VII. Nyíregyházi Doktorandusz Konferencia, 2013. december 06.

„A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a **TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001** azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.”

Magyar nyelven készült lektorált konferencia kiadvány

- {m11} **Bodzás, S., Dudás, I.:** *Kúpos csavarfelületek geometriailag helyes megmunkálásához szükséges kinematikai modell*, XIX. Fiatal Műszakiak Tudományos Ülészaka 2014, Kolozsvár, Románia, 2014.03.20. – 2014.03.21.

„A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a **TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001** azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.”

13. SZAKMAI ELŐADÁSOK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN

1. **Bodzás, S.:** *Kúpos csiga minősítése*, Miskolc, Magyar Tudomány Ünnepe 2009, 2009.11.27.
2. **Bodzás, S.:** *Csigakerék lefejtőmaró gyártásgeometriai elemzése*, Gépipari Tudományos Egyesületi Ülés, Nyíregyháza, 2011.12.14.
3. **Bodzás, S.:** *Gyors prototípusgyártás*, Mérnök Szakest, Nyíregyházi Főiskola, Nyíregyháza, 2011.12.19.
4. **Bodzás, S.:** *Spiroid tányérkerék modellezése*, Kari Ph.D. beszámoló, Nyíregyházi Főiskola, Nyíregyháza, 2012.03.06.
5. **Bodzás, S.:** *Kúpos csigahajtópár CAD modellezése és additív gyártástechnológiája*, Prof. Dr. Dr. h. c. Prof. h. c. mult. Dudás Illés, D.Sc. egyetemi tanár, 70. születésnapja tiszteletére rendezett Jubileumi Tudományos Ülés, Nyíregyházi Főiskola, Nyíregyháza, 2012.09.25.
6. **Bodzás, S.:** *Spiroid csiga és tányérkerék virtuális és valós modelljeinek előállítás*, A Magyar Tudomány Napja Erdélyben, XIII. Műszaki Tudományos Ülésszak, Az Erdélyi Múzeum Egyesület, Műszaki Tudományok Szakosztálya, Kolozsvár, Románia, 2012.11.24.
7. **Bodzás, S.:** *Kúpos tányérkerék lefejtőmaró modellezése és élgeometriai vizsgálata*, Műszaki és Természettudományi Egyesületek Szövetsége Szabolcs-Szatmár-Bereg Megyei Szervezet 50. Jubileumi évfordulója, Nyíregyháza, 2012.11.29.
8. **Bodzás, S.:** *Kúpos tányérkerék lefejtőmaró élgeometriai vizsgálata*, GTE taggyűlés és Doktoranduszok szakmai napja, Nyíregyházi Főiskola, Nyíregyháza, 2013.03.05.
9. **Bodzás, S.:** *Production of conical helicoid surfaces having grinding wheel banking angle correction*, Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, Spanyolország, 2014.02.11.

MELLÉKLETEK

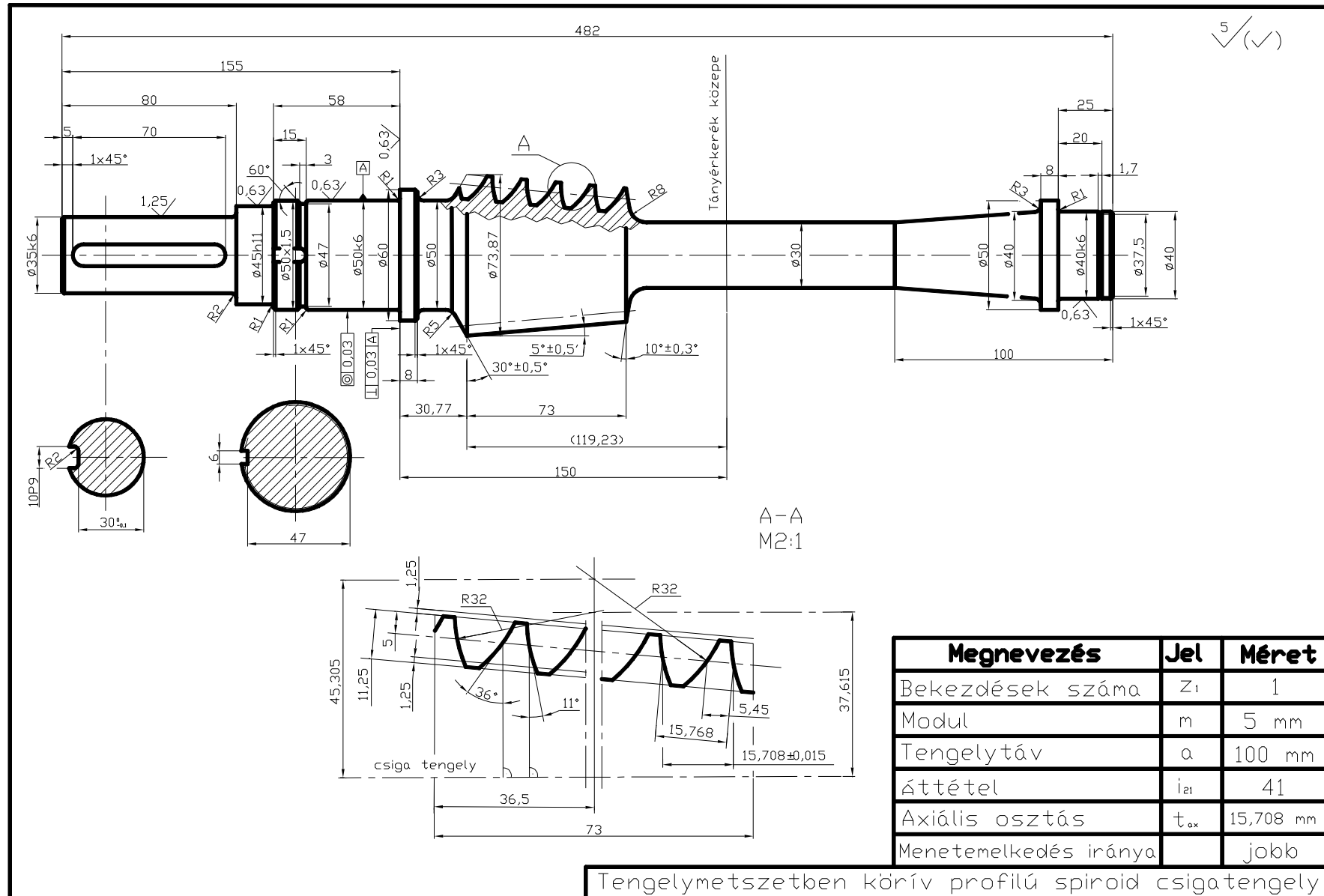
M.I. melléklet:

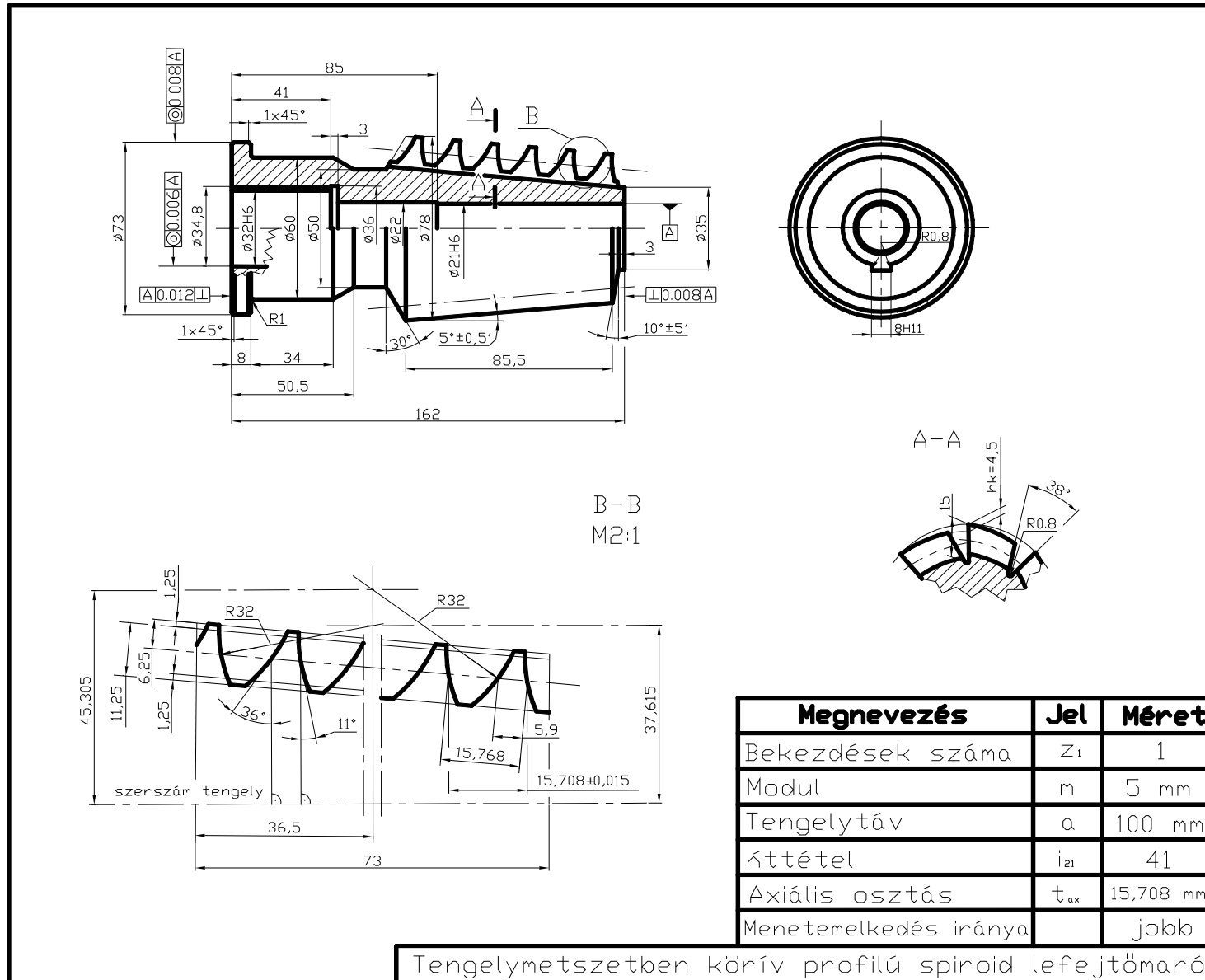
TENGELYMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ SPIROID CSIGA, TÁNYÉRKERÉK ÉS LEFEJTŐMARÓ

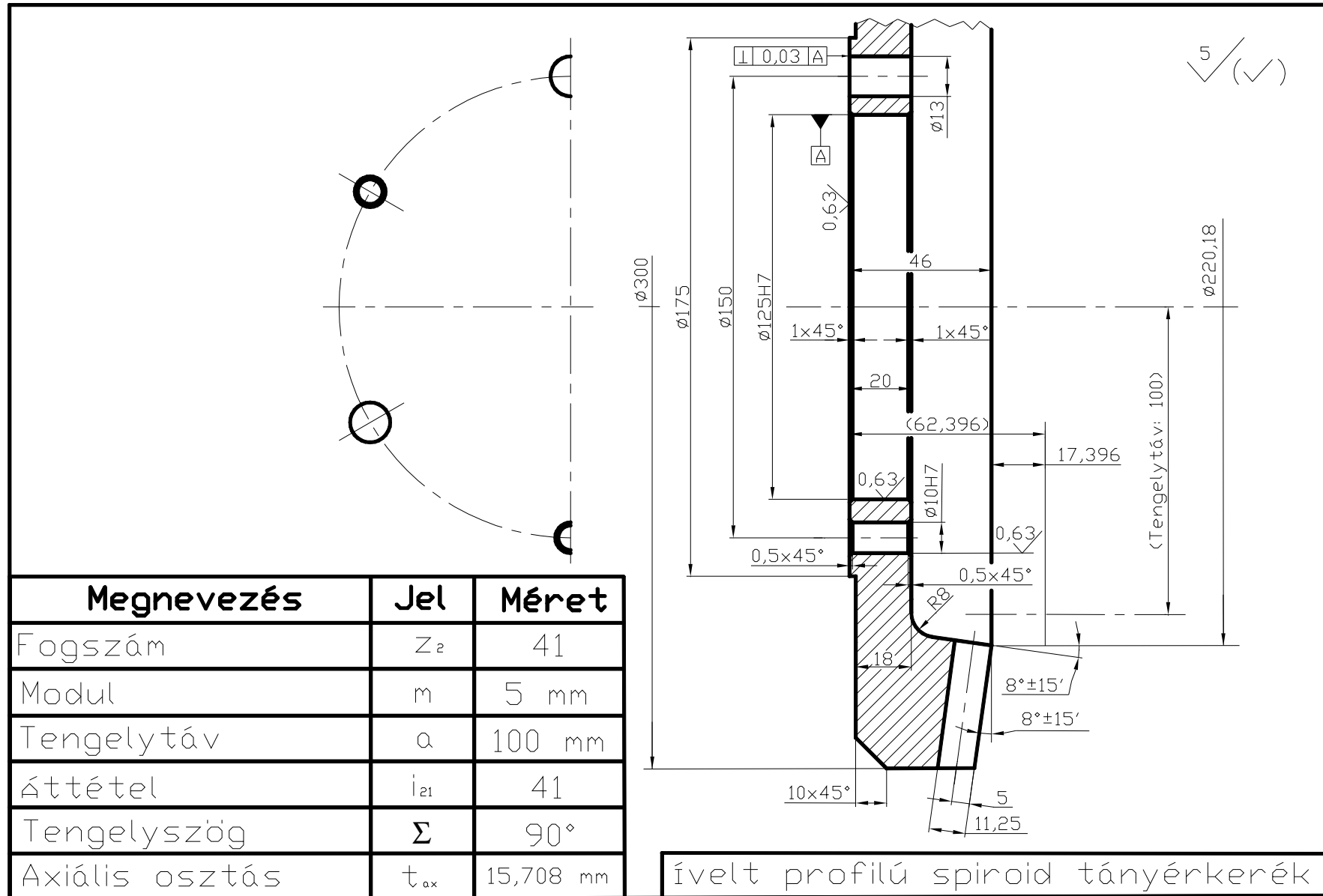
A tengelymetszetben körív profilú spiróid csigahajtópár és megmunkálószerszám tervezésekor a **Hegyháti József** által tervezett [84] és **Dudás Illés** által kidolgozott gyártástechnológia és általános matematikai modell alapján legyártott [39, 40] tengelymetszetben egyenes profilú spiróid csigahajtópár és megmunkálószerszám geometriai kialakításából indultunk ki.

Az M.I. mellékletben szereplő ábrák:

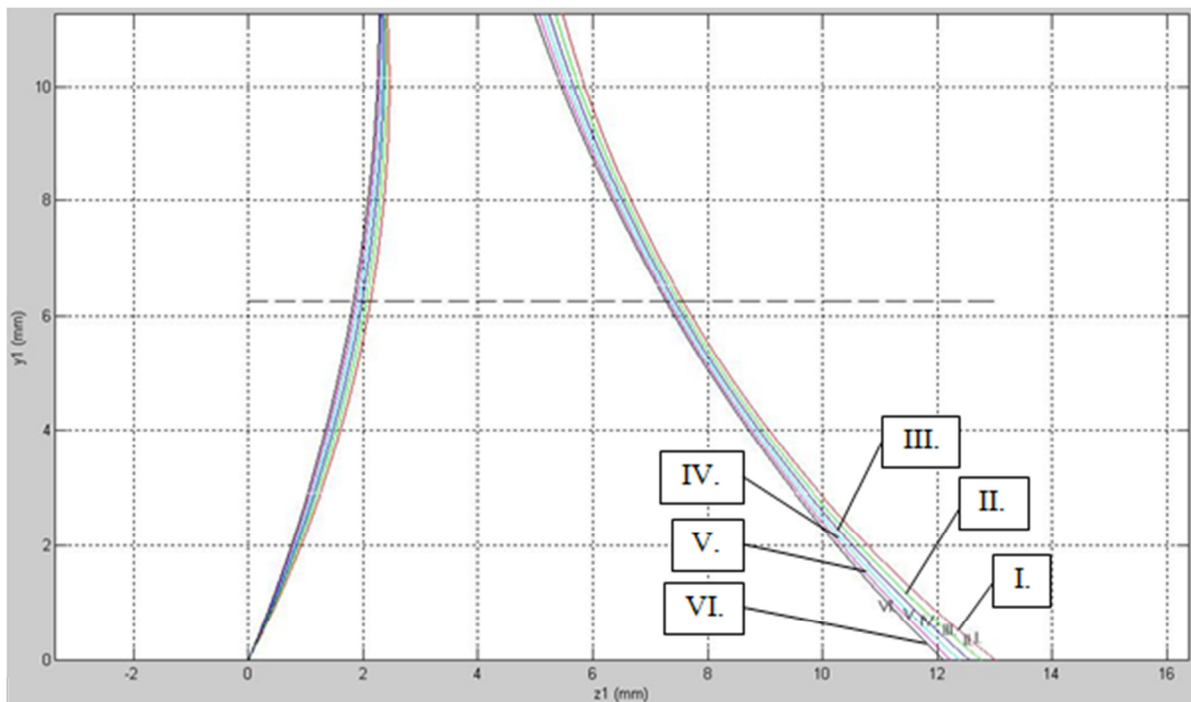
- M1.1. ábra: Tengelymetszetben körív profilú spiróid csigatengely;
- M1.2. ábra: Tengelymetszetben körív profilú spiróid lefejtőmaró;
- M1.3. ábra: Ívelt profilú spiróid tányérkerék.





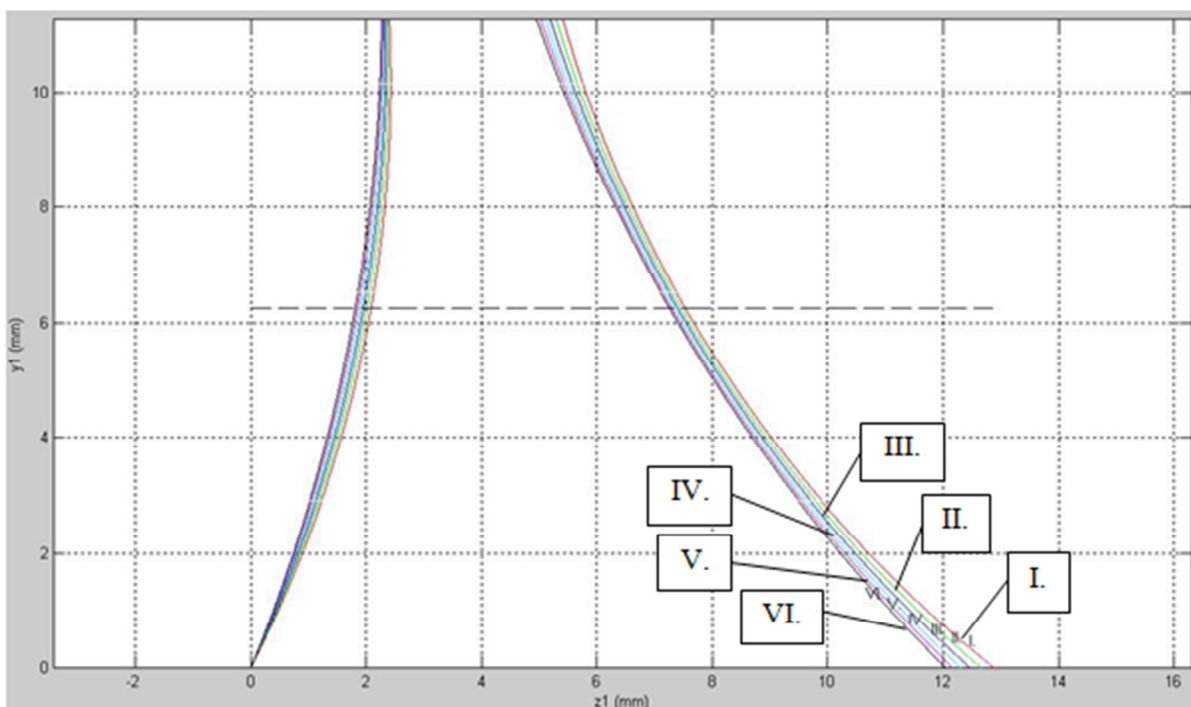


M.II. melléklet:
SZÁMÍTOTT KÖRÍVPROFILOK A 3. FEJEZETHEZ



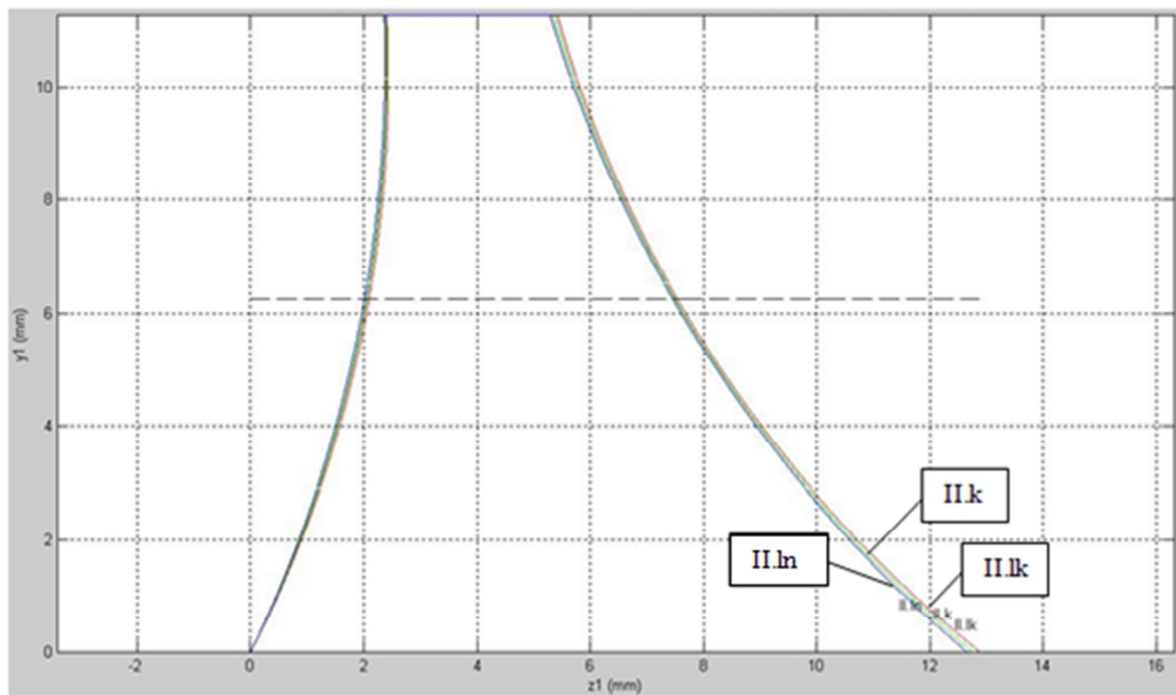
M2.1. ábra

Számított körívprofil ($d_0= 57,522$ mm, $q= 11,504$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}=5$ mm, $\alpha_{axe}=10^\circ$, $\alpha_{axh}=30^\circ$ esetén) (3.2.b táblázat)



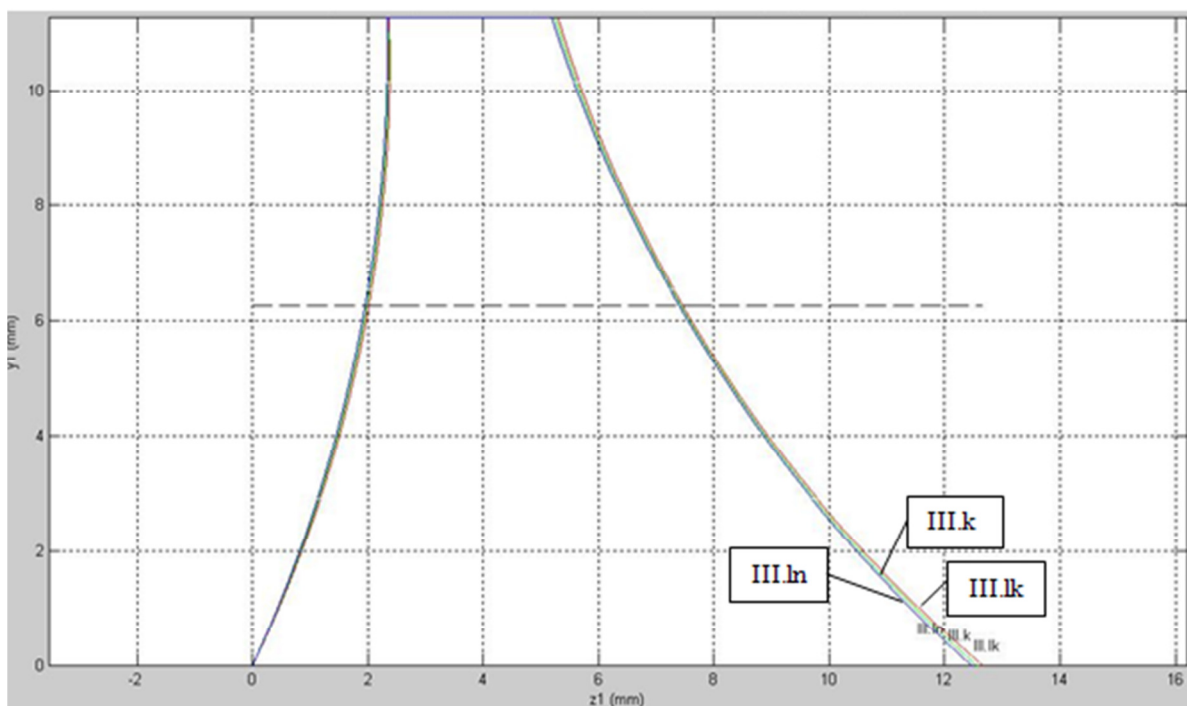
M2.2. ábra

Számított körívprofil ($d_0= 63,908$ mm, $q= 12,781$ mm, $z_1= 1$, $m_{ax}=5$ mm, $\alpha_{axe}=10^\circ$, $\alpha_{axh}=30^\circ$ esetén) (3.2.c táblázat)



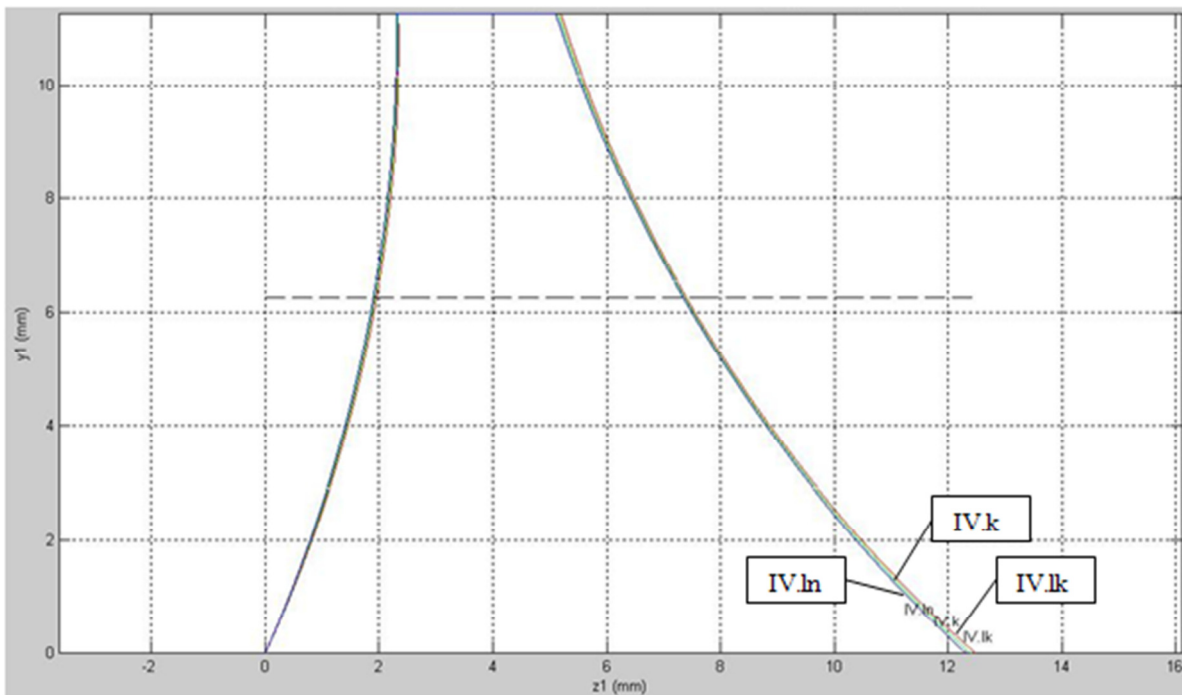
M2.3. ábra

Az $x=1,1$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok
 (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm,
 ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm)



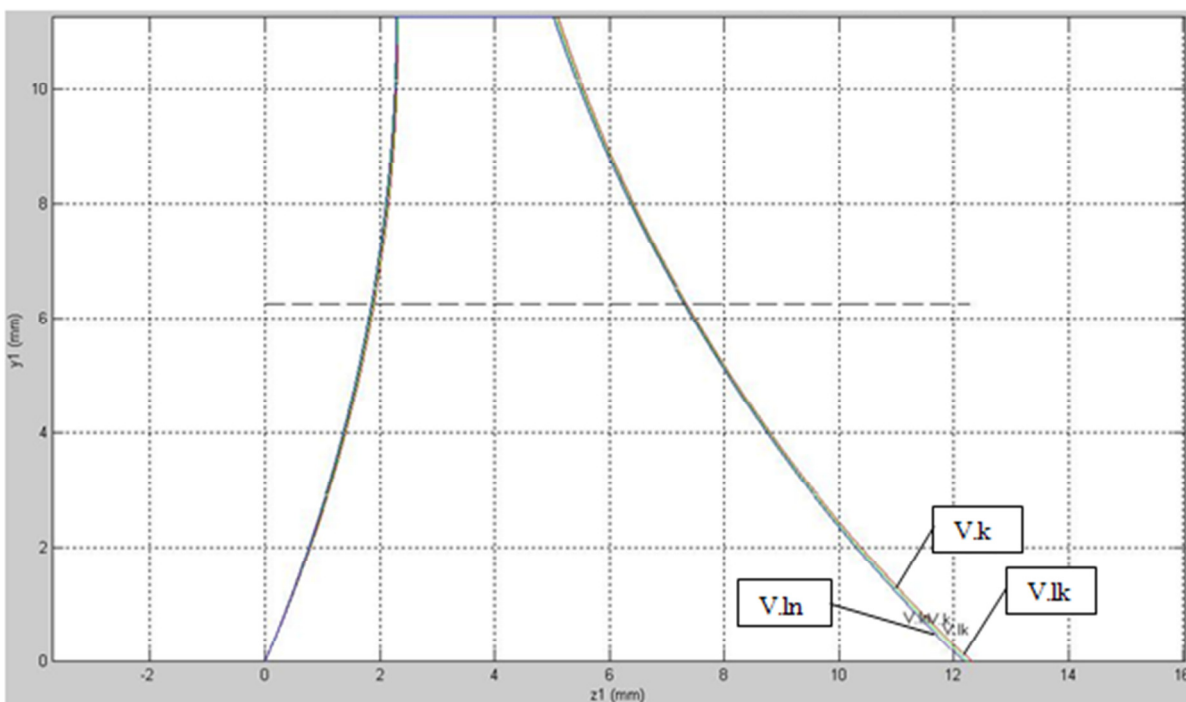
M2.4. ábra

Az $x=1,2$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok
 (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm,
 ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm)



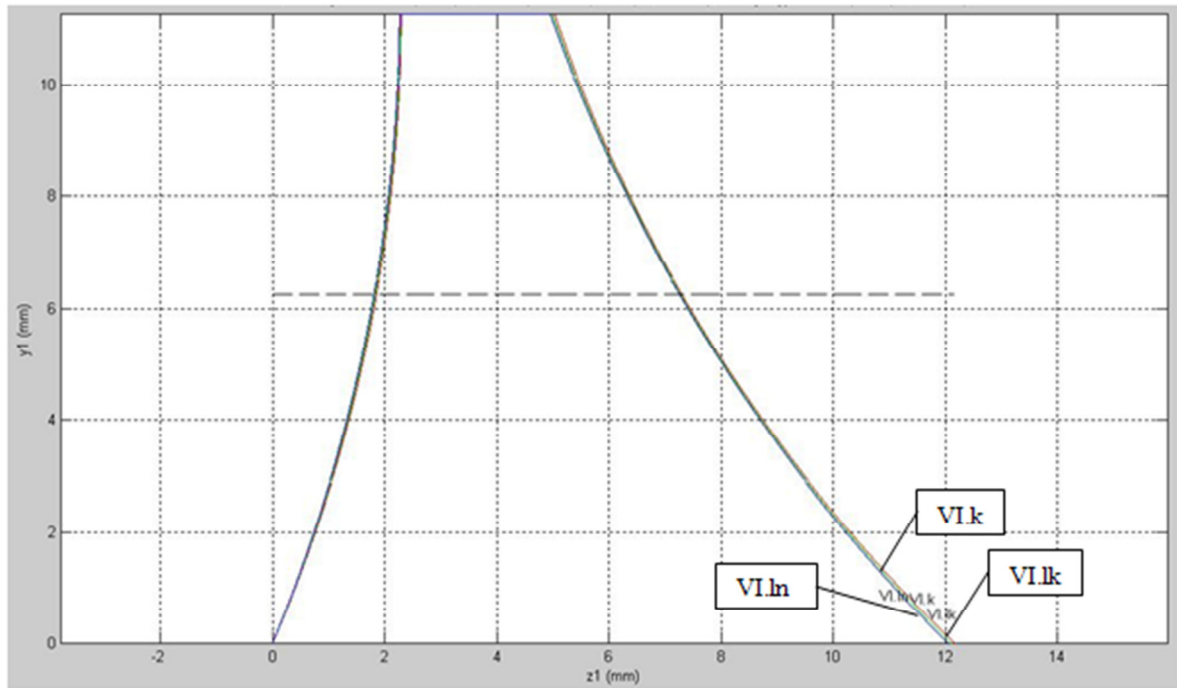
M2.5. ábra

Az $x=1,3$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok
 (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm,
 ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm)



M2.6. ábra

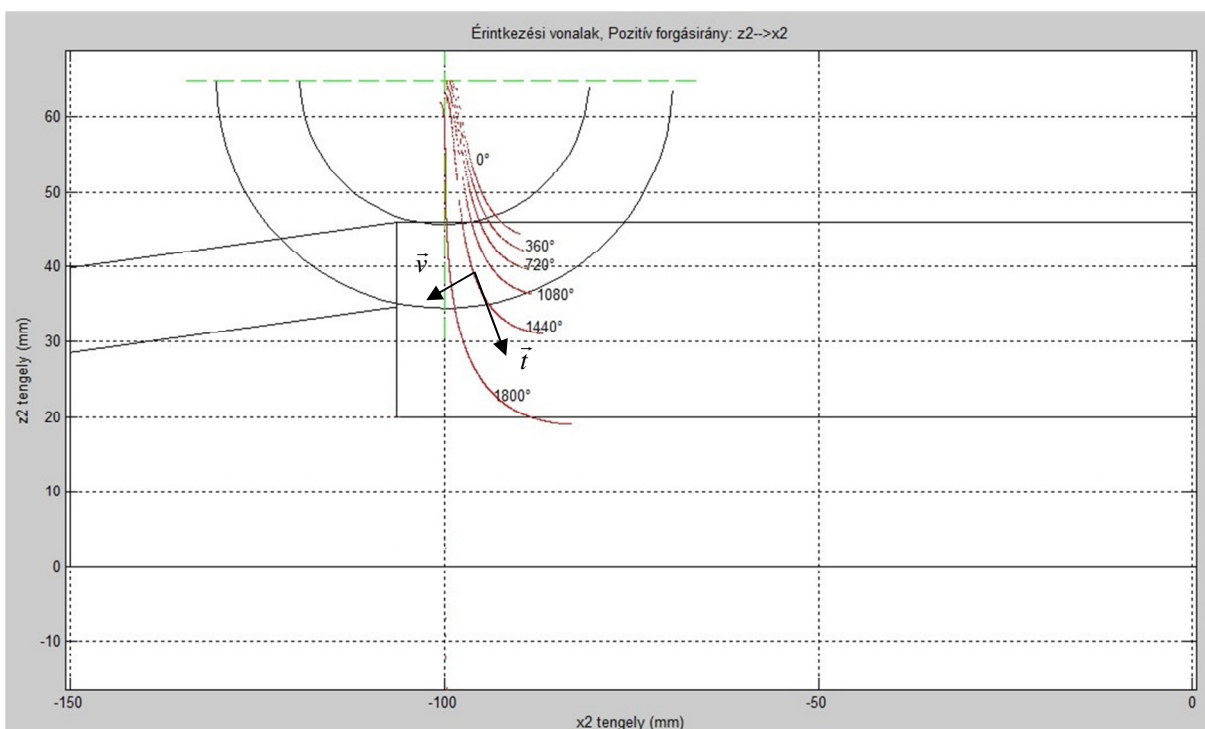
Az $x=1,4$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok
 (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm,
 ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm)



M2.7. ábra

Az $x=1,5$ profileltolási tényező esetén számított körív profilok
 (lk: legkisebb osztókörátmérő 51,136 mm, k: közepes osztókörátmérő 57,522 mm,
 ln: legnagyobb osztókörátmérő 63,908 mm)

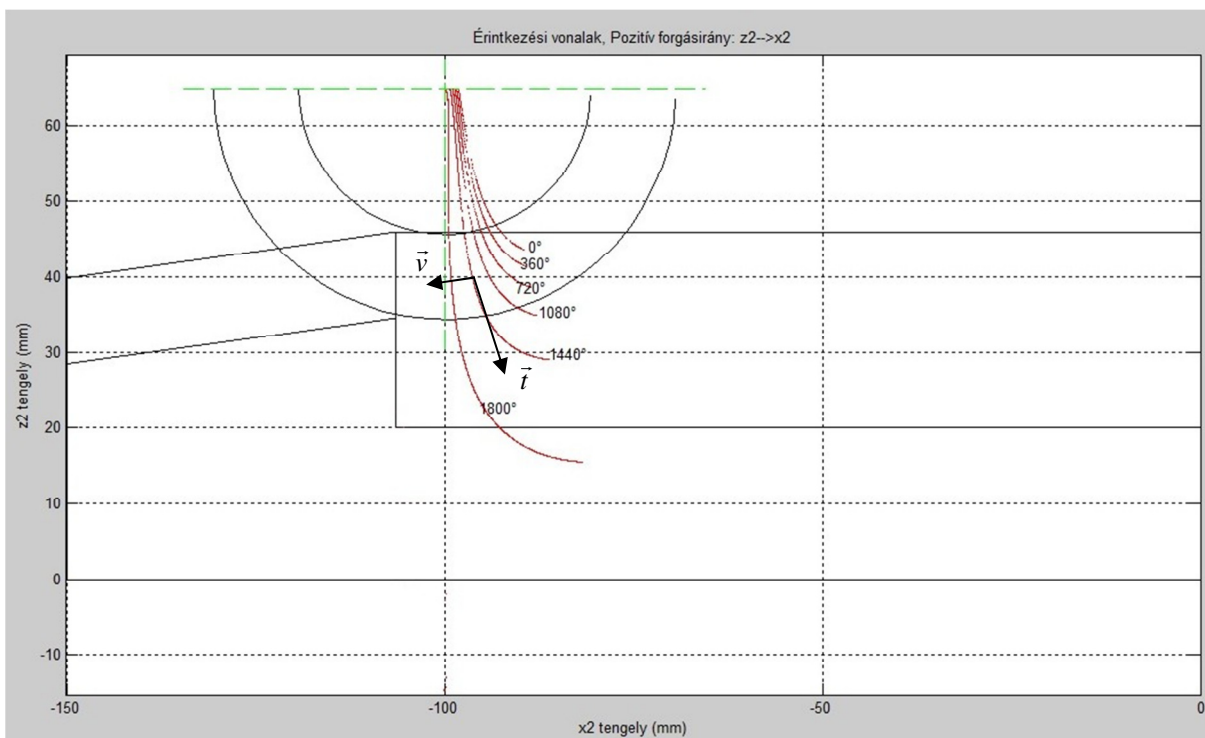
M.III. melléklet: SZÁMÍTOTT ÉRINTKEZÉSI GÖRBÉK A 3. FEJEZETHEZ



M3.1. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

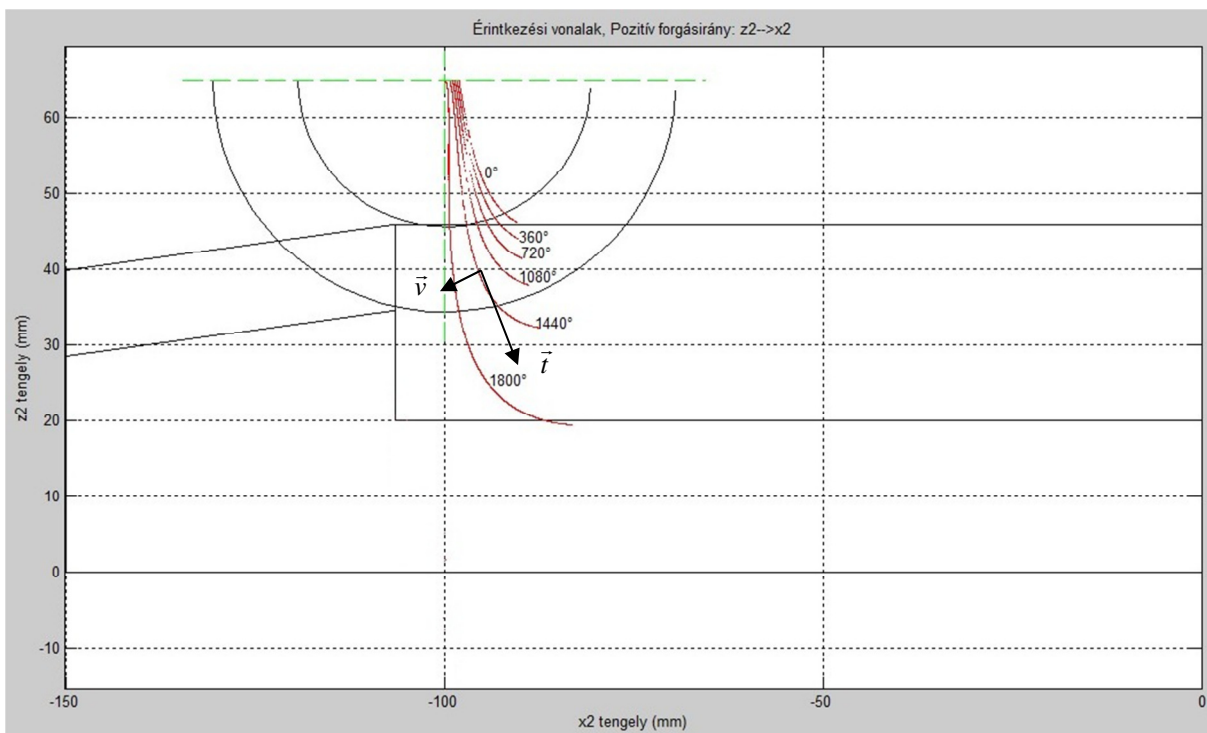
($d_0=57,522$ mm, $z_1=1$, $m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=30$ mm, $K_e=37,061$ mm $\alpha_{axe}=11^\circ$)



M3.2. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

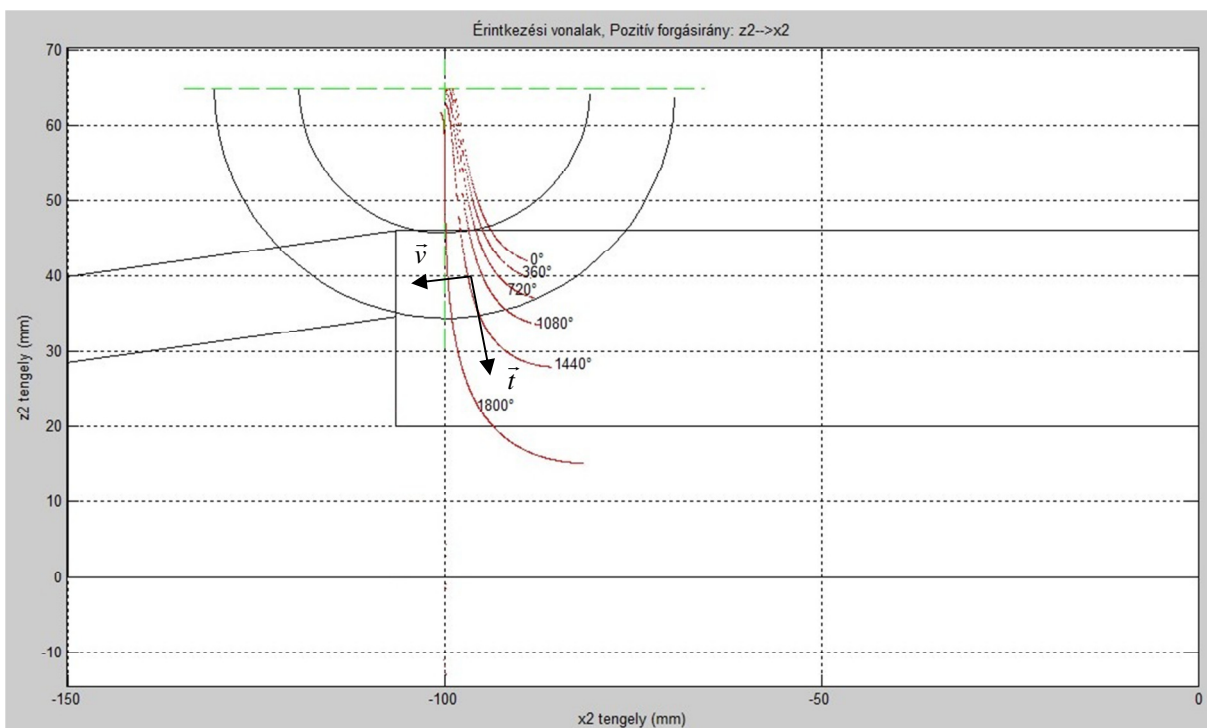
($d_0=57,522$ mm, $z_1=1$, $m_{ax}=5$ mm, $\rho_{ax}=34$ mm, $K_e=38,168$ mm $\alpha_{axe}=11^\circ$)



M3.3. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

($d_0 = 57,522$ mm, $z_1 = 1$, $m_{ax} = 5$ mm, $\rho_{ax} = 32$ mm, $K_e = 36,532$ mm, $\alpha_{axe} = 9^\circ$)



M3.4. ábra

Diszkrét φ_1 szögelfordulás értékeknél számított előrehajtás (piros) oldalakhoz tartozó érintkezési görbék

($d_0 = 57,522$ mm, $z_1 = 1$, $m_{ax} = 5$ mm, $\rho_{ax} = 32$ mm, $K_e = 38,687$ mm, $\alpha_{axe} = 13^\circ$)