



MAGYAR AGRÁR- ÉS
ÉLETTUDOMÁNYI EGYETEM

POLIMER FOGASKERÉKPÁROK TRIBOLÓGIAI VISELKEDÉSÉNEK ÉRTÉKELÉSE
HAGYOMÁNYOS ÉS XCT TECHNOLÓGIÁVAL

DOI: 10.54598/003820

Doktori (PhD) értekezés

Odrobina Miklós

Gödöllő
2023

**A doktori iskola
megnevezése:** Műszaki Tudományi Doktori Iskola

tudományága: Agrárműszaki Tudományok

vezetője: Prof. Dr. Kalácska Gábor
egyetemi tanár, DSc
MATE
Műszaki intézet

Témavezető: Prof. Dr. Kalácska Gábor
egyetemi tanár, DSc
MATE
Műszaki intézet

Társ-témavezető: Dr. Keresztes Róbert Zsolt
egyetemi docens, PhD
MATE
Műszaki intézet

.....
Az iskolavezető jóváhagyása

.....
A témavezető(k) jóváhagyása

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK	6
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK	10
1.1. A téma időszerűsége és jelentősége.....	10
1.2. Célkítűzések.....	11
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS	12
2.1. A hengeres polimer fogaskerek	12
2.1.1 Fogaskerek osztályozása	12
2.1.2 Alapvető összefüggések.....	12
2.1.3 Fogprofil	13
2.1.4 Fogkapcsolódás.....	15
2.1.5 Terheléseloszlás	16
2.2. A műanyag fogaskerek meghibásodási jelenségei.....	18
2.2.1 Súrlódási viszonyok	18
2.2.2 Kopási mechanizmusok	18
2.3. A kutatáshoz használt polimer fogaskerékgyártási eljárások.....	20
2.4. A polimer fogaskerek jellemző anyagai	22
2.5. A műanyag fogaskerek tervezési és alkalmazási alapelvei	24
2.5.1 Szabványok.....	24
2.5.2 Fogaskerék hőmérséklet.....	26
2.5.3 Fogtőszilárdság ellenőrzése	29
2.5.4 A fogfelület kifáradása.....	31
2.5.5 Kopás	31
2.5.6 Fogdeformáció	32
2.5.7 Zaj	33
2.6. A műanyag fogaskerek kopási és egyéb tönkremeneteli folyamatai.....	34
2.6.1 Meghibásodási mechanizmusok	34
2.6.2 Hőmérséklet	35
2.6.3 Kifáradás	40
2.6.4 Kopás	42
2.6.5 A tönkremeneteli átmenetek magyarázata	46
2.7. A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése	47
3. ANYAG ÉS MÓDSZER	50
3.1. Anyagvizsgálati módszerek.....	50
3.1.1 Az anyagvizsgálatokhoz felhasznált alapanyag, jellemzői és öntési technológiája	50
3.1.2 A Charpy-féle ütővizsgálat	52

3.1.3 Differenciál pásztázó kalorimetria (DSC)	52
3.2. Fogaskerék-vizsgálatok	53
3.2.1 Fogaskerék-vizsgálatokhoz felhasznált alapanyagok és jellemzőik	53
3.2.2 Fogaskerék gyártási módszerek	55
3.2.3 Mérőgép és műszerek	56
3.2.4 Kísérleti terv.....	60
3.3. Fogaskerékkopás-vizsgálatok.....	63
3.3.1 A kopásértékelés tömegvesztéses mérési módszere	63
3.3.2 A kopásértékelés mikroszkóp felhasználásával	64
3.3.3 A kopásértékelés röntgen tomográfiai (XCT) módszere	65
3.4. Függvényillesztés és kiugró adatok szűrése	70
3.5. Többváltozós lineáris regresszió	70
4. EREDMÉNYEK.....	72
4.1. Az öntött PA6 kiválasztási folyamata	72
4.1.1 Statisztikai elemzések	76
4.1.2 Regressziós modell	77
4.2. A fogaskerék-vizsgálatok eredményei.....	79
4.2.1 Egyensúlyi hőmérséklet regressziós vizsgálatának eredményei a bejáratási szakaszban	83
4.2.2 Súrlódási együttható meghatározása.....	89
4.3. A fogaskerékkopás-vizsgálatok eredményei	92
4.3.1 Tömegvesztéses kopásértékelés eredményei	92
4.3.2 Grafikus kopásértékelés eredményei	96
4.3.3 Röntgen tomográfiai (XCT) segítségével elvégzett kopásértékelés eredményei ..	101
4.3.4 A különböző kopásértékelési eljárások összehasonlítása	108
4.4. Új tudományos eredmények	111
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK.....	113
6. ÖSSZEFOGLALÁS	114
7. SUMMARY	115
8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	116
9. MELLÉKLETEK	117
M1. Irodalomjegyzék.....	117
M2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk.....	129
M3. Mérési adatok.....	131
M3.1. A többváltozós lineáris regressziós modell együtthatói a fogtő hőmérséklet eredményei alapján.....	131
M3.2. A súrlódási tényező eredményeinek összefoglalója.....	132

M3.3. A tömegvesztés és kopási együttható eredményeinek összefoglalója	133
M3.4. Az átlagos lineáris kopás és a kopási együttható eredményeinek összefoglalója....	134
M3.5. Az XCT kopásértékelés mérési eredményeinek összefoglalója	135
M3.6. A modell összehasonlító módszerhez felhasznált kopási együtthatók eredményei .	136
M3.7. A modell összehasonlító módszerhez felhasznált átlagos lineáris kopás és XCT névleges eltérés mérési eredményei	136
M4. A fogaskerék-vizsgálatok diagramjai.....	137
M5. Mikroszkóp felvételek.....	152
M6. XCT kopás diagramok	164
M7. Exponenciális típusú telítődési függvény illesztése a hőmérséklet görbékre	179

JELÖLÉSJEGYZÉK

Alkalmazott jelölések

<i>A</i>	fogtó hőmérsékletét leíró függvény együtthatója	[-]
<i>a</i>	tengelytávolság	[mm]
<i>A_G</i>	hajtóműház hőleadó felülete	[m ²]
<i>A_{ny}</i>	százalékos szakadási nyúlás	[%]
<i>b</i>	fogszélesség	[mm]
<i>B</i>	fogtó hőmérsékletét leíró függvény együtthatója	[-]
<i>b_w</i>	közös fogszélesség	[mm]
<i>C</i>	fogtó hőmérsékletét leíró függvény együtthatója	[-]
<i>d</i>	osztókörátmérő	[mm]
<i>d_a</i>	fejkörátmérő	[mm]
<i>d_b</i>	alapkörátmérő	[mm]
<i>d_f</i>	lábkörátmérő	[mm]
<i>E</i>	rugalmassági (Young) modulus	[N mm ⁻²]
<i>E_c</i>	a próbatest által az ütés során elnyelt energia	[J]
<i>F_n</i>	normális erő	[N]
<i>F_s</i>	súrlódási erő	[N]
<i>F_t</i>	kerületi erő	[N]
<i>g_a</i>	kapcsolóív	[mm]
<i>H</i>	keménység	[N mm ⁻²]
<i>h</i>	ütővizsgálat próbatestének vastagsága	[mm]
<i>H_{ShoreD}</i>	Shore D keménység	[-]
<i>H_v</i>	fogvesztés mértéke	[-]
<i>i</i>	módosítás	[-]
<i>k</i>	többfogméretnél mérendő fogak száma	[db]
<i>K_F</i>	fogtó terhelési tényező	[-]
<i>k_{f,test}</i>	műanyag fogaskerék hőátadási tényező fogtest esetén	[K (m/s) ^{0,75} mm ^{1,75} /W]
<i>k_{f,vill}</i>	műanyag fogaskerék hőátadási tényező fogoldal esetén	[K (m/s) ^{0,75} mm ^{1,75} /W]
<i>K_H</i>	fogoldal terhelési tényező	[-]
<i>k_w</i>	kopási együttható	[10 ⁻⁶ mm ³ /Nm]
<i>k_{w,tömeg}</i>	tömegvesztés alapján számított kopási együttható	[10 ⁻⁶ mm ³ /Nm]
<i>k_{w,Wm}</i>	mikroszkópia alapján számított kopási együttható	[10 ⁻⁶ mm ³ /Nm]
<i>l_{Fl}</i>	kapcsolódó fogoldal profilvonalának hossza	[mm]
<i>m</i>	modul	[mm]
<i>M</i>	nyomaték	[Nm]
<i>m_w</i>	fogaskerék tömegvesztése	[g]

n	fordulatszám	[1/perc]
N_L	terhelési ciklusok száma	[-]
p	egyenértékű Hertz feszültség	[N mm ⁻²]
P	névleges teljesítmény	[W]
p_b	osztóköri fogosztás	[mm]
p_v	a felületi nyomás és a csúszási sebesség szorzata	[MPa m/s]
R^2	determinációs együttható	[-]
R_e	folyáshatár	[N mm ⁻²]
R_{mh}	hajlítószilárdság	[N mm ⁻²]
$R_{\lambda,G}$	hajtóműház hőátbocsátási ellenállása	[K m ² /W]
t	t-próba	[-]
T_g	üvegesedési hőmérséklet	[°C]
$T_{kör}$	környezeti hőmérséklet	[°C]
T_{test}	fogaskeréktest hőmérséklet	[°C]
T_{max}	olvadáspont	[°C]
v	átlagos csúszási sebesség	[m/s]
v_{ker}	fogaskerék kerületi sebessége az osztókörön	[m/s]
v_s	csúszási sebesség	[m/s]
v_t	tangenciális sebességkomponens	[m/s]
W	többfogméret	[mm]
w	ütővizsgálat próbatestjének szélessége	[mm]
W_m	átlagos lineáris kopás	[mm]
W_{max}	megengedett maximális kopás	[mm]
X_c	kristályossági fok	[%]
Y_{Fa}	fogalak tényező	[-]
Y_{Sa}	feszültségkoncentrációs tényező	[-]
Y_β	fogferdeségi szög tényező	[-]
Y_ϵ	kapcsolószám tényező	[-]
z	fogsorszám	[-]
Z_E	rugalmassági tényező	[-]
Z_H	gördülőköri tényező	[-]
Z_β	fogferdeségi tényező	[-]
Z_ϵ	kapcsolószám tényező	[-]
$\Delta H_{100\%}$	referencia fúziós entalpia	[J]
ΔH_m	olvadáspont esetén mért fúziós entalpia	[J]

Görög betűk

α_c	ütőmunka	[kJ/m ²]
α_{wt}	kapcsolószög	[°]
β	standardizált regressziós együttható	[-]
β_b	fogferdeségi szög	[°]
ε	kapcsolószám	[-]
κ	foghegy kerületi irányú deformációja	[mm]
λ	hővezetési tényező	[W/m K]
μ	súrlódási együttható	[-]
ζ	helyi specifikus csúszás	[-]
ρ	sűrűség	[kg/m ³]
σ_F	fogtőfeszültség	[N mm ⁻²]
σ_{FP}	fogtő kifáradási határ megengedett értéke	[N mm ⁻²]
σ_H	Hertz-feszültség a fogfelület C-főpontjában	[N mm ⁻²]
σ_{HP}	fogfelületi kifáradási határ megengedett értéke	[N mm ⁻²]
ν	Poisson-tényező	[-]
ω	szögsebesség	[rad/s]
<i>Rövidítések</i>		
<i>AE</i>	kapcsolóvonal hossza	[mm]
<i>AM</i>	additív gyártás	[-]
<i>ANOVA</i>	variáncianalízis	[-]
<i>BJ</i>	binder jetting 3D nyomtatási technológia	[-]
<i>CAD</i>	számítógépen alapuló eszköz (Computer-aided design)	[-]
<i>DSC</i>	differenciális pásztázó kalorimetria	[-]
<i>ED</i>	relatív fogkapcsolódási idő	[-]
<i>FFF/FDM</i>	szálolvasztásos 3D nyomtatási technológia	[-]
<i>FZG</i>	Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebebau	[-]
<i>HDPE</i>	nagy sűrűségű polietilén	[-]
<i>HDT</i>	hőalaktartósság	[°C]
<i>MJ</i>	material jetting 3D nyomtatási technológia	[-]
<i>PA</i>	poliamid	[-]
<i>PA12</i>	poliamid 12	[-]
<i>PBT</i>	polibutilén-tereftalát	[-]
<i>PEEK</i>	poliéter-éter-keton	[-]
<i>POM</i>	polioximetilén	[-]
<i>PPS</i>	polifenil-szulfid	[-]
<i>PU</i>	poliuretán	[-]

Jelölésjegyzék

<i>SLA</i>	sztereolitográfiai 3D nyomtatási technológia	[-]
<i>SLS</i>	szelektív lézer szinterezés	[-]
<i>VB</i>	Visual Basic programozási nyelv	[-]
<i>VDI</i>	Verein Deutscher Ingenieure	[-]
<i>XCT</i>	röntgen tomográfia (X-ray Computed Tomography)	[-]

1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

1.1. A téma időszerűsége és jelentősége

A fogaskereket, mint erő és mozgás átvitelére alkalmas gépelemet már az ókorban ismerték és használták, ennek ellenére a fejlődése mind a mai napig töretlen. Természetesen a geometria, a kialakítás, a méretezés nagyrészt kialakult és már jól ismerjük az alapelveket. Egyetérthetünk abban, hogy a fogaskerekek jelenleg is számos erőátviteli rendszer kulcsfontosságú elemét képezik, és a modern világunk elképzelhetetlen lenne nélküle. A tudományok fejlődésével, mint például az anyagtudomány, azon belül is a műanyagipar, mégis új aspektusok kerültek felszínre egy olyan régi műszaki megoldás kapcsán is, mint a fogaskerék. Ismert számunkra az is, hogy a műanyag fogaskerekeket mintegy 70 éve kezdték el alkalmazni, azonban eleinte teljesen háttérbe szorultak a fémekkel szemben, mivel anyagtulajdonságaik miatt kizárólag kis terhelésű körülmények között voltak alkalmazhatók. A műszaki műanyagok térhódítása az elmúlt 30 évben, viszont szemléletváltást hozott, és ezt nem is mutatja más jobban, mint a műanyag fogaskerekek témájában megjelenő cikkek száma. Egyértelműen nőtt a terület iránti kutatási érdeklődés.

A műanyag fogaskerekek gyártása és felhasználása mára vetekszik a fém kerekek számával, ami előnyös tulajdonságaiknak köszönhető. Az ipar számos területén megtalálhatók, ilyen az autóipar, az irodai gépek és háztartási eszközök, az élelmiszer- és textilipari gépek, a repülőipar és az orvostudomány. A fém fogaskerekekhez képest, amelyek kémiai korrózióval, kenéssel kapcsolatos meghibásodásokkal és drága gyártási, üzemeltetési és karbantartási költségekkel járnak, a műanyag fogaskerekek súlya jelentősen kisebb, így a forgás közben ébredő tehetetlenségi erők is kedvezőbbek, alacsony a mozgás ellenében ható súrlódási együtthatójuk. Ezenfelül önkenő tulajdonsággal is rendelkezhetnek, futásuk alacsonyabb zajszintet kelt. Csillapítási képességüknek köszönhetően a dinamikus igénybevételeket jól viselik, és jóval kedvezőbb áron gyárthatók le akár kis vagy nagy mennyiségben is.

A műanyag fogaskerekek felhasználását a nem-lineáris anyagtulajdonságok nehezítik meg. A fogaskerekek érintkezése közben fellépő csúszás hőfejlődést okoz, ami a polimerek viskoelasztikus viselkedése miatt a mechanikai tulajdonságok romlásához és nagymértékű nyúláshoz vezet, és ez jelentős hatással van a műanyagok teljesítményére. Ezen bonyolult folyamatok tudatában a polimerek anyagjellemzőinek meghatározása kihívást jelent, ami nélkül a hajtáselemek pontos számításait lehetetlen elvégezni. Figyelembe kell venni olyan tulajdonságokat, mint például: kifáradási határ, mechanikai-termikus viselkedés, tribológiai jellemzők, ami a fogaskerékpárok súrlódási és kopási mechanizmusait jelenti.

Kutatási és ipari területen a műanyag fogaskerekekre vonatkozó tervezési szabvány nem létezik. Jelenleg a fém fogaskerekek szabványából a németek által átdolgozott VDI 2736 irányelv használatos, amely csupán néhány anyagpárosítás esetén tartalmaz anyagjellemzőket a kifáradási határra (Wöhler görbe), a hőmérsékletre, a tribológiai jellemzőkre vonatkozólag a pontos fogaskerék számításokhoz.

Ezzel szemben ma már rendelkezésre állnak nagyteljesítményű műszaki műanyagok, sőt az additív gyártástechnológia is a hétköznapiok részévé vált. A műanyag fogaskerekek tervezéséhez szükséges anyagjellemzők, viszont nem érhetők el. A kutatók feladata, hogy a közeljövőben meghatározzák ezen új műanyagokra vonatkozó mechanikai, termikus, kifáradási és tribológiai jellemzőket annak érdekében, hogy a fogaskerekek tervezése pontosan elvégezhető legyen és teljesítményüket optimalizálni tudjuk.

1.2. Célkitűzések

Doktori kutatásom fő célkitűzése a szelektív lézer szinterezés (SLS) technológiával, valamint féltermékből hagyományos fogazási eljárással készült polimer fogaskerékpárok termikus és tribológiai jellemzőinek meghatározása. További célom olyan regressziós modellek létrehozása, amelyek alkalmasak a bemenő paraméterek változásának függvényében a fogaskerekek egyensúlyi hőmérsékletének, súrlódási és kopási együtthatójának a becslésére. Ezeken felül célként tűztem ki a különböző kopásértékelési eljárások összehasonlítását. Kutatási céljaim közé tartozik még a fogaskerék alapanyagként elterjedt magnézium katalizálású öntött poliamid 6 féltermékek szívóosságának feltárása.

A doktori kutatásom céljait a szakirodalmi áttekintést követően pontosítom a 2.7. fejezetben.

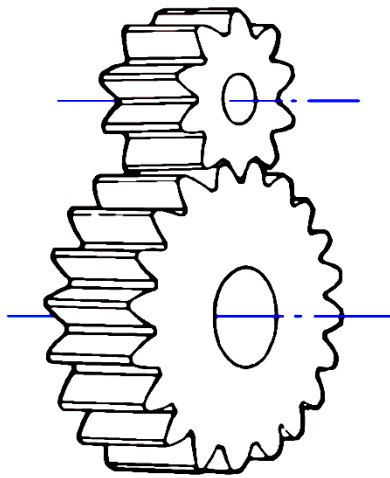
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

2.1. A hengeres polimer fogaskerekek

A fogaskerekek alakzáró kapcsolatban állnak egymással, így alkalmasak teljesítmény átvitelre forgómozgás által, mindezt úgy, hogy a mozgás iránya, szögsebessége, nyomatéka és a jellege is megváltoztatható.

2.1.1 Fogaskerekek osztályozása

A fogaskerekeket három csoportba sorolhatjuk a tengelyvonalaik viszonylagos helyzete alapján: (i) párhuzamos, (ii) metsződő és (iii) kitérő tengelyvonalú fogaskerékhajtások. A párhuzamos tengelyvonalú fogaskerékhajtások csoportjába tartozik a külső fogazatú hengeres fogaskerék (2.1. ábra), amely a legelterjedtebben alkalmazott típus, mivel ennek az előállítása a legegyszerűbb (Zsáry, 1991). A fémek mellett a műanyagból készült egyenes fogazatú hengeres fogaskerekek széleskörben használatosak, ezért választottam ezt a típust a kutatásom tárgyának.



2.1. ábra Külső fogazatú hengeres fogaskerékpár (Michalec, et al., 2009)

2.1.2 Alapvető összefüggések

A fogaskerekekkel kapcsolatban igen sok geometriai jellemző és fogalom van, amelyeket szabványokban rögzítettek. A hengeres fogaskerekekkel kapcsolatos alapvetőbb fogalmakat a 2.2. ábra szemlélteti.

Az egymással párosított fogaskerékpár hajtóelemét hajtókeréknek (1-es indexszel jelölve), míg a hajtott elemét pedig hajtott keréknek (2-es indexszel jelölve) nevezzük. Ezek szögsebességének vagy fordulatszámának a hányadosa adja meg a fogaskerékhajtás áttételét:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \text{állandó}, \quad (2.1)$$

A fogosztás (p_b) az osztóköron mérve a szomszédos fogak egyoldali fogfelületeinek távolsága.

A modul (m) az egyenes fogazat osztásának és a π -nek a hányadosa, tehát hossz méret. A fogazat méreteit a modullal szokták kifejezni, és ez az egyik olyan alapvető jellemző, amely meghatározza a többi geometriai paramétert.

$$m = \frac{p_b}{\pi}, \quad (2.2)$$

A másik ilyen alapvető jellemző az osztókörtmérő (d), ami a fogaskerék osztófelületének és forgássíkjának metszévonalára. Amennyiben a gördülőkörök és az osztókörtmérők megegyeznek, elemi fogazásról beszélünk, ha nem, akkor pedig általános fogazásról. Az osztókör kerülete ($d\pi$) egyenlő a fogosztás és a fogszám szorzatával, ebből az osztókörtmérő kifejezve:

$$d = \frac{pb \cdot z}{\pi} = m \cdot z, \quad (2.3)$$

A tengelytávolság (a) a két fogaskerék párhuzamos tengelyének a távolsága. A fém fogaskerek esetében szabványosították ezt a geometriai jellemzőt. A tengelytávolság kiszámítása:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m, \quad (2.4)$$

A kapcsolószám (ε) azt mutatja meg, hogy átlagosan hány fog kapcsolódik egyidejűleg. A fogaskereknek követelmény, hogy a teljesítményátvitel zökkenőmentes legyen. Egyfogpárnak tehát mindig érintkeznie kell ahhoz, hogy a mozgás átszármasztása folyamatos maradjon. A hajtás annál egyenletesebb minél nagyobb a kapcsolószám. Az evolvens fogprofilú egyenes fogazatú hengeres fogaskerek esetén a kapcsolószámnak minimum 1,2-nek kell lennie ahhoz, hogy a hajtás folyamatos maradjon (Szendrői, 2007). A kapcsolószám a kapcsolóhossz és a gördülőköri osztás hányadosa:

$$\varepsilon = \frac{g\alpha}{p_b}, \quad (2.5)$$

A fogaskerek kapcsolódása során az érintkező fogak egyaránt csúsznak és gördülnek egymáson, aminek hatására súrlódás alakul ki. A súrlódási veszteség arányos a csúszási sebességgel és a terheléssel. A csúszási sebesség (v_s) a kapcsolódó fogak érintőirányú sebességkomponenseinek a különbsége:

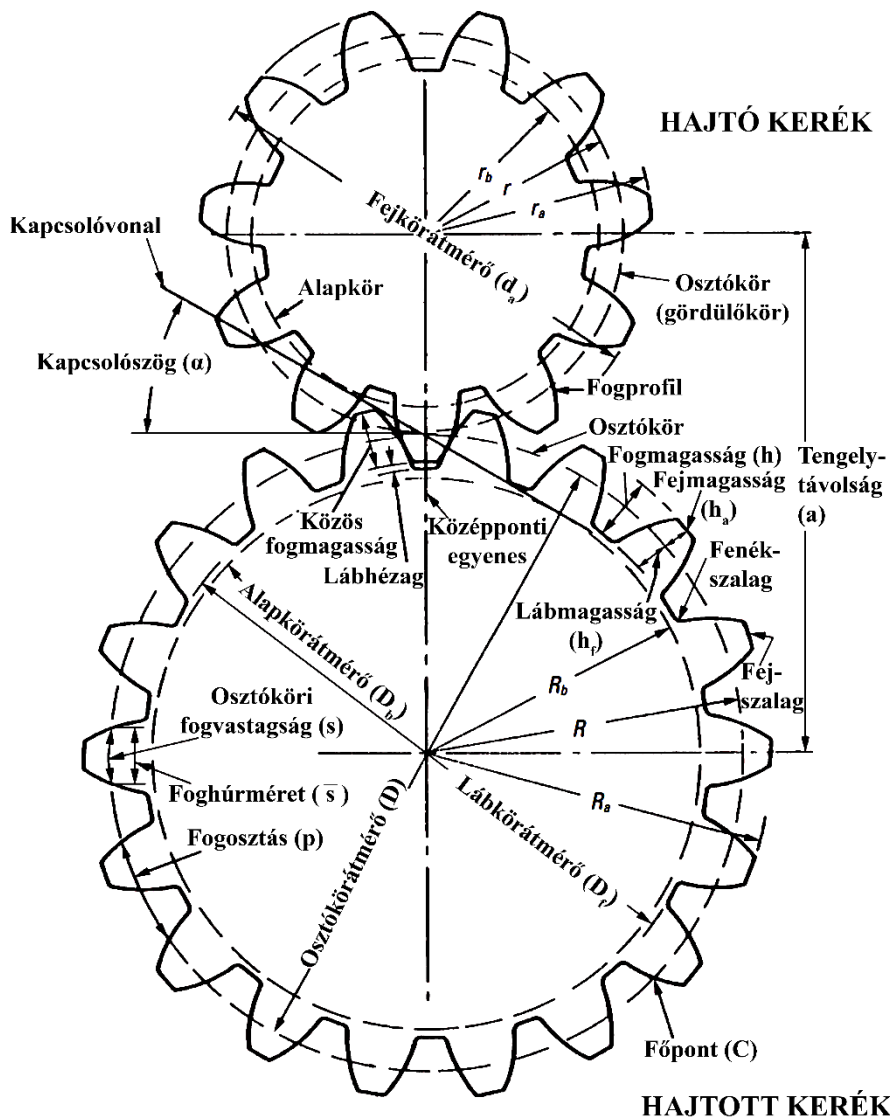
$$v_s = |v_{t1} - v_{t2}|, \quad (2.6)$$

A geometriailag azonos fogaskerékpár esetén a maximális csúszási sebesség hozzávetőlegesen megegyezik a szögsebesség kétszeresével. Elméletileg a csúszási sebesség maximális a kapcsolódás szélső pontjaiban, és zérus a C-főpontban, mivel ott elméletileg tiszta gördülés valósul meg.

2.1.3 Fogprofil

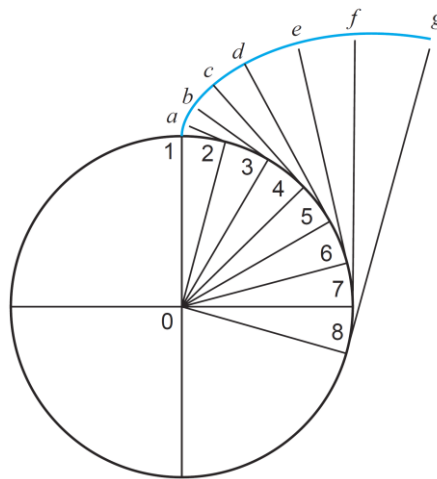
Elméletileg minden olyan alakzat használható fogprofilnak, amelyre érvényes a fogmerőlegesség tétele. A gyakorlatban azonban csak azok a profilok váltak ismertté, amelyeknek a gyártása egyszerű, illetve a csúszási és szilárdsági jellemzőik előnyösek. Ezek a következők: (i) a körív, (ii) a ciklois és (iii) az evolvens. Ezek közül az evolvens fogprofil terjedt el világszerte, mivel több előnyös tulajdonsággal rendelkezik a többi fogprofillal szemben:

- A fogazószerszám forgácsolóelei egyszerűen és pontosan állíthatók elő, valamint könnyen ellenőrizhetők.
- A párosított fogaskerek nem érzékenyek a tengelytávolságra.
- A profileltolás kivitelezhető a fogazószerszám megváltoztatása nélkül.
- Azonos modul esetén tetszőleges fogszámú külső fogazatú fogaskerek párosíthatók egymással, beleértve a fogaslécet is.
- Az evolvens fogprofil pontossága viszonylag egyszerűen ellenőrizhető.
- Az evolvens fogprofil csúszásának mértéke relatíve kicsi, ami kopás szempontjából előnyt jelent.



2.2. ábra Fogaskerék geometriai jellemzői (Michalec, et al., 2009)

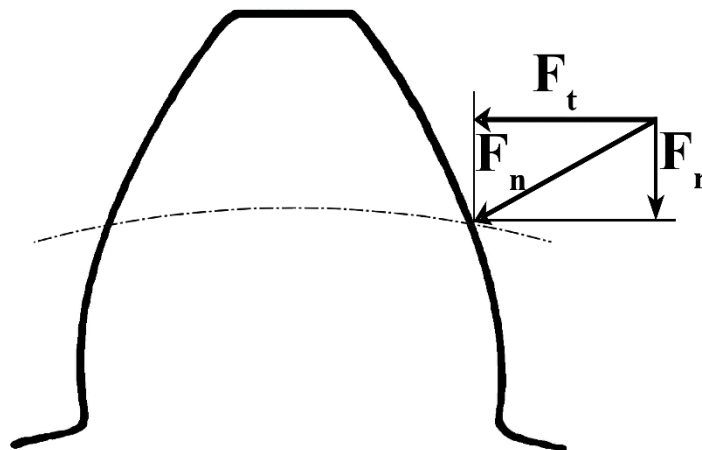
Az evolvens görbe matematikai meghatározása polárkoordináta-rendszerben történik. A legegyszerűbb származtatás, ha egy egyenest csúszásmentesen legördítünk az alapkörön úgy, hogy az evolvens az 1-es jelölt érintkezési pontból indul ki (2.3. ábra). Az alapkörsugár minden esetben arányos az evolvenssel, így a származtató egyenes minden pontja azonos evolvens írt le. Ennek a profilnak a hátránya, hogy az egymást követő, de azonos szögelforduláshoz tartozó ívhosszak úgy aránylanak egymáshoz, mint az egymást követő páratlan számok. Ennek az a gyakorlati következménye, hogy az alapkörtől távolabb eső fejkörberész érintkezik az ellenkerék alapköréhez közelebb lévő láb görbe résszel, tehát a nagyobb evolvens ív kapcsolódik a kisebb evolvens ívvel, ami csúszást eredményez (Zsáry, 1991).



2.3. ábra Evolvens görbe (Anon., 2023)

2.1.4 Fogkapcsolódás

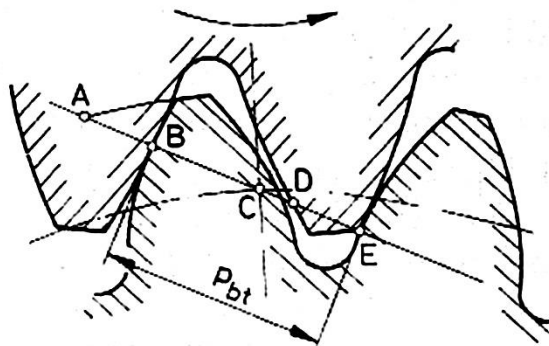
Teoretikusan a fogaskerékpár kapcsolódása során az egyik fogaskerék fogfelületére merőleges irányban a másik kerék foga nyomóerőt fejt ki, amely összetett igénybevételt idéz elő. A fogfelületre merőlegesen ható F_n normálfogóerő két összetevőre bontható: az egyik az F_t tangenciális erő, amely a fogtőben hajlítónyomatékot, illetve nyírófeszültséget okoz, a másik az F_r sugárirányú erő, ami nyomásra veszi igénybe a fogat (2.4 ábra). A fogaskerekek kapcsolódása egy vagy több érintkező fogpáron keresztül megy végbe vonal mentén. Amennyiben lassító hajtásról beszélünk a kapcsolódás a nagykerék fejkörén az A pontban kezdődik és a kiskerék fejkörén lévő E pontig tart (2.5. ábra). Ezt az AE távolságot nevezzük kapcsolóhossznak. A gyorsító hajtás esetén a végpontok felcserélődnek, tehát a kapcsolódás az E pontban kezdődik és az A pontban fog befejeződni. A kapcsolódó evolvens fogprofilok kapcsolóvonala egyenes, amely érinti a fogaskerék alapkörét. Azaz a fogprofilok közös fogmerőlegese a kapcsolódás bármelyik pontja esetén, az alapkörhöz húzott érintő, és ezt a közös érintőt nevezzük kapcsolóvonálnak (Erney, 1983) (Bravo, et al., 2015).



2.4. ábra A fogat terhelő erőhatás (Erney, 1983)

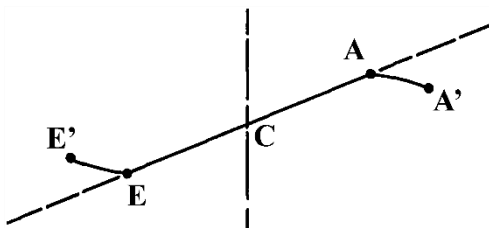
Az elméleti kapcsolódás feltétele, hogy az érintkező fogaskerekeket merevnek és geometriailag tökéletesnek tekintjük. Az evolvens fogprofilú egyenes fogazatú hengereskerékek elméleti kapcsolódása a 2.5. ábra alapján: a fogpár kapcsolódásba lépésekor (A pont) az előtte lévő fogpár még érintkezik (D pont). A fogaskerekek forgása során a fogpár kapcsolópontja az A pontból a kapcsolóvonala mentén a C főpont irányába tolódik el, és közben az előtte lévő fogpár a D pontból az E határpont felé halad. Amikor a vizsgált fogpár a B pontba ér, az előtte lévő fogpár az E pontban kilép a kapcsolódásból. Ettől fogva a vizsgált fogpár a D pontig egyedül kapcsolódik. A

D pontba érve az utána következő fogpár az A pontban érintkezésbe lép, és tovább haladva együtt kapcsolódnak, amíg a vizsgált fogpár kapcsolódása megszűnik az E pontban. A kapcsolóhossz AB és DE szakaszán két fogpár kapcsolódik egyidejűleg, ezért ezeket kétfogpárkapcsolás szakasznak nevezzük. A BD szakaszon csupán egy fogpár érintkezik, ennek megfelelően ezt az egyfogpárkapcsolás szakaszának hívjuk (Erney, 1983).



2.5. ábra Az egyfogpárkapcsolás szélső pontjai (Erney, 1983)

A hőre lágyuló műanyag fogaskerekek sajátossága a fogak kapcsolóvonalon túli érintkezése. Azaz a fogak nagy mértékben elhajlanak, és ennek eredményeképpen az elméleti érintkezés kezdete előtt és vége után is összeérnek a fogak (Koffi, et al., 2016) (Karimpour, et al., 2010). A kapcsolóvonalon túli szélső érintkezési pontok a 2.6. ábrán láthatóak, és A', illetve E' – vel vannak jelölve. Ezt a jelenséget először Gauvin és mtsa. mutatták ki nagysebességű kamerafelvételek segítségével, amit később több kutató is megerősített (Koffi, et al., 1985) (Mao, 2007) (Uicker, et al., 2017) (Hoskins, et al., 2014). További lényeges megállapítás, hogy terhelésmentes állapotban az érintkezés vonalmenti, azonban terhelés hatására az érintkezési hely rugalmasan deformálódik, és a kialakuló felületi érintkezés mértéke a terhelés nagyságától függ (Keresztes, 2009).



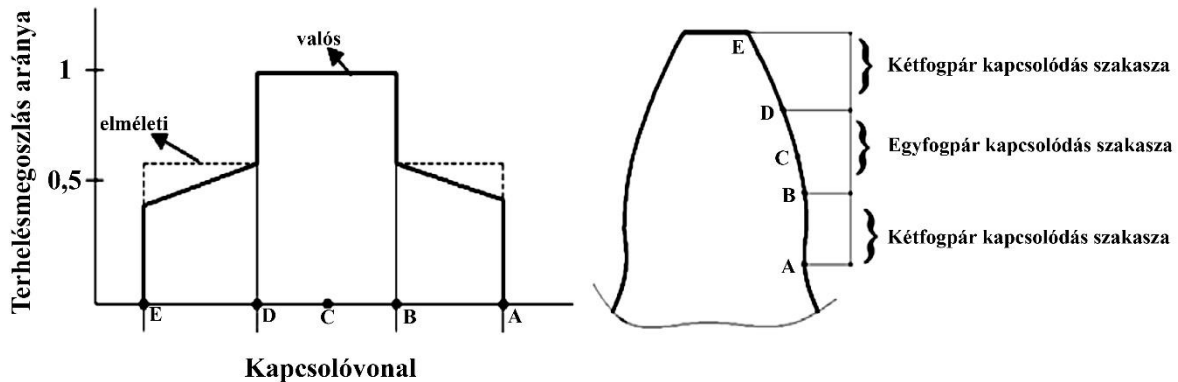
2.6. ábra A kapcsolódás szélső pontjai műanyag fogaskerekeknél (Koffi, et al., 1985)

Az evolvens fogprofil esetében a fogmerőleg elhelyezkedése mindig megegyezik, és a vízszintessel bezárt szögét kapcsolószögnek nevezzük (jele α_{wt}). A kapcsolószöget szabványosították, ami az evolvens fogprofil estében $\alpha_{wt} = 20^\circ$. Mivel a kapcsolószög változatlan, ezért az evolvens fogprofil esetén az áttétel csak a kapcsolódó fogaskerekek alapkörétől függ (Erney, 1983).

2.1.5 Terheléseloszlás

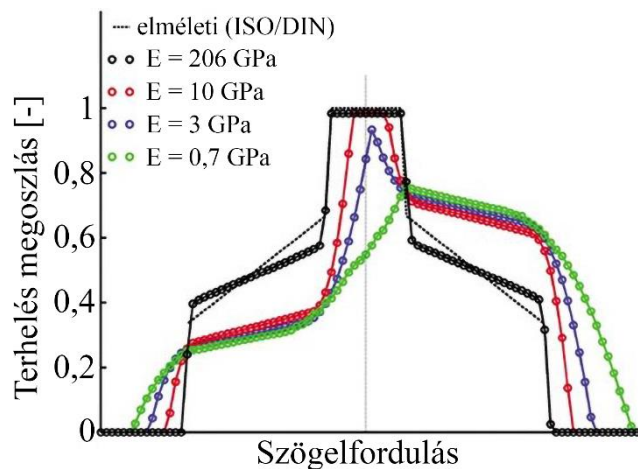
A szabványos fogaskerekeknél a kapcsolószám 1 és 2 közé tehető. Ez azt jelenti, hogy az egyidejűleg érintkező fogpárok számának változása, és az érintkezési pontnak a fogprofilon való mozgása következtében az egy fogpárra jutó terhelés folyamatosan változik a kapcsolóvonal mentén. A klasszikus elméletet követve, például az ISO 6336 szabványt, a terhelés a következő szabály szerint oszlik meg: 1/3 – 2/3 – 3/3. Ez alatt azt értjük, hogy az érintkezés kezdeti pillanatában, tehát a fogprofil E pontjában a terhelés 1/3-a éri a fogat, ami 2/3-ra nő abban a pillanatban, amikor az előző fogpár kapcsolódása megszűnik. A fogpárt a teljes terhelés az egyfogpárkapcsolás szakaszán éri, ami a főpont környezetében van.

A főpontot követően a terhelésmegoszlása ugyanezt a sémát követi csak fordított sorrendben. A 2.7. ábrán az elméleti és a valós terhelésmegoszlás látható acél-acél fogaskerékpár esetén.



2.7. ábra Fogaskerek terhelésmegoszlása a kapcsolóvonal mentén (Düzçükoğlu, 2009)

A műanyag fogaskerékpár működése során alapvetően jelentős a deformáció mértéke, azonban, ha a megengedettnél nagyobb terhelést alkalmazunk, akkor a műanyagok kisebb szilárdsága következtében ez még jelentősebbé válik, aminek hatására a terhelés több fogpáron oszlik el, mint amit az elméleti kapcsolószám megad. Amikor acél fogaskerék kapcsolódik műanyag fogaskerékkel vagy műanyag műanyaggal, akkor a terhelésmegoszlás jelentősen megváltozik. A 2.8. ábrán az acél-acél, valamint acél és különböző műanyagok kombinációinak terhelésmegoszlása látható, ahol a legszembetűnőbb változás az, hogy a terhelésmegoszlás görbe eltolódik jobbra, és ferde alakot vesz fel. Ez azt jelenti, hogy a kapcsolódás első felében körülbelül a terhelés 1/3-a éri a fogakat, míg a második felében a terhelés 2/3-a. Mivel a tényleges érintkezési hossz eltér az elméleti érintkezési hosszától, ami a kapcsolóhossz növekedésével jár, ennek és a deformációnak a hatására az egyfogpárkapcsolás szakasza lerövidül (Yelle & Burns, 1981) (Walton, et al., 1994) (Arafa & Megahed, 1999). A 2.8. ábrán a piros körökkel jelölt üvegszálerezítésű műanyag ($E=10$ GPa) esetében az egyfogpárkapcsolás szakasza a felére csökkent a fekete körökkel jelölt acél ($E=206$ GPa) fogaskerékpárhoz képest. A kék és zöld körökkel ábrázolt natúr műanyagok ($E=10$ és 3 GPa) esetében, ahol magas hőmérséklet is jelentkezett járatás közben, az egyfogpárkapcsolás szakasza már nem valósul meg a fogak kapcsolódása során. Azaz az elméletinél több fogpár kerül érintkezésbe, ezért a fogpárokra ható maximális terhelés csökken, és körülbelül a terhelés 2/3-án állandósul (Van Melick, 2007) (Bravo, et al., 2015) (Koffi, et al., 2016).



2.8. ábra Terhelésmegoszlás különböző anyagpárosítás esetén (Van Melick, 2007)

2.2. A műanyag fogaskerek meghibásodási jelenségei

2.2.1 Súrlódási viszonyok

A tribológia a kölcsönösen egymásra ható és egymáshoz viszonyítva elmozduló felületek tudománya, ami magába foglalja a súrlódás, kopás és kenés folyamatok leírását. Ennél fogva nem meglepő, hogy a súrlódási folyamatot minden esetben két egymástól független jelenség kíséri, a súrlódási ellenállás és a kopás. A két független jelenség között bizonyos igénybevételi tartományban, térben és időben korlátozott mértékű kölcsönhatás fedezhető fel. A normális erő hatására az egymással érintkező testek relatív helyzetváltozásának megindításakor a mozgással ellentétes irányban fellépő ellenállást súrlódási erőnek (F_s) nevezzük. A terhelés alatt érintkező, nyugalomban lévő testek között különféle vonzó erők, például adhéziós erő, hatnak. A mozgás megindításakor ezt az erőt, az ún. tapadósúrlódást vagy másnéven nyugvósúrlódást kell legyőzni. Azt az erőt, amely a mozgás fenntartásához szükséges, mozgási súrlódásnak nevezzük. A súrlódás folyamán energiaátalakulási folyamatok zajlanak le, ami során a mechanikai energia főként hővé és egyéb energiákká alakul át. Ennek megfelelően a felület felmelegszik és deformálódik, ezáltal megnő a felületi rétegek energiája (Valasek, 2002).

A kinematikai alapok szerint megkülönböztetünk nyugvósúrlódást, csúszósúrlódást, gördülő-súrlódást és csúszva gördülő súrlódást. A csúszósúrlódás fenntartásához le kell győzni a nyugvósúrlódást, és utána tartható fenn a csúszás bizonyos erővel, amely már kisebb, mint a csúszósúrlódás megindításakor létrehozott erő, azaz a mozgási súrlódási erő mindig kisebb, mint a tapadási súrlódási erő (Valasek, 2002).

A μ súrlódási tényező a súrlódási erő és a normális irányú erő hányadosa. A tapasztalatok alapján a csúszósúrlódással kapcsolatban két elv alakult ki: (i) a súrlódási tényező független a névleges érintkezési felület nagyságától; (ii) a súrlódási erő arányos a normális irányú erővel. E két törvény mögött a súrlódással kapcsolatos molekuláris és mechanikus jelenségek állnak. A súrlódási erő egyik összetevőjét az adhéziós erő adja, vagyis a mozgás megindításakor és fenntartásakor is a molekulák között kialakuló adhéziós kötést kell átlépni. A másik összetevője a deformációs erő. Az érintkező felületeken kiálló csúcsok kölcsönösen egymásba hatolnak és elmozduláskor a felületek rugalmas-képlékeny alakváltozást, deformációt szenvednek. A behatoló csúcsok száma és a behatolás mértéke a normális irányú erőtől függ (Valasek, 2002).

A mozgás sebessége indirekt módon befolyásolja a súrlódási tényezőt. A sebesség a hőmérséklet emelkedéssel összhangban változtatja annak értékét. A hőmérséklet növekedésével az adhéziós kötés ereje csökken, viszont az érintkezés növekszik (Vámos, 1983).

Az olyan gépészeti berendezésekben, ahol alak vagy erőzáró kapcsolatot alkalmaznak, mint például a fogaskerékajtás, gyakran egyidejűleg van jelen a csúszó és gördülő súrlódás is, azonban a súrlódási veszteség nagyrészt ilyenkor a csúszósúrlódás teszi ki, szemben a gördülő-súrlódással, ami elhanyagolhatónak tekinthető (Valasek, 2002).

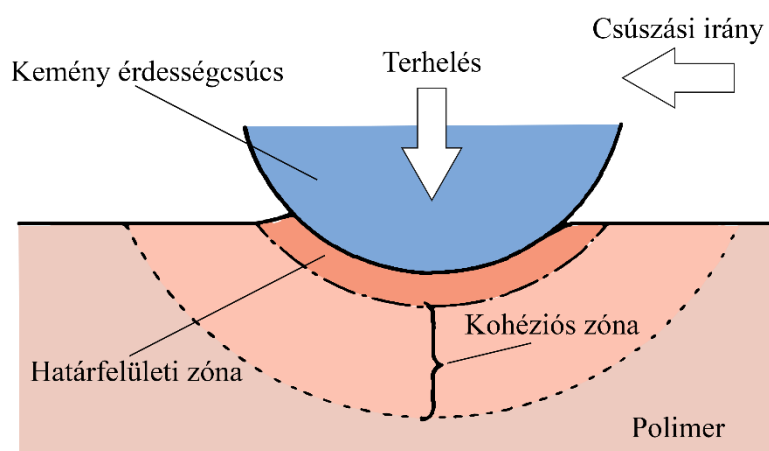
2.2.2 Kopási mechanizmusok

A kopás a súrlódással együtt járó folyamat, ami alatt a felületről fokozatosan leváló kisméretű anyagrészecskéket értjük, ami a súrlódóerők hatására következik be. A kopás eredményeképp az alkatrész felületének fizikai-kémiai állapota, illetve mechanikai tulajdonságai megváltoznak. Jellemzően negatív kopásról beszélünk, tehát a méretük és tömegük csökken, azonban egyes esetekben pozitív kopás is előfordulhat, például anyagfelrakodásnak vagy felületi oxidációnak köszönhetően (Vámos, 1983).

A kemény anyagok általában nagy rugalmassági modulussal rendelkeznek és kis kopást mutatnak. Ezzel szemben kimutatták, hogy bizonyos műanyagok kopásállósága rendkívül jó annak ellenére, hogy viszonylag kicsi a rugalmassági modulusuk. Ez magával hozta a felismerést, hogy az adott anyag kopásállósága elsősorban nem a keménységtől függ. A kopásállóságot alapvetően a keménység (H) és rugalmassági modulus (E) aránya határozza meg, amit H/E viszonyzámként

ismerhetünk, de ezenkívül a rendszerre ható mozgások és az érintkező anyagok kölcsönhatását is figyelembe kell venni. A keménységet és a rugalmassági modulust a műanyagok esetében nem lehet egyértelműen meghatározni a viszkoelasztikus tulajdonságuk miatt, tehát az igénybevétel sebességétől függően reagálnak, ezért a műanyagok keménységének és rugalmassági modulusának meghatározásakor figyelembe kell venni az időfüggő hatásokat is (Oberle, 1951) (Brandrup, et al., 1999).

A műanyagok kopása még nem teljesen ismert, viszont bizonyos elvek már kialakultak. A kopási mechanizmus két osztályát, amely a felületi, illetve a felszín alatti deformációval jár, határfelületi és kohéziós kopásnak nevezik (2.9. ábra). Ha az ellenfelület sima, akkor a kopás a felületek közötti tapadásból eredhet, és csak a műanyag felületi rétegeinek deformációjával jár. Ha az ellenfelület érdes, akkor az érdesség csúcsok jelentős mélységű deformációt okoznak a műanyagban. Ilyenkor a kopás vagy a műanyagok plasztikus deformációjával járó kopásból, vagy a deformált régióban a fáradási repedések növekedéséből ered (Hutchings & Shipway, 2017).



2.9. ábra Határfelületi és kohéziós kopás a műanyagoknál (Briscoe, 1981)

A kohéziós kopás a felület alatt viszonylag nagy térfogatban következik be. Ez a súrlódási munka és az abból eredő károsodás szétoszlásával jár együtt, ami gyakran egy érdesség csúcs vagy kemény részecske okoz, miközben áthalad a műanyag felületén. A viselkedés függ a műanyag mechanikai tulajdonságaitól, valamint a felületi jellemző behatolási szintjétől, mindemellett a kohéziós zóna felett, az érintkezési területen és az érintkezési terület alatt ébredő feszültségektől (Sinha, 2018). Az előforduló tönkremeneteli folyamatok kopásos folyamatokat foglalnak magukba, gyakran tartós képlékeny vagy rugalmas alakváltozással járó fáradással, illetve azt követő repedéssel társulva (Briscoe, 1981).

A határfelületi kopás akkor jelentkezik, amikor a súrlódási energia egy sokkal vékonyabb, a felülettel szomszédos régióban oszlik el (2.10. ábra). Ilyenkor jellemző a transzfer réteg kialakulása, tehát az anyag átadódik egyik testről a másikra, és a felületen fellépő kémiai hatások csökkenthetik a tapadást a határfelületeken (Hoskins, 2015).

A műanyag fogaskerekeknél három kopási mechanizmus dominál: (i) adhézión, (ii) abrázión és fáradásos kopás (Stachowiak & Batchelor, 2013).

Adhézión kopás: Amikor két érintkező felület egymáshoz képest elmozdul, a létrejövő súrlódáshoz elsősorban az adhézión, másodsorban az érintkező felületek deformációja járul hozzá (Briscoe, 1981). A határfelületi kopás a csúszósúrlódás adhézión komponenséhez köthető. Amikor két anyag érintkezik, a molekuláris erők a határfelületen keresztül hatnak, ami a határfelületi kötést és adott pontok tapadásának kialakulását okozza. Ezek az erős, lokalizált tapadási csomópontok rugalmas és képlékeny alakváltozást okoznak az anyag felső rétegében. Az összetapadást követően, amennyiben a műanyag kohéziós csomópontjai megszakadnak, az anyagátvitelt vagy kopadék képződést eredményez. A súrlódás szerepe a tribológiai viselkedésben kiemelt fontosságú. A

súrlódás, a kopás és az önkenés a műanyag azon képességétől függ elsősorban, hogy képes-e transzferréteget képezni az ellenfelületen, másodsorban a réteg vastagságától és szerkezetétől. A transzferréteg képződésének sebessége, szerkezete, tartóssága és kenési tulajdonságai az átadó réteg és az érintkező felület közötti tapadási erőktől, valamint a műanyag tulajdonságaitól függenek. Az adhéziós kölcsönhatásokat a felületi energia határozza meg. Minél nagyobb egy szilárd test felületi energiája, annál erősebb kötések alakulnak ki az érintkező anyaggal. Két érintkező test esetén a határfelületi kötés erősebb lehet, mint a gyengébb anyag kohéziós kötése, ami azt eredményezi, hogy a kisebb felületi energiájú anyag hajlamos átkerülni a nagyobb felületi energiával rendelkező anyagra. Ez az oka a tapadásos, másnéven adhéziós kopásnak (Wieleba, 2007) (Hoskins, 2015).

Abráziós kopás: A hőre lágyuló műanyagok hajlamosak az abráziós kopásra, ami a képlékeny alakváltozásnak köszönhető. Az abráziós kopás a következő folyamatok egyikén vagy kombinációján alapul: (i) kettős testkopás, amikor az egyik test felületéből kemény részecskék állnak ki, és a másik testen kopást okoznak; (ii) „harmadik test” okozta kopás, amikor független kemény részecske kerül az érintkező felületek közé; (iii) eróziós kopás, amikor gyorsan mozgó, kemény részecskék csapódnak a felületbe, aminek koptató hatása van. Általánosságban elmondható, hogy az érintkező felületek felületi érdessége és a kompozitok esetén a töltőanyagok vannak a legjelentősebb hatással az abráziós kopásra (Wright & Kukureka, 2001).

Fáradásos kopás: A fáradásos kopás kialakulását a műanyagoknál az egymással érintkező érdesség csúcsok rugalmas elhajlása okozza megnövekedett hőmérsékleten, ilyenkor a kopási mechanizmus a fáradás felé tolódik el. A műanyagok fáradásvizsgálatai elsősorban csúszósúrlódásos érintkezéssel alapulnak (Hoskins, 2015). Kukureka és mtsai. műanyag tárcsákkal végeztek felületi kifáradás vizsgálatot száraz súrlódási körülmények között, és azt állapították meg, hogy a fellépő felületi kifáradás a felületi sebességtől függően eltérő módon jött létre. Kis terhelés mellett a kopás mértéke elhanyagolható volt, és a tárcsák felületén sekély gödröcskéket alakultak ki. A csúszási sebesség növekedésével azonban oldalirányú felületi repedések alakultak ki, amelyek általában igazodtak a csúszás irányához (Kukureka, et al., 1995).

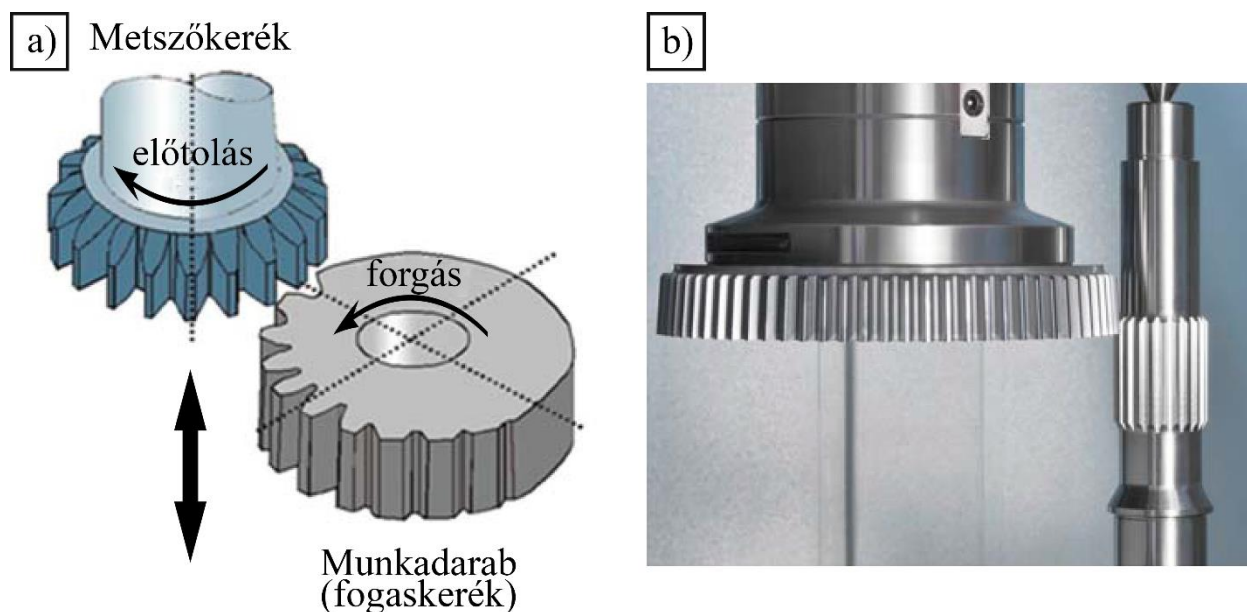
2.3. A kutatásomhoz használt polimer fogaskerékgyártási eljárások

A műanyag fogaskerekeket leginkább fröccsöntési eljárással készítik, aminek széleskörű szakirodalma van. A dolgozatomban a kevésbé vizsgált eljárásokkal, forgácsolással és 3D nyomtatással készült fogaskerekekre összpontosítok, és ezeket a technológiákat mutatom be részletesen.

Az additív gyártási (AM) és 3D nyomtatási eljárások egyre népszerűbbé váltak a polimer alkatrészek gyártása során. Általánosan elfogadott, hogy a 3D nyomtatás költséghatékony, ha a gyártási mennyiség 1000 darab alatt van a fröccsöntéssel összehasonlítva (Berman, 2012). A forgácsolási technológiáknak szintén kis- és közép szériák esetén van előnye a fröccsöntéssel szemben az alacsonyabb szerszámköltség miatt (Singh, et al., 2018).

A forgácsolási technológián belül többféle gyártási eljárás alakult ki a fogaskerekek előállítására. Ezeket két csoportba sorolhatjuk: (i) profilozó és (ii) lefejtő eljárások. Az általam használt fogaskerekek gyártására az utóbbi eljárások közül a Fellow-féle fogvésési technológiát alkalmaztam (2.10. ábra). A Fellow eljárásnál a fogazandó munkadarabot elő kell készíteni azáltal, hogy a fejkörnek megfelelő átmérőre esztergálják. A metszőkerék tengelyirányban, azaz fel- és lefelé mozog, miközben a felső állásban új fogást vesz, és a munkadarabbal együtt forog, amelyről a fogazógép belsejében lévő váltókerekek gondoskodnak. A cserélhető váltókerekeket a módosításnak megfelelően kell összeválogatni. A forgácsolásnál szükséges előtolás úgy valósul meg, hogy minden gyaluló után a metszőkerék felső helyzetben a készülő fogaskerék egy-egy fogosztással tovább fordul, miközben a metszőkerék sugárirányban kap előtolást, tehát közeledik a munkadarabhoz. Ezáltal valamennyi fogon egyenlő mélységben dolgozik a metszőkerék, és a teljes lábmélység megközelítésével egyszerre készülnek el a fogak. A fogaskerék csak többszöri

körülfordulás után készül el. A metszőkerék felfelé mozgása üresjárat, ilyenkor a fogazógép eltávolítja a munkadarabot a metszőkeréktől (Vörös, 1964) (Gupta, et al., 2017).



2.10. ábra Fellow-féle fogvésési eljárás sematikus ábrája (a) és valós felvétele (b) (Gupta, et al., 2017)

Minden olyan szerszám, amelyet fémek megmunkálására használnak, alkalmas hőre lágyuló műanyagok forgácsolására is. A velük szemben támasztott követelmény, hogy nagyon éles vágóéllel kell rendelkezniük, mivel főként ettől függ az elérhető felületi minőség, illetve a keletkező sorja formáját is befolyásolja. Ökölszabályként elmondható, hogy a már fémek megmunkálására felhasznált szerszámok nem alkalmasak a továbbiakban műanyag fogaskerek kialakítására. A kedvező forgácsolási feltételekről, valamint a megfelelő élszögekről a VDI 2003 szabvány nyújt információt (VDI2736, 2014).

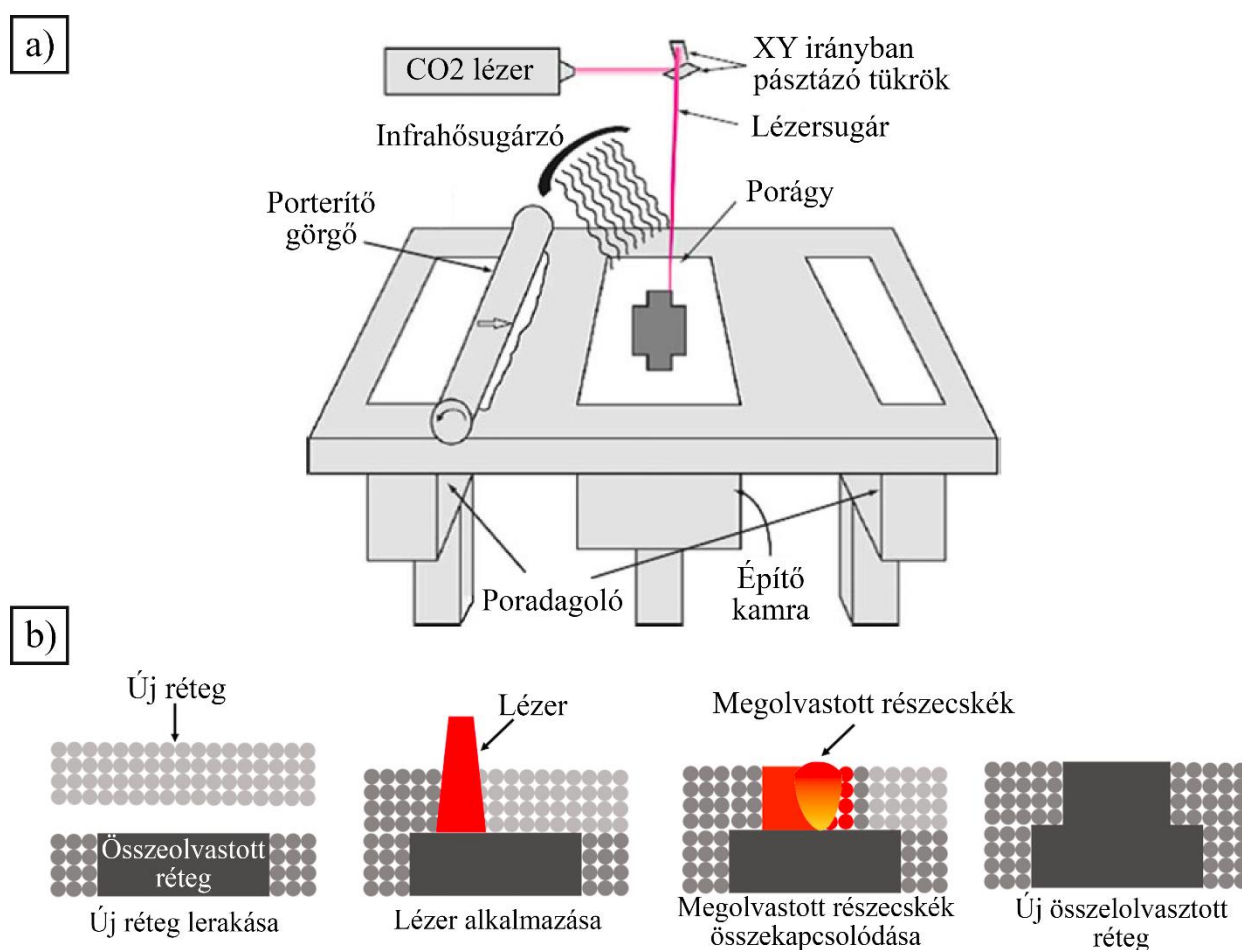
Az additív gyártás jelenleg az egyik leggyorsabban fejlődő technológia, amit már számos iparágban alkalmaznak, többek között az autógyártásban, a repülőgépiparban, az orvostechikában és az építőiparban (Wohlers & Caffrey, 2022). A megnövekedett érdeklődés miatt egyre több kutatás foglalkozik a 3D nyomtatott anyagok közvetlen mechanikai tulajdonságaival és termikus tulajdonságaival, valamint azok módosításával (Zhang, et al., 2020). Az additív gyártás többféle technológiát foglal magában: (i) szálolvasztásos 3D nyomtatás (FFF/FDM), (ii) sztereolitográfia (SLA), (iii) szelektív lézer szinterelés (SLS), (iv) binder jetting (BJ), (v) material jetting (MJ). Mindegyik technológiának megvan a maga előnye és hátránya, ezért különféle területeken alkalmazzák őket (Msallem, et al., 2020).

Funkcionális alkatrészek gyártására leginkább az SLS technológia alkalmas, előnyös mechanikai tulajdonságai, valamint a széles anyagválasztéka miatt. További nagy előnye a technológiának, hogy nem kell a támasz tervezésével külön foglalkozni, mivel a meg nem olvasztott por (alapanyag) támaszként szolgál a nyomtatás során. Hátránya, viszont a szintereléssel járó zsugorodás, amely negatívan befolyásolja a méretpontosságot (Wang, et al., 2007).

Az SLS nyomtató fő részei a CO₂ lézer, a lézer optika és a pásztázó tükrök, a nyomtatási tér, a por adagoló tartályok, a fűtőberendezés és porterítő görgő (2.11. (a) ábra). Az alkatrész nyomtatásához az adagoló tartályból származó port a görgő egyenletes, vékony rétegben oszlatja el az alkatrészágy felületén. A jellemző rétegvastagsága 0,1 mm. A lézersugarat a pásztázó tükrök segítségével az alkatrészágy felülete fölé irányítják, és a lézer energiáját úgy modulálják, hogy csak a nyomtatási tárgy keresztmetszetének megfelelő terület olvadjon meg. Ezeket a 2 dimenziós keresztmetszeteket a szelektáló szoftver határozza meg a 3D CAD modell alapján. Ezután az

adagolótartályból ismét új porréteget terít el a görgő, amit a lézernyalábbal szintén megolvasztanak, és ez a folyamat ismétlődik, amíg a nyomtatni kívánt alkatrész el nem készül. Az egymást követő rétegek összeolvasztásához megfelelő erősségű lézere energiát használnak (2.11. (b) ábra). A nyomtatás során a meg nem olvasztott por szolgál az alkatrész alátámasztásaként, például túlnyúlások esetén. A nyomtatás befejezése után a meg nem olvasztott por sűrített levegővel, illetve mechanikus úton, például kefével eltávolítható az alkatrész felületéről, amit utána részben újra fel lehet használni. A nyomtatott alkatrész és az adagoló tartályok hőmérsékletét egymástól független, különálló fűtőberendezések szabályozzák annak megfelelően, hogy minimalizálják a nyomtatott alkatrészekben a hőfeszültségek kialakulását, valamint megakadályozzák a vetemedésüket. A technológia lényege abban rejlik, hogy az alkatrészágy hőmérsékletét jellemzően az anyag olvadáspontja alatt, míg az adagolótartályt jóval alacsonyabb hőmérsékleten tartják, hogy a por szabadon tudjon áramlani és a görgővel könnyen szét lehessen oszlatni (Nelson, et al., 1995).

A kutatásban vizsgált fogaskerek egy része PA12 alapanyagból készültek SLS technológiával.



2.11. ábra (a), SLS nyomtató felépítése (Ian Gibson, 2015); (b) SLS nyomtatási folyamat sematikus ábrája (Cai, et al., 2021)

2.4. A polimer fogaskerek jellemző anyagai

A fogaskerék alkalmazásokhoz anyagtulajdonság oldaláról jó kopásállóságot, nagy szilárdságot és nagyfokú szívósságot kell biztosítani. A polimerek széles skálája érhető el kereskedelmi forgalomban, azonban az említett tulajdonságokkal a félig kristályos szerkezetű hőre lágyuló műanyagok rendelkeznek, ezért használják őket előszeretettel fogaskerék alapanyagként. Ilyen hőre lágyuló műanyagok például a poliamidok (PA), a polioximetilén (POM), a polibutilén-tereftalát (PBT), a nagy sűrűségű polietilén (HDPE), a poliéter-éter-keton (PEEK), a polifenil-szulfid (PPS) és a poliuretán (PU), ami inkább elasztomer (Adams, 1986) (Erhard, 2013).

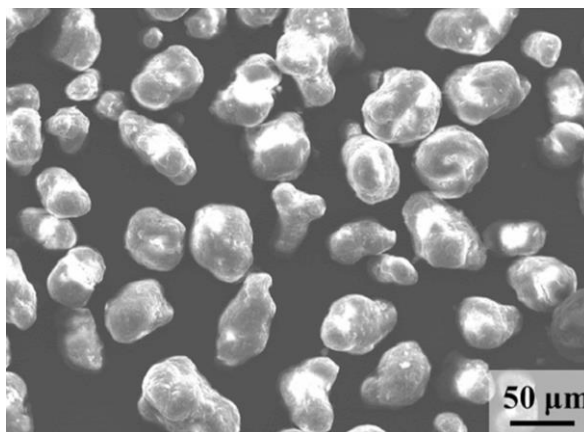
Ezeknek a polimereknek a tulajdonságait bizonyos adalékanyagokkal lehet fokozni. Például a PA, POM, PBT és PEEK üvegszállal vagy szénszállal való erősítés hatására növelhető az anyagmátrix szilárdsága és modulusa. Ezáltal nagyobb statikus terhelést viselnek el, azonban esetükben a dinamikus igénybevétel nagyfokú kopást eredményez, így ennek elkerülésére kenést kell alkalmazni. Az említett polimereknél súrlódáscsökkentésre is van lehetőség, amennyiben HDPE-t vagy PTFE-t alkalmaznak adalékanyagként, durva vagy finomszemcsés változatban. Ilyen kompozitokat nagysebességű fogaskerékajtóművekben használnak, ahol főként csúszó igénybevételnek vannak kitéve, például csigakerekeknél (Erhard, 2013).

A kutatásom során extrudált PEEK, valamint a poliamid családon belül öntött PA6 és a 3D nyomtatáshoz használt por alapú PA12 alapanyagokat használtam. A továbbiakban ezeket az anyagokat mutatom be részletesen.

A PEEK lineáris aromás polimerláncból áll, és a nagyteljesítményű műanyagok közé tartozik, ennek megfelelően kiváló hőállósággal rendelkezik. Kicsi a vízfelvétele, jól társítható szálerősítéssel és kiváló tribológiai tulajdonságai vannak, így alkalmas önkenő alkalmazásokhoz is. Sokoldalúan feldolgozható, akár extrudálással, akár fröccsöntéssel. Fő tulajdonságai: (i) nagy mechanikai szilárdság és keménység, (ii) magas felső alkalmazhatósági hőmérséklettartomány (250 – 310°C), (iii) nagy szilárdság magas hőmérsékleten is, (iv) kiváló kopásállóság széles üzemi körülmények között, (v) nagyfokú méretstabilitás és merevség magas hőmérsékleten is, (vi) öregedésállóság. A PEEK tulajdonságainak köszönhetően akár olyan területen is alkalmazható, ahol szélsőséges igénybevételeknek van kitéve (Kalácska, 2007) (Czvikovszky, et al., 2000).

A poliamidok amid (CONH) és metilén (CH₂) csoportok sorozatából épülnek fel. Többféle poliamid létezik, ezek közül a PA6-t és a PA12 mutatom be részletesen. Előbbi kaprolaktám, utóbbi lauril-laktám alapú. A poliamidok tulajdonságait több tényező is befolyásolja: (i) a metilén és amid csoport aránya (CH₂/CONH) és (ii) helyzete a molekula alapszerkezetben, (iii) a kristályossági fok és a (iv) kristály morfológia. A poliamidok kitűnő mechanikai tulajdonság együttessel rendelkeznek, ami alatt a kiváló húzószilárdságot, a szívós ütésállóságot és a nagy modulust értjük. Alkalmazásuknál figyelembe kell venni, hogy higroszkópos tulajdonsággal rendelkeznek, azaz képesek megkötni a levegő nedvességtartalmát, ami negatívan hat a méretstabilitásra, illetve növeli a szívósságukat. Esetükben az alapmátrixok jól társíthatók különböző erősítő anyagokkal, így széleskörű tulajdonságokkal rendelkező kompozit anyagok hozhatók létre. A poliamid anyagcsoport műszaki felhasználhatóságát és kereskedelmi árát tekintve stratégiai anyagcsoportnak számít (Kalácska, 2007).

Az SLS technológiához szükséges por alapanyagokat oldásos-kicsapásos módszerrel (dissolution-precipitation method) állítják elő etanolos oldószerben, emelt hőmérsékleten (Verbelen, et al., 2016). A technológiához használt PA12 félkristályos polimer, ami két kristályszerkezettel rendelkezik, α és γ fázisokkal. A PA12 por morfológiája és mérete látható a 2.12. ábrán. A por szemcsék többnyire gömb alakúak és sima a felületük, átlagos méretük 60 μm . A por tartalmaz szervesetlen szilíciumot és kalciumot, amelyek javítják a folyási képességüket, fokozzák a fehérségüket és az oxidációval szembeni ellenállóképességüket. A nyomtatott alkatrészek porozitása körülbelül 5%-os, és a belsejükben zárt, közel gömb alakú pórusokat (0,001-0,006 mm^3) figyeltek meg a kutatók CT vizsgálat által, amiknek az eloszlása egyenletes (Cai, et al., 2021).



2.12. ábra SLS PA12 poralapanyag: morfológia és részecske méret (Cai, et al., 2021)

2.5. A műanyag fogaskerekek tervezési és alkalmazási alapelvei

2.5.1 Szabványok

A műanyag fogaskerekek optimalizálásának megbízható módszere a mai napig nyitott kérdés, és kihívást jelent a polimerek specifikus anyagjellemzők hiánya, valamint a különböző geometriai és működési paraméterek közötti bonyolult nemlineáris összefüggések miatt. Ezért is van az, hogy az elmúlt néhány évtizedben egyre több tanulmány foglalkozott a műanyag fogaskerekekkel, azonban minden ilyen tanulmány egy-egy konkrét műszaki kérdésre összpontosít, és az eredményeket nehéz általánosítani, és felhasználni a különböző ipari alkalmazásokhoz és működési körülményekhez (Tavčar, et al., 2021).

A műanyag fogaskerekek tervezésének és méretezésének módszerét összefoglaló VDI 2545 német irányelvet 1981-ben vezették be, aminek az egyik fő korlátja, hogy csak három anyagra (PA12, PA66 és POM) dolgozták ki a hajlítási és érintkezési feszültségre vonatkozó megengedhető kifáradási határokat. Ezt az irányelvet 1996-ban visszavonták. Időközben, 1987-ben bevezették a fém fogaskerekek tervezésére részletesen kidolgozott DIN 3990, majd 2006-ban az ISO 6336 szabványt, ahol a fogaskerekek fogainak terhelhetőségét a hajlítószilárdság vagy a felület tartóssága, másnéven a kopás által határozták meg. Ezek azonban nem használhatók a műanyag fogaskerekek tervezéséhez. 2014-ben jelent meg a műanyag fogaskerekek új tervezési irányelve, a szintén német VDI 2736 irányelv, amely a DIN 3990:1987 szabvány egyszerűsített változata, amit kiegészítettek a műanyag fogaskerekekre vonatkozó hőmérséklet- és kopásszámítási modellekkel. Ez azonban még így sem olyan átfogó, mint az eredeti fémekre vonatkozó szabvány (DIN3990, 1987) (Mao, et al., 2009).

Ma már számos nemzetközi és kereskedelmi szabvány és tervezési metódus érhető el műanyag fogaskerekekhez. Ilyenek például a British Standard, a Polypenco, az ESDU, a már említett VDI, vagy az amerikai AGMA 909-A06, 1006-A97 és 1106-A97. Mindenképpen meg kell említeni, hogy ezeknek a szabványoknak a célja a gyakorlati megvalósítás, és nem pedig a fogaskerekek használatának optimalizálása. Az AGMA 909-A06, AGMA 1006-A97, és az AGMA 1106-A97 csak a műanyag fogaskerekek geometriájával foglalkozik, míg a brit BS 6168 szabvány néhány részletet tartalmaz a VDI 2545 szabványból és a Hachmann–Strickle fogaskerék hőmérséklet modelljének tisztán empirikus változatát (Pogačnik & Tavčar, 2015) (BS6168, 1987) (Polypenco, 1985) (ESDU, 1977) (VDI2736, 2016).

Az említett szabványok közül, azonban egyik sem széleskörű. A műanyag fogaskerekekre vonatkozó VDI 2736 irányelv kínálja a legátfogóbb megközelítést, mivel a különböző meghibásodási módokat is figyelembe veszi és számítási modelleket is tartalmaz. A VDI irányelv gyenge pontja azonban a rendelkezésre álló anyagadatok hiánya és a hiányos kopás modell mellett az, hogy nem nyújt a felhasználónak holisztikus képet, és nem veszi figyelembe az összes tervezési kritériumot és a hibamódok közötti összefüggéseket. Ellenben a műanyagipar fejlődésének

köszönhetően számos új polimer és kompozit anyag érhető el, amelyek alkalmasak fogaskerék alapanyagának, viszont anyagjellemzők nélkül a fogaskerek élettartama nem jósolható meg pontosan. Ennek köszönhetően a tervezők mind a mai napig az anyagjellemzők és az anyagjellemzési irányelvek hiányával néznek szembe a fogaskerek tervezésekor (Bravo, et al., 2015) (Zorko, et al., 2019). Ebből következik, hogy egy új műanyag fogaskerék hajtás kifejlesztése gyakran azzal kezdődik, hogy olyan anyagokat használnak, amelyekhez a VDI 2736 vagy a kereskedelmi forgalomban elérhető szoftverek, például a KISSsoft, tartalmazzák a megfelelő tervezési paramétereket (VDI2736, 2014) (Zorko, et al., 2019).

További hátrány az is, hogy kevés kísérletet végeztek a szabványokban és irányelvekben megengedett kifáradási határok összehasonlítására a tényleges fogaskerék vizsgálatok eredményeivel. A meglévő összehasonlítások azt mutatták, hogy a szabványok és a vizsgálatok eredményei között eltérések vannak. A műanyag fogaskerek üzemi körülmények közötti viselkedése még mindig nem tisztázott, ezért a polimer és kompozit fogaskerek használatában rejlő teljes potenciál nem aknázható ki (Hooke, et al., 1993) (Breeds, et al., 1993) (Mao, 2007) (Mao, 2007).

A szabványos tribológiai és mechanikai vizsgálatok sok információval szolgálnak az anyag teljesítményéről, de a tervezési metódusok jelenlegi állása és a műanyagok hőmérsékletváltozásra való rendkívüli érzékenysége miatt az optimális és megbízható fogaskerék hajtás tervezése érdekében nem lehet elkerülni a fogaskerék tesztek formájában elvégezhető foggeometria és anyagkombinációk vizsgálatát. Továbbá számos kulcsparaméter (nyomaték, fordulatszám, anyag és hőmérséklet) jelentős hatással van a műanyag fogaskerek és hajtóművek teljesítményére. A fogaskerek tesztelése azonban nagyon időigényes és költséges, különösen akkor, ha többféle anyagkombinációt vizsgálnak különböző vizsgálati körülmények között. A lépcsős terheléses tesztelés egy olyan megközelítés, amellyel le lehet rövidíteni a fogaskerék vizsgálatokat, és alkalmas arra, hogy meghatározzák azt a kritikus nyomatékot, aminél a fogaskerék hőmérséklete és kopási sebessége jelentősen megnő. A fogaskerék hőmérséklete és a kopási sebessége között kapcsolat van, ezért elég csak az egyiket nyomon követni. Általában a hőmérsékletet szokták monitorozni, mivel azt könnyebb megvalósítani (Mao, et al., 2015) (Hooke, et al., 1996) (Mohsenzadeh, et al., 2022). A fogaskerek kísérleti tesztelése betekintést nyújt abba, hogy milyen típusú meghibásodásokra kell számítani valós alkalmazásban, ami azért nagyon fontos, mert a fogaskereket a várható hibatípusnak megfelelően kell megtervezni (Tavčar, et al., 2018) (Pogačnik & Tavčar, 2015) (Zorko, et al., 2019).

Az említett paraméterek közül az anyag és annak jellemzése mindig meghatározott fogaskerékgeometria, hőmérséklet és fordulatszám mellett kell, hogy történjen. Ha a hajtóművekben alkalmazott geometria és üzemi körülmények jelentősen eltérnek a vizsgált fogaskerekétől, az élettartam-előrejelzések megbízhatósága és a számítások pontossága csökken. Egyetlen polimer vizsgálata több hónapot is igénybe vehet. A különböző polimeranyagok közötti reális összehasonlítás előállításához szabványosított eljárásokra van szükség. Az elmúlt évtizedekben számos polimer anyagot vizsgáltak és elemeztek, de nagyon gyakran a kutatók által meghatározott egyedi módon. Az eredmények ezért nem hasonlíthatók össze, és nem használhatók fel egy optimalizálási eljárás során. A legtöbb tudományos kifáradási vizsgálat csak néhány millió terhelési ciklusig tart, és a kutatásra összpontosít. Az ilyen eredmények nem használhatók fel olyan alkalmazásokban, ahol több mint 10 millió terhelési ciklusra akarunk méretezni. A VDI 2736 irányelv negyedik részében történt előrelépés, ahol a fogaskerék minták és a vizsgálati feltételek meg vannak határozva. Azonban egy polimer-polimer fogaskerékpár optimalizálásához az ilyen vizsgálatból nyert információk nem elegendők. A súrlódási tényező és a kopási tényező mindig anyagpárra vonatkozó tulajdonság, és nem pedig egyetlen anyagé (Tavčar, et al., 2018) (Tavčar, et al., 2021) (VDI2736, 2016).

A polimer fogaskerek az anyagtulajdonságok miatt számos olyan megkötéssel rendelkeznek, amelyeket a tervezési folyamat során ellenőrizni kell: fogtő- és fogoldalszilárdság, hőmérséklet, kopás, deformáció, fogaskerék minősége és a szerelés végső minősége. A polimer fogaskerek

tervezésénél figyelembe kell venni az összes megadott kritériumot. A legalapvetőbb kritériumokat és a meghibásodási módot a terhelési szint, a felhasznált anyagpár és az üzemi körülmények (forgási sebesség, környezeti hőmérséklet és kenés) határozzák meg. A polimer fogaskerek tervezése nem egyszerű eljárás, hanem inkább iteratív, ahol több kritériumot kell figyelembe venni és kiegyensúlyozni, amelyek nemlineáris kapcsolatban állnak egymással (Singh & Singh, 2018) (Tavčar, et al., 2021).

2.5.2 Fogaskerék hőmérséklet

A fém fogaskerek fogfelületi és keréktest hőmérsékletének meghatározására kidolgozott elméletek, illetve módszerek közül egyik sem alkalmas a műanyag fogaskerekre, mert az atomokból álló, kristályos szerkezetű fémek hővezetési mechanizmusa egészen más, mint a molekuláris, vagy részben kristályos polimereké.

A fogaskerék hőmérséklete üzem közben a keletkező hő és az elvezetett hő közötti egyensúlyból adódik. Mivel a hőre lágyuló műanyagok érzékenyek a hőmérsékletre, a keletkezett hő fontos tényező, ami adott esetben a fogaskerék meghibásodásának közvetlen oka is lehet. (Koffi, et al., 1985) (Yousef, et al., 1973) (Yelle & Poupard, 1975).

A polimer és kompozit fogaskerek hőmérséklete három összetevőre bontható fel. Az első a fogaskereket körülvevő levegő környezeti hőmérséklete. A második a fogaskeréktest hőmérséklete, amely alatt térfogathőmérsékletet értünk. Azaz a fogfelületének egyensúlyi hőmérséklete, mielőtt az érintkezésbe lép egy másik foggal (7. egyenlet, VDI 2736 szabvány alapján). A harmadik pedig a fogak kapcsolódása közben az érintkezési felületen fellépő legmagasabb pillanatnyi hőmérséklet, amelyet villámhőfok hőmérsékletnek nevezünk, és a Blok-féle elméleten alapul (8. egyenlet, VDI 2736 szabvány alapján). Elemi számítások azt mutatják, hogy a harmadik komponens közvetlenül (5-10 mikron) a felület alatt lévő anyagra korlátozódik, és a fordulat töredéke alatt eltűnik. A fogaskerek felületi hőmérséklete ezért az egyes fordulatszámok nagy részében közel azonos lesz a fogtest hőmérsékletével. Ezért ennek a mérése és modellezése igen nehéz feladat, viszont a műanyag fogaskerek kopási mechanizmusainak megértéséhez elengedhetetlen. A fogaskerek hőmérsékletének mérésére jellemzően infravörös kamerát vagy szenzort használnak (Černe, et al., 2020) (Hooke, et al., 1993) (Mao, 2007) (Mao, et al., 2009) (Bravo, et al., 2015) (Czichos, 1976) (Blok, 1963) (Kennedy, 1984) (Tian & Kennedy Jr, 1993).

Fogaskeréktest hőmérséklet kiszámításának egyenlete:

$$T_{test} = T_{kör} + P \cdot \mu \cdot H_v \cdot \left(\frac{k_{f,test}}{b \cdot z \cdot (v_{ker} \cdot m)^{0,75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) ED^{0,64}, \quad (2.7)$$

ahol

$T_{kör}$: környezeti hőmérséklet [°C],

P : névleges teljesítmény [W],

μ : súrlódási együttható [-],

H_v : fogvesztés mértéke [-],

$k_{f,test}$: műanyag fogaskerék hőátadási tényező fogtest esetén $\left[\frac{K \cdot \left(\frac{m}{s}\right)^{0,75} \cdot mm^{1,75}}{W} \right]$,

b : fogszélesség [mm],

z : fogszám [-],

v_{ker} : kerületi sebesség [m/s],

m_n : normál modul [mm],

$R_{\lambda,G}$: hajtóműház hőátbocsátási ellenállása $\left[\frac{K \cdot m^2}{W}\right]$,

A_G : hajtóműház hőleadó felülete [m^2] (nyitott rendszer esetén nem alkalmazandó),

ED : relatív fogkapcsolódási idő [-].

A villámhőfokkal elméletben először Blok foglalkozott 1937-es tanulmányában. Megállapította, hogy a villámhőfok hőmérsékletet a két érintkező test között létrejövő súrlódás okozza. Feltételezése szerint egydimenziós hőáramlás alakul ki, amire egy egyszerű közelítő egyenletet dolgozott ki (Blok, 1963). Ezen a területen részletes vizsgálatokat végzett Holm, valamint Bowden és Tabor (Holm, 1948) (Bowden, et al., 2001). Archard szintén foglalkozott a rugalmas és a plasztikus érintkezéssel (Archard, 1959). Symm numerikus módszerekkel határozta meg a villámhőfokot, valamint a keletkezett hő eloszlását a két súrlódó test között. A vizsgálatai alapján tisztázódott, hogy a Blok-féle közelítés pontos eredményt ad fogaskerékkapcsolódás esetén, ahol a hőforrás mozgási sebessége kellően gyors a hővezetés mértékéhez képest (Symm, 1967). A fenti tanulmányok azonban mindegyike állandósult állapotra lett kidolgozva, ahol egy állandó intenzitású hőforrás állandó sebességgel mozog. Ezzel szemben a fogaskerék kapcsolódása esetén a hőforrás az evolvens fogprofil véges hosszán és a fogakra ható terhelésen oszlik el. A fogfelületek közötti csúszási sebesség és a fogprofilok relatív görbületi sugara változik a kapcsolódás előrehaladtával (Blok, 1963) (Holm, 1948) (Bowden, et al., 2001) (Archard, 1959). Mao a polimer fogaskerek villámhőfok hőmérséklet előrejelzésében új eredményeket ért el, amikor a problémát instacionáriusnak tekintette, azaz a hőforrás intenzitáseloszlása és sebessége a fogkapcsolódás előrehaladtával változik. Kimutatta, hogy a Blok-féle egyenlet felhasználható kvázi-stacionárius közelítésre is az átlagos villámhőfok becsléshez. Ha figyelembe vesszük a fogaskerék fogak kapcsolódásának kezdő- és végpontjait, akkor a Blok-féle megoldás pontatlan, és numerikus megoldást érdemes alkalmazni helyette (Mao, 2007).

A fogfelületen kialakuló villámhőfok hőmérséklet:

$$T_{vill} = T_{kör} + P \cdot \mu \cdot H_v \cdot \left(\frac{k_{f,vill}}{b \cdot z \cdot (v_{ker} \cdot m)^{0,75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) ED^{0,64}, \quad (2.8)$$

ahol

$$k_{f,vill}: \text{műanyag fogaskerék hőátadási tényező fogoldal esetén } \left[\frac{K \cdot \left(\frac{m}{s}\right)^{0,75} \cdot mm^{1,75}}{W} \right],$$

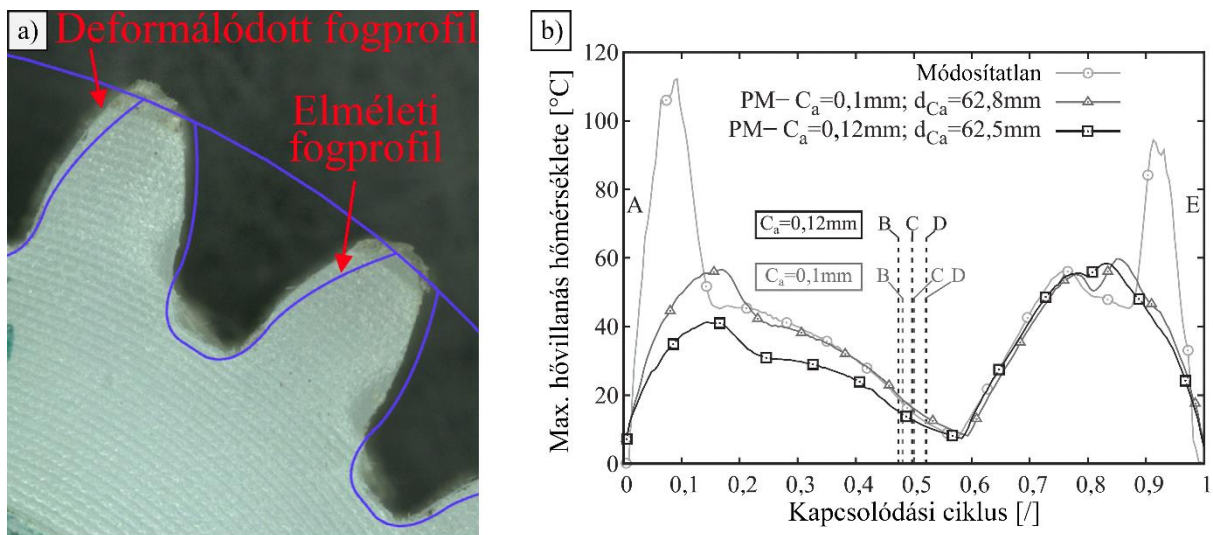
a többi paraméter az (2.7) egyenletnél került megnevezésre.

A polimer fogaskerek esetében több különböző hőmérséklet-számítási módszer is rendelkezésre áll, azonban nem elég pontosak a gyakorlati alkalmazásokhoz (Mao, 2007) (Blok, 1963) (Pogačnik & Tavčar, 2015). A műanyag fogaskerek legelterjedtebb hőmérsékleti modellje a Hachmann-Strickle hőmérsékletmodell, amely a termikus egyensúlyon alapul. E modell hátránya, hogy a hőmérséklet-számítások a felhasznált anyagok súrlódási együtthatójától és a „k” együtthatótól függenek, amelyek meghatározza az anyagpár kompatibilitást. Mindkét együttható anyagfüggő, és ezért vizsgálat útján kell meghatározni. A szakirodalomban és a szabványokban ezen tényezők csak korlátozott számú műanyagra és anyagkombinációra (például PA/POM és PA/PA) érhetők el, ami nagyon megnehezíti ennek a számítási módszernek az alkalmazását új anyagok esetén (Pogačnik & Tavčar, 2015).

Jól ismert, hogy a fogaskerekéknél a súrlódás a kapcsolódás során a hő egyik fő forrása. A súrlódási erő elmozdulása munkát végez, amely a fog felület, hosszú távon pedig az egész fog felmelegedéseként jelentkezik. A műanyag fogaskerék kapcsolódás sajátosságainak ismeretében elméleti számításokkal meghatározható minden egyes pontban a keletkező hő, azonban a súrlódási veszteséget több paraméter is befolyásolhatja. Ilyen az érintkezési nyomás és a geometria, amely hatással van a terhelésmegosztásra és a súrlódási együtthatóra. Továbbá meg kell jegyezni, hogy a súrlódási együttható a csúszási sebesség, a terhelés, a hőmérséklet, a páratartalom, az érintkező

felületek kiterjedése és állapota és a csúszás időtartama függvényében változhat (Letzelter, et al., 2010) (Koffi, et al., 2016) (Ratanasumawong, et al., 2012). A tervezőknek azonban nincs egyszerű dolga, mivel a szakirodalomban és a szabványokban ugyanazon anyagpárok esetében a súrlódási együtthatóra különböző értékeket adnak meg (VDI2736, 2014) (Pogačnik & Kalin, 2012). A súrlódási együtthatót főbb befolyásoló tényezőinek ismerete ellenére is nehéz analitikusan megállapítani a teljes modell nélkül. Ezért számos kutató kísérleti úton próbálta meghatározni azt különböző anyagpárookra. Tsukamoto és mtsai. tanulmányában olvashatunk Koffi munkásságáról, aki a POM/POM fogaskerékpárookra határozta meg a súrlódási együtthatót száraz és kent körülmények között. A kenetlen állapotban kapott mérési eredmények azt mutatják, hogy a súrlódási együttható értéke 0,15 és 0,20 között van. Hasonlóképpen Tsukamoto is meghatározta azonos körülmények és anyagpárosítás mellett a súrlódási együtthatót, és kutatása alapján 0,17 és 0,19 közé tehető (TSUKAMOTO, et al., 1991). Tavčar és mtsai. tanulmányában több natúr és kompozit anyagpár súrlódási együtthatója is megtalálható (Tavčar, et al., 2018).

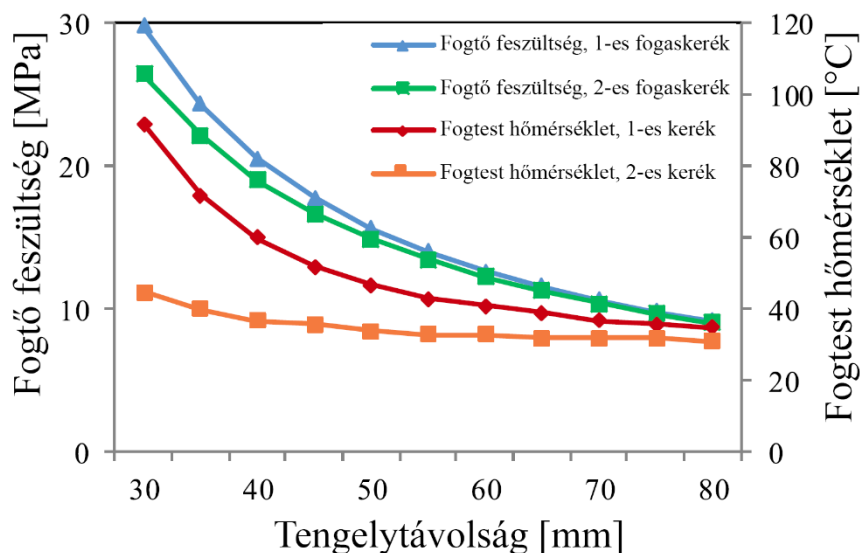
A fogaskerek fogtest hőmérséklete jelentősen befolyásolja az élettartamot. A polimer anyagok szilárdsága szempontjából már 10 °C és 15 °C közötti különbség is jelentős. A tartósság növelése céljából érdemes a környezeti hőmérsékletet csökkenteni vagy szinten tartani, és javítani a hőelvezetést. A fogaskerek fogtest hőmérséklete csökkenthető a súrlódási együttható minimalizálásával, vagy a fogaskerekeken átvitt teljesítmény csökkentésével (7. egyenlet), az utóbbi a nyomaték vagy a fordulatszám csökkentése révén (Miler, et al., 2019). Zsír vagy olaj használatával jelentősen csökkenthető a hőtermelés (Sarita & Senthilvelan, 2019). Száraz fogkapcsolódás esetén a belső kenőanyag előnyt jelent. A polimer fogaskerék nagyobb mérete javítja a hőelvezetést, így csökkenti a fogaskerék hőmérsékletét. Cerne és mtsai. kimutatták, hogy a fogcsúcs profilmódosítása jelentős hatást gyakorol a kis merevségű műanyag fogaskerek fogtődeformációjára (2.13. (a) ábra). A fogaskerék fogprofiljának részletes megtervezésével és a tengelytávolság helyes beállításával elkerülhetők a nagy érintkezési feszültségek, ezáltal a fogaskerek hőmérséklete is csökkenthető (2.13. (b) ábra) (Cerne, et al., 2019) (Zorko, et al., 2019).



2.13. ábra (a) Fogdeformáció hő és fogtő túlterhelés miatt (Tavčar, et al., 2021), (b) Villámhőfok hőmérséklet értékelés (Cerne, et al., 2019)

A hajtófogaskerék lényegesen nagyobb terhelésnek van kitéve, mint a hajtott fogaskerék, amennyiben lassító hajtásról beszélünk, ekkor a hajtófogaskerék a kiskerék. A fogaskerék fogtest hőmérséklete nagyobb kis tengelytávolságok mellett. A terhelési ciklusok száma nagyobb a hajtó fogaskeréknél nagyobb módosítás esetén, mint a hajtott fogaskeréknél. A 2.14. ábrán látható, hogy a fogaskerék fogtest hőmérséklete hogyan csökken, ha a fogaskerek tengelytávolsága, és így a fogak száma nő. A nagyobb fogaskerek a nagyobb felületük miatt lehetővé teszik a súrlódás által generált hő alacsonyabb hőmérsékleten történő elvezetését. A kis méretű hajtó fogaskeréknek

lényegesen magasabb hőmérsékletűnek kell lennie ahhoz, hogy a hajtott fogaskerékkel azonos hőáramlás alakuljon ki. A nagyobb méretű fogaskereknél a fogtőfeszültség is csökken. A VDI 2736 szerinti villámhőfok hőmérsékleti modell nem reális, mivel a számított hőmérséklet gyakran meghaladja a polimer olvadási hőmérsékletét (Tavčar, et al., 2021) (Milani, et al., 2013). Fernandes és mtsai. a polimer fogaskerek fogtest és villámhőfok hőmérsékletét FEM segítségével jósolta meg, ami lehetővé teszi az fogtest hőmérséklet előrejelzését olajkenéses és kenés nélküli körülmények között is (Fernandes, et al., 2018).



2.14. ábra A fogtő feszültség és a fogaskeréktest hőmérséklet alakulása a tengelytávolság függvényében (Tavčar, et al., 2021)

A műanyag siklócsapágyak tervezésénél kiemelt szerepe van a p_v értéknek, ami a felületi terhelés és a csúszási sebesség szorzata. A p_v érték az időegység alatt keletkező hő jelzi. A siklócsapágyaknál általában megadják az adott anyagra vonatkozó maximális p_v értéket. Ez az a hőmennyiség, amely az adott anyag hőleadó képessége alapján időegység alatt elvezethető. Amennyiben a terhelés alatti mozgás során keletkező hő meghaladja az elvezethető hő mennyiségét, akkor a siklócsapágy túlmelegszik, aminek eredményeként meghibásodik (Lancaster, 1971). A műanyag siklócsapágy analógiája felhasználható műanyag fogaskerekre is, mivel hasonlóan felületi terhelés és csúszás is fellép a kapcsolódás folyamán.

2.5.3 Fogtőszilárdság ellenőrzése

A műanyag fogaskerek fogtő és fogfelületi kifáradási mechanizmusa is más, mint a fémeké. A műanyagok molekuláris szerkezetű anyagok, amelyeknél nincsenek csúszási síkok, illetve diszlokációk sem, ezért a repedésképződés és terjedés is másképpen történik. Ennek megfelelően a fém fogaskerek esetén a fogtő- és fogfelületi kifáradásra kidolgozott módszerek szintén nem alkalmazhatók egy az egyben a műanyag fogaskerekre.

A szabványban kidolgozott eljárások állnak rendelkezésre a fogtő teherbírásának méretezésére. Ezeknél a számítási metódusoknál a maximális fogtőfeszültség kerül összevetésre az anyag kifáradási határértékével, és ez alapján határozzák meg a biztonsági tényezőt (Podrug, et al., 2008). Ezeknél a szabványos eljárásoknál azt feltételezik, hogy csak az anyag keménysége befolyásolja a kifáradási élettartamot (Bravo, et al., 2015).

A műanyag fogaskerek fogtővének terhelhetőségét a következő egyenlettel ellenőrizhetjük:

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b \cdot m} \leq \sigma_{FP}, \quad (2.9)$$

ahol

K_F : fogtő terhelelési tényező [-],

Y_{Fa} : fogalak tényező [-],

Y_{Sa} : feszültségkoncentrációs tényező [-],

Y_ε : kapcsolószám tényező [-],

Y_β : fogferdeségi szög/spirálszög tényező [-],

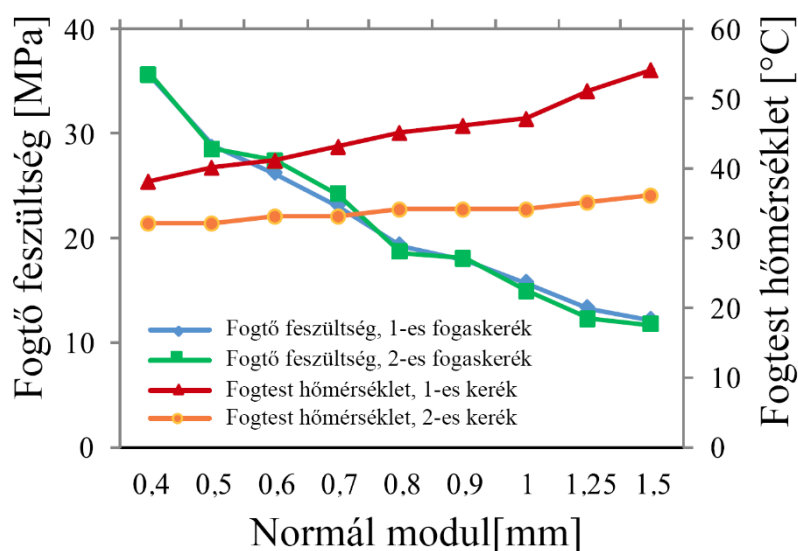
F_t : kerületi erő [N],

b : fogszélesség [mm],

m : normál modul [mm],

σ_{FP} : fogtő kifáradási határ megengedett értéke [MPa].

Ha a fogtőfeszültség értéke magas, akkor az a normálmodul vagy a fogaskerékfelület szélességének növelésével lineárisan csökkenthető (1. egyenlet, VDI 2736 alapján). Az ilyen intézkedések ugyanakkor növelik a hajtómű méretét, ami nem mindig elfogadható. Alternatív megoldás a kompozit anyag vagy acél használata, amely nagyobb feszültség szintet tesz lehetővé (Tavčar, et al., 2018). A fogtőfeszültség csökkenthető a fog alakjának módosításával, például pozitív profileltolódással (x1). A 2.15. ábra azt mutatja, hogy a normálmodul hogyan befolyásolja a fogtőfeszültséget. Ha a tengelytávolság állandó, a fogtőfeszültség jelentősen megnő, ahogy a normálmodul kisebb lesz, amivel a fogak száma nő. A fogtőfeszültség azonban nem az egyetlen paraméter. Ugyanakkor a modul mérete negatívan befolyásolja a fogaskerék hőmérsékletét, különösen a hajtó fogaskeréknél. A nagyobb fogszám kisebb moduldal párosítva javítja az erőátvitel hatékonyságát, és ezáltal csökkenti a fogaskeréktest hőmérsékletét. Ez azt jelenti, hogy ha a magas hőmérséklet kritikus a fogaskerékpár meghibásodási módja szempontjából, a modulméret növelése még rosszabbá teheti a helyzetet. A fogtőfeszültség-változás a különböző profileltolások (x1,2) következménye, ami a rögzített tengelytávolsághoz való alkalmazkodási megoldás (Tavčar, et al., 2021).



2.15. ábra Fogtőfeszültség és a fogaskeréktest hőmérséklet kapcsolata különböző modulok esetében (Tavčar, et al., 2021)

2.5.4 A fogfelület kifáradása

A VDI 2736 irányelv szerint a fogfelület kifáradását nem kell ellenőrizni, ha a terheléscsúcsok száma nem éri el az 1000 ciklust, illetve száraz kenés esetén sem. A fogfelület kifáradása mérsékelhető a fogaskerék geometria optimális megválasztásával, a fogprofil módosításával, illetve a fogaskerék szélességének és az átmérőjének a növelésével (VDI2736, 2014) (Zorko, et al., 2017) (Černe, et al., 2019). A fogfelület kifáradása nem túl kritikus a tribológiailag kompatibilis anyagpárosítás esetén (Singh & Singh, 2017).

A műanyag fogaskerek fogfelületének C-főpontjában a Hertz-feszültséget a következő összefüggéssel ellenőrizhetjük:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.10)$$

ahol

Z_E : rugalmassági tényező [-],

Z_H : gördülőköri tényező [-],

Z_ε : kapcsolószám tényező [-],

Z_β : fogferdeségi szög tényező [-],

F_t : kerületi erő [N],

b_w : közös fogszélesség [mm],

K_H : fogfelület terhelelési tényező [-],

d_1 : hajtó fogaskerék osztókörátmérője [mm],

i : módosítás ($i = \frac{z_2}{z_1} \geq 1$),

σ_{HP} : fogfelületi kifáradási határ megengedett értéke [MPa].

2.5.5 Kopás

A VDI 2736 szerinti kopási modell (2.12) lineáris kapcsolatban áll a terhelési szinttel, a terhelési ciklusok számával (NL) és a kopási tényezővel (k_w). A legtöbb esetben néhány millió terhelési ciklusig nem kritikus. A nagy számú terhelési ciklusok azonban már kis kopási tényező (k_w) esetén is jelentős kopást eredményeznek. 10^6 terhelési ciklus felett a kopás előrehaladása gyakran kritikusabb, mint a hajlításból fakadó fáradás, különösen a fém/polimer anyagkombinációk esetében száraz üzemben, amint az a 2.16. ábrán látható (Tavčar, et al., 2021).



2.16. ábra PEEK fogaskerék kopása, amit fém fogaskerékkel járatnak együtt (Tavčar, et al., 2021).

A műanyag fogaskerek kopását a két különböző egyenlettel számíthatjuk ki:

$$W_{lokális} = \frac{F_n}{b_w} \cdot N_L \cdot \xi \cdot k_w \leq W_{max}, \quad (2.11)$$

$$W_m = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_L \cdot H_v \cdot k_w}{b_w \cdot z \cdot l_{Fl}} \leq W_{max}, \quad (2.12)$$

ahol

F_n : normális erő [N],

M : nyomaték [Nm],

N_L : terhelési ciklusok száma [-],

k_w : kopási együttható $\left[\frac{10^{-6} \cdot \text{mm}^3}{\text{Nm}} \right]$,

ξ : helyi specifikus csúszás [-],

b_w : közös fogszélesség [mm],

z : fogsorszám [-],

H_v : fogvesztés mértéke [-],

$$H_v = \frac{\mu \cdot (i+1)}{z_2 \cdot \cos \beta_b} \cdot (1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2), \quad (2.13)$$

i : fogaskerék áttétel [-],

β_b : fogferdeségi szög [°],

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$: kapcsolószám,

l_{Fl} : kapcsolódó fogoldal profilvonalának hossza [mm],

$$l_{Fl} = \frac{1}{d_b} \left(\left(\frac{d_a}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_f}{2} \right)^2 \right), \quad (2.14)$$

d_b : alapkörátmérő [mm],

d_a : fejkörátmérő [mm],

d_f : lábörátmérő [mm],

W_{max} : megengedhető maximális kopás [mm],

$$W_{max} = (0,1 \dots 0,2) \cdot m, \quad (2.15)$$

A kopási sebesség gyors növekedését egyrészt a maximális felületi hőmérséklet elérése okozhatja, másrészt a terhelés növekedésével a felület megolvad vagy eléri a folyáshatárt meghaladó maximális Hertz-féle feszültséget (Hooke, et al., 1996). A polimer fogaskerek fajlagos kopási sebessége a nyomatékkal nő, de a fordulatszámmal csökken. A nagyobb fordulatszám növeli a terhelési sebességet, ami javítja a fogaskerék anyagának kopásállóságát. Ez azt eredményezi, hogy a fogaskerék fogának kopási sebessége nagyobb fordulatszámon csökken (Singh & Singh, 2018). Ha a kopás a jellemző meghibásodás, akkor a fogaskerék élettartama kenőanyag használatával meghosszabbítható, illetve további előnyökkel is jár, mivel az üzemi hőmérsékletet is mérsékli a csökkenő súrlódási tényező által (Bravo, et al., 2015).

A fogaskerék fogainak kopását a fogak vastagságának időszakos, valamint a fogaskerek kezdeti és végső tömegének mérésével számszerűsítik (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004).

2.5.6 Fogdeformáció

A műanyag fogaskerekre jellemző a fogdeformáció, ami kis fogszélesség esetén még jelentősebb. Ez a műanyagok rugalmassági modulusának köszönhető, mivel körülbelül 100-szor kisebb, mint

a fémeké. A deformáció hatására osztáseltérés alakul ki, ami a fogak kapcsolódás közbeni ütközését okozhatja, valamint növeli a zaj mértékét (Koffi, et al., 1985) (Deng, et al., 2002) (VDI2736, 2014).

A foghegy kerületi irányú deformációja megközelítőleg a következőképpen számítható VDI 2736 szerint:

$$\kappa = \frac{7,5 \cdot F_t}{b \cdot \cos \beta} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right), \quad (2.16)$$

ahol

F_t : kerületi erő [N],

b : fogszélesség [mm],

E : rugalmassági modulus $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (1: hajtó; 2: hajtott fogaskerék).

Ha a zajszintet csökkenteni kell, vagy ha az átviteli hibatűrés kicsi, különösen a fogak deformációját kell ellenőrizni. Az azonos anyagokból készült fogaskerek tervezésekor az átviteli hiba csökkenthető a kapcsolószám növelésével. Különböző anyagok használatakor az átviteli hiba eltéréseinek csökkentésére az egyik módszer a fogak merevségének kiegyensúlyozása a hajtó fogaskerék és a hajtott fogaskerék között. Ha egyéb tervezési kritériumok teljesülnek, a fogak deformációja nem lesz kritikus. Míg az érintőleges (tangenciális) erő növeli a deformációt, addig a fogaskerék felületi szélességének növelésével és nagyobb rugalmassági modulussal rendelkező anyag alkalmazásával csökkenthető a fogak deformációja (Hiltcher, et al., 2007) (Cathelin, et al., 2013) (Banodiya & Karma, 2017) (Meuleman, et al., 2007).

Černe és mtsai. a fogcsúcs profilmódosítását vizsgálták, és kimutatták a jelentőségét, mivel polimerek kis merevsége miatt jelentős fogtődeformációt okozhat, valamint a rendszer kinematikájának romlását vagy rossz esetben akár a fogak elakadását is eredményezheti. Megállapítást nyert az is, hogy a fogcsúcs nem megfelelő kialakítása nagy érintkezési feszültséget okozhat, ezáltal a terhelés gyorsan meghaladhatja az anyag folyáshatárát, ami a fogak maradandó alakváltozását okozza (Černe, et al., 2019).

A kis fogtő lekerekítési sugárral rendelkező fogaskerek nagyobb elhajlást mutattak, és a nagyobb hiszterézisvesztés magasabb felületi hőmérsékletet eredményezett (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2006).

Ha fém-műanyag párosítást alkalmazunk, és a fém kerék szolgál hajtóként, akkor a két fogaskerék között késés lép fel a fogak rugalmas alakváltozása miatt, ami az eltérő rugalmassági modulusra vezethető vissza. Ilyen esetben a teljes deformáció a műanyag fogaskereken jelentkezik, a kisebb szilárdság miatt (Dearn, et al., 2013) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004).

2.5.7 Zaj

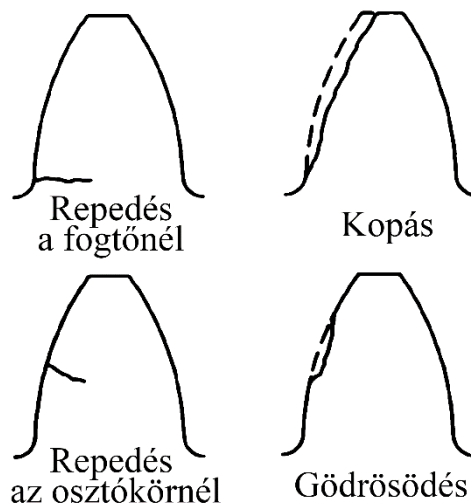
Szárazon járva az azonos műanyagokból készült fogaskerékpárok nagyobb zajt keltenek, mint az eltérő műanyagokból készült fogaskerékpárok (Dearn & Walton, 2009). Ez a zajszint még a műanyag-acél fogaskerékpár által keltett zajnál is nagyobb (Walton, et al., 2002). Dearn és Walton szerint a fogaskerek működése közben keletkező zajszint független a terheléstől, ellenben függ a fordulatszámától (Dearn & Walton, 2009). Ezzel szemben Hoskins és mtsai. szerint a keletkező zajszint a POM kivételével a legtöbb műanyag esetén arányos a fordulatszámmal és a terheléssel. A POM esetében a zajszint egyenesen arányos a terheléssel, és fordítottan arányos a fordulatszámmal (Hoskins, et al., 2011).

2.6. A műanyag fogaskerek kopási és egyéb tönkremeneteli folyamatai

2.6.1 Meghibásodási mechanizmusok

A műanyag fogaskerek meghibásodása eltér a fém fogaskerekéknél ismertektől, és attól komplexebb folyamat, amelyről jelenleg még nem tudunk eleget. A megfelelő élettartam és karbantartás szempontjából elengedhetetlen, hogy tisztában legyünk a tönkremeneteli folyamataikkal és a végső meghibásodással. Ennek feltérképezése és megértése kellően bonyolult feladat, mivel a fogaskerék kapcsolódás folyamata mellett figyelembe kell venni a fogaskerék anyagspecifikus tulajdonságait, valamint az üzemi körülmények sajátosságait egyaránt ahhoz, hogy egyértelműen meghatározzuk a jellemző meghibásodást (Bravo, et al., 2015).

A műanyag fogaskerek működés közben összetett igénybevételnek vannak kitéve, ezért többféle meghibásodási mechanizmus játszódik le egyidőben, és ezek mértéke eltérő lehet, így a meghibásodást a domináns mechanizmusok határozzák meg. A polimer fogaskerek meghibásodásának megértése érdekében a kifáradási élettartamot, a kopást és a kopási mechanizmusokat széles körben tanulmányozták különböző polimerek és kompozitok esetében. Általában a műanyag fogaskerek különböző tönkremeneteli módokat mutatnak (2.17. ábra), ezek a következők: (i) a túlzott kopás miatti fogvastagság csökkenés, (ii) a termikus túlterhelés miatti olvadás és fogdeformáció, (iii) a kifáradás következtében megjelenő repedés és az abból fakadó törés a fogoldalon és a fogtónél, (iv) a gödrösödés, valamint (v) a mechanikai túlterhelésből fakadó fogdeformáció és fogtő/csúcs törés, és ezek sok esetben egymástól nehezen elkülöníthetők. (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004) (Düzcükoğlu, 2009) (Mao, et al., 2009) (Pogačnik & Tavčar, 2015) (Mao, 2007) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004) (Breeds, et al., 1993) (Kurokawa, et al., 1999). Ennek megfelelően gyakran előfordul, hogy többféle meghibásodás kombinációja következik be, például az anyag megolvad és a fog eltörik, a fog elkopik és a fogtónél eltörik a fogvastagság csökkenés következtében (Tavčar, et al., 2021).



2.17. ábra Műanyag fogaskerék leggyakoribb meghibásodási formái (Walton & Shi, 1989)

A (i) fogaskerék megmunkálása, (ii) a geometriája, (iii) az anyagpárosítás (ellenfelület anyaga), (iv) a terhelési szint, (v) a fordulatszám, (vi) a fogaskerék felhasználása: hajtó vagy hajtott, (vii) a kenés típusa és (viii) az üzemi körülmények mind befolyásolják a keletkező felületei hőmérsékletet, a kifáradást, a kopást és ezáltal a hibamechanizmusokat (Tavčar, et al., 2021) (Pogačnik & Tavčar, 2015) (Hooke, et al., 1993) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004) (Kurokawa, et al., 1999) (Breeds, et al., 1993) (Kalin & Kupec, 2017).

Az egyes meghibásodási mechanizmusok természetét fontos megérteni, mivel a műanyag fogaskerek különböző üzemi körülmények között, eltérő üzemi időszakok mellett, a fordulatszám és nyomaték számtalan kombinációját valósítják meg, így érthető, hogy más-más meghibásodási mechanizmusok válnak meghatározóvá (Singh & Singh, 2018) (Singh, et al., 2018).

A műanyag fogaskerekeknek az egyik legnagyobb előnye a kenés nélküli üzem, ami magával hozza, hogy elsősorban ilyen körülmények között alkalmazzák. Ezért több kutató is kereste a választ arra, hogy ilyen feltételek mellett melyek a leggyakoribb meghibásodási módok. Tsukamoto forgácsolt PA fogaskerekek élettartamát kutatta kenés nélküli körülmények között, és azt találta, hogy két uralkodó tönkremeneteli mód jellemző: a kifáradás és a hőmérséklet okozta károsodás (Tsukamoto, 1983) (Tsukamoto, 1985). Pogačnik és Tavčar széleskörű lépcsős, terheléses vizsgálatokat végzett többféle fröccsöntött polimer és kompozit fogaskerékkal, és a kapott eredmények alapján ők is ugyanerre a megállapításra jutottak (Pogačnik & Tavčar, 2015).

Narracott a különböző gyártási eljárásokok hatását vizsgálta, és arról számolt be, hogy a fröccsöntött és a forgácsolt poliamid fogaskerekek teljesítményét tekintve nincs különbség közöttük, ha megfelelő minőségben vannak legyártva (Narracott, 1969). Mao és munkatársai szintén ezt erősítették meg azzal kiegészítve, hogy a POM fogaskerekeknél a meghibásodási mechanizmus azonos, és a fogaskerekek kopási sebessége is független a gyártási eljárástól (Mao, et al., 2015).

Walton és társai azt találták, hogy a fogaskerékpár tengelytávolságának növelése kevésbé van hatással a hatásfokra, ellenben a tengelytáv csökkentésével. A fordulatszám növelésével a hatásfok romlott a fogak interferenciája miatt (Walton, et al., 2002).

2.6.2 Hőmérséklet

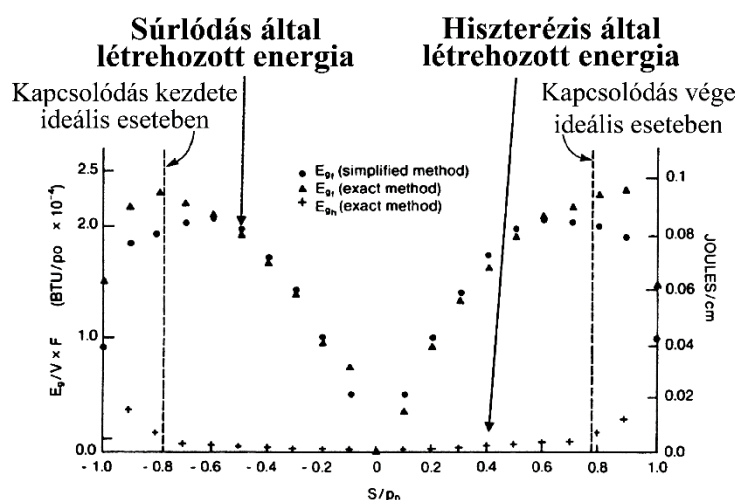
A hőmérsékletet a kutatók gyakran a műanyag fogaskerekek meghibásodásának fő okaként tartják számon, ugyanis a hőmérséklet befolyásolja a polimerek mechanikai tulajdonságait, a határfelületek érintkezési viszonyait és következésképpen a kopási és fáradási folyamatokat is. A hőmérséklet kritikus hatással van minden műanyagra, sokkal inkább, mint a fémekre és más anyagokra, mivel alacsony az olvadáspontjuk és gyenge hővezetőképességgel rendelkeznek, ezért az adott helyen keletkező hő koncentráltan megmarad és nem oszlik szét. Továbbá a hőmérséklet nehéz elméletileg megjósolni, mivel a fogaskerékanyag mechanikai tulajdonságai és a fog deformációja az érintkezés folyamán jelentősen változik, és ezt még inkább fokozza a valós érintkezési terület bizonytalansága (Dearn, et al., 2013) (Pogačnik, et al., 2013). A műanyagok a termikus tulajdonságaik miatt tribológiai szempontból nagyon érzékenyek az érintkezési hőmérsékletre. Itt főként a súrlódási melegedésre gondolhatunk, mivel a hőmérséklet kismértékű növekedése is jelentős és lépcsőzetes romlást okozhat a műanyagok mechanikai és tribológiai tulajdonságaiban. Fontos megjegyezni, hogy a kialakuló hőmérséklet az érintkezőfelek anyagától is jelentős mértékben függ (Mao, et al., 2010) (Kalin & Kupec, 2017) (Terashima, et al., 1986). Több kutatás is megerősítette, hogy a műanyag fogaskerekek érintkező felülete olyan magas hőmérsékletet képes elérni, hogy az helyi lágyulást okoz, ezáltal a felületi kopás drámaian megnő, és ez korai törést eredményezhet, ilyenkor termikus törésről beszélünk (Tsukamoto, 1979) (Tsukamoto, 1981) (Hooke, et al., 1993) (Bravo, et al., 2015) (Mao, et al., 2009). A hőmérséklet még azonos terhelés és sebesség mellett is nagymértékben változik a vizsgálóberendezés, a fogaskerekek mérete és alakja, a környezet, valamint a hűtési és fűtési viszonyok függvényében. Ráadásul a hőmérsékletet akár szét is választhatjuk fogtő-, fogoldal- vagy fogtest hőmérsékletre, amelyek szintén változnak az üzemi körülményekkel, ami azt jelenti, hogy még ugyanazon S-N (Wöhler) görbe adatainál, tehát különböző igénybevételek mellett is valójában más hőmérsékletet kapunk. Ez arra enged következtetni, hogy az eltérő vizsgálatokból, sőt még a különböző terhelési szintekből származó, nem hőmérséklet-szabályozott eredmények sem hasonlíthatók össze közvetlenül a hőmérsékletnek a műanyagokra gyakorolt jelentős befolyása miatt (Kalin & Kupec, 2017). Ezen okok miatt a műanyag fogaskerekek élettartamát nehéz előre pontosan megbecsülni.

A polimer fogaskerekek üzemszerszerű működés közben ismétlődő igénybevételnek, ezenfelül (i) a fogaskerék fogai hajlításnak, (ii) csúszásnak, (iii) nyírásnak és a (iv) másik foggal való ütközésnek vannak kitéve, ami egyrészt belső súrlódást, másrészt külső felületi (érintkezési) súrlódást okoz. Az anyagon belüli molekuláris szintű mozgás által létrejövő belső energia, annak köszönhető, hogy a feszültség és az alakváltozás nincs fázisban a viskoelasztikus tulajdonság

miatt, ezért a feszültség-alakváltozás görbe hurkot alkot, amelyet hiszterézisveszteségnek is nevezünk, és hő formájában jelenik meg. Ellenben a fém fogaskerekeknél a fogak deformációja olyan minimális, hogy a hiszterézisveszteség hatása elhanyagolható (Yousef, et al., 1973) (Kucherskii, 2005) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2006) (Sarita & Senthilvelan, 2019) (Radzevich, 2016) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2007). A külső felületi súrlódás a fog felszínén szintén hő formájában nyilvánul meg, és a súrlódási veszteségek hosszú távon az egész fog felmelegedéséhez vezetnek. A súrlódási hő egységnyi időre eső értéke főként a súrlódási erőtől és a csúszási sebességtől függ, amelyek a fizikai tulajdonságoktól függően változnak. A határfelületen keletkező súrlódási hő a két érintkező fog között oszlik el az anyagi tulajdonságainak megfelelően (Bravo, et al., 2015) (Koffi, et al., 1985) (Černe, et al., 2019) (Tian & Kennedy Jr, 1993) (Deng, et al., 2002).

A műanyag fogaskereknél a gördülési és csúszási súrlódás által létrehozott energia sokkal jelentősebb, mint a hiszterézis által létrehozott energia. Még annak ellenére is, hogy a műanyagok kisebb rugalmassági modulusa miatt a fogak kapcsolódása már az elméleti kapcsolódási pont előtt elkezdődik, azaz az egyik fog a másik fog hegyével érintkezik, ami csökkenti az érintkezési felületet, így megnöveli az érintkezési feszültséget, a deformációt és ezáltal a hiszterézisveszteséget (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004) (Koffi, et al., 1985).

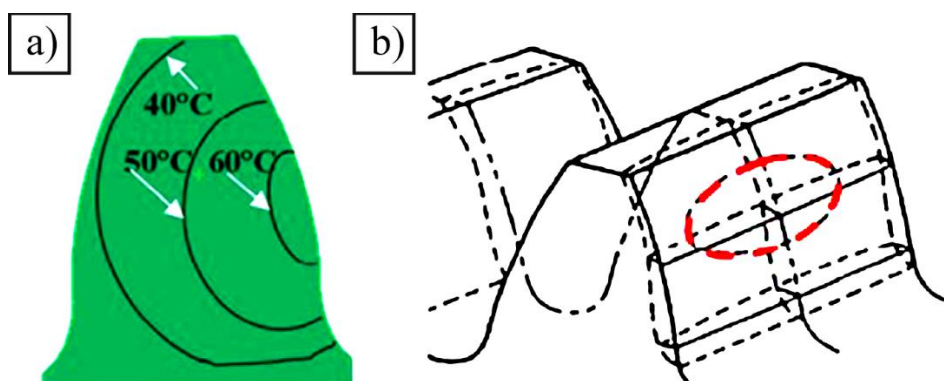
Kukureka és mtsai. által végzett kutatás eredményei megerősítették, hogy a súrlódási melegedéshez képest a viszkoelasztikus melegedés elhanyagolható, ez látható az 2.18. ábrán. (Kukureka, et al., 1999).



2.18. ábra Súrlódási és hiszterézisveszteség aránya (Letzelter, et al., 2010)

Terashima és mtsai. a fogfelületen lejátszódó hőmérséklet kialakulását tanulmányozták. Azt találták, hogy a legmagasabb hőmérséklet először a főpont régiójában jelenik meg (2.19. (a) ábra). Megerősítették azt is, hogy a fogoldal belső részének hőmérséklete 10°C -kal magasabb, mint a fogoldal külső része, amit beépített termoelemekkel mértek. Az ellipszis alakú területen, ami 2.19 (b). ábrán látható, a nyomás és a súrlódás kombinációjának hatása erőteljes, így ezen területen – amely a főpont környezetében található – alakul ki a legmagasabb fogtöreshőmérséklet. Ennek a hőmérsékletnek és eloszlásának számítása bonyolult és nehezen megoldható feladat. (Terashima, et al., 1986).

A főpont környezetében kialakuló nagy érintkezési nyomás az egyfogpárkapcsolódás jelenségével magyarázható (2.7. ábra). A kutatók megállapították, hogy az egyfogpárkapcsolódás szakaszában lép fel a legnagyobb Hertz-féle érintkezési feszültség, ami termikus károsodást okoz a felület ezen részén a felhalmozódó hő miatt. Ez az oka, hogy jellemzően fogtörés következik be a főpont környezetében (Düzcükoğlu, 2009) (Imrek, 2009) (Imrek, 2009).



2.19. ábra a) A hő keletkezésének forrása és a hőmérséklet eloszlása; b) A felgyülemlett hő jellemző területe (Düzcükoğlu, 2009)

A másik jelentős hőmérséklet komponens a villámhőfok hőmérséklet, amellyel kapcsolatban a kutatók azt tapasztalták, hogy a fogtónél és a fogcsúcsnál jelentkeznek, ahol a fogprofilok relatív görbületi sugara és a csúszási sebesség a legnagyobb. A villámhőfok mérése gyakorlatilag nem megvalósítható, ezért számítási módszerekkel határozható csak meg (Hooke, et al., 1993) (Mao, 2007).

A műanyagok mechanikai tulajdonságának hőmérsékletérzékenysége régóta ismert, és a műanyag fogaskerek működésében fontos szerepet játszik. Melegedés hatására a polimerek viszkoelasztikus tulajdonságai megváltoznak, és ezáltal működés közben a mechanikai viselkedésük is. A műanyagoknál az üvegesedési hőmérséklet az a paraméter, amely meghatározza, hogy az alapanyag milyen hőmérsékleten válik mechanikailag instabillá. Amikor a fogaskerék hőmérséklete eléri az adott anyag üvegesedési hőmérsékletét, akkor az anyag rugalmassági modulusa csökken, a csillapítási képessége pedig nő, és gumihoz hasonló viselkedést mutat, ilyenkor a repedések gyorsan bekövetkezhetnek. A fogaskerék fogainak csillapítása befolyásolja az üzem közbeni hiszterézis hőtermelés mértékét is (Letzelter, et al., 2009) (Letzelter, et al., 2010) (Kalácska, 2007) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2006).

Számos kutató vizsgálta a fogaskerek hőmérsékletének és teljesítményének kapcsolatát, és azt állítják, hogy a polimer fogaskerek teljesítményét és tartósságát negatívan befolyásolja a hőmérsékletemelkedés. Ezen kívül azt is megállapították, hogy a ciklusszám növekedésével a fogaskerék felületi hőmérséklete és az átviteli hatásfok egyaránt csökken, viszont az utóbbihoz a fogak kopása, valamint a fogak merevségének csökkenése is hozzájárul (Letzelter, et al., 2010) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2009) (Kalin & Kupec, 2017) (Walton, et al., 2002) (Walton, et al., 2002).

A fogaskerek hőmérsékletére jelentős hatással van a környezeti hőmérséklet. Mao és munkatársai tanulmányukban arról számoltak be, hogy a megnövekedett környezeti hőmérséklet hatására lényegesen csökkent az a nyomaték, amelynél a kis kopási sebesség emelkedése bekövetkezik. A szakirodalomban azonban kevés cikk foglalkozik a jól szabályozott fogaskerék hőmérsékletnek a kifáradási élettartamra gyakorolt hatásával (Mao, 2007). Ebben a témában Kalin és Kupec végeztek kísérleteket POM és acél fogaskerékpárosítás esetén. A fogaskerekeket 3 különböző terhelésen (1 Nm, 1,2 Nm, 1,4 Nm) és 3 kontrollált hőmérsékleti szinten (30 °C, 50 °C, 70 °C) járaták, és közben folyamatosan mérték a fogtó hőmérsékletét, majd ezt hasonlították össze a szobahőmérsékleten mért eredményekkel. A nem szabályozott körülmények között végzett vizsgálatoknál nyomatéktól függően akár 20-40 °C magasabb fogtó hőmérséklet is kialakult. Ugyanolyan beállítások mellett akár 8 °C-os eltérést is megfigyeltek. Kísérleteikkel igazolták, hogy a hőmérséklet hatása jelentős az élettartamra, és drámaian megváltoztatja azt. Például 70 °C-on akár négyszeresére, 50 °C-on pedig akár felére is csökkenti a 30 °C-on tapasztalt futási ciklust (Kalin & Kupec, 2017).

Terashima és társai több mint 60 kísérletet végeztek műanyag fogaskerekkel, és azt tapasztalták, hogy a meghibásodások többsége fogtörés volt, ami a főpont környezetéből indult ki. Megfigyeléseik szerint a főpont környezetében előforduló fogtörést a rendellenes kopás okozza, ami azzal magyarázható, hogy a főpontnál 15-20 °C-kal magasabb a hőmérséklet, mint a fogtónél. Ebből következik, hogy a műanyag fogaskerék hajlító igénybevételből származó kifáradási határértéke a főpontnál kisebb, mint a fogtónél (Terashima, et al., 1986).

Üzemszerű fordulatszám (1000 ford./perc) és kis terhelésből származó igénybevételnél a keletkező hőfelhalmozódás és a csúszási irány változása felületi repedések kialakulásához vezet a főpont tartományában, ami elősegíti a gödrösödés, idegen szóval a pitting kialakulását. A kis felületi gödrök az anyag tűrőképességének határát meghaladó, ismétlődő felületi érintkezési feszültség miatt keletkeznek. A gödrösödés túlzott zajhoz és rezgéshez vezet (Yousef, et al., 1973). Senthilvelan és Gnanamoorthy natúr PA66 fogaskerék esetében a főpont területén nagyszámú felületi repedést észleltek. Az érintkezési feszültség, a hőmérséklet és a fogaskerék anyagának felületi kifáradási szilárdsága mind befolyásolja a repedés keletkezését. Ez a folyamat fokozódik, amikor a fogaskerek fogai kenetlen körülmények között gördülnek le egymáson, mivel a műanyagok kis nyomószilárdsága miatt helyi deformáció jön létre, ami növeli az érintkezési felületet, így a tapadást, ezáltal a súrlódási együtthatót is, ami megnöveli a keletkező hő mennyiségét mind a fém-műanyag, mind a műanyag-műanyag fogaskerékpárok esetén. A polimer fogaskerekknél létrejött törési felületeken fehér foltok formájában olvadt területeket figyeltek meg a kutatók. Ez a repedésfelületek ismételt csúszása miatt kialakuló magas hőmérsékletre és a polimerek kis hőellenállására vezethető vissza (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004) (Mertens & Senthilvelan, 2015). Kukureka és társai hasonló jelenségre lettek figyelmesek, a gördülő csúszási körülmények között vizsgált, egymással párban futó PA66 tárcsáknál. Elkenődött rétegeket észleltek, ami szintén a felületek megolvadására utal a túlzott hő keletkezése miatt (Kukureka, et al., 1999).

Nagy terhelés és fordulatszám okozta igénybevétel során a leggyakrabban előforduló meghibásodási forma a hőkárosodás, amit a fog felületén felgyülemlett hő okoz (Düzükoğlu, 2009) (Düzükoğlu, 2009). Rövidtávú túlterhelés esetén ez még dominánsabban jelenik meg, és fogdeformációt vagy akár a műanyag fogaskerék rövid időn belüli megolvadását eredményezi (Zorko, et al., 2019) (Hasl, et al., 2018) (Lu, et al., 2019).

Senthilvelan és munkatársai műanyag fogaskerekekről szóló tanulmányukban arról számoltak be, hogy a súrlódás és a hiszterézisvesztés miatt keletkező hő a fogaskerek fordulatszámának emelkedésével nő, azonban a felületi hőmérséklet csak kis mértékben nő, és ennek csak nagy terhelés esetén van jelentősebb hatása. Az elvégzett vizsgálatok alapján nem figyeltek meg jelentős különbséget a tönkremeneteli módban a fordulatszám változása miatt adott feszültségszintnél. A fordulatszámmal szemben a fogaskerék fogain megjelenő feszültség nagysága, viszont erősen befolyásolja a meghibásodás módját. Kis terhelés mellett tehát a fordulatszámnak nincs hatása a fogaskerék élettartamára. Ellenben nagy terhelésnél a fordulatszám növelése jelentősen növeli az igénybevétel gyakoriságát, ezáltal a fogaskerek felületi hőmérsékletét, és a lokális hőmérsékletemelkedés a fogaskerék anyagának gyengüléséhez vezet, ami rontja a teljesítményt és csökkenti a fogaskerék élettartamát is. (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2007).

Singh és mtsa. szintén a terhelés és a fordulatszám hatását vizsgálták, és azt állapították meg, hogy a terhelés hatása 7-8-szor jelentősebb a műanyag fogaskerek felületi hőmérsékletemelkedését tekintve, mint a fordulatszámot (Singh & Singh, 2018).

Düzükoğlu a műanyag fogaskerek terhelhetőségét vizsgálta, és arra a megállapításra jutott, hogy a műanyag-acél fogaskerékpárnál bizonyos pv érték alatt, a fogaskerékpár néhány ciklus alatt eléri az egyensúlyi hőmérsékletet, és nem figyelhető meg további hőmérsékletemelkedés. A pv limit túllépésével azonban nem alakul ki az egyensúlyi hőmérséklet, hanem a fogaskerek tönkremenetelig folyamatosan emelkedik a hőmérséklet (Düzükoğlu, 2009). Pogacnik szintén ezt erősítette meg műanyag fogaskerékpár esetén, kiegészítve azzal, hogy az olvadás általi

tönkremenetel általában a fogaskerék tesztek első néhány órájában bekövetkezett (Pogačnik & Tavčar, 2015).

A fogaskerék deformációval járó hőmérsékleti túlterhelés kritikus a polimer fogaskerékpárok esetében száraz üzem, nagy terhelési szint és nagy fordulatszám esetén. Az olaj kenés biztosítása csökkenti a súrlódást és jobban elvezeti a hőt, így megelőzi a termikus károsodásokat. Az élettartam jelentősen meghosszabbodik; az olajkenésnél a gödrösödés a tipikus meghibásodási mód (Tavčar, et al., 2021).

Düzcükoğlu belső olajkenéssel ellátott forgácsolt PA hajtó fogaskereket járatott együtt acél fogaskerékkel emelt terhelésen 1750 ford./perc mellett, és a következőket tapasztalta: 6,12 Nm-es terhelésen a fog felületének hőmérséklete 66°C-on stabilizálódott. Majd megnövelte a terhelést 10,32 Nm-re, ezt követően viszonylag gyorsan megemelkedett a hőmérséklet 83°C-ra. Azt követően ismét megemelte a terhelést 16,53 Nm-re, ami esetén 120 °C-nál stabilizálódott. A terhelés növekedés hatására megnövekedett a fogaskerék deformációja is, és ez az anyag lágyulásához vezetett, ami következtében a kopás mértéke is növekedett, és főként a fogtő és a fogcsúcs területén volt megfigyelhető. A fogaskerék fogainak egy része vagy a teljes fog törése hirtelen következett be a fogfelületi hőmérséklet emelkedésével. Ilyen mértékű terhelésen az élettartam erősen lecsökkent (Düzcükoğlu, 2009).

A műanyag fogaskerekek hőmérsékletének csökkentésére és az egyenletesebb hőeloszlás biztosítására az acél fogaskerékkel való párosítás jó megoldást nyújt, azonban a műanyag fémkombinációnak is megvannak a hátrányai (Düzcükoğlu, 2009). Több kutató is vizsgálta a fém fogaskerekek felületi érdességének a hatását, és azt állapították meg, hogy a nagyobb felületi érdesség a műanyag fogaskerék felületén magasabb felületi hőmérsékletet, valamint erőteljesebb kopást eredményezett (Mertens & Senthilvelan, 2015). A felületi érdesség viszont függ a fogaskerék gyártási eljárásától, ezt erősítették meg Mertens és társai a tanulmányukban. A fém fogaskerekeket többféle eljárással gyártották, és ezeket műanyag fogaskerekekkel járaták együtt. A szikraforgácsolással készített fém fogaskerekek esetében több hő termelődött járatás közben, mint a forgácsolt fém fogaskerekek esetében, mivel a szikraforgácsolt kerek keménysége és felületi érdessége is nagyobb (Mertens & Senthilvelan, 2016).

Evans és Keogh tribológiai pin-on-disc kísérleteket végzett annak érdekében, hogy a műanyag-fém fogaskerékpár hőreakciójának előrejelzését kidolgozzák. A kísérleti eredmények jó egyezést mutattak az általuk létrehozott végesselemes modellel a hőmérsékletemelkedés előrejelzésére (Evans & Keogh, 2016).

Zhang és társai FDM technológiával előállított műanyag fogaskerekek esetében azt állapították meg, hogy a felhasznált anyagok rugalmassági modulusa nem áll közvetlen összefüggésben a fogaskerekek teljesítményével. A járatott fogaskerekek szemrevételezéséből kiderült, hogy a meghibásodások többsége termikus fogdeformációnak köszönhető (Zhang, et al., 2020).

Mao és társai megállapították, hogy a műanyag-műanyag fogaskerékpár esetében nagyobb mértékű termikus károsodás következik be, mint a műanyag-fém párosítás esetében. Ennek az az oka, hogy a műanyag-műanyag párosításnál létrejövő hő főként konvekcióval távozik a környezetbe. Ez még mérsékelt terhelési körülmények között is hőmérséklet emelkedést jelent az érintkezési felületen. A műanyag-fém fogaskerékpárnál a hőelvonás mértéke nagyobb, mivel mind a hővezetés, mind a konvekció jelensége érvényesül (Mao, et al., 1996)

A fogaskerekeknél keletkező hő a felületről konvekciós elven részben elvezethető, ezért a kutatók az érintkezési felületen keletkező hőkárosodás mérséklésére különböző hűtőfurat kialakításokat tanulmányoztak (Düzcükoğlu, et al., 2010). Kim a műanyag fogaskerekek hőelvezetésének lehetőségeit vizsgálta, ezek közül az egyik megoldás a fogtestbe fűrt lyuk, a másik pedig az ebbe a lyukba helyezett acélcsap. A poliamid hajtó fogaskerekeknél a fogak felületi hőmérsékletét 3-10 °C-kal képes volt csökkenteni az említett eljárásokkal, ami a kopási ráta 30%-os csökkenését eredményezte, és az élettartamot pedig több mint 4-szeresére növelte azonos üzemi feltételek

mellett. Ennek a magyarázata az, hogy a poliamid fogfelületének hőmérséklete nem érte el az üvegesedési hőmérsékletet, így az anyag degradációja és a mechanikai tulajdonságok romlása elkerülhető, ami a kopási feltételek nagymértékű javulásához vezet, ezáltal mérsékelve a kopási sebességet, valamint a repedések kialakulásának és terjedésének késleltetését hozza magával. Ezzel ellentétben a polioximetilén hajtó fogaskerék fogak keresztmetszetének megváltozása a kopás növekedését okozta. Ezek szerint feltételezhetjük, hogy az alkalmazott terhelés és a merevség változása miatt létrejött képlékeny alakváltozás hozzájárul az erőteljes kopáshoz (Kim, 2006).

Mertens és mtsai. a sűrített levegős hűtés hatását vizsgálták, és azt állapították meg, hogy sűrített levegőt alkalmazva a műanyag fogaskerekeknél képesek 15 °C-ot csökkenteni a fogtest hőmérsékletén, ami a kopásállóság 100%-os javulását, valamint az átviteli hatásfok 2%-os növekedését eredményezte (Mertens & Senthilvelan, 2016).

A műanyag fogaskerekek hőmérséklet mérséklésére többféle megközelítést is alkalmaztak a kutatók. Imrek az előzőektől eltérően a fogaskerékgeometria módosításának lehetőségét vizsgálta. Az egy- és kétfogpár kapcsolódási zónákban figyelembe vette a fogszélesség és terhelési erő hányadosát (F/b), és az egyfogpárkapcsolódás szakaszán kiszélesítette a fogaskerekeket. Ezt követően a geometriailag módosított és módosítatlan fogaskerekek teljesítményét vizsgálta három különböző terhelési szinten. Azt találta, hogy a módosított PA 6 fogaskerekek fogtesthőmérséklete alacsonyabb szinten stabilizálódott, illetve kedvezőbb kopási sebességet és nagyobb teljesítményt figyelt meg (Imrek, 2009).

2.6.3 Kifáradás

A műanyag fogaskerekek felületi kifáradásával kapcsolatos tanulmányok száma csekély, az anyagtulajdonságra vonatkozó tapasztalati együtthatók csak néhány anyagra érhetők el. A szakirodalomban nem áll rendelkezésre elegendő mérési adat a műanyag fogaskerekek anyagainak érintkezéssel kapcsolatos kifáradási tulajdonságaira (Bravo, et al., 2015).

A fogaskerekek működésükből kifolyólag periodikusan ismétlődő igénybevételnek vannak kitéve, ezenfelül gyakran jelentős hőterhelést is elszenvednek, ami hosszútávon hozzájárul az anyag kifáradásához még annak ellenére is, ha az ébredő feszültség nem éri el az anyag folyáshatárát. A műanyag fogaskerekek esetében a fáradásos károsodás két jellemző formáját azonosították: a fogtő hajlítás okozta kifáradást és a fogoldalán jelentkező érintkezési kifáradást, ez utóbbi gyakran gödrösödéssel jár együtt. Ezeket a nemzetközi fogaskerék szabványok, mint a DIN 3990, VDI 2637 figyelembe veszik a méretezésnél. A mechanikai elemek fáradásos tönkremenetelének teljes folyamata a következőkre osztható: (i) mikropredések kialakulása; (ii) rövid repedések növekedése; (iii) hosszú repedések növekedése és a (iv) végső tönkremenetel bekövetkezése. Az első két szakaszt általában „repedéskezdeményezési időszaknak”, míg a hosszú repedésnövekedést „repedésterjedési időszaknak” nevezik (Bravo, et al., 2015) (Fernandes, 1996) (Alban, 1985) (Osman & Velez, 2012) (Walton & Shi, 1989).

Több kutatás megerősítette, hogy a kompozitokhoz képest a natúr, erősítetlen polimerek kevésbé érzékenyek a fáradásos meghibásodásra hosszú, több mint 10 millió futási ciklus felett (Tavčar, et al., 2018) (Tavčar, et al., 2021).

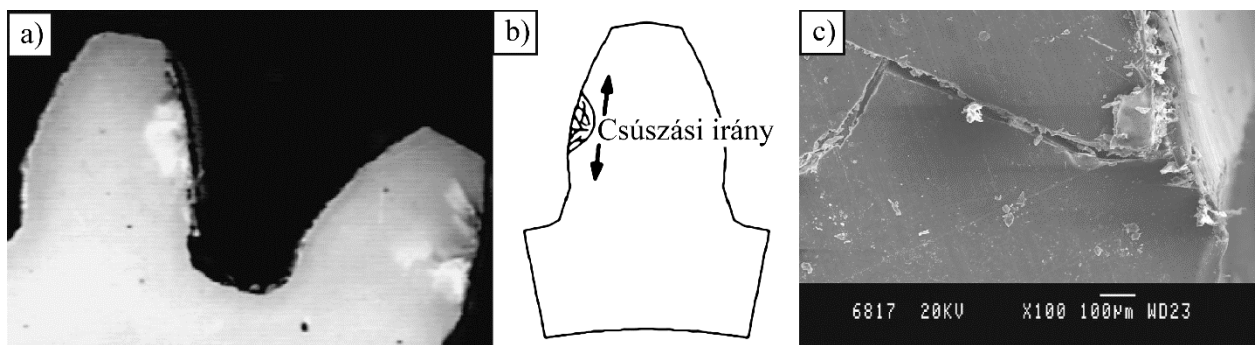
Az evolvens fogprofilnál a két görbült felület terhelés alatti érintkezésekor elméletben az érintkezés vonal vagy pont mentén megy végbe, azonban a valóságban az anyag rugalmassági modulusától függően ez lehet kör vagy ellipszis alakú terület is. Az ilyen kis érintkezési területek következtében a felületen és annak környezetében kialakuló Hertz-féle (nyíró)feszültségek rendkívül nagyok lehetnek. A fogaskerék fogain gördülő és csúszó érintkezés egyaránt végbe megy, ami további igénybevételnek teszi ki az érintkező felületeket, és ez hozzájárul a fog felületének kifáradásához. A gördülési érintkezési kifáradás kialakulását és terjedését okozó mechanizmusok még nem teljesen tisztázottak (Fernandes & McDuling, 1997) (Alfredsson, 2000) (Podrug, et al., 2008).

A kutatók azt figyelték meg, hogy a terhelési szint csökkenésével a fogoldal kifáradási élettartam sokkal gyorsabban csökken, mint a fogtőhajlító kifáradási élettartam. A fogoldal fáradásos tönkremenetele, mint például a gödrösödés és a fogszélek lepattogzódása tipikusan kis terhelési körülmények között következik be, míg a fogtőhajlító fáradásos meghibásodása nagy terhelés esetén jelentkezik, amelyet Illenberger és társai figyeltek meg PEEK (Illenberger, et al., 2019), Lu és társai pedig POM fogaskerek esetében (Lu, et al., 2020).

Chen és társai a fogaskerék tangenciális sebességkomponensét azonosították, mint az egyik olyan tényezőt, amely hatással van a fogaskerek kifáradására (Chen, et al., 1981).

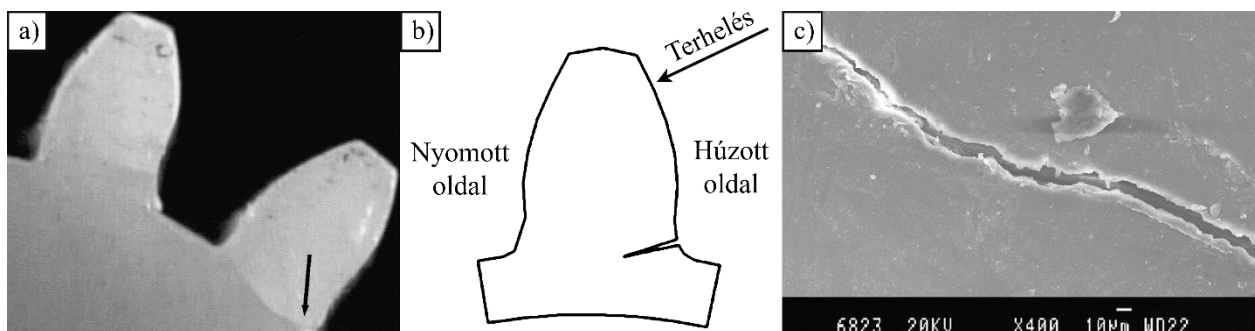
Senthilvelan megállapította, hogy az ébredő maximális nyírófeszültség mélysége nagyobb a kis rugalmassági modulussal rendelkező fogaskerék alapanyagoknál. Például a PA66 és az acél fogaskerek rugalmassági modulusa 2,7 és 200 GPa, ami 0,1 és 0,02 mm nyírási mélységnek felel meg. Az érintkező anyag rugalmassági modulusának csökkenése növeli az ébredő maximális nyírófeszültség felszíntől mért távolságát. Nagyobb nyírófeszültség mélységnél csökken a repedés terjedésének esélye a felszín közelében, ami a gödrösödés kisebb valószínűségéből következik (Sarita & Senthilvelan, 2019).

Senthilvelan és Gnanamoorthy a PA66 fogaskerek meghibásodási mechanizmusait vizsgálták kenetlen körülmények között, és azt tapasztalták, hogy kis igénybevétel (15 MPa hajlító feszültség) mellett a felületi repedések domináltak. A főpont környezetében kialakuló repedések és törés az anyag fogyásából fakadó szilárdságcsökkenés miatt következett be, amelyhez a magas hőmérséklet is hozzájárult, és végül nyíró igénybevételből származó tönkremenetelt eredményezett (2.20. ábra).



2.20. ábra a) A főpont környezetében kialakuló repedések (15 MPa hajlító feszültség) b) A repedés kialakulásának sematikus ábrája c) Elektronmikroszkópos felvétel a főpont környezetében kialakult repedésekről (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004).

Nagyobb igénybevétel (20 MPa hajlító feszültség) mellett a fogak nagymértékű deformációját és a fém fogaskerékhez hasonlóan fogtőnél létrejövő repedéseket figyeltek meg, ami végül fogtöréshez vezetett (2.21. ábra). Ettől nagyobb terhelés (25 és 30 MPa hajlító feszültség) esetén a fogaskerek termikus károsodást szenvedtek, és a fogaskerek hőmérséklete folyamatosan emelkedett a tönkremenetel pillanatáig. Ilyen terhelés mellett a fogtőnél repedéseket tapasztaltak, és a fogak maradót alakváltozást szenvedtek (2.22. ábra) (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004).



2.21. ábra a) A fogtónél kialakuló repedések (20 MPa hajlító feszültség) b) A fogtónél kialakuló repedés sematikus ábrája c) Elektronmikroszkópos felvétel a fogtónél kialakult repedésről (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004).

Lu és mtsai. acél és PEEK fogaskeréppárral végzett kísérletei megerősítették, hogy a főpont közelében megjelenő mikroméretű gödröcskék vezetnek az ezen a területen létrejövő fogtöréshez kis terhelési szinten (Lu, et al., 2019).

Tsukamoto és mtsai. számos kísérletet végeztek a műanyag fogaskerekek kifáradásának megértése érdekében. Eredményeik rámutattak, hogy a mechanikai igénybevétel legtöbbször a főpont környezetében okozott fáradásos fogtörést, viszont ez csak kenetlen körülmények között volt jellemző. Olajkenés alkalmazása esetén a főpont környezetében nem alakult ki gödrösödés.

(Tsukamoto, 1979) (Tsukamoto & Terashima, 1986) (Tsukamoto, 1983) (Tsukamoto, 1985).

Tavčar és mtsai. szerint a fogtő vagy a főpont környezetében bekövetkező fáradásos törés, amit a 2.22. ábra mutat, zsírkenéssel ellátott, nagy terhelésű műanyag fogaskerekek várható meghibásodási módja (Tavčar, et al., 2021). Hasonló jelenségről számolt be Sarita és Senthilvelan, akik acél és PA66 fogaskerékpárt járattak együtt kis terhelésen, és szintén a főpont közelében figyeltek meg gödrösödést (Sarita & Senthilvelan, 2019).



2.22. ábra Fogtónél bekövetkező fogtörés (Tavčar, et al., 2018)

2.6.4 Kopás

Az anyagvesztésen túl, amely funkcionális meghibásodáshoz vezet, a felület kopása a fogaskerékpár rezgési jellemzőinek és zajszintjének megváltozását is előidézi. A fogkapcsolódás rendkívül érzékeny a felületi geometriára. A kopófelület hatással van a fogaskerék érintkezés jellemzőire, és képes megváltoztatni az érintkezési feszültséget és a terheléeloszlást, aminek következtében más tönkremeneteli mechanizmusok válhatnak dominánssá. A kopás mechanizmusai még a fogaskerék érintkezési jellemzőknél is összetettebbek. Az egymással érintkező felületek kopásjellemzőinek pontos leírásához számos paramétert kell figyelembe venni. Ilyen a görbületi sugarak, a csúszási sebességek, a normál terhelés, az érintkezés helye, az érintkező anyagok és a környezeti hőmérséklet stb. Ezen kívül a kenés körülményeit befolyásoló tényezőkkel, a kenőanyag jellemzőivel és a felületi érdességgel is számolni kell (Kahraman & Ding, 2013) (Hoskins, et al., 2011) (Breeds, et al., 1993). A rugalmassági modulus és a keménység szintén hatással vannak a kopásra (Kurokawa, et al., 1999).

Santos és munkatársai megállapították, hogy a nagyobb fokú kristályosság növelheti a rugalmasságot, amikor a polimerek hőmérséklete az üvegesedési hőmérséklet fölé emelkedik (dos Santos, et al., 2013). A nagyobb kristályosság továbbá erősebb intermolekuláris erőkkel párosul, ami a polimert keményebbé, de ridegebbé teszi, illetve a polimeren belüli amorf régiók plaszticitást

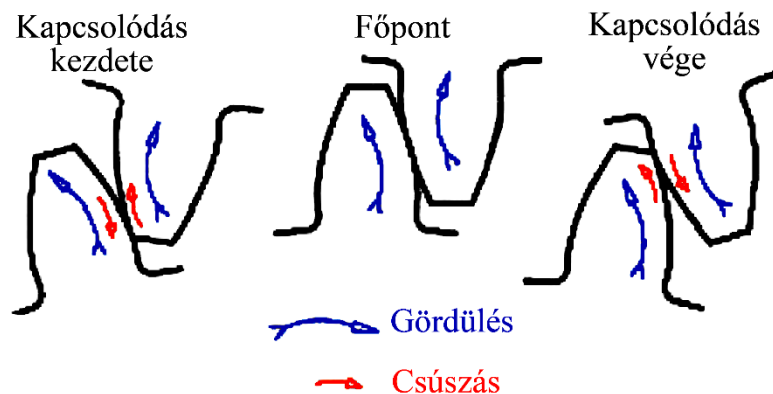
és ütésállóságot biztosítanak, ezáltal nagyobb kopásállóság érhető el ilyen polimerekkel (Carragher Jr, 2007).

Mertens és társai részletes méréseket végeztek a kopás témakörében, és azt figyelték meg, hogy a járatás kezdeti szakaszában a vizsgált fogaskerek a fejkör és a fogtó régiójához képest kisebb kopást mutattak a főpont régiójában. Ez a jelenség a csúszási sebesség eltérésére vezethető vissza, mivel a fejkör és fogtó területén a csúszási sebesség jóval nagyobb, mint a főpont környezetében (Mertens & Senthilvelan, 2018).

A kopás szempontjából elengedhetetlen a kapcsolódó fogaskerek fogai között lejátszódó csúzó és gördülő súrlódás megértése. Amikor két fog érintkezése létrejön, akkor először a hajtófognak a töve érintkezik a hajtott fogaskerék fogának a fejcsúcsával, a folyamat további mozzanata, hogy a két fog oldalai egymáson csúszva gördülnek. A csúszás értéke a két szélső helyzetben a legnagyobb, tehát a kezdeti és a végső kapcsolódási pillanatban, viszont nulla az értéke a főpontban. Ez az a momentum, amikor a kapcsolóvonal eléri a gördülőkört, és a csúszás iránya ellentétesre vált a gördülőkörön való áthaladásakor (2.23. ábra) (Keresztes, 2009).

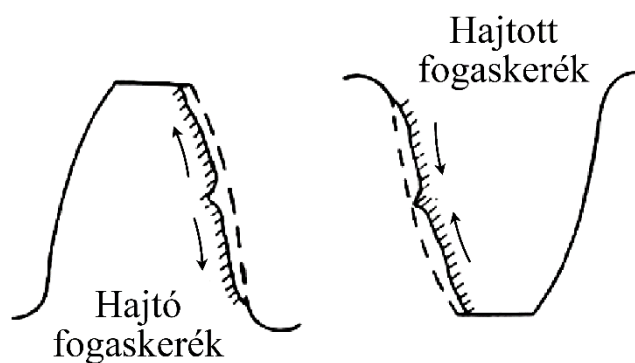
Mao és társai kopás vizsgálataik során a következőket tapasztalták: a hajtó fogaskerék fogoldalán az osztókör alatt az anyagleszakadásnak a nyomai láthatók, ahogy a fogak a csúszás irányával szemben gördülnek. A hajtott fogaskeréknél a főpont felett a kopás simább, mivel a fogak ugyanabban az irányban gördülnek és csúsznak. A kopott fogfelület mintázata megkülönböztethető attól függően, hogy hajtó vagy hajtott fogaskerékről beszélünk (Mao, et al., 2009).

A hajtó fogaskeréknél jellemzően bekövetkező törés a fogkopással függhet össze, ami a 2.23. ábrán látható, ahol a súrlódási irányokat nyilak jelzik. A műanyag fogaskerekéknél jellemző sajátos kopási formák a már említett csúszási irány megváltozása miatt, tehát az eltérő irányú súrlódási erők hatására alakulnak ki. A csúszás a hajtó fogaskerék főpontjától távolodva „vályút”, míg a hajtott fogaskerék főpontjához közeledve pedig „gerincet” hoz létre (2.24. ábra). A hajtó fogaskerék kopási vályúja csökkenti a fog keresztmetszetét az adott részen, és feszültségkoncentráció növelő hatása van, ami végül töréshez vezethet. Ezzel szemben a hajtott fogaskeréknél lévő gerinc általában egyszerűen letörik. A tipikusan kopott fogprofil két „fésűszerű” kopási zónára bontható, az egyik a foghegyétől indul és a főpontig tart, a másik pedig a főponttól a fogtőig, ez látható a 2.25. ábrán (Breeds, et al., 1993) (Mao, 2007).



2.23. ábra Gördülés/csúszás sematikus ábrája (Mao, et al., 2009).

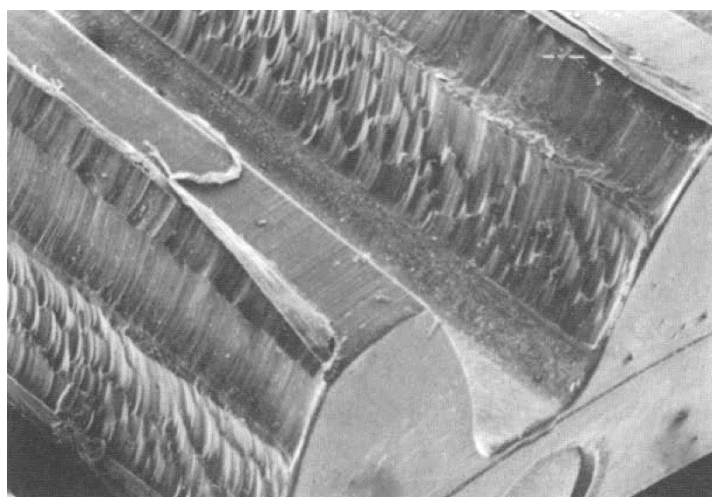
A műanyag fogaskerek kopását előnyösen befolyásolja a fordulatszám növelése, mivel az egyfogpár kapcsolódás periódus ideje csökken. Ezzel szemben a nyomaték növekedésével a fogak deformációja miatt forgási késleltetés lép fel, aminek hatására a fogoldal osztókör alatti részén túlzott kopás jön létre. A nyomaték növekedésével a hőmérséklet kisebb mértékű a fogtőnél, mint a fogoldalon, ahol az érintkezés történik (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2004) (Yousef, et al., 1973).



2.24. ábra Sajátos kopási formák a műanyag fogaskerék fogfelületén (Mao, et al., 2009).

A műanyag fogaskerek fogkopásának hirtelen növekedése (a fogprofil változása) a fogak érintkezési pontjánál fellépő hőmérséklettel függ össze, amely a kritikus terhelés felett jelentkezik (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2006) (Mao, 2007) (Kim, 2006).

Hooke és munkatársai a POM fogaskerekeknél a kritikus terhelés feletti járatás során a hőmérséklet és a kopási sebesség jelentős emelkedését figyelték meg. A kísérlet közben folyamatosan mérték a fogaskerek átlagos felületi hőmérsékletét, és megállapították, hogy az megközelítőleg arányos az átvitt nyomatékkal, viszont a fordulatszámától egyáltalán nem függ (Hooke, et al., 1993). További vizsgálatokkal arra jutottak a kutatók, hogy a poliacetál fogaskerek esetében éles átmenet van a kis és a nagy kopási sebesség között, amikor az átvitt terhelés a kritikus pont fölé emelkedik (Mao, et al., 2010) (Mao, et al., 2015).



2.25. ábra POM hajtott fogaskerék kopásának elektronmikroszkópos felvétele (Breeds, et al., 1993)

Mao és társai kiterjedt vizsgálatokat végeztek eltérő fogaskerékgeometriákkal, terhelésekkel és különböző anyagpárosításokkal. A poliacetál fogaskerékpár súrlódási együtthatója és a kopási sebessége nagy terhelés mellett teljes mértékben a felületi hőmérséklettől függ. Ilyen üzemi körülmények mellett a kopást találták uralkodó meghibásodási formának, különösen a kritikus terhelés feletti tartományban, ahol a hőmérséklet és a kopás sebességének jelentős emelkedését figyelték meg. A kopási arány drámai növekedése feltehetően két tényezőnek tudható be. Az egyik az, hogy a fogaskerék fogainak hajlítófeszültsége eléri az anyag folyáshatárát, a másik pedig a fogaskerék termikus lágyulás miatti meghibásodása (Mao, et al., 2009). Ezzel Lancaster modell alapú pin-on-disc teszt eredményei is összhangban vannak (Lancaster, 1971). Erre a jelenségre az lehet a magyarázat, hogy a kopási sebesség átmenet összefügg azzal, hogy a felületen létrejövő villámhőfok hőmérséklet eléri az anyag olvadáspontját, ami POM esetén $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ vagy a fogtest éri el a maximális hosszútávú üzemi hőmérsékletet ($110\text{ }^{\circ}\text{C}$) (Hooke, et al., 1993).

A polimer és kompozit fogaskerekék élettartama kenés nélkül futva egyaránt függ a fogaskerekék fáradási szilárdságától és a fogaskerék anyagának kopásállóságától. A fáradási viselkedés viszonylag jól ismert, és a legtöbb tervezési szabvány erre a tönkremeneteli módra összpontosít, figyelmen kívül hagyva a fogak kopását. Bizonyított azonban, hogy sok anyag esetében, különösen kis terhelésnél, nem a fáradás, hanem a fogkopás határozza meg az alkatrész élettartamát (Hooke, et al., 1993).

Több kutató szerint a polimer anyagpár tribológiai jellemzői tribológiai modell vizsgálatokkal, mint például pin-on-disc vizsgálattal nem határozhatók meg kellő pontossággal fogaskerék alkalmazások esetében a fogak érintkezésének összetettsége miatt, ezért ezeket mindig ki kell egészíteni szabványos fogaskerékvizsgálatokkal vagy ikertárcsás (twin disc) vizsgálattal, hogy a kopási tényezőt megállapítsák (Wright & Kukureka, 2001) (Tavčar, et al., 2021) (Moder, et al., 2018). A problémás anyagkombinációk elkerülésével a legtöbb esetben kiküszöbölhető a kopási meghibásodás, és csak néhány anyagpárosítás (POM/POM, PA6/POM) esetében tipikus károsodási mechanizmus a kopás (Pogačnik & Tavčar, 2015).

Az átvitt terhelés alacsony szinten tartása esetén a tribológiaiilag nem kompatibilis anyagokból – például azonos anyagok – készült fogaskerékpárok jellemzően anyagkopás miatt fognak meghibásodni, mivel mind a fellépő feszültségek, mind a hőmérséklet alacsony szinten maradnak. Ahogy növekszik az átvitt terhelés úgy változik a kopásról más meghibásodási módra a fogaskerék fő károsodási formája (Bravo, et al., 2015).

A műanyag-fém anyagpárosításnak számos előnye van, azonban kopás szempontjából figyelmet kell fordítani a fém fogaskerekék felületére, mivel a nagyobb érdességcsúcsok mélyebben behatolnak a polimer felületébe. Akkurt a felületi érdesség hatását vizsgálta POM-acél fogaskerékpár kopása kapcsán. Az acél fogaskerekereket különböző felületi érdességgel gyártották le. A POM fogaskerekerek erősebb kopást mutattak, ha nagyobb felületi érdességű fogaskerekerekkel járatták őket együtt (Akkurt, 1995). A gyakorlatban a kopási sebesség változik, mivel az érdesség csúcsok közötti területek fokozatosan kitöltődnek a levált polimer anyaggal, amely transzferréteget képez, és csökkenti a behatolást, következésképpen lassítja az anyageróziót (Zorko, et al., 2019). Ezért a kopási tönkremeneteli forma jellemző meghibásodási mód az acél fogaskerékkal párosított műanyag fogaskerekereknél alacsony terhelési szinten száraz- vagy akár zsírkenés mellett is (Tavčar, et al., 2021).

Chen és munkatársai poliamid 66 fogaskerékpár vizsgálata során hasonlóan arról számoltak be, hogy az érintkező felületek között kialakuló vékony transzferréteg csökkenti a súrlódást és a kopást (Chen, et al., 2000).

Keresztes és mtsai. megállapították, hogy a műanyag-fém fogaskerék párosításnál a gördülési súrlódás a főpont és annak közvetlen környezetében történik. A csúszó súrlódás a főpont zónája előtt és utána jelentkezik, és a gördülési súrlódás hatása igénybevétel szempontjával sokkal kisebb (Keresztes, et al., 2009).

Tsukamoto acél-műanyag fogaskerékpár fogprofiljának változását vizsgálta, azt találta, hogy a hajtó PA fogaskerék fogprofiljának változása nagy volt a kapcsolódás kezdőpontjától a főpontig, és minimális a főponttól a kapcsolódás végéig. A PA fogaskerék élettartama is hosszabb volt, ha hajtott fogaskerékként alkalmazták (Tsukamoto, 1983).

Zorko és mtsai. vizsgálata során megállapították, hogy az acél és PEEK fogaskerékpár esetén a különböző üzemeltetési körülmények határozzák meg a tönkremeneteli módot. Száraz futás vagy zsír kenés esetén a kopás a domináns tönkremeneteli mód (Zorko, et al., 2019). A PEEK fogaskerekerek a fogtónél törnek el a kopás okozta csökkent fogkeresztmetszet miatt, és nem pedig fáradás vagy hőmérsékleti túlterhelés miatt. Ha az acél/PEEK fogaskerekereknek olaj kenést biztosítanak, a tartósság javul, és az aktív fogoldalon a gödrösödés kialakulása lesz a jellemző meghibásodási mód (Illenberger, et al., 2019).

Li és mtsai. többféle műanyag fogaskerekpár kopási viszonyait vizsgálták. Kísérleteikben módosították a fogoldal a fogcsúcs területén, ami által csökkenteni tudták a kopási sebességet (Li, et al., 2011).

Az üzem közben fellépő egyenletes kopás növeli a holtjátékot, és hozzájárul a kényszerrezgések növekedéshez. Senthilvelan és Gnanamoorthy ennek a rezgésnek a mérésére gyorsulásmérőt használtak, ezáltal előre tudták jelezni a fogaskerék meghibásodását (Senthilvelan & Gnanamoorthy, 2003).

2.6.5 A tönkremeneteli átmenetek magyarázata

Az azonos anyagpár viszonylag nagy terhelésnél a túlzott hőmérsékleti terhelés miatt fog tönkre menni, míg kisebb terhelésnél kopás, kenés esetén pedig kifáradás, azaz fogtörés lesz a jellemző tönkremeneteli forma (Singh & Singh, 2018).

Breeds és mtsai. azt állapították meg, hogy a fogaskerekék élettartamát kis terhelés (7 Nm) mellett a kopás határozza meg, míg nagy terhelésnél (7 Nm felett) a megengedett maximális felületi hőmérséklet a korlátozó tényező POM fogaskerekpárnál (Breeds, et al., 1993).

Mao és társai tanulmánya annyiban egészíti ki az előzőekben leírtakat, hogy a kis terhelésnél a kopás mellett a kifáradásból fakadóan a fogtő és a főpont környezetében repedéskezdeményezések alakulhatnak ki, amelyek fogtöréses meghibásodáshoz vezethetnek (Mao, et al., 2009).

Sarita és Senthilvelan tanulmányukban arra a következtetésre jutottak, hogy a vizsgált műanyag fogaskerekék meghibásodási módja kent körülmények között jelentősen eltért a kenésmentes körülmények között tapasztaltaktól. Száraz, kenetlen körülmények között, amikor a vizsgált fogaskerekék kis terhelésnek (1,8 Nm) voltak kitéve, a főpont közelében a felület gödrösödése volt megfigyelhető. Nagyobb terhelésnél (3,5-4,5 Nm) a fogtő közelében létrejövő rendellenes kopás, a csúszásirány megváltozásából és a fogfelületen kialakuló hőfejlődésből fakadóan a fogaskerék főpontjának a régiójában felületi repedések jöttek létre (Sarita & Senthilvelan, 2019).

Hirtelen bekövetkező terheléscsúcsok okozhatnak fogtőnél bekövetkező törést (2.22. ábra). A kenés nélkül, szárazon futó fogaskerekék főként túlzott kopástól mennek tönkre, míg a kenéssel ellátott fogaskerekék, jellemzően gödrösödés és fogtőkifáradásos-törésektől hibásodnak meg (Zorko, et al., 2019) (Hasl, et al., 2018) (Lu, et al., 2019).

Bravo és mtsai. a műanyag fogaskerekék terhelési tartományának változtatásával igazolták, hogy a károsodás módja erősen függ az alkalmazott terheléstől. Rámutattak arra is, hogy a kifáradás előrejelzési pontossága limitált az üzemi adatok hiánya miatt, ami korlátozza a műanyag fogaskerekék széleskörű használatát nagy terhelési körülmények között (Bravo, et al., 2015).

Yousef és társai a fogaskerék kísérletek során a kenetlen fogaskerekéknél kopásról, gödrösödésről és lokális olvadásról számoltak be, míg a kent fogaskerekéknél hajlítógénybevételből származó kifáradásos törést figyeltek meg a fogtőnél (Yousef, et al., 1973).

Hasl és mtsai. megállapították, hogy a terhelési szint csökkenésével a tönkremeneteli mód a túlterheléses fogtörésről fáradásos fogtőtörésre változik. A terhelés további mérséklése növeli az élettartamot, és a meghibásodási mód kopásra, a fogtő vagy a fogoldal kifáradására változik. A fogoldal kifáradása, a gödrösödés megjelenése azonban csak olajkenéssel érhető el, ellenkező esetben a kopási mechanizmus dominál (Hasl, et al., 2018).

A PA fogaskerék súrlódási együtthatója és kopási sebessége, valamint a meghibásodása is eltér a POM fogaskeréktől. Főként a fogtő- és az osztó kör mentén létrejövő törés a jellemző a kopás helyett. Érdekes jelenség a kopási és meghibásodási viselkedés eltérő anyagpárosítás esetén, különösen, ha a POM a hajtó és a PA a hajtott fogaskerék, ami jobb teljesítményt nyújt, mint fordított esetben (Mao, et al., 2009). (Li, et al., 2011).

Mohsenzadeh és mtsai. fröccsöntött POM fogaskerekpárokkal végeztek kísérleteket, 6,8 és 10 Nm nyomatóknak tették ki őket, és a fogaskerekéknél a felületi repedés és törés volt a jellemző

tönkremenetel, míg nagyobb 12 Nm nyomatékszintnél már a fogak hőmérsékletének emelkedése az anyag gyengüléséhez vezetett (Mohsenzadeh, et al., 2022).

Az acélok és a műanyagok hőtani tulajdonságai jelentősen eltérnek, ami az élettartamra és a meghibásodási módokra erős befolyást gyakorol. Emiatt például az acél és műanyag fogaskerékpár tönkremenetele nagymértékben különbözik a műanyag fogaskerékpárnál tapasztaltaktól. Például a hajtó acél és hajtott POM párosításnál jellemzően a fogtő kifáradása és az ott bekövetkező törés dominál, míg a POM fogaskerékpárnál a meghibásodás a fogak erőteljes kopása miatt következik be (Düzcükoğlu, 2009).

A fém fogaskerék és a polimer meghajtású fogaskerék párosára jellemző a megnövekedett kopási arány, az érintkező felületek keménysége közötti nagy különbség miatt. A fém fogaskerék megfelelő megmunkálásával és a fogaskerék foghegyének domborításával jelentősen csökkenthető a kopási arány (Zorko, et al., 2019). Fokozott kopás esetén a fogprofil geometriája sérül. Az első fázisban a zajszint és a hőmérséklet megnő a helytelen fogkapcsolódás miatt. Később a fogak keresztmetszete jelentősen csökken, ami fogtöréshez vezet (Zorko, et al., 2019).

2.7. A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése

A fellelhető műanyag fogaskerék szakirodalmat figyelembe véve a következő célokat tűztem ki:

- A kevésbé kutatott gyártástechnológiai eljárásokkal, tehát forgácsolással és 3D nyomtatással állítok elő műanyag fogaskerekeket a vizsgálatokhoz olyan alapanyagok felhasználásával, amelyeket eddig kevésbé vagy egyáltalán nem kutattak.
- Azonos anyagokból készült fogaskerékpárokat járatok együtt annak érdekében, hogy információhoz jussak a tartósságukról.
- Az üzemi paraméterek közül a terhelés hatását tanulmányozom a kopás és a hőmérsékletemelkedés szempontjából.
- A fogaskerék kopás értékelésére egyedülálló módon a tömegmérés és mikroszkópia mellett röntgen tomográfiát alkalmazok.

A kutatási témámhoz széles szakirodalom tartozik, amelyből főként a műanyag fogaskerekekhez szorosan kapcsolódó területeket tekintettem át:

- a fogaskerék tudomány elemi részeinek bemutatásával kezdtem, ami magában foglalja a fogaskerekek osztályozását, az alapvető összefüggéseket, az ismert fogprofilokat, a fogkapcsolódás folyamatát, valamint a terheléseloszlást mindezt úgy, hogy az elmélet mellett a műanyag fogaskerekek sajátosságaira is kitértem,
- ismertettem a műanyag fogaskerekek meghibásodásának hátterében meghúzódó alapvető jelenségeket: súrlódási viszonyokat és kopási mechanizmusokat; a kutatásomhoz használt műanyag fogaskerekek gyártási eljárásait, valamint a gyakorlatban elterjedt polimer fogaskerekek alapanyagait,
- áttekintettem a műanyag fogaskerekek tervezési és alkalmazási alapelveit,
- végül részletesen bemutattam a műanyag fogaskerekek tönkremeneteli folyamatainak szakirodalmát, kiemelve a hőmérsékletet, a kifáradást, a kopást és ezek közötti átmeneteket.

A szakirodalom áttekintése és elemzése során azt találtam, hogy a műanyag fogaskerekek egyre szélesedő szakirodalmának ellenére a tervezőknek még mindig azzal kell szembesülniük, hogy hiányosak az irányelvek, a szabványok és a tervezési segédletek, mivel nem állnak rendelkezésre a szükséges anyagjellemzők, csupán néhány polimer esetében. Ezen felül a szakcikkek rámutattak arra is, hogy a szabványok alapján elvégezhető elméleti számítások és a vizsgálatok eredményei között eltérések vannak.

Az is ismert, hogy a műanyag fogaskerekre kidolgozott szabványok és irányelvek a gyakorlati megvalósításra helyezik a hangsúlyt, és nem pedig az optimalizálásra. Így a műanyag fogaskerek optimalizálásának módszere a mai napig nem lett kidolgozva. Annak ellenére, hogy az elmúlt évtizedekben számos kutatás látott napvilágot a polimer és kompozit fogaskerek területén, a kutatók gyakran az általuk meghatározott egyedi módon hajtották végre a kísérleteket, ezért azok eredményei nem hasonlíthatók össze, és nem használhatók fel egy optimalizációs tervezés során.

A műanyag fogaskerék gyártási eljárásai közül leginkább a fröccsöntés terjedt el, és a szakirodalomban széleskörben található ehhez kapcsolódó cikkeket, azonban forgácsolt és 3D nyomtatott technológiával készült fogaskerek vizsgálatáról nincs átfogó ismeret.

Az üzemi paraméterek, mint a fordulatszám és terhelés hatása a kopásra és hőmérsékletemelkedésre szintén csak korlátozott számú anyag esetében tanulmányozták.

A legtöbb kutatás a fém-műanyag fogaskerékpárosításra összpontosít, mivel annak terhelhetősége és a hőtani tulajdonságai kedvezőbbek, ezzel szemben a gyakorlati alkalmazásokban inkább műanyag-műanyag anyagpárosítással találkozhatunk, így ezen a területen is indokolt kutatásokat folytatni.

Intézetünkben korábban már foglalkoztak fogaskerék kapcsán fogkapcsolódás modellvizsgálatokkal, amely középpontjában a fogsúrlódási erő és a súrlódási tényező meghatározása állt (Keresztes, 2009).

A 2.1 táblázat foglalja össze a műanyag fogaskerek különböző fő kutatási témáit. Ha vetünk rá egy pillantást, akkor láthatjuk, hogy az 1960-as években kezdődött el a műanyag fogaskerek tudományos tanulmányozása, azonban igazán széleskörben csak a 2000-es évektől indult meg. A forgácsolt fogaskerekkel már az 1980-as években elkezdtek foglalkozni, viszont a mai napig kevés cikk jelent meg a témában, és azok is főként a fém-műanyag anyagpárosításhoz köthetők. Azonos anyagú műanyag fogaskerek esetén az átszármaztatható teljesítmény kisebb, mint műanyag-fém párosítás esetén. A tribológiai tulajdonságaik is kevésbé előnyösek, mint az eltérő műanyag fogaskerékpárosításnál, azonban sok esetben még így is indokolt ez a fajta összeállítás. Ezen a területen főként a POM-POM és a PA-PA párosítást vizsgálták a kutatók. A 3D nyomtatott műanyag fogaskerek csupán az elmúlt néhány évben kezdtek előtérbe kerülni, ahol elsősorban az FDM technológiát alkalmazták fogaskerék nyomtatásra. Végül kiemelném a röntgen tomográfiát, amit jelenleg még senki nem alkalmazott műanyag fogaskerek kopásának vizsgálatára.

2.1. táblázat Műanyag fogaskerék kutatási területei évtizedes bontásban (forrás: saját kutatás és Singh, Siddhartha, & Singh (2018) szócikke alapján)

Kutatási terület	1960-	1970-	1980-	1990-	2000-	2010-	2020-
Hőmérséklet mérése és becslése	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Tönkremeneteli mechanizmusok (kopás, kifáradás)	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Terhelés hatása	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Kenőanyagok hatása	X	X	✓	✓	✓	✓	✓
Adalék anyagok hatása (kompozit anyagok)	X	✓	X	✓	✓	✓	✓
Fém ellenfogaskerék hatása	X	X	✓	✓	✓	✓	?
Forgácsolt fogaskerekek vizsgálata	X	X	✓	✓	✓	✓	?
Anyagpárosítás hatása	X	X	X	✓	✓	✓	✓
Azonos anyagpárosítás hatása	X	X	X	✓	✓	✓	✓
Fordulatszám hatása	X	X	X	X	✓	✓	?
Sűrített levegős hűtés hatása	X	X	X	X	X	✓	?
Fog geometria módosításának hatása	X	X	X	X	✓	✓	?
Környezeti hőmérséklet hatása	X	X	X	X	X	✓	?
SLS (3D) technológiával nyomtatott fogaskerék vizsgálata	X	X	X	X	X	✓	?
XCT alapú kopáselemzés	X	X	X	X	X	X	?

3. ANYAG ÉS MÓDSZER

3.1. Anyagvizsgálati módszerek

3.1.1 Az anyagvizsgálatokhoz felhasznált alapanyag, jellemzői és öntési technológiája

A tudományos munkámat alapkutatással kezdtem, ami a magnézium katalizálású öntött poliamid 6 anyaghoz kapcsolódik, amelynek általános jellemzőit a 3.1. táblázatban foglaltam össze. Az öntött PA6 széleskörben elterjedt az iparban, előszeretettel alkalmazzák előnyös tulajdonságai miatt, ennek megfelelően stratégiai anyagként tartják számon. Az öntési technológia, amit az előállításához alkalmaznak, erősen szabályozott folyamat, azonban ennek ellenére a lejátszódó kémiai folyamatok eltérőek lehetnek, attól függően, hogy mekkora az öntendő féltermék (rúd) átmérője. Ez hatással van az anyag mechanikai tulajdonságaira is, és ennek megértéséhez az előállítási technológia ismerete elengedhetetlen, ezért az öntési folyamatot röviden bemutatom:

A magnézium katalizálású öntött poliamid 6 gyártástechnológiája a vízmentes kaprolaktám gyors-polimerizációján alapszik, ahol a kaprolaktámhoz magnézium-laktamát katalizátort és aktivátort adnak. Fontos hangsúlyozni, hogy gravitációs öntési technológiáról van szó, aminél az öntőszerszám a kemencében helyezkedik el a polimerizációs folyamat során. Az öntési technológia két fő részre osztható, (i) az előkészítő műveletekre és (ii) a polimerizációra.

(i) Az előkészítési folyamat 6 lépésből áll:

(a) Első lépésként a kaprolaktám alapanyag kerül megolvasztására, majd a megömlesztett alapanyag hőmérsékletét 135-145 °C-on tartják, és a folyamat teljes időtartama alatt inert atmoszférát teremtenek nitrogéngázzal.

(b) Második lépésként a megolvasztott kaprolaktámot átszivattyúzzák egyenlő mennyiségben a katalizátoroldali, illetve az aktivátoroldali előállító reaktorokba, ahol a víz- és illóanyag mentesítése megy végbe 140 °C feletti hőmérsékleten vákuumban való forralással.

(c) Harmadik lépésként a technológia katalizátorát készítik el, amely magnézium-kaprolaktamát tartalmú koncentrátum. A szilárd katalizátort 145-150 °C-ra melegített szárítószekrényben légmentesen megolvasztják, és 130 °C feletti hőmérsékleten a vízmentes kaprolaktám ömledékbe szivattyúzzák. A kapott elegyet az öntés hőmérsékletére temperálják és vákuumforralással homogenizálják, amit keverő is elősegít.

(d) Negyedik lépésként az aktivátoroldali reaktorba, a vízmentes kaprolaktámhoz izocianát típusú vegyületet (Ongronát 3000) kevernek, és vákuumforralással az öntés hőfokán homogenizálják, így állítják elő az aktivátoroldatot.

(e) Következő lépésként a különböző adalékanyagok bekeverését végzik el, amivel a polimerizáció folyamata és a létrejövő termék minősége szabályozható.

(f) Végül az öntőformák előkészítésére kerül sor.

(ii) A kaprolaktám polimerizációja akkor indul meg, amikor az előkészített és megfelelő hőmérsékletre hevített aktivátor- és katalizátoroldatot összekeverik, amelynek mennyiségi aránya 1:1. Maga a polimerizációs folyamat 25-30 perc alatt lejátszódik a katalizátorrendszer összetételétől, koncentrációjától, a polimerizáció kezdeti hőmérsékletétől és az adalékanyagok mennyiségétől függően, mivel ez exoterm kémiai folyamat, ezért az elegy hőmérséklete akár 5-50 °C-kal megemelkedhet. A hőmérséklet emelkedés mértékét az öntvény tömege, alakja és a hőszigetelés hatékonysága határozza meg az adott rendszerben. Mivel az előállítás során 40 mm-es átmérőtől egészen 500 mm-es átmérővel rendelkező öntőszerszámokat is alkalmaznak, ami méret szempontjából igen széles tartomány. Így elmondható, hogy a rendszer hőtani egyensúlya szempontjából az egyik legfontosabb tényező a tényleges átmérő, hiszen például 50 mm-es átmérő alatt a külső és belső hőmérséklet között nem alakul ki számottevő eltérés. Azonban minél nagyobb az átmérője az adott rúdnak a gyártás folyamán, annál inkább képes arra, hogy a belső részen akár

40-50 °C fokkal magasabb hőmérséklet alakuljon ki a külső kéreghez képest. Amikor a polimerizációs elegy elkészült, akkor az előkészített öntőformákba töltik, majd lezárják őket, ezután a temperálási és hűlési szakasz következik, amely a késztermék átmérőjétől függően szintén 25-30 percet vesz igénybe. A polimerizációs folyamatot utólagos kristályosodási szakasz is kíséri. Az elkészült öntvényeket a szerszámmal együtt eltávolítják a kemencéből és elvégzik a szükséges feszültségmentesítő utókezeléseket (Odrobina, et al., 2020).

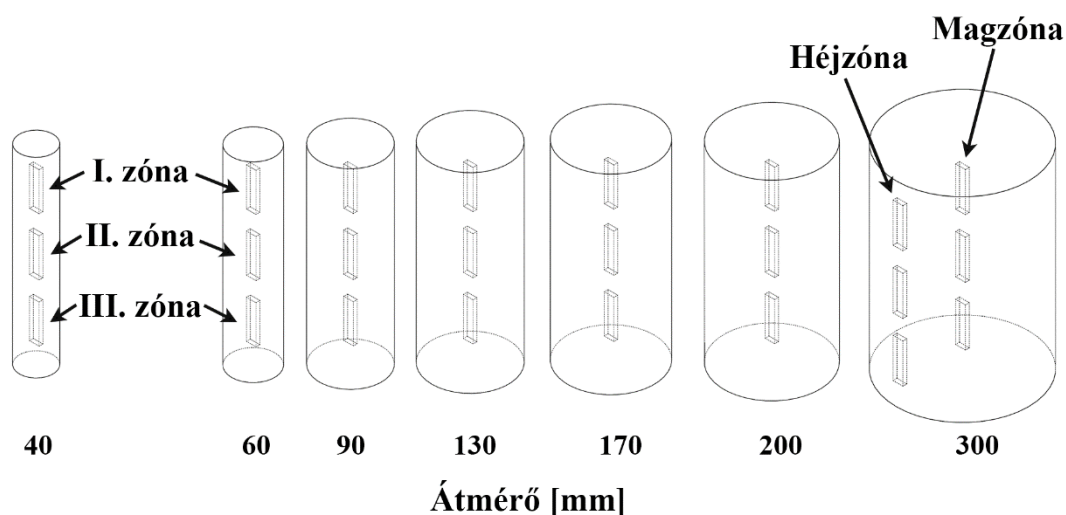
Az öntés során lejátszódó exoterm kémiai folyamat egyik hátránya, hogy az öntött rudak külső és belső része között hőmérséklet különbség alakul ki, aminek több hatása is ismert. Például a kristályosodás is másképp megy végbe, mivel magasabb hőmérsékletről való hűlésnek köszönhetően több idő van a kristályos szerkezet kialakulására, és ez erősen befolyásolja a keletkező anyag mechanikai tulajdonságait (Pukánszky & Móczó, 2012). Korábbi mérések és az ipari tapasztalatok ezt alátámasztják, és rámutatnak arra, hogy a 40-től 500 mm-ig terjedő öntési tartományban öntési mérettartományban készült öntött poliamid 6 szívóssága, ütésállósága és kristályossági foka jelentősen eltérhet.

Ennek a kutatásnak azért van nagy jelentősége, mert a PA6 féltermékből számos funkcionális alkatrészt, gépelemet készítenek forgácsolási eljárással, amelyek mechanikai igénybevételnek van kitéve, azonban ezek élettartama, tartóssága erősen függ az anyag tulajdonságaitól. A műszaki műanyag eladási és felhasználási statisztikái bizonyítják, hogy a fogaskerekeknek egy jelentős része, ami forgácsolt, szívós és nagyszilárdságú, valamint piaci árban is kedvező öntött PA6 műszaki műanyagokból készül. Ezzel szemben, ahogy már említettem, tudomásunk van arról, hogy a gyártási mérettartományon belül a kristályossági fok széles skálán mozog, ezért fontos tisztázni, hogy milyen mérettartományból történik a fogaskerekek gyártása. Mivel teljesen más tulajdonságokkal fognak rendelkezni a szívósság és teherbírás tekintetében attól függően, hogy 60 vagy 300 mm-es átmérőjű rúdból készülnek a fogaskerekek. Ezért kutatási célkitűzéseim első fejezete az öntött poliamidokhoz kapcsolódóan ennek a bizonytalanságnak a tisztázása, előkísérletek elvégzésével.

3.1. táblázat PA6 jellemző tulajdonságai

Tulajdonság	DOCAMID 6G-H (PA6)
Sűrűség [g/cm ³]	1,15
Folyáshatár [MPa]	85
Rugalmassági modulus [N/mm ²]	3300
Hővezetési tényező [W/mK]	0,38
Olvadáspont [°C]	220
Üvegesedési hőmérséklet [°C]	40
Shore D keménység [-]	81
Charpy ütőmunka, bemetszett [kJ/m ²]	13

A magnézium katalizálású öntött PA6-nál az átmérő hatását az anyag szívósságára több vizsgálati eljárás elvégzésével értékeltem ki 40mm és 300mm közötti átmérő tartományban. A vizsgálatokhoz szükséges próbatesteket a rudakból forgácsolási eljárással alakítottam ki, aminek vázlatos bemutatása az 3.1. ábrán látható. Elsőkörben roncsolásos anyagvizsgálati eljárásokat, Charpy-féle ütővizsgálatot hajtottam végre. Ezt követően az ütőmunka eltéréseinek okára kerestem választ differenciális pásztázó kalorimetriával, amelyet termoanalitikai vizsgálatok közé sorolnak.



3.1. ábra A próbatestek elhelyezkedésének vázlatos bemutatása

3.1.2 A Charpy-féle ütővizsgálat

A Charpy-féle ütővizsgálatokat a QuattroPlast Kft. laboratóriumában található INSTRON CEAST 9050 ütőinga (3.2. ábra) készülékkel hajtottam végre az MSZ EN ISO 179 szabvány szerint, szobahőmérsékleten (23 °C). A mérésekhez használt üllő támasztávolsága 62mm. A kalapács energiája 1 Joule, az ütés sebessége pedig 3 m/s.

A mérés során rögzítve lett az elnyelt energia, amiből a bemetszett próbatest α_c ütőmunkája az (3.1) egyenlet alapján került meghatározásra:

$$\alpha_c = \frac{E_c}{h \cdot w} \cdot 10^3 \quad (3.1)$$

ahol:

h: próbatest vastagsága,

w: próbatest szélessége,

E_c : a próbatest által az ütés során elnyelt energia.



3.2. ábra INSTRON CEAST 9050 ütőinga

3.1.3 Differenciál pásztázó kalorimetria (DSC)

A poliamid 6 kristályosodását és olvadási viselkedését egy METTLER TOLEDO DSC 1 Star eSystem mérőberendezéssel vizsgáltam a budapesti Robert Bosch Kft. budapesti telephelyén – 3.3.

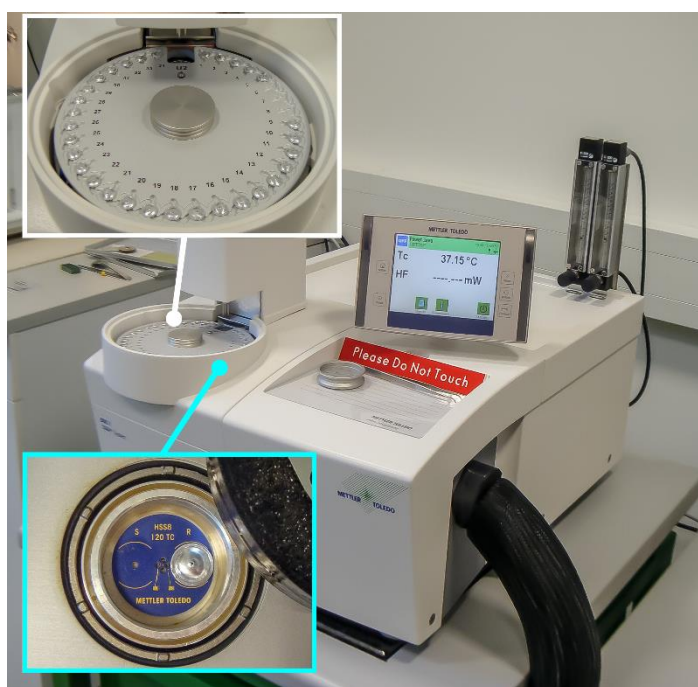
ábrán mutatom be. A DSC vizsgálatokhoz felhasznált mintákat közvetlenül a Charpy próbatestekből vágtam ki. A kaloriméter hőmérsékletének kalibrációját a vizsgálatok előtt elvégeztem. A mintákhoz és a referenciához 0,02 mg súlyú perforált fedővel ellátott, üres alumínium tégelyeket használtam annak érdekében, hogy a légköri nyomást fenntartsam a mérések során. A PA6 minták súlya a 5 mg és 20 mg közé esett, amit analitikus mérleggel mértem. A minták először -10 °C-ról 290 °C-ra lettek melegítve, majd vissza lettek hűtve -10 °C-ra mindezt folyamatos nitrogénáramoltatás mellett. A hűtési és melegítési sebesség 10 °C/perc. A PA6 normalizált kristályossági fokát, X_c a (3.2) egyenlettel határoztam meg:

$$\chi_c = \frac{\Delta H_m}{\Delta H_{100\%}} \cdot 100 [\%] \quad (3.2)$$

ahol:

ΔH_m : az olvadáspontkor mért fúziós entalpia,

$\Delta H_{100\%}$: referencia entalpia, ami alatt az egyensúlyi olvadáspontnál mért teljesen kristályos polimer olvadási entalpiáját értjük (Kong & Hay, 2002).



3.3. ábra METTLER TOLEDO DSC 1 Star eSystem

3.2. Fogaskerék-vizsgálatok

3.2.1 Fogaskerék-vizsgálatokhoz felhasznált alapanyagok és jellemzőik

A kutatásom során felhasznált alapanyagokat előszeretettel használják ipari környezetben, azonban műanyag fogaskerék előállítására kevésbé alkalmazzák őket, aminek az a fő oka, hogy a tervezésükhöz szükséges paraméterek nem állnak rendelkezésre. Az anyagvizsgálatoknál ismert PA6 mellett PEEK, és az ipari 3D nyomtatásban széleskörben elterjedt PA12 alapanyagokat használtam fel fogaskerék-vizsgálatokhoz. Az utóbbi két anyag esetében nem merült fel a gyártástechnológiához kapcsolódó olyan jelenség, mint az öntött PA6-nál, ami jelentősen módosítaná a mechanikai tulajdonságokat, ezért ezekenél nem végeztem anyagvizsgálatokat, hanem a szakirodalomban megtalálható adatokra és a gyártók által kiadott adatlapokra támaszkodtam.

A magnézium katalizálású öntött PA6 a műszaki gyakorlatban jól ismert, és előnyös tulajdonságai, valamint kedvező ára miatt sok helyen alkalmazzák nagyobb terhelésnek kitett funkcionális alkatrészek alapanyagaként is. Az 4.1. fejezetben bemutatott anyagvizsgálatok eredményei alapján

választottam ki mechanikai tulajdonságok szempontjából leginkább alkalmas átmérőjű rudat a fogaskerék-vizsgálatokhoz.

A műanyag fogaskerék alapanyag kiválasztásánál kiemelten fontos a jó mechanikai tulajdonság és a nagy hőstabilitás. A PEEK a nagyteljesítményű műanyagok közé tartozik, nagy szakítószilárdsággal és merevséggel rendelkezik, mellette a hőtágulási együtthatója kicsi és kopásállósága is igen jó, és a fogaskerék alapanyag követelményeinek is megfelel. Ennek ellenére ritkán alkalmazzák fogaskerék alapanyagként, főként speciális esetekben kerül rá sor, mivel igen magas az ára, és a fogaskerék tervezéséhez szükséges anyagjellemző paraméterek nem érhetők el.

Az additív gyártás területén a PA12 alapanyag használható leginkább funkcionális alkatrészek és kész termékek gyártására tulajdonságainak köszönhetően, amelyek közül a szívósság és a rugalmasság meghatározó. A nyomtatott alkatrészek felületi minősége és részletessége kiemelkedő, és SLS technológiát alkalmazva nagyfokú méretpontosság, tartósság, ismételhetőség és alacsony előállítási költség érhető el, így akár a hagyományos fröccsöntési eljárás kiváltására is alkalmas. Az SLS technológiához használt PA12 alapanyag úgy lett kifejlesztve, hogy a nyomtatás során létrejövő termék izotróp tulajdonsággal rendelkezzen.

A 3.2. táblázatban foglalom össze a fogaskerék-vizsgálatokhoz felhasznált alapanyagok jellemző tulajdonságai.

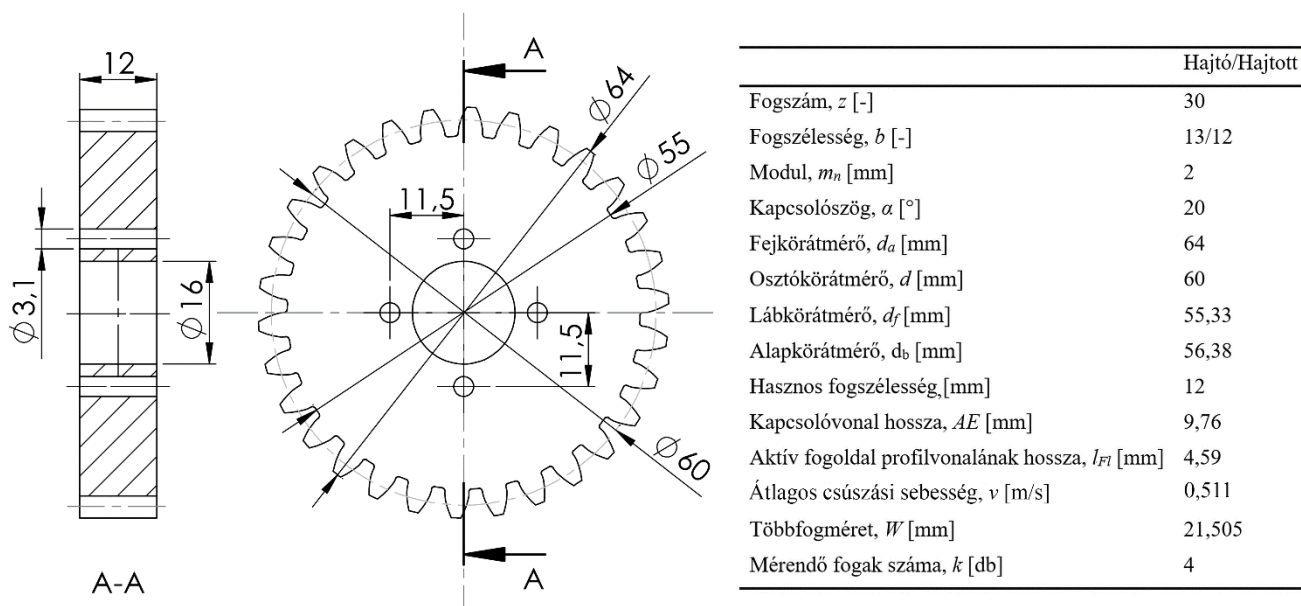
3.2. táblázat Felhasznált alapanyagok fogaskerék releváns tulajdonságai

Tulajdonság	PA6 (DOCAMID 6G-H)	PEEK	PA12 (SLS)
Sűrűség, ρ [g/cm ³]	1,15	1,31	0,95
Folyáshatár, R_e [MPa]	85	116	49
Szakadási nyúlás, A_{ny} [%]	130	15	17
Rugalmassági modulus, E [N/mm ²]	3300	4200	1900
Poisson-tényező, ν [-]	0,39	0,4	0,43
Üvegesedési hőmérséklet, T_g [°C]	40	150	46
Hőalaktartósság, HDT [°C]	75	152	58
Alkalmazható max. hőmérséklet levegőn, tartós használat mellett, [°C]	105	260	82
Olvadáspont, T_{max} [°C]	220	341	182
Hővezetési tényező, λ [W/mK]	0,38	0,27	0,21
Hajlító szilárdság, R_{mh} [N/mm ²]	100	175	60
Charpy ütőmunka, bemetszett, α_c [kJ/m ²]	13	4	4,8
Shore D keménység, H_{ShoreD} [-]	74	90	74
Golyóbenyomódásos keménység, H (ISO 2039-1) [N/mm ²]	78	189	78

A kutatáshoz felhasznált alapanyagok különböző módon érhetők el. A 3D nyomtatáshoz használt PA12 por formájában vásárolható meg, ami kizárólag csak SLS technológiájú 3D nyomtatókhoz használható fel. A fogaskerék 3D-s modelljét 3DS Solidworks 2019 mérnöki tervező programban rajzoltam meg, és „.stl” formátumban mentettem le, amit a 3D nyomtató szoftvere kezelni tud. Az öntött PA6 és az extrudált PEEK kereskedelmi forgalomban kapható féltermékként, ami alatt tábla vagy rúd kialakítást értünk. A vizsgálandó fogaskerekeknek megfelelően Ø70x1000 mm-es rudakat vásároltam mind a két anyagból, majd forgácsolási eljárással, több lépcsőben gyártottam le a fogaskerekeket.

A vizsgálatokhoz használt fogaskerekek tervezésénél és kialakításánál a VDI 2736 irányelv 4. részét vettem figyelembe, mivel ez foglalja össze a szabványosított fogaskerék-vizsgálatok fő szempontjait, többek között a fogaskerék méreteket és a vizsgálati körülményeket is. A fogaskerék mérések eredményeinek összehasonlíthatósága csak abban az esetben lehetséges, amennyiben a szabványban meghatározott fogaskerék geometria paramétereit alkalmazzuk, valamint a nyomtatékot, a

fordulatszámot és a környezeti feltételeket (környezeti hőmérséklet) folyamatosan állandó értéken tartjuk. Ha ettől eltérünk, és nem biztosítjuk az állandósult üzemi körülményeket, mint például időszakos üzemben járattuk a fogaskerekeket, akkor a kerek hőmérséklete és deformációs viselkedése már nem hasonlítható össze. Ennek megfelelően a vizsgálatokhoz használt fogaskerekek az említett irányelv 2. méretosztályának megfelelően alakítottam ki, amit a 3.4. ábrán foglaltam össze.



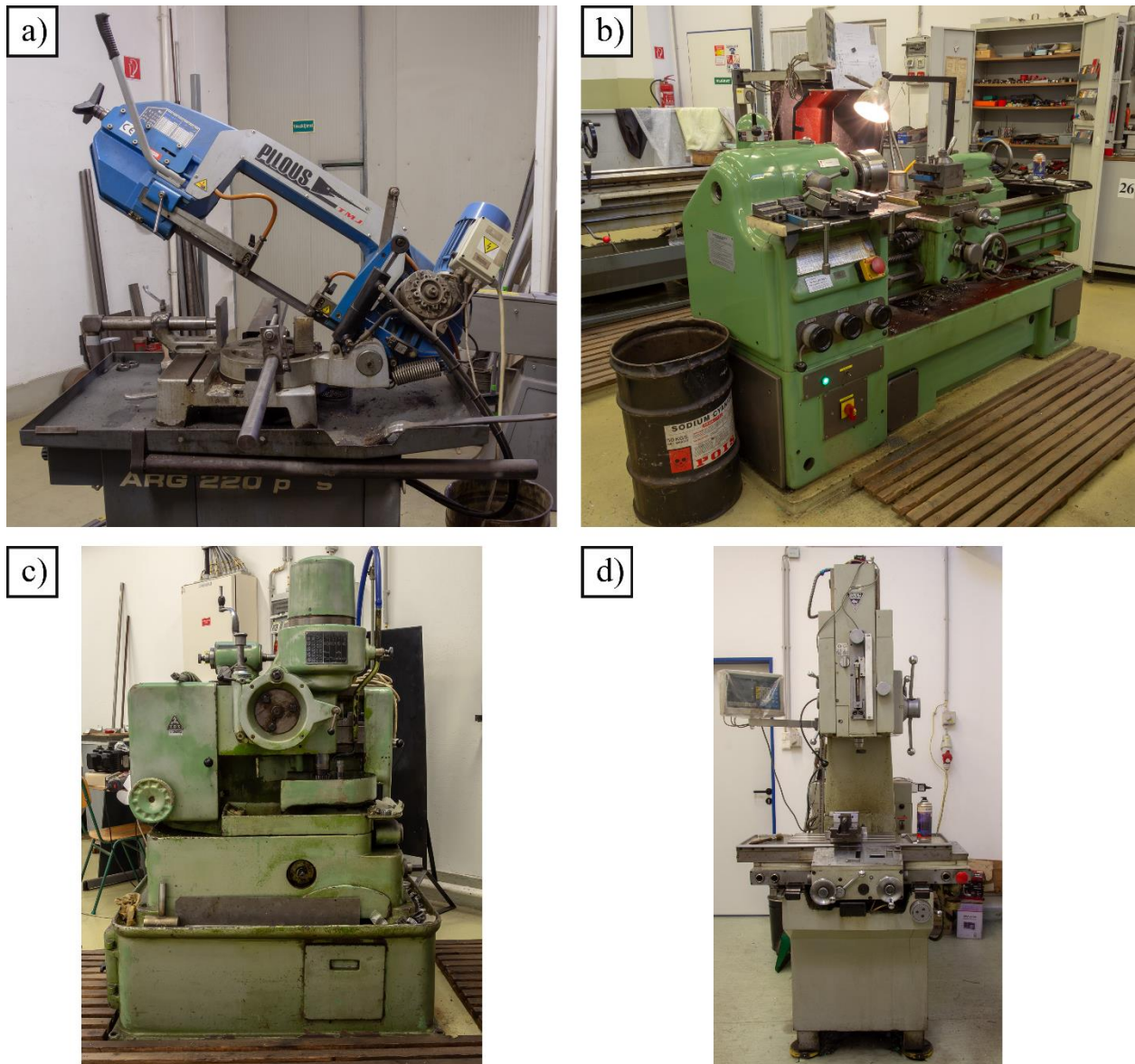
3.4. ábra A mérésekhez használt fogaskerék geometriai jellemzői

3.2.2 Fogaskerék gyártási módszerek

A kutatásom során a forgácsolt fogaskerekekhez felhasznált szerszámgépek a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem Műszaki Intézetének gödöllői Tanműhelyében található (korábban: Szent István Egyetem, Gépipari Technológiai Intézet tanműhelye). Az öntött és extrudált rudak darabolását egy Pilous TMJ gravitációs szalagfűrészsel (3.5. ábra (a)) hajtottam végre, míg a fogaskerekek fejkörátmérőjét, fogvastagságát és belső furatát egy E400 egyetemes esztergagépen (3.5. ábra (b)) alakítottam ki. Az egyenes fogazatot egy Fellow-féle fogvéső eljárást alkalmazó TOS OH-4 fogazó géppel (3.5. ábra (c)) készítettem el, végül a menesztő furatokat egy DNG Kaunas koordináta fúrógéppel (3.5. ábra (d)) hoztam létre.

A 3D nyomtatott fogaskerekek előállításához egy ProX SLS 6100 (3D Systems, Inc. Rock Hill, SC, USA) 3D nyomtatót használtam, amely szelektív lézer szinterezés elvén működik, ami korábbi munkahelyemen, az EBK-Hungary Kft. jászfényszarui telephelyén található – 3.6. ábra (a) szemlélteti. A kiválasztott alapanyag a DuraForm ProX PA (3D Systems, Inc. Rock Hill, SC, USA) fantázia néven ismert PA12 por, amely fehér színű és alkalmas funkcionális gépelemek gyártására előnyös mechanikai tulajdonságainak köszönhetően. A nyomtatás során a felhasznált por 40/60 arányban tartalmazott új és újrahasznosított port, amelyet a gyártó javaslata alapján állítottam be. A nyomtatás előkészítésére, a nyomtatási tér berendezésére és a nyomtatási fájl elkészítésére a 3D Sprint v. 3.1.0.1257 (3D Systems, Inc. Rock Hill, SC, USA) programot használtam, amelyben a gyári nyomtatási paramétereket alkalmaztam 100 mikronos rétegvastagsággal. Ezek közül a fő paramétereket kiemelném: (i) a nyomtatási tér hőmérséklete 167,5 °C, (ii) a CO2 lézer teljesítménye 62 W és (iii) az anyagfüggő skálázási tényező térben leképezve: X: 1,042334; Y: 1,044227; Z: 1,024. A 40 darab fogaskerék 9 óra 3 perc alatt lett kinyomtatva, amelyből a lehülés fázisa 1 óra 58 perc. A nyomtatott „tortát” a nyomtatóból való kivételt követően legalább 24 órán át szabad levegőn hagytam, hogy lehűljön szobahőmérsékletre, mivel a kivétel után még mindig 85 °C-os. Az egyes fogaskerekekről a meg nem olvasztott port homokszóró utókezeléssel távolítottam el a technológiai előírások szerint. Ehhez 70 és 110 mikron

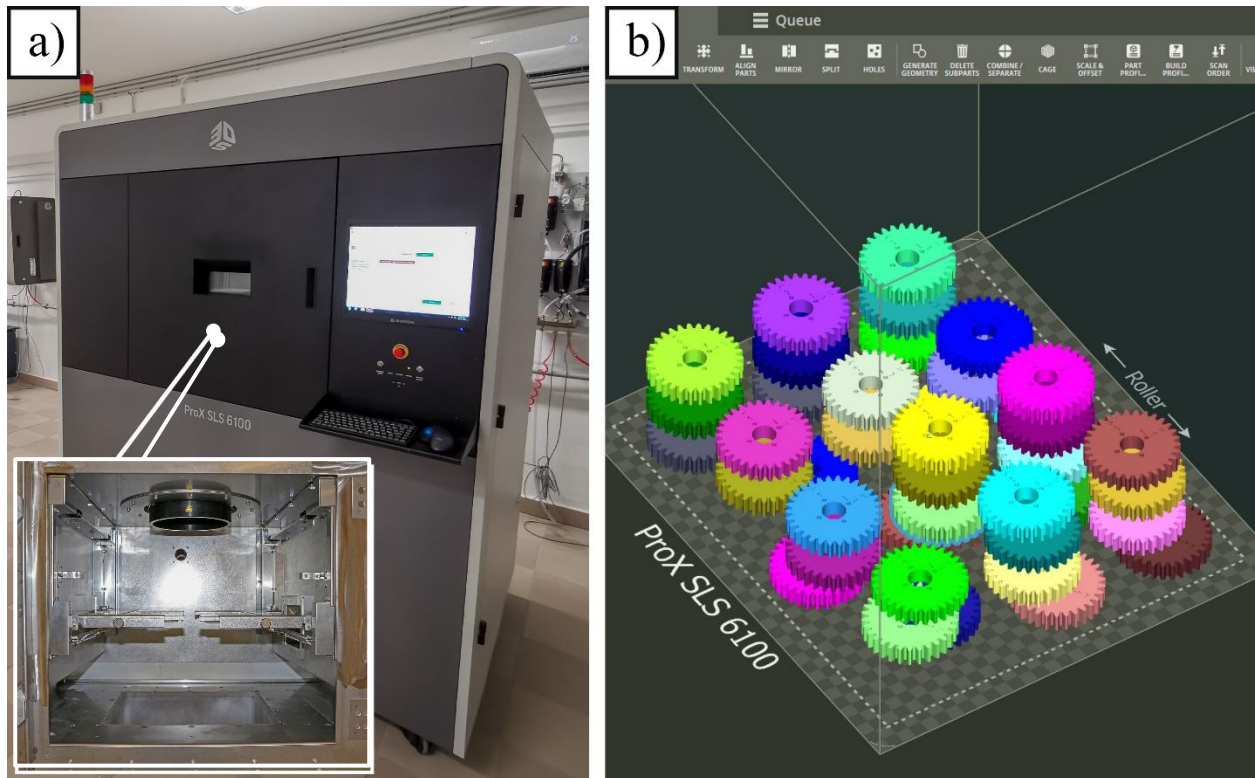
közötti méretű üvegyöngyöket használtam szórószemcsének, amelyet 2,3 bar nyomású sűrített levegővel juttattam a kezelendő felületre. A nyomtatási tér és a fogaskerekek nyomtatási orientációja a 3.6. ábrán (b) látható.



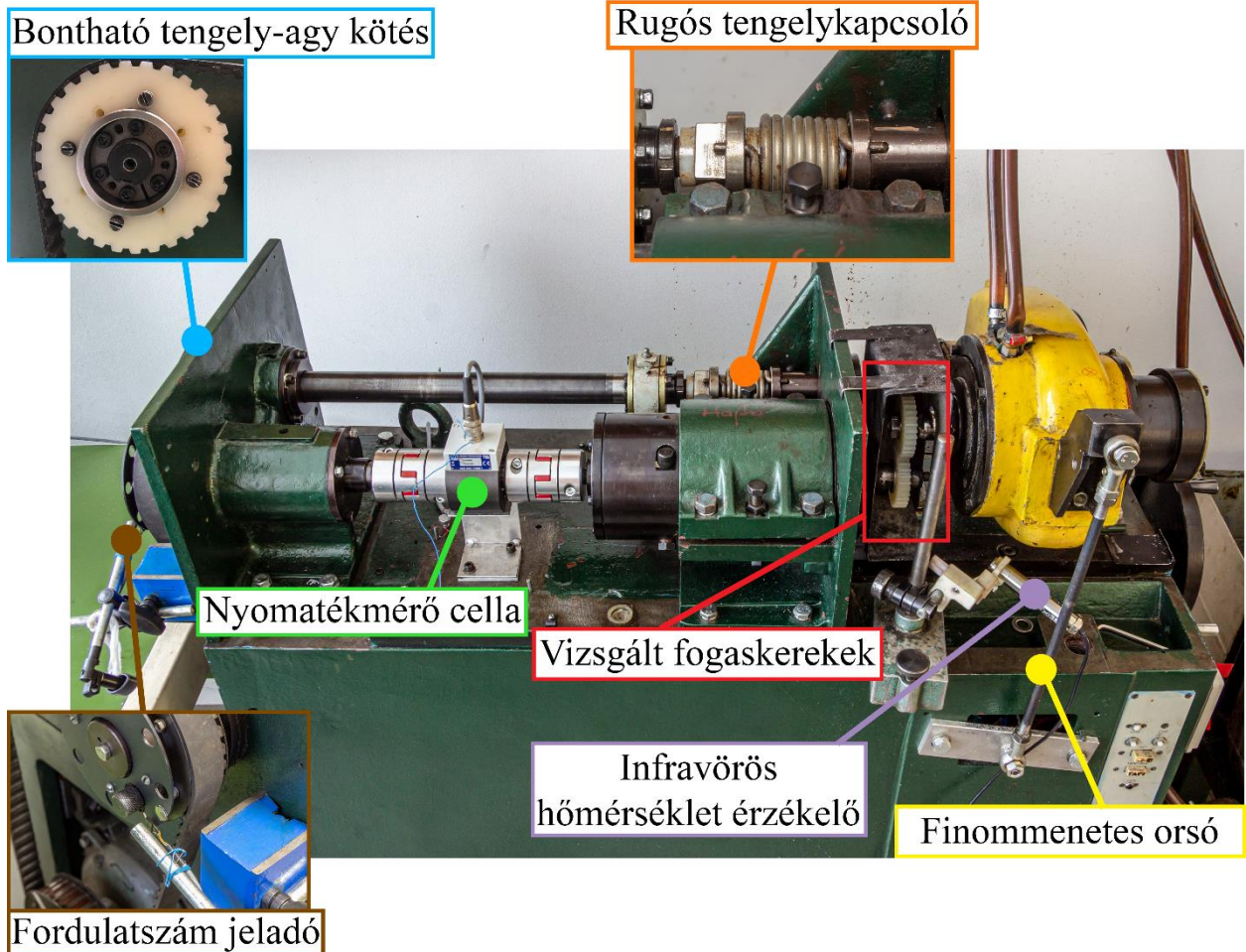
3.5. ábra A hagyományos fogaskerék gyártáshoz használt szerszámgépek: a) Pilous TMJ gravitációs szalagfűrész b) E400 egyetemes esztergagép c) TOS OH-4 fogazó gép d) DNG Kaunas koordináta fűrőgép

3.2.3 Mérőgép és műszerek

A műanyag fogaskerék kísérletekhez vizsgálóberendezést fejlesztettem, amely alkalmas hosszútávú élettartamtesztek, terhelhetőség, kopás és egyéb vizsgálatok elvégzésére üzemi körülmények között (3.7. ábra). A fogaskerékvizsgáló-berendezés a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem Műszaki Intézet gödöllői tanműhelyének tribológiai laboratóriumában található.

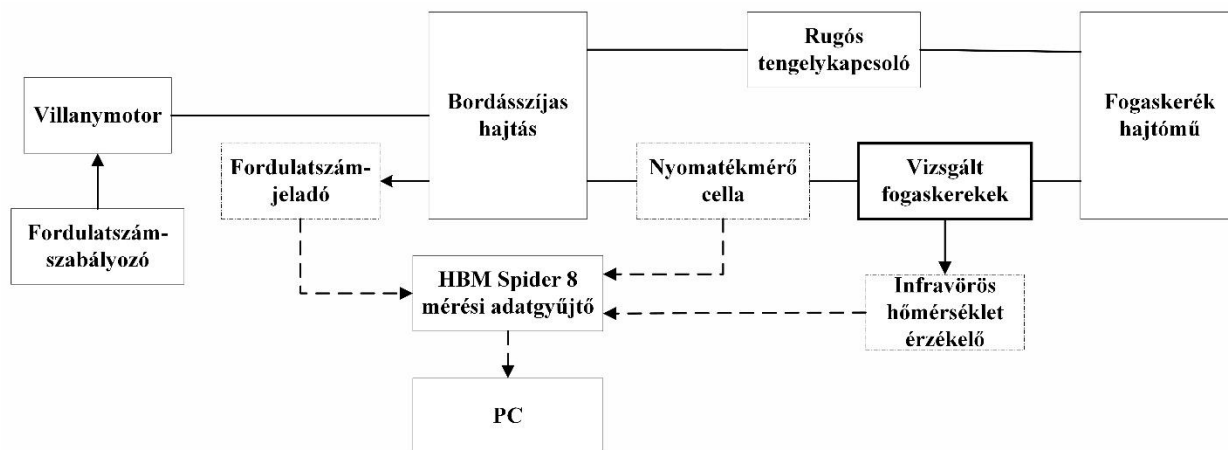


3.6. ábra a) 3D System ProX SLS 6100 nyomtató b) A fogaskerek elhelyezkedése és orientációja a nyomtatási térben 3D Sprint szoftver felhasználásával



3.7. ábra Műanyag fogaskerék-vizsgálóberendezés

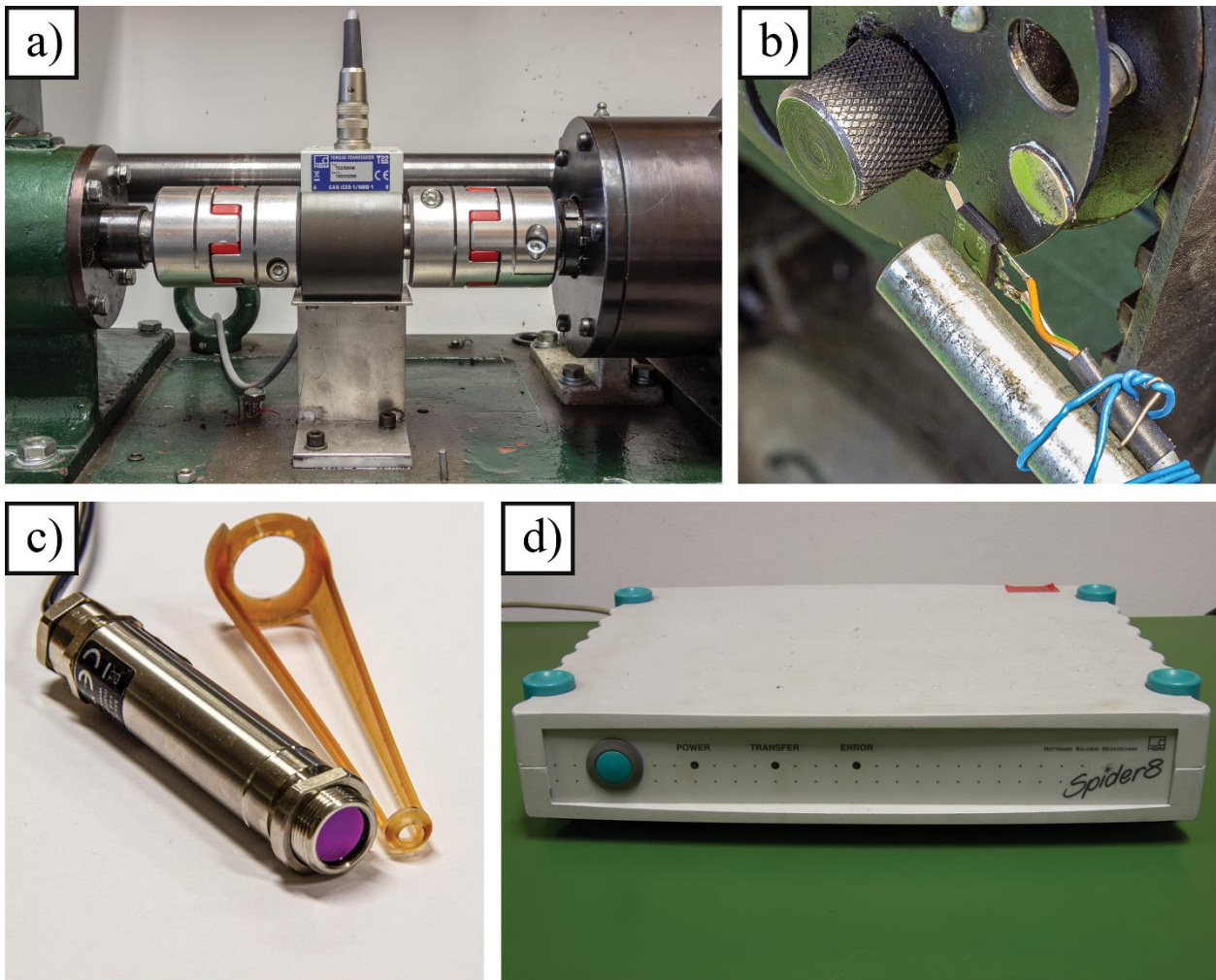
A mérőgép hasonlóan épül fel, mint az FZG fogaskerékvizsgáló-rendszerek, azok közül is a mechanikailag zárt hajtáslánccal szerelt kivitel, azonban kialakításában eltér azoktól. A mérőrendszer sematikus felépítését a 3.8. ábra szemlélteti. A mechanikailag zárt hajtáslánc alatt azt értjük, hogy a fogaskerekek kényszerkapcsolatban vannak a hajtóművel és a bordásszíz hajtással. A rendszert egy 2,5 kW-os 3 fázisú villanymotor hajtja szíjhajtáson keresztül. A fordulatszám 0 – 1750 ford./perc tartományban szabályozható egy Siemens Sinamics V20 frekvenciaváltó segítségével. A rendszer működésének egyik nagy előnye a gazdaságosság, mivel a villanymotornak csak a hajtás veszteségeit kell ellensúlyoznia. A zárt hajtásláncon belül a beépített rugós tengelykapcsolóval hozható létre a kívánt terhelés, amely független a meghajtómotortól. A tengelykapcsolóra különböző erősségű rugó szerelhető attól függően, hogy mekkora terhelést szeretnénk létrehozni. A jelenlegi kialakításnak megfelelően 3 különböző erősségű rugót lehet beépíteni, amelyekkel akár 25 Nm-es terhelés is elérhető. A mérőgéphez használt torziós rugókat egyedileg gyártattam le a Hennlich Iparteknika Kft.-vel. A villanymotor bordásszíz hajtáson keresztül kapcsolódik a két párhuzamos tengelyhez. Az egyik párhuzamos tengely nyomatókmérő cellával van felszerelve, ami az egyik vizsgált fogaskerék meghajtásáért felel. A másik párhuzamos tengely, ahová a rugós tengelykapcsoló került beépítésre, csatlakozik a hajtóműhöz, amely a forgásirány megfordítására szolgál, és meghajtja a másik vizsgált fogaskereket. Ez utóbbi párhuzamos tengelyre, a bordásszíz tárcsa bontható tengely egy kötéssel került szerelésre, aminek lazítása után a tengely elfordításával, majd a tengely egy kötés újbóli rögzítésével létrehozható a kívánt terhelés, amennyiben a vizsgált fogaskerekek össze vannak kapcsolva. A tengelytávolság állításáról egy finommenetes orsó gondoskodik, ami a megfelelő pozícióban rögzíthető, kontraanyák segítségével. A mérőgép egyik nagy előnye, hogy hajtómű ágyazása mozgatható, így anélkül lehet a vizsgálandó fogaskerekeket cserélni, hogy a tengelytávolságot megváltoztassuk. A vizsgált fogaskerekek nyomatókvitelét két menesztő csap biztosítja, amelyek a meghajtótengelyekben lettek kialakítva. A vizsgált fogaskerekeket csavaranyával rögzítjük a meghajtótengelyen.



3.8. ábra Mérőgép és a mérőeszközök sematikus vázlata

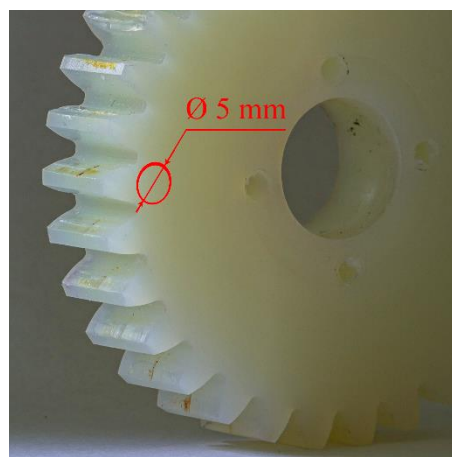
A zárt hajtáslánccban ébredő nyomatékot – beleértve a terhelő rugó és a rendszer veszteségeiből kialakuló nyomatékot – a beépített HBM T22 típusú nyomatékmérő szenzor (3.9. ábra (a)) érzékeli, amelynek névleges mérési tartománya ± 50 Nm, pontossági osztálya: 0.5. A fogaskerekek fordulatszámát egy Hall-jeladó (3.9. ábra (b)) észleli. A fogaskerekek hőmérsékletének mérése egy Calex által gyártott PyroCouple PC CF MT – 0 típusú közeli fókuszú, érintésmentes infravörös hőmérséklet érzékelővel (3.9. ábra (c)) történik, amelynek mérési tartománya $0^{\circ}\text{C} - 250^{\circ}\text{C}$, pontossága $\pm 1\%$ vagy $\pm 1^{\circ}\text{C}$ attól függően, amelyik a nagyobb, valamint látómezője $\varnothing 5$ mm 100 mm-es távolságon. Ez a kisméretű látómező mindenképpen szükséges annak érdekében, hogy a fogó hőmérséklete viszonylag pontosan mérhető legyen.

Az érzékelők kimeneti jeleit egy HBM Spider 8 típusú mérési adatgyűjtő (3.9. ábra (d)) rögzíti.



3.9. ábra a) HBM T22 nyomatékmérő szenzor b) Fordulatszám jeladó c) Calex PyroCouple infravörös hőmérsékletérzékelő d) HBM Spider 8 mérési adatgyűjtő

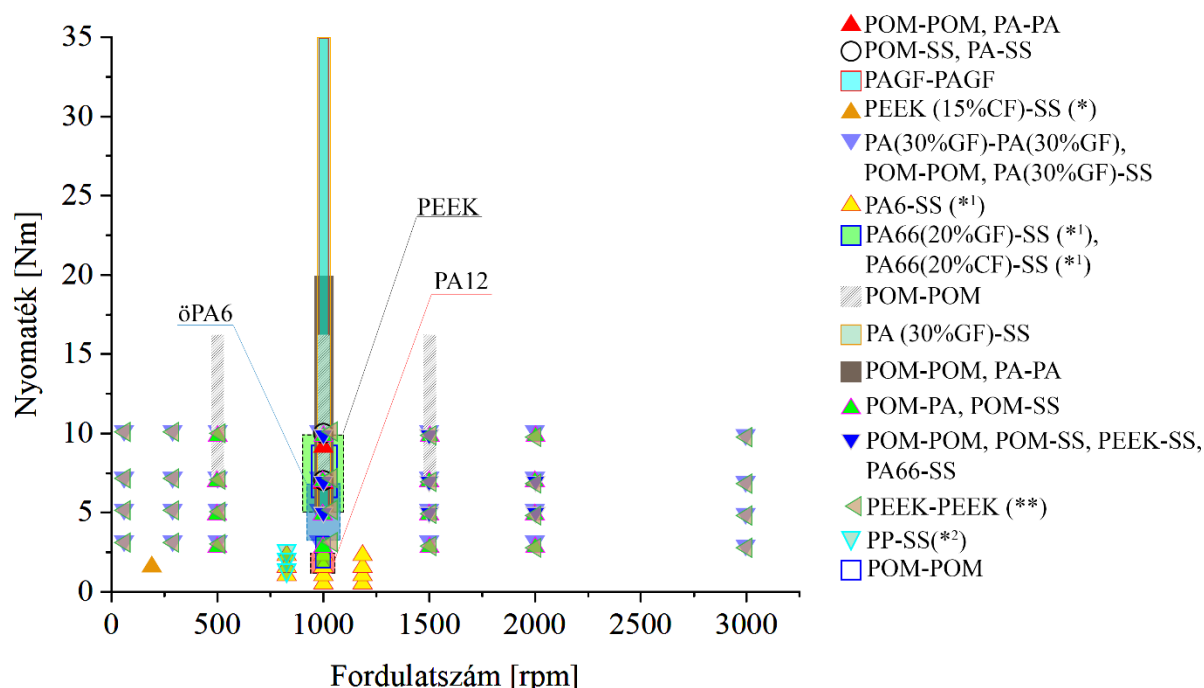
A fogaskerekek hőmérsékletének mérése többféleképpen történhet. A fogaskerék különböző részein, mint például fogtesten, a fogtő alatt és az érintkező fogfelületen érdemes rögzíteni a hőmérséklet alakulását. Ezek közül a kutatásom során közvetlenül a fogtő alatti részen mértem a hőmérsékletet (3.10 ábra). Ezen a területen a hőmérséklet stabilabban mérhető, mint az érintkezési felületen, valamint a megfelelő számítási metódus ki van rá dolgozva, amely a VDI 2736 irányelv 2. részében található. A szakirodalmi cikkek nagyobb részében szintén ezen a részen mérték a kutatók a hőmérsékletet.



3.10. ábra Hőmérséklet mérése közvetlenül a fogtő alatt (hőemissziós tényező: $\varepsilon = 0,95$)

3.2.4 Kísérleti terv

A szakirodalmi áttekintésben részletesen ismertettem, hogy a műanyag fogaskerekre vonatkozó tervezési irányelvek hiányosak, és mindösszesen 3 anyagra érhető el a szükséges tervezési paraméterek. A kutatók által elvégzett tudományos munkák ezen a területen számos polimer és kompozit anyagra terjednek ki, azonban ezen eredmények összehasonlítása és felhasználása nem lehetséges, mivel a kutatók a legtöbb esetben a vizsgálatokat egyedi módon hajtották végre, és nem pedig szabványosított elvek mentén. A műanyag fogaskerek szakirodalmában elérhető információk alapján létrehoztam egy vizsgálati térképet (3.11. ábra), amely összefoglalja a vizsgált anyagokat és a fő mérési beállításokat, ami a kutatásom alapját képezi. A fogaskerék vizsgálatokat száraz, kenetlen körülmények között végezték, és jellemzően a következő fogaskerék geometriát alkalmazták: (i) 20°-os kapcsolószög, (ii) 2 mm-es modul és (iii) 30-as fogsorszám. A megadott feltételektől való eltérést (*)-gal jelöltem a 3.11. ábra alatt. A térképet Singh és mtsai. (2018) tanulmányának 2. táblázata alapján készítettem el a kutatómunkám szempontjából releváns cikkek figyelembevételével.



(*): eltérő modul (m) = 1 mm

(**): a vizsgálat során olajkenést alkalmaztak

(*¹): eltérő fogsorszám (z) = 17

(*²): eltérő modul (m) = 3 mm és eltérő fogsorszám (z) = 18

3.11. ábra Műanyag fogaskerek vizsgálati térképe

A vizsgálati térkép több információt is hordoz magában. Egyrészt rálátást kapunk a vizsgált anyagokra, és rámutat a leginkább alkalmazott anyagpárosításokra, mint például POM-POM, PA-PA, POM-PA, POM-SS, PA-SS és így tovább. Az is leolvasható, hogy a műanyag-fém párosítás nagyobb hangsúlyt kap a műanyag-műanyag anyagkombinációval szemben. Másrészt információt kapunk a vizsgálati feltételekről, többek között az alkalmazott nyomatékról és fordulatszámról. A természetes anyagok esetén 10 Nm-es terhelés és 3000 fordulat/perc sebesség által lefedett területen kívül nem érdemes vizsgálni a megadott geometria mellett, mivel a műanyag fogaskerek anyagi korlátjai nem teszik lehetővé. Ellenben kompozit anyagoknál látható, hogy akár 35 Nm-es terhelést is beállítottak a kutatók. A fordulatszám tekintetében leolvasható, hogy egészen 3000 fordulat/perc forgási sebességig végeztek vizsgálatokat, és a leginkább alkalmazott fordulatszám, amelyre a szimbólumok sűrűsége rámutat, az az 1000 fordulat/perc forgási sebesség. Az is kiderül a térképből, hogy vannak olyan mérési beállítások, amelyeket eddig még nem alkalmaztak a kutatók.

A kutatómunkám során használt fogaskerék anyagokat – öntött PA6, PA12 (SLS), PEEK – részben vagy egyáltalán nem kerültek görcső alá eddig. A PA esetében főként extrudált és nátrium katalizálású öntött poliamidokat tanulmányozták. Ezzel szemben az általam vizsgált magnézium katalizálású öntött PA6 anyagból készült kerekekről nincs elérhető adat. A PEEK fogaskerekeket már szélesebb körben vizsgálták, viszont többnyire olajkenés mellett. Ezzel szemben én a fogaskerék vizsgálatokat kenésmentes körülmények között végeztem el. Az ipari 3D nyomtatásban alkalmazott PA12 por alapanyagból készült fogaskerekeket ez ideig egyáltalán nem kutatták.

A fogaskerék üzemének a meghibásodás szempontjából megvannak a sarokpontjai, amely összefüggésbe hozható az átvitt teljesítménnyel. Ezeket a sarokpontokat kísérleti mérésekkel lehet megállapítani. A fogaskerek teljesítményével kapcsolatban mindenképpen meg kell említeni az alkalmazott nyomaték és szögsebesség (fordulatszám) viszonyát, mivel az határozza meg az átvitt teljesítményt. A nyomatékot és fordulatszámot (szögsebesség) változtatva, azonban ugyanazt a teljesítményt többféleképpen is létrehozhatjuk, viszont a tönkremeneteli mechanizmusok eltérőképpen fognak dominálni, ami a végső meghibásodás szempontjából különbséget eredményez. Ennek a feltárása a különböző anyagoknál még nem történt meg, azaz a nyomaték és szögsebesség arányának hatása még nem került tisztázásra a szakirodalomban. A kutatómunkám során ennek egy szűk területét kívánom vizsgálni.

A fogaskerekek hőmérsékletemelkedésének kísérleti vizsgálatával kívánom feltárni a kopást befolyásoló hajtásparámétereket különböző üzemi állapotban. A kísérleti beállítások változóit (faktorok) a hőfejlődést okozó hatások, és azokban szerepet játszó paraméterek alapján állítottam össze, amit a 3.3. táblázat szemléltet. A hőfejlődést főként a fogaskerekek csúszása és terhelése befolyásolja.

3.3. táblázat A kísérleti tényezők meghatározása

Vizsgálandó jelenség	Jelenség kiváltó oka	Fogaskerék igénybevétele	Hajtásjellemező	Kísérleti változó
Hőfejlődés	Az érintkező felületek súrlódása (súrlódási munka)	A fogaskerekek relatív mozgása (relatív csúszása)	nyomaték	<i>nyomaték</i>
			modul	modul
			fogs szám	fogs szám
			kapcsolószög	kapcsolószög
	A fogaskerék fogainak hajlításából származó hiszterézis veszteség (belső súrlódás)	A hajlító feszültség mértéke a fogak kapcsolódása során	nyomaték	-
			modul	-
			fogs szélesség	fogs szélesség
			fogaskerék anyagjellemzői	anyagjellemzők
		A fogaskerék igénybevételenek gyakorisága	fordulatszám	fordulatszám

A fogaskerék tartósságvizsgálatokról köztudott, hogy nagyon időigényes mérések. Ezért a kísérletek elvégzésénél több megkötéssel is éltem. Az egyik az, hogy a táblázatban szereplő kísérleti változók közül csupán egyetlen faktort, a nyomatékot és annak hatását kívánom vizsgálni. Ezen faktor kiválasztásánál a szakirodalomra támaszkodtam. Döntésemet azzal indoklom, hogy a nyomaték hatása a többi faktoral szemben mind a hőmérsékletemelkedés, mind a kopás szempontjából jóval hangsúlyosabb, a nyomaték a hőmérsékletemelkedés tekintetében a fordulatszámhoz képest 8-szor jelentősebb. A másik megkötés a limitált ciklusszám, amit 1,5 millió ciklusra korlátoztam. A vizsgálati térkép adataihoz igazodva a fordulatszámot 1000 fordulat/percre állítottam be, mivel ez volt a leginkább jellemző. A faktor hatásának vizsgálatához

a hagyományos kísérleti módszer szerint (One Factor At a Time) állítottam össze a mérési beállításokat, ahol csak a nyomatókat módosítottam és a többi vizsgálati jellemzőt állandó értéken rögzítettem. A mérési beállításokat és feltételeket az 3.4. táblázatban foglaltam össze. A műanyag fogaskerék tervezési irányelvek és a szakcikkek eredményei alapján egyértelműsíthető, hogy a kopás és a hőmérsékletemelkedés mértéke nagyobb igénybevétel mellett mérhető rövid időn belül. Ezért a kísérletek során a terhelést a kritikus nyomatók alapján határoztam meg, ami alatt azt a terhelést értjük, amikor a hőmérsékletemelkedés hirtelen elkezd növekedni és egészen a tönkremenetelig folyamatosan emelkedik vagy amikor a kopási sebességben hirtelen ugrás tapasztalható. Ennek megállapítására előméréseket végeztem a különböző alapanyagú fogaskerekeken, ami esetén azt a feltételt adtam meg, hogy adott terhelésen legalább 100.000 ciklusig hibamentesen fussanak a fogaskerekek. Az előmérések alapján meghatároztam a kritikus nyomatókat minden egyes anyagra, majd 3 terhelési szintet alakítottam ki. Az 1. szint: a kritikus nyomatók, amit teljes terhelésnek tekintek és 100%-nak vettem. A 2. szint a kritikus nyomatók 75%-a, a 3. szint pedig a kritikus nyomatók 50%-a. A 3 különböző vizsgált alapanyag esetében a 3 terhelési szint és az egyes beállításoknál elvégzett öt ismétlés összesen 45 mérést jelent. A fogaskerék vizsgálatok teljes ideje, amennyiben az egyes mérések hossza 1,5 millió ciklusra korlátozódik, 1000 fordulat/perces forgási sebesség mellett mérésenként 25 órát vesz igénybe, ami 45 mérés esetén nettó 47 napot jelent.

A kísérleteket azonos fogaskerék geometriával, azaz 1:1 áttétellel végeztem el száraz, kenetlen üzemi körülmények között, és minden esetben azonos anyagból készült fogaskerekeket járattam együtt. A felhasznált fogaskerekek geometriai jellemzői az 3.4. ábrán tekinthetők meg. A műanyag fogaskerekek tengelytávolságának beállítása eltér a fém fogaskerekeknél ismertektől, mivel a műanyagok hőtágulási együtthatója egy nagyságrenddel nagyobb a fémekénél. A műanyag fogaskerekeknél két lehetőség áll rendelkezésre a megfelelő tengelytávolság kialakítására. Az egyik a profileltolás alkalmazása a fogazás során, ezáltal csökkentve a fejkörátmérőt, így a számított tengelytávolság változatlan marad. A másik eshetőség a tengelytávolság növelése, ha erre a kialakítás - esetemben a mérőrendszer - lehetőséget ad. A kutatómunkám során az utóbbit alkalmaztam, ami eltér a VDI 2736 irányelve 4. részében leírtaktól, viszont nem volt lehetőség a profileltolás kivitelezésére a különböző gyártástechnológiák következtében, illetve a használt mérőgépnél a tengelytávolság állítása viszonylag könnyen elvégezhető. Ezért a tengelytávolság növelése mellett döntöttem, és az alkalmazott geometriának megfelelően a fogaskerekek tengelytávolságát az irányelvben megadott 60 mm helyett 60,2 mm-re állítottam be. A tervezési segédletek 0,1 mm tengelytávolságnövekményt ajánlanak, amit további 0,1 mm-rel növeltem az eltérő gyártástechnológiákból fakadó gyártási pontatlanságok miatt. Fontosnak tartom kiemelni, hogy a fogaskerekeket elemi fogazattal gyártottam le, viszont a tengelytávolságot megnöveltem az elméletihez képest, ezáltal általános fogkapcsolódásról beszélhetünk. Az általam fejlesztett mérőgépnél minden egyes mérésnél a terhelést újra be kellett állítani, és a rugós tengelykapcsoló előfeszítésének bizonytalansága, valamint a súrlódási veszteségek változása miatt az azonos beállításoknál minimális eltérések jelentek meg a nyomatókban a kísérletek során.

3.4. táblázat A mérési beállítások és feltételek

	Anyag	Terhelési szintek		
		1.	2.	3.
Alkalmazott terhelések (M) [Nm]	PA12	1,25	1,8	2,5
	PA6	3,5	5,3	7
	PEEK	5	7,5	10
Fordulatszám (n) [min ⁻¹]		1000		
Osztóköri kerületi sebesség (v _{ker}) [m/s]		3,14		
Ciklus (N _L) [x10 ⁶ fordulat]		1,5		
Üzemi környezet		Levegő		
Hőmérséklet (T _{kör})		23±2°C (klimatizált helyiség)		
Páratartalom		50 ± 10 %		

Az egymáson elmozduló gépelemek, mint például a siklócsapágycsapatok esetén a tervezésnél a számítások alapjául szolgál a felületi terhelés és a csúszási sebesség szorzata, ami $p\nu$ értéként ismert. A fogaskerék szakirodalomban főként a kopás értékeléseknél ugyancsak találkozom a $p\nu$ érték szerinti vizsgálattal. Ezért a dolgozatomban a kopási jellemzők mellett a hőmérsékletet és a súrlódási tényezőt szintén vizsgálom a $p\nu$ érték függvényében. A fogaskerék kapcsolódása során kialakuló egyenértékű Hertz feszültség (p) a (3.3) egyenlettel határozható meg (Kim, 2006):

$$p = \sqrt{\frac{F_n}{\pi \cdot b \cdot d \cdot \sin \alpha} \left(\frac{i+1}{i} \right) \frac{2}{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}} \quad (3.3)$$

ahol:

F_n : a normál irányú terhelés a fogaskerék kapcsolódásánál [N] (2.4. ábra),

ν : Poission tényező [-].

A $p\nu$ érték második tagja a ν , pedig a fogfelületen kialakuló átlagos csúszási sebesség, amit a kapcsolódás kezdete és a főpont közötti szakaszon határoztam meg, és a 3.4. ábrán megtekinthető.

3.3. Fogaskerékkopás-vizsgálatok

A fogaskerékek kopásának értékelésére két különböző mérési módszert dolgoztak ki. Az egyik a tömegmérésen, a másik pedig a fogprofil alakváltozásának nyomon követésén alapszik. Ezeknek az eljárásoknak az alkalmazásával határozható meg a kopási együttható, amelyre külön módszertanok ismertek. A következő alfejezetekben ezeket részletesen ismertetem. A kopás kiszámításának elméleti háttere a 2.5.5. fejezetben található. A hagyományos kopásértékeléseket kiegészítve röntgen tomográfiai vizsgálati módszert dolgoztam ki annak érdekében, hogy további részleteket tudjunk meg a fogaskerékek kopási mechanizmusáról.

3.3.1 A kopásértékelés tömegvesztéses mérési módszere

A fogaskerékek kopás értékelésének hagyományos és legegyszerűbb módszere a tömegmérés, amelyhez analitikus mérleget használnak. Ennél az eljárásnál két különböző kopási együttható meghatározására van lehetőség. Az első a tömegvesztéses kopási együttható $k_{wtömeg}$, amelyet az (3.4) egyenlettel lehet kiszámolni a VDI 2736-os irányelv szerint. Ehhez a módszertanhoz, az ép és a kopott fogaskerék tömegének a különbségét, az m_w -t kell meghatározni, azaz a fogaskerék tömegét az élettartam-vizsgálat előtt és után is meg kell mérni (Matkovič, et al., 2021).

$$k_{wtömeg} = \frac{m_w}{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_L \cdot H_V \cdot \rho} \quad (3.4)$$

A kopásértékelésnek van egy másik összetettebb módszere a progresszív, szakaszos fogaskerék-vizsgálatsorozat, ami által részletesen meghatározható hogyan változik a fogoldal geometriájának profilja, és hogyan viszonyul ez a különböző módszerekkel kapott kopási együtthatókhoz, ezáltal létrehozható a fogoldal kopásfolyamatának mintázata. Ehhez a kísérletsorozathoz azonban többször is le kell állítani a mérést. A megállítási ciklusok meghatározásához tisztában kell lenni a fogaskerék élettartamával és meghibásodásával, amihez előméréseket kell végezni. A megállítási ciklusokra jó példa a 15, 17, 19, 21 x 10⁶ futási ciklus, aminél a 21 millió ciklus a maximum, azért, mert ennél nagyobb ciklusszámnál már előfordulhat fáradásos meghibásodás. Minden egyes szakaszos leállítást követően meg kell mérni a műanyag fogaskerék tömegvesztését (M_w) analitikai mérlegen, és optikai mikroszkóppal felvételt készíteni a fogprofilról. A kapott eredmények alapján az (3.4) egyenlettel kiszámítható a progresszív tömegvesztéses kopási együtthatója $k_{wtömeg,pr}$ szakaszokra bontva (Matkovič, et al., 2021).

A fogaskerék vizsgálatokhoz használt mérőgép kialakításából fakadóan az első módszert alkalmaztam, ahol a kopási tényezőt a tömegvesztés alapján határoztam meg, tehát a fogaskerék tömegét futtatás előtt és után is megmértem, minden esetben 5 ismétlést végeztem. A mérésekhez használt analitikus mérleg az 3.12. ábrán látható. A mérések elvégzésénél figyelembe vettem a

műanyagok egyedi tulajdonságait, mint például a vízfelvételt, ezért a fogaskereket az előállításuktól a mérések időpontjáig exszikkátorban tároltam szilikagél jelenlétében, ezzel biztosítva a nedvességfelvétel elkerülését. A méréseket labor körülmények között végeztem el 23 ± 2 °C-on, és a mintákat már a mérés előtt egy héttel elhelyeztem a vizsgálati helyiségben.



3.12. ábra Fogaskerék tömegmérése analitikus mérleggel

3.3.2 A kopásértékelés mikroszkóp felhasználásával

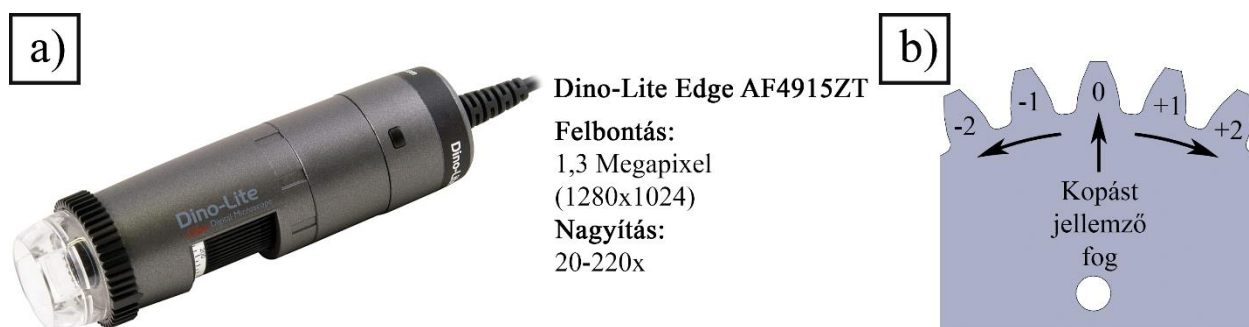
A fogaskerék kopása grafikus módon is kiértékelhető mikroszkóp segítségével. Az előző fejezetben ismertett tömegvesztéses kopásértékeléstől függetlenül is elvégezhető ez az eljárás. A fogaskerék vizsgálatot követően a kopott fogaskerék fogprofiljáról készített felvétel alapján megbízhatóan mérhető a lineáris kopás, W_m , azaz a fog elvékonyodása az osztókör vonalában, amint az a 3.14. ábrán látható. A lineáris kopás fontos paramétere a műanyag fogaskerekek tervezésének, amelyet a VDI 2736 irányelv is elismer és alkalmaz, mint az egyik határparaméter, ami becslést ad a fogaskerekek használhatóságához (VDI2736, 2014). Az irányelv szerint a W_m nem haladhatja meg a teljes fogszélesség 20%-át az osztókör vonala mentén. A W_m érték felhasználható a kopási tényező, k_{wWm} kiszámítására a 3.5 egyenlet szerint, ami a (2.12) egyenlet átrendezésével kapható meg. A kopás grafikus kiértékelése többféleképpen is történhet, a kopott profilt hasonlítjuk az eredeti profilhoz is, valamint az elméleti profilgörbéhez is (Hriberšek & Kulovec, 2022) (Matkovič, et al., 2021). A munkám során az utóbbit alkalmaztam, tehát a lineáris kopást az elméleti profil és a kopott profil összehasonlítása által határoztam meg. Annak érdekében, hogy minél pontosabb eredményt kapjak. Minden egyes vizsgált fogaskeréknél kiválasztottam egy jellemző fogat, és az attól balra és jobbra lévő 2 fog esetében is megállapítottam a lineáris kopás mértékét, majd ezen eredményeket átlagoltam (3.13. ábra (b)).

$$k_{wWm} = \frac{W_m \cdot b \cdot z \cdot l_{Fl}}{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_L \cdot H_v} \quad (3.5)$$

Az összefüggésben szereplő tényezőket magyarázata a 2.5.5. fejezetben található.

A képfeldolgozás útján meghatározott kopási tényezőt, a k_{wWm} -t, használhatjuk referenciának a többi kopás tényező módszer összehasonlítására, ami által szélesebb rálátást kapunk a kopásra (Matkovič, et al., 2021).

A felvételek elkészítéséhez a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem Műszaki Intézetének a Dino-Lite Edge AF4915ZT típusú digitális mikroszkópját és az ahhoz tartozó DinoCapture 2.0 szoftvert használtam. A mikroszkóp és a fontosabb jellemzői az 3.13. ábrán (a) szerepelnek.



3.13. ábra a) Dino-Lite Edge AF4915ZT digitális mikroszkóp fő jellemzői b) A vizsgált fogak elvi vázlata

A felvételeket 53x-os nagyítás mellett készítettem el polarizált szűrő felhasználásával. A fogaskerek kopott fogprofiljáról készült képeket 3DS Solidworks 2019 mérnöki tervező szoftverben értékeltem ki, ami során a következő lépéseket végeztem el:

- (i) a 3 dimenziós fogaskerek modell alapján készítettem egy 2 dimenziós vázlatot egy fogprofilról, amely megfelel az elméleti fogprofilnak,
- (ii) a mikroszkóp felvételt behívtam a 3DS SolidWorks 2019-es programba,
- (iii) a mikroszkóp felvételen található referencia méretskála alapján elvégeztem az elméleti profil és a kopott profil arányának és szögének a beállítását,
- (iv) a fogtő-lekerékítés alapján illesztettem a kopott fogprofil az elméleti görbéhez,
- (v) vázlat módban spline görbét illesztettem a kopott fogoldal profil görbéjére,
- (vi) vázlat módban egyenest illesztettem merőlegesen az evolvens fogprofil görbére úgy, hogy az egyenes kezdőpontja az a pont, ahol az osztókör metszi a profilgörbét, majd meghosszabbítottam az egyenest a spline görbéig,
- (vii) az illesztett egyenes hosszát „Smart Dimension” funkcióval mértem meg, ami megadja a lineáris kopás mértékét.

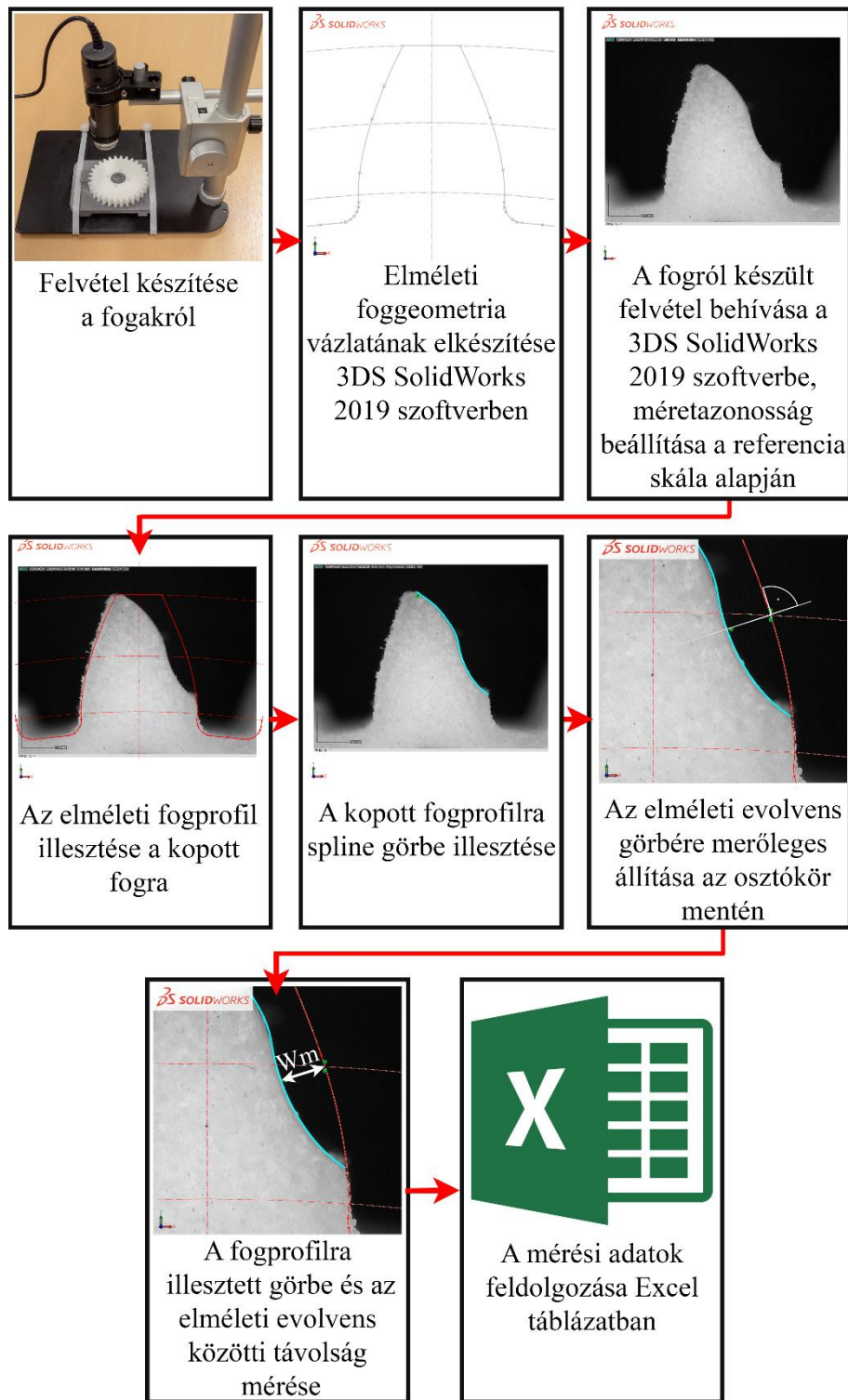
Miután meghatároztam a lineáris kopást, W_m -t, a 2.5.5. fejezetben bemutatott (2.12) egyenlet k_w -re való átrendezését követően Excel táblázatban kiszámítottam a kopási tényezőt, k_{wwm} -t.

A mikroszkópos kopásértékelés folyamatát a 3.14. ábrán foglaltam össze.

3.3.3 A kopásértékelés röntgen tomográfiai (XCT) módszere

A röntgen tomográfia alkalmas 3 dimenziós térfogati felvételek létrehozására, és lehetőséget nyújt összetett külső és belső geometriai jellemzőkkel rendelkező alkatrészek mérésére és jellemzésére, amit a hagyományos metrológiai műszerekkel nehezen vagy egyáltalán nem lehetséges elvégezni (Townsend, et al., 2018).

A műanyag fogaskerek fogfelületének, kopásának leképezésére is alkalmas a számítógépes röntgen tomográfia (XCT, X-ray Computed Tomography), azonban kevesen alkalmazzák magas költsége és elterjedtségének hiánya okán. Az XCT technológia egyaránt alkalmas térfogat jellegű anyaghibák, zárványok és metrológiai feladatok ellátására (Iassonov, et al., 2009) (Kruth, et al., 2011) (Wits, et al., 2016). A fogaskerek kopásértékelésénél a 3 dimenziós tomográfia előnyt jelent a többi kopásértékelő eljárással szemben, mivel nem csak a szélső pontok esetén kapunk információt a fogprofilról, hanem a teljes fogoldal mentén tudjuk vizsgálni annak alakulását.



3.14. ábra A mikroszkópos kopásértékelés folyamatábrája

Az XCT felvételeket egy GE Phoenix Micromex berendezéssel készítettem, ami digitális sík panel detektorral és egy 180 kV, 20W transzmissziós röntgen csővel van felszerelve. A felvételeket minden fogaskerék minta esetén ugyanazzal a beállítással készítettem, amelyek a 3.5. táblázatban vannak összefoglalva. Felvételenként 360 pozícióban rögzítettem 3 képet, 333 ms idővel, ami 6 percet vett igénybe fogaskerekenként. A pozícióként rögzített 3 képből az elsőt kitöröltem az esetleges bemozdulások elkerülése végett. A geometriai nagyítás mértéke 4,33; 46,18 μ m-es voxel méret mellett. A képek rekonstrukcióját Phoenix Datosx 2 programmal végeztem el.

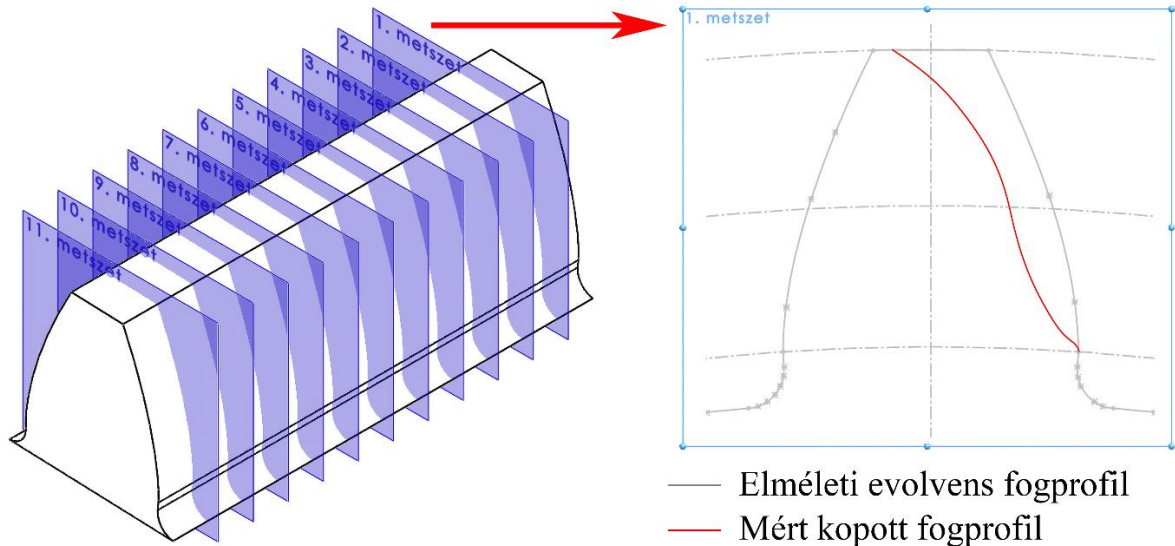
3.5. táblázat GE Phoenix Micromex 180kV mérési beállítások

Paraméter	Érték	Paraméter	Érték
Szűrő anyaga	Réz	Expozíciós idő	333 ms
Szűrő vastagsága	1,8 mm	Voxel méret	46,18 μ m
Csőfeszültség	50 kV	Vetületek száma	360
Csőáram	300 μ A	Detektor mérete	1000 x 1000 pixel

A CT felvételek VGStudio MAX 3.4-gyel való kiértékelése során egyedi módszereket kellett kidolgozni és alkalmazni három okból kifolyólag. Az egyik ok az, hogy az elérhető CT-s röntgenberendezés látómezője kisebb volt, mint a mérésekhez használt fogaskerék, ezért a teljes fogaskerék helyett annak csak egy meghatározott része került felvételre. A másik ok, hogy a vizsgált műanyag fogaskerekek eltérő gyártástechnológiával készültek, ezért az illesztésnél használt CAD modell alkalmatlannak bizonyult a pontos illesztésre az eltérő technológiák esetében. A harmadik ok pedig, hogy a vizsgálat közben a fogaskerekek egyes esetekben olyan mértékű terhelésnek voltak kitéve, hogy a kopás mellett maradó alakváltozást szenvedtek, ami szintén megnehezítette a tartóssági vizsgálat előtti és utáni felvételek azonos szoftveres illesztését. Ezért az illesztési hibáktól való függetlenedés miatt a következő módszert dolgoztam ki a kopás összehasonlítására az eltérő anyagú és gyártástechnológiájú műanyag fogaskerekek esetén:

- (i) röntgen (XCT) felvétel készítése a darab körbe forgatásával (2 dimenziós kép, pixel alapú),
- (ii) a röntgenfelvételek rekonstrukciója Phoenix Datasx 2 programban, ami során a 2D-s képekből létrejön a térfogati fájl (3 dimenziós, voxel alapú),
- (iii) a létrehozott térfogati fájl behívása a VGStudio programba,
- (iv) a felület meghatározása, a mért pontfelhő létrehozása,
- (v) a fogaskerék CAD modell behívása a VGStudio programba,
- (vi) best fit illesztés a felületi pontfelhő és a CAD modell között (a kiértékelés felgyorsítása érdekében macro-ban került megírásra az elemzés, és a macro működése miatt szükséges ez a lépés, mert a koordináta mérés technikai program a CAD modell felületén programozható és így a felhasznált geometriai elemek valós pontjainak keresése automatizálható),
- (vii) a méréshez használt koordináta-rendszer elemeinek illesztése; elsődleges bázisként a fogaskerék oldalsíkja volt meghatározva, másodlagosként a központi furat hengerfelülete, ezzel a fogaskerék szabadságfokaiból 5 került meghatározásra,
- (viii) a hatodik szabadságfok meghatározása best fit illesztéssel történt (a hatodik szabadságfok alatt a következőt értjük: forgatás a központi furat hengeres felület tengelyének középpontja körül)
- (ix) mérési sablon alkalmazása a felületi pontfelhőre,
- (x) kiértékelés futtatása: az illesztés elvégzését követően két különböző módszert alkalmaztam:
 - (a) A kopás meghatározása (Line profile minimal és Freeform line adatok alapján)

A felületi pontfelhőn létrehozott koordináta rendszerben történt az evolvens-profilok kiértékelése. A CAD modell evolvens profilja szolgált nominális geometriai elemként. A mért felületi pontfelhőn az evolvens profilra merőleges irányban 0,1 mm-es osztással metszetek készültek, aminek egyszerűsített vázlatát az 3.15. ábra mutatja be. Az egyes metszeteken az evolvens szakaszra a nominális geometria illesztése lett elvégezve translációval (3.16. ábra (a)) (a nominális geometria forgatása nem volt megengedve). A mért pontokra a nominális geometria illesztése a legkisebb négyzetes eltérések (Gauss-Newton algoritmus) módszerével történt. A Line profile minimal annak a sávnak a szélességét adja meg mm-ben, ami két oldalról a nominális evolvens profilokkal határolt. A két nominális evolvens profil között az összes mért pont megtalálható. A két profil a pozitív és negatív irányban legjobban eltérő pontokat érintik.



3.15. ábra Az evolvens fogprofil metszetekkel való felosztásának egyszerűsített vázlata az XCT kiértékelésnél

A Freeform line szintén a Line profile metszeteiben került meghatározásra. A Line profile azt adja meg mm-ben, hogy a Freeform line-nál meghatározott pozitív és negatív irányban legjobban eltérő pontokra illesztett evolvens profiloknak mekkora az eltérése a CAD modell evolvens profiljához képest. A CAD modell ebben az esetben csupán referenciaként szolgál, hiszen a CAD modell a fog két oldalán található evolvens fogprofil pozícióját tartalmazza ugyan, de a kiértékelés szempontjából nem lényeges. A kiértékelés során a fog kopásának mértéke a fenti adatokból került meghatározásra metszetenként. A módszer lényege, hogy a CAD modellt referenciaként felhasználva a koptatás előtti és utáni fogaskerek fogaira illesztett nominális evolvens eltérése változik.

(b) Az evolvens görbe alakjának változása (Line profile negative and positive adatok alapján)

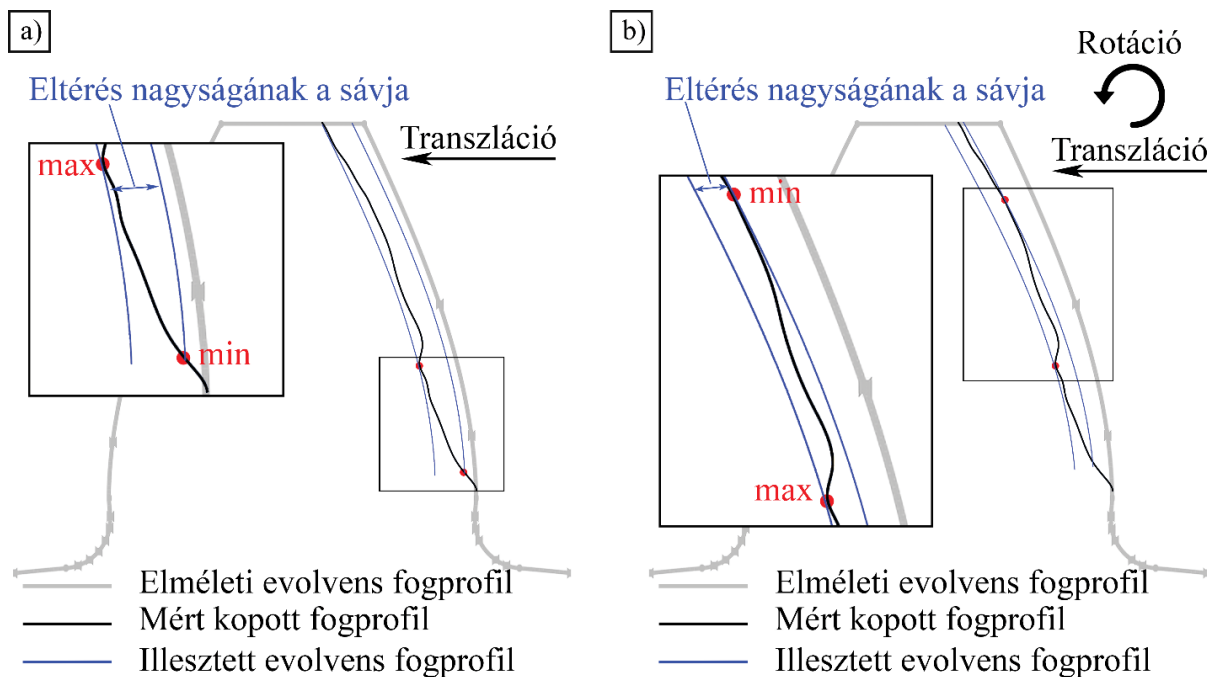
Ennél a módszernél a CAD modelltől kivett evolvens profil a metszetekben szabadságfok megkötés nélkül került illesztésre Gauss-Newton módszerrel a mért pontokra. Az illesztésnél nem csak transláció, hanem forgatás is meg volt engedve (3.16. ábra (b)). A nominális evolvens profil illesztése után a pozitív és negatív irányokban a legjobban eltérő pontokat érintve az illesztett evolvenssel párhuzamos evolvens lettek meghatározva eltolással. A két külső evolvens profil között helyezkedik el az összes mért pont az adott keresztmetszetben. A Line profile positive és negative adatok összege a két külső evolvens által határolt sáv szélességét adják meg mm-ben. Ez az adat csak az evolvens profil alakjáról szolgáltat adatot. A koptatás utáni értékek növekedéséből arra következtethetünk, hogy az fogakon az evolvens alakja eltorzult-e.

(xi) A kiértékelés eredményeinek feldolgozása és megjelenítése Excel Visual Basic macro segítségével.

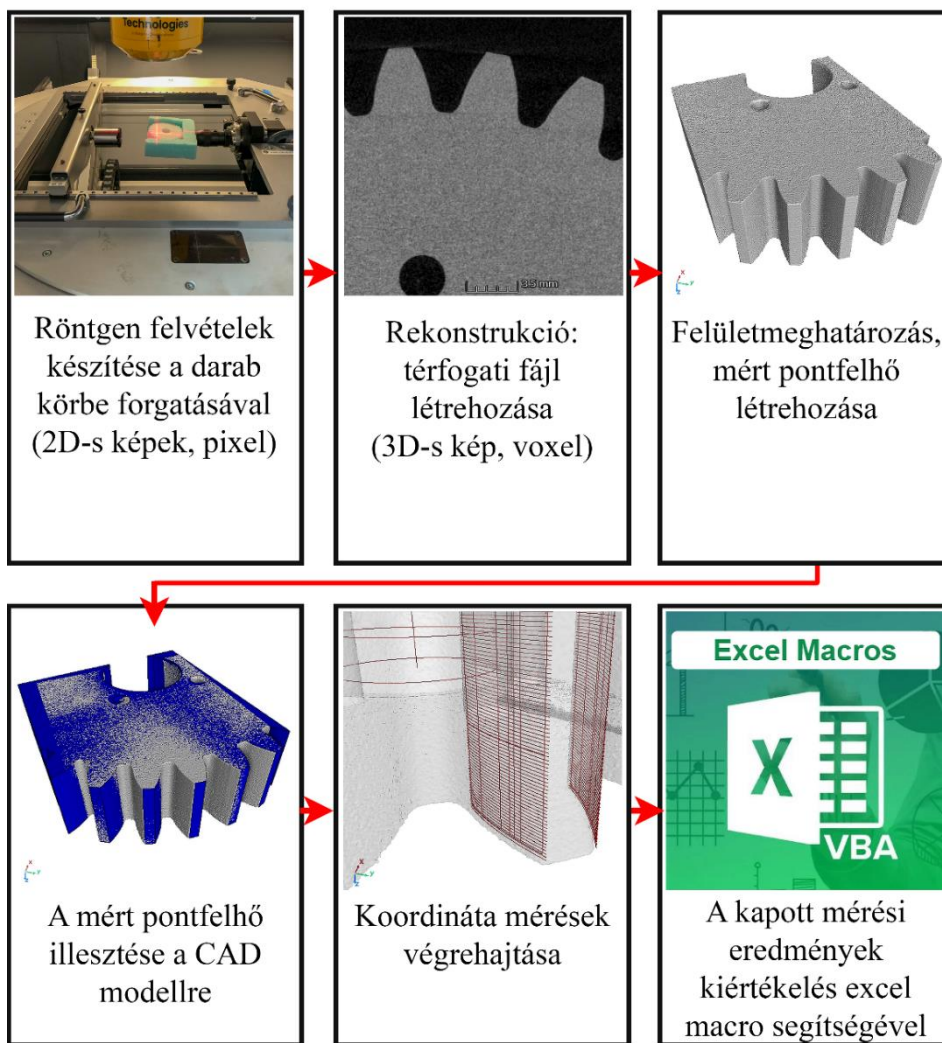
A röntgen tomográfiával végzett kopásértékelés folyamatát a 3.17. ábrán mutatom be.

Fontos megjegyezni, hogy a röntgen tomográfia vizsgálat során a mérőrendszer bizonytalanságát nem vizsgáltam, csupán a fogaskerek mérés előtti és utáni összehasonlítására került sor.

A VGStudio szoftverben elvégzett kiértékelések kivitelezéséért Marczis Attila barátomnak jár külön köszönet.



3.16. ábra XCT kiértékelésnél alkalmazott illesztési metódusok (a) csak transzlációval, (b) transzlációval és forgatással



3.17. ábra Röntgen tomográfias kopásértékelés folyamatábrája

3.4. Függvényillesztés és kiugró adatok szűrése

A mérési adatsorok feldolgozásánál több matematikai eljárást is alkalmaztam, amelyeket az Origin 2023b szoftverben végeztem el.

A kiugró mérési adatok felismerésére és kizárására a „Residual Plot” funkciót használtam. Ezen eljárás során az adatsorok esetében lineáris regressziót végeztem, és a standard maradékok segítségével határoztam meg, hogy mely adatpontok számítanak kiugró értéknek.

A függvényillesztést megelőzően a hőmérséklet adatsorok feldolgozásánál egy jól bevált módszert, a Savitzky-Golay-féle algoritmust használtam elsőfokú polinommal, vagyis lineáris függvénnyel és 500 pont szélességgel a zajos mérési adatok simítására, ami csökkentette a görbék egyenetlenségét.

A fogaskerék-vizsgálatoknál az egyensúlyi hőmérséklet meghatározásához diagramokat készítettem, ahol a hőmérsékletet a ciklus függvényében ábrázoltam. A hőmérséklet görbét két szakaszra bontottam tribológiai elvek szerint, és az egyensúlyi hőmérsékletet a bejáratási szakaszban vizsgáltam. A hőmérséklet görbe ezen szakaszaira exponenciális típusú telítődési függvényt illesztettem, amely során a Downhill Simplex (Nelder-Mead) módszert alkalmaztam. Az illesztés folyamán megjelenítettem az együtthatókat, valamint a korrigált determinációs együttható (R^2) értékét, amely az illeszkedés jósági fokát mutatja.

3.5. Többváltozós lineáris regresszió

A kutatásom során kapott nagyszámú mérési adatok matematikai statisztikai értékelésére többváltozós lineáris regressziót alkalmaztam annak érdekében, hogy megállapítsam a kristályosság hatását az alapkutatásnál alkalmazott anyag Charpy ütőmunkájára, valamint a fogaskerék vizsgálatokhoz felhasznált anyagok tulajdonságainak és a vizsgálat jellemzőinek a hőmérsékletre és a kopásra gyakorolt hatását és azok érzékenységét. A többváltozós lineáris regresszió alkalmas arra, hogy az anyagtulajdonságokat és a belőlük képzett dimenzió nélküli számokat egy modellben értékeljük, és megadja azt, hogy egy függő változó hogyan függ a többi független változótól, amelyek mind különböző skálán mozognak. A hatványfüggvények, mint például a második vagy annál magasabb hatványú polinomok jobb közelítést nyújthatnak, ellenben a modellek kevert paraméterei fizikai információvesztést okozhatnak, ezért a regressziós modellnél lineáris függvényt használtam. A több változó függését leíró lineáris függvény egy függő változó esetén a következő:

$$Y = a_0 + a_1X_1 + a_2X_2 + \dots + a_nX_n, \quad (3.6)$$

ahol:

n: a független változók száma,

X_1, X_2, \dots, X_n : független változók.

A legkisebb négyzetek módszere a legelterjedtebb eljárás a regressziós modellek mérési pontokra való illesztésének. Első lépésként az F-próbával vizsgáljuk, hogy a modell releváns-e. Ha p érték kisebb, mint 0,05, akkor szignifikáns az eltérés, tehát a modell releváns, azaz különbözik egy konstans függvénytől. A determinációs együttható, azaz az R^2 értéke méri a modell illeszkedésének jóságát, ami megmutatja, hogy a függő változó varianciájának mekkora részét magyarázzák a független változók. Amennyiben az a_k ($k \in \{0, 1, \dots, n\}$) együtthatóra $p < 0,05$ érvényes, akkor statisztikailag különbözik a 0-tól, és így a megfelelő független változó X_k szerepet játszik az Y függőségének leírásában. A megalkotott modellben csak azok a független változók szerepelnek, amelyekhez tartozó együttható szignifikánsnak bizonyult. A független változók a függő változóra gyakorolt hatásuk mértékét, a szignifikáns független változók standardizált (vagy béta) együtthatóinak abszolút értéke adja meg, minél nagyobb ez az érték, annál nagyobb a hatás. A változók lineáris regressziós modellbe való bevitelének lehetséges módszerei közül a lépésenkénti (stepwise) módszert alkalmaztam. Ez azt jelenti, hogy modellépítési algoritmus

minden egyes lépésénél a lehetséges, szignifikáns független változók közül azt adja meg, amelynek a legnagyobb az R^2 változása. Az algoritmus akkor ér véget, amikor már nincs új független változó, amelyet be tud illeszteni. A dolgozatban bemutatott modellek adott esetekben nem minden szignifikáns változót vettek figyelembe, amelyeknél az R^2 változásának mértéke kicsi, azokat elhanyagolták. Fontos hangsúlyozni, hogy a többszörös lineáris regresszió alkalmazhatóságának feltétele, hogy a független változók kollineárisak legyenek (Mitev & Sajtos, 2007) (Muhandes, et al., 2020). A vizsgált anyagok azon paramétereit, ahol egymással kapcsolatos korrelációs együttható magasabb, nem használtam fel a modellben.

A többváltozós lineáris regressziós vizsgálatokat az IBM SPSS 27-es verziószámú matematikai statisztikai szoftverrel végeztem el.

4. EREDMÉNYEK

4.1. Az öntött PA6 kiválasztási folyamata

Az öntött PA6 gyártástechnológiájából kifolyólag a félkész termékek, rudak mechanikai tulajdonságának egyik jellemző paramétere, a szívósság nem tekinthető állandónak. A félkész termékek mechanikai tulajdonságai érzékenyek a gyártott méretre, pl. az öntött átmérőre, amelyeket Charpy-féle ütővizsgálattal teszteltem. Általánosan elfogadott, hogy az ütőmunka az anyag más jellemzője mellett a kristályossági fokkal is összefügg. A kristályossági fok megállapításához differenciális pásztázó kalorimetria eljárást alkalmaztam. A vizsgálat során meghatároztam a magnézium-katalizálású öntött poliamid 6 rudak szívóssága és kristályossági foka közötti kapcsolatot. A kutatáshoz 40 – 300 mm tartományban hét méretlépcsőben választottam ki az öntött rudakat.

A magnézium-katalizálású öntött poliamid 6 (PA6) általános felhasználású, részben kristályos hőre lágyuló műszaki műanyag, amely előnyös fizikai, mechanikai és tribológiai tulajdonságokkal rendelkezik, ezért széles körben felhasználgják, beleértve olyan ipari alkalmazásokat is, mint például a fogaskerekek. A fogaskerekek alkalmazásánál alapvető követelmény a szívósság. Az öntött poliamid fogaskerekek kis- és középsorozatú gyártása általában forgácsolási technológiával történik számos különböző mérettartományban. Ezért is fontos megismerni és tudni az átmérő tartományhoz kapcsolódó szívósság tulajdonságok különbségeit. A szakirodalomban egyetértenek abban, hogy poliamid tulajdonságait, többek között a szívósságot az amid csoport és a metilénecsoport aránya, a kristályossági fok, a kristálmorfológia és a maradék monomertartalom határozza meg (Brazel & Rosen, 2012) (Mishra, 2000).

A gyakorlati lehetőségek kiszélesítése érdekében alapvető fontosságú az öntött PA6 tulajdonságainak és korlátjainak feltérképezése. Ismert az a tény a műszaki gyakorlatban, hogy az öntött PA6 szívóssága és alakváltozási képessége erősen függ az üzemi körülményektől és a gyártási technológiától is (Sarankó, et al., 2018) (Chen, et al., 2017).

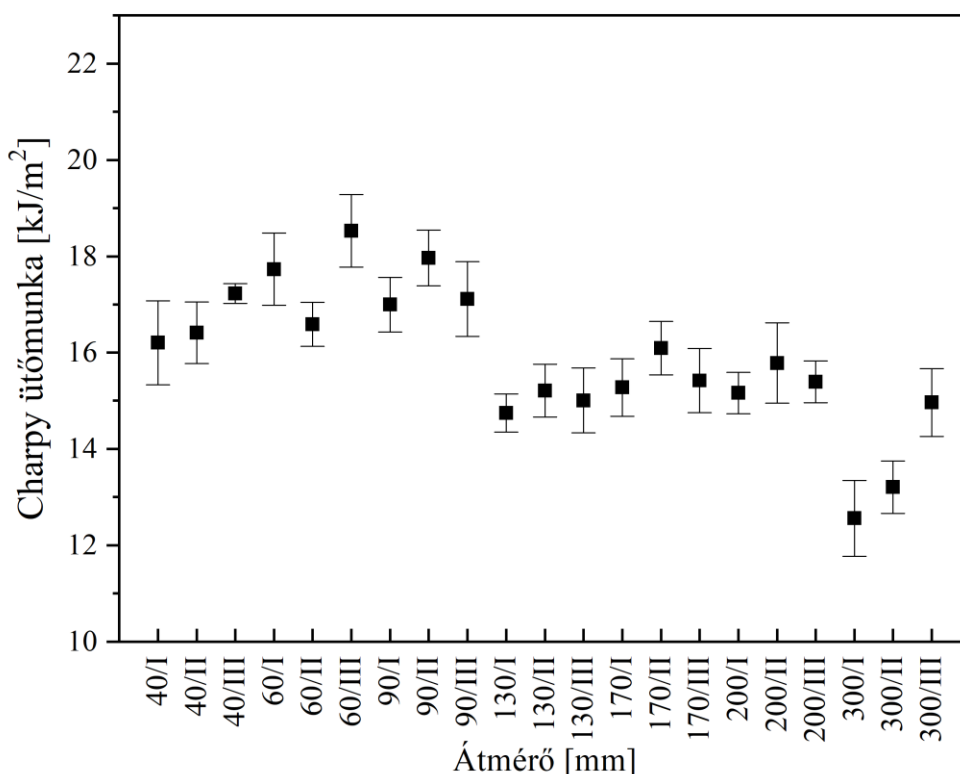
A nedvességtartalom és az üzemi hőmérséklet fontos az üzemi körülmények szempontjából. A poliamidoknál ismert, hogy higroszkópos tulajdonsággal rendelkeznek az amid csoport miatt, amely képes vizet megkötni. A nedvességtartalom befolyásolja az anyag tulajdonságait, többek között a rugalmasságot, szakítószilárdságot, ütőmunkát, ezzel összhangban az ebből az alapanyagból készült termékek teljesítményére is erősen kihat (Jia, et al., 2004) (Palabiyik & Bahadur, 2000) (Raghavalu Thirumalai, et al., 2011).

A kristályossági fok és a kristályszerkezet (gömbkristályok) alapvető szerepet játszanak a poliamidok mechanikai tulajdonságaiban, és ezeket a gyártástechnológia befolyásolja (Starkweather Jr & Brooks, 1959) (Rahman, et al., 2018).

A Charpy-féle ütőmunka és a kristályossági fok közötti kapcsolatot még nem vizsgálták a magnézium-katalizálású öntött PA6 félkész termékek különböző rúd méreteinél.

A Charpy-féle ütővizsgálatok eredményei (4.1. ábra) alapján arra a következtetésre jutottam, hogy a vizsgált rúd átmérő tartományban az ütőmunka értékek nem állandóak. Három kategóriába csoportosítottam őket, amit statisztikában alkalmazott Dunnett-teszt is megerősített. Az első kategóriába az átmérő 40 és 90 mm közötti rudakat soroltam, ezeknek az ütőmunkája 16,2 és 18,5 kJ/m² között mozgott, ami az átlagnál nagyobb. A második kategóriába a 130, 170 és a 200 mm átmérőjű rudak tartoznak, amelyeknek ütőmunkája 14,7 és 16 kJ/m² között alakult. A harmadik kategóriába a 300 mm átmérőjű rúd került, mivel ennek ütőmunkája átlag alatti, 12,5 és 15 kJ/m² között mozgott. A legkisebb (60 mm) és a legnagyobb (300 mm) átmérőjű rudak ütőmunkájának összehasonlítása alapján 23%-os eltérést tapasztaltam, azaz átlagosan 4 kJ/m²-tel csökkent az ütőmunka értéke a nagyobb átmérő esetén. Az eredmények alapján megállapítható, hogy a magnézium katalizálású öntési technológiával gyártott félkész rudak gyártási mérete

befolyásolhatja az alkatrészek szívósságát, és az ütőigénybevételrel szembeni viselkedését, ami a mérnöki alkalmazhatóság szempontjából lényeges tényező.



4.1. ábra Charpy-féle ütőmunka 40 és 300 mm közötti tartományban

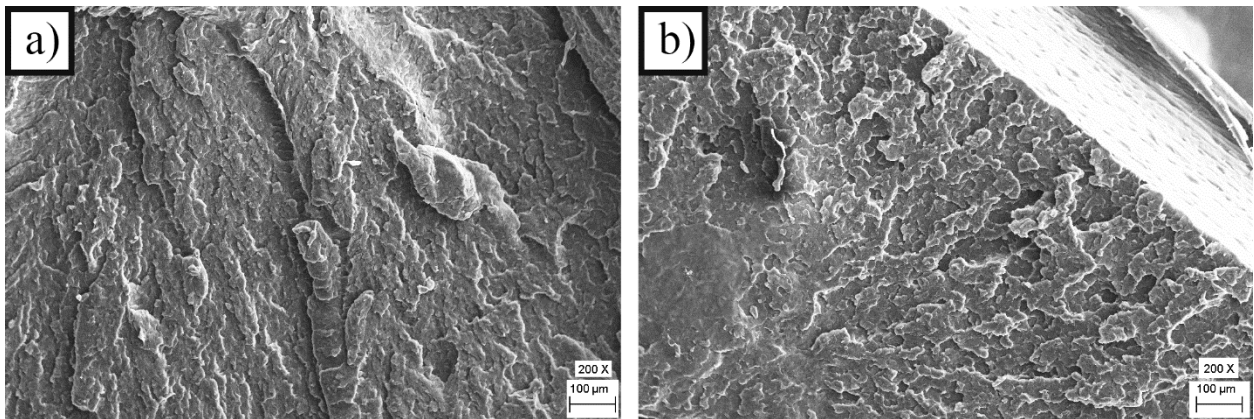
Az ütőmunkában megfigyelt különbségek mélyebb elemzését elektronmikroszkópos felvételek segítségével végeztem el, amely a 4.2. (a) és (b) ábrákon látható. A felvételek alapján megállapítható, hogy a legnagyobb ütőmunkával rendelkező 60 mm átmérőjű rúdból készült próbatesteknél a törési síkok és a repedéskezdemények száma kevesebb a törési felületen, ahol jellemzően jelentősebb deformáció ment végbe. A törési felületen többféle U- és V alakú mintázat ismerhető fel, ami képlékeny alakváltozással járó anyagviselkedésre utal. A törési mintázatok határfelülete hullámosan deformálódott a képlékeny alakváltozás következtében (Grellmann & Seidler, 2001). Ezzel szemben a 300 mm átmérőjű rúdból előállított mintát, amely kisebb ütőmunkával rendelkezett, eltérő törési felületet mutat, amely simább, és gyengébb deformációs viselkedéssel és nagyszámú törési síkkal jellemezhető (Chen, et al., 2002).

A 300 mm-es rúdnál tapasztalható kisebb Charpy-féle ütőmunka miatt, további részletes vizsgálatokat végeztem annak érdekében, hogy a rúd mag- és héjzónájának szívósságát összehasonlítsam.

Az ütőmunka értékeinek eltérése az öntési technológiából fakad. Az alapanyagot elméletileg adiabatikus polimerizációval alakítják ki, ami azt jelenti, hogy a rudat kezdeti hőmérsékletéről exoterm folyamat révén melegítik fel. Minél kisebb a rúd átmérője, annál kevésbé igaz, hogy a rendszer adiabatikusan viselkedik. Adott átmérőjű rúd felmelegedése és a rendszer hőegyensúlya, a polimerizációs folyamat több külső tényezőtől is függ. Az egyik legfontosabb faktor a gyártási átmérő, például az 50 mm átmérőjű rúdnál a héj és magzóna között kisebb a különbség, mint a 300 mm átmérőjű rúdnál.

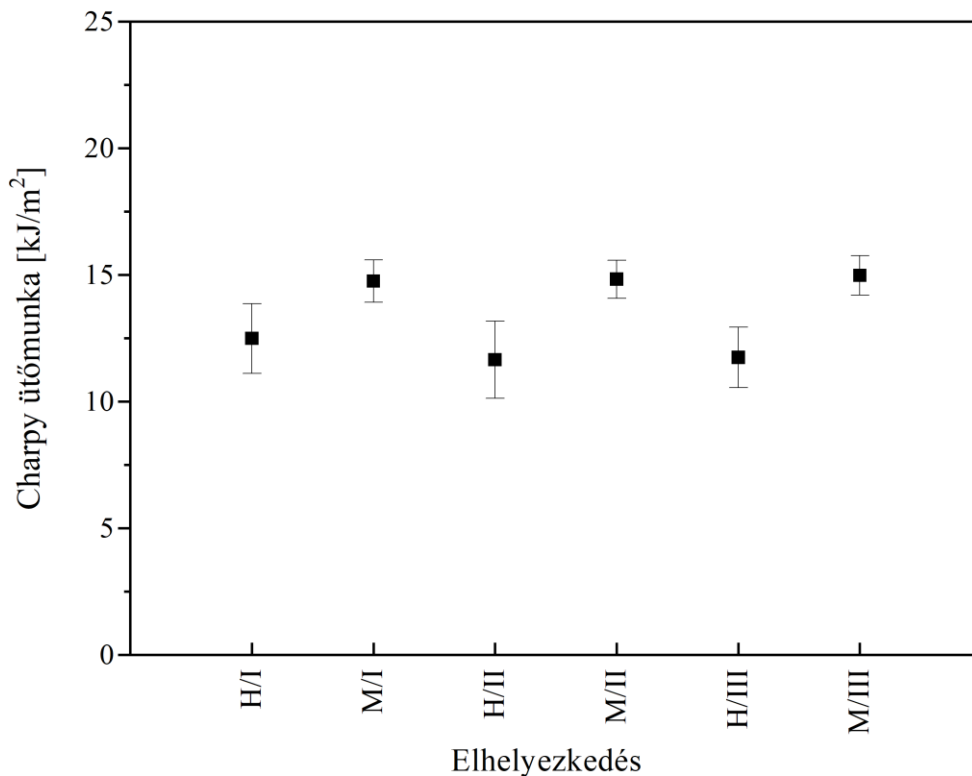
A nagyobb átmérőjű rudaknál a magzóna, a műanyagoknál jellemző gyenge hővezetési tényező miatt akár 40-50 °C-kal is jobban felmelegedhet a héjzónához képest. Végző soron a technológia

termikus dinamikája határozza meg a termék mechanikai tulajdonságait, beleértve az ütőmunka értékeit is.



4.2. ábra a) Elektronmikroszkóp felvétel a Charpy próbatest töret felületéről, amely a legnagyobb ütőmunkával rendelkező 60 mm átmérőjű rúdból készült b) elektronmikroszkóp felvétel a Charpy próbatest töret felületéről, amely a legkisebb ütőmunkával rendelkező 300 mm átmérőjű rúdból készült

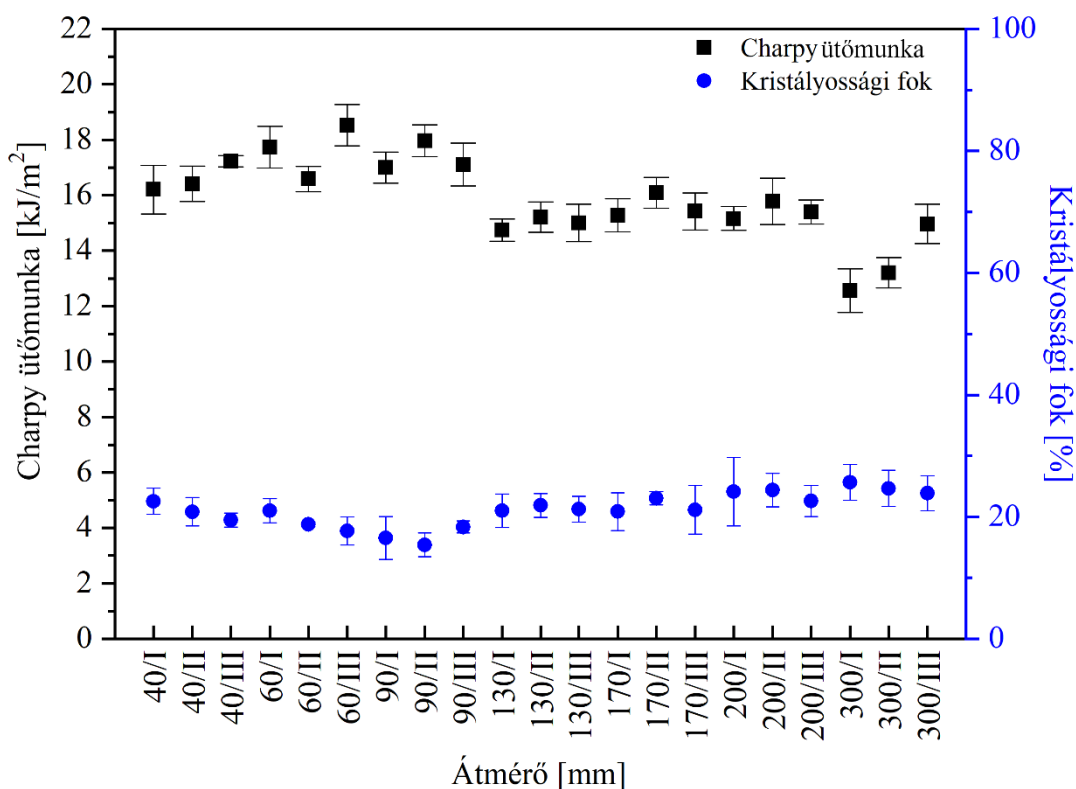
A nagy átmérőjű rúd részletes vizsgálatának eredményei (4.3. ábra) azt bizonyítják, hogy a héj- és magzóna szívóssága jelentősen eltérhet, amit statisztikában alkalmazott Welch-féle t-próbával is igazoltam. A legkisebb ütőmunkát a II. héjzóna, a legnagyobb ütőmunkát a III. magzóna mintáin mértem, 300 mm átmérőjű rúd esetén. Az eltérés mértéke 23%, ami 3 kJ/m² ütőmunka értéket jelentett.



4.3. ábra A 300 mm rúd részletes szívósság vizsgálatának eredménye

Az ütővizsgálatok alapján megállapítottam, hogy a félkész rudaknál eltérések tapasztalhatók a szívósságban. A poliamid szívósságát több tényező is befolyásolja. Az egyik domináns tényező a kristályossági fok, amely differenciális pásztázó kalorimetria (DSC) eljárással vizsgálható.

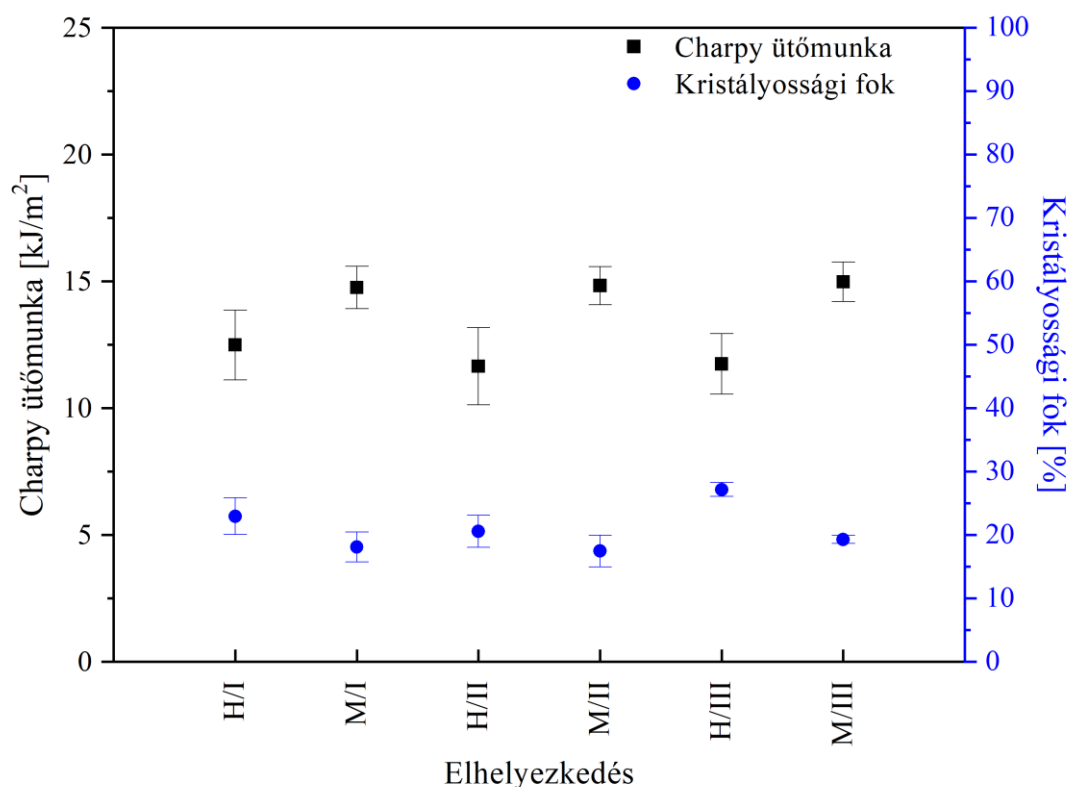
A nátrium katalizálású öntött poliamid 6 kristályossági fokának DSC eljárással történő meghatározásáról több tanulmány is megjelent, addig a magnézium katalizálású öntött poliamid 6 anyagot eddig még nem vizsgálták. A nátrium katalizálású öntött PA6 kristályossági foka a szakirodalom alapján 40-50%-ra tehető (Jogi, et al., 2014) (Paz, et al., 2016). Az általam vizsgált magnézium katalizálású öntési technológiával készült félkész rudak kristályossági foka 15 és 27% közötti tartományban mozgott, amit a 4.4. ábra szemléltet. A DSC vizsgálat eredményei alapján arra a következtetésre jutottam, hogy a kristályossági fok változása befolyásolja a Charpy-féle ütőmunkát. Ennek megfelelően a magasabb kristályossági fok képes a szívósság csökkenését előidézni. Korábbi tanulmányok hasonló megállapítást tettek (Bessell, et al., 1975) (Starkweather Jr, et al., 1956). Ez a jelenség határozottan megfigyelhető a 60 mm-nél nagyobb átmérőjű rudaknál. Megállapítottam, hogy a poliamid tulajdonságait befolyásoló tényezők közül a kristályossági fok a Charpy-féle ütőmunka változásának 62,3%-ban okozza, amit lineáris regresszióval is alátámasztottam. Következésképpen a többi tényező, mint az amid- és a metilénsoportok aránya, a kristálymorfológia és a visszamaradó monomertartalom stb. a Charpy-féle ütőmunka változásának a 37,8%-ért tehető felelőssé.



4.4. ábra A Charpy-féle ütőmunka és a kristályossági fok értékei a magnézium katalizálású öntött PA6 rudaknál

A 300 mm átmérőjű rúd részletes vizsgálata, amely tartalmazza a héj- és a magzóna szívósságának összehasonlítását (4.5. ábra). A kristályossági fok 17 és 27% között alakult a keresztmetszet mentén vett minta helyétől függően. A kristályossági foknak ez a 10%-os változása okozhatja a Charpy-féle ütőmunka különbségét a héj- (H) és a magzóna (M) között. Ezek az eredmények arra utalnak, hogy a Charpy-féle ütőmunka jelentősen csökkent a kristályosság növekedésével. Ez azt jelenti, hogy a magasabb fokú kristályosság nem feltétlenül előnyös a magnézium katalizálású

öntési technológiával készült félkész termékek Charpy ütőmunkája szempontjából 300 mm átmérőjű vagy annál nagyobb tartományban.



4.5. ábra A Charpy-féle ütőmunka és a kristályossági fok értékei a 300 mm-es magnézium katalizálású öntött PA6 rúdon belül

Amint az már az öntési technológia leírásában említésre került. A polimerizációs kemence hőmérséklet beállítási tartománya nem tudja áthidalni a legkisebb és legnagyobb átmérők közötti hőingadozást. A kemence beállított hőmérséklete sokkal lassabban vagy kevésbé befolyásolta a nagy átmérőjű rúd magzónáját. Így az exoterm folyamat során a keverék hőmérséklete az átmérőtől és a szigetelési körülményektől függően akár 5-50 °C-kal is megemelkedhet. Ezért a nagyobb átmérőjű rudaknál hosszabb ideig tartott a polimerizáció, így a kristályosodás eltérő módon ment végbe. Mint ismeretes, a kristályosodás mértéke a hűtési módszer körülményeitől függ. Emellett a nagy átmérőjű blokkok esetén a rossz hőátadás miatt még a héj- és a magzónában is különbség van a kristályossági fokban.

A kutatási munkám, a mérési eredmények reprodukálhatósága attól függ, hogy tudom definiálni a vizsgált anyagoknak a szívósságát és a kristályossági fokát.

4.1.1 Statisztikai elemzések

Először a 4.1. ábrán bemutatott jelenséget vettük figyelembe, amely arra utal, hogy az elnyelt ütésenergia az átmérőtől függ. Általában annak vizsgálatára, hogy egy változó függ-e egy csoportosítási szemponttól, a varianciaanalízist (ANOVA) alkalmazzuk. Az ANOVA alkalmazásának egyik feltétele a homoszkedaszticitás, azaz a csoportok szórásának azonossága. A homoszkedaszticitást a varianciák homogenitásának Levene-féle tesztjével lehet igazolni. Ha heteroszkedaszticitás áll fenn, akkor az egyes csoportok átlagait páronként kell összehasonlítani (ez egy lépésben is elvégezhető például Dunnett T3 tesztel.) A Levene-teszt azt mutatja, hogy legalább az egyik átmérő esetében a mért adatok szórása szignifikánsan különbözik a többiekétől ($F = 3,040$, $p = 0,009$).

A 4.1. táblázatban a Dunnett-teszt alkalmazásával kapott eredményeket foglaltam össze, ami tartalmazza a vizsgálati értékeket, és csillag jelzi, ha egy érték $p = 0,05$ szinten szignifikáns. Mivel az összes vizsgálati értéket tartalmazó mátrix antiszimmetrikus, elegendő csak a mátrix jobb felső háromszögében lévő értéket bemutatni.

4.1. táblázat Dunett teszt eredményei

Átmérő	60	90	130	170	200	300
40	-0,999	-0,742	1,629*	1,021*	1,169*	3,041*
60		0,258	2,629*	2,021*	2,169*	4,041*
90			2,371*	1,763*	1,911*	3,783*
130				-0,608	-0,460	1,412*
170					0,148	2,021*
200						1,872*

*Az érték 0,05 p-szinten szignifikáns.

Ezek az eredmények azt mutatják, hogy a Charpy-féle ütőmunkát figyelembe véve az átmérő tekintetében három jelentősen eltérő csoportot lehetett kialakítani. Az első csoportba a kis átmérőjű, 90 mm-nél kisebb vagy azzal egyenlő átmérőjű rudak tartoznak, a második csoportba a közepes átmérőjűek (130 és 200 mm között), míg a harmadik csoportba a 300 mm rúd.

Ezt követően megvizsgáltam, hogy a 300 mm átmérőjű rudak esetében a Charpy-féle ütőmunka jelentősen függ-e a zóna típusától (héj és mag), a 4.3.ábra szerint erre az összefüggésre lehet következtetni. Ehhez Welch-féle t-próbát alkalmaztam, mivel a mért adatok szórásai egyenlőtlenek voltak ($F = 13,041$, $p < 0,001$). A teszt eredménye igazolta a feltételezést ($t = -20,076$, $p < 0,001$).

4.1.2 Regressziós modell

Ebben az alfejezetben az egyes átmérőkhöz tartozó egyedi mért értékek átlagait vettem figyelembe. A 4.2. táblázat a Charpy-féle ütőmunka, az átmérő és a kristályossági fok korrelációs együtthatóit tartalmazza. Megjegyzem, hogy minden együttható szignifikáns volt a $p = 0,01$ szinten.

4.2. táblázat A Charpy-féle ütőmunka, az átmérő és a kristályossági fok korrelációs együtthatója

Együttható	Kristályossági fok	Átmérő
Charpy-féle ütőmunka	-0,789	-0,810
Kristályossági fok		0,726

Amint az várható volt, a kristályosság és az átmérő korrelációs együtthatója magasnak bizonyult, mivel az átmérő több olyan tényezőt is tartalmaz, amely befolyásolja a Charpy-féle ütőmunka értékét, és ezek egyike a kristályossági fok. Mivel ez a két változó kollineáris, nem jelenhetnek meg egyszerre egy többváltozós lineáris regressziós modellben, ahol a Charpy-féle ütőmunka a függő változó, illetve az átmérő és a kristályosság a független változó. A kristályossági fokot azért választottam független változónak, mert a szakirodalom alapján kritikus tényező. Így a következő lineáris regressziós modellt használtam:

$$\alpha_c = a_0 + a_1 X_c, \quad (4.1)$$

ahol a α_c a Charpy-féle ütőmunka, a X_c a kristályossági fok, a_0 és a_1 pedig a legkisebb négyzetek módszerével meghatározandó együtthatók.

Varianciaanalízist alkalmaztam annak ellenőrzésére, hogy a modell releváns-e. Mivel $F = 31,395$, $p < 0,001$, ez azt jelenti, hogy a modell alkalmazható, ami (ennek az egyszerű modellnek az

esetében) egybeesik azzal a ténnyel, hogy a Charpy-féle és a kristályossági fok korrelációs együtthatója is szignifikáns. Az 4.3. táblázat foglalja össze a modell együtthatóit.

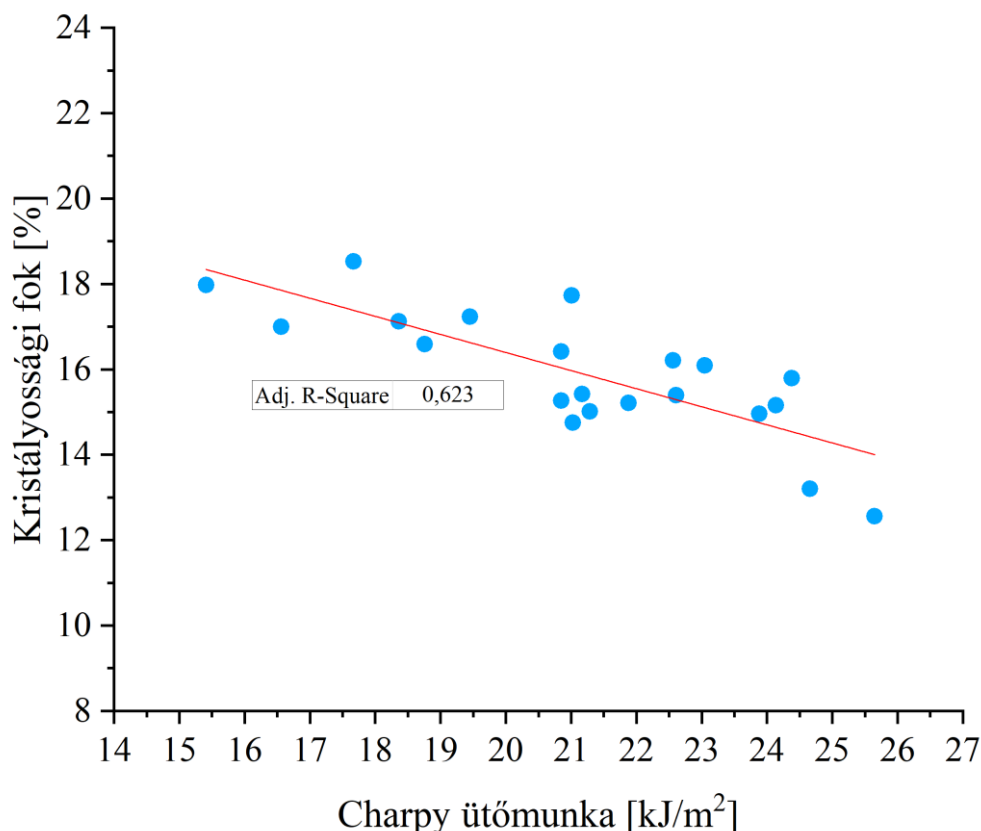
4.3. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói

Modell	Együttható	t	p
Konstans	24,855	15,405	<0,001
c	-0,423	-5,603	<0,001

A konkrét értékekkel az egyenlet a következőként írható fel:

$$\alpha_c = 24,855 - 0,423X_c, \quad (4.2)$$

A mérési adatokat és az illesztett függvényt a 4.6. ábra szemlélteti.



4.6. ábra A mérési adatok és az illesztett függvény

A modell illeszkedésének jósága $R^2 = 0,623$ volt, ami azt jelenti, hogy a kristályosság önmagában a Charpy-féle ütőmunka variációjának 62,3%-át magyarázza. Megjegyzendő, hogy a kristályosság magasabbrendű kifejezéseit tartalmazó többváltozós regressziós modelleket is vizsgáltam, de nem tapasztaltam jelentős R^2 növekedést, ezért az ilyen modellek tárgyalását mellőzöm.

A kutatásaim alapján megállapítom, hogy az $\varnothing 70$ mm magnézium katalizálású öntött poliamid 6 rúdból forgácsolási eljárással gyártott fogaskerekeknek a szívóssága, amelyeket a mérésekhez használok, másnéven Charpy ütőmunkája 16,2 és 18,5 kJ/m² között van. Ezzel definiálom, hogy a kutatási eredmények és a következtetések a poliamid esetén erre a konkrét anyagra vonatkoznak, és nem pedig a hagyományos értelemben vett poliamid 6-ra. Ennek azért van kiemelt szerepe a fogaskerekeknel, mert a szakirodalom alapján ismert, hogy a fogtökifáradás jelenségére a szívósságnak különösen nagy hatása van.

4.2. A fogaskerek-vizsgálatok eredményei

A fogaskerek kapcsolódása önmagában is igen bonyolult folyamat, mivel az evolvens fogprofilok egymáson való elmozdulása során nem csak tisztán gördülés, hanem csúszás is fellép, aminek sebessége változik az érintkezés során. A műanyagok alkalmazása még komplexebbé teszi ezt a folyamatot, hiszen az anyagtulajdonságok miatt, mint például a kisebb merevség, a gyenge hővezetési tényező, a viszkoelasztikus tulajdonság stb. tovább nehezedik a lejátszódó jelenségek kezelhetősége. A fogaskerek érintkezése tribológiai rendszerként értelmezhető, ami magában hordozza a súrlódási és kopási folyamatok részletes elemzését. Ahhoz, hogy jobban megértsük az elkövetkezőkben bemutatott görbéket és a felmerülő kérdéseket, röviden bemutatom a releváns súrlódási és kopási jelenségeket. A súrlódás két fő, egymással kölcsönhatásban nem lévő összetevője az adhézió és a deformáció, amelyek a súrlódásban részt vevő három alapelemtől függenek: (i) a határfelületi kötések, azok típusa és erőssége, (ii) a súrlódó anyagok nyírása és szakadása az érintkezési területen belül és körül, (iii) a tényleges érintkezési felület (Briscoe, 1986) (Kragelskii & Marchenko, 1982).

A két felület érintkezésekor a felületek atomjai és molekulái között vonzó és taszító felületi erők hatnak. Ezen erők hatására a felületek között kötések jönnek létre a valódi érintkezési pontokon, amiket határfelületi kapcsolódásnak nevezünk. Ezeknek a határfelületi kapcsolódásoknak a kialakulása és felszakadása határozza meg a súrlódás adhéziós komponensét. A polimereknél főként Van der Waals- és hidrogénkötések jönnek létre (Buckley, 1981). A határfelületi kapcsolódásokat, valamint a törésük részecskéit és az erősen deformálódott rétegeket, ahol a nyírási deformáció hat együttesen „harmadik test” jelenségnek nevezik, ami arra utal, hogy a súrlódási folyamatban részt vevő polimerek olyan tulajdonságokkal rendelkezhetnek, amelyek drasztikusan eltérnek az anyag eredeti tulajdonságaitól. Általában elmondható, hogy a polimereknél a felületi erők és a polimerláncok között ható erők közel azonosak, ezért a törés nem a határfelületen, hanem az anyagban, a felszín alatt következik be (Kragelskii & Marchenko, 1982) (Myshkin, et al., 2005).

A súrlódási erő másik komponense a deformáció, ami a két egymáson csúszó felület érdességcsúcsainak érintkezéséből fakad. Az érdességcsúcsok az anyag viselkedésétől és a terheléstől függően rugalmas, plasztikus vagy viszkoelasztikus deformációt szenvednek. A deformációt mindig mechanikai energia disszipációja követi, amely függ a deformáció módjától, a csúszási körülményektől, a súrlódó anyagoktól, a környezettől és egyéb tényezőktől. Fontos megemlíteni, hogy ahogy az érdességcsúcsok beleszántanak az ellenfelületbe azt szinte mindig adhézió kíséri, ami a többletmunka végett növeli a súrlódást (Myshkin, et al., 2005).

A valódi érintkezési felület szintén hatással van a fogaskerek kapcsolódás folyamatára. Amikor két felület közeledik egymáshoz, az ellentétes érdességcsúcsok maximális magassággal érintkeznek. A terhelés növekedésével, azonban újabb, kisebb magassággal rendelkező érdességcsúcsok kerülnek kapcsolatba egyedi csomópontokban. Ezeknek a csomópontoknak a teljes területe a valódi érintkezési felület, ami a műanyagok esetében erősen függ a hőmérséklettől és a csúszási sebességtől. A hőmérsékletemelkedés hatására a műanyagok mechanikai tulajdonságai romlanak, ami a valódi érintkezési felület növekedését okozza (Hutchings & Shipway, 2017) (Yamaguchi, 1990).

Közismert, hogy a súrlódási erő arányos a normál irányú terheléssel, amelyet számos kutató alátámasztott a műanyagok estében bizonyos feltételek mellett. A súrlódási erő és a normál irányú terhelés kapcsolata azonban nem ilyen egyszerű. Adott terhelési tartományban a súrlódási tényező közel állandó, azonban a tartományon kívül két eshetőség is fennáll. A tartománytól balra lévő, azaz kisebb terhelések esetén a súrlódási tényező csökken a terhelés növekedésével, ami az érdességcsúcsok rugalmas alakváltozásával magyarázható. A tartománytól jobbra lévő, azaz nagyobb terheléseknél a súrlódási tényező növekszik a terhelés növekedésével, ami az érdességcsúcsok plasztikus alakváltozásával támasztható alá (Kragelskii & Marchenko, 1982). A

terhelés tehát megváltoztathatja a polimeriek viszkoelasztikus átmenetének a hőmérsékletét, és ezáltal a súrlódási mechanizmust is (Myshkin, et al., 2005).

Ideális esetben a súrlódási erő független a csúszási sebességtől. Ez azonban csak akkor igaz, ha az érintkezés hőmérséklete jelentősen nem változik, és ennek következtében a felület viselkedése sem módosul. Fontos hangsúlyozni, hogy a súrlódási erő és a csúszási sebesség kapcsolata a vizsgálati hőmérséklettől függ. Amennyiben az érintkezés hőmérséklete eléri az anyag üvegesedési hőmérsékletét, a csúszási sebesség jelentősen befolyásolja a súrlódást, viszont alacsonyabb hőmérsékleten a súrlódás alig függ a csúszási sebességtől (Vinogradov, et al., 1970).

A polimerek, mint viszkoelasztikus anyagok nagyon érzékenyek a súrlódási melegezésre. A súrlódás során keletkező hőnek két fő forrása van. Az egyik az anyag deformációjából származik, ami magában foglalja a molekuláris mechanizmusokat. A másik pedig az adhéziós kötések keletkezésének és bomlásának tulajdonítható, amely folyamatok valószínűleg energetikailag nem egyenértékűek, és ez okozhatja az energiakülönbséget, ami a hőfejlődésért felelős. A rugalmas állapotban lévő műanyagok sima felületen való súrlódásának alapvető mechanizmusa az adhézió. A rugalmas állapotból üvegesedési állapotba kerülő műanyagoknál egyéb súrlódási mechanizmus is megjelenik.

A felületi rétegek változásai a mechanikai feszültségek, a hőmérséklet és a kémiai reakciók következtében jönnek létre. A műanyagok sajátos szerkezete és mechanikai viselkedése miatt érzékenyebbek ezekre a tényezőkre. A határfelületen létrejövő helyi hőmérséklet lényegesen magasabb, mint a környezeté, és az érdességcsúcsok érintkezésénél még az átmeneti hővillanások is fokozhatják azt. A hőmérséklet hatással van a műanyagok kopására. A fentebb felsorolt mechanizmusok képezik a kopási folyamat alapját. A mechanizmusok nagyfokú változatossága és egymáshoz való viszonya lehetetlenné teszi a kopási folyamatok egyértelmű osztályozását. Általánosságban elmondható, hogy a műanyagok kopásának leggyakoribb típusai az adhéziós és fáradásos kopás (Lancaster, 1968) (Myshkin, et al., 2005).

Az abráziós kopás kétféleképpen mehet végbe. Az egyik, amikor a keményebb felület érdességcsúcsai érintkezés közben mélyedéseket, karcolásokat hoznak létre az ellenfelületben, ezt kétfest abráziós kopásnak nevezzük. A másik, amikor a két érintkező felület közé valamilyen apró, de kemény részecske kerül, ami képlékeny alakváltozást okoz és mikroforgácsolást végez, ezt háromtest abráziós kopásnak nevezzük (Sinha, 2018). Ez a kopásfajta azonos anyagok egymáson való elmozdulásánál nem jellemző.

Az adhéziós kopás a határfelületi csomópontok nyírásából származik. Ez a kopási mechanizmus az adhézió alapszik, ami a súrlódás egyik összetevője. Ezt a kopási folyamatot a kialakuló, növekedő és szétszakadó átmeneti réteg jellemzi. Az egyik felületről a másikra történő anyagátvitel az érintkező felületek közötti helyileg kialakuló kötések miatt következik be. A műanyagok esetében ez a legtipikusabb kopási mechanizmus. A kialakuló és szüntelenül változó transzferréteg folyamatosan befolyásolja a súrlódó anyagpár tribológiai viselkedését. Így az anyagátvitel hatása jelentős mértékben eltérhet (Makinson & Tabor, 1964) (Sviridyonok, et al., 1973). Az áttapadt polimerrészecskék a polimer tulajdonságaitól és a súrlódási körülményektől függően sokféle formát felvehetnek. Például közel ideális gömb alakú részecske is megfigyelhető adhéziós kopásnál. Az ilyen részecske nagy valószínűséggel a műanyag láncmolekuláinak rugalmassága, a határfelületen kialakuló hőmérséklet és egyéb tényezők hatására jön létre. Az anyagátvitel egyik legjelentősebb következménye a két érintkező felület érdességének megváltozása (Jain & Bahadur, 1980).

A fáradásos kopás, ami az anyag megváltozását okozza, ismételt igénybevétel hatására. A súrlódási felület minden egyes érdességcsúcsa terhelésnek van kitéve az ellenfelület érdességcsúcsai által, aminek következtében a felületen és a felszín alatti részeken eltérő nagyságú feszültségmező jön létre. Ezek a mezők felelősek az anyag kifáradásáért, ami a repedések keletkezéséhez és terjedéséhez, valamint abrázió részecskék kialakulásához vezet. A

tömegfáradástól eltérően ez csak a felszín és a felszín alatti területekre terjed ki, ezért nevezzük fáradásos kopásnak (Myshkin, et al., 2005).

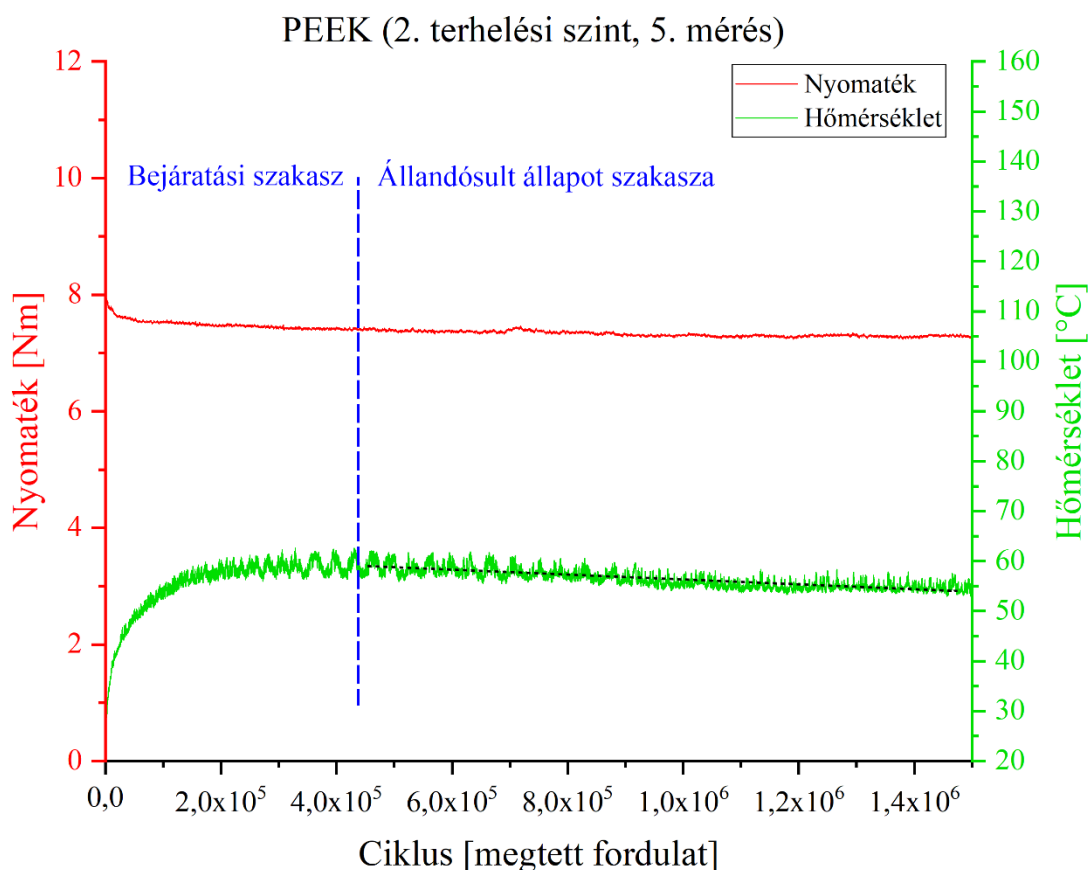
A fent részletezett jelenségek, mechanizmusok hatása már önmagában is komoly befolyást gyakorol bármely tribológiai rendszerre, azonban ezek egymásra hatása ezt még inkább fokozza. Így belátható, hogy a tribológiai rendszerek egyensúlya nagyon kényes, ami a terheléstől, az anyagpárosítástól és további tényezőktől függ. Amennyiben az érintkező felületek között beindul az adhézió, az anyagvándorlás folyamata, vagy a létrejött polimer filmréteg kiolvad, vagy az egyéb leírt tényezők közül valamelyik kialakul, az képes nagymértékben megváltoztatni a fogaskerék vizsgálatok során mért paramétereket. Az online mérési görbéken hullámokat lehet azonosítani, ami nagy valószínűséggel a felületek között kialakuló adhézió jelenségének tulajdonítható. Továbbá a tribológiai vizsgálatoknál jellemző a bejáratási szakaszban, vagy akár utána is olyan jelenségek kialakulása, ahol extrém csúcsok, ugrások fedezhetők fel a mérési adatokban a kialakuló kaotikus kontaktzóna miatt, ami lehetetlenné teszi azok leírását matematikailag korrekt módon. Így tehát a mérések alapján nincs egységes, uniformizálható trend, ami az összes mérési adatsorra igaz lenne.

Az általam fejlesztett mérőrendszerrel a beállítások, a fordulatszám, a terhelés, a hőmérséklet viszonyok és az anyagpárosítás esetében egy olyan jól kezelhető tribológiai mérőrendszer állt rendelkezésre, amelynél a bejáratás szakaszában a hőmérséklet telítődése és a kialakuló egyensúlyi hőmérséklet, valamint a kopás is értékelhető statisztikailag. Ezzel szemben vannak olyan terhelési és hőmérséklet állapotok a mérési rendszerben terheléstől, csúszási sebességtől, anyagpárosítástól és az anyag vízfelvételétől függően, ahol olyan tranziens jelenségek alakulnak ki a kontakt zónában, amelyek a mérési eredményeket statisztikailag értékelhetetlenné teszik. Ennek az az oka, hogy létrejön az adhézió vagy a harmadiktest effektus, tehát anyagátvitelre kerül sor, a kopadék feltapad és elkezd vándorolni, így hőfejlődést okozva képes elvinni a nyomaték igényt, a felületi tapadást, a deformációt stb.

A fogaskerék vizsgálatoknál 3 anyagpárosítást használtam: (i) PA12-PA12; (ii) PA6-PA6; (iii) PEEK-PEEK.

A dolgozatomban a mérési eredmények kapcsán mind a két eshetőség előjött. Vannak olyan adatsorok, amelyek statisztikailag jól értékelhetők, és vannak olyanok, amelyek nem. Ennek tudatában, azoknál a mérési eredményeknél, ahol statisztikailag elemezhető és értékelhető a jelenség azzal részletesen foglalkoztam, és többváltozós lineáris regressziót alkalmaztam.

A 4.7. ábrát példaként ragadtam ki a mérési adatsorok közül, ami a fogaskerék-vizsgálatok online görbéit szemlélteti. Az ábrán szerepel a vizsgált műanyag neve, a terhelési szint, valamint az ismétlés száma (3.4. táblázat). A diagramon a nyomaték és a hőmérséklet a ciklus függvényében került ábrázolásra. A diagramon jól látható, hogy állandó fordulatszám és közel állandó nyomaték mellett a bejáratási szakaszban a hőmérséklet folyamatosan nő, amíg eléri az egyensúlyi hőmérsékletet, majd az állandósult állapot szakaszában finoman csökkenni kezd és ez a csökkenési jelleg a vizsgálat végéig permanensen megmarad. A nyomaték finom csökkenése mögött a már említett rugós előfeszítő egység, valamint a fogaskerékek kopása és deformációja áll. A 4.27. ábrán bemutatott mérési adatsor matematikailag könnyen elemezhető.



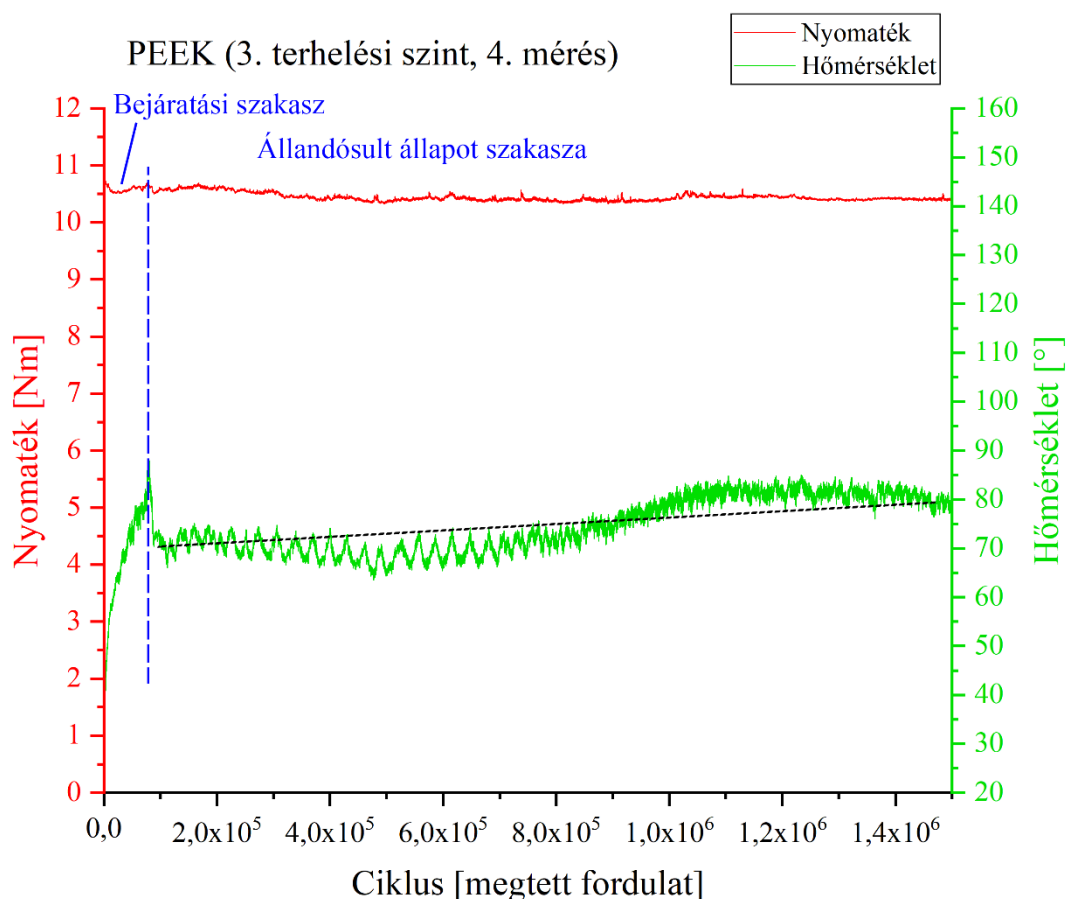
4.7. ábra Nyomaték és hőmérséklet a ciklus függvényében PEEK esetén

A többi diagramon, amelyek az M4. mellékletben kerülnek bemutatásra, hasonló trend figyelhető meg. A bejáratási szakaszban van egy időben elnyúló hőmérséklet emelkedés egészen az egyensúlyi hőmérséklet kialakulásáig, amit egy finom csökkenés követ egészen a mérés végéig.

Ezzel szemben a 4.8. ábra egy másik példát szemléltet, ahol a bejáratási szakaszban meredeken emelkedik a hőmérséklet, így annak hossza erősen lerövidül, majd egy adott pontban a hőmérséklet hirtelen leesik, ezt követően az állandósult állapot intervallumában egy hullám figyelhető meg a hőmérséklet görbében, aztán emelkedni kezd, ami közel a mérés végéig kitart. Ennél a mérési adatsornál mind a bejáratási, mind az állandósult állapot szakaszában a kaotikus jelenségek miatt elmondható, hogy statisztikailag nem értékelhető. Az eredmények összefoglalásánál a trendeket fel tudjuk használni, azonban részletes elemzések nem végezhetőek el.

Az ehhez hasonló mérési adatsoroknál, amelyek az M4. mellékletben találhatóak, vagy a bejáratási szakaszban, vagy az állandósult állapot szakaszában jelennek meg a fentebb leírt trendek, amelyeket az adhézió, a harmadik test effektus, a kopás és egyéb fent részletezett mechanizmusok okozhattak.

A bejáratási szakasz meghatározása minden esetben a hőmérséklet görbe elemzésével történt több lépcsőben. Elsőként a zajos mérési eredményeket Savitzky-Goley módszerrel simítottam. A kapott mérési pontsor alapján szemrevételezéssel kiválasztottam azt a tartományt, ahol az egyensúlyi hőmérséklet kialakul. A tartomány jobb szélső pontjának megállapításához közelítő függvényt illesztettem a hőmérséklet mérési adatsorra, majd az egyensúlyi hőmérséklet elérésének tartományában deriválással meghatároztam az inflexiós pontot, amit a tartomány jobb szélső pontjának tekintek.



4.8. ábra Nyomaték és hőmérséklet a ciklus függvényében PEEK esetén

4.2.1 Egyensúlyi hőmérséklet regressziós vizsgálatának eredményei a bejáratási szakaszban

Az egyensúlyi hőmérséklet szempontjából a mérési adatsorok közül a kiugró adatsorokat a 3.4. fejezetben leírtak szerint az Origin 2023b szoftverrel szűrtem ki, aminek köszönhetően a 45 mérési adatsorból 26 alkalmasnak bizonyult arra, hogy részletes statisztikai analízist végezzek.

A 4.7. ábrán láthatóak a mérési paraméterek görbéi, ezek közül a hőmérséklet egy kezdeti értékről egyenletes és folyamatos emelkedés által adott ciklust követően eléri az egyensúlyi hőmérsékletet, amely a legtöbb mérési adatsornál közel azonos jellegű. Ezeket a szakaszokat vizsgálva, valamint annak tudatában, hogy a környezeti hőmérséklet közel állandónak tekinthető a klimatizált helységben, ahol a mérések történtek. A Newton-féle lehülési törvényből kiindulva meghatároztam, hogy negatív kitevőjű exponenciális jellegű telítődési függvénnyel jól közelíthető a fogtő hőmérsékletemelkedése a ciklus függvényében.

Megállapítottam tehát, hogy a fogtő hőmérséklete a bejáratási szakaszban az alábbi függvénnyel jól közelíthető, a ciklus függvényében:

$$T(N_L) = A - B \cdot e^{-C \cdot N_L}, \quad (4.3)$$

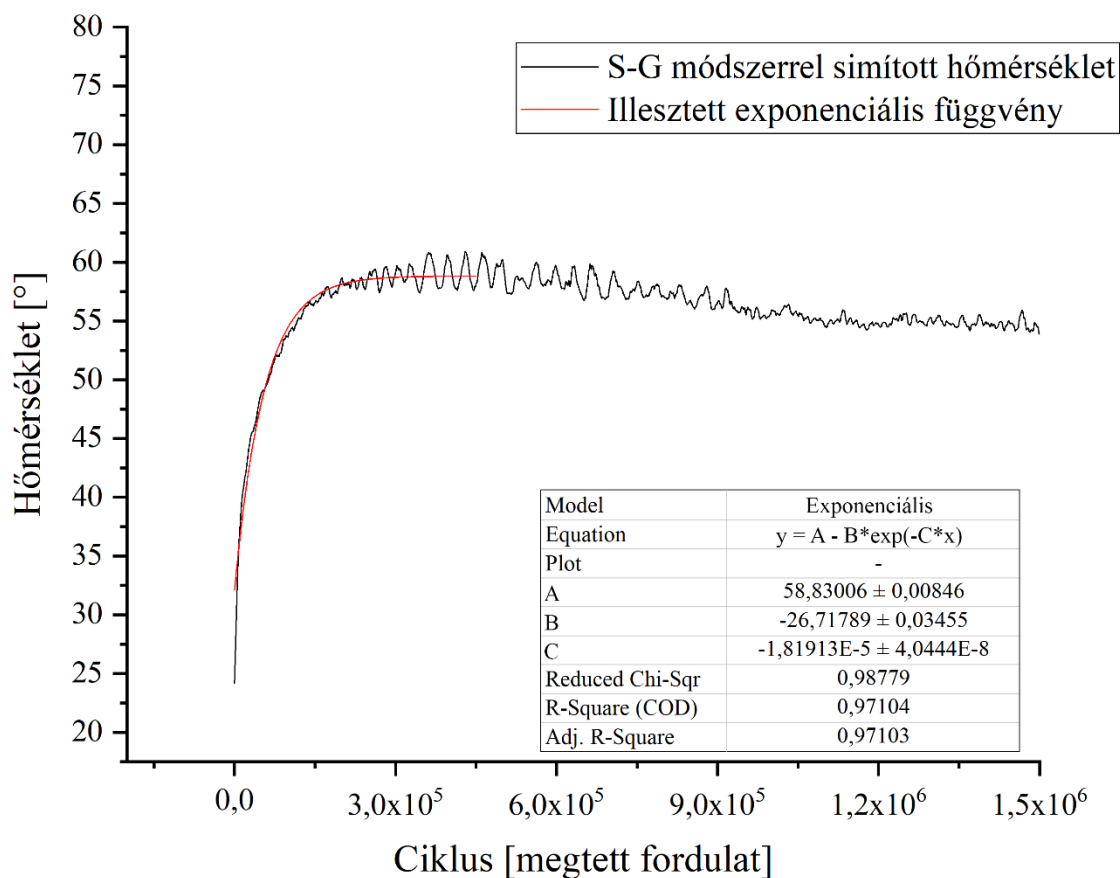
ahol „A”, „B” és „C” a függvény együtthatóinak értéke, és ezek előjele minden esetben pozitív.

Fontos megemlíteni, hogy az együtthatók fizikai tartalommal bírnak. Az „A” együttható a fogtő egyensúlyi hőmérsékletét jelenti, amelyre a fogaskerék működés közben beáll a bejáratási szakasz végére. A „B” paraméter a kezdeti és az egyensúlyi hőmérséklet különbsége. A „C” együttható pedig az egyensúlyi hőmérséklet elérésének mértéke ciklussal kifejezve, azaz milyen ciklusszám után éri el aszimptotikusan az egyensúlyi hőmérsékletet.

A simított hőmérsékleti adatsorra, amit a ciklus függvényében ábrázoltam az Origin 2023b szoftverben végeztem el az exponenciális típusú telítődési függvény illesztését, amit a 4.9. ábra

szemléltet. Az ábrán szerepel egy összefoglaló táblázat is, amelyben megtalálhatóak az illesztett függvény jellemzői, többek között az együtthatók értékei is. Az illeszkedés jóságának foka 97,1%.

PEEK (2. terhelési szint, 5. mérés)



4.9. ábra Exponenciális függvényillesztés Origin 2023b szoftverben

A statisztikailag értékelt mérési adatsoroknál elmondható, hogy az R^2 értéke, azaz az illesztett függvény jósági foka, minden esetben 0,8 felett volt. A függvényillesztéssel kapott eredményeket az M3.1. mellékletben foglaltam össze.

A többváltozós lineáris regressziós vizsgálatnál tisztázni kell, hogy a fogaskerék vizsgálati görbék (4.7. ábra) az idő függvényében voltak értelmezve, amit átszámítottam ciklusra a könnyebb érthetőség okán. A fordulatszám, a nyomaték és a hőmérséklet a mért paraméter. A fordulatszám állandónak tekinthető, azonban a nyomaték a rugós előfeszítés és a fogak kopása, valamint deformációja miatt minimális mértékben, de csökkent a vizsgálat során, aminek van egy idő trendje. Azaz a lineáris regresszió szempontjából a hőmérséklet és a nyomaték is függő változóként definiálható, azonban a szakirodalomból ismert, hogy a fogaskerék hőmérséklete erősen függ a nyomatéktól. Ezért a nyomatéket független változónak tekintettem annak érdekében, hogy a hőmérséklet és a nyomaték kapcsolata értelmezhető legyen a többváltozós lineáris regressziós vizsgálatoknál. Ehhez elvégeztem a nyomaték egyszerűsítését oly módon, hogy a nyomaték görbét szakaszokra bontottam, majd a vizsgált tartományban átlagoltam, és egy konstans számmal jellemeztem. Így már konstans értéként hozzárendelhető a fogó hőmérséklet függvényéhez, mint független változó. A dolgozatban azonban nemcsak nyomatékkal, hanem az abból származtatott pv értékkel is elvégeztem a regressziós analízist. Ennek az az oka, hogy a pv érték mind a geometria, mind a terhelés jellemzőit magában foglalja. A regressziós analíziseket kétféle módon hajtottam végre. Első körben anyagonként futtattam le az elemzéseket, ahol csak a (i) ciklust, (ii) pv értéket definiáltam független változóként. Második körben az összes anyagot figyelembe vettem, és a következő paramétereket tekintettem független változónak: (i) ciklus, (ii)

pv érték, (iii) anyagtulajdonságok (sűrűség, folyáshatár, szakadási nyúlás, rugalmassági modulus, Poisson-tényező, üvegesedési hőmérséklet, olvadáspont, hővezetési tényező, hőalaktartósság, hajlító szilárdság, Charpy ütőmunka, Shore-D keménység, golyóbenyomódásos keménység, H/E viszonyszám). Az utóbbi elemzésnek az a célja, hogy megvizsgáljam, mely anyagtulajdonságok játszanak szerepet a fogtő egyensúlyi hőmérsékletének kialakulása szempontjából.

A táblázatban szereplő adatok magyarázatra szorulnak. Az első oszlopban az anyag, a terhelési szint, valamint a mérés szerepel. Az anyag esetében a vizsgált anyagot tüntettem fel. A terhelési szint az anyag és módszer részben leírtak szerint értendő, amely anyagonként eltér, a terhelés pontos értéke a 3.1. táblázatban van összefoglalva. A mérés pedig a mérési ismétlést jelenti, minden beállítás esetén 5 ismétlést végeztem. A kiugró adatsorok eltávolítását követően az M3.1. mellékletben szereplő mérési eredmények maradtak meg. A ciklus meghatározása az inflexió pont alapján történt, mivel aszerint pontosan tudtam számszerűsíteni a megtett fordulatok számát. A pv érték számítása a nyomaték és az átlagos csúszási sebesség alapján történt a (3.3) egyenlet szerint.

A többváltozós lineáris regressziót leíró függvény általános formáját a 3.5. fejezetben mutattam be, és a (3.6) egyenlet írja le.

Varianciaanalízist (ANOVA) végeztem annak ellenőrzésére, hogy a modellek relevánsak-e. A felállított modelleknél az F próba p értéke minden esetben 0,03 alatt volt, ami azt jelenti, hogy a kapott regressziós modellek alkalmazhatók.

Az „A”, a „B” és a „C” együtthatókhöz tartozó regressziós modellek együtthatóit a 4.4., 4.5. és a 4.6. táblázatban foglaltam össze.

4.4. táblázat Az „A” együttható esetében a lineáris regressziós modell együtthatói

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	15,718	-	10,677	0,000
	pv	2,268	0,980	15,752	0,000
PA6	konstans	-3,956	-	0-,657	0,535
	pv	3,010	0,977	11,206	0,000
PEEK	konstans	-8,148	-	0-,899	0,395
	pv	2,378	0,945	8,179	0,000
Összes	konstans	24,749	-	10,053	0,000
anyag	pv	1,445	0,927	13,128	0,000

Az „A” együttható értékeit anyagonként a pv érték függvényében a 4.10. ábrán jelenítettem meg. A regressziós vizsgálatok alapján a változók közötti kapcsolat elsőfokú polinommal írható le:

PA12 esetén a függvény:

$$A(pv) = 15,718 + 2,268pv, \quad (4.4)$$

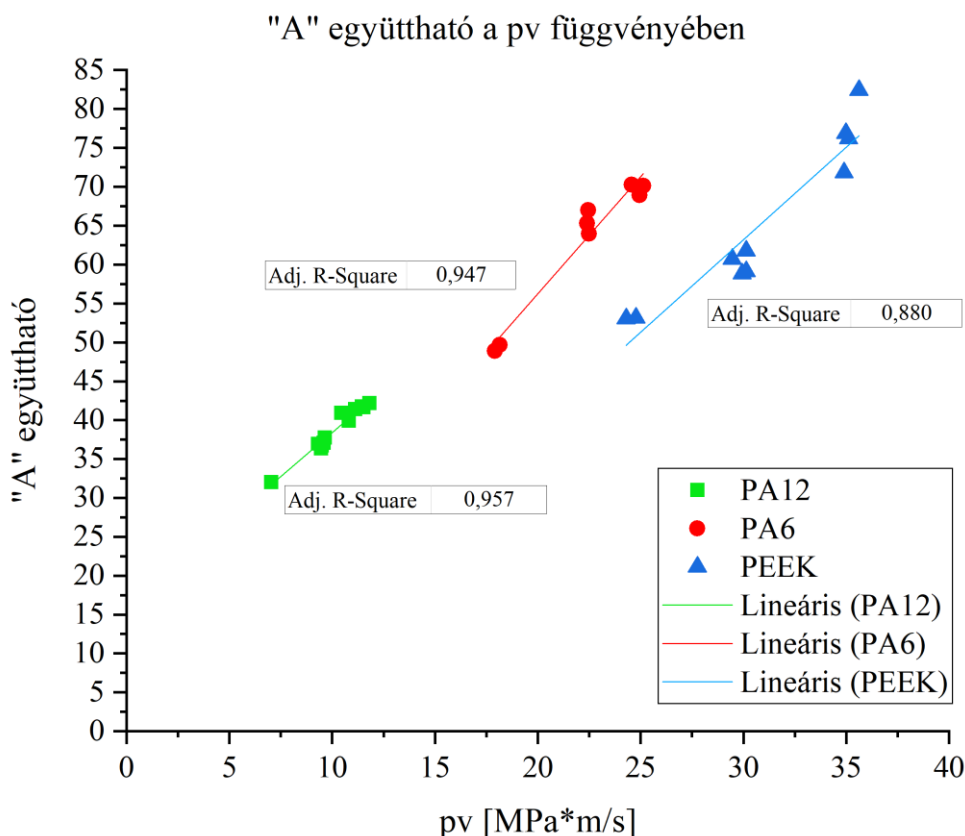
PA6 esetén a függvény:

$$A(pv) = 3,01pv, \quad (4.5)$$

PEEK esetén a függvény:

$$A(pv) = 2,378pv, \quad (4.6)$$

A PA12 és PA6 anyagoknál az illeszkedés jósága $R^2 = 0,95$, a PEEK-nél $R^2 = 0,88$.



4.10. ábra „A” együttható értékei a pv érték függvényében

A „B” együttható értékei jelennek meg a 4.11. ábrán a pv érték függvényében.

4.5. táblázat Az „B” együttható esetében a lineáris regressziós modell együtthatói

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	-16,114		-8,038	0,000
	pv	2,925	0,978	14,920	0,000
PA6	konstans	-53,540		-3,818	0,009
	pv	4,059	0,936	6,486	0,001
PEEK	konstans	-14,883		-1,251	0,246
	pv	1,467	0,805	3,844	0,005
Összes anyag	konstans	260,913		7,597	0,000
	Poisson	-575,370	-0,792	-6,863	0,000

A regressziós vizsgálatok alapján szintén lineáris függvénykapcsolat áll fenn a változók között:

PA12 esetén a függvény:

$$B(pv) = -16,114 + 2,925pv, \quad (4.7)$$

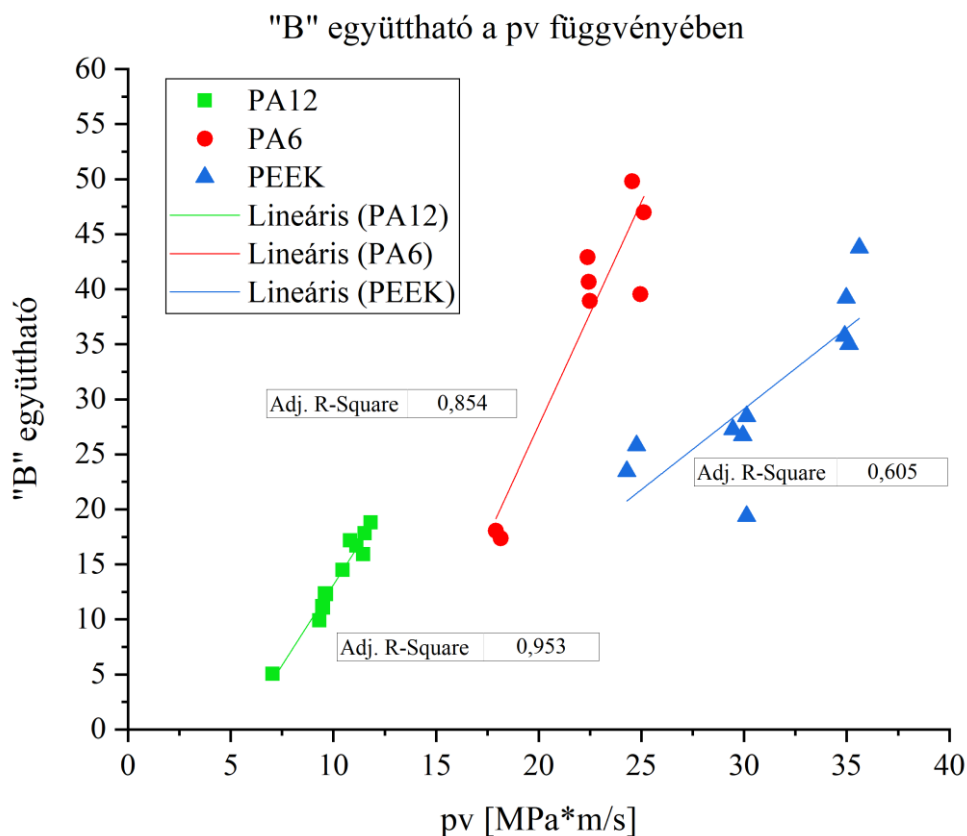
PA6 esetén a függvény:

$$B(pv) = -53,54 + 4,059pv, \quad (4.8)$$

PEEK esetén a függvény:

$$B(pv) = 1,467pv, \quad (4.9)$$

A PA12 anyagnál az illesztett függvény jósági foka $R^2 = 0,95$, a PA6-nál az $R^2 = 0,85$ és a PEEK-nél az $R^2 = 0,61$.



4.11. ábra „B” együttható értékei a pv érték függvényében

A „C” együttható értékei a 4.12. ábrán vannak megjelenítve a pv érték függvényében.

4.6. táblázat Az „C” együttható esetében a lineáris regressziós modell együtthatói

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	0,000	-	-3,989	0,003
	pv	2,584E-5	0,886	6,034	0,000
PA6	konstans	0,000	-	-3,916	0,008
	pv	2,345E-5	0,896	4,939	0,003
PEEK	konstans	-4,540E-5	-	-1,706	0,126
	pv	2,297E-6	0,689	2,692	0,027
Összes anyag	konstans	9,726E-5	-	5,209	0,000
	Tg	-1,077E-6	-0,985	-4,368	0,000
	pv	2,931E-6	0,500	2,217	0,035

Hasonlóan az előző két együtthatóhoz itt is lineáris függvénnyel írható le a változók közötti kapcsolat:

PA12 esetén a függvény:

$$C(pv) = 0,00002584pv, \quad (4.10)$$

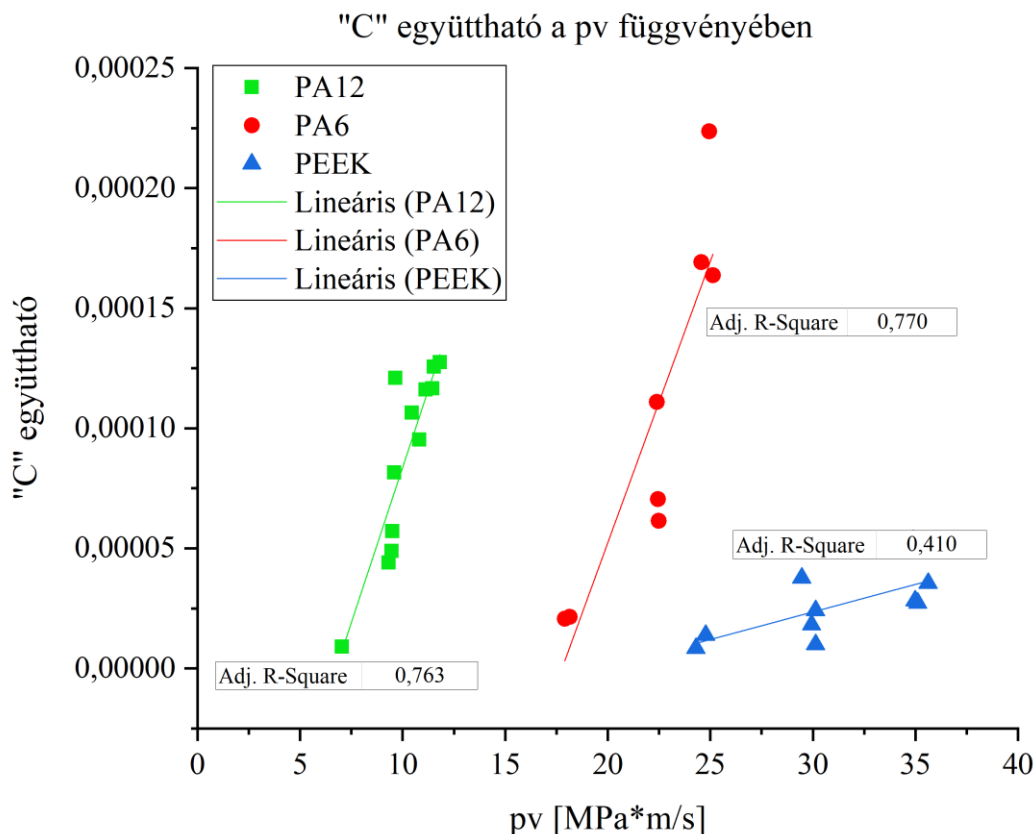
PA6 esetén a függvény:

$$C(pv) = 0,00002345pv, \quad (4.11)$$

PEEK esetén a függvény:

$$C(pv) = 0,000002297pv, \quad (4.12)$$

A PA12-nél az illesztés jósága $R^2 = 0,76$, a PA6-nál az $R^2 = 0,77$ és a PEEK-nél $R^2 = 0,41$.



4.12. ábra „C” együttható értékei a pv érték függvényében

Az anyagoként elvégzett lineáris regressziós elemzések alapján az exponenciális típusú telítődési függvény együtthatóiról általánosan elmondható, hogy a pv érték volt a legmeghatározóbb független változó, amelynek növekedése növeli az „A”, a „B” és a „C” együttható értékét is.

A regressziós vizsgálatokat kiterjesztettem az anyagtulajdonságokra is, mivel kíváncsi voltam arra, hogyan hatnak a függő változókra. Így az anyagokat nem külön, hanem összevetve futtattam le a regressziós analíziseket. Ennek megfelelően függő változónak tekintettem az „A”, „B” és „C” együtthatót, és független változónak vettem a(i) ciklust, a(ii) pv értéket, és az (iii) anyagtulajdonságokat.

Az ANOVA alapján elmondható, hogy a regressziós modellek relevánsak, mivel minden F érték $p < 0,01$ szinten szignifikáns.

A felállított regressziós modellek - abban az esetben, ha az anyagokat nem választjuk külön- a következők:

$$A(pv) = 24,7490 + 1,445pv, \quad (4.13)$$

$$B(Poisson) = 260,913 - 575,37Poisson, \quad (4.14)$$

$$C(Tg, pv) = 0,00009726 - 0,000001077Tg + 0,000002931pv, \quad (4.15)$$

Mind a három esetben lineáris összefüggés áll fenn. Az illesztett függvények jósági foka az „A” együttható és pv esetén $R^2 = 0,86$, a „B” együttható és a Poisson-tényező esetén $R^2 = 0,61$, valamint a „C” együttható, az üvegesedési hőmérséklet (T_g) és a pv érték esetén $R^2 = 0,42$.

Az „A” együttható és a pv érték összefüggése megegyezik az anyagokénti összehasonlításnál tapasztaltakkal, azaz a pv érték növekedésével együtt nő. Ezzel szemben a „B” együttható esetében a Poisson-tényezővel negatív kapcsolat áll fenn, azaz a Poisson-tényező növekedése a „B” együttható csökkenését okozza. A „C” együttható esetében a független változók közül a

regressziós modell béta, β együtthatója alapján megállapítható, hogy az üvegesedési hőmérséklet (T_g) hatása jelentősebb, mint a p_v értéké. Továbbá az összefüggésből az is kiderült, hogy az üvegesedési hőmérséklet növekedése a p_v szorzattal ellentétben negatívan hat a „C” együttható értékére.

Megjegyezném, hogy a nyomaték és a p_v érték magasabb rendű kifejezéseit tartalmazó többváltozós lineáris regressziós modelleket is vizsgáltam, viszont nem tapasztaltam jelentős növekedést az R^2 értékében, ezért ezen modellek tárgyalását elvettem. A regressziós vizsgálatokat külön a nyomatékkal, mint független változó mind két esetre lefuttattam. Ennek az oka, hogy a p_v érték a nyomatékból származtatható, így egy modellben nem jelenhetnek meg együtt, mivel kollinearitás problémája áll fenn. A p_v érték azonban jobb illeszkedést mutatott, ezért nyomaték hatásának tárgyalását elvettem.

4.2.2 Súrlódási együttható meghatározása

A fogaskerékvizsgálatok során meghatároztam anyagpárra vonatkozóan az átlagos súrlódási együtthatókat. Az adatok tisztítását itt is elvégeztem a 3.4. fejezetben leírtak szerint, és kizártam a kiugró mérési értékeket. Az értékeléshez felhasznált adatokat a M3.2. mellékletben foglaltam össze. A súrlódási együttható kiszámításához a 2.5.2 fejezetben bemutatott (2.7) egyenlet átrendezett változatát alkalmaztam, ami a VDI 2637 szabvány 2. részében található:

$$\mu = \frac{T_{test} - T_{kör}}{P \cdot H_v \cdot \left(\frac{k_{f,test}}{b \cdot z \cdot (v_{ker} \cdot m)^{0,75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) ED^{0,64}}, \quad (4.16)$$

ahol:

$T_{kör}$: környezeti hőmérséklet (23°C) - mérések klimatizált helységben történtek,

T_{test} : fogtő hőmérséklet [°C] - a fogaskerék-vizsgálatok során rögzített érték,

P : névleges teljesítmény – a nyomaték és a fordulatszám alapján kerül kiszámításra,

H_v : fogvesztés mértéke (0,1495),

$k_{f,test}$: műanyag fogaskerék hőátadási tényező fogtest esetén $\left(2100 \frac{K \cdot \left(\frac{m}{s}\right)^{0,75} \cdot mm^{1,75}}{W} \right)$ - a VDI 2736 szabvány alapján,

b : fogszélesség (12 mm),

z : fogszám (30),

v_{ker} : kerületi sebesség (3,14 m/s),

m : normál modul (2 mm),

$R_{\lambda,G}$: hajtóműház hőátadási ellenállása $\left(0 \frac{K \cdot m^2}{W} \right)$ - a VDI 2736 szabvány alapján,

A_G : hajtóműház hőleadó felülete [m²] - nyitott rendszer esetén nem alkalmazandó,

ED : relatív fogkapcsolódási idő (1) - a VDI 2736 szabvány alapján.

A súrlódási tényező meghatározását minden esetben az állandósult állapot szakasza alapján végeztem el, amit a 4.7. ábrán szemléltettem. Ennek az az oka, hogy a súrlódási együttható több tényezőtől is függ, mint például terhelés, csúszási sebesség, hőmérséklet, páratartalom, csúszási időtartam stb., azonban szakirodalmi adatok támasztják alá, hogy nagy terhelés mellett nagyrészt a felületi hőmérséklettől függ. A bejáratási szakasz végére kialakul az egyensúlyi hőmérséklet, valamint az érintkező felületek tribológiai egyensúlya és ideális esetben ez állandósul, vagy csak minimális változások következnek be a működés során. A fogaskerekek futása főként ilyen

körülmények között történik, ezért szűkítettem a súrlódási együttható meghatározását erre a szakaszra.

A súrlódási tényező kiszámításához a nyomaték és a fogtőhőmérséklet értékeit a vizsgált szakaszon átlagolással határoztam meg. A számított súrlódási együttható értékeit a pv függvényében jelenítettem meg a 4.13 ábrában.

A regressziós vizsgálatokat itt is elvégeztem anyagonként szétválasztva, valamint egybevetve. Az előbbinél arra kerestem a választ, hogy anyagpárra vonatkoztatva a súrlódási együtthatóra a fogtest hőmérséklete (T_g) vagy a pv érték van-e hatással. Az utóbbit azért, hogy megnézzem, hogyan hatnak az anyagtulajdonságok a súrlódási együtthatóra. Az anyagonként szétválasztott modellnél a súrlódási együttható a függő változó, és a fogtest hőmérséklete (T_g), illetve a pv érték pedig a független változók. Annál a modellnél, ahol a három anyagot összevetve vettem figyelembe, a független változók kiegészülnek az anyagtulajdonságokkal is, amelyeket már a 4.1. fejezetben részleteztem. Ahogy az egyensúlyi hőmérsékletnél, itt is lefuttattam a regressziós vizsgálatokat párhuzamosan a nyomatékkal is, mint független változó. Annak okát, hogy miért nem lehet a pv értéket és a nyomatékot egy modellben figyelembe venni már korábban elmagyaráztam. A regressziós modellek együtthatóit a 4.7. táblázatban foglaltam össze.

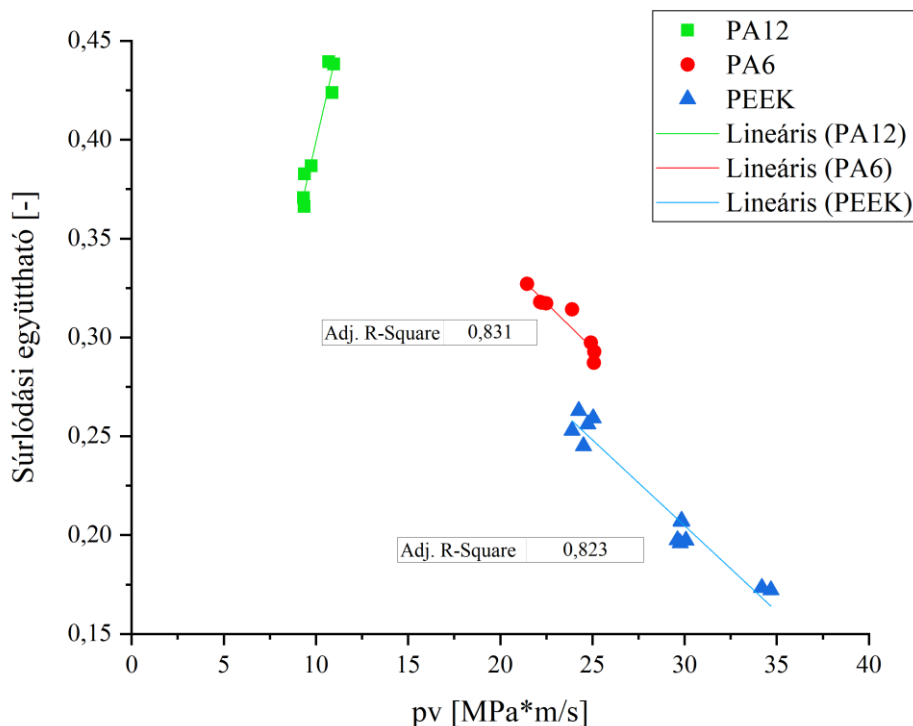
Az ANOVA-t elvégeztem annak érdekében, hogy ellenőrizzem a modellek relevanciáját. A felállított regressziós modelleknél az F próba minden esetben $p < 0,001$ volt, azaz a modellek érvényesek.

4.7. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	0,079	-	3,201	0,024
	T_{test}	0,008	0,986	13,062	0,000
PA6	konstans	0,593	-	14,392	0,000
	pv	-0,012	-0,922	-6,726	0,000
PEEK	konstans	0,419	-	16,020	0,000
	pv	-0,007	-0,915	-7,851	0,000
Összes anyag	konstans	0,807	-	10,010	0,000
	Shore D	-0,006	-0,504	-6,731	0,000
	nyomaték	-0,023	-0,741	-6,420	0,000
	T_{test}	0,002	0,297	3,528	0,002

A független változók hatása a súrlódási együtthatóra a 4.7. táblázat alapján megállapítható, így eltekintek a regressziós egyenletek felírásától.

Súrlódási együttható a pv függvényében



4.13. ábra A súrlódási együttható a pv függvényében anyagpáronként elkülönítve

A mérési és regressziós vizsgálatok eredményeit elemezve megállapítható, hogy:

- A PA12 alapanyagból SLS 3D nyomtatási technológiával készült fogaskerekeknel 9,3 és 10,9 MPa·m/s pv érték mellett a bejáratás szakaszt követően az állandósult állapotban a kialakuló súrlódási együttható 0,37 - 0,44 között van. A szélső terhelések között ez 18,9%-os eltérést jelent.
- A PA12 fogaskerékpároknál a fogtest hőmérséklete volt a meghatározó tényező a súrlódási együttható szempontjából, és a béta együttható alapján elmondható, hogy a hőmérséklet növekedésével a súrlódási együttható is nő. Az illesztett függvény jósági foka $R^2 = 0,97$.
- A magnézium katalizálású öntött PA6 rúdból forgácsolási eljárással készült fogaskerekek esetén a súrlódási együttható 0,29 - 0,33 tartományban mozog az alkalmazott terheléstől függően, 21,4 – 25,1 MPa·m/s pv érték sávban.
- Az extrudált PEEK rúdból forgácsolási eljárással előállított fogaskerekeknel a súrlódási együttható 0,17 – 0,26 közé esik a számítási adatok alapján 23,9 és 34,7 MPa·m/s közötti pv értéknél.
- A PA6 és PEEK anyagpárosításoknál a pv érték hat dominánsan a súrlódási együtthatóra, és közöttük negatív lineáris összefüggés áll fenn, azaz a pv érték növekedése a súrlódási együttható csökkenését okozza. Az illesztett egyenes jósági foka $R^2 = 0,83$.
- Amennyiben az összes anyagra vonatkozólag figyelembe vesszük a pv érték és a fogtest hőmérséklet mellett az anyagtulajdonságokat is, akkor a 4.7. táblázat alapján megállapítható, hogy a súrlódási együttható szempontjából meghatározó szerepet játszik a nyomaték, a Shore D keménység és a fogtest hőmérséklete. Általánosan elmondható a 3 anyag esetében a béta együttható alapján, hogy a nyomaték a legmeghatározóbb a súrlódási együtthatóra, a Shore D keménység a második, és legkevésbé a fogtest hőmérséklete befolyásolja. Továbbá az is megállapítható, hogy a nyomaték és a Shore D keménység növelése, szemben a fogtest hőmérséklettel, csökkenti a súrlódási együtthatót. Az alkalmazott modell illeszkedésének jósága $R^2 = 0,95$.

Pogacnik és Tavcar (2015) végeztek hasonló kísérleteket a súrlódási együttható meghatározására, akik megállapították, hogy PA6/PA6 fogaskerekeknél $\sigma_F = 17 - 40$ MPa fogtőfeszültség tartományban, kenésmentes körülmények között a súrlódási együttható 0,48.

A VDI 2736 irányelv általánosságban kenésmentes üzem esetén a PA/PA fogaskerékpároknál a hőmérsékletszámítások elvégzéséhez súrlódási együttható értéknek 0,4-t ajánl.

Mao és mtsai. (2009) tanulmányukban azt írják, hogy PA66/PA66 fogaskerékpárosítás esetén kenésmentes körülmények között a súrlódási együttható 0,28.

Hoskins és mtsai. (2014) vizsgálták a ikertárcsás vizsgálat segítségével a PEEK/PEEK anyagpárosítás súrlódását kenésmentes körülmények között 14%-os csúszás és 400 N terhelés mellett, és azt állapították meg, hogy ezen feltételek esetén a súrlódási együttható 0,1 és 0,5 között alakul a súrlódási időtől függően.

Li és mtsai. (2011) végelem szimulációs modellt dolgoztak ki a fogaskerekek érintkezésére, a modelljükben a PEEK/PEEK anyagpárosítás esetén az alkalmazott súrlódási együttható 0,21 volt.

Zorko és mtsai. (2019) szakcikkében olvashatunk a PEEK/acél fogaskerék párosításra vonatkozó kísérleti úton megállapított súrlódási együttható átlagos értékéről, ami száraz, kenésmentes körülmények között 0,21.

4.3. A fogaskerékkopás-vizsgálatok eredményei

A kopási együtthatót a műanyag fogaskerekek kopásának előrejelzésére használják, ami igen fontos az élettartam szempontjából, ezért folytattam vizsgálatokat ezen a téren még kevésbé vagy egyáltalán nem kutatott anyagoknál.

Az élettartambecslés az egyik legkritikusabb része a polimer fogaskerekek tervezésének az ipari felhasználása során. Az élettartambecslés egyik alappillére a kopási együttható, ami többféle módon is meghatározható. A dolgozatomban a valós fogaskerék-vizsgálatokat használok fel a kopási együttható meghatározására két eltérő módszer segítségével. Azért döntöttem a valós fogaskerék-vizsgálatok mellett, mert a kopási tényező meghatározására alkalmazott további eljárások, mint például pin-on-disc vagy ikertárcsás módszereknél az érintkezés minősége különbözik a fogaskerék kapcsolódásánál ismertektől. Belátható, hogy a fogaskeréknél csúszó és gördülő súrlódás is lejátszódik, azonban az említett modell vizsgálatoknál ez csak csúszásra korlátozódik. A szakirodalomban arra vonatkozólag is találtam adatokat, hogy a különböző pin-on-disc vizsgálatok eredményei akár két nagyságrenddel is eltérhetnek a VDI 2736 szabvány alapján számítható kopási együtthatótól, ami nagyfokú bizonytalansághoz vezet a fogaskerekek élettartambecslésénél (Matkovič, et al., 2021).

A kopásértékelést értelemszerűen a fogaskerék-vizsgálatok teljes ciklusának figyelembevételével hajtom végre. Ez alatt azt értem, hogy a kopási együtthatók számításához és összehasonlításához szükséges pv értéket, amit a nyomaték és a csúszás alapján számítottam ki, a futási ciklus teljes intervalluma alapján határoztam meg, azaz 1,5 millió megtett fordulatra vonatkoztatva.

4.3.1 Tömegvesztéses kopásértékelés eredményei

A fogaskerekek tömegmérését nagy pontosságú analitikai mérleggel hajtottam végre a fogaskerekek járatása előtt és után, és ennek különbsége adja a tömegvesztést milligrammban kifejezve.

A fogaskerék-vizsgálatok során több esetben is előfordult a fogak részleges vagy teljes törése, ami lehetetlenné tette a tömegvesztéses kopásértékelést. A kiugró mérési pontok matematikai statisztikai kizárásával kaptam meg az értékelhető mérési eredményeket, amelyek az M3.3 mellékletében szerepelnek. A mérési eredmények áttekintéséből kiderül, hogy a tömegvesztés és

a kopási együttható értékeiben nagyságrendi eltérés tapasztalható a különböző anyagpárosítások esetén. Ennek megfelelően anyagonként különböző ábrákon jelenítettem meg ezeket az adatokat a pv érték függvényében (4.14., 4.15. és a 4.16. ábra).

A regressziós vizsgálatok során az anyagonként szétválasztott modellnél a tömegvesztés és a tömegvesztésen alapuló kopási együtthatót vettem függő változónak, és a pv értéket, a súrlódási együtthatót (μ) és a fogtest hőmérsékletet pedig független változónak. A több anyagot tartalmazó modellnél a független változók kiegészülnek az anyagtulajdonságokkal is, amelyeket a 4.1. fejezetben részleteztem. Ahogy az egyensúlyi hőmérsékletnél és a súrlódásnál, itt is lefuttattam a regressziós vizsgálatokat a pv érték mellett a nyomatékkal is, mint független változó. A regressziós modellek együtthatóit a 4.8. és a 4.9. táblázatban foglaltam össze.

A varianciaanalízist elvégeztem annak érdekében, hogy ellenőrizzem a modellek relevánsak-e. A felállított regressziós modelleknél az F próba minden esetben $p < 0,001$ volt, azaz a modellek alkalmazhatók.

4.8. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói tömegvesztés, m_w esetén

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	-4426,884	-	-10,356	0,000
	pv	474,937	0,981	11,247	0,000
Összes anyag	konstans	-523,748	-	-2,609	0,021
	μ	2248,638	0,694	3,603	0,003

4.9. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói kopási együttható, $k_{wtömeg}$ esetén

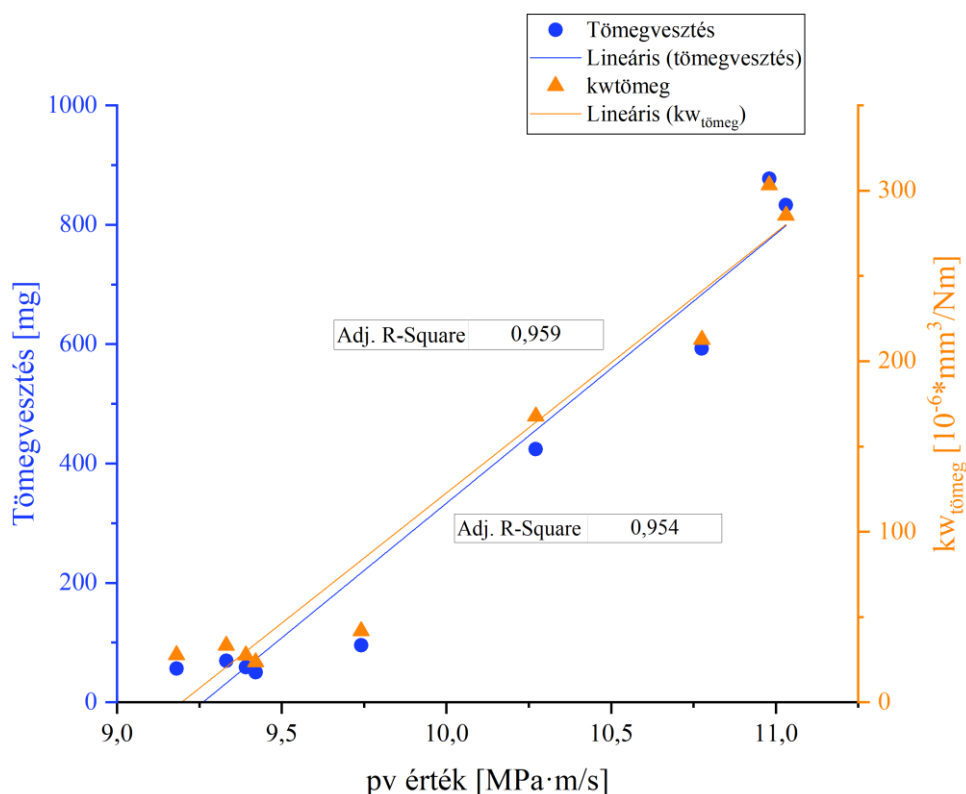
Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	-1480,953	-	-10,869	0,000
	pv	159,820	0,983	11,874	0,000
PEEK	konstans	-1,440	-	-3,146	0,020
	μ	13,452	0,939	6,698	0,001
Összes anyag	konstans	-195,153	-	-2,917	0,011
	μ	822,879	0,726	3,955	0,001

A kopás esetében szintén kíváncsi voltam arra, hogy a független változók milyen hatást fejtenek ki a függő változókra. Ennek megállapítására elegendő áttekinteni a 4.8. és 4.9. táblázatot, így a regressziós egyenletek felírásától eltekintek.

A PA12 anyagpárosításnál a legkisebb kopási együttható, $k_{wtömeg} = 23,6 \cdot 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$, ahol 9,42 MPa·m/s pv érték (1,59 Nm; 1000 ford./perc) mellett a fogaskerék 50,2 mg-ot veszített a súlyából 1,5 millió megtett fordulat alatt. A legnagyobb kopási együttható, $k_{wtömeg} = 303,4 \cdot 10^{-6} \text{mm}^3/\text{Nm}$, ahol 10,98 MPa·m/s pv érték (2,16 Nm; 1000 ford./perc) mellett a fogaskerék 877,2 mg-ot veszített a súlyából ugyanannyi ciklust követően. Ez azt jelenti, hogy a pv érték 16%-os növelésével a kopási együttható több, mint 10-szeresére emelkedett, ami nagyon erőteljes változás. Megállapítható, hogy a pv érték minimális változása is nagyfokú hatást gyakorol az anyag kopási tulajdonságaira.

A regressziós vizsgálatok eredményei azt mutatják, hogy a PA12 fogaskerékpárosításnál a tömegvesztés és a tömegvesztés alapú kopási együttható esetében is a pv érték, mint független változó a meghatározó tényező. A pv érték növekedésével a tömegvesztés és a $k_{wtömeg}$ kopási együttható értékének növekedése várható. A tömegvesztés mérési pontokra illesztett egyenes jósági foka $R^2 = 0,95$, a $k_{wtömeg}$ kopási együttható adataira illesztett egyenesé pedig $R^2 = 0,96$.

Tömegvesztés és kopási együttható a pv függvényében PA12 esetén



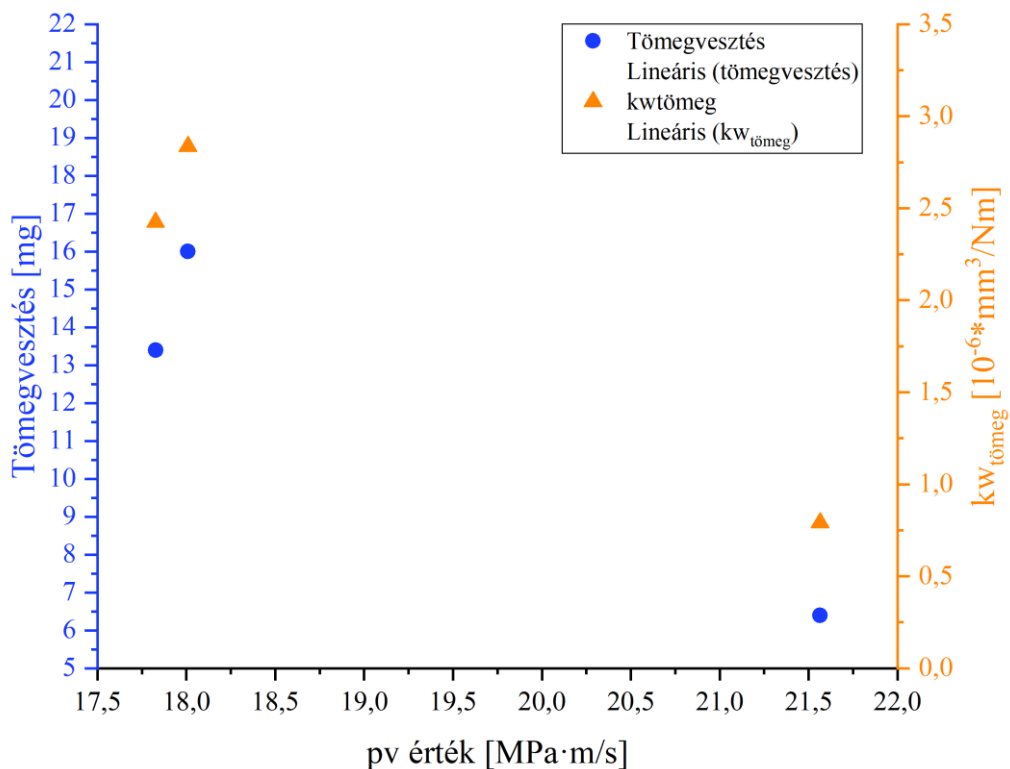
4.14. ábra Tömegvesztés és kopási együttható a pv érték függvényében PA12 fogaskerékpár esetén

A PA6 anyagpárosítás esetében a mérési adatokból számított kopási együtthatóról elmondható, hogy egy vagy akár két nagyságrenddel kisebb a PA12-höz képest, amit a 4.15. ábrán jelenítettem meg. A fogak részleges vagy teljes törése miatt kevés adat áll rendelkezésre, így ennek a tárgyalásától eltekintek.

A PEEK fogaskerékpároknál a tömegvesztés és a kopási együttható kapcsolata nem egyértelmű a mérési pontok alapján (4.16. ábra). A tömegvesztés és a pv érték között matematikai statisztikai módszerekkel nem állapítható meg összefüggés. Ellenben a tömegvesztésből számított kopási együttható és a pv érték között negatív lineáris kapcsolat van, tehát a pv érték növekedésével a kopási együttható szignifikánsan csökken. A regressziós vizsgálatok ezzel szemben azt mutatják, hogy a $k_{wtömeg}$ kopási együttható szempontjából nem a pv érték a meghatározó, hanem a súrlódási együttható, amelynek növekedése egyben növeli a kopási együtthatót is. Ha visszatekintünk a 4.2.2. fejezetbe, akkor láthatjuk, hogy a PEEK esetében a pv érték és a súrlódási együttható között negatív lineáris kapcsolat van, azaz a pv érték növekedése csökkenti a súrlódási együtthatót, így már egyértelmű a pv érték és a kopási együttható közötti összefüggés is. A felállított regressziós modell illeszkedésének jósága $R^2 = 0,86$. A PEEK hasonlóan kis kopási együtthatóval rendelkezik, mint a PA6 fogaskerék alkalmazás esetén. A $2,2 \cdot 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ kopási együttható, aminél 25 MPa·m/s pv értéknél 1,5 millió megtett fordulatot követően a PEEK fogaskerék 21 mg-ot veszített súlyából, ezzel szemben 34,8 MPa·m/s pv érték esetén hasonló futási ciklus mellett csak 18,4 mg-mal csökkent a súlya, ami $0,99 \cdot 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ kopási együtthatónak felel meg. Ez azt jelenti, hogy a pv érték 38% növekedése hozzávetőlegesen a kopási együttható 50%-os csökkenését okozza.

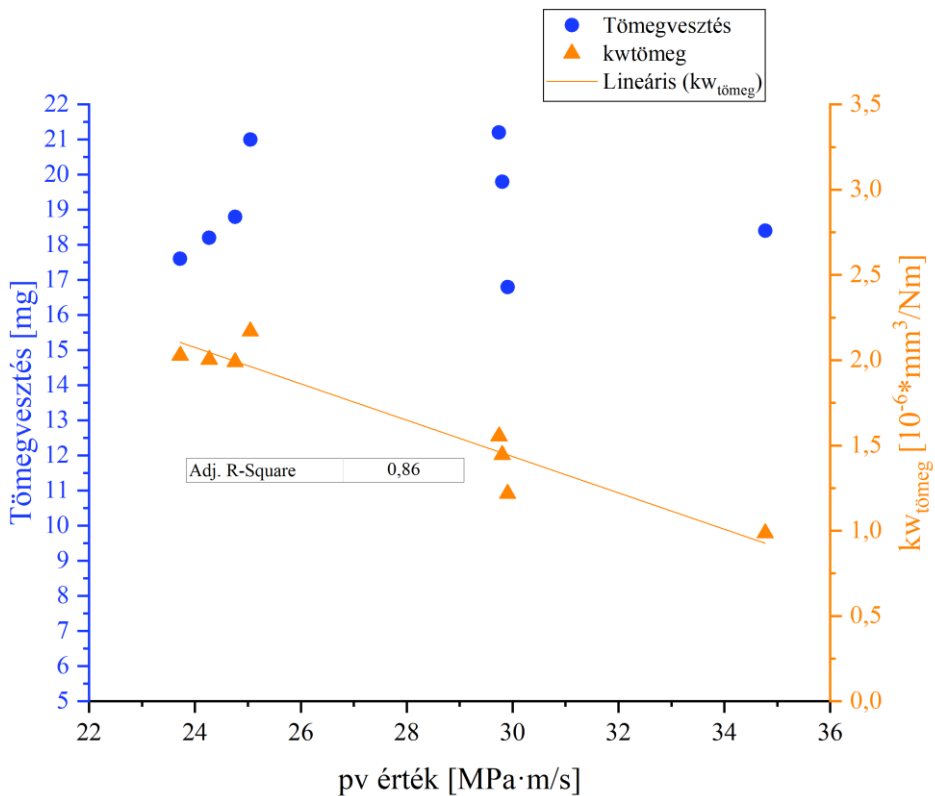
Amennyiben az összes anyagot figyelembe vesszük a regressziós vizsgálatoknál, akkor általánosan elmondható, hogy a tömegvesztés és a $k_{wtömeg}$ kopási együttható szempontjából a független változók közül a súrlódási együttható a meghatározó tényező. A tömegvesztéses modell esetén az illeszkedés jósága $R^2 = 0,44$, a kopási együttható modellje esetén az $R^2 = 0,49$.

Tömegvesztés és kopási együttható a pv függvényében PA6 esetén



4.15. ábra Tömegvesztés és kopási együttható a pv érték függvényében PA6 fogaskerékpár esetén

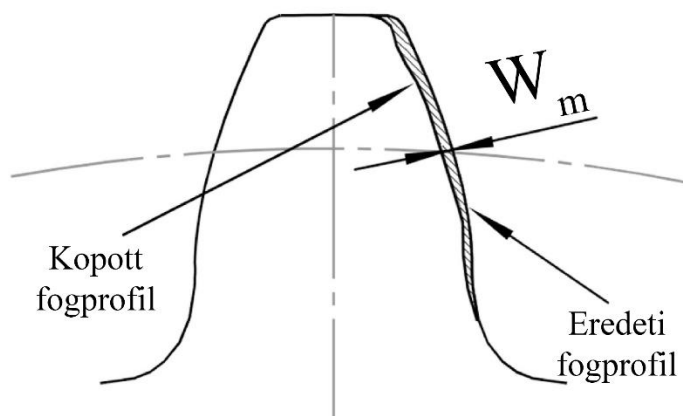
Tömegvesztés és kopási együttható a pv függvényében PEEK esetén



4.16. ábra Tömegvesztés és kopási együttható a pv érték függvényében PEEK fogaskerékpár esetén

4.3.2 Grafikus kopásértékelés eredményei

A fogaskerék-vizsgálatokat követően mikroszkóp felvételeket készítettem a kopott fogprofilokról. Minden fogaskeréknél egymás mellett lévő 5 fagon végeztem el a fogprofil kopás elemzését annak érdekében, hogy minimalizáljam a hibát, és pontosabb képet kapjak a valódi kopásról. Az átlagos lineáris kopás, W_m meghatározása folyamán a fogaskerék osztókörátmérőjénél mértem meg a fog elvékonyodását az elméleti evolvens görbére merőleges irányban, amit a 4.17. ábra mutat be. Fogaskerekenként az 5 fagon külön-külön megállapított átlagos lineáris kopást, W_m átlagoltam, és az alapján számítottam ki a (3.5) egyenlet segítségével a kopási együtthatót. A mérési és számítási eredményeket az M3.4. mellékletben foglaltam össze, amiben már a kiugró adatok nem szerepelnek. Az adattisztításnál a 3.4. fejezetben leírt módszert alkalmaztam.



4.17. ábra Átlagos lineáris fogkopás, W_m (Matkovič, et al., 2021) alapján

A VDI 2736 irányelv meghatározza, hogy a fog elvékonyodásának mértéke nem haladhatja meg a teljes fogszélesség 20%-át. Az általam használt fogaskerek modulja 2 mm, aminek tudatában a (2.15) egyenlet felhasználásával kiszámítható a megengedett határérték. Esetemben ez $W_{mmax} = 0,4\text{mm}$. A vizsgálatok során ezt a határértéket csak a 3D nyomtatással készült PA12 fogaskerekek lépték át, valamint a 4.19 ábrán, ahol piros szaggatott vonallal jelöltem a szabvány által megengedett kopást.

A PA12 fogaskerek kopására erőteljesen hat a terhelés mértéke. A fogprofilokról készült képek, amelyek a 4.18 ábrán láthatók, jól mutatják a kritikus nyomatokra való érzékenységet. A 4.18. ábrán a-val, b-vel és c-vel jelölt fogaskerek fogain alig figyelhető meg kopás, ahol 1. terhelési szintet (névleges terhelés: 1,25 Nm) állítottam be. A d, e, f és g-vel jelölt képeken erőteljes kopás látható, amely már a W_{mmax} határértéket meghaladja, ezeknél a fogaskereket már 2. és 3. terhelési szinten (névleges terhelés: 1,8 Nm és 2,5 Nm) járatam. A fogprofil kopása nem egyenletes, az osztókörátmérő alatt, illetve a fogcsúcsonál jelentősebb az anyagvesztés mértéke, ami főként a szélső pontokon lévő nagy csúszási sebességnek tulajdonítható.

A fogprofil jelentősen megváltozott a 4.18 ábra d, e, f és g képein, és a fogoldalon már nem figyelhető meg az eredeti evolvens alakzat. A fogaskerék profil ilyen mértékű torzulása a kapcsolódási viszony teljesen megváltozását okozza, ezalatt értem a fognyomás, a súrlódás, a csúszás és gördülés arányának, valamint a sebességének módosulását. Matkovič és mtsai. (2001) tanulmányából ismert, hogy a kopási együttható a futás során változik, és az érintkezési viszonyok e drámai változását követően a fogaskerek kapcsolódása stabilizálódik, ami a kopási együttható csökkenéséhez vezet. Az M5. mellékletben megtekinthetők a további fogprofil felvételek, amelyek mikroszkóppal készültek.

A mikroszkópos kopásértékelés eredményeit, azaz az átlagos lineáris kopást, W_m , és az abból számított kopási együtthatót, $k_w W_m$, a p_v érték függvényében illusztráltam a 4.19., 4.20. és a 4.21. ábrán anyagpárosításonként szétválasztva.

Ideális esetben azt várnánk, hogy ha nő a lineáris kopás azzal együtt egyenes arányban nő a kopási együttható is. A (3.5) egyenletet átgondolva feltárható, hogy a kopási együttható, k_{wW_m} , adott fogaskerék geometria mellett a terhelő nyomatéktól és a futási ciklustól függ, ráadásul fordított arányossággal.

A regressziós vizsgálatok folyamán az anyagokként szétválasztott modellnél az átlagos lineáris kopást és ezen távolságon alapuló kopási együtthatót vettem függő változónak, a p_v értéket, a súrlódási együtthatót (μ) és a fogtest hőmérsékletet pedig független változónak tekintettem. Az anyagokat összefoglaló modellnél a független változók kiegészülnek az anyagtulajdonságokkal is, amelyeket a 4.1. fejezetben részleteztem. Ahogy az egyensúlyi hőmérsékletnél és a súrlódásnál, itt is lefuttattam a regressziós vizsgálatokat a p_v érték mellett a nyomatékkal is, mint független változó. A regressziós modell átlagos lineáris kopásra vonatkozó együtthatóit a 4.10. táblázatban, a k_{wW_m} kopási együtthatóra vonatkozó együtthatókat pedig a 4.11. táblázatban foglaltam össze.

A varianciaanalízist szintén elvégeztem annak érdekében, hogy ellenőrizzem a modellek relevánsak-e. A felállított regressziós modellek esetében elmondható, hogy az F próba minden esetben $p < 0,001$ volt, azaz a modellek alkalmazhatók.

4.10. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói átlagos lineáris kopás, W_m esetén

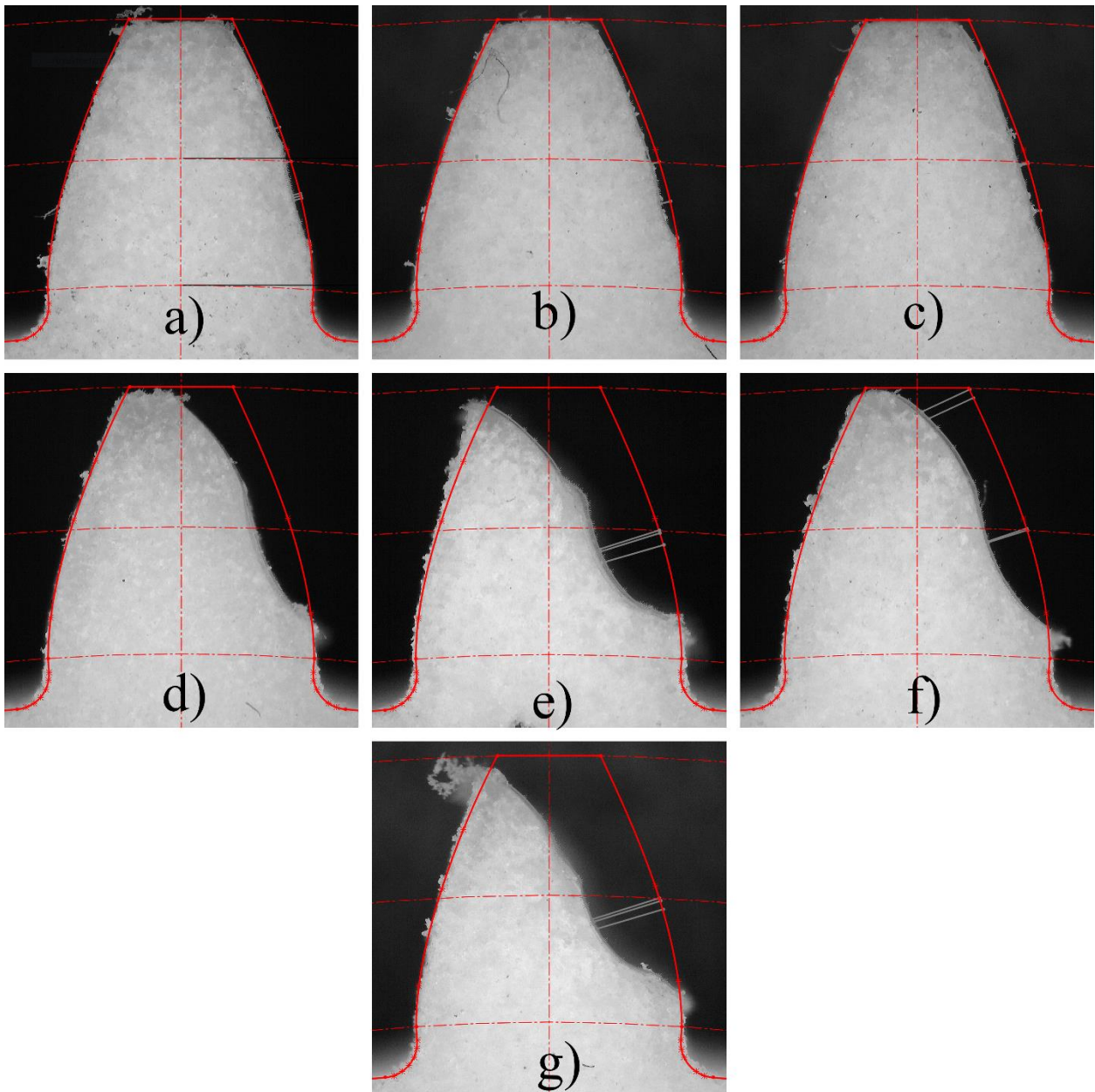
Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	-4,439	-	-6,958	0,006
	p_v	0,480	0,976	7,792	0,004
PEEK	konstans	-0,015	-	-2,124	0,078
	μ	0,002	0,969	9,613	0,000
Összes anyag	konstans	0,852	-	5,046	0,000
	μ	-0,004	-0,722	-4,171	0,001

4.11. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói kopási együttható, k_{wW_m} esetén

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	-2286,93	-	-7,313	0,005
	p_v	249,742	0,979	8,263	0,004
PEEK	konstans	13,738	-	13,360	0,000
	μ	-0,183	-0,909	-5,338	0,002
Összes anyag	konstans	490,878	-	5,604	0,000
	H	-2,644	-0,770	-4,829	0,000

Az átlagos lineáris kopás és a k_{wW_m} kopási együttható esetében is elegendő a 4.10. és 4.11. táblázat ahhoz, hogy megállapítsam milyen hatást fejtenek ki a független változók a függő változókra, így a regressziós egyenletek felírásától eltekintek.

A PA12 fogaskerékek mikroszkópos elven történő kopás kiértékesének eredményei a 4.19. ábrán láthatóak. Ennél az anyagnál az osztóköri fogelvékonyodás a terhelés növekedésével együtt emelkedett, a vizsgált p_v tartományban (9,4-11 MPa·m/s). A VDI 2736 irányelv alapján meghatározott maximális kopásértéket 10,3 MPa·m/s p_v értéknél (1,89 Nm) elérte a fogaskerékpár. Ezt a terhelés tekinthetjük kritikus nyomatéknak a PA12-nél adott fogaskerékgeometria mellett.



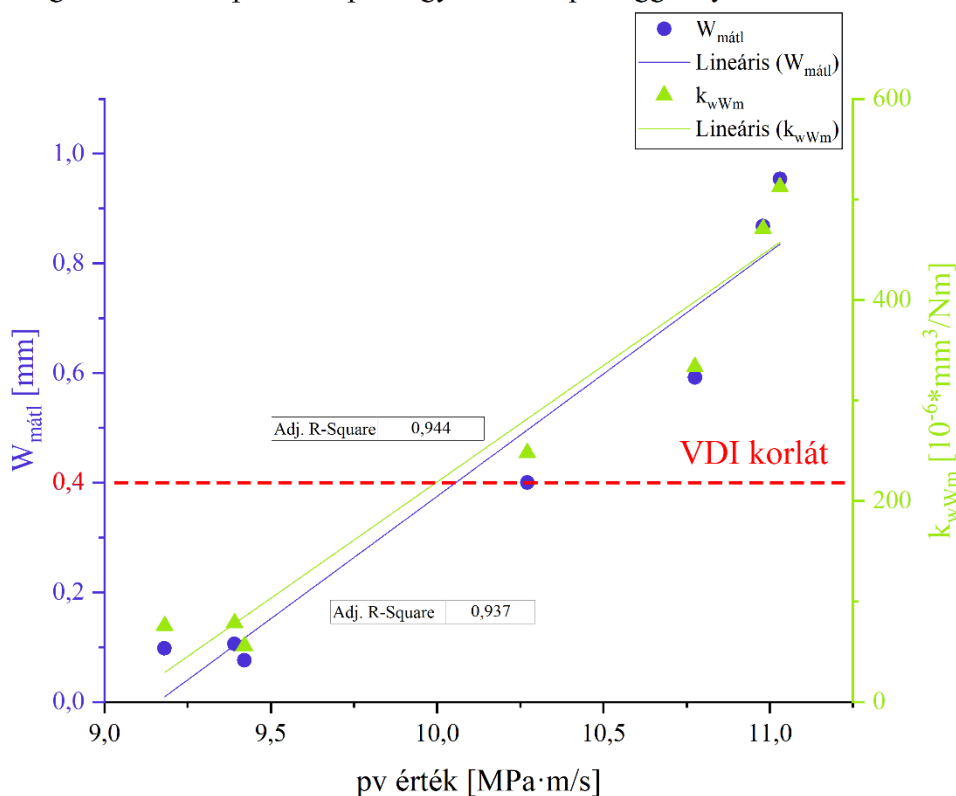
4.18. ábra A PA12 fogprofilok változása 1,5 millió megtett fordulat után eltérő terhelésen; a) PA12/1/1 b) PA12/1/2 c) PA12/1/5 d) PA12/2/4 e) PA12/3/2 f) PA12/3/3 g) PA12/3/5

1. terhelési szinten a PA12/1/1 mérésnél $9,4 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ pv szinten $0,076 \text{ mm}$ vékonyodott a fog az osztóköron mérve, ami $56 \times 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ kopási együtthatónak felel meg. 2. és 3. terhelési szinten ehhez képest egy nagyságrendet változott mind az átlagos lineáris kopás, mind a kopási együttható. A PA12/3/5 mérésnél $11 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ pv szinten $0,95 \text{ mm}$ vékonyodott, ami $512 \times 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ kopási együtthatót jelent. Ebből az következik, hogy a terhelés 17%-os növekedésével a kopási együttható több, mint 900%-ot nőtt.

A PA12 fogaskerékpárok esetén megállapítható, hogy $9,2 - 11,03 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ pv érték között a kopási együttható $56 - 512 \times 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ tartományban található.

A regressziós modellek alapján megállapítható, hogy az átlagos lineáris kopás és a pv érték, valamint a $k_{w\text{m}}$ kopási együttható és pv érték között is lineáris kapcsolat van, és a pv érték növekedése hozzájárul a lineáris kopás és a kopási együttható növekedéséhez is. Mind a két modell esetében az illeszkedés jósága $R^2 > 0,93$.

Átlagos lineáris kopás és kopási együttható a pv függvényében PA12 esetén



4.19. ábra Átlagos lineáris kopás és kopási együttható a pv érték függvényében PA12 fogaskerékpár esetén

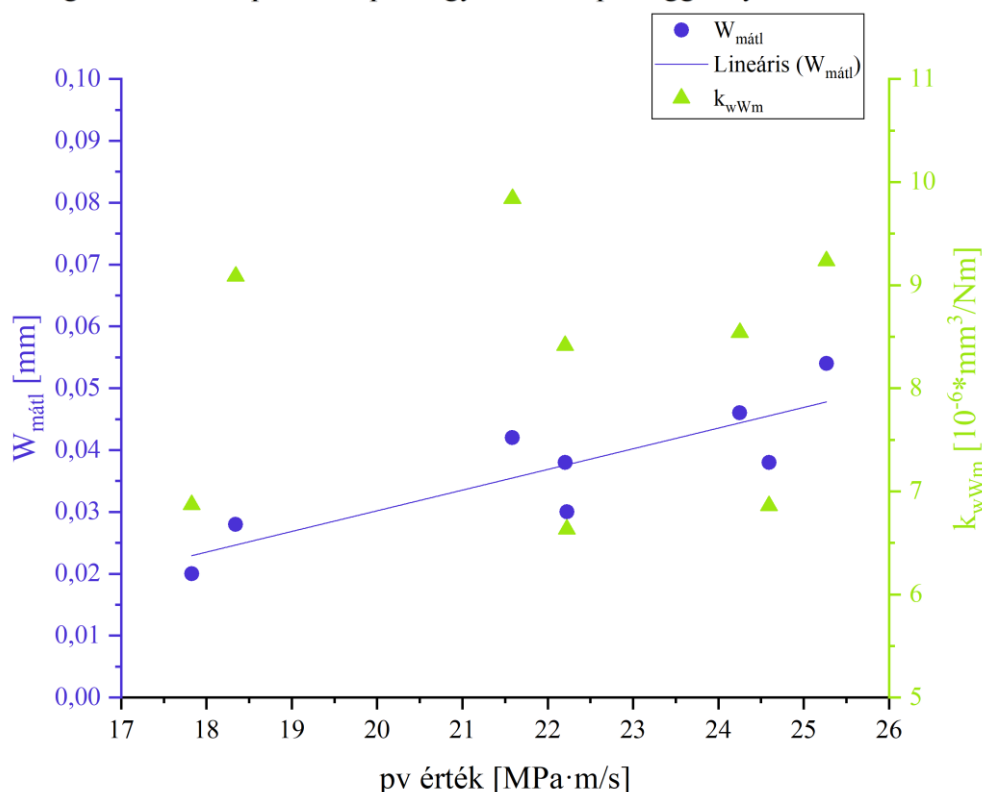
A PA6 fogaskerek grafikus kopás kiértékelésének eredményei a 4.20. ábrán szerepelnek. Ezeknél a kerekeknél az osztóköri fogelvékonyodás, hasonlóan a PA12-nél tapasztaltaknál, a terhelés növekedésével együtt emelkedett, azonban a kopási együtthatóra nem állapítható meg egyértelmű trend, így a két változó között sem állapítható meg összefüggés.

Az átlagos lineáris kopás és a kopási együttható esetében elmondható, hogy egy nagyságrenddel kisebbek, mint, amit a PA12 fogaskerekeknél kaptam.

A PA6 fogaskerékpárokra megállapítható, hogy pv 17,8 – 24,6 MPa·m/s terhelés tartományban a kopási együttható 6,6 – 9,8 x 10⁻⁶·mm³/Nm között alakul. Mao és mtsai. (2009) hasonló eredményt kaptak a PA/PA fogaskerékpár kopás tekintetében közel azonos foggeometria, üzemi paraméterek és futási ciklus mellett száraz, kenésmentes körülmények között.

Az átlagos lineáris kopás, W_m és a pv érték között lineáris kapcsolat áll fenn PA6 kerekek esetében, ahol az illesztett egyenes korrigált determinációs együtthatója 0,7 – 4.20. ábra szemlélteti.

Átlagos lineáris kopás és kopási együttható a pv függvényében PA6 esetén



4.20. ábra Átlagos lineáris kopás és kopási együttható a pv érték függvényében PA6 fogaskerékpár esetén

A PEEK fogaskerekek mikroszkópos kopásértékelése az eddig vizsgált anyagokhoz képest eltérő jelenséget mutat, amit a 4.21. ábra szemléltet. A PEEK kerekeknél az aktív fogoldalón létrejövő anyagvesztés, azaz a kopás a terhelés növekedésével együtt nő, hasonlóan az előző két anyaghoz, azonban a kopási együttható csökkenő trenddel válaszol a terhelés növekedésére.

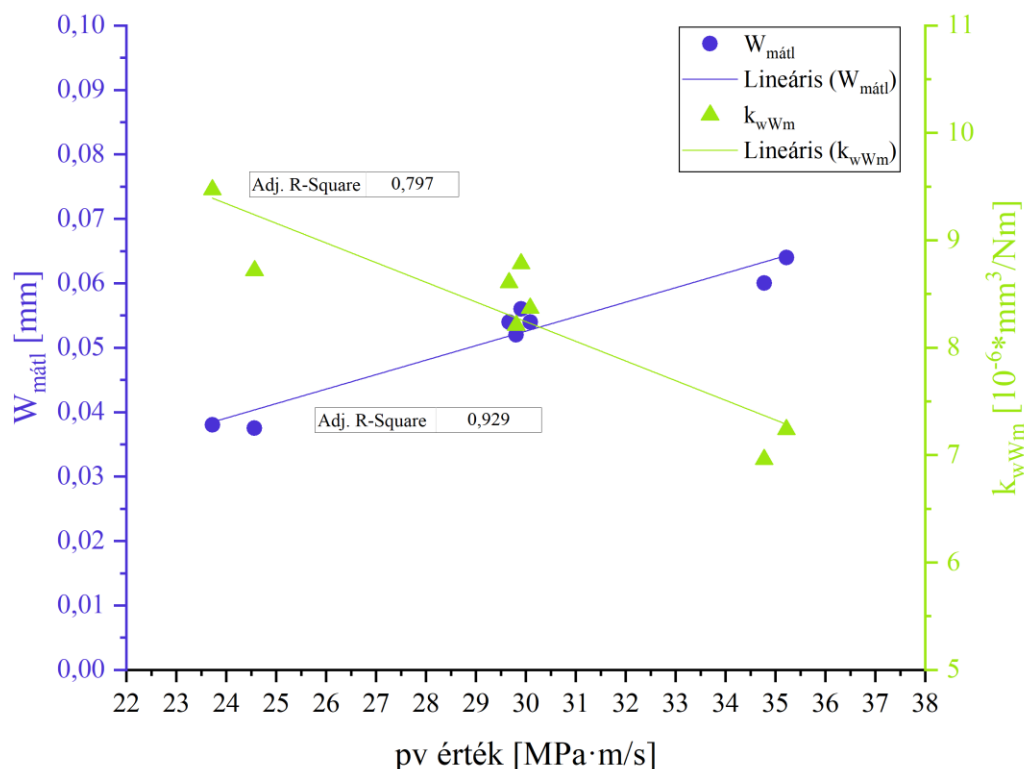
Az 1. terhelési szinten járatott PEEK/1/2 fogaskerékpárnál 23,7 MPa·m/s pv szinten 0,038 mm átlagos lineáris kopást mértem az osztókörön, ami (3.5) egyenlet szerint $9,5 \times 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ kopási együtthatót ad eredményül. Ezzel szemben a 3. terhelési szinten a PEEK/3/2 fogaskerékpárnál 34,8 MPa·m/s pv szint mellett 0,06 mm átlagos lineáris kopást kaptam az osztókörön, ami $7 \times 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ kopási együtthatónak felel meg. Ez azt jelenti, hogy a terhelés 46%-os emelkedésével a kopási együttható 24%-ot csökken.

A PEEK fogaskerékpárookra megállapítható, hogy a 23,7 – 35,2 MPa·m/s pv tartományban a kopási együttható $7 - 9,5 \times 10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$ közé tehető.

A PEEK kerekeknél a regressziós vizsgálatok eredményei alapján kijelenthető, hogy:

- Az átlagos lineáris kopás és a pv érték közötti lineáris függvénnyel leírható, tehát a pv érték növekedésével együtt az átlagos lineáris kopás is növekszik. A függvény illeszkedésének jósága $R^2 = 0,93$.
- A kopási együttható és a pv érték kapcsolata szintén leírható elsőfokú polinommal, ellenben negatív lineáris kapcsolat áll fenn, tehát a pv érték növekedése elősegíti a kopási együttható csökkenését. Az alkalmazott modell illeszkedésének jósága $R^2 = 0,8$.

Átlagos lineáris kopás és kopási együttható a pv függvényében PEEK esetén



4.21. ábra Átlagos lineáris kopás és kopási együttható a pv érték függvényében PEEK fogaskerékpár esetén

A regressziós vizsgálatok alapján, ahol az anyagtulajdonságokat is figyelembe vettem. Általánosan elmondható, hogy az átlagos lineáris kopás és a k_{wWm} kopási együttható szempontjából a független változók közül a golyóbenyomódásos keménység a meghatározó tényező. Az átlagos lineáris kopásra felállított modell esetén az illeszkedés jósága $R^2 = 0,49$, a kopási együtthatóra alkalmazott modellnél pedig $R^2 = 0,57$.

Megjegyzésként megemlíteném, hogy Tavcar és mtsai. (2021) fogaskerék tervezést összefoglaló cikke és a szakirodalomban fellelhető egyéb cikkek alapján megállapítható, hogy az általam vizsgált anyagpárookra nem érhető el kopási együttható érték a fogaskerék méretezés számításokhoz.

4.3.3 Röntgen tomográfiai (XCT) segítségével elvégzett kopásértékelés eredményei

A röntgen tomográfia egyik nagy előnye a többi mérési eljárással szemben, hogy 3 dimenziós, azaz térfogati felvételek hozhatók létre. Ennek köszönhetően a vizsgált tárgy külső felülete mellett a belső geometriai jellemzők vagy akár az anyagban lévő hibák, mint például zárványok, vagy maga az anyag porozitása is értékelhető. Így lehetőséget nyújt akár a gyártási méretek ellenőrzésére vagy használatból eredő kopás elemzésére. A másik nagy előnye, hogy a nagyítás mértékétől, valamint a voxel mérettől függően akár néhány mikron pontossággal is képes mérni egy ilyen berendezést. További előnyként azt is érdemes megemlíteni, hogy a felvételek birtokában, amennyiben további értékelésre van szükségünk a VGStudio szoftver segítségével utólagosan is bármikor el tudjuk végezni a szükséges méréseket, gondolok itt további bázisok kiválasztásával eltérések meghatározására, vagy például fogaskereknél további síkok megadásával többlet információ kinyerésére.

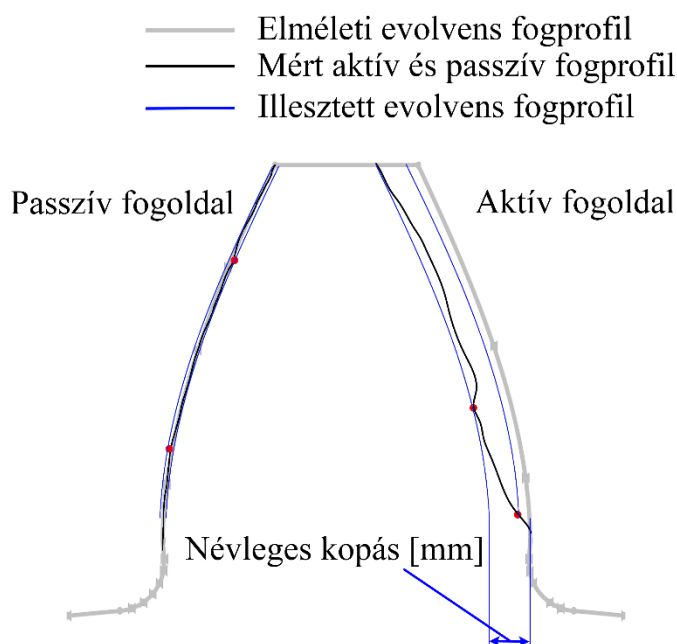
A polimer fogaskerek kopásának XCT technológiával való értékelése során több nehézséggel néztem szembe. Az egyik az elérhető CT-s röntgenberendezés látómezőjének korlátja, ami azt jelenti, hogy az általam használt fogaskerék egészéről nem készíthető térfogati modell, így annak

csak egy meghatározott része került felvételre. Ez azt jelenti, hogy 5 fog jelenik meg az XCT felvételeken minden egyes fogaskerék esetében. A további kihívások, mint az eltérő gyártástechnológia miatt nehezen illeszthető CAD modell vagy a fogaskerék tesztek során a túlterhelésből fakadó maradó alakváltozás okozta gyenge illesztés a tartóssági vizsgálat előtti és utáni felvételekre, mind megoldásra kerültek a 3.3.3 fejezetben leírtak szerint.

A XCT-s kopáselemzésre két módszert is megalkottam. Az egyik a kopás meghatározására szolgál, a másik pedig az evolvens görbe torzulásának megállapítására. A dolgozatban csak az előbbi módszer eredményeit mutatom be. Az utóbbi módszernek nincs hozzáadott értéke, így annak tárgyalásától eltekintek.

A XCT kiértékelés sokrétűsége miatt szükség volt annak leszűkítésére. A vizsgálataimra vonatkozólag ez azt jelenti, hogy az öt fogból csupán egy fogra végeztem el a kiértékelést, viszont azt kellő részletességgel. Az XCT vizsgálat célja a fogoldal mentén történő kopás értékelése. Az általam használt fogaskerék fogszélessége 12 mm, amit a kiértékelés során 0,1 mm-ként síkkal metsztem el, így 119 mérési pontot kaptam fogoldalanként. Természetesen ettől eltérő, tetszőlegesen meghatározható távolságonként is el lehet végezni ezt, azonban ettől nagyobb számú mérési pont erősen megnöveli a számítógép teljesítményigényét, illetve már ez is részletes információt ad a kopásról.

A 3.3.3. fejezetben kidolgozott módszer szerint a nominális evolvens görbe illesztése mind a passzív, mint az aktív fogoldalon megtörténik, ami által mm-ben kerül meghatározásra az elméleti evolvenstől való távolság. Ez a távolság meghatározás, azonban a nominális evolvens teljes szakaszán történik a legkisebb négyzetek elve alapján, és értelemszerűen ez a mért fogprofil kopottságától függ, ezért neveztem el névleges kopásnak, ezt az elméleti evolvens profiltól mért távolságot. A módszer lényegét a 4.22. ábrán szemléltetem.



4.22. ábra XCT eljárás során megállapított névleges kopás mm-ben

A XCT felvételek alapján kapott mérési eredmények nagyszáma miatt – 45 fogaskerék, fogaskerekenként 1 fog, foganként két fogoldal és fogoldalanként 119 mérési adat – Visual Basic (VB) programozási nyelven macro-t készítettem, hogy belátható időn belül fel tudjam dolgozni az adatokat, és megfelelő módon illusztráljam azokat.

Az általam írt Excel Macro XCT-s eredményeinek vizuális megjelenítése a 4.23., 4.24. és a 4.25. ábrán látható.

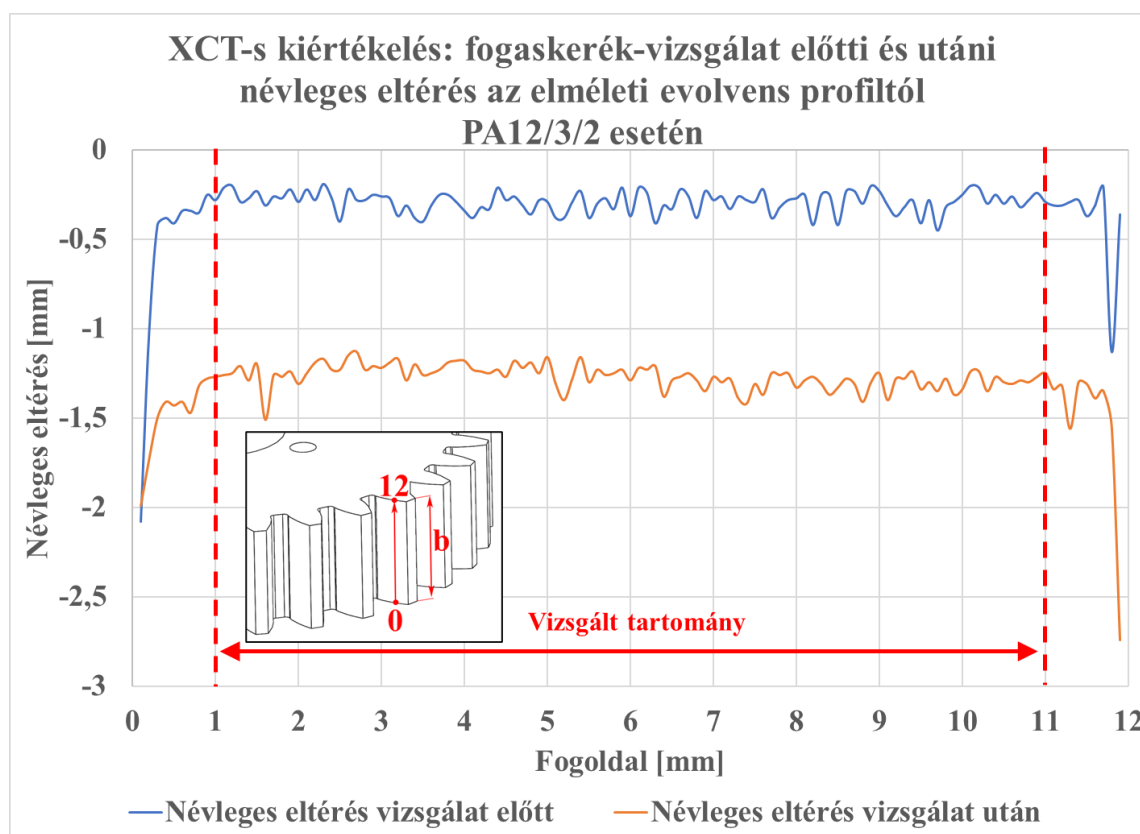
A PA12 fogaskerekekénél a 3. terhelési szint 2. mérését emeltem ki, ez látható a 4.23. ábrán. Az ábra összetett, ezért részletes magyarázattal egészítem ki. Az „X” tengelyen a fogoldal van feltüntetve. A diagramon lévő fogaskerék szemléltető ábra mutatja, hogyan értelmezzük az „X” tengelyen lévő fogoldal értékeit. Minden egyes fogaskerékről ugyanabban a pozícióban készült XCT felvétel, és a fogaskerekek oldalai már a gyártásnál meg lettek jelölve. A fogszélesség 12 mm, ennek megfelelően a fogaskerék alsó részén definiáltam a „0” értéket, és a felső részén pedig a „12” -t. Az „Y” tengelyen az elméleti evolvens profiltól való névleges eltérés jelenik meg mm-ben.

A szaggatott, függőleges piros vonalak jelölik a kiértékelés során figyelembe vett mérési adatokat. Az első és az utolsó 1 mm-en lévő mérési pontokat kizártam, mivel sok esetben, ahogy a 4.23. ábrán is látható, kiugró értékek figyelhetők meg. A vizsgált tartomány tehát a fogaskerék fogoldalának 1 és 11 mm közötti szakasza.

A kék színű vonallal a fogaskerék-vizsgálat előtti állapotban mért névleges eltérés látható az elméleti evolvens profiltól, míg a narancs színű a fogaskerék-vizsgálat utáni eltérést jeleníti meg.

A PA12/3/2 mérési eredménye alapján megállapítható, hogy a vizsgált fog már a fogaskerék-vizsgálat előtt, azaz már a gyártás után a névleges méret alatt volt 0,3 mm-rel az elméleti evolvens görbéhez képest, majd a fogaskerék-vizsgálatot követően a vizsgált tartományban (101 mérési adatot átlagolva) 0,98 mm-rel nött a távolság a vizsgálat előtti mérethez viszonyítva. Ez azt jelenti, hogy átlagosan 0,98 mm-rel vékonyodott a fog.

Az is megállapítható a diagram alapján, hogy a PA12/3/2 fogaskerékpárnál a kopás egyenletes a fogoldal mentén, ami elmondható a többi PA12 fogaskerékről is.

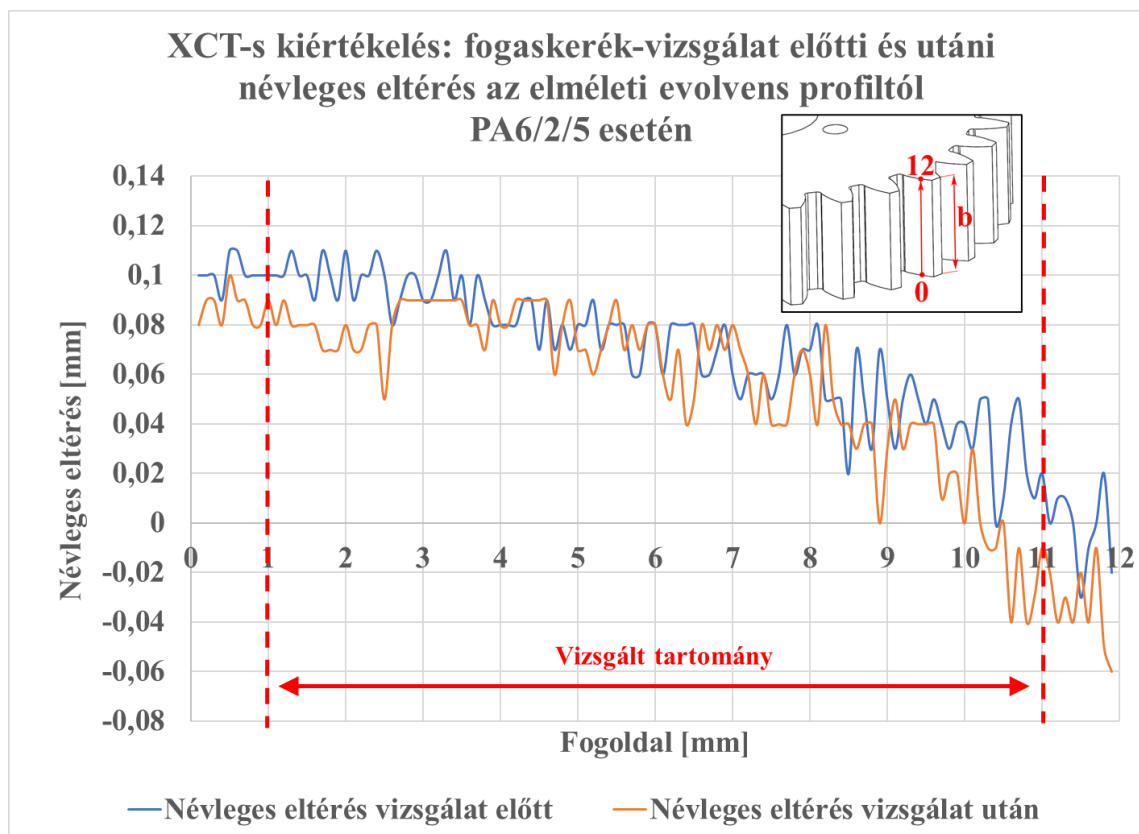


4.23. ábra XCT-s kiértékelés: fogaskerék-vizsgálat előtti és utáni névleges eltérés az elméleti evolvens profiltól PA12/3/2 esetén

A PA6 fogaskerekekénél a 2. terhelési szinten járatott 5. mérést ragadtam ki, ami 4.24. ábrán kerül bemutatásra. A PA12-höz képest szembetűnő a két görbe balról jobbra csökkenő trendje, ami minden PA6 XCT-s mérési eredmény kiértékelésénél megjelenik. Ez a hagyományos forgácsolási

eljárásnak tudható be, mivel az anyag a nyírási síkban erősen deformálódik miközben a forgácsoló szerszámmal érintkezik, ami megjelent a munkadarabokon, mint méreteltérés. Ez természetes hozadéka ennek a technológiának, és ez a jelenség széles körben ismert. Az ábrán szereplő mérési adatok alapján ennél a fogaskeréknél a fogoldal szélső pontjainak eltérése megközelítőleg 0,1 mm.

A PA6/2/5 fogaskerék esetén a fogaskerék járatást követően a névleges eltérés, azaz a fogak elvékonyodása 0,01 mm.



4.24. ábra XCT-s kiértékelés: fogaskerék-vizsgálat előtti és utáni névleges eltérés az elméleti evolvens profiltól PA6/2/5 esetén

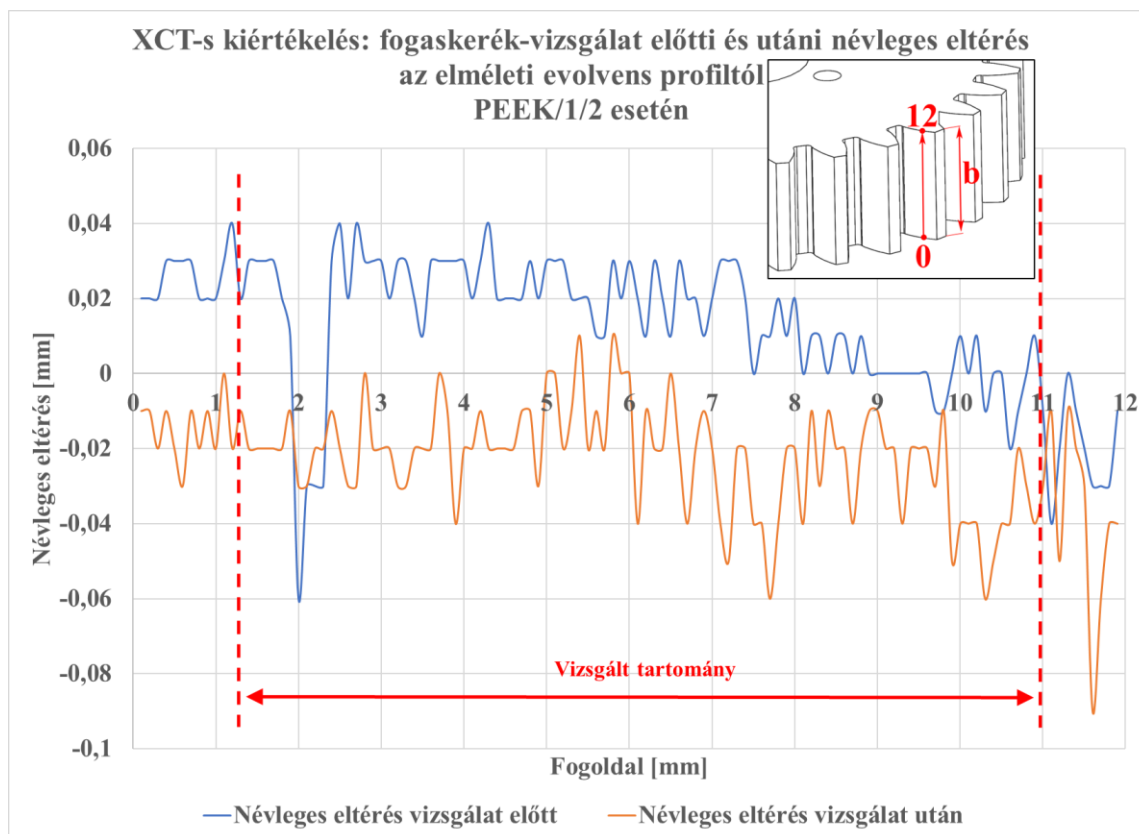
A PEEK/1/2 fogaskerékpárnál, ami a 4.25. ábrán látható, a gyártási méret az elméleti evolvens profilhoz képest pozitív irányban tér el a vizsgált tartományban átlagosan 0,015 mm-rel. A fogaskerék vizsgálatot követően átlagosan 0,036 mm-t csökkent a fogvastagsága a vizsgált tartományban a gyári mérethez képest.

A PEEK fogaskerekekénél is a fogoldal balról jobbra csökkenő trendet mutat, hasonlóan a PA6 fogaskerekekhez, ami szintén a hagyományos forgácsolási eljárásnak tulajdonítható.

A további XCT-s kiértékelések során kapott ábrák az M6. mellékletben találhatóak.

A többi mérési eljáráshoz hasonlóan itt is elvégeztem az adatok tisztítását, és kizártam a kiugró mérési pontokat a 3.4. fejezet szerint. Az XCT-s kiértékelés során a vizsgálati tartományban kapott XCT névleges eltéréseket az M3.5. mellékletben foglaltam össze.

A XCT mérési eredményeknél is végeztem regressziós vizsgálatokat. Az anyagoként szétválasztott modellnél az XCT névleges eltérést vettem függő változónak, a p_v értéket, a sűrűlási együtthatót (μ) és a fogtest hőmérsékletet pedig független változónak. Az anyagokat összefoglaló modellnél a független változók kiegészülnek az anyagtulajdonságokkal is, amelyeket a 4.1. fejezetben részleteztem. Ahogy a korábban bemutatott kopásértékeléseknél, itt is lefuttattam a regressziós vizsgálatokat a p_v érték mellett a nyomatékkal is, mint független változó. A regressziós modell XCT névleges eltérésre vonatkozó együtthatóit a 4.12. táblázatban.



4.25. ábra XCT-s kiértékelés: fogaskerék-vizsgálat előtti és utáni névleges eltérés az elméleti evolvens profiltól PEEK/1/2 esetén

A varianciaanalízist elvégeztem annak érdekében, hogy ellenőrizzem a modellek relevánsak-e. A felállított regressziós modellek esetében elmondható, hogy az F próba minden esetben $p < 0,003$ volt, azaz a modellek alkalmazhatóak.

4.12. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói XCT névleges eltérés esetén

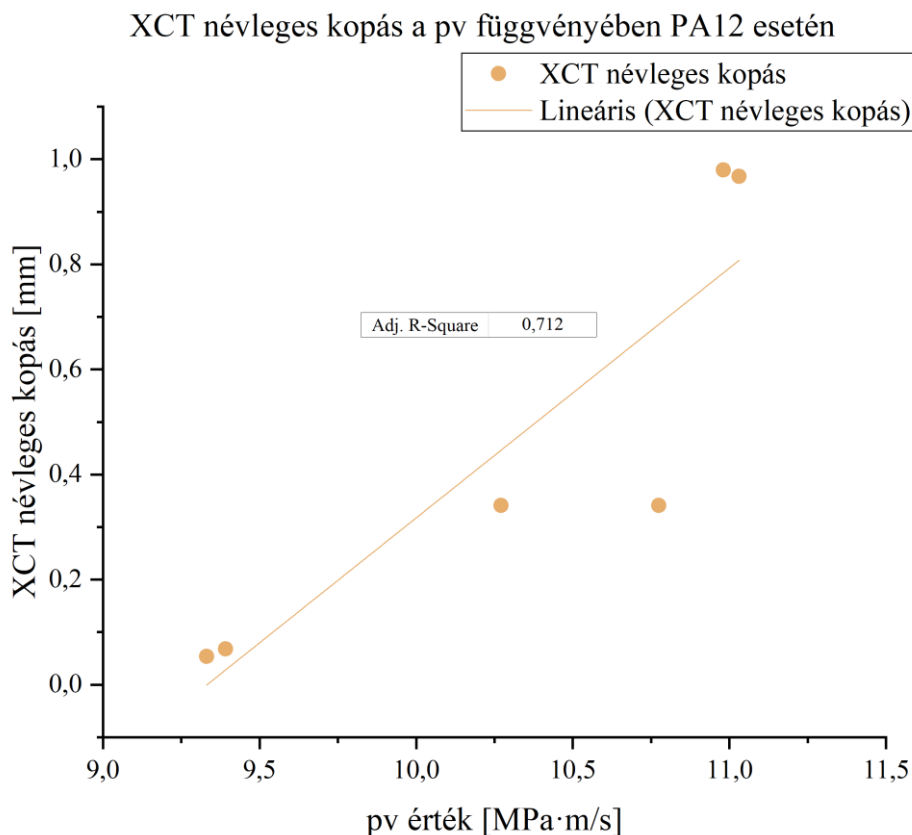
Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	-4,407	-	-2,969	0,059
	pv	0,475	0,886	3,303	0,046
PEEK	konstans	0,052	-	11,946	0,000
	pv	-0,001	-0,948	-7,880	0,000
Összes anyag	konstans	-0,531	-	-2,803	0,013
	μ	2,339	0,682	3,728	0,002

Az XCT névleges eltérés esetében is elegendő a 4.12. táblázat ahhoz, hogy megállapítsam milyen hatást fejtenek ki a független változók a függő változókra, így a regressziós egyenletek felírásától eltekintek.

A PA12 fogaskerek XCT elven történő kopásértékelésének eredményeit a 4.26. ábra mutatja. A PA12/1/4 mérésnél a 9,3 MPa·m/s pv terhelési szinten átlagosan 0,053 mm-rel vékonyodott a fog, míg a PA12/3/2-vel jelölt fogaskeréknél 11 MPa·m/s pv érték mellett 0,98 mm-rel. Százalékosan kifejezve ez azt jelenti, hogy 17%-os terhelés növekedés 1600%-os növekedést okozott a névleges kopásban.

A PA12 fogaskerékpárok esetén megállapítható, hogy 9,3 – 11,03 MPa·m/s pv tartományban 0,058 – 0,98 mm névleges kopással számolhatunk.

Az XCT névleges kopás és pv érték között a regressziós vizsgálatok alapján erős pozitív lineáris korreláció áll fenn a PA12 fogaskerekek esetén - a 4.26. ábra szemlélteti – a korrigált determinációs együttható 0,7 feletti.



4.26. ábra XCT névleges eltérés a pv érték függvényében PA12 fogaskerékpárok esetén

Az XCT névleges kopás eredmények nem hoztak értékelhető összefüggést a pv értékkel a PA6 fogaskerékpároknál (4.27. ábra).

A PA6 kerekeknel megállapítható, hogy 17,8 és 25 MPa·m/s közötti pv tartományban a névleges kopás értéke 0,006 és 0,017 mm közé tehető.

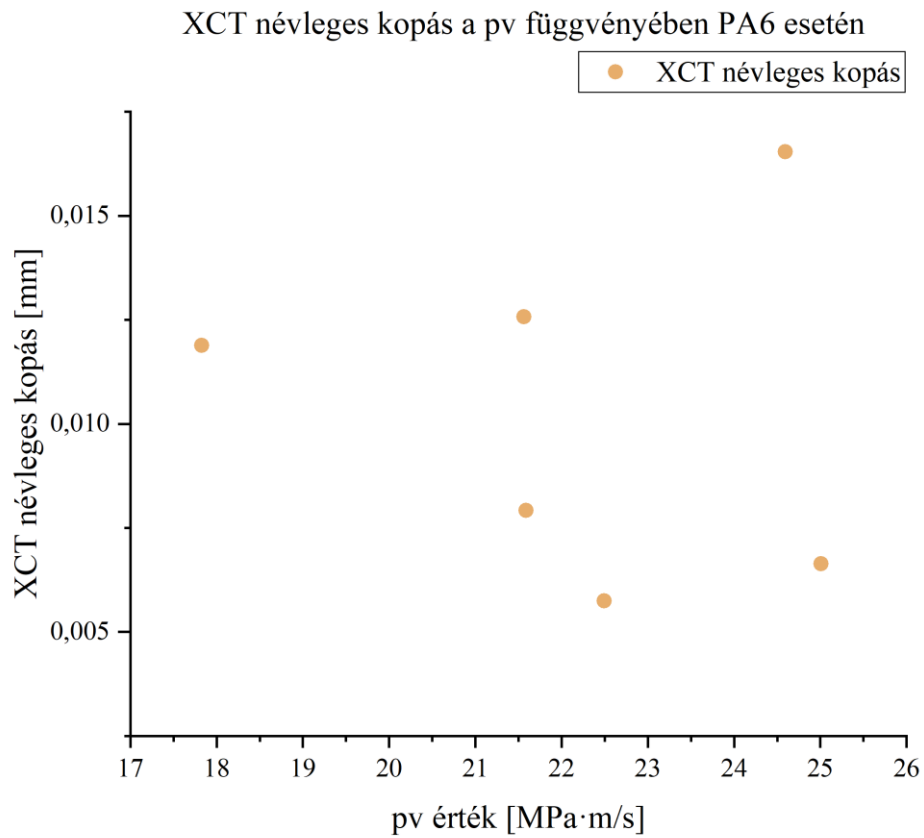
A PEEK fogaskerékpárok XCT névleges kopás értékeit a 4.28. ábra szemlélteti.

Az 1. terhelési szinten járatott PEEK/1/1 fogaskerékpárnál 25 MPa·m/s pv szinten 0,023 mm a névleges kopás, ellenben a 3. terhelési szinten a PEEK/3/2 fogaskerékpárnál 34,8 MPa·m/s pv érték mellett 0,011 mm-t csökken. Ez azt jelenti, hogy a terhelés 38%-os emelkedésével a névleges kopás megközelítőleg a felére csökken.

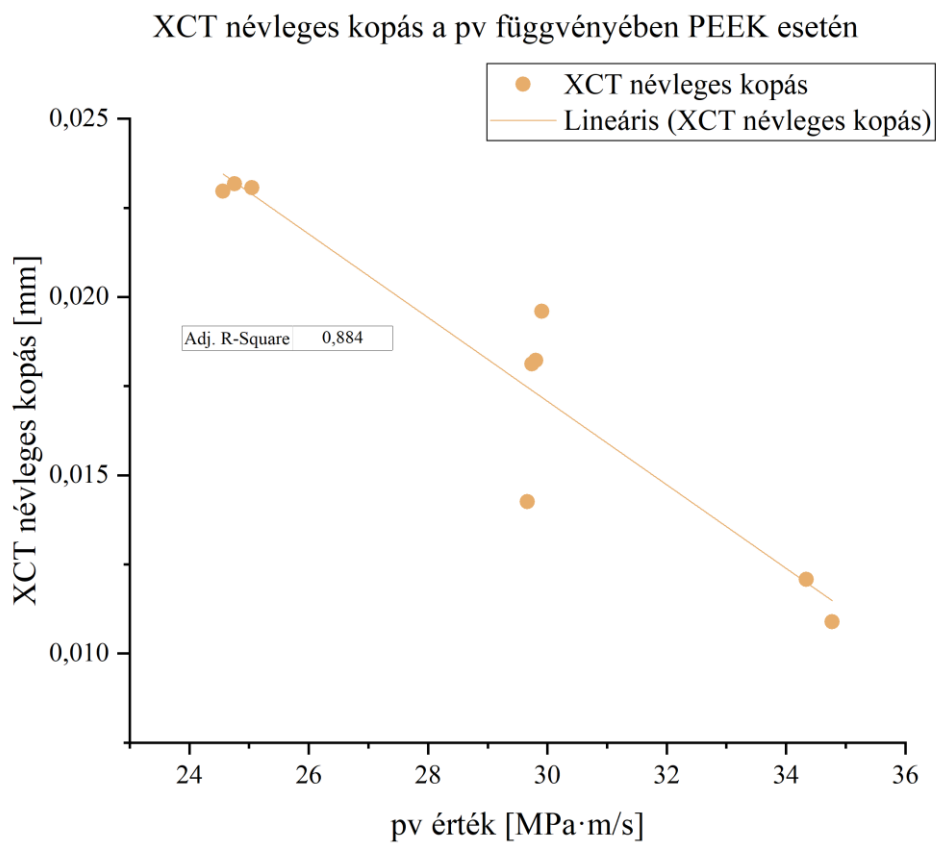
A PEEK fogaskerékpároknál megállapítható, hogy a 25 – 34,8 MPa·m/s pv tartományban a névleges kopás 0,011 és 0,023 mm között változik.

A PEEK kerekeknel a többváltozós lineáris regresszió eredményei alapján kijelenthető, hogy az XCT névleges eltérés és a pv érték között negatív lineáris kapcsolat van, azaz a pv érték növekedése csökkenti a névleges eltérést. Az illesztett modell korrigált determinációs együtthatója $R^2 = 0,88$.

Az anyagtulajdonságokra kiterjesztett regressziós vizsgálatok eredményei alapján, általánosan megfogalmazható, hogy az XCT névleges eltérés szempontjából a független változók közül a súrlódási együttható a meghatározó tényező. A felállított modell illeszkedésének jósága $R^2 = 0,43$.



4.27. ábra XCT névleges eltérés a pv érték függvényében PA6 fogaskerékpárok esetén



4.28. ábra XCT névleges eltérés a pv érték függvényében PEEK fogaskerékpárok esetén

4.3.4 A különböző kopásértékelési eljárások összehasonlítása

A szakirodalom alapján a tömegvesztéses és a fogak kopásának keresztmetszeti értékelése egyaránt alkalmazható a fogaskerek kopásának és a kopási együtthatójának meghatározására. A mérési eredményeim ezzel szemben első ránézésre mást mutatnak. Nyilvánvaló azonban, hogy a kopás mértékének és a megtett ciklusok számának kellően soknak kell lennie a megfelelő értékeléshez, mindezt optimális működési feltételek mellett. Ez különösen igaz a mikroszkópos eljárásra, amelynek kísérleti pontossági korlátjai vannak. A tömegvesztéses módszer esetében egy nagy pontosságú analitikus mérleg még kis mértékű kopás esetén is megfelelő pontosságot biztosít. Ezzel szemben az optikai módszer 25 x-es nagyításnál, ahol a fogaskerék teljes profilja látható, nem elég pontos a profil kismértékű geometriai változásaihoz. Kis terhelés vagy kis ciklus szám ($< 10^5$) esetén nagyon hangsúlyos lehet az eltérés a két eljárás eredménye között, azonban nagy ciklusszám vagy nagy terhelés esetén elhanyagolható a különbség közöttük. Matkovič és mtsai. (2021) tanulmányából kiderült, hogyha a kopás elég nagy, akkor a tömegvesztés és a fog kopott felületének keresztmetszet elemző módszere közel azonos eredményeket ad, és ebben az esetben a számított kopási tényezők is közel azonosak lesznek, minimális 1-2%-os hibával.

Az általam elvégzett fogaskerék-vizsgálatok során a fogaskerékpárok 1,5 millió fordulatot tettek meg.

Annak érdekében, hogy megbizonyosodjak arról, hogy a tömegvesztéses és a mikroszkópos eljárás összehasonlítható eredményt ad, a regressziós modellek összehasonlításának megközelítéses módszerét alkalmaztam, ami során az XCT eljárás regressziós modelljét is figyelembe vettem.

Erre a célra az F próbát használtam, amely Motulsky és Christopoulos (2004) könyve alapján alkalmas modellek összehasonlítására. Az F próba csak egymásba ágyazott modellek összehasonlítására ad lehetőség. Az egymásba ágyazott modellek alatt azt értjük, hogy az adott modellek ugyanazokat a változókat használják, azonban az egyik modell a másik kiterjesztett változata, és ez utóbbi egyre több magyarázó változót tartalmaz (Bartus, et al., 2019) (Motulsky & Christopoulos, 2004). Amennyiben a mérési eredményeim kellően közel vannak egymáshoz, akkor egymásba ágyazott modellként tekinthetjük a felállított regressziós modelleket, és az F próba alkalmazásával megállapítható, hogy a két modell valamilyen mértékben megegyezik-e.

Elsőként a $k_{wtömeg}$ és a k_{wWm} kopási együtthatóira megalkotott regressziós modelleket hasonlítottam össze PA12 és PEEK anyagok esetén. A PA6 anyagnál nem állt rendelkezésre megfelelő mennyiségű mérési adat az összehasonlítás elvégzésére. Az összehasonlításhoz felhasznált mérési adatokat az M3.6. mellékletben foglaltam össze.

A többváltozós lineáris regressziós modelleknél a $k_{wtömeg}$ és a k_{wWm} kopási együtthatókat vettem függő változónak, és az $1/pv$ értéket független változónak. A regressziós vizsgálatok során kapott együtthatók a 4.13. és 4.14. táblázatban találhatók.

Elvégeztem a varianciaanalízist annak érdekében, hogy megbizonyosodjak a modellek relevanciájáról. Az F próba minden esetben $p < 0,005$ volt, így a modellek alkalmazhatóak.

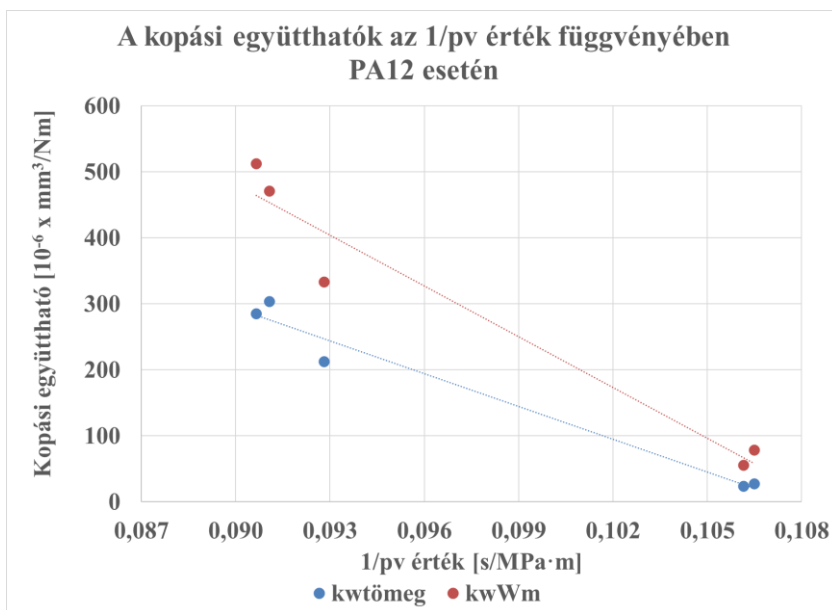
4.13. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói kopási együttható, $k_{wtömeg}$ esetén

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	1781,862		11,512	0,001
	1/pv	-16537,428	-0,987	-10,439	0,002
PEEK	konstans	-2,458		-2,704	0,035
	1/pv	110,965	0,874	4,411	0,005

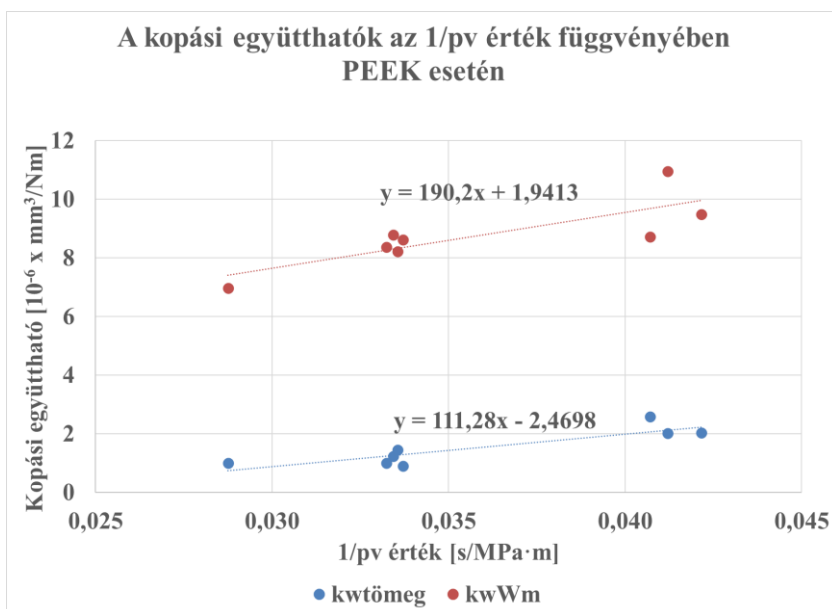
4.14. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói kopási együttható, k_{wWm} esetén

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	2788,904		8,547	0,003
	1/pv	-25644,138	-0,975	-7,678	0,005
PEEK	konstans	1,946		0,967	0,371
	1/pv	190,07	0,813	3,414	0,014

Az $k_{wtömeg}$ és a k_{wWm} kopási együtthatók esetében csak az illesztett egyenesek meredekségét vettem figyelembe az összehasonlításnál, a tengelymetszeteket nem, mivel nagyságrendi különbség van közöttük, ami a 4.29. és 4.30. ábrákon is látható.



4.29. ábra Kopási együtthatók az 1/pv függvényében PA12 esetén



4.30. ábra Kopási együtthatók az 1/pv függvényében PEEK esetén

Az F próba a PA12 esetében nem hozott eredményt, azonban a PEEK anyagnál a meredekségek megegyeznek az illesztett regressziós modell alapján, aminek szabadságfoka 1, szignifikancia szintje $p = 0,22$, és illeszkedésének jósága $R^2 = 0,98$.

Ez azt jelenti, hogy a tömegvesztéses és a mikroszkópos elven működő kopásértékelési módszerrel kapott mérési eredményeim között van egyezés az illesztett egyenesek meredekségét tekintve. Amennyiben megfelelően nagy futási ciklust érnének el az általam vizsgált fogaskerékpárok, nagy valószínűséggel a két kopási eljárás által kiszámítható kopási együtthatók közel azonosak lesznek.

Második lépésként az átlagos lineáris kopás és az XCT névleges eltérések alapján megalkotott regressziós modelleket hasonlítottam össze szintén PA12 és PEEK anyagok esetén. A PA6 anyagnál itt sem állt rendelkezésre megfelelő mennyiségű mérési adat az összehasonlításhoz. Az összehasonlításhoz felhasznált mérési adatokat az M3.7. mellékletben foglaltam össze.

A többváltozós lineáris regressziós modelleknél az átlagos lineáris kopást és az XCT névleges eltérést tekintettem függő változónak, és az 1/pv értéket pedig független változónak. A regressziós vizsgálatok során kapott együtthatók a 4.15. és 4.16. táblázatban találhatóak.

Elvégeztem a varianciaanalízist annak érdekében, hogy megbizonyosodjak a modellek relevanciájáról. Az F próba minden esetben $p < 0,05$ volt, így a modellek alkalmazhatók.

4.15. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói átlagos lineáris kopás, W_m esetén

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	5,325		8,028	0,004
	1/pv	-49,324	-0,973	-7,266	0,005
PEEK	konstans	0,095		8,913	0
	1/pv	-1,297	-0,851	-4,296	0,004

4.16. táblázat A lineáris regressziós modell együtthatói XCT névleges eltérés esetén

Anyag	Modell	Együttható	β	t	p
PA12	konstans	5,194		3,503	0,039
	1/pv	-48,264	-0,879	-3,188	0,05
PEEK	konstans	-0,012		-0,551	0,599
	1/pv	0,814	0,443	1,308	0,232

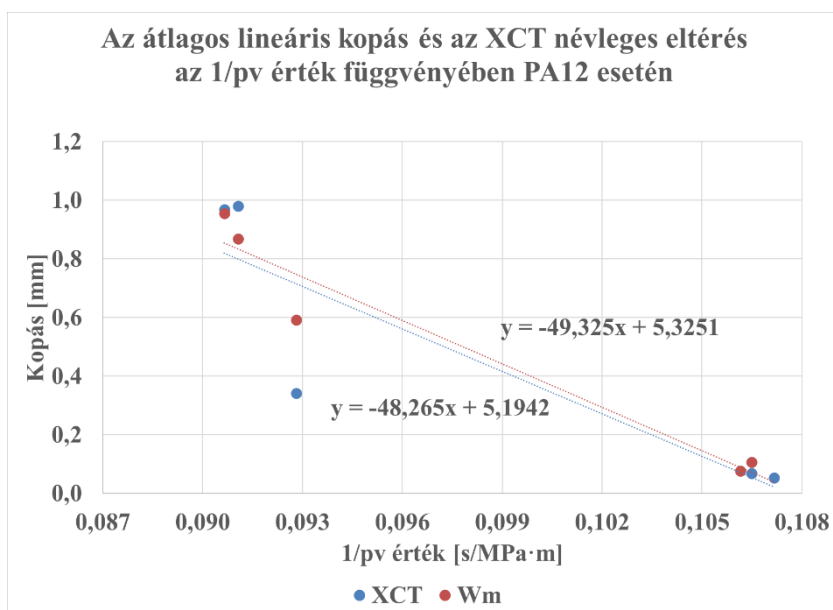
Az átlagos lineáris kopás és az XCT névleges eltérés esetében lehetőség volt az illesztett egyenesek tengelymetszetének és meredekségének is a figyelembevételére. A kopás adatok az 1/pv függvényében ábrázolva a 4.31. és 4.32. ábrán láthatók.

A fog elvékonyodását mérő kopásvizsgáló eljárások, azaz a mikroszkópos kiértékelés és az XCT módszer esetében az F próba a PA12 anyagnál mutat egyezést, azonban a PEEK-nél nem. A 4.32. ábrán szemmel látható, hogy a PEEK anyagnál a két mérési eljárás eltérő eredményeket adott, aminek hátterében a vizsgált fogak száma állhat, valamint a kopás mértéke. A mikroszkópos kiértékelés során 5 fogon hajtottam végre a kopásmérést, és azok átlaga adja a $W_{m\text{átl}}$ értékét, ellenben az XCT eljárásnál a korlátozott lehetőségeim miatt csupán egyetlen fogon végeztem el. Belátható az, hogy adott fogaskerék fogai nem egyformán fognak kopni, ebből fakadóan lehetnek eltérések. A PA12 fogaskerekek esetében nagymértékű kopást tapasztaltam a fogaskerék-vizsgálatok során, míg a PEEK fogaskerekekénél legalább 1 nagyságrenddel kisebb kopást. Nagy valószínűséggel, ezért áll fenn különbség a két kopásértékelési eljárás eredményei között.

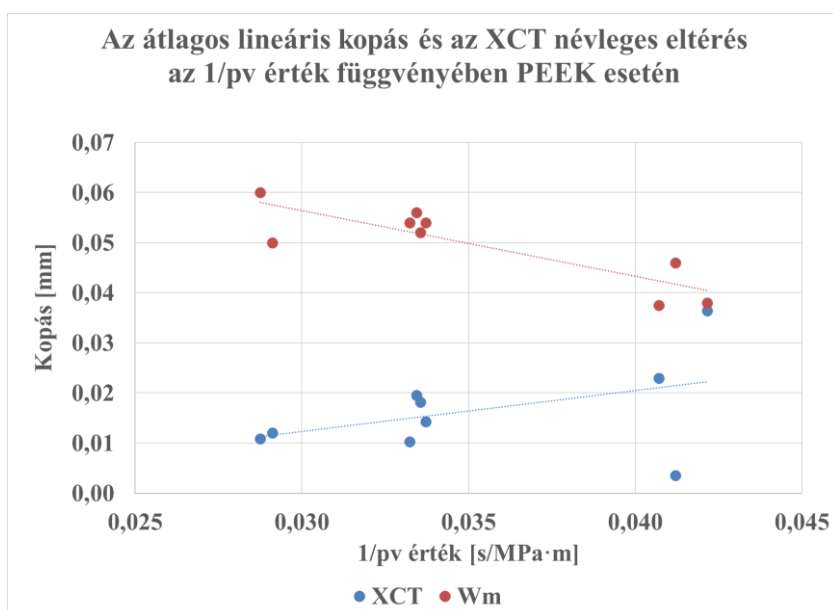
A PA12 fogaskerékpároknál kapott átlagos lineáris kopás és XCT névleges eltérés mérési pontjaira illesztett egyenesek meredeksége megegyezik az F próba alapján, aminek szabadságfoka 1, szignifikancia szintje $p = 0,95$ és illeszkedésének jósága $R^2 = 0,77$.

A tengelymetszetek elemzése során a vizsgált regressziós modelleknél a relatív különbség 0,51%, a df különbség 25%. A négyzetek összege jelentősen kisebb mértékben nőtt, mint a szabadságfoké. A két relatív különbség hányadosa (0,51% / 25%) az F arány, amely 0,02-nek felel meg $p = 0,895$ szignifikancia szint mellett, és a modell illeszkedésének jósága $R^2 = 0,78$.

A F próba eredményei alapján kijelenthető, hogy az XCT alapú, valamint a mikroszkóp alapú kopásértékelési eljárások közel azonos eredményre vezethetnek bizonyos feltételek mellett.



4.31. ábra Átlagos lineáris kopás és XCT névleges eltérés az 1/pv függvényében PA12 esetén



4.32. ábra Átlagos lineáris kopás és XCT névleges eltérés az 1/pv függvényében PEEK esetén

4.4. Új tudományos eredmények

1. Tézis

Megállapítottam, hogy az öntött poliamid 6 rúd féltermékeknél 40-300 mm átmérő tartományban az ütőmunka értékek nem állandóak, és a magnézium katalizálású öntött rudak gyártási mérete befolyásolja az anyag szívósságát. Charpy ütővizsgálatokkal megállapítottam, hogy az átmérő növekedésével csökken az ütőmunka. DSC vizsgálatokkal igazoltam, hogy a magnézium katalizálású öntött PA6 rudak 40-300 mm átmérő tartományában a kristályossági fok 15 és 27% között van. Többváltozós lineáris regressziós vizsgálattal kimutattam, hogy a poliamid tulajdonságaira ható tényezők közül a kristályossági fok önmagában a Charpy-féle ütőmunka változását 62,3%-ban befolyásolja. Ezek alapján célszerű magnézium katalizálású öntött PA6 rudakból fogaskerekeket tervezni.

2. Tézis

A fogaskerék-vizsgálatoknál alkalmazott öntött PA6, PA12 (SLS) és PEEK anyagok esetében azonos anyagpárosítás mellett a fogaskerék hőmérséklete kapcsán többváltozós lineáris regressziós vizsgálatok alapján megállapítom, hogy a fogtó hőmérséklete a

$$T(N_L, pv) = A(pv) - B(pv) \cdot e^{-C(pv) \cdot N_L}$$

függvénnyel írható le, ahol az A, B és C együtthatók lineárisan függenek a pv értéktől.

A: függvényben szereplő tagok:

T: a fogtó hőmérséklete [$^{\circ}$ C],

N_L : a ciklusok száma [megtett fordulat],

A: együttható a fogtó egyensúlyi hőmérséklete,

B: együttható a kezdeti és az egyensúlyi hőmérséklet különbsége,

C: együttható pedig az egyensúlyi hőmérséklet elérésének mértéke.

3. Tézis

Azonos anyagpárosítással együtt járatott polimer fogaskereknek esetében megállapítottam, hogy a pv érték növelésére a PA12, PA6 és PEEK anyagpárok eltérő súrlódási választ adtak a vizsgálati rendszerben: az SLS technológiával készült PA12 fogaskereknek a súrlódás a terheléssel együtt nő, ellenben a hagyományos forgácsolási technológiával készült PA6 és PEEK fogaskereknek a terhelés növekedésével csökken a súrlódási együttható.

4. Tézis

Méréseimmel és többváltozós regresszióval feltártam, hogy a súrlódási együttható szempontjából meghatározó szerepet játszik a nyomaték, a Shore D keménység és a fogtest hőmérséklete. A kutatási rendszerben a vizsgált anyagok esetében a súrlódás értékére legnagyobb hatást az átvitt nyomaték-, majd a Shore D keménység és legkevésbé a fogtest hőmérséklete gyakorolja. Megállapítottam, hogy a nyomaték és a Shore D keménység növelése, szemben a fogtest hőmérséklettel, csökkenti a súrlódási együtthatót.

5. Tézis

A kopásértékelési eljárásokkal megállapítottam, hogy a pv függvényében a kopás két irányú viselkedést mutat a PA12 és a PEEK anyagpárok esetében: az SLS technológiával gyártott PA12 fogaskereknek a pv érték 17%-os növekedése 914%-os kopás növekedést okozott, míg a hagyományos forgácsolási technológiával gyártott PEEK fogaskereknek a pv érték 46%-os növekedése a kopás 24%-os csökkenését eredményezte. A többváltozós lineáris regresszióval igazoltam, hogy a kopást, a súrlódás és a keménység befolyásolja egymással ellentétes módon, míg a súrlódás növekedése növeli a kopás mértékét, addig a keménység növekedése csökkenti azt.

6. Tézis

Olyan új, röntgen tomográfia (XCT) eljárás alapuló kopásértékelési módszert dolgoztam ki polimer fogaskerekre, amely a hagyományos kopásmérési eljárásokkal szemben (tömegvesztés, profilváltozás), három dimenzióban képes az elméleti és valós fogprofil közötti különbségek számszerű értékelésére, továbbá alkalmas pl. a gyártási eljárásokra visszavezethető alak- és geometriai pontatlanságok figyelembe vételére a tényleges kopás meghatározásánál. A módszer lehetőséget ad a fogoldal kopásának feltérképezésére, ami hozzájárul a kopási mechanizmusok mélyebb megértéséhez.

5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

A kutatómunkám több területen is jól hasznosítható új tudományos eredményeket hordoz. A műszaki gyakorlat számára támogatást nyújt az öntött poliamid 6 féltermékek kiválasztási folyamatában. A tervezőknek pedig anyagjellemzőket és összefüggéseket szolgáltat a polimer fogaskerek hatékonyabb tervezéséhez.

A magnézium katalizálású öntött poliamid 6 rúd féltermékek esetében megállapítottam, hogy a gyártási méret hatással van a szívósságra. Az ütővizsgálatok eredményei alapján javaslatot tettem az ajánlott rúd átmérőtartományára a fogaskerek alapanyag kiválasztása kapcsán. Regressziós vizsgálatokkal rámutattam arra, hogy a poliamid 6 kristályossági foka befolyásolja a Charpy-féle ütőmunka értékét.

A hagyományos fogazási eljárás mellett a még nívumnak számító 3D nyomtatási technológiával (SLS) készült fogaskereket is tanulmányoztam annak érdekében, hogy feltárjam a bennük rejlő lehetőségeket.

Megállapítottam adott fogaskerékpár kombinációk esetében, hogy a fogaskerék egyensúlyi fogtsthőmérséklete a megtett fordulat függvényében hogyan alakul, és függvényillesztést alkalmazva meghatároztam egy általános összefüggést, amellyel a változás leírható a bejáratási szakaszban. Az összefüggésben szereplő együtthatók elemzését követően megadtam, hogy az együtthatók és a pv érték közötti kapcsolat a legtöbb esetben jó közelítéssel ($R^2 > 0,9$) elsőfokú polinommal leírható.

A polimer fogaskerek tervezési irányelvének egyik nagy hátrányát, hogy a tervezéshez nélkülözhetetlen anyagjellemzők közül a súrlódási együtthatót néhány, eddig még nem elérhető anyagkombinációra meghatároztam, az állandósult állapot szakaszában. Mindezt úgy, hogy adott terhelési tartományban definiáltam a súrlódási együttható változását. Továbbá rámutattam az adott anyagoknál a terhelés és a súrlódás kapcsolatára, és lineáris összefüggést adtam a súrlódási együttható meghatározásához a pv érték függvényében jó közelítéssel ($R^2 > 0,9$).

A polimer fogaskerek tervezésének kardinális kérdése az élettartambecslés, aminek meghatározása a kopási együttható segítségével történik. Ezért 3 különböző kopásértékelési módszert alkalmaztam arra, hogy minél pontosabban meg tudjam határozni a fogaskerek kopását. Az általam vizsgált anyagpárookra (PA12/PA12; PA6/PA6 és PEEK/PEEK) megállapítottam a kopási együtthatót adott üzemi feltételek mellett. Lineáris regressziót alkalmazva összefüggést adtam a vonatkozó anyagpárookra annak érdekében, hogy a kopási együttható meghatározható legyen a pv érték függvényében, a vizsgált terhelési tartományban jó közelítéssel ($R^2 > 0,8$).

Új kopásértékelési módszert dolgoztam ki a műanyag fogaskerekre, amely röntgent tomográfián (XCT) alapszik. Ezzel az eljárással a fogak kopása már nemcsak síkban, hanem térben is értékelhetővé válik, és a fogoldal mentén is tudjuk követni a profil változását, így mélyebb rálátást kapunk a kopási mechanizmusokra.

Az elvégzett kutató munkám alapján javaslatot tennék az általam megállapított összefüggések kiterjesztésére annak érdekében, hogy szélesebb terhelési tartományban is alkalmazhatók legyenek.

Ezen kívül szorgalmaznám további anyagkombinációk vizsgálatát, akár eltérő anyagpárosításra vonatkozólag is, de mindenképpen polimer-polimer párosításnál maradva.

Hasznosnak látom még a terhelésen kívüli paraméterek vizsgálatát, mint például a forgási sebességet, a kenést, a modult és a szabályozott környezeti hőmérsékletet. Ezek mind hiányoznak a szakirodalomból, illetve a tervezési segédletekből és irányelvekből.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A fogaskereknek elengedhetetlen elemét képezik az erőátviteli rendszereinknek, ami nélkül elképzelhetetlen lenne a hétköznapi életünk. A fém kerek mellett teret nyertek a műanyag fogaskerek is, és számos ipari területen alkalmazzák őket, még olyan kiemelt részeken is, mint az orvostudomány vagy az autóiipar. Ez annak köszönhető, hogy a fém kerekkel szemben több előnyös tulajdonsággal is rendelkeznek, ami egyes alkalmazási területen egyedülállóvá teszi őket. Ilyen jellemzők például a súly-szilárdság aránya, az önkenő tulajdonság, a korrózióval szembeni ellenállóképesség, a jó csillapítóképesség, az alacsony zajszint és a gazdaságos gyárthatóság. A műanyag fogaskerek felhasználhatóságának azonban korlátot szab a limitált teherbíróképesség, a kis merevség, a hőmérsékletváltozásra való érzékenység, ami a mechanikai tulajdonságok romlásához vezet.

A műanyag fogaskerek tervezéséhez jelenleg csak a német VDI 2736 irányelv nyújt segítséget, amelynek hátránya, hogy csak néhány anyagkombinációra dolgozták ki a méretezéshez szükséges anyagi jellemzőket. Így annak ellenére, hogy manapság már nagyteljesítményű műszaki műanyagok is elérhetők, valamint az additív gyártástechnológia is a hétköznapi részévé vált, a tervezők nem tudják felhasználni ezeket az alapanyagokat a fogaskerék alkalmazásokhoz, mivel nem végezhető el a fogaskerek megfelelő pontosságú tervezése.

Kutatómunkám a fogaskerek területén többértékes. Egyrészt hozzájárulok a fogaskerek alapanyagának kiválasztásához poliamid 6 féltermékek esetében. Másrészt elősegítem a tervezést olyan innovatív és nagyteljesítményű polimerek esetében, amelyek méretezéséhez eddig nem voltak elérhetőek a megfelelő anyagi jellemzők, azonban alkalmasnak bizonyulnak fogaskerék alapanyagként.

Az anyagvizsgálataim eredményei igazolták azt a feltevést, hogy a magnézium katalizálású öntési technológiával készülő poliamid 6 rúd féltermékek szívóssága függ a gyártási mérettől, aminek hátterében főként a kristályosság fok áll.

A fogaskerék-vizsgálataim alapján egyfelől anyagpárokra vonatkozóan megállapítottam a fogaskerék egyensúlyi fogtethőmérsékletét leíró összefüggést a megtett fordulat függvényében, amely egy két változós függvény (pv, ciklus), és adott pv tartományban érvényes.

Másfelől a tervezésnél elengedhetetlen fogtest melegedés számításához súrlódási együtthatókat adtam anyagpárokra vonatkozóan, amelyek adott pv tartományban használhatók. Továbbá anyagpáronként rámutattam a súrlódás és a terhelés kapcsolatára.

A fogaskerékkopás-vizsgálataim eredményei lehetőséget nyújtanak az élettartambecslések elvégzésére, aminek alapját a kopási együttható képezi. A kopás meghatározására 3 különböző mérési eljárást alkalmaztam, tömegmérést, mikroszkópos kiértékelést és röntgen tomográfiát (XCT). A vizsgált anyagpárokra megállapítottam a kopási együtthatót, ami meghatározott pv tartományban alkalmazható.

A műanyag fogaskerékkopás értékelésre új módszert dolgoztam ki, amely röntgen tomográfián (XCT) alapszik. Az eljárás lehetővé teszi a fogak kopásának térben történő értékelését, azaz a kopást már a fogoldal mentén bármely pontban meg tudjuk határozni, aminek köszönhetően többet információhoz jutunk a kopási mechanizmusokról. A kopás mellett a módszer további lehetőségeket rejt magában, ilyen például a gyártási pontosság ellenőrzése, zárványok feltérképezése vagy az anyag porozitásának felmérése, amelyek hatással vannak a fogaskerék meghibásodás folyamatára.

7. SUMMARY

Gears are an essential part of power transmission systems, without which our everyday lives would be unimaginable. Alongside metal wheels, plastic gears have also gained ground and are used in many industrial sectors, even in prominent areas such as medicine and the automotive industry. Polymer gears have several advantages over metal ones, which make them unique in certain areas of application. Such characteristics include, for example, a weight-to-strength ratio, self-lubricating properties, corrosion resistance, good damping capacity, a low noise level, and economical production. However, the use of plastic gears is limited by their material properties, such as load-carrying capacity, low stiffness, and sensitivity to temperature changes, which lead to a deterioration of the mechanical properties.

Currently, only the German VDI 2736 guideline provides guidance for plastic gears, with the drawback that the material properties for design have been developed for only a few material combinations. Thus, despite the availability of high-performance materials and the fact that additive manufacturing technology is now commonplace, designers cannot use these materials for gear applications, as it is not possible to design gears without proper material properties.

My research in the field of gears is multifaceted. On the one hand, the selection of gear material was contributed for semi-finished products made of polyamide 6. On the other hand, the design of innovative and high-performance polymer gears was contributed for which the appropriate material properties for calculation have not been available so far but are suitable for such gear material.

The results of my material investigations have confirmed the hypothesis that the toughness of polyamide 6 rod semi-finished products produced by magnesium catalysis casting technology is dependent on the production size, mainly due to the degree of crystallinity.

Based on my gear tests, a relationship describing the gear bulk temperature as a function of the revolutions travelled has been established for a given material pair, which is a function of two variables (p_v , cycle) and is valid over a given p_v range.

On the other hand, the coefficient of friction was given for material pairs for the calculation of the gear bulk temperature, which is essential for the design and can be used in the investigated p_v range. Furthermore, the relationship between friction and load per material pair was pointed out.

The results of my gear wear tests provide the possibility of making lifetime estimations, based on the wear coefficient. To determine the wear, three different measurement methods were applied: weight measurement, microscopy, and X-ray tomography (XCT). For the material pairs investigated, the wear coefficient was established, which can be used in a specific p_v range.

For the evaluation of plastic gear wear, a new method has been developed based on X-ray tomography (XCT). The method allows the spatial assessment of tooth wear, i.e., the wear can be determined at any point along the tooth flank, which provides additional information on the wear mechanisms. In addition to wear, the method also offers other possibilities, such as checking the accuracy of manufacturing, mapping inclusions, or assessing the porosity of the material, which have an impact on the failure process of the gear.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnék köszönetet mondani témavezetőimnek Dr. Kalácska Gábor egyetemi tanárnak és Dr. Keresztes Róbert Zsolt egyetemi docensnek, akik bevezettek a tudományos élet szépségeibe és kihívásaiba, és a kutatásom során folyamatosan támogattak szakmailag.

Köszönettel tartozom Dr. Szendrő Péter professzor úrnak az értekezés megírásában nyújtott támogatásáért, hasznos tanácsaiért és önzetlen segítségéért.

Köszönöm Dr. Székely László egyetemi docensnek és Dr. Ladányi Márta egyetemi tanárnak a matematikai statisztikában nyújtott segítségüket.

Köszönöm Hegedűs József és Stojcsics Károly tanár urak, valamint Hegedűs Csaba, Kőrösi Gergő és Bánáti József segítségét és hasznos tanácsait, amellyel hozzájárultak a fogaskerékvizsgáló-berendezés megépítéséhez.

Köszönöm az EBK Hungary Kft. ügyvezető igazgatójának, Kőfalvi Tamásnak, hogy rendelkezésemre bocsájtotta a 3D System ProX 6100 SLS nyomtatót a PA12 fogaskerekek gyártásához.

Köszönettel tartozom a QuattroPlast Kft. ügyvezető igazgatójának, Deák Ferencnek, aki biztosította a PA6 fogaskerekek alapanyagát.

Köszönöm Dr. Deák Tamásnak a támogatását, amellyel hozzájárult a DSC vizsgálatok elvégzéséhez.

Köszönöm Dr. Földi Lászlónak a tanácsait, amellyel támogattott a hőmérséklet vizsgálatok kapcsán.

Köszönettel tartozom Dr. Gárdonyi Péternek hasznos tanácsaiért, amelyekkel a kutatási tervemet és a hőmérséklet méréseket előmozdította.

Köszönetet mondok az ELAS Kft.-nek, hogy lehetővé tették a fogaskerek röntgen tomográfia felvételeknek az elkészítését. Szántó Baláznak külön köszönöm a támogató hozzáállását és a szakmai segítségét.

Köszönetemet fejezem ki az MTA TTK munkatársainak, Dr. Károly Zoltánnak és Dr. Klébert Szilviának, akik bevezettek az elektronmikroszkópos felvételek világába, és segítettek a felvételek elkészítésében.

Köszönettel tartozom Marczis Attila barátomnak, aki támogatásával, és szakmai hozzáértésével hozzájárult a CT-s röntgen felvételek kiértékeléséhez.

Köszönettel tartozom Szalontai Martin és Kis János barátaimnak, akik munkájukkal és szakértelmükkel hozzájárultak a fogaskerékvizsgáló-berendezés automatizálásához.

Hálásan köszönöm legkisebb húgomnak, Odrobina Lillának, hogy idejét, energiát nem sajnálva javította a dolgozatom helyesírását, és javaslatokkal segítette a szövegezést.

Végül, de nem utolsó sorban hálával és köszönettel tartozom a családomnak és a barátnőmnek, hogy mindvégig mellettem álltak és támogattak ebben a nehéz és embert próbáló időszakban.

9. MELLÉKLETEK

M1. Irodalomjegyzék

1. Adams, C. E. (1986): *Plastics gearing: selection and application*. Marcel Dekker.
2. Akkurt, S. (1995): On the effect of surface roughness on wear of acetal-metal gear pairs. *Wear*, 184(2), pp. 107-109.
3. Alban, L. E. (1985): *Systematic analysis of gear failures*. ASM International.
4. Alfredsson, B. (2000): *A study on contact fatigue mechanisms*. Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm.
5. Anon. (2023): *KG GEARS*. [Online]
Available at: <https://www.kggear.co.jp/en/gear-technical-data>
6. Arafa, M. H. Megahed, M. M., (1999): Evaluation of spur gear mesh compliance using the finite element method. In: *SAGE Publications Sage UK: London, England*, pp. 569-579.
7. Archard, J. F. (1959): The temperature of rubbing surfaces. *Wear*, 10, 2(6), pp. 438-455.
8. Banodiya, B. Karma, V. K. (2017): Measurement of transmission error in spur gears. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 4(8), pp. 2369-2375.
9. Bartus, T., Kisfalusi, D. Koltai, J. (2019): Logisztikus regressziós együtthatók. *Statisztikai Szemle*, 97. évfolyam(3. szám), pp. 221-240.
10. Berman, B. (2012): 3-D printing: The new industrial revolution. *Business horizons*, 55(2), pp. 155-162.
11. Bessell, T. J., Hull, D. Shortall, J. B. (1975): The effect of polymerization conditions and crystallinity on the mechanical properties and fracture of spherulitic nylon 6. *Journal of Materials Science*, 10, pp. 1127-1136.
12. Blok, H. (1963): The flash temperature concept. *Wear*, 11, 6(6), pp. 483-494.
13. Bowden, F. P., Bowden, F. P. Tabor, D. (2001): *The friction and lubrication of solids*. New York: Oxford University Press.
14. Brandrup, J., Immergut, E. H., Grulke, E. A. (1999): *Polymer handbook*. Wiley New York.
15. Bravo, A., Koffi, D., Toubal, L. Erchiqui, F. (2015): Life and damage mode modeling applied to plastic gears. *Engineering Failure Analysis*, 58(1), pp. 113-133.
16. Brazel, C. S. Rosen, S. L. (2012): *Fundamental principles of polymeric materials*. John Wiley Sons.
17. Breeds, A. R., Kukureka, S. N., Mao, K., Walton, D., Hooke, C. J. (1993): Wear behaviour of acetal gear pairs. *Wear*, 166(1), pp. 85-91.
18. Briscoe, B. (1981): *Wear of polymers: an essay on fundamental aspects*. *Tribology international*, 14(4), pp. 231-243.
19. Briscoe, B. J. (1986): *Interfacial friction of polymer composites. General fundamental principles*. *Composite materials series*, 1, pp. 25-59.

20. BS 6168 (1987): Specification for non-metallic spur gears. London: British Standards Institution.
21. Buckley, D. H. (1981): Surface effects in adhesion, friction, wear, and lubrication (Vol. 5). Elsevier.
22. Cai, C., Tey, W. S., Chen, J., Zhu, W., Liu, X., Liu, T., Zhou, K. (2021): Comparative study on 3D printing of polyamide 12 by selective laser sintering and multi jet fusion. *Journal of Materials Processing Technology*, 2, 288, p. 116882.
23. Carraher Jr, C. E. (2007): Seymour/Carraher's polymer chemistry. CRC press.
24. Cathelin, J., Letzelter, E., Guingand, M., de Vaujany, J. P., Chazeau, L. (2013): Experimental and numerical study of a loaded cylindrical PA66 gear. *Journal of Mechanical design*, 135(4), p. 041007.
25. Černe, B., Duhovnik, J. Tavčar, J., (2019): Semi-analytical flash temperature model for thermoplastic polymer spur gears with consideration of linear thermo-mechanical material characteristics. *Journal of Computational Design and Engineering*, 6(4), pp. 617-628.
26. Černe, B., Petkovšek, M., Duhovnik, J. Tavčar, J., (2020): Thermo-mechanical modeling of polymer spur gears with experimental validation using high-speed infrared thermography. In: Elsevier, p. 103734.
27. Cerne, B., Zorko, D., Duhovnik, J., Tavcar, J., & Zavbi, R. (2019): Flash temperature analysis method for polymer gears with consideration of deviations in meshing kinematics. *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 59308, p. V010T11A010.
28. Chen, H. B., Karger-Kocsis, J., Wu, J. S. Varga, J. (2002): Fracture toughness of α - and β -phase polypropylene homopolymers and random- and block-copolymers. *Polymer*, 43(24), pp. 6505-6514.
29. Chen, J. H., Juarbe, F. M. Hanley, M. A. (1981): Factors affecting fatigue strength of nylon gears.
30. Chen, Y. K., Kukureka, S. N., Hooke, C. J., Rao, M. (2000): Surface topography and wear mechanisms in polyamide 66 and its composites. *Journal of materials science*, 35, pp. 1269-1281.
31. Chen, N., Yao, X., Zheng, C., Tang, Y., Ren, M., Ren, Y., Liu, L. Z. (2017): Study on the miscibility, crystallization and crystalline morphology of polyamide-6/polyvinylidene fluoride blends. *Polymer*, 124, pp. 30-40.
32. Czichos, H. (1976): Failure criteria in thin film lubrication: investigation of the different stages of film failure. *Wear*, 36(1), 13-17.
33. Czvikovszky, T., Nagy, P. Gaal, J., (2000): A polimertechnika alapjai. *Műegyetemi Kiadó, Budapest*, 132, p. 453.
34. Dearn, K. D., Hoskins, T. J., Andrei, L. Walton, D. (2013): Lubrication regimes in high-performance polymer spur gears. *Advances in Tribology*, 2013.
35. Dearn, K. D., Hoskins, T. J., Petrov, D. G., Reynolds, S. C., Banks, R. (2013): Applications of dry film lubricants for polymer gears. *Wear*, 298, pp. 99-108.

36. Dearn, K. D. Walton, D., (2009): Acoustic emissions from polymeric gears. Proceedings of the world congress on engineering, 2(1), pp. 978-988.
37. Deng, G., Nakanishi, T. Kato, M. (2002): Surface temperature calculation and its application to surface fatigue strength evaluation. *J. Mech. Des.*, 124(4), pp. 805-812.
38. DIN 3990 (1987): Calculation of load capacity of cylindrical gears. German National Standard.
39. dos Santos, W. N., De Sousa, J. A., & Gregorio Jr, R. (2013): Thermal conductivity behaviour of polymers around glass transition and crystalline melting temperatures. *Polymer Testing*, 32(5), 987-994.
40. Düzcükoğlu, H. (2009): PA 66 spur gear durability improvement with tooth width modification. *Materials Design*, 30(4), pp. 1060-1067.
41. Düzcükoğlu, H. (2009): Study on development of polyamide gears for improvement of load-carrying capacity. *Tribology International*, 42(8), pp. 1146-1153.
42. Düzcükoğlu, H., Yakut, R. Uysal, E. (2010): The Use of Cooling Holes to Decrease the Amount of Thermal Damage on a Plastic Gear Tooth. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 10(6), pp. 545-555.
43. Erhard, G. (2013): Designing with plastics. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG.
44. Erney, G. (1983): Fogaskerekék. Budapest: Műszaki Könyvkiadó.
45. ESDU (1977): Design of parallel axis straight spur and helical non-metallic gears-choice of material and load capacity.
46. Evans, S. M. Keogh, P. S. (2016): Efficiency and running temperature of a polymer–steel spur gear pair from slip/roll ratio fundamentals. *Tribology International*, 5, 97, pp. 379-389.
47. Fernandes, C. M., Rocha, D. M., Martins, R. C., Magalhães, L., Seabra, J. H. (2018): Finite element method model to predict bulk and flash temperatures on polymer gears. *Tribology International*, 120, 255-268.
48. Fernandes, P. J. (1996): Tooth bending fatigue failures in gears. *Engineering Failure Analysis*, 3(3), pp. 219-225.
49. Fernandes, P. J., McDuling, C. (1997): Surface contact fatigue failures in gears. *Engineering Failure Analysis*, 4(2), pp. 99-107.
50. Grellmann, W., Seidler, S. (2001): Deformation and fracture behaviour of polymers. Springer.
51. Gupta, K., Jain, N. K., Laubscher, R. F. (2017): Advanced gear manufacturing and finishing: classical and modern processes. Academic Press.
52. Hasl, C., Illenberger, C., Oster, P., Tobie, T., Stahl, K. (2018): Potential of oil-lubricated cylindrical plastic gears. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 12(1), JAMDSM0016-JAMDSM0016.
53. Hiltcher, Y., Guingand, M., de Vaujany, J.-P. (2007): Load sharing of worm gear with a plastic wheel. *J. Mech. Des.*, 129(1), pp. 23-30.

54. Holm, R. (1948): Calculation of the Temperature Development in a Contact Heated in the Contact Surface, and Application to the Problem of the Temperature Rise in a Sliding Contact. *Journal of Applied Physics*, 19(4), pp. 361-366.
55. Hooke, C. J., Kukureka, S. N., Liao, P., Rao, M., Chen, Y. K. (1996): Wear and friction of nylon-glass fibre composites in non-conformal contact under combined rolling and sliding. *Wear*, 197(1-2), 115-122.
56. Hooke, C. J., Mao, K., Walton, D., Breeds, A. R., Kukureka, S. N. (1993): Measurement and prediction of the surface temperature in polymer gears and its relationship to gear wear.
57. Hoskins, T. J. (2015): The mechanical and tribological properties of PEEK gears. Doctoral Thesis, University of Birmingham, Birmingham.
58. Hoskins, T. J., Dearn, K. D., Chen, Y. K. Kukureka, S. N., (2014): The wear of PEEK in rolling–sliding contact – Simulation of polymer gear applications. *Wear*, 1, 309(1-2), pp. 35-42.
59. Hoskins, T. J., Dearn, K. D., Kukureka, S. N. Walton, D., (2011): Acoustic noise from polymer gears – A tribological investigation. *Materials Design*, 6, 32(6), pp. 3509-3515.
60. Hriberšek, M., Kulovec, S. (2022): Study of the glass fibres and internal lubricants influence in a polyamide 66 matrix on the wear evolution of polyacetal and polyamide 66 based gears in a meshing process. *Engineering Failure Analysis*, 4, 134, p. 106071.
61. Hutchings, I., Shipway, P. (2017): *Tribology: friction and wear of engineering materials*. Butterworth-heinemann.
62. Ian Gibson, I. G. (2015): *Additive manufacturing technologies 3D printing, rapid prototyping, and direct digital manufacturing*. Springer.
63. Iassonov, P., Gebrenegus, T., Tuller, M. (2009): Segmentation of X-ray computed tomography images of porous materials: A crucial step for characterization and quantitative analysis of pore structures. *Water resources research*, 45(9).
64. Illenberger, C. M., Tobie, T., Stahl, K. (2019): Flank load carrying capacity of oil-lubricated high performance plastic gears. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83(3), pp. 545-552.
65. Imrek, H. (2009): Performance improvement method for Nylon 6 spur gears. *Tribology International*, 3, 42(3), pp. 503-510.
66. Imrek, H. (2009): Width modification for gears with low contact ratio. *Meccanica*, 44(5), p. 613.
67. Jain, V. K., Bahadur, S. (1980): Surface topography changes in polymer-metal sliding-I. *J. of Lubrication Tech.*, 102(4), pp. 520-525.
68. Jia, N., Fraenkel, H. A., Kagan, V. A. (2004): Effects of moisture conditioning methods on mechanical properties of injection molded nylon 6. *Journal of reinforced plastics and composites*, 23(7), pp. 729-737.

69. Jogi, B. F., Sawant, M., Brahmkar, P. K., Ratna, D., Tarhekar, M. C. (2014): Study of mechanical and crystalline behavior of polyamide 6/hytrel/carbon nanotubes (CNT) based polymer composites. *Procedia materials science*, 6, 805-811.
70. Kahraman, A., Ding, H. (2013): Wear in Gears. *Encyclopedia of Tribology*, pp. 3993-4001.
71. Kalácska, G. (2007): Műszaki polimerek és kompozitok a gépészmérnöki gyakorlatban. Gödöllő: 3C-Grafika Kft..
72. Kalin, M., Kupec, A. (2017): The dominant effect of temperature on the fatigue behaviour of polymer gears. *Wear*, 376, pp. 1339-1346.
73. Karimpour, M., Dearn, K. D., Walton, D. (2010): A kinematic analysis of meshing polymer gear teeth. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 224(3), pp. 101-115.
74. Kennedy, F. E. (1984): Thermal and thermomechanical effects in dry sliding. *Wear*, 100(1-3), pp. 453-476.
75. Keresztes, R. Z., 2009. Műszaki műanyag/acél csúszópárok tribológiai kutatása - polimer/acél fogfelületek súrlódása, Doktori (Ph.D.) értekezés, Gödöllő.
76. Keresztes, R., Zsidai, L., Kalácska, G. De Baets, P. (2009): Friction of polymer/steel gear pairs. *Scientific Bulletin Series C: Fascicle Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology*, 23(63), p. 2009.
77. Kim, C. H. (2006): Durability improvement method for plastic spur gears. *Tribology International*, 11, 39(11), pp. 1454-1461.
78. Koffi, D., Bravo, A., Toubal, L., Erchiqui, F. (2016): Optimized use of cooling holes to decrease the amount of thermal damage on a plastic gear tooth. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(5), pp. 1-13.
79. Koffi, D., Gauvin, R., Yelle, H. (1985): Heat generation in thermoplastic spur gears. *J. Mech., Trans., and Automation*, 107(1), pp. 31-36.
80. Kong, Y., Hay, J. N. (2002): The measurement of the crystallinity of polymers by DSC. *Polymer*, 6, 43(14), pp. 3873-3878.
81. Kragelskii, I. V., Marchenko, E. A. (1982): Wear of machine components. *J. of Lubrication Tech*, 104(1), pp. 1-8.
82. Kruth, J. P., Bartscher, M., Carmignato, S., Schmitt, R., De Chiffre, L., Weckenmann, A. (2011): Computed tomography for dimensional metrology. *CIRP annals*, 60(2), 821-842.
83. Kucherskii, A. M. (2005): Hysteresis losses in carbon-black-filled rubbers under small and large elongations. *Polymer Testing*, 24(6), pp. 733-738.
84. Kukureka, S. N., Chen, Y. K., Hooke, C. J., Liao, P. (1995): The wear mechanisms of acetal in unlubricated rolling-sliding contact. *Wear*, 185(1-2), pp. 1-8.
85. Kukureka, S. N., Hooke, C. J., Rao, M., Liao, P., Chen, Y. K. (1999): The effect of fibre reinforcement on the friction and wear of polyamide 66 under dry rolling-sliding contact. *Tribology International*, 32(2), 107-116.

86. Kurokawa, M., Uchiyama, Y., Nagai, S. (1999): Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced poly-ether-ether-ketone. *Tribology International*, 9, 32(9), pp. 491-497.
87. Lancaster, J. K. (1968): Relationships between the wear of polymers and their mechanical properties. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 183(16), pp. 98-106.
88. Lancaster, J. K. (1971): Estimation of the limiting PV relationships for thermoplastic bearing materials. *Tribology*, 4(2), pp. 82-86.
89. Letzelter, E., de Vaujany, J. P., Chazeau, L., Guingand, M. (2009): Quasi-static load sharing model in the case of Nylon 6/6 cylindrical gears. *Materials Design*, 30(10), pp. 4360-4368.
90. Letzelter, E., Guingand, M., De Vaujany, J.-P. Schlosser, P. (2010): A new experimental approach for measuring thermal behaviour in the case of nylon 6/6 cylindrical gears. *Polymer testing*, 29(8), pp. 1041-1051.
91. Li, W., Wood, A., Weidig, R., Mao, K. (2011): An investigation on the wear behaviour of dissimilar polymer gear engagements. *Wear*, 7, 271(9-10), pp. 2176-2183.
92. Lu, Z., Liu, H., Wei, P., Zhu, C., Xin, D., & Shen, Y. (2020): The effect of injection molding lunker defect on the durability performance of polymer gears. *International Journal of Mechanical Sciences*, 180, pp.105665.
93. Lu, Z., Liu, H., Zhu, C., Song, H., Yu, G. (2019): Identification of failure modes of a PEEK-steel gear pair under lubrication. *International Journal of Fatigue*, 125, 342-348.
94. Makinson, K. R., Tabor, D. (1964): The friction and transfer of polytetrafluoroethylene. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 281(1384), pp. 49-61.
95. Mao, K. (2007): A new approach for polymer composite gear design. *Wear*, 262(3-4), pp. 432-441.
96. Mao, K. (2007): A numerical method for polymer composite gear flash temperature prediction. *Wear*, 262(11-12), pp. 1321-1329.
97. Mao, K. (2007): Gear tooth contact analysis and its application in the reduction of fatigue wear. *Wear*, 262(11-12), pp. 1281-1288.
98. Mao, K., Hooke, C. J. Walton, D. (1996): The wear behaviour of polymer composite gears. *Journal of Synthetic Lubrication*, 12(4), pp. 337-345.
99. Mao, K., Langlois, P., Hu, Z., Alharbi, K., Xu, X., Milson, M., Chetwynd, D. (2015): The wear and thermal mechanical contact behaviour of machine cut polymer gears. *Wear*, 332, 822-826.
100. Mao, K., Li, W., Hooke, C. J., Walton, D. (2009): Friction and wear behaviour of acetal and nylon gears. *Wear*, 6, 267(1-4), pp. 639-645.
101. Mao, K., Li, W., Hooke, C. J., Walton, D. (2010): Polymer gear surface thermal wear and its performance prediction. *Tribology International*, 43(1-2), pp. 433-439.

102. Matkovič, S., Pogačnik, A., Kalin, M. (2021): Wear-coefficient analyses for polymer-gear life-time predictions: A critical appraisal of methodologies. *Wear*, 9, 480-481, pp. 203944.
103. Mertens, A. J., Senthilvelan, S. (2015): Effect of Mating Metal Gear Surface Texture on the Polymer Gear Surface Temperature. *Materials Today: Proceedings*, 2(4-5), pp. 1763-1769.
104. Mertens, A. J., Senthilvelan, S. (2016): Durability enhancement of polymer gear using compressed air cooling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 230(2), pp. 515-525.
105. Mertens, A. J., Senthilvelan, S. (2018): Surface durability of injection-moulded carbon nanotube-polypropylene spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 232(11), pp. 909-921.
106. Meuleman, P. K., Walton, D., Dearn, K. D., Weale, D. J., Driessen, I. (2007): Minimization of transmission errors in highly loaded plastic gear trains. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 221(9), 1117-1129.
107. Michalec, G., Buchsbaum, F., Tanaka, H., Shuett, L., Chiamonte, J., Sondej, S., Epstein, M. (2009): Elements of metric gear technology. *Stock Drive Products & Sterling Instrument*, <https://garkade.com/wpcontent/uploads/2019/08/Elements-of-Metric-Gear-Technology.pdf> (accessed February 11, 2022).
108. Milani, A. S., Shanian, A., Lynam, C., Scarinci, T. (2013): An application of the analytic network process in multiple criteria material selection. *Materials design*, 44, pp. 622-632.
109. Miler, D., Hoić, M., Domitran, Z., Žeželj, D. (2019): Prediction of friction coefficient in dry-lubricated polyoxymethylene spur gear pairs. *Mechanism and Machine Theory*, 138, pp. 205-222.
110. Mishra, S. P. (2000): *A text book of fibre science and technology*. New Age International.
111. Mitev, A., Sajtos, L. (2007): *SPSS kutatási és adatelemzési kézikönyv*. Alinea
112. Moder, J., Grün, F., Summer, F., Kohlhauser, M., Wohlfahrt, M. (2018): Application of high performance composite polymers with steel counterparts in dry rolling/sliding contacts. *Polymer Testing*, 66, 371-382.
113. Mohsenzadeh, R., Shelesh-Nezhad, K., Chakherlou, T. N., Yaghini, H. H. (2022): Gear life and failure mode versus meshing stress in polyacetal/carbon black nanocomposite gears. *Engineering Failure Analysis*, 131, pp. 105859.
114. Motulsky, H., Christopoulos, A. (2004): *Fitting models to biological data using linear and nonlinear regression: a practical guide to curve fitting*. Oxford University Press.
115. Msallem, B., Sharma, N., Cao, S., Halbeisen, F. S., Zeilhofer, H. F., Thieringer, F. M. (2020): Evaluation of the dimensional accuracy of 3D-printed anatomical mandibular models using FFF, SLA, SLS, MJ, and BJ printing technology. *Journal of clinical medicine*, 9(3), 817.
116. Muhandes, H., Kalácska, Á., Székely, L., Keresztes, R., Kalácska, G. (2020): Abrasive Sensitivity of Engineering Polymers and a Bio-Composite under Different Abrasive Conditions. *Materials*, 13(22), 5239.

117. Myshkin, N. K., Petrokovets, M. I., Kovalev, A. V. (2005): Tribology of polymers: Adhesion, friction, wear, and mass-transfer. *Tribology International*, 38(11-12), pp. 910-921.
118. Narracott, E. S. (1969): Paper 21: Plastics in gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 184(15), pp. 172-176. Sage UK: London, England: SAGE Publications.
119. Nelson, C., McAlea, K., Gray, D. (1995): Improvements in SLS part accuracy. 1995 *International Solid Freeform Fabrication Symposium*.
120. Oberle, T. L. (1951): Wear of metals. *Jom*, 3, pp. 438-439.
121. Odrobina, M., Deák, T., Székely, L., Mankovits, T., Keresztes, R. Z., Kalácska, G. (2020): The effect of crystallinity on the toughness of cast polyamide 6 rods with different diameters. *Polymers*, 12(2), 293.
122. Osman, T., Velez, P. (2012): A model for the simulation of the interactions between dynamic tooth loads and contact fatigue in spur gears. *Tribology International*, 46(1), pp. 84-96.
123. Palabiyik, M., Bahadur, S. (2000): Mechanical and tribological properties of polyamide 6 and high density polyethylene polyblends with and without compatibilizer. *Wear*, 246(1-2), pp. 149-158.
124. Paz, R. A. D., Leite, A. M. D., Araújo, E. M., Medeiros, V. D. N., Melo, T. J. A. D., Pessan, L. A. (2016): Mechanical and thermomechanical properties of polyamide 6/Brazilian organoclay nanocomposites. *Polímeros*, 26, 52-60.
125. Podrug, S., Jelaska, D., Glodez, S. (2008): Influence of different load models on gear crack path shapes and fatigue lives. *Fatigue Fracture of Engineering Materials Structures*, 31(5), pp. 327-339.
126. Pogačnik, A., Kalin, M. (2012): Parameters influencing the running-in and long-term tribological behaviour of polyamide (PA) against polyacetal (POM) and steel. *Wear*, 290, pp. 140-148.
127. Pogačnik, A., Požar, T., Kalin, M., Možina, J., (2013): A homodyne quadrature laser interferometer for micro-asperity deformation analysis. *Sensors*, 13(1), pp. 703-720.
128. Pogačnik, A., Tavčar, J. (2015): An accelerated multilevel test and design procedure for polymer gears. *Materials Design (1980-2015)*, 65, pp. 961-973.
129. Polypenco (1985): *Polypenco gears design*. USA: Polypenco Corporation.
130. Pukánszky, B., Móczó, J. (2012): 6. Szerkezet és tulajdonságok. *Műanyagok*. Budapest: Typotex Kiadó, pp. 81-98.
131. Radzevich, S. P. (2016): *Dudley's handbook of practical gear design and manufacture*. CRC press.
132. Raghavalu Thirumalai, D. P., Logstrup Andersen, T., Lystrup, A. (2011): Influence of moisture absorption on properties of fiber reinforced polyamide 6 composites. *Proceedings of the 26th Annual Technical Conference of the American Society for Composites*.

133. Rahman, M. A., Renna, L. A., Venkataraman, D., Desbois, P., & Lesser, A. J. (2018): High crystalline, porous polyamide 6 by anionic polymerization. *Polymer*, 138, 8-16.
134. Ratanasumawong, C., Asawapichayachot, P., Phongsupasamit, S., Houjoh, H., Matsumura, S. (2012): Estimation of sliding loss in a parallel-axis gear pair. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 6(1), 88-103.
135. Sarankó, Á., Szakál, Z., Kalacska, G., Samyn, P., Sukumaran, J., Klébert, S., Károly, Z. (2018): Adhesion and sliding tribological properties of polyolefins treated by diffuse coplanar surface barrier discharges. *eXPRESS Polymer Letters*, 12, 1-36.
136. Sarita, B., Senthilvelan, S. (2019): Effects of lubricant on the surface durability of an injection molded polyamide 66 spur gear paired with a steel gear. *Tribology International*, 137, pp. 193-211.
137. Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R. (2003): Condition monitoring of nylon and glass filled nylon gears. 11th National Conference on Machines and Mechanisms, pp. 278-282.
138. Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R. (2004): Damage mechanisms in injection molded unreinforced, glass and carbon reinforced nylon 66 spur gears. *Applied composite materials*, 11(6), pp. 377-397.
139. Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R. (2004): Wear characteristics of injection-moulded unfilled and glass-filled nylon 6 spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 218(6), pp. 495-502.
140. Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R. (2006): Damping characteristics of unreinforced, glass and carbon fiber reinforced nylon 6/6 spur gears. *Polymer testing*, 25(1), pp. 56-62.
141. Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R. (2006): Effect of gear tooth fillet radius on the performance of injection molded Nylon 6/6 gears. *Materials Design*, 27(8), pp. 632-639.
142. Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R. (2007): Effect of rotational speed on the performance of unreinforced and glass fiber reinforced Nylon 6 spur gears. *Materials Design*, 28(3), pp. 765-772.
143. Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R. (2009): Efficiency of injection-moulded polymer composite spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 223(6), pp. 925-928.
144. Singh, A. K., Siddhartha, Singh, P. K. (2018): Polymer spur gears behaviors under different loading conditions: A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 232(2), pp. 210-228.
145. Singh, P. K., Singh, A. K. (2017): An investigation on the effects of the various techniques over the performance and durability of polymer gears. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), pp. 1606-1614.
146. Singh, P. K., Singh, A. K. (2018): An investigation on the thermal and wear behavior of polymer based spur gears. *Tribology International*, 118, 264-272.
147. Sinha, S. K. (2018): *Handbook of polymer tribology*. World Scientific.
148. Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W. (2013): *Engineering tribology*. Butterworth-Heinemann.

149. Starkweather Jr, H. W., Brooks, R. E. (1959): Effect of spherulites on the mechanical properties of nylon 66. *Journal of Applied Polymer Science*, 1(2), pp. 236-239.
150. Starkweather Jr, H. W., Moore, G. E., Hansen, J. E., Roder, T. M., & Brooks, R. E. (1956): Effect of crystallinity on the properties of nylons. *Journal of Polymer Science*, 21(98), 189-204.
151. Sviridyonok, A. I., Bely, V. A., Smurugov, V. A. Savkin, V. G. (1973) A study of transfer in frictional interaction of polymers. *Wear*, 25(3), pp. 301-308.
152. Symm, G. T. (1967): Surface temperatures of two rubbing bodies. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 20(3), pp. 381-391.
153. Szendrő, P. (2007): *Gépelemek*. Budapest: Mezőgazda Kiadó.
154. Tavčar, J., Černe, B., Duhovnik, J., Zorko, D. (2021): A multicriteria function for polymer gear design optimization. Oxford University Press, pp. 581-599.
155. Tavčar, J., Grkman, G., Duhovnik, J. (2018): Accelerated lifetime testing of reinforced polymer gears. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 12(1).
156. Terashima, K., Tsukamoto, N., Nishida, N. Shi, J. (1986): Development of plastic gear for power transmission: abnormal wear on the tooth root and tooth fracture near pitch point. *Bulletin of JSME*, 29(251), pp. 1598-1604.
157. Tian, X., Kennedy Jr, F. E., (1993): Contact surface temperature models for finite bodies in dry and boundary lubricated sliding.
158. Townsend, A., Racasan, R., Leach, R., Senin, N., Thompson, A., Ramsey, A., Blunt, L. (2018): An interlaboratory comparison of X-ray computed tomography measurement for texture and dimensional characterisation of additively manufactured parts. *Additive Manufacturing*, 23, 422-432.
159. Tsukamoto, N. (1979): Investigation about the Strength of Plastic Gears: 1st Report, The Strength of Nylon Gears which have Counter-Crowning. *Bulletin of JSME*, 22(173), pp. 1685-1692.
160. Tsukamoto, N. (1981): Investigation about the Strength of Plastic Gear: 2nd Report ; Abrasion of the Nylon Gear for Power Transmission, Meshing with the Steel Gear. *Bulletin of JSME*, 24(191), pp. 872-881.
161. Tsukamoto, N. (1983): Investigation about the Strength of Plastic Gears: 4th Report; Abrasion and State of Tooth Profile Change of Driven Nylon Gear. *Bulletin of JSME*, 26(219), pp. 1661-1669.
162. Tsukamoto, N. (1985): Investigation about the Strength of Plastic Gears: 6th Report, Endurance Limit and Damage State of Nylon Gear for Power Transmission. *Bulletin of JSME*, 28(241), pp. 1528-1534.
163. Tsukamoto, N., Maruyama, H., Taki, T., Nishida, N. (1991): A study on strength design methods for plastic gears: estimation of operation life of plastic gears elevated-temperature environment. *JSME international journal. Ser. 3, Vibration, control engineering, engineering for industry*, 34(1), pp. 121-126.

164. Tsukamoto, N., Terashima, K. (1986): Development of plastic gears for power transmission: various methods of lengthening the life of plastic gears and their effect. The Japan Society of Mechanical Engineers.
165. Uicker, J. J., Pennock, G. R., Shigley, J. E. (2017): Theory of machines and mechanisms (Fifth Edition). Oxford University Press New York.
166. Valasek, I. (2002): Tribológia 1. - A tribológiai alapjai. Budapest: Tribotechnik.
167. Vámos, E. (1983): Tribológiai kézikönyv, Gépek és gépelemek súrlódása, kopása, kenése. Budapest: Műszaki Könyvkiadó.
168. Van Melick, H. G. H. (2007): Tooth-bending effects in plastic spur gears. Gear technology, pp. 58-66.
169. VDI 2736 (2014): Part 2. Thermoplastic gear wheels, Cylindrical gears, Calculation of the load-carrying capacity. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure-Richtlinien.
170. VDI 2736 (2016): Part 1. Thermoplastic gear wheels, Materials, material selection, production methods, production tolerances, form design. Düsseldorf: Engl. VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung.
171. VDI 2736 (2016): Part 4. Thermoplastic gear wheels, Determination of strength parameters on gears. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure-Richtlinien.
172. Verbelen, L., Dadbakhsh, S., Van den Eynde, M., Kruth, J. P., Goderis, B., Van Puyvelde, P. (2016): Characterization of polyamide powders for determination of laser sintering processability. European Polymer Journal, 75, 163-174.
173. Vinogradov, G. V., Bartenev, G. M., El'kin, A. I., Mikhaylov, V. K. (1970): Effect of temperature on friction and adhesion of crystalline polymers. Wear, 9, 16(3), pp. 213-219.
174. Vörös, I. (1964): Gépelemek III. - Fogaskerekek. Budapest: Tankönyvkiadó.
175. Walton, D., Cropper, A. B., Weale, D. J., Meuleman, P. K. (2002): The efficiency and friction of plastic cylindrical gears Part 1: Influence of materials. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 216(2), pp. 75-78.
176. Walton, D., Cropper, A. B., Weale, D. J., Meuleman, P. K. (2002): The efficiency and friction of plastic cylindrical gears Part 2: Influence of tooth geometry. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2, 216(2), pp. 93-104.
177. Walton, D., & Shi, Y. W. (1989): A comparison of ratings for plastic gears. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, 203(1), 31-38.
178. Walton, D., Tessema, A. A., Hooke, C. J., Shippen, J. M., (1994): Load sharing in metallic and non-metallic gears. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 208(2), pp. 81-87.
179. Wang, R. J., Wang, L., Zhao, L., Liu, Z. (2007): Influence of process parameters on part shrinkage in SLS. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 33.

180. Wieleba, W. (2007): The mechanism of tribological wear of thermoplastic materials. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 7(4), 185-199.
181. Wits, W. W., Carmignato, S., Zanini, F., Vaneker, T. H. (2016): Porosity testing methods for the quality assessment of selective laser melted parts. *CIRP Annals*, 1, 65(1), pp. 201-204.
182. Wohlers, T. Caffrey, T. (2022): *Wohlers Report 2022: 3D Printing and Additive Manufacturing Global State of the Industry*, Wohlers Associates.
183. Wright, N. A., Kukureka, S. N. (2001): Wear testing and measurement techniques for polymer composite gears. *Wear*, 251(1-12), pp. 1567-1578.
184. Yamaguchi, Y. (1990). *Tribology of plastic materials: their characteristics and applications to sliding components*, Elsevier.
185. Yelle, H. Burns, D. J. (1981): Calculation of contact ratios for plastic/plastic or plastic/steel spur gear pairs. *J. Mech. Des.*, 103(2), pp. 528-542.
186. Yelle, H. Poupard, M. (1975): Ultra-high molecular weight high-density polyethylene as a gear material. *Polymer Engineering Science*, 15(2), pp. 90-96.
187. Yousef, S. S., Burns, D. J., McKinlay, W. (1973): Techniques for assessing the running temperature and fatigue strength of thermoplastic gears. *Mechanism and Machine Theory*, 8(2), pp. 175-185.
188. Zhang, Y., Pursell, C., Mao, K., Leigh, S. (2020): A physical investigation of wear and thermal characteristics of 3D printed nylon spur gears. *Tribology International*, 141, pp. 105953.
189. Zorko, D., Kulovec, S., Duhovnik, J., Tavčar, J. (2019): Durability and design parameters of a Steel/PEEK gear pair. In: Elsevier, pp. 825-846.
190. Zorko, D., Kulovec, S., Tavčar, J., Duhovnik, J. (2017): Different teeth profile shapes of polymer gears and comparison of their performance. In: *The Japan Society of Mechanical Engineers*, pp. JAMDSM0083-JAMDSM0083.
191. Zsáry, Á. (1991): *Gépelemek II*. Budapest: Tankönyvkiadó.

M2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk*Lektorált cikk világnyelven*

1. Keresztes R. Zs., **Odrobina M.**, Kalácska G., Fledrich G. (2017): Development of polymer gear test rig for loadbearing examination. Mechanical Engineering Letters: R and D: Research And Development, Vol. 15, pp. 72-80., 8 p., ISSN 2060-3789
2. Keresztes, R. Zs., **Odrobina, M.**, Nagarajan, R., Subramanian, K., Kalacska, G., Sukumaran, J. (2019): Tribological characteristics of cast polyamide 6 (PA6G) matrix and their composite (PA6G SL) under normal and overload conditions using dynamic pin-on-plate system, Composites Part B: Engineering, Vol. 160, pp. 119-130., 12 p., ISSN 1359-8368 (IF: 11,322)
3. **Odrobina M.**, Kalácska G., Keresztes R. Zs. (2018): The Effect of Sizes of the Cast Polyamide 6 Rods upon Tensile-Impact Strength, International Journal Of Engineering and Management Sciences / Műszaki és Menedzsment Tudományi Közlemények, Vol. 3 (1), pp. 21-24., 4 p. ISSN 2498-700X
4. **Odrobina M.**, Sarankó Á., Kalácska G., Keresztes R. (2018): Tribological behaviour of electrically conductive and self-lubricating cast polyamide 6 composites, Mechanical Engineering Letters: Research and Development, Vol. 17, pp. 67-73., 7 p., ISSN 2060-3789
5. **Odrobina M.**, Szakál Z., Kalácska G., Keresztes R. Zs., Eberst O., Pop S. (2017): The effect of sizes of the cast Polyamide 6 rods upon impact strength. Mechanical Engineering Letters: R And D: Research And Development, Vol. 15, pp. 56-61., 6 p., ISSN 2060-3789
6. **Odrobina, M.**, Deák, T., Székely, L., Mankovits, T., Keresztes, R. Zs., Kalácska, G. (2020): The Effect of Crystallinity on the Toughness of Cast Polyamide 6 Rods with Different Diameters, Polymer, Vol 12 (2) pp. 1-16., 16 p, Paper: 293, ISSN 2073-4360 (IF: 4,967)
7. **Odrobina, M.**, Kalácska, G., Keresztes, R. Zs. (2020): Overload and Lifetime Test of Machine Cut Polymer Gears, Acta Technica Jaurinensis, Vol. 13 (3), pp. 197-210., 14 p., ISSN 2064-5228
8. Szakál, Z., Zsidai, L., Al-Maliki, H., **Odrobina, M.**, Kári-Horváth, A. (2016): Shear Strength Behaviour of adhesive bonded Polymer and Steel Surfaces. Scientific Bulletin Series C: Fascicle Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Vol 30, pp. 110-115., 6 p., ISSN 1224-3264

Lektorált cikk magyar nyelven

9. **Odrobina M.**, Sarankó Á., Keresztes R., Kalácska G. (2017): Mezőgazdasági gépek polimer fogaskerekeinek terhelhetőségi vizsgálata I. rész, Mezőgazdasági technika, 58. évfolyam, 6. szám, 2-4. o., ISSN 0026-1890
10. **Odrobina M.**, Sarankó Á., Keresztes R., Kalácska G. (2017): Mezőgazdasági gépek polimer fogaskerekeinek terhelhetőségi vizsgálata 2. rész, Mezőgazdasági technika, 58. évf., 7. sz., 2-5. o., ISSN 0026-1890
11. **Odrobina, M.**, Szakál, Z., Kalácska, G., Sárosi, Gy. (2015): Öntött poliamid 6 rudak méretének hatása az ütésállóságra, Polimerek, 1. évfolyam, 6. szám, 182-185. o., ISSN 2415-9492
12. Szakál Z., Hayder A., **Odrobina M.**, Sarankó Á. (2016), Extrudált PA 6 és POM C lemezanyagok ragasztott kötésének nyíróvizsgálata, Műanyagipari Szemle, 6. szám, 1-10. o., ISSN 1785-7856
13. **Odrobina M.**, Keresztes R. Zs., Kalácska G. (2021): Hőre lágyuló műszaki műanyag fogaskerekek élettartama, XXIX. Nemzetközi Gépészeti Konferencia OGÉT 2021, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság (EMT), 160-163. o., ISSN 2668-9685

Nemzetközi konferencia kiadvány

14. Zsidai, L., Al-Maliki, H., **Odrobina, M.**, Kári-Horváth A. (2016): Strength Behaviour of Joint Polymer and Steel Surfaces with Different Adhesive Materials pp. 165-170., 6 p. In: Cotețiu, Radu-Iacob, Ungureanu, CEurSIS 2016: The International Conference of the Carpathian Euro-Region's Specialists in Industrial Systems. 11th Edition – Proceedings Cluj-Napoca, Románia: Editura U.T. Press.

Nemzetközi konferencia abstract

M3. Mérési adatok

M3.1. A többváltozós lineáris regressziós modell együtthatói a fogtő hőmérséklet eredményei alapján

4.4. táblázat A többváltozós lineáris regressziós modell együtthatói

Anyag/terhelési szint/mérés	Ciklus [fordulat]	pv érték [MPa·m/s]	A	B	C
PA12/1/1	449992	7,04	31,99071	5,03997	9,11E-06
PA12/1/2	299996	9,49	36,73364	11,04887	5,72E-05
PA12/1/3	199995	9,64	37,74887	12,27786	1,21E-04
PA12/1/4	199991	9,47	36,32279	11,20676	4,89E-05
PA12/1/5	299999	9,31	36,95069	9,9075	4,41E-05
PA12/2/1	299998	9,60	37,06975	12,35906	8,17E-05
PA12/2/2	639987	10,82	39,91967	17,16145	9,52E-05
PA12/2/3	149996	11,12	41,43391	16,70042	1,16E-04
PA12/2/5	109988	10,46	40,93301	14,48984	1,07E-04
PA12/3/3	149996	11,46	41,73164	15,93191	1,17E-04
PA12/3/4	249991	11,52	41,68102	17,82937	1,26E-04
PA12/3/5	139987	11,82	42,17218	18,80112	1,27E-04
PA6G-H/1/1	339996	17,90	48,87778	18,03868	2,06E-05
PA6G-H/1/2	359997	18,15	49,67183	17,36344	2,14E-05
PA6G-H/2/1	249994	22,49	63,97004	38,91934	6,14E-05
PA6G-H/2/2	199999	22,45	67,01146	40,66881	7,05E-05
PA6G-H/2/3	299995	22,39	65,31477	42,91452	1,11E-04
PA6G-H/3/3	349988	24,95	68,93829	39,54258	2,24E-04
PA6G-H/3/4	799989	24,57	70,25949	49,81134	1,69E-04
PA6G-H/3/5	599991	25,12	70,12688	46,99585	1,64E-04
PEEK/1/3	449987	24,29	53,05614	23,46844	8,37E-06
PEEK/1/4	1512630	24,77	53,15195	25,81048	1,39E-05
PEEK/2/1	449995	30,13	61,76255	28,45705	9,95E-06
PEEK/2/3	299992	30,13	59,13319	19,39209	2,42E-05
PEEK/2/4	299996	29,45	60,73282	27,26727	3,77E-05
PEEK/2/5	449986	29,94	58,83006	26,71789	1,82E-05
PEEK/3/1	299998	34,90	71,80692	35,751	5,33E-05
PEEK/3/2	349993	35,11	76,22259	35,0096	2,72E-05
PEEK/3/4	84993	35,61	82,41172	43,7762	3,56E-05
PEEK/3/5	209995	34,98	76,90105	39,20557	2,81E-05

M3.2. A súrlódási tényező eredményeinek összefoglalója

Anyag/terhelési szint/mérés	Súrlódási tényező [-]	pv érték [MPa·m/s]	Átlagos fogtőhőmérséklet [°C]
PA12/1/2	0,37	9,36	36,25
PA12/1/3	0,39	9,74	38,16
PA12/1/4	0,37	9,33	36,33
PA12/2/1	0,38	9,39	36,94
PA12/3/2	0,42	10,87	43,69
PA12/3/3	0,44	10,70	43,78
PA12/3/5	0,44	10,96	44,76
PA6/1/2	0,39	18,03	54,45
PA6/2/1	0,32	22,26	61,86
PA6/2/2	0,32	22,50	62,73
PA6/2/3	0,32	22,18	61,60
PA6/2/4	0,31	21,45	58,13
PA6/2/5	0,33	21,46	60,20
PA6/3/1	0,29	25,10	68,55
PA6/3/2	0,29	25,08	67,60
PA6/3/4	0,31	23,90	67,31
PA6/3/5	0,30	24,92	68,64
PEEK/1/1	0,26	25,03	54,28
PEEK/1/2	0,25	23,90	50,81
PEEK/1/3	0,26	24,26	52,81
PEEK/1/4	0,26	24,76	53,24
PEEK/1/5	0,24	24,52	51,36
PEEK/2/1	0,21	29,83	58,46
PEEK/2/2	0,20	29,77	56,45
PEEK/2/3	0,20	30,08	57,38
PEEK/2/4	0,21	29,83	58,54
PEEK/2/5	0,20	29,61	56,35
PEEK/3/1	0,17	34,19	62,03
PEEK/3/2	0,17	34,69	62,90
PEEK/3/3	0,19	35,21	69,52
PEEK/3/5	0,20	34,74	69,62

M3.3. A tömegvesztés és kopási együttható eredményeinek összefoglalója

Anyag/terhelési szint/mérés	Tömegvesztés [mg]	k_{wt} tömeg [$10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$]	pv érték [$\text{MPa} \cdot \text{m/s}$]
PA12/1/1	50,20	23,59	9,42
PA12/1/2	58,40	27,61	9,39
PA12/1/3	95,20	41,83	9,74
PA12/1/4	69,40	33,23	9,33
PA12/1/5	56,20	27,80	9,18
PA12/2/4	424,20	167,67	10,27
PA12/3/1	596,00	206,12	10,98
PA12/3/2	877,20	303,37	10,98
PA12/3/3	592,40	212,76	10,78
PA12/3/5	833,20	285,51	11,03
PA6/1/1	13,40	2,42	17,83
PA6/1/4	16,00	2,84	18,01
PA6/2/5	6,40	0,79	21,57
PEEK/1/1	21,00	2,17	25,05
PEEK/1/2	17,60	2,03	23,72
PEEK/1/3	18,20	2,00	24,27
PEEK/1/4	18,80	1,99	24,76
PEEK/2/1	16,80	1,22	29,91
PEEK/2/2	19,80	1,45	29,81
PEEK/2/4	21,20	1,55	29,75
PEEK/3/2	18,40	0,99	34,77

M3.4. Az átlagos lineáris kopás és a kopási együttható eredményeinek összefoglalója

Anyag/terhelési szint/mérés	$W_{m\grave{a}t}$ [mm]	k_{wWm} [$10^{-6} \cdot \text{mm}^3/\text{Nm}$]	pv érték [MPa·m/s]
PA12/1/1	0,076	56,0	9,42
PA12/1/2	0,106	78,6	9,39
PA12/1/5	0,098	76,0	9,18
PA12/2/4	0,400	248,0	10,27
PA12/3/2	0,868	470,8	10,98
PA12/3/3	0,592	333,5	10,78
PA12/3/5	0,954	512,7	11,03
PA6/1/1	0,020	6,9	17,83
PA6/1/3	0,028	9,1	18,34
PA6/2/1	0,030	6,6	22,22
PA6/2/3	0,038	8,4	22,20
PA6/2/4	0,042	9,8	21,59
PA6/3/2	0,054	9,2	25,27
PA6/3/3	0,038	6,9	24,59
PA6/3/4	0,046	8,5	24,25
PEEK/1/2	0,038	9,5	23,72
PEEK/1/5	0,038	8,7	24,56
PEEK/2/1	0,056	8,8	29,91
PEEK/2/2	0,052	8,2	29,81
PEEK/2/3	0,054	8,4	30,09
PEEK/2/5	0,054	8,6	29,66
PEEK/3/2	0,060	7,0	34,77
PEEK/3/3	0,064	7,2	35,22

M3.5. Az XCT kopásértékelés mérési eredményeinek összefoglalója

Anyag/terhelési szint/mérés	XCT névleges eltérés [mm]	pv érték [MPa·m/s]
PA12/1/2	0,068	9,39
PA12/1/4	0,053	9,33
PA12/2/4	0,341	10,27
PA12/3/2	0,979	10,98
PA12/3/3	0,341	10,78
PA12/3/5	0,967	11,03
PA6/1/1	0,012	17,83
PA6/2/2	0,006	22,50
PA6/2/4	0,008	21,59
PA6/2/5	0,013	21,57
PA6/3/3	0,017	24,59
PA6/3/5	0,007	25,01
PEEK/1/1	0,023	25,05
PEEK/1/4	0,023	24,76
PEEK/1/5	0,023	24,56
PEEK/2/1	0,020	29,91
PEEK/2/2	0,018	29,806
PEEK/2/4	0,018	29,746
PEEK/2/5	0,014	29,665
PEEK/3/1	0,012	34,341
PEEK/3/2	0,011	34,775

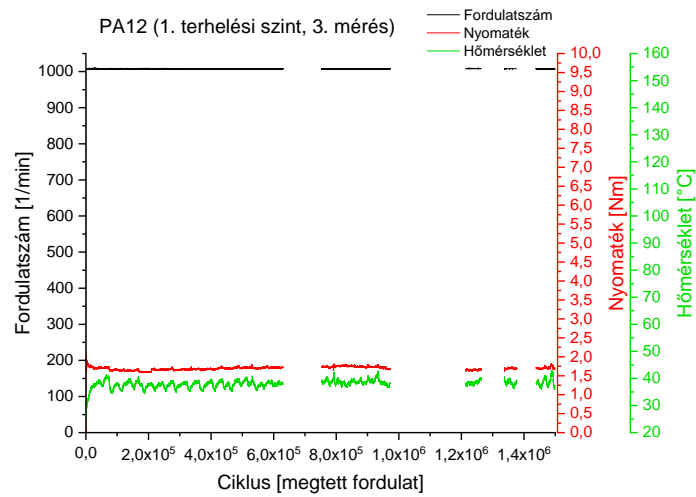
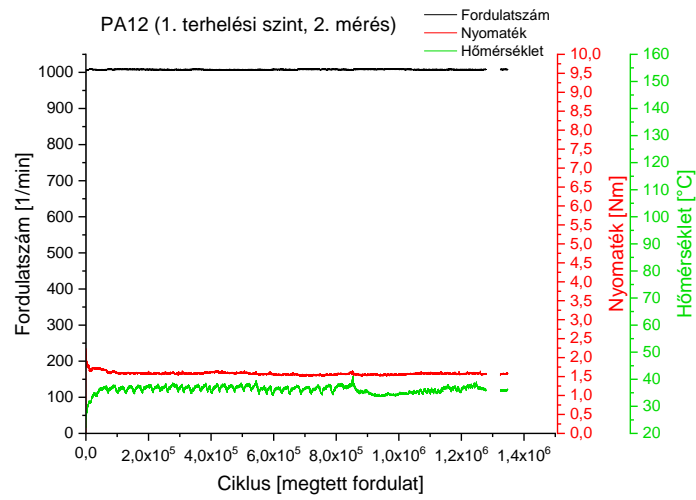
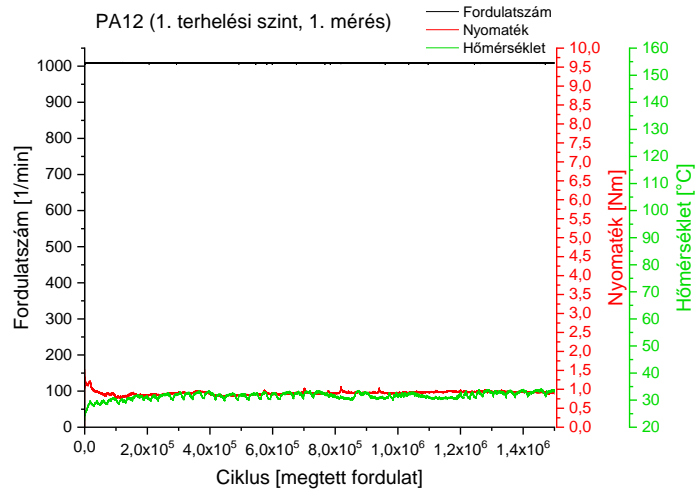
M3.6. A modell összehasonlító módszerhez felhasznált kopási együtthatók eredményei

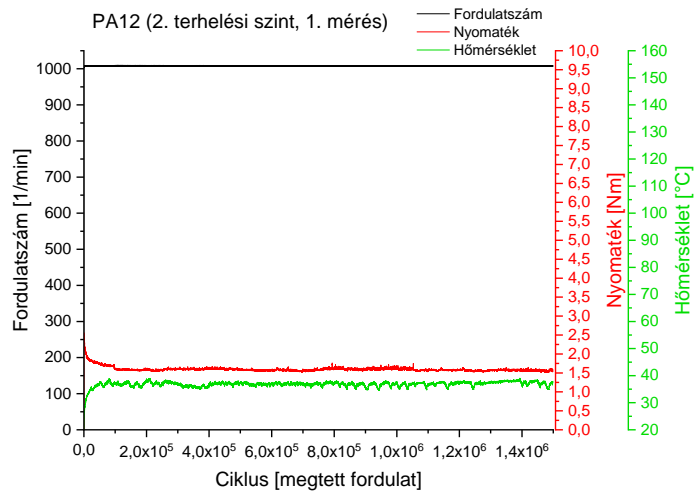
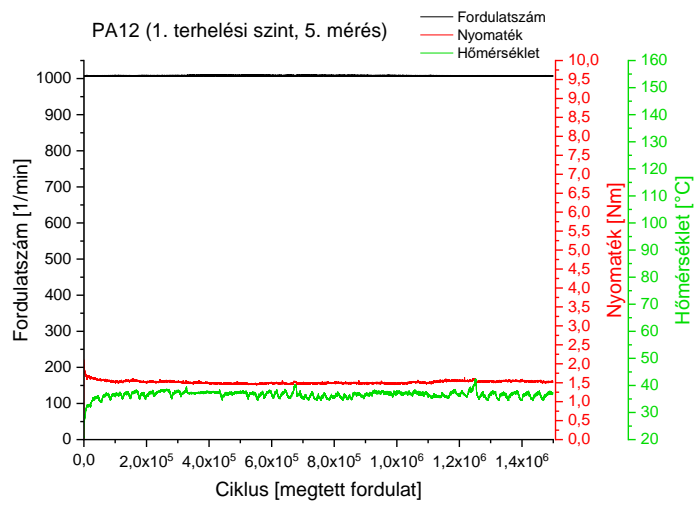
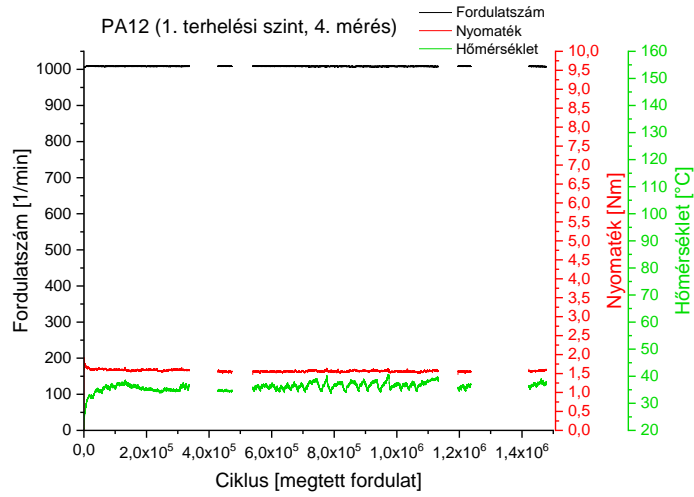
Anyag/terhelési szint/mérés	$k_{wtömeg}$ [$10^{-6} \times \text{mm}^3/\text{Nm}$]	k_{wWm} [$10^{-6} \times \text{mm}^3/\text{Nm}$]	1/pv érték [s/MPa·m]
PA12/1/1	27,61	78,60	0,106484
PA12/1/3	41,83		0,102657
PA12/1/4	33,23		0,107165
PA12/2/1	23,59	56,00	0,106149
PA12/3/2	303,37	470,81	0,091072
PA12/3/3	212,76	333,45	0,092807
PA12/3/5	285,51	512,71	0,090654
PEEK/1/2	2,03	9,47	0,042155
PEEK/1/3	2,00	10,95	0,041202
PEEK/1/5	2,58	8,72	0,040708
PEEK/2/1	1,22	8,78	0,033438
PEEK/2/2	1,45	8,21	0,033550
PEEK/2/3	0,99	8,37	0,033238
PEEK/2/5	0,90	8,61	0,033710
PEEK/3/1		5,95	0,029119
PEEK/3/2	0,99	6,96	0,028757

M3.7. A modell összehasonlító módszerhez felhasznált átlagos lineáris kopás és XCT névleges eltérés mérési eredményei

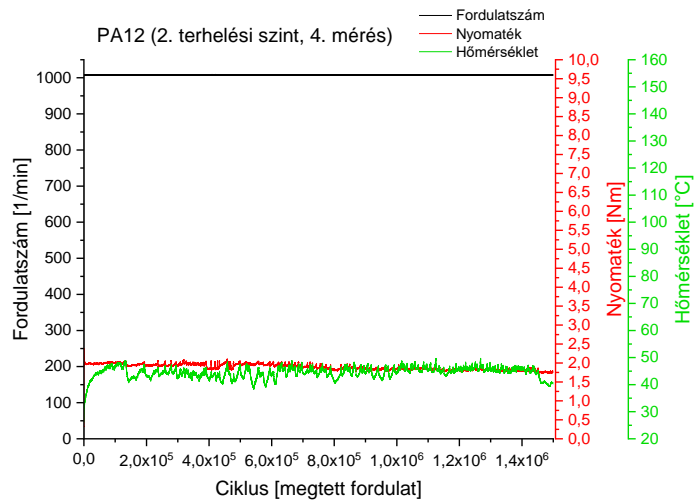
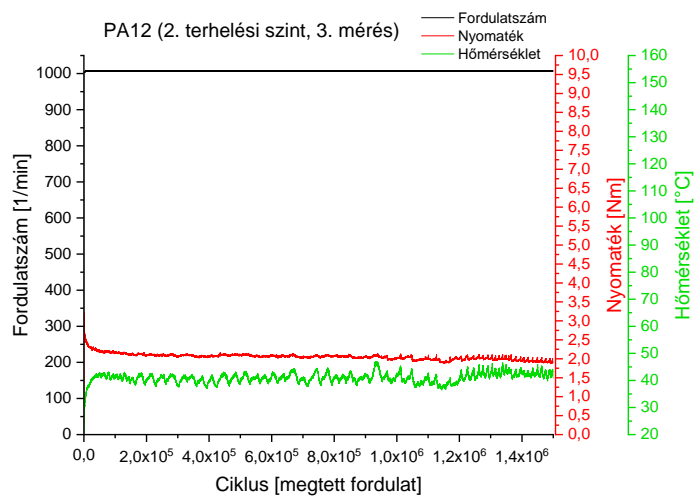
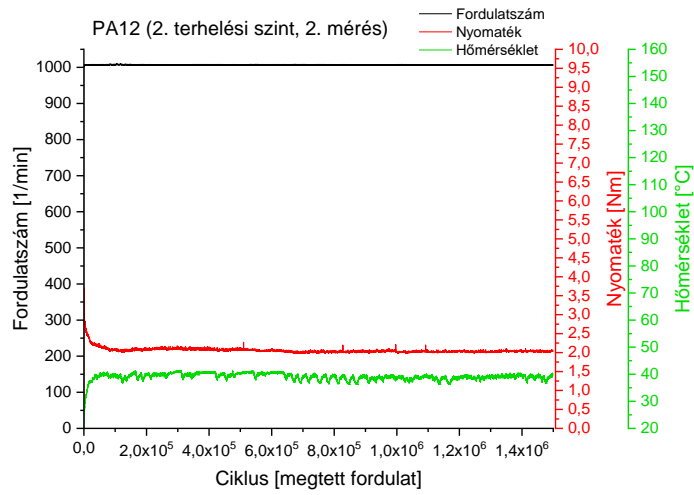
Anyag/terhelési szint/mérés	$W_{mátl}$ [mm]	XCT névleges eltérés [mm]	1/pv érték [s/MPa·m]
PA12/1/2	0,106	0,068	0,106484
PA12/1/3			0,102657
PA12/1/4		0,053	0,107165
PA12/2/1	0,076		0,106149
PA12/3/2	0,868	0,979	0,091072
PA12/3/3	0,592	0,341	0,092807
PA12/3/5	0,954	0,967	0,090654
PEEK/1/2	0,038	0,036	0,042155
PEEK/1/3	0,046	0,004	0,041202
PEEK/1/5	0,038	0,023	0,040708
PEEK/2/1	0,056	0,020	0,033438
PEEK/2/2	0,052	0,018	0,033550
PEEK/2/3	0,054	0,010	0,033238
PEEK/2/5	0,054	0,014	0,033710
PEEK/3/1	0,050	0,012	0,029119
PEEK/3/2	0,060	0,011	0,028757

M4. A fogaskerék-vizsgálatok diagramjai

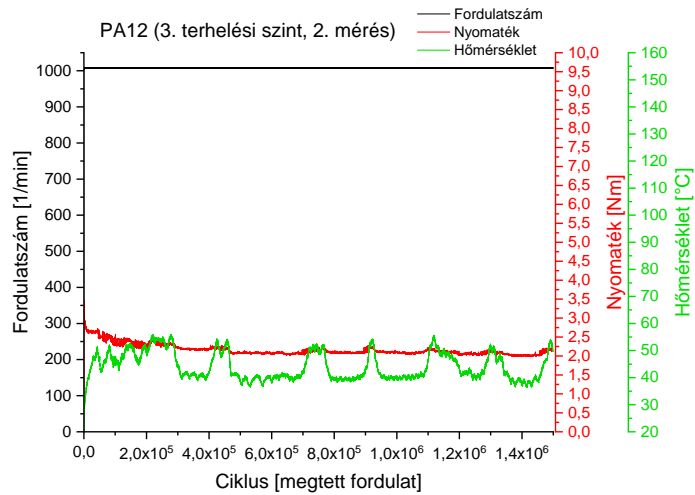
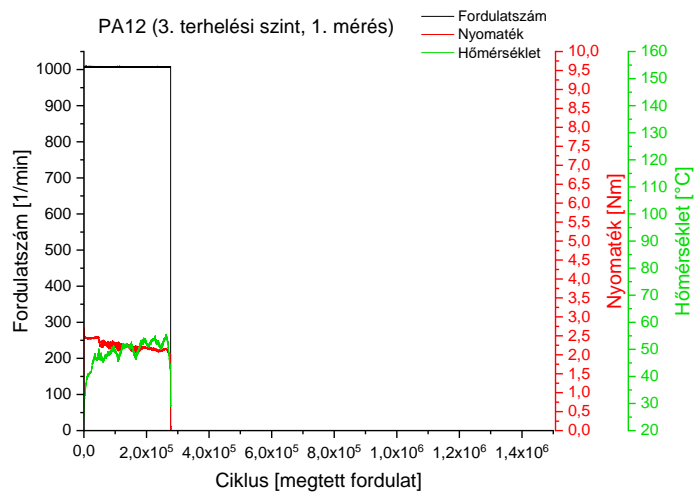
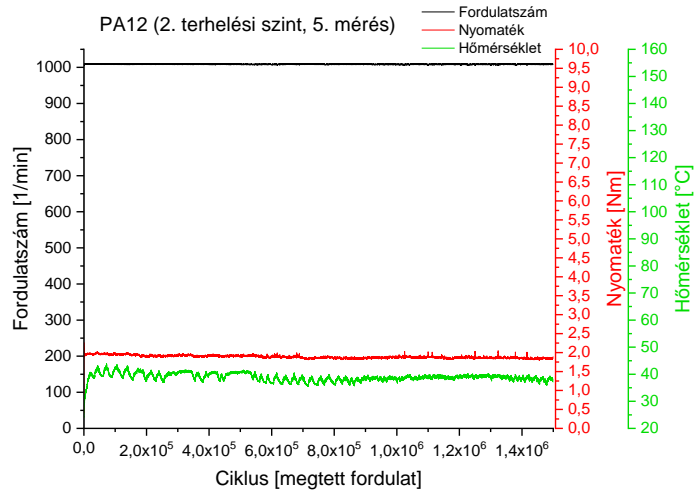




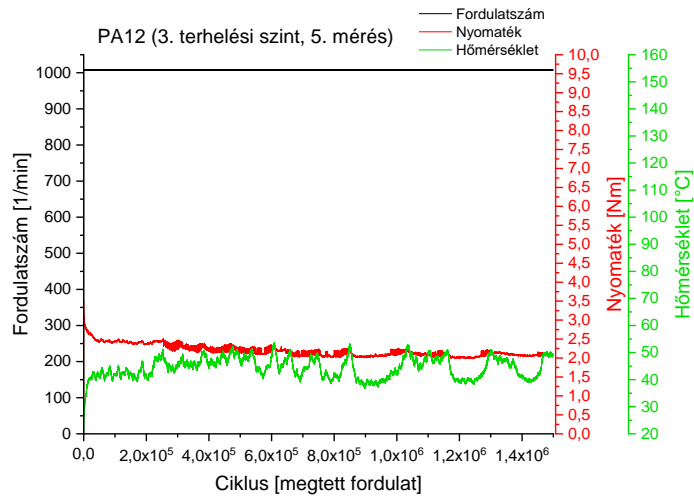
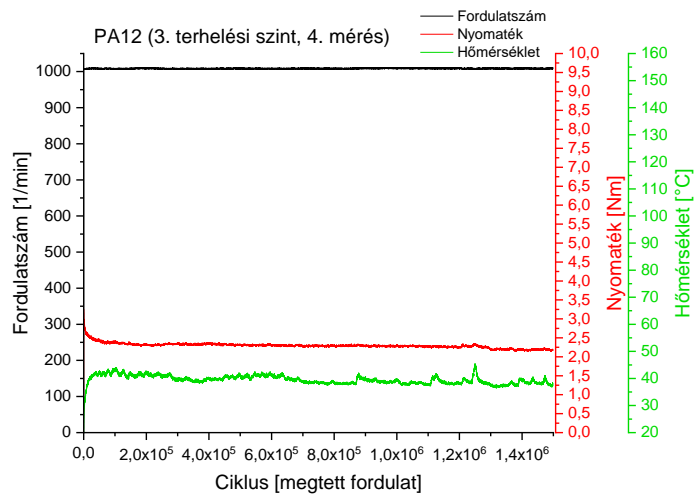
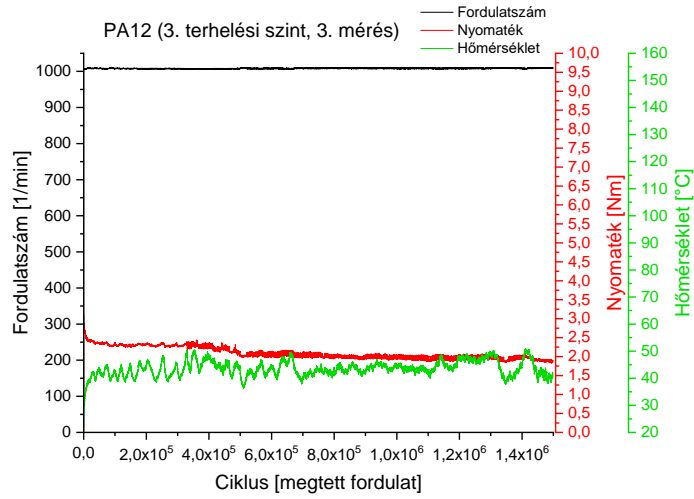
Mellékletek

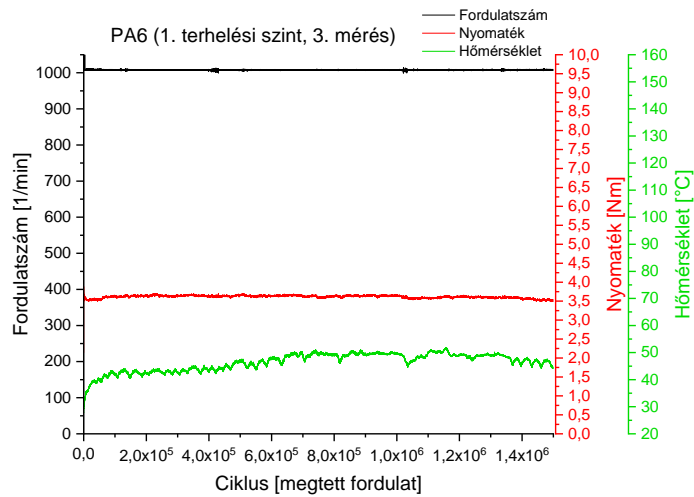
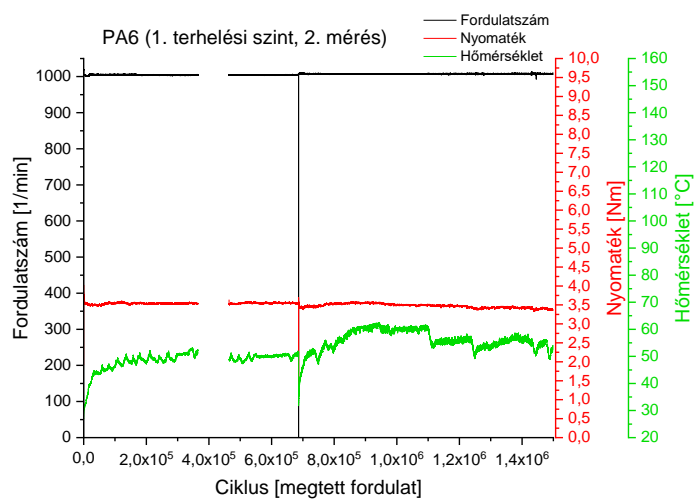
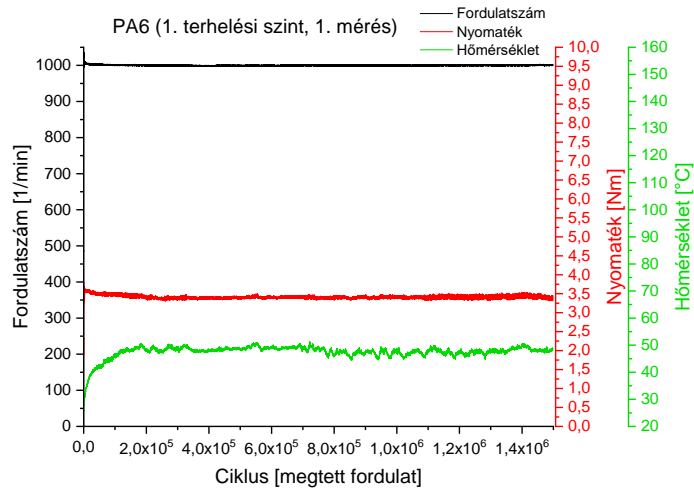


Mellékletek

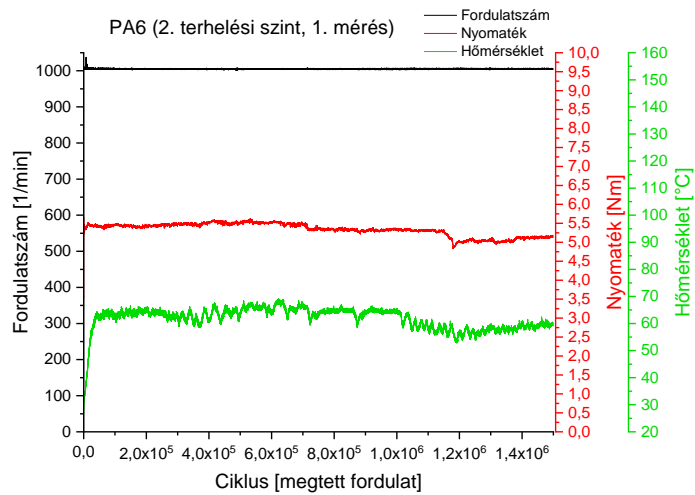
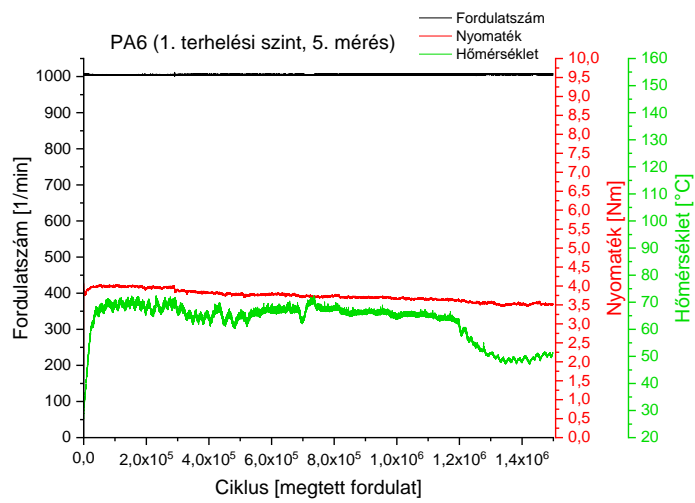
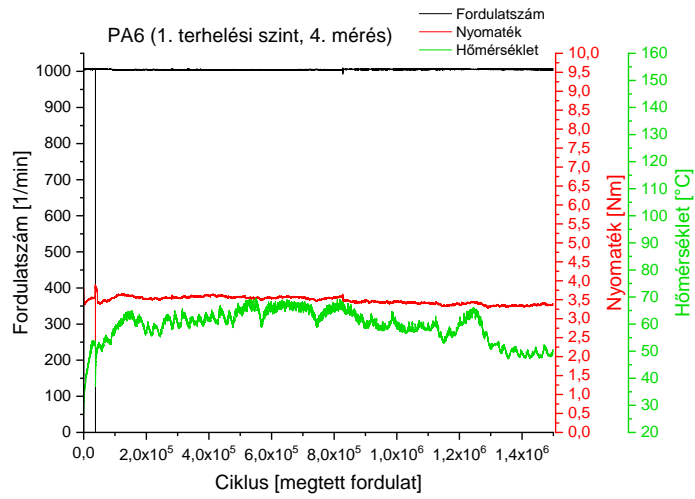


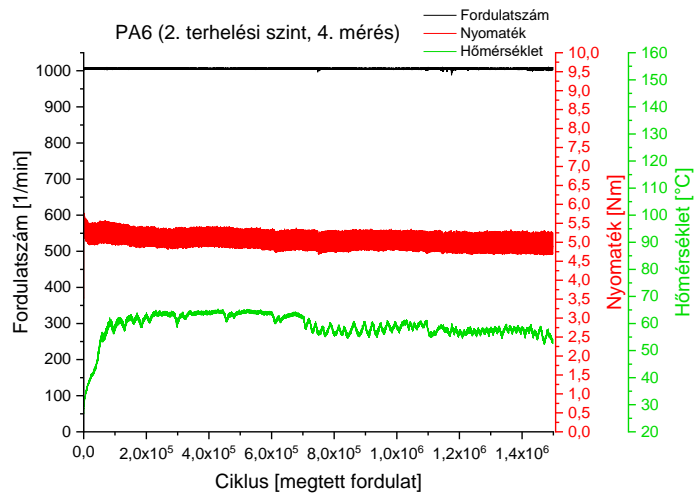
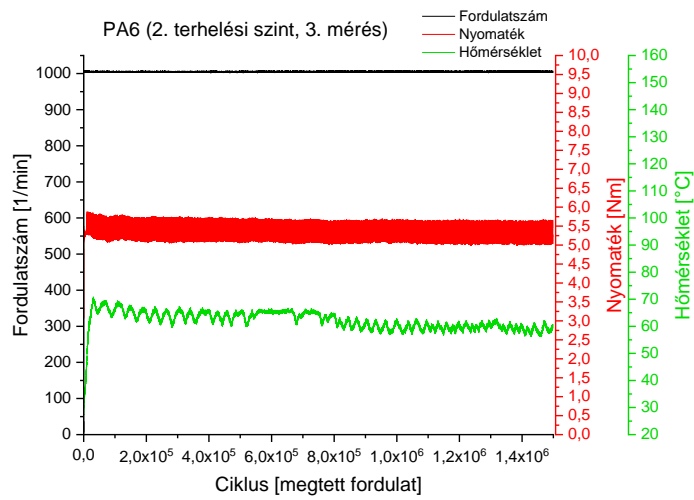
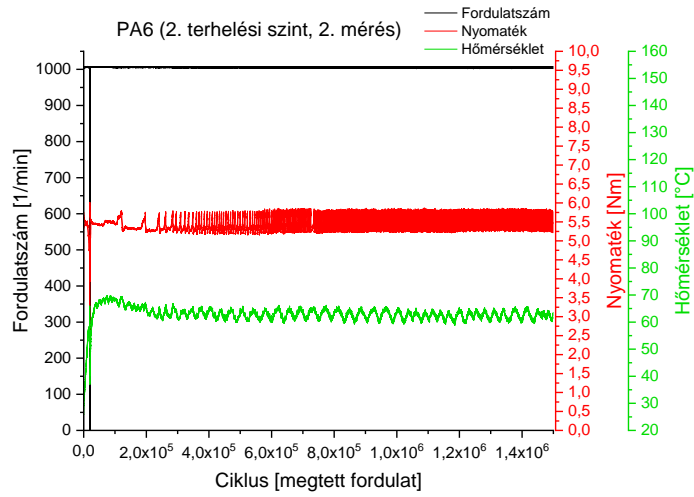
Mellékletek



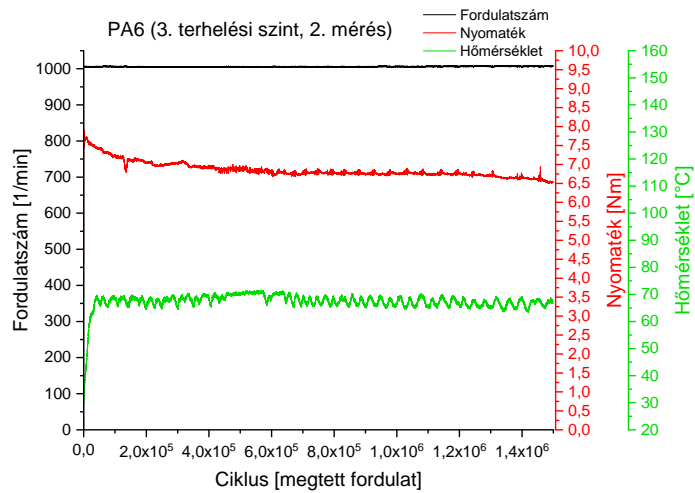
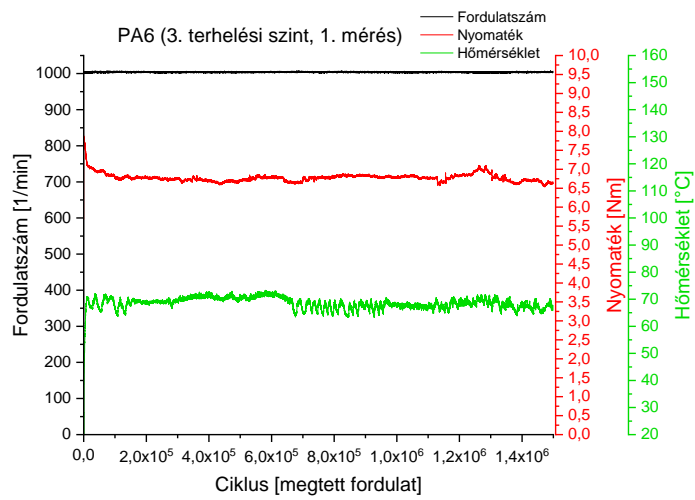
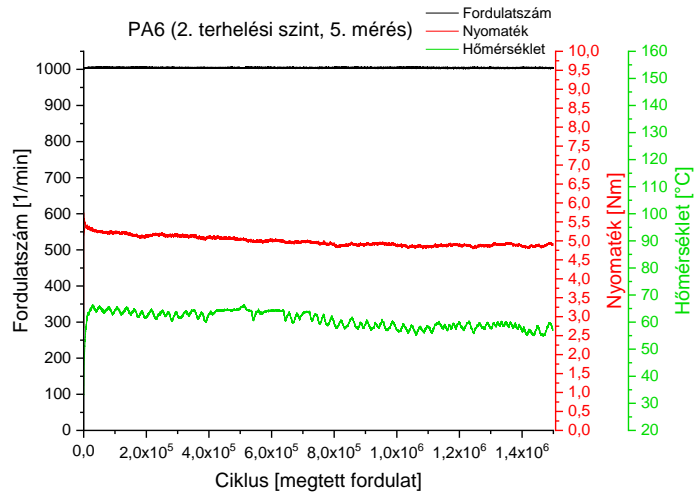


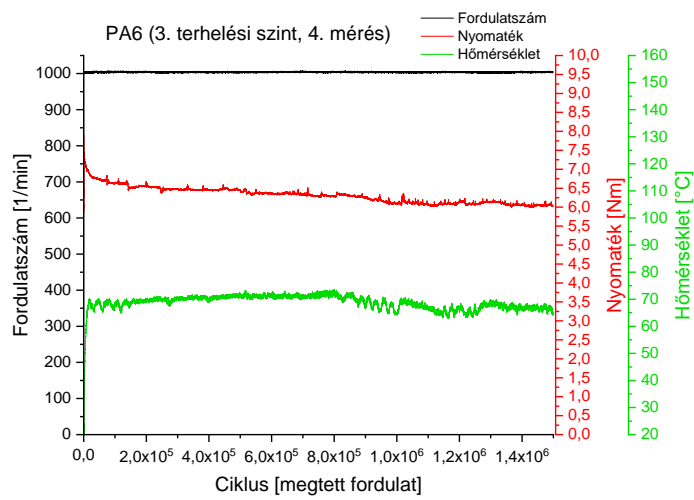
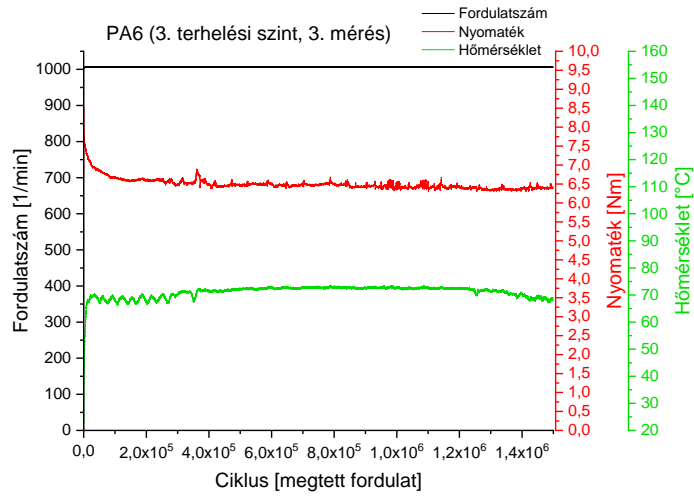
Mellékletek



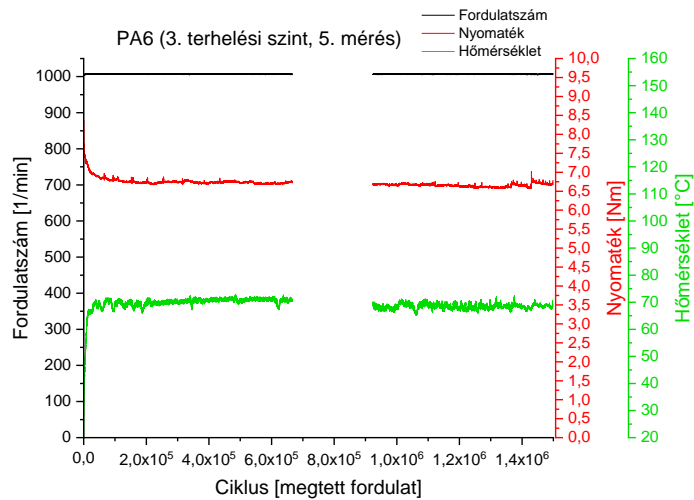


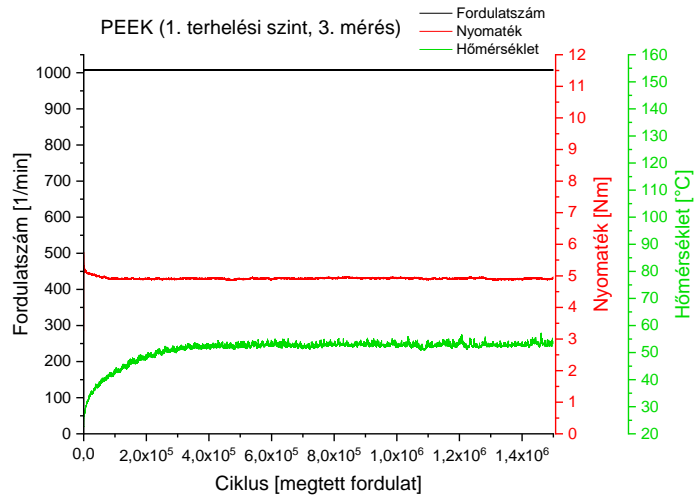
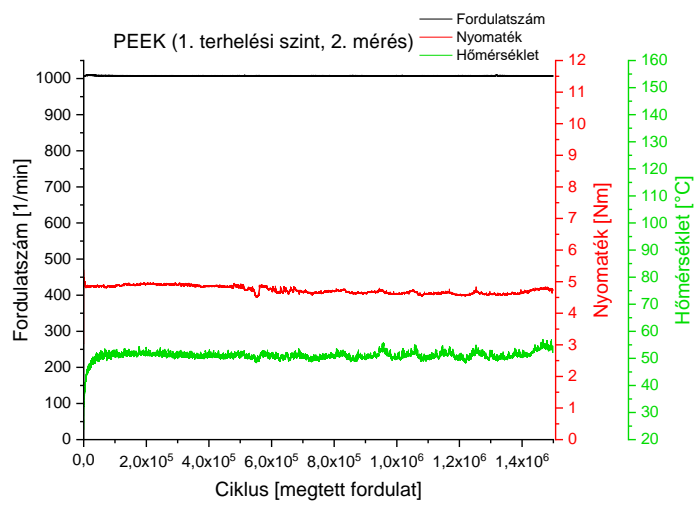
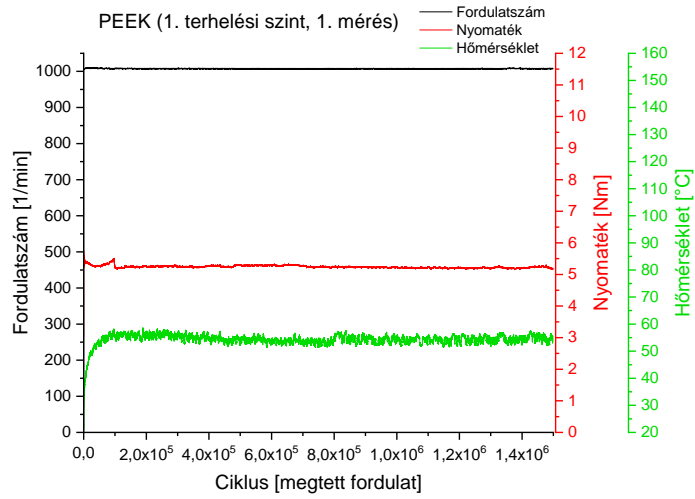
Mellékletek



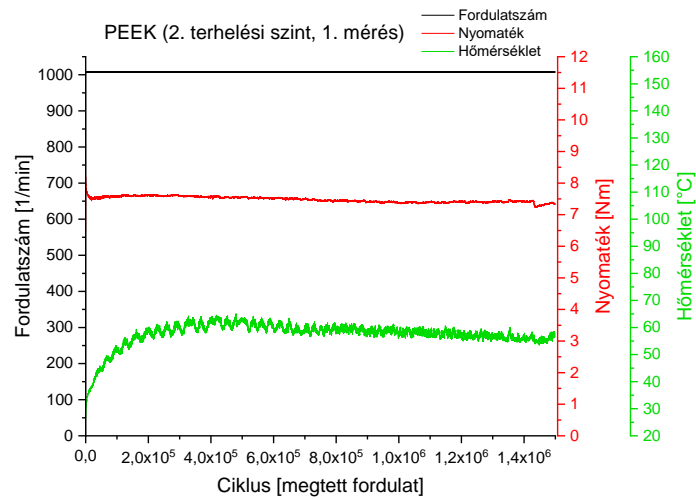
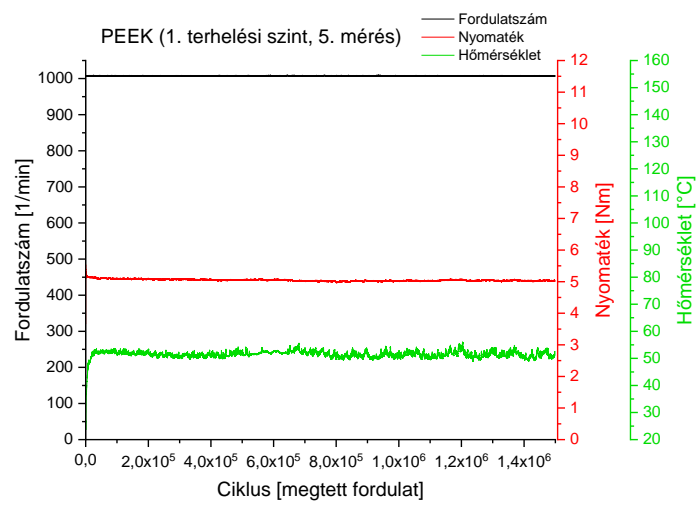
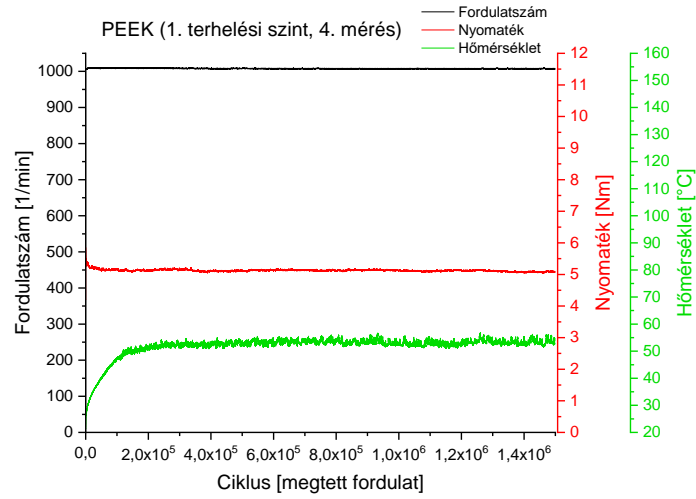


7

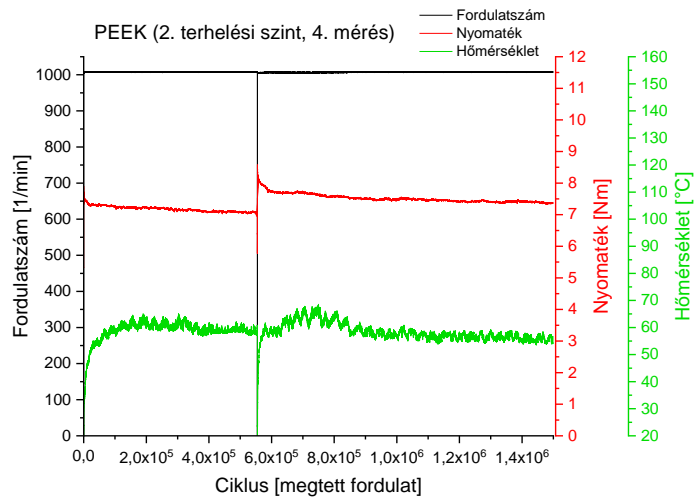
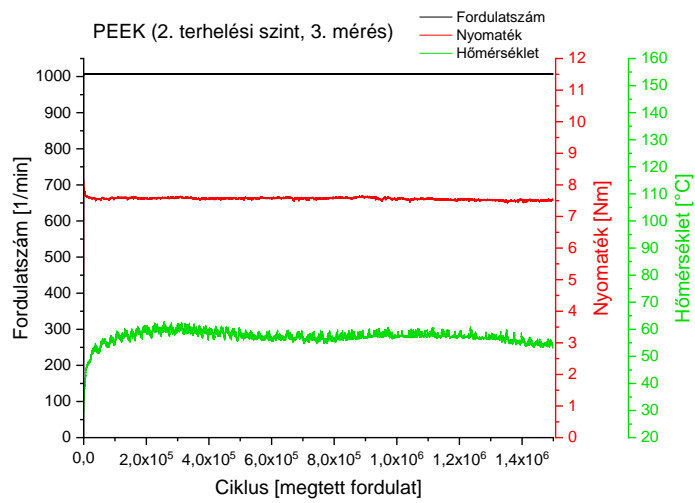
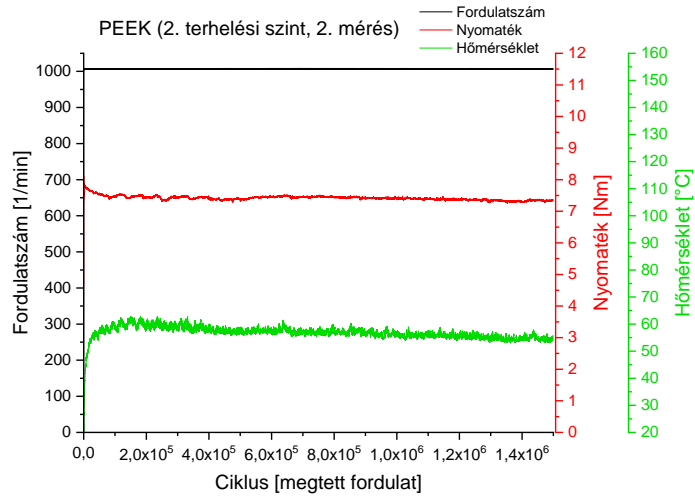




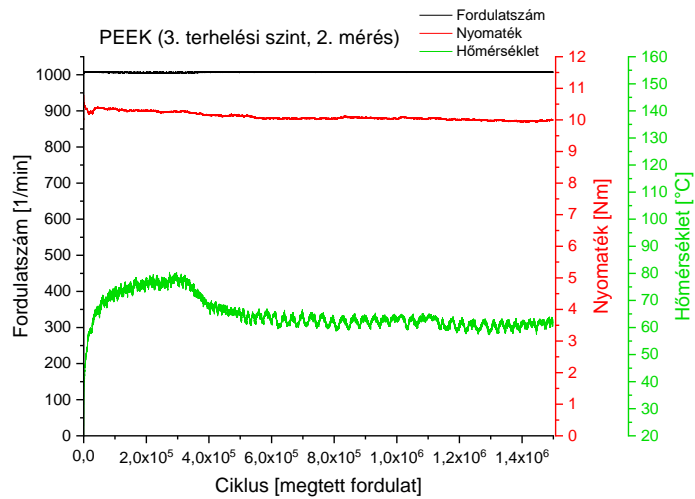
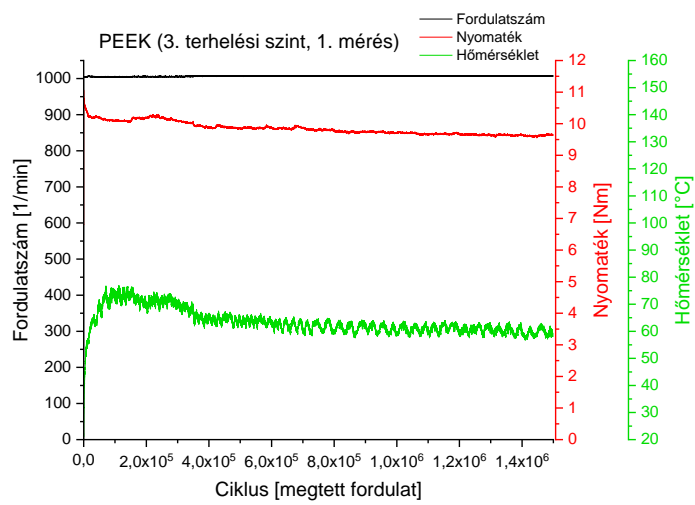
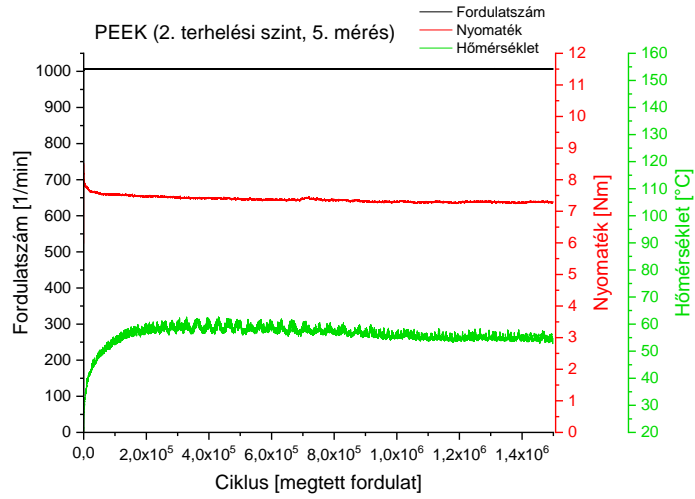
Mellékletek



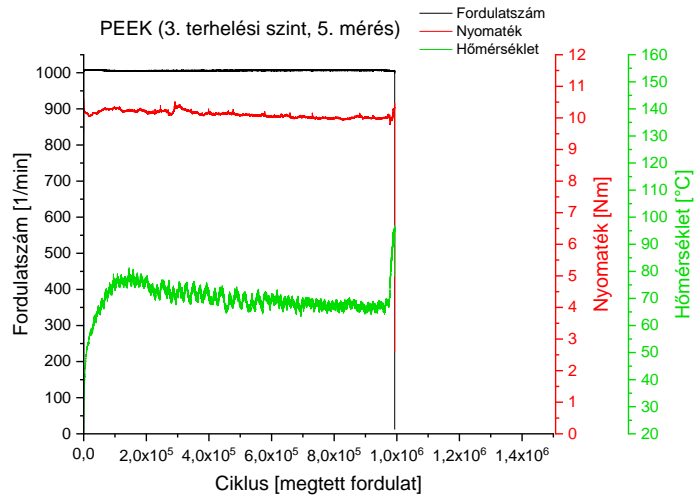
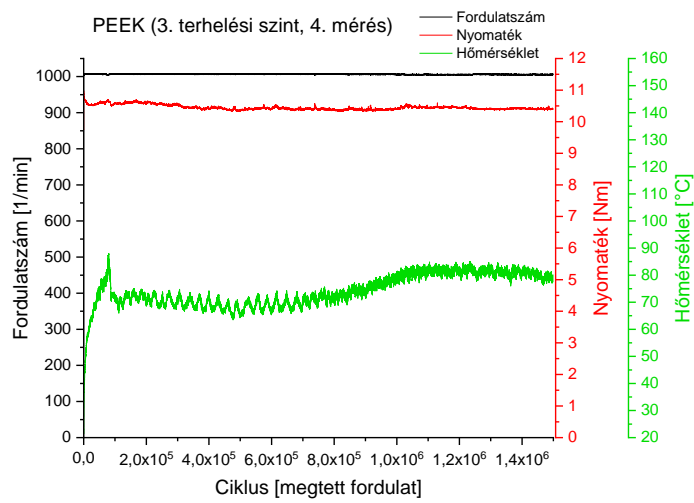
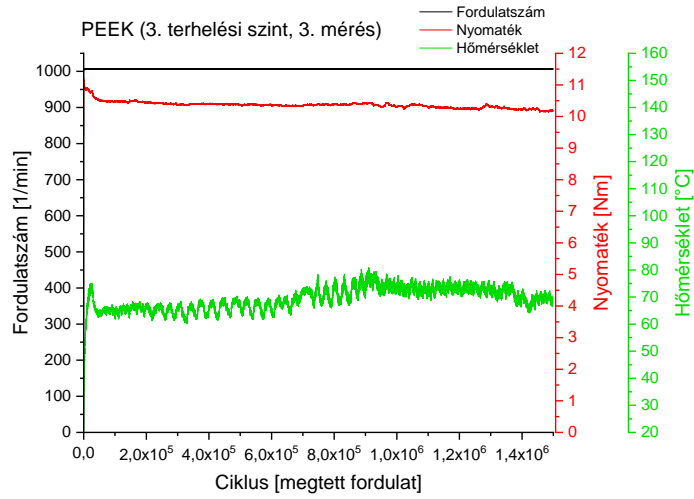
Mellékletek



Mellékletek

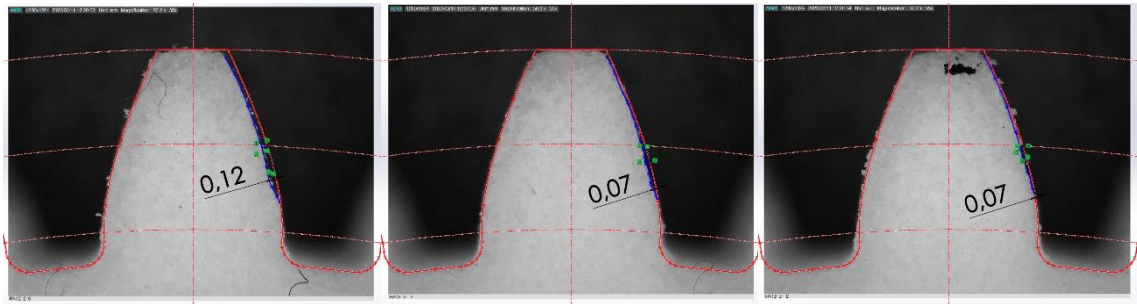


Mellékletek



M5. Mikroszkóp felvételek

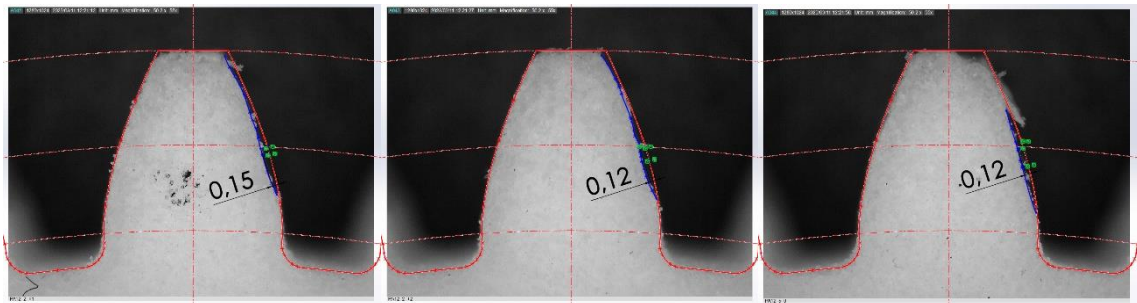
PA12 fogaskerek mikroszkóp felvételei:



PA12/1/2_0

PA12/1/2_-1

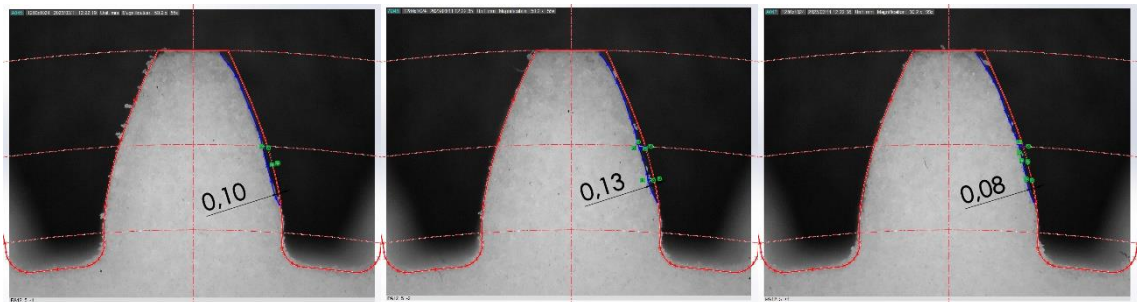
PA12/1/2_-2



PA12/1/2_+1

PA12/1/2_+2

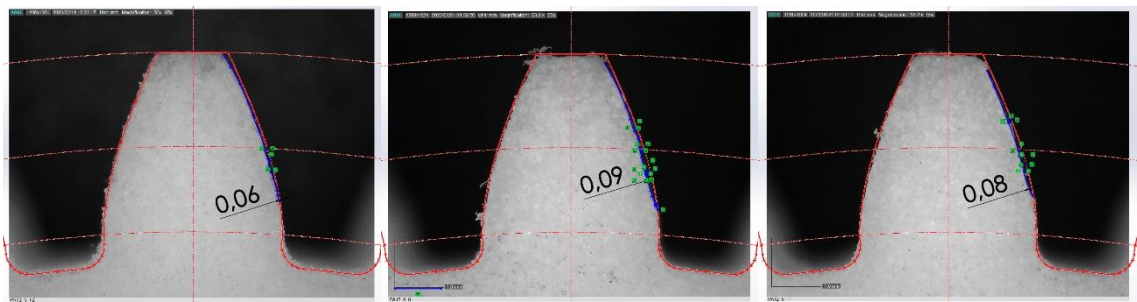
PA12/1/5_0



PA12/1/5_-1

PA12/1/5_-2

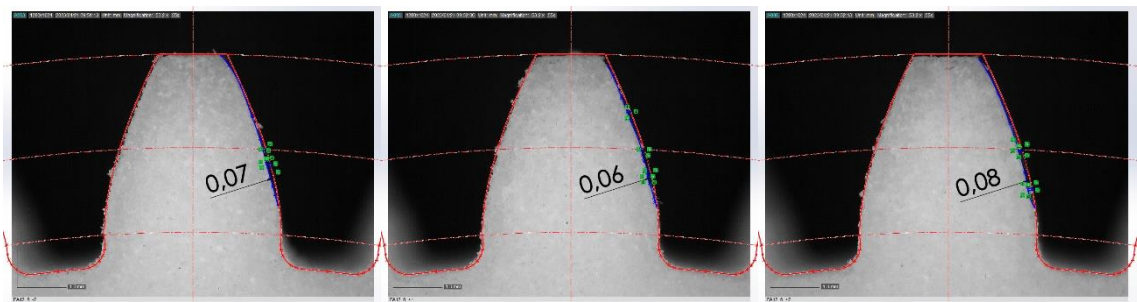
PA12/1/5_+1



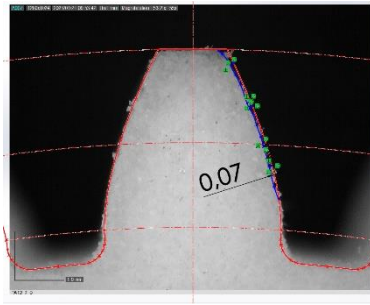
PA12/1/5_+2

PA12/2/1_0

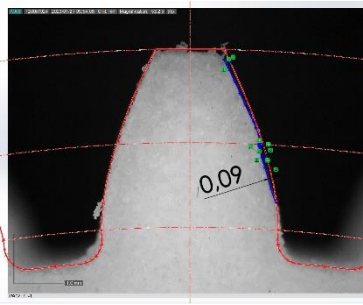
PA12/2/1_-1



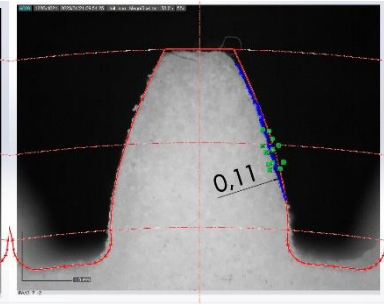
PA12/2/1_-2



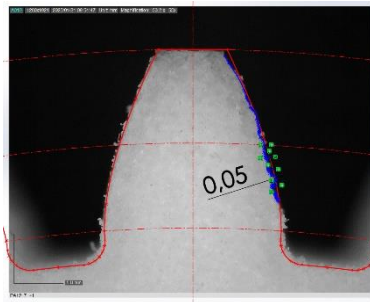
PA12/2/1_+1



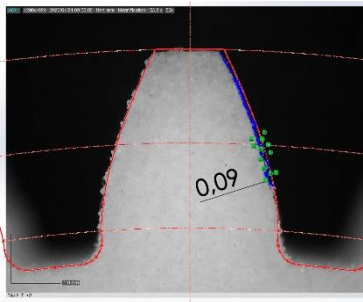
PA12/2/1_+2



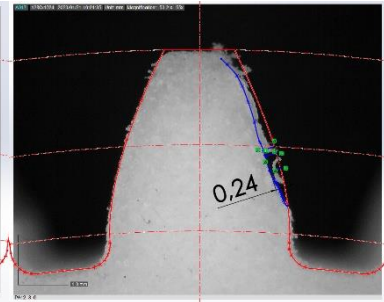
PA12/2/2_0



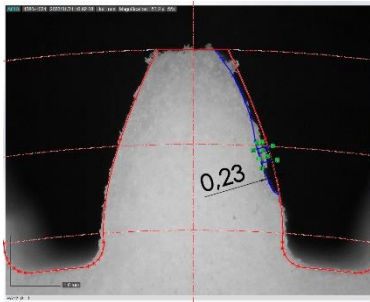
PA12/2/2_-1



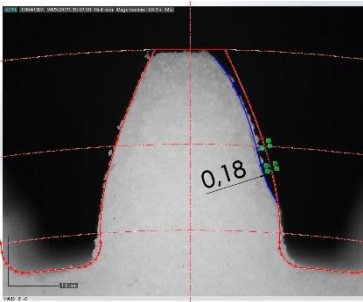
PA12/2/2_-2



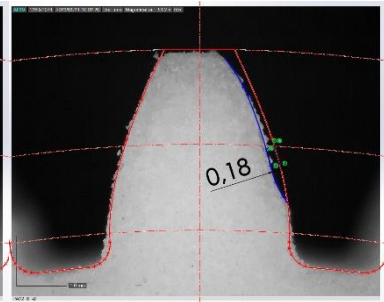
PA12/2/2_+1



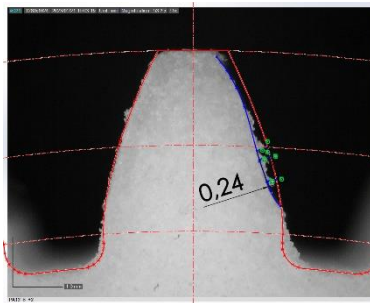
PA12/2/2_+2



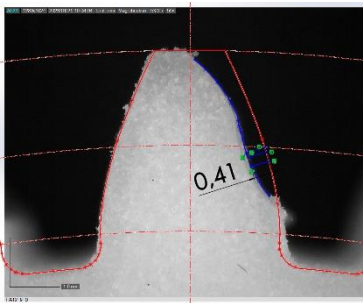
PA12/2/3_0



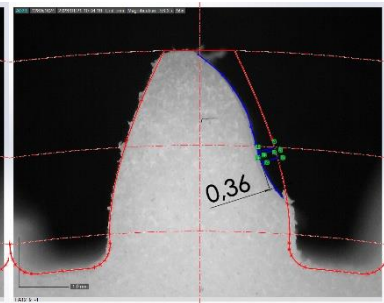
PA12/2/3_-1



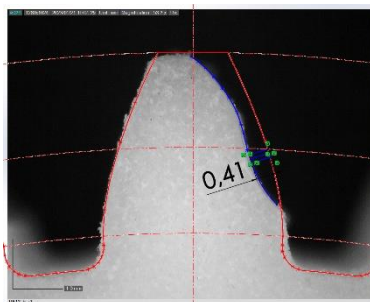
PA12/2/3_-2



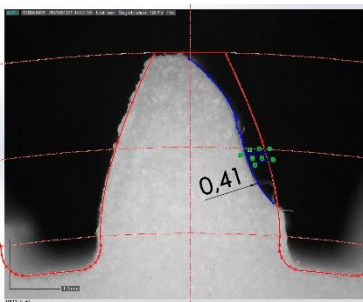
PA12/2/3_+1



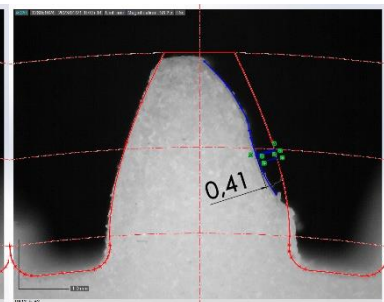
PA12/2/3_-2



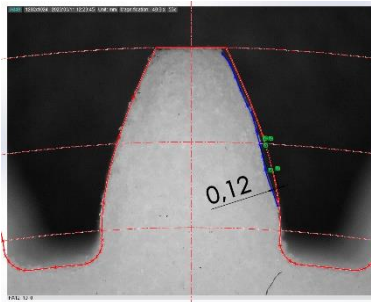
PA12/2/4_0



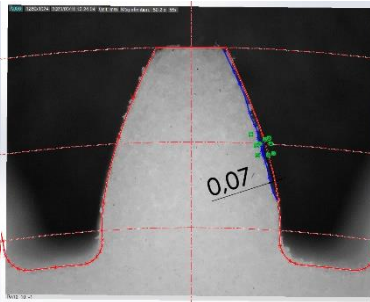
PA12/2/4_-1



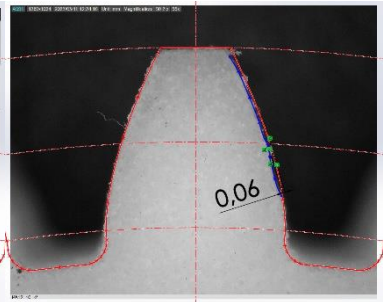
PA12/2/4_-2



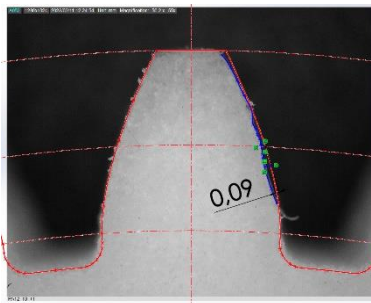
PA12/2/4_+1



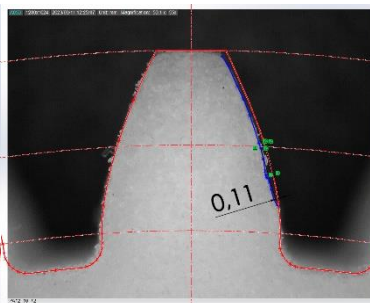
PA12/2/3_+2



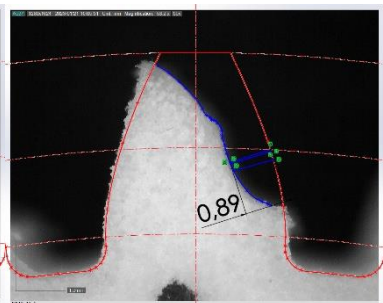
PA12/2/5_0



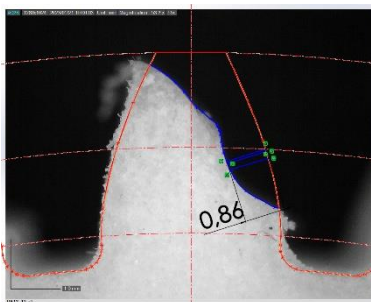
PA12/2/5_-1



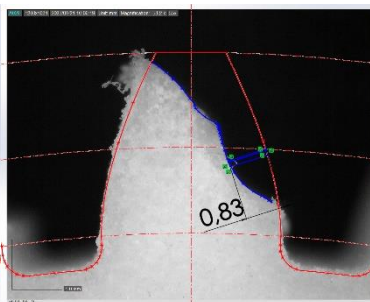
PA12/2/5_-2



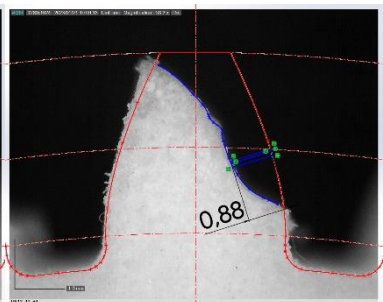
PA12/2/5_+1



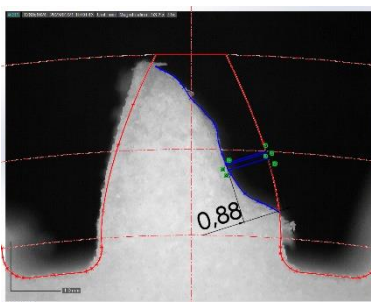
PA12/2/5_+2



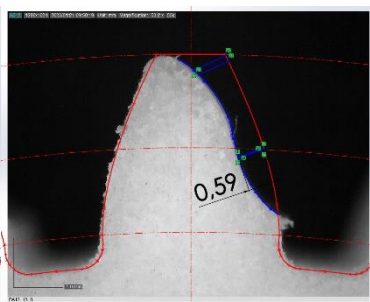
PA12/3/2_0



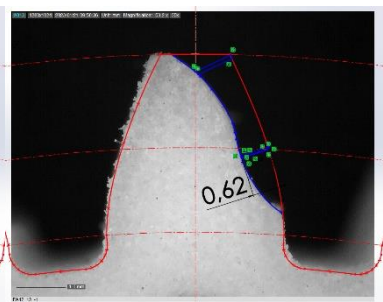
PA12/3/2_-1



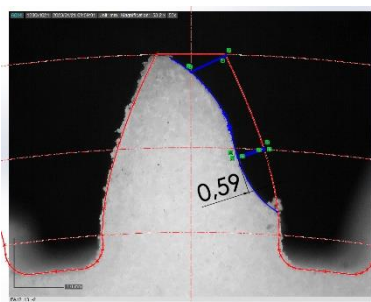
PA12/3/2_-2



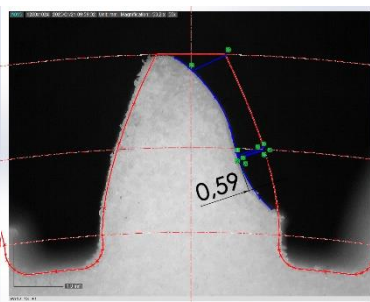
PA12/3/2_+1



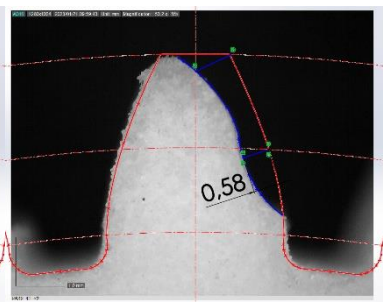
PA12/3/2_+2



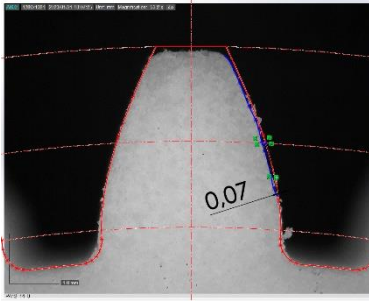
PA12/3/3_0



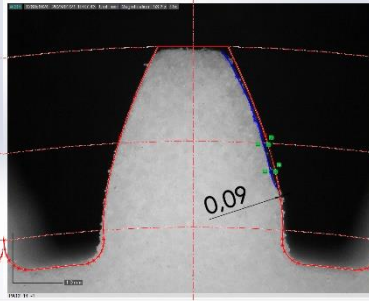
PA12/3/3_-1



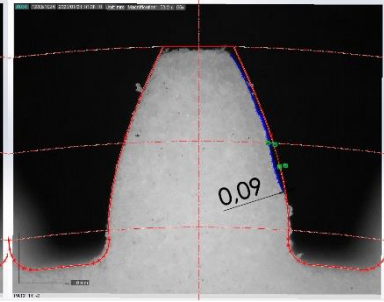
PA12/3/3_-2



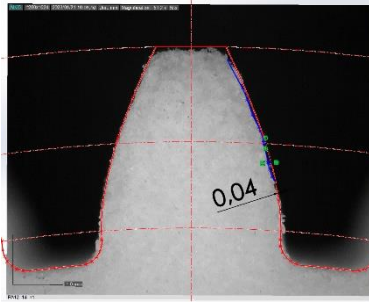
PA12/3/3_+1



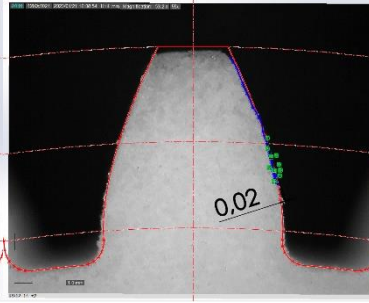
PA12/3/3_+2



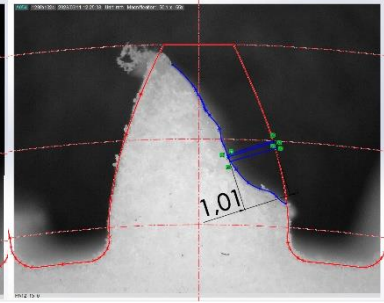
PA12/3/4_0



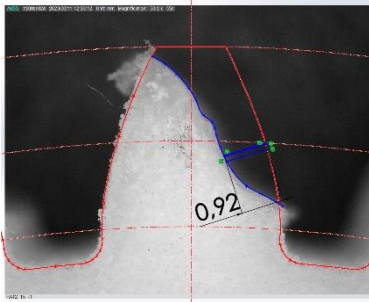
PA12/3/4_-1



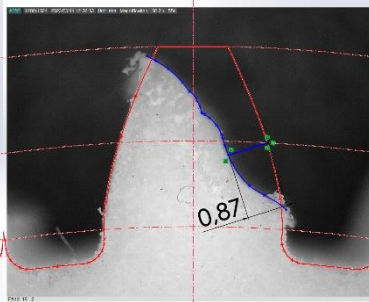
PA12/3/4_-2



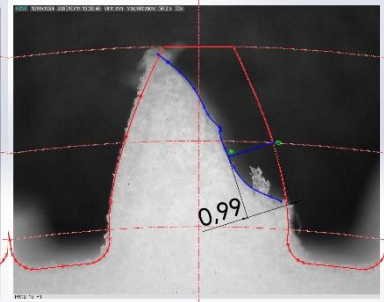
PA12/3/4_+1



PA12/3/4_+2



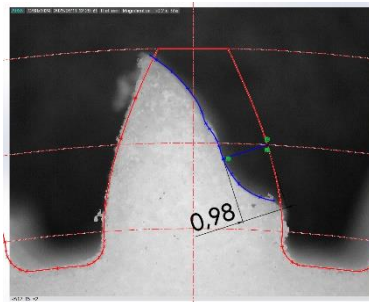
PA12/3/5_0



PA12/3/5_-1

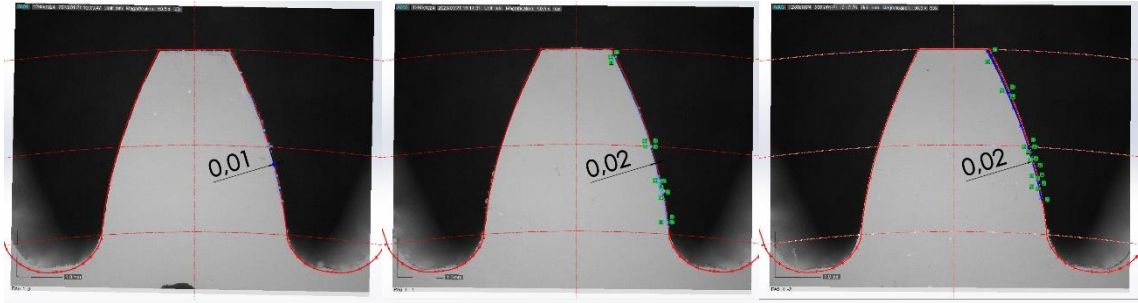
PA12/3/5_-2

PA12/3/5_+1

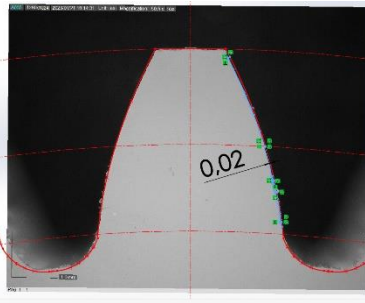


PA12/3/5_+2

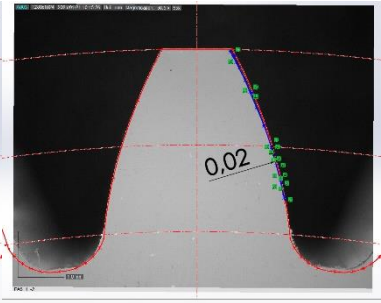
PA6 fogaskerek mikroszkóp felvételei:



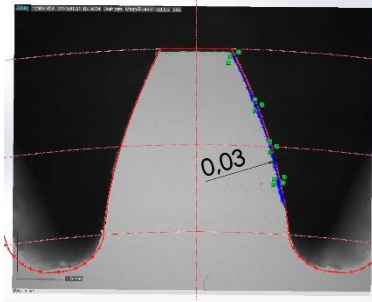
PA6/1/1_0



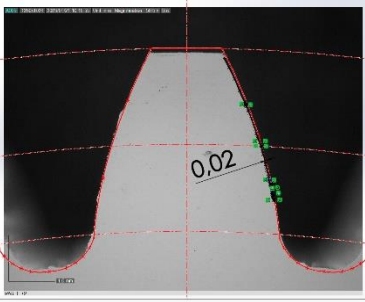
PA6/1/1_-1



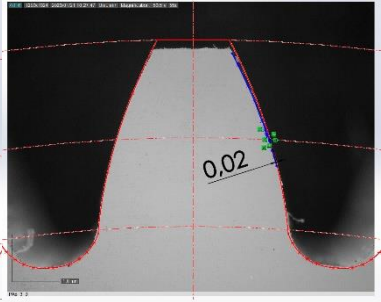
PA6/1/1_-2



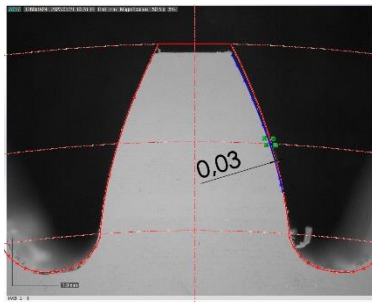
PA6/1/1_+1



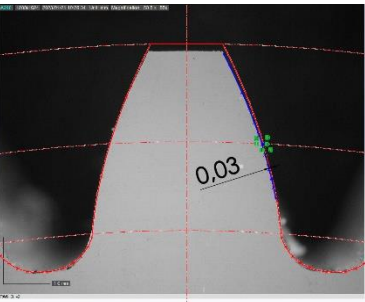
PA6/1/1_+2



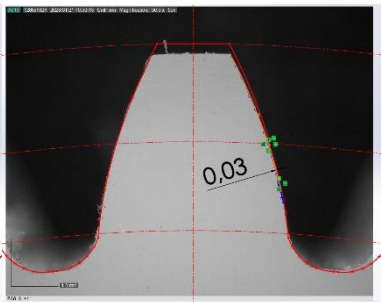
PA6/1/3_0



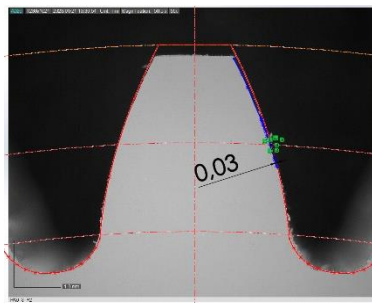
PA6/1/3_-1



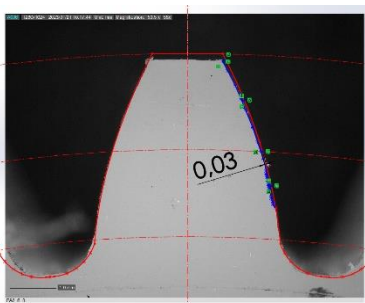
PA6/1/3_-2



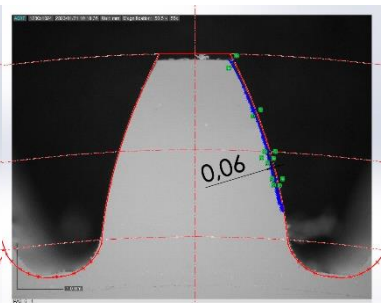
PA6/1/3_+1



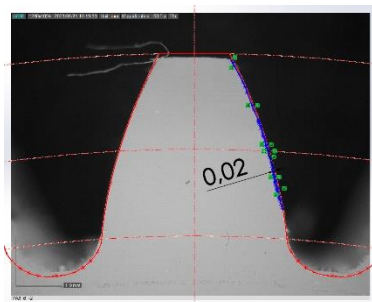
PA6/1/3_+2



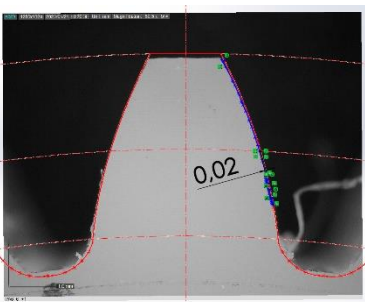
PA6/2/1_0



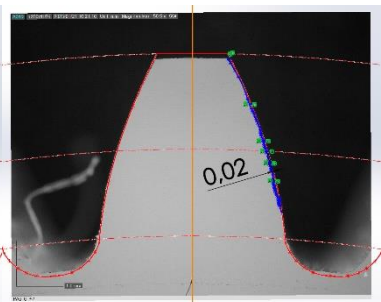
PA6/2/1_-1



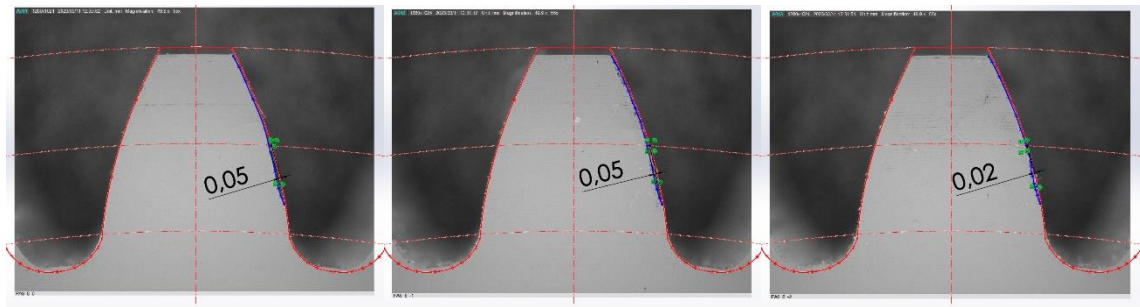
PA6/2/1_-2



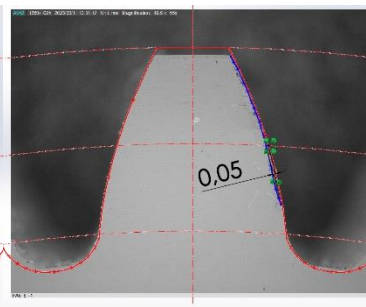
PA6/2/1_+1



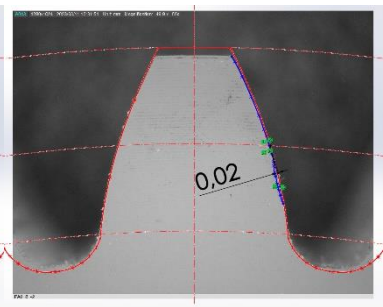
PA6/2/1_+2



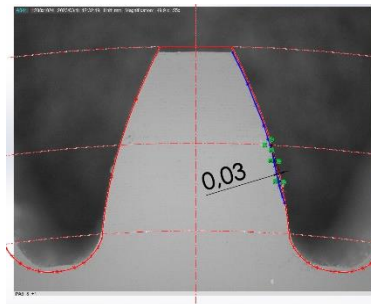
PA6/2/3_0



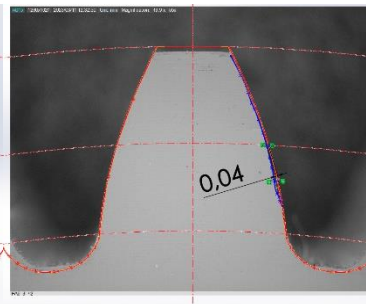
PA6/2/3_-1



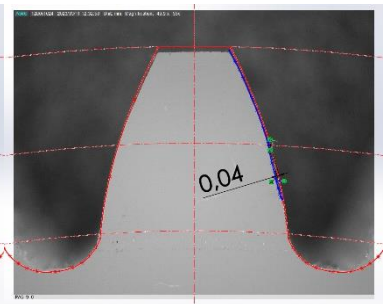
PA6/2/3_-2



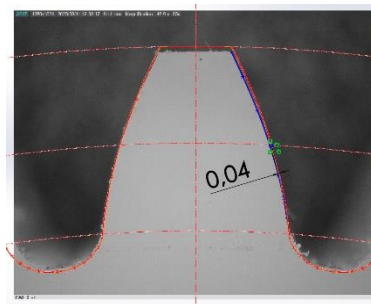
PA6/2/3_+1



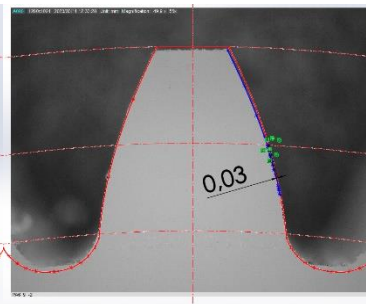
PA6/2/3_+2



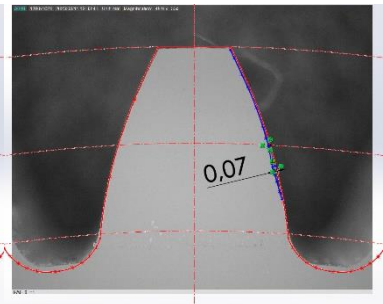
PA6/2/4_0



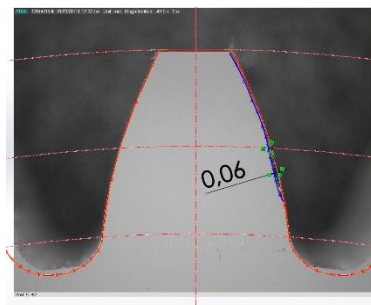
PA6/2/4_-1



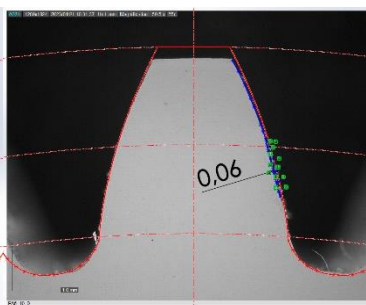
PA6/2/4_-2



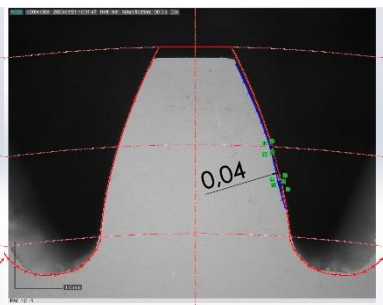
PA6/2/4_+1



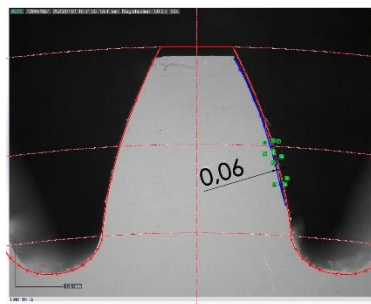
PA6/2/4_+2



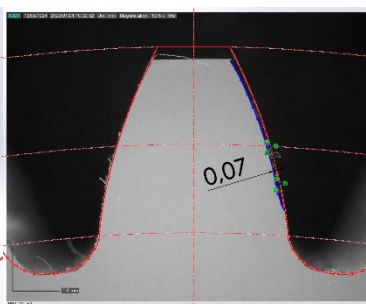
PA6/2/5_0



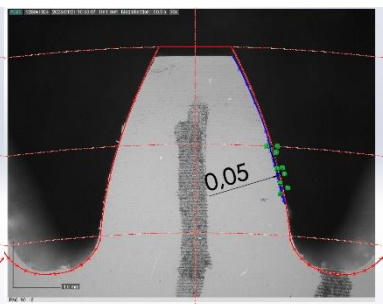
PA6/2/5_-1



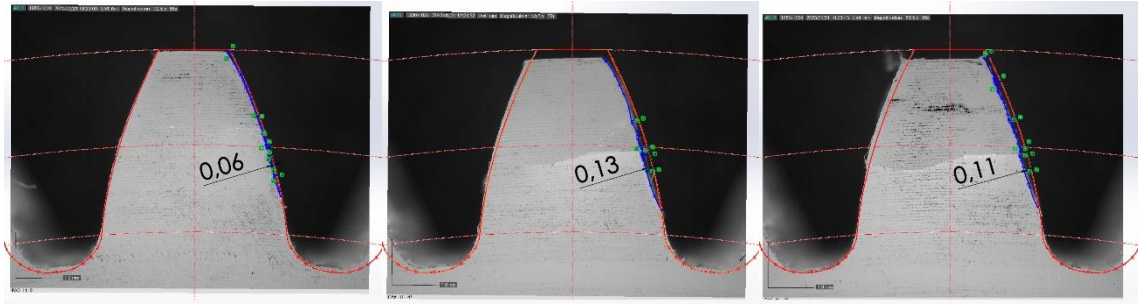
PA6/2/5_-2



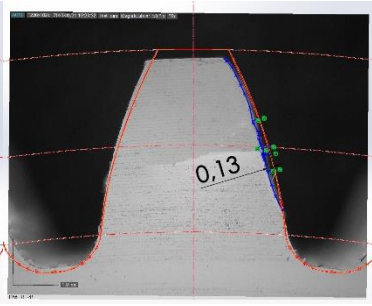
PA6/2/5_+1



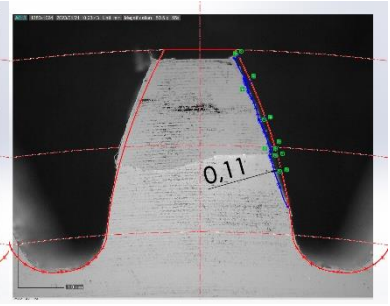
PA6/2/5_+2



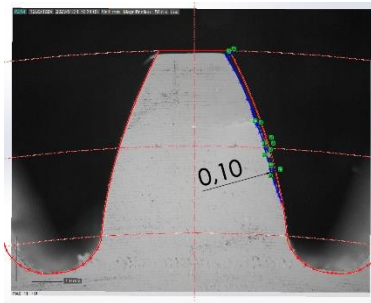
PA6/3/1_0



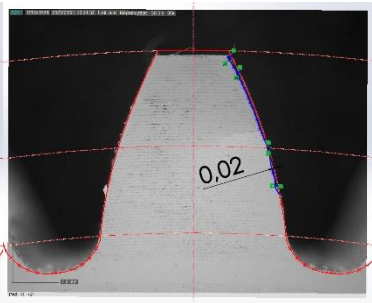
PA6/3/1_-1



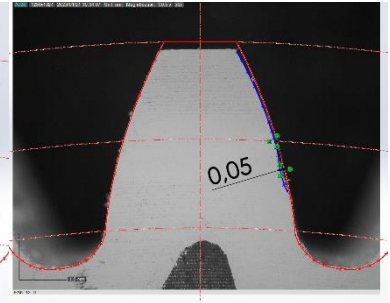
PA6/3/1_-2



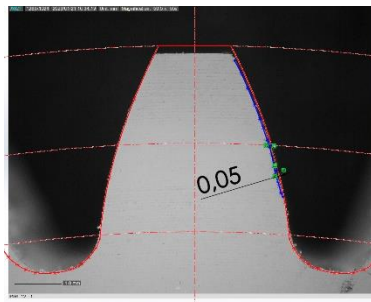
PA6/3/1_+1



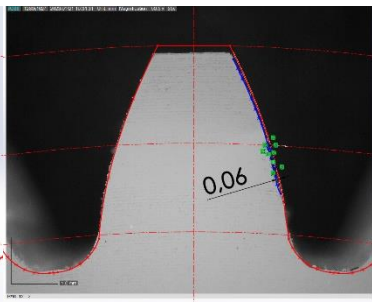
PA6/3/1_+2



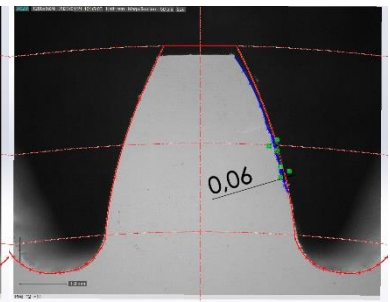
PA6/3/2_0



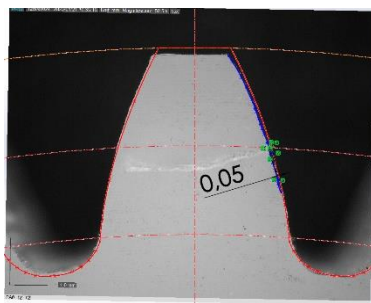
PA6/3/2_-1



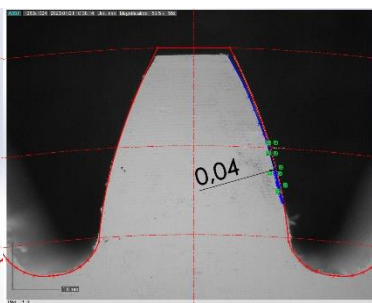
PA6/3/2_-2



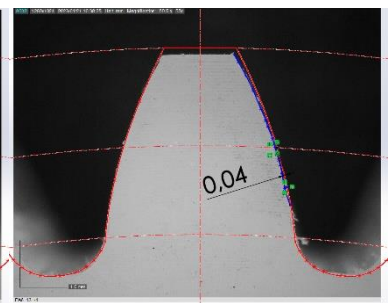
PA6/3/2_+1



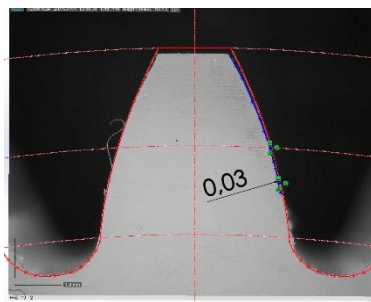
PA6/3/2_+2



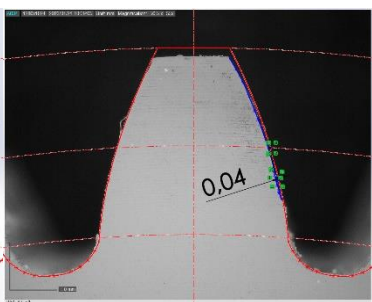
PA6/3/3_0



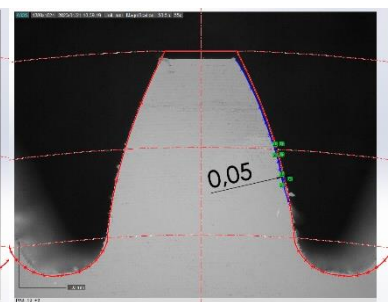
PA6/3/3_-1



PA6/3/3_-2

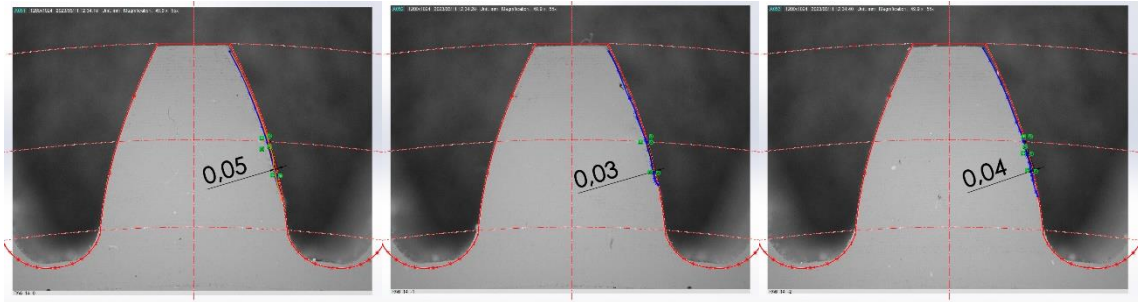


PA6/3/3_+1



PA6/3/3_+2

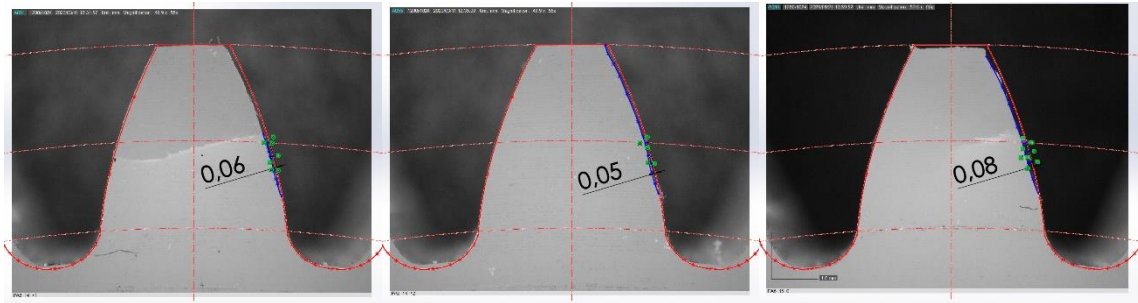
Mellékletek



PA6/3/4_0

PA6/3/4_-1

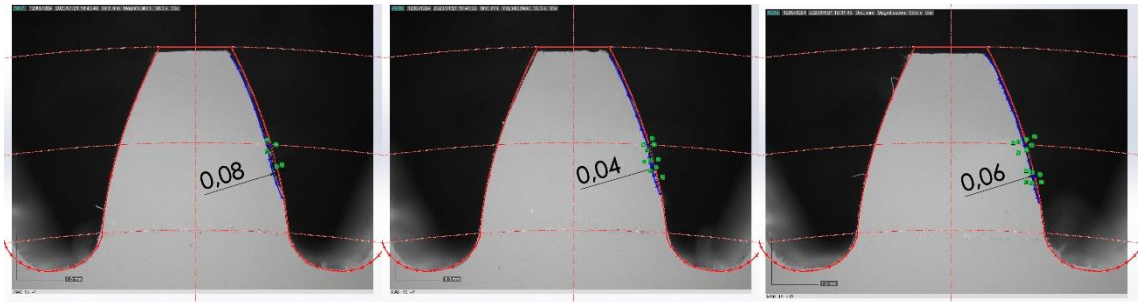
PA6/3/4_-2



PA6/3/4_+1

PA6/3/4_+2

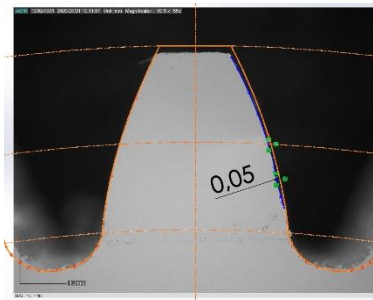
PA6/3/5_0



PA6/3/5_-1

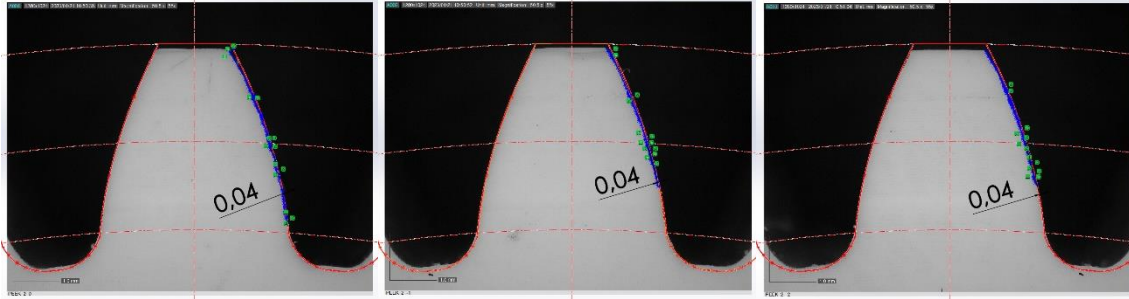
PA6/3/5_-2

PA6/3/5_+1



PA6/3/5_+2

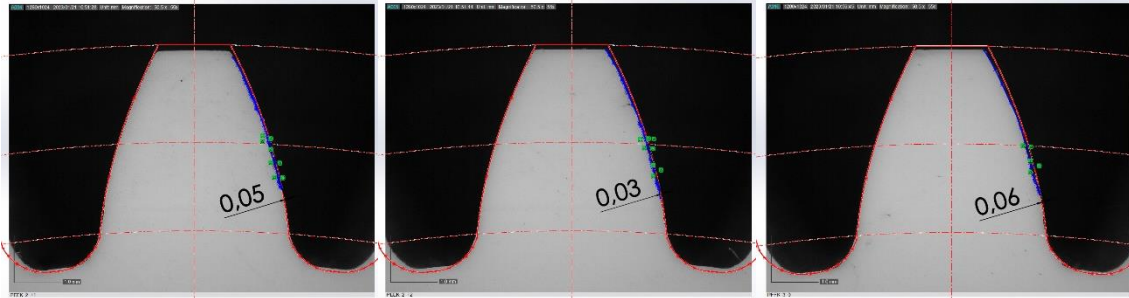
PEEK fogaskerek mikroszkóp felvételei:



PEEK/1/2_0

PEEK/1/2_1

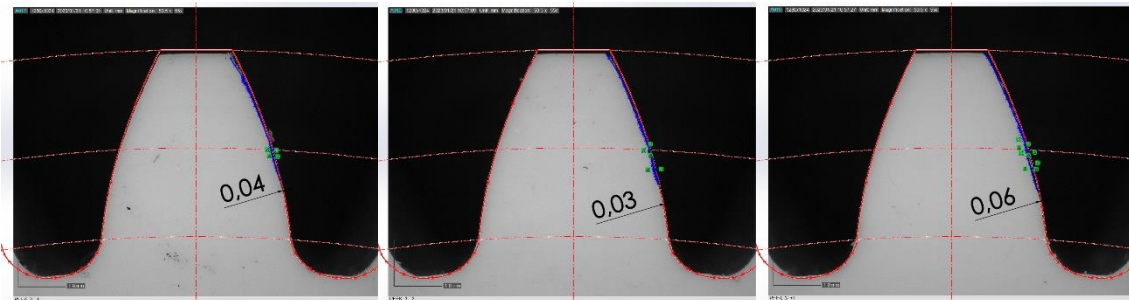
PEEK/1/2_2



PEEK/1/2_+1

PEEK/1/2_+2

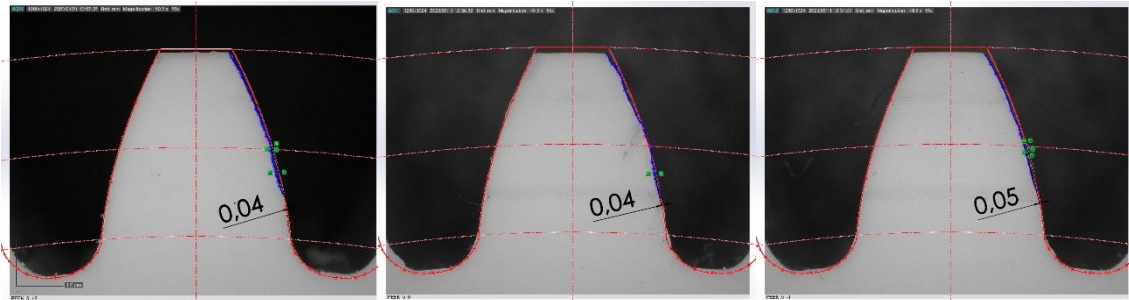
PEEK/1/3_0



PEEK/1/3_-1

PEEK/1/3_-2

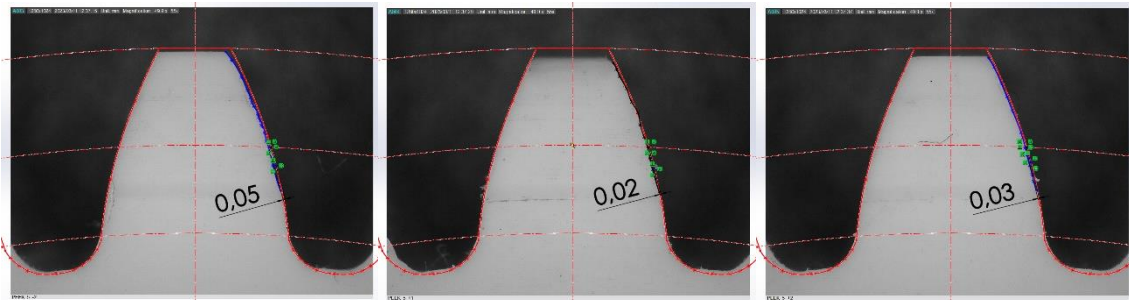
PEEK/1/3_+1



PEEK/1/3_+2

PEEK/1/5_0

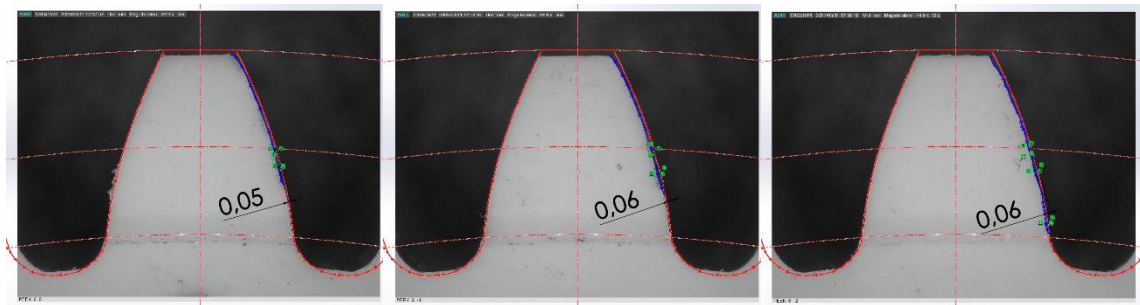
PEEK/1/5_-1



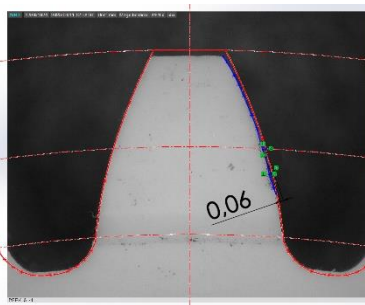
PEEK/1/5_-2

PEEK/1/5_+1

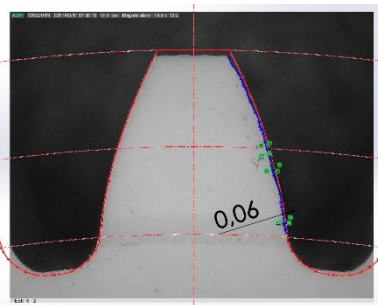
PEEK/1/5_+2



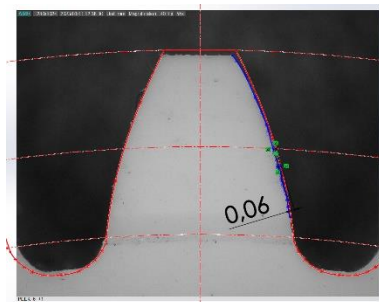
PEEK/2/1_0



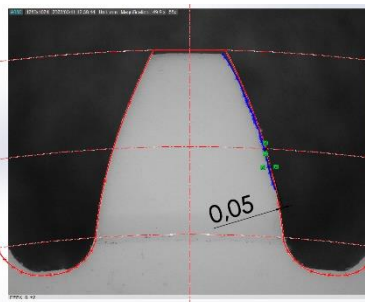
PEEK/2/1_-1



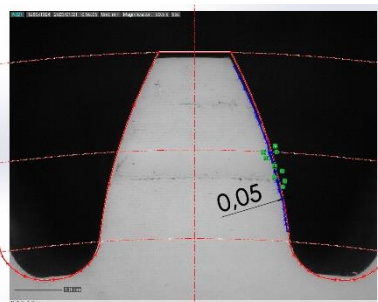
PEEK/2/1_-2



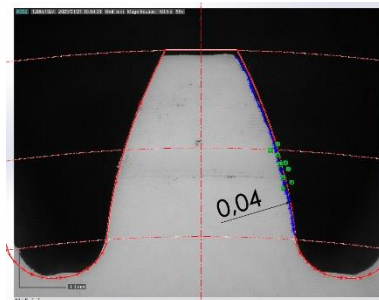
PEEK/2/1_+1



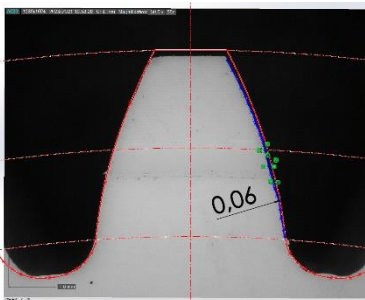
PEEK/2/1_+2



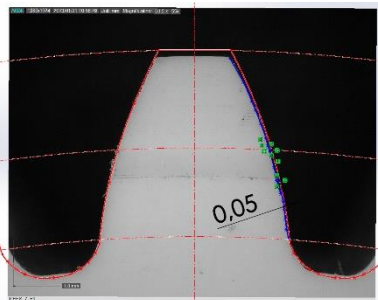
PEEK/2/2_0



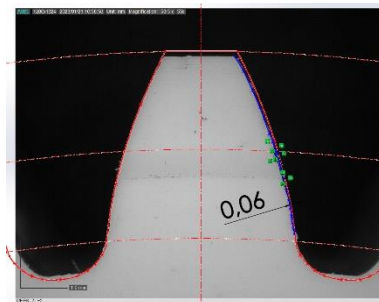
PEEK/2/2_-1



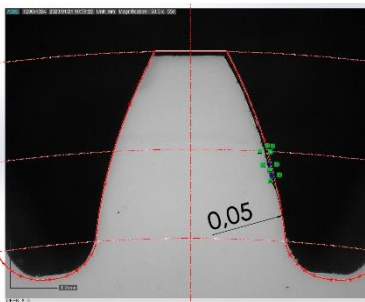
PEEK/2/2_-2



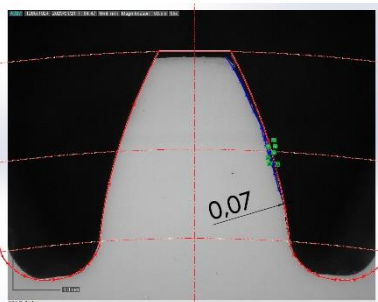
PEEK/2/2_+1



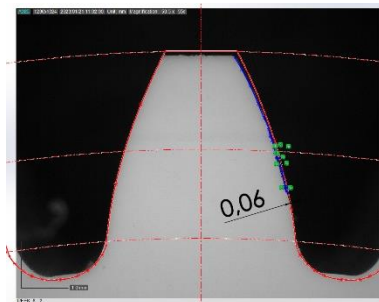
PEEK/2/2_+2



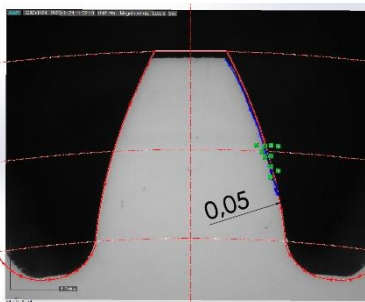
PEEK/2/3_0



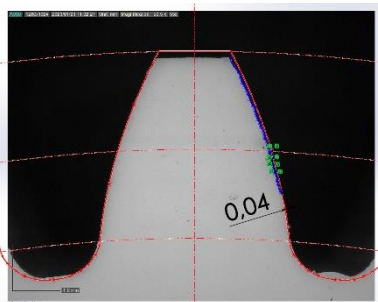
PEEK/2/3_-1



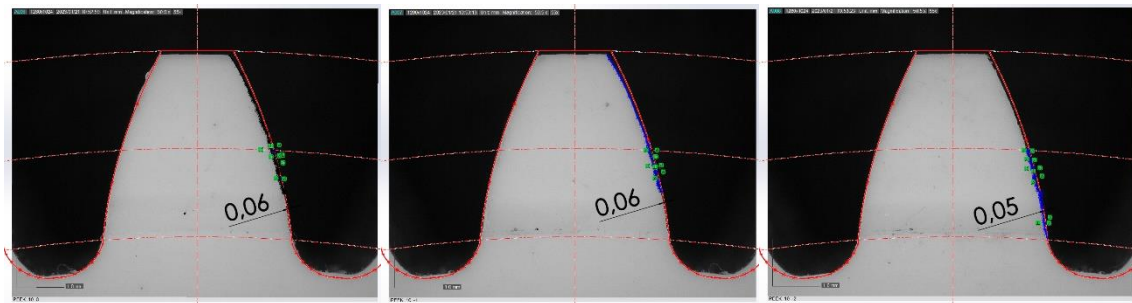
PEEK/2/3_-2



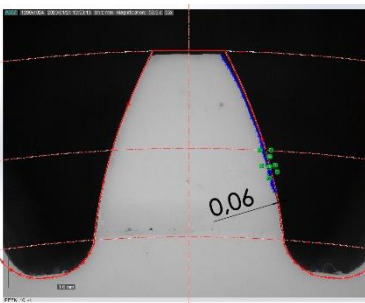
PEEK/2/3_+1



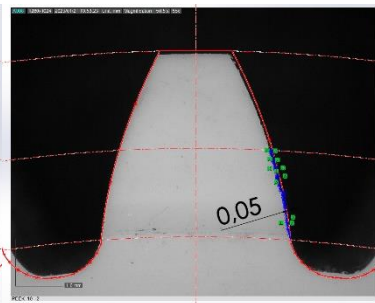
PEEK/2/3_+2



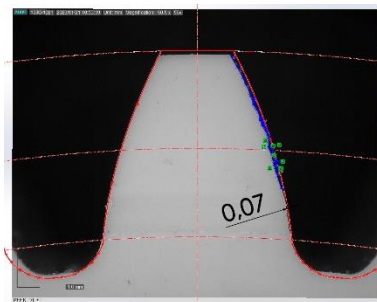
PEEK/2/5_0



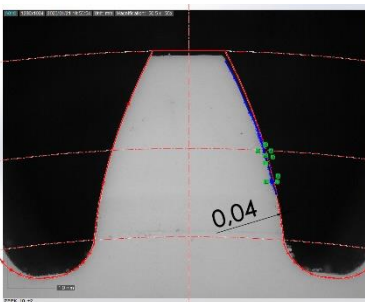
PEEK/2/5_-1



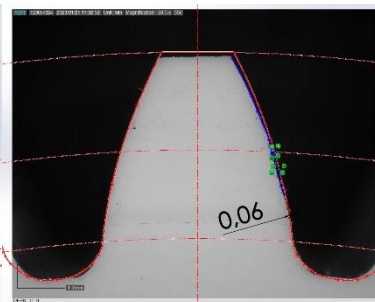
PEEK/2/5_-2



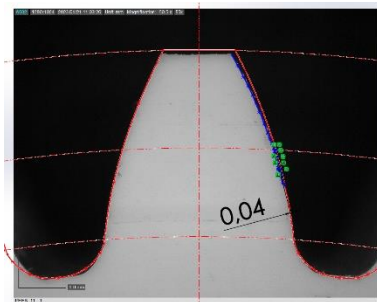
PEEK/2/5_+1



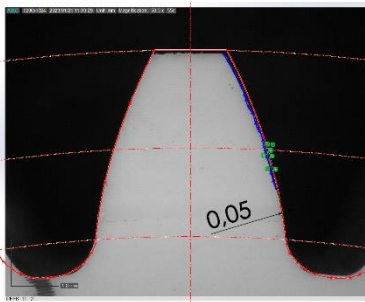
PEEK/2/5_+2



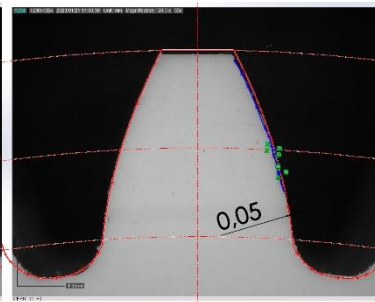
PEEK/3/1_0



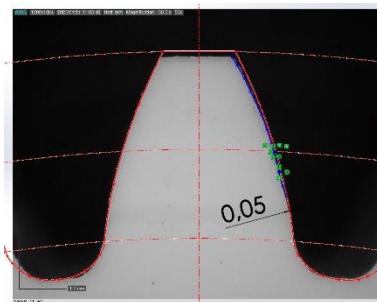
PEEK/3/1_-1



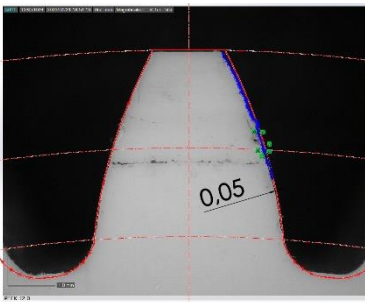
PEEK/3/1_-2



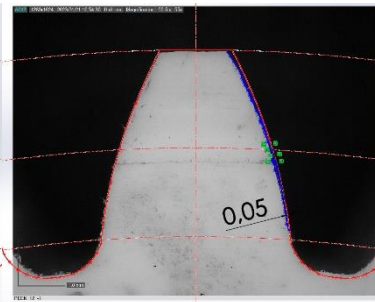
PEEK/3/1_+1



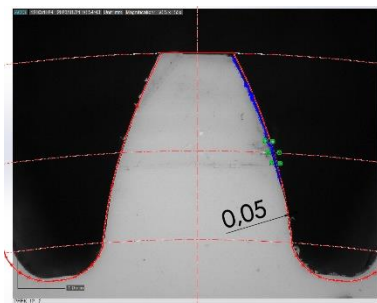
PEEK/3/1_+2



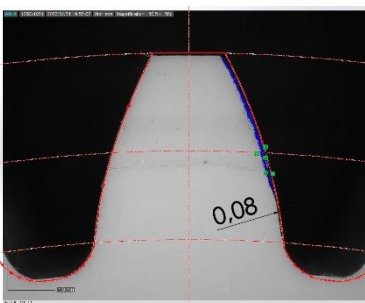
PEEK/3/2_0



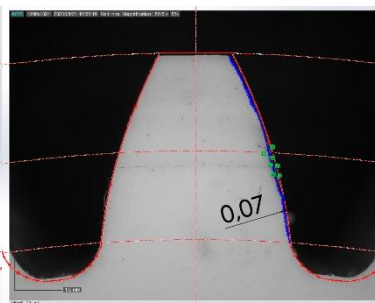
PEEK/3/2_-1



PEEK/3/2_-2

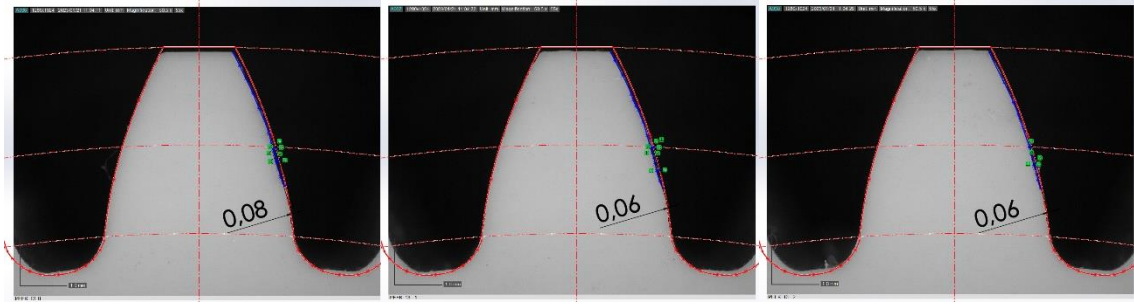


PEEK/3/2_+1



PEEK/3/2_+2

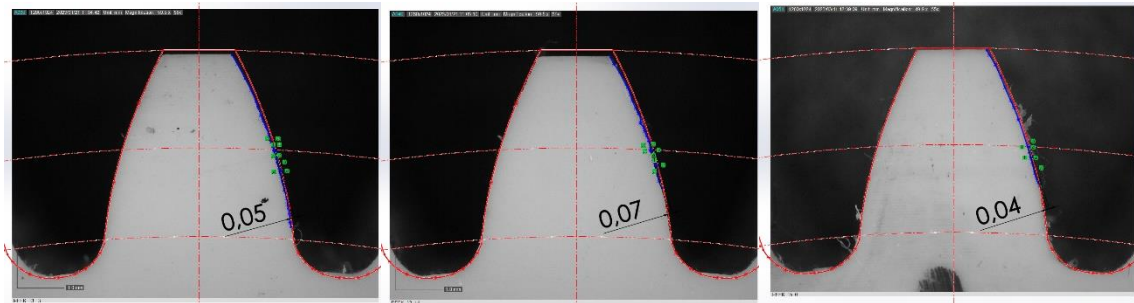
Mellékletek



PEEK/3/3_0

PEEK/3/3_-1

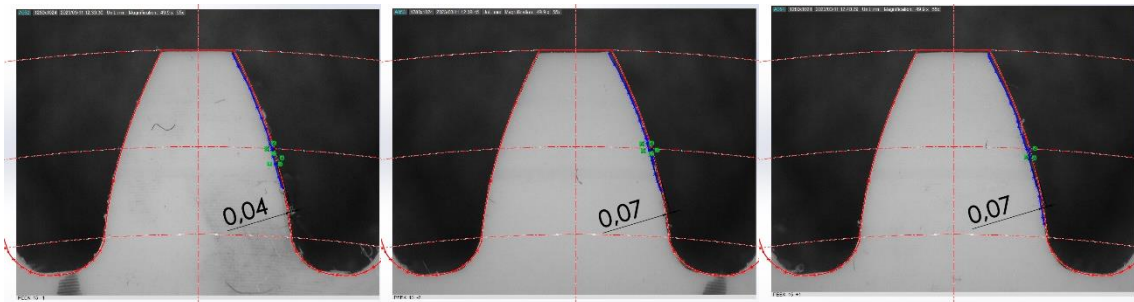
PEEK/3/3_-2



PEEK/3/3_+1

PEEK/3/3_+2

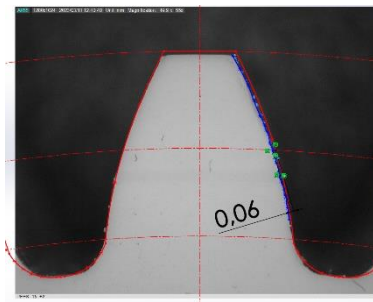
PEEK/3/5_0



PEEK/3/5_-1

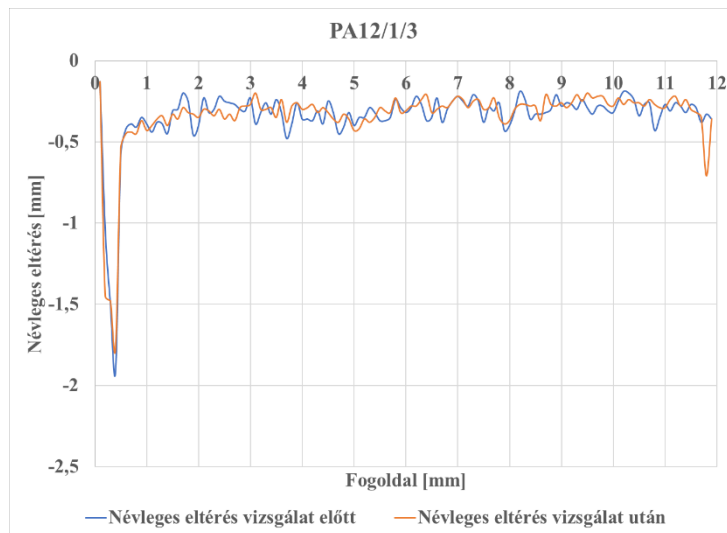
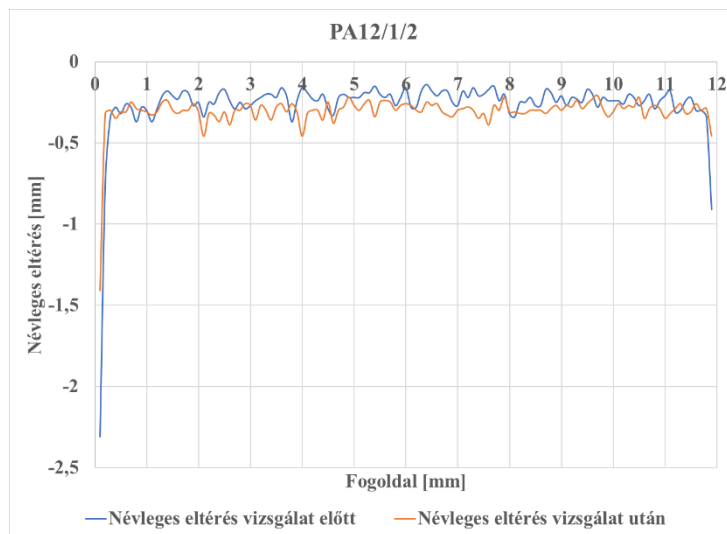
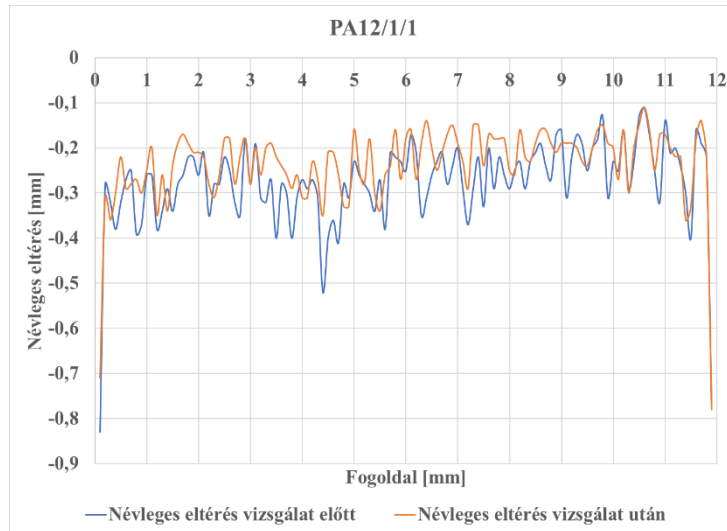
PEEK/3/5_-2

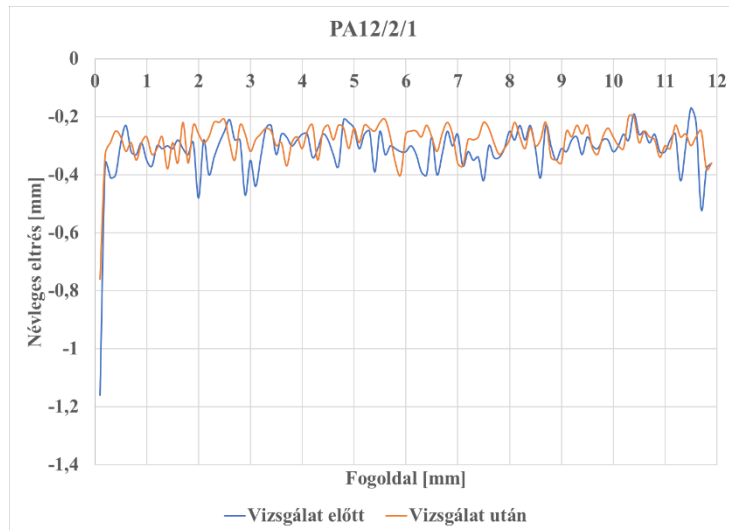
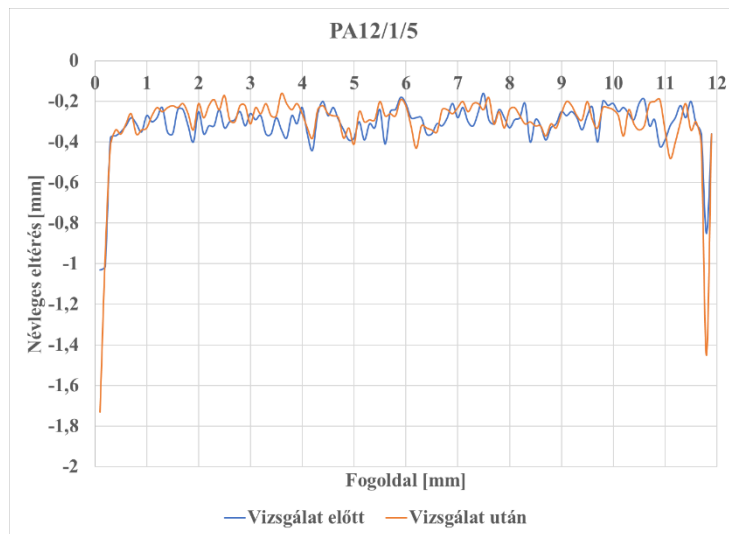
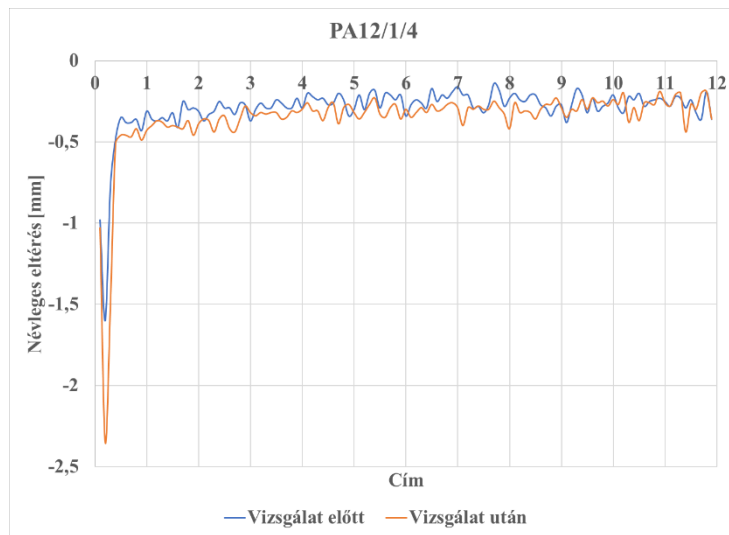
PEEK/3/5_+1

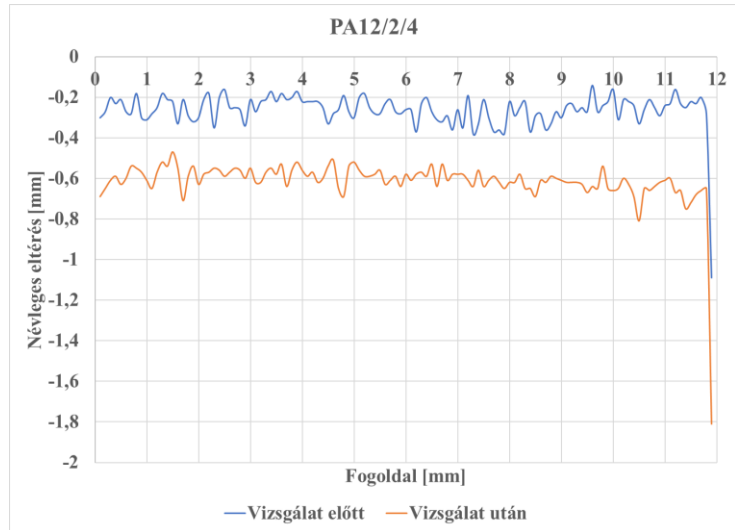
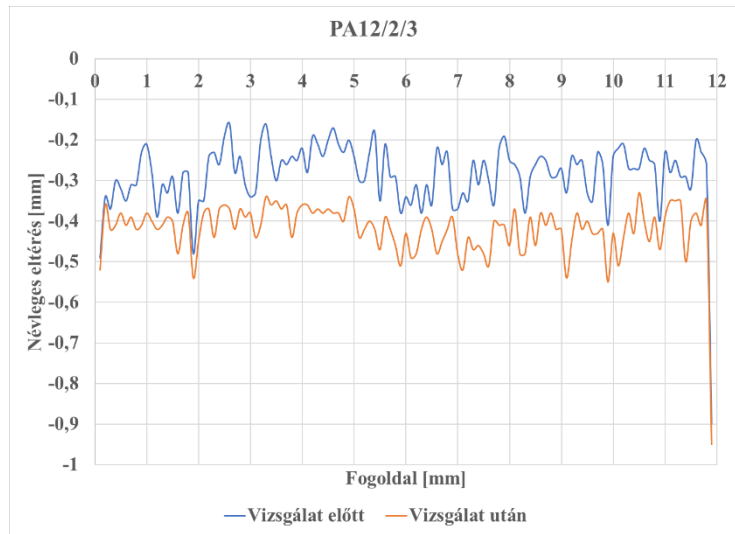
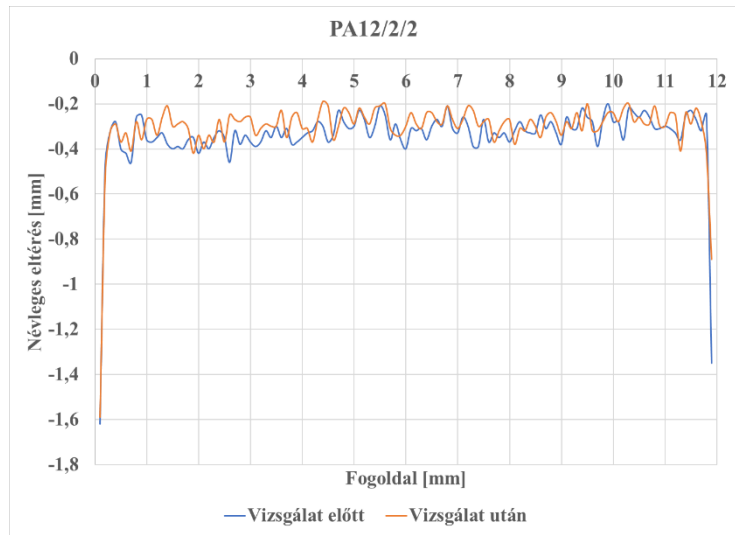


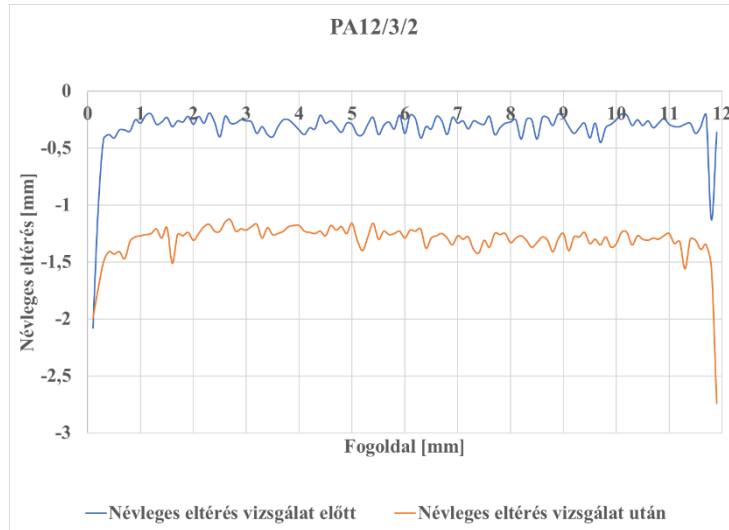
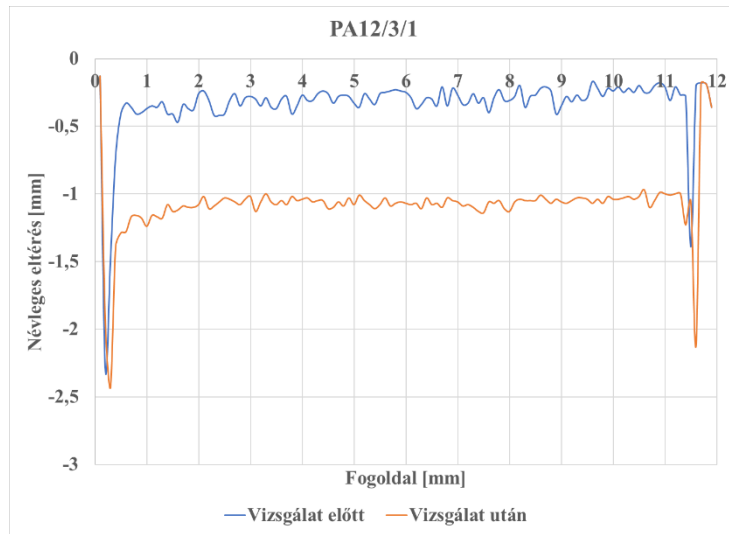
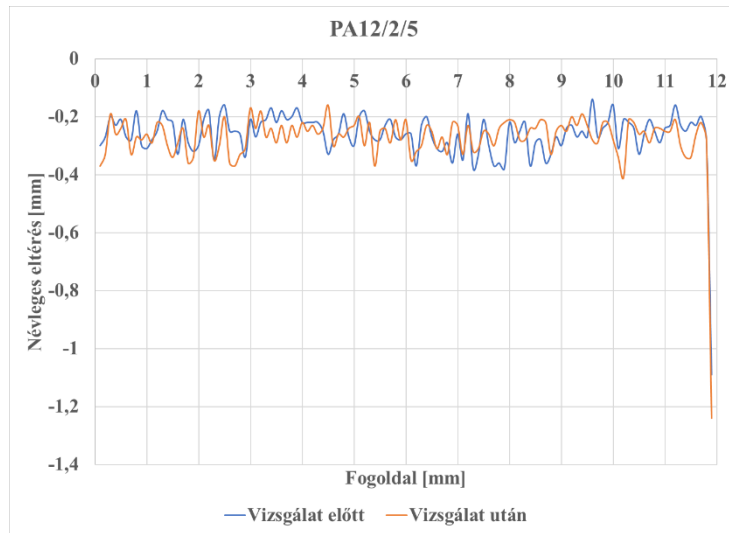
PEEK/3/5_+2

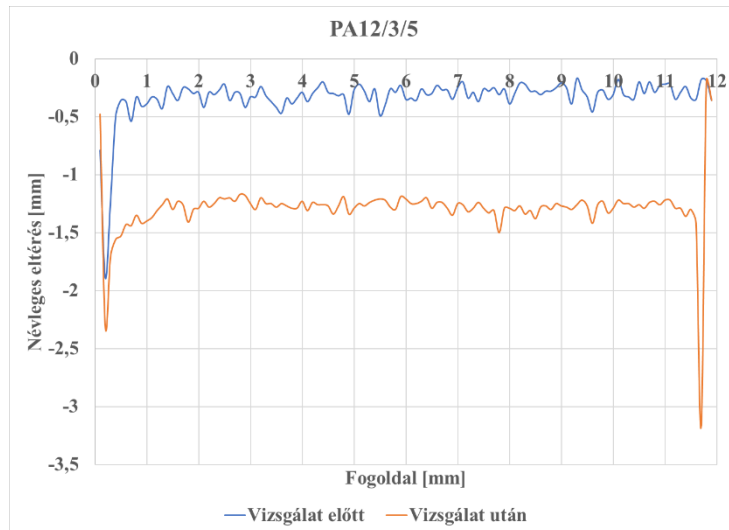
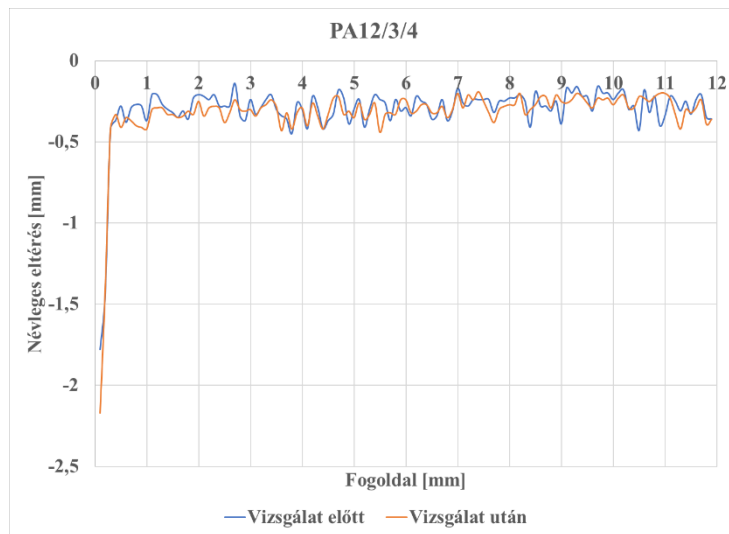
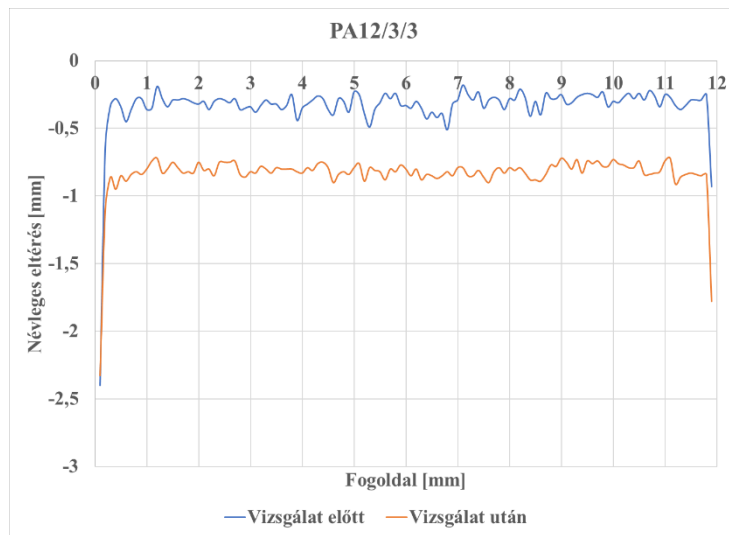
M6. XCT kopás diagramok

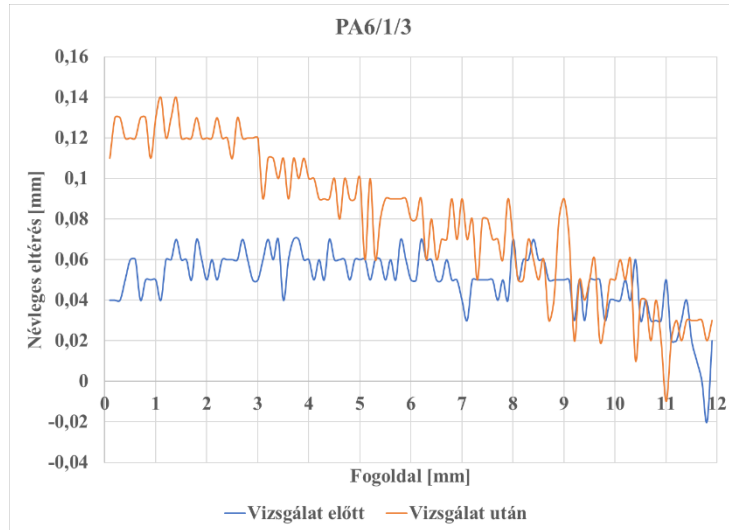
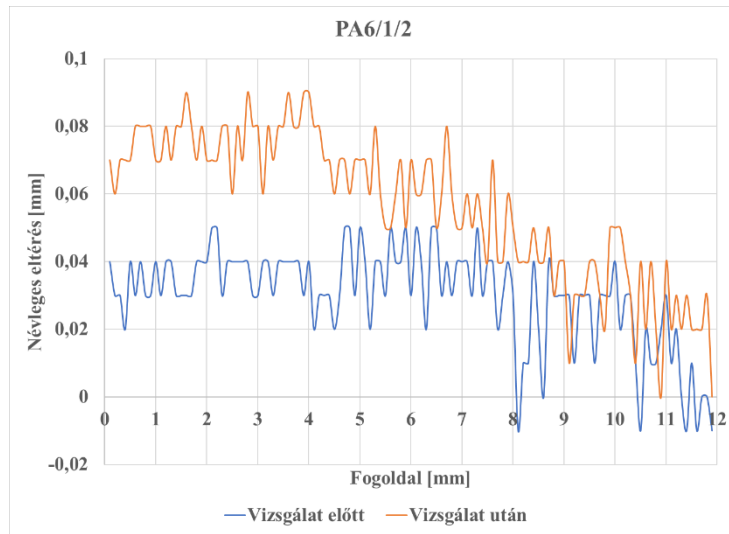
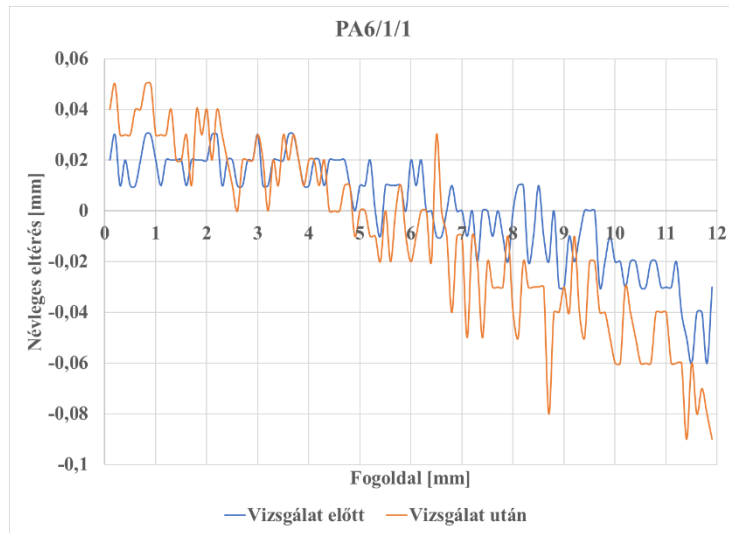


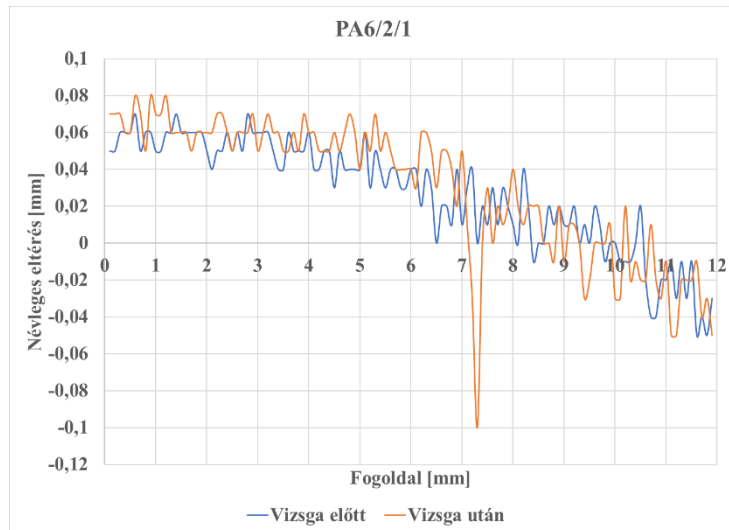
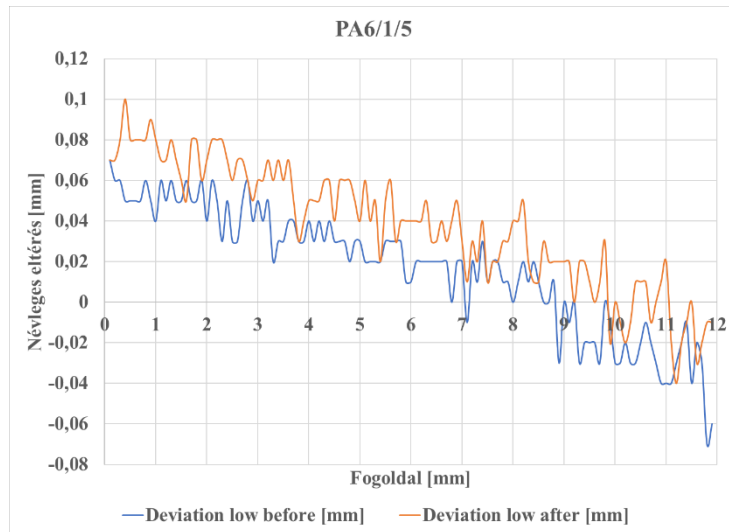
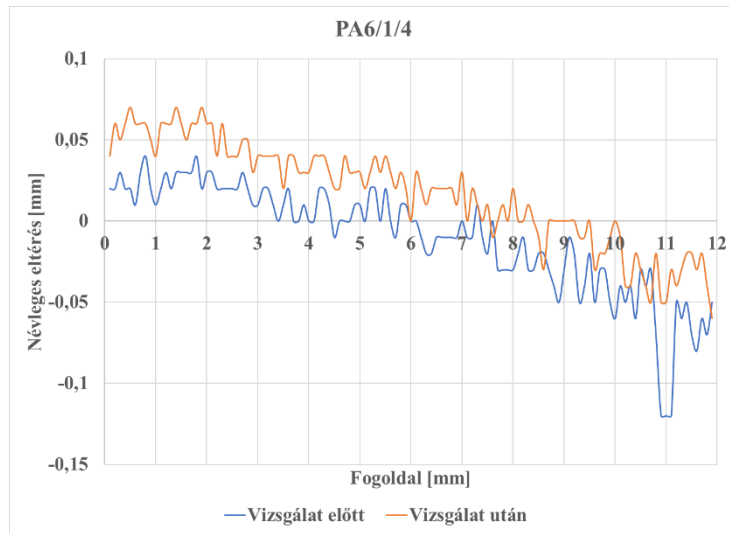


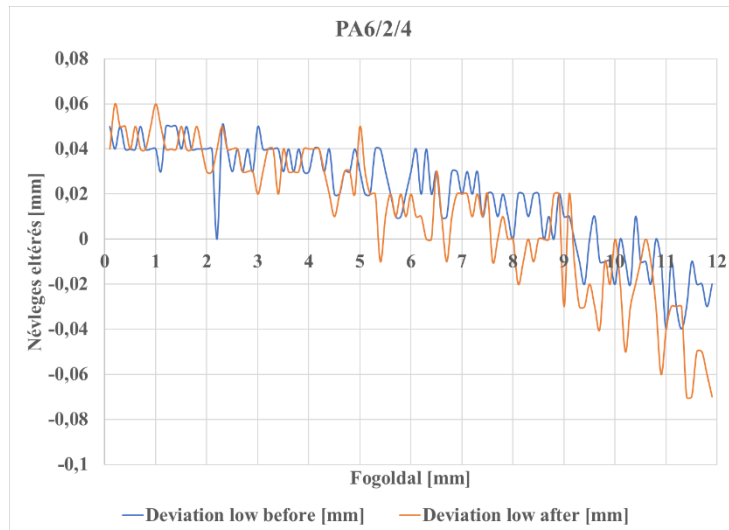
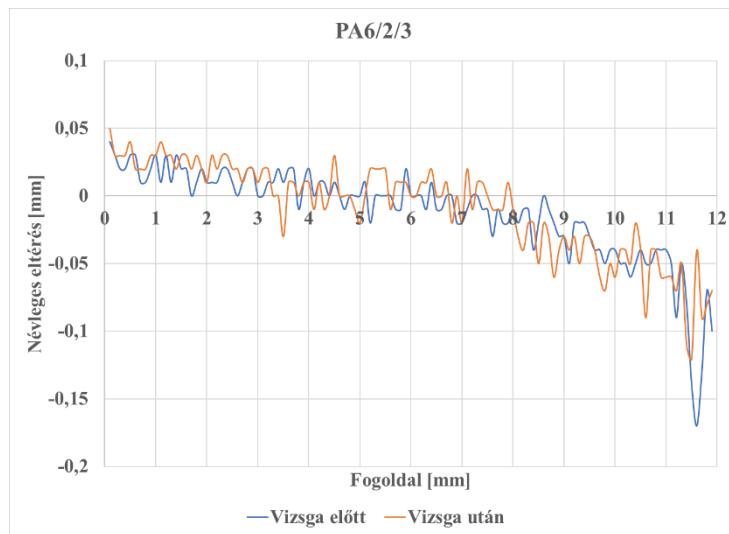
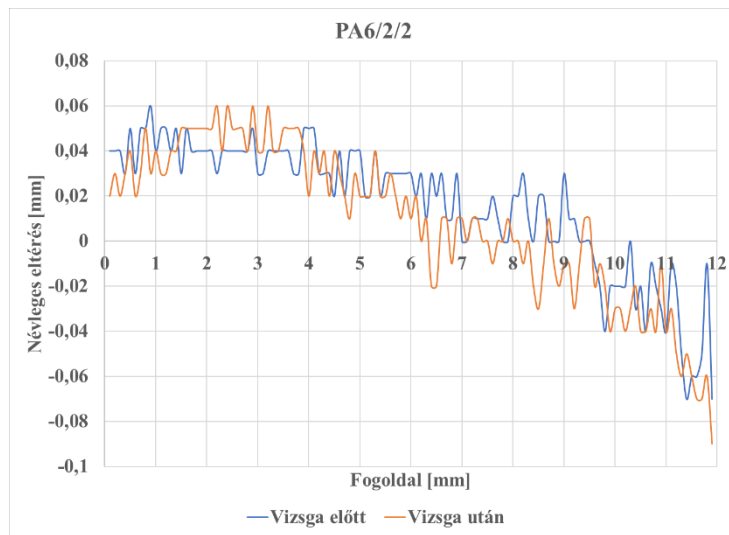


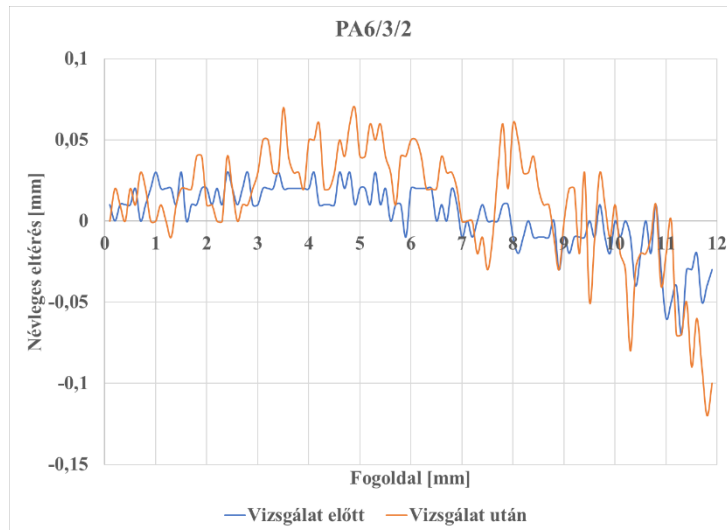
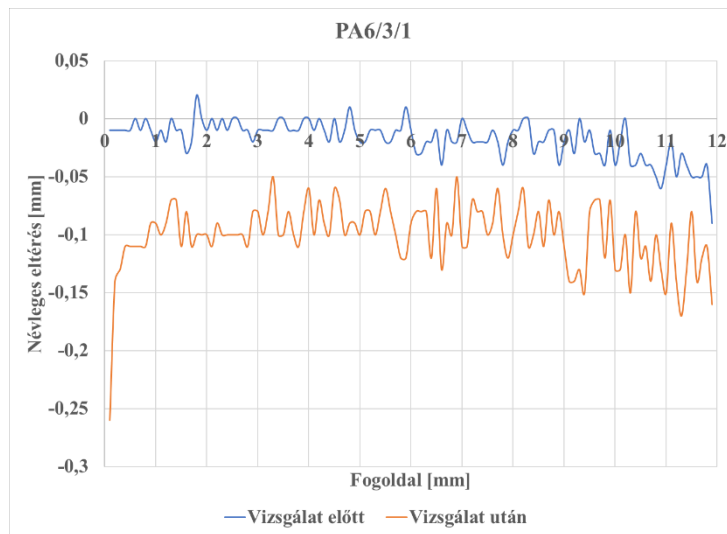
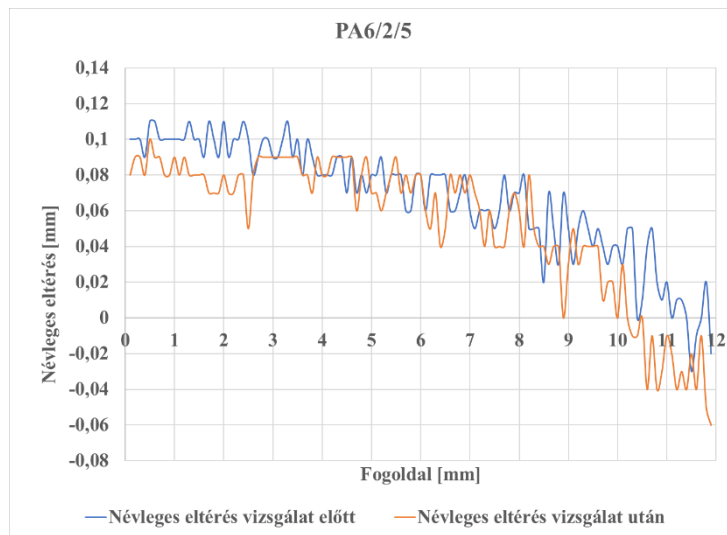


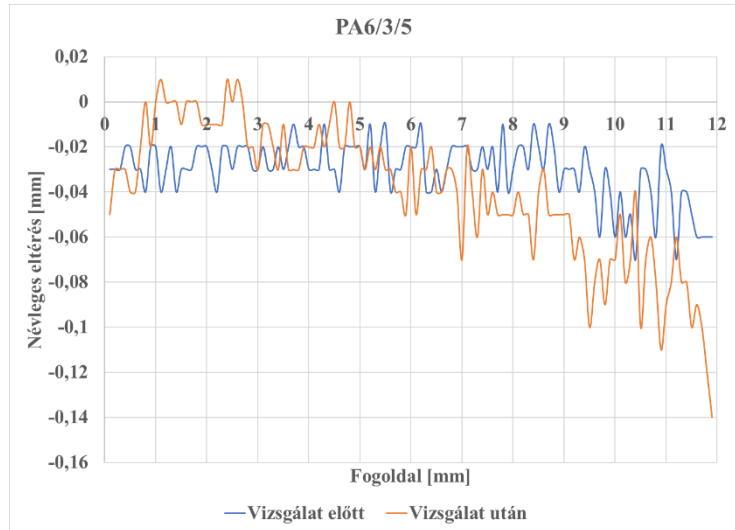
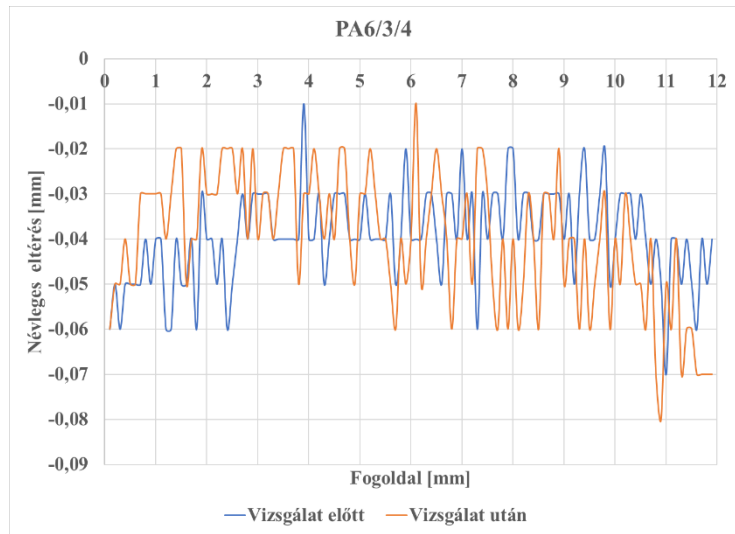
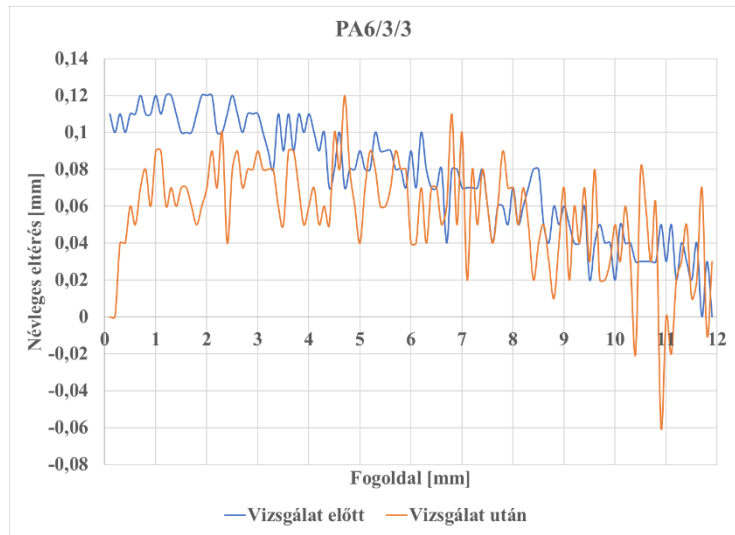


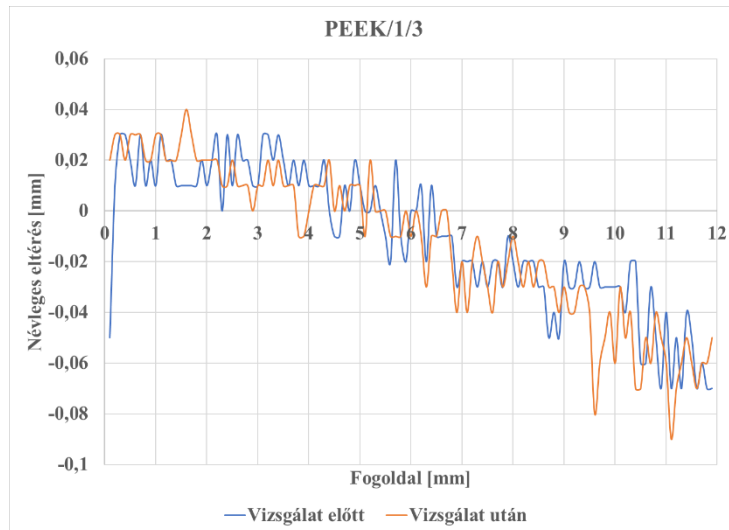
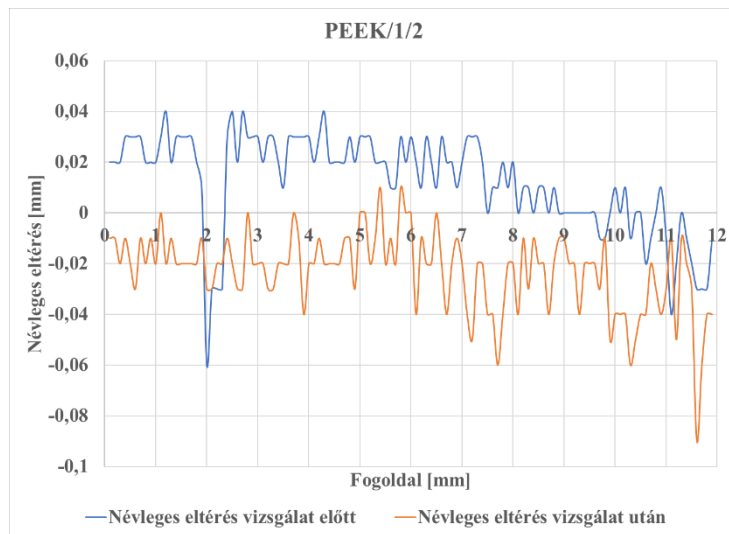
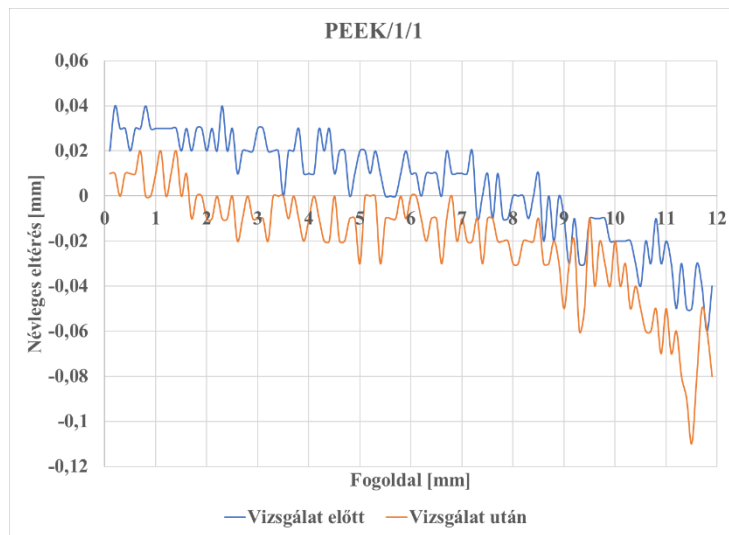


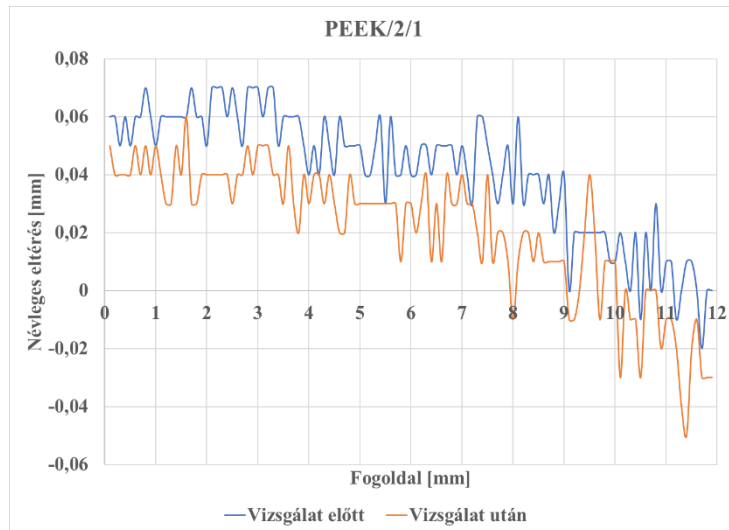
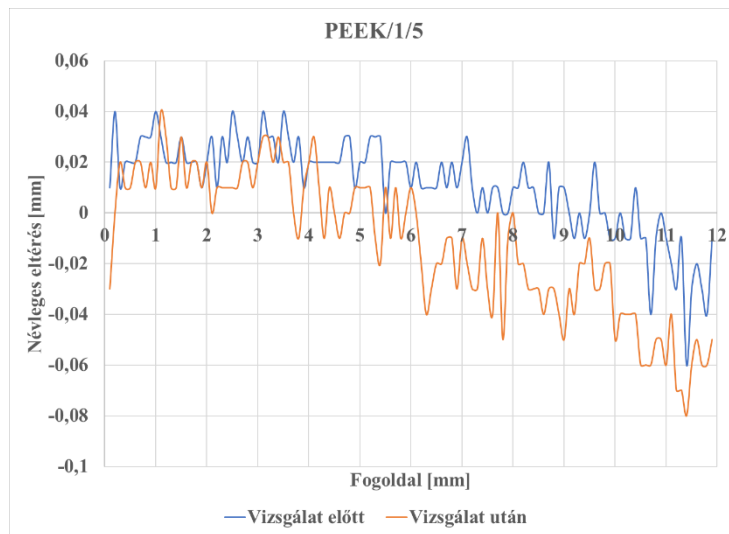
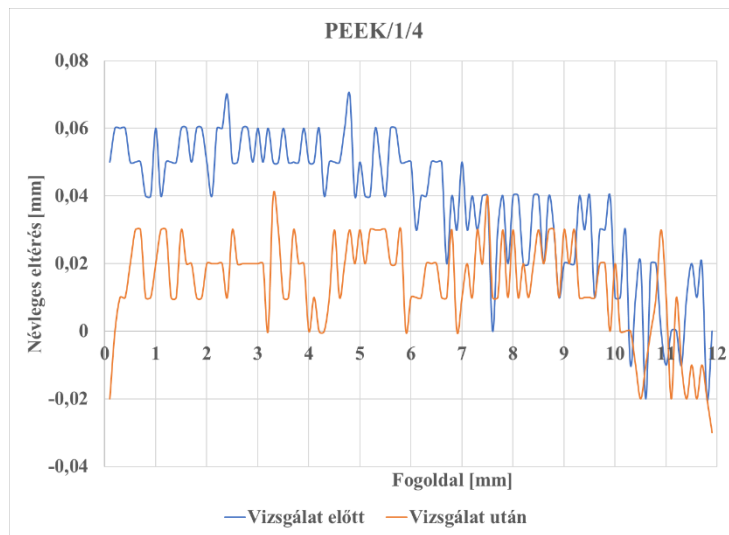


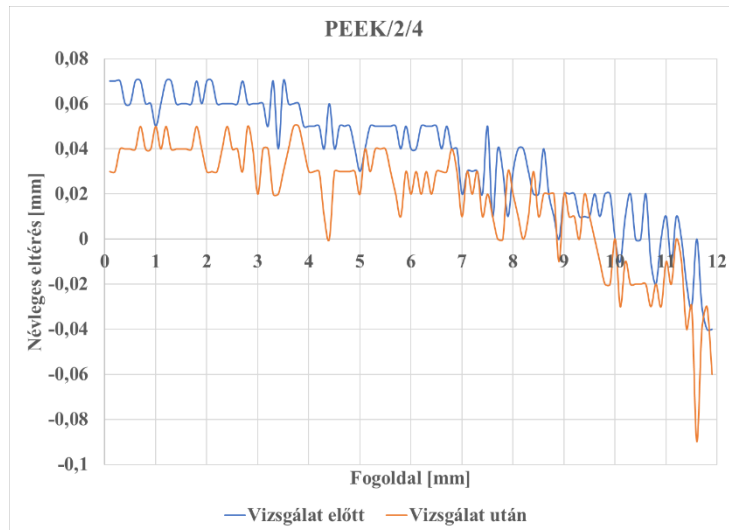
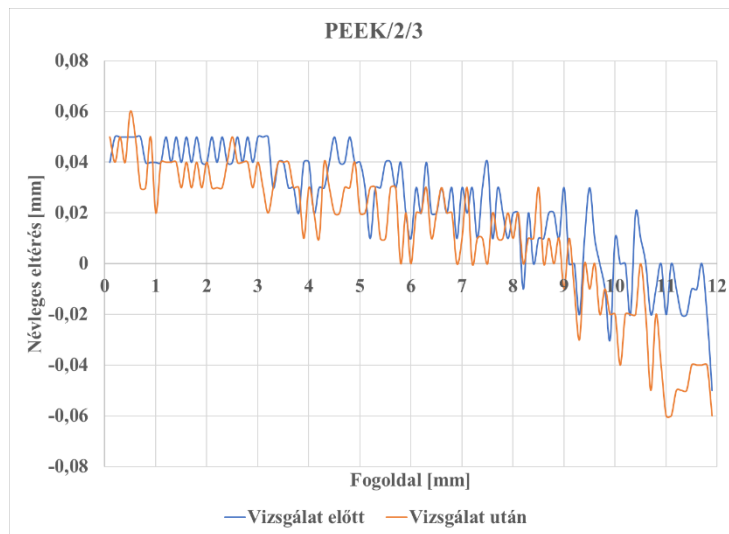
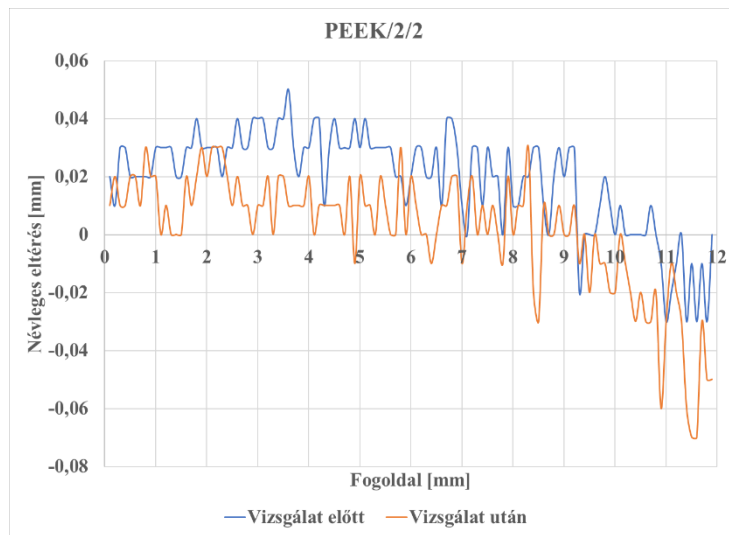


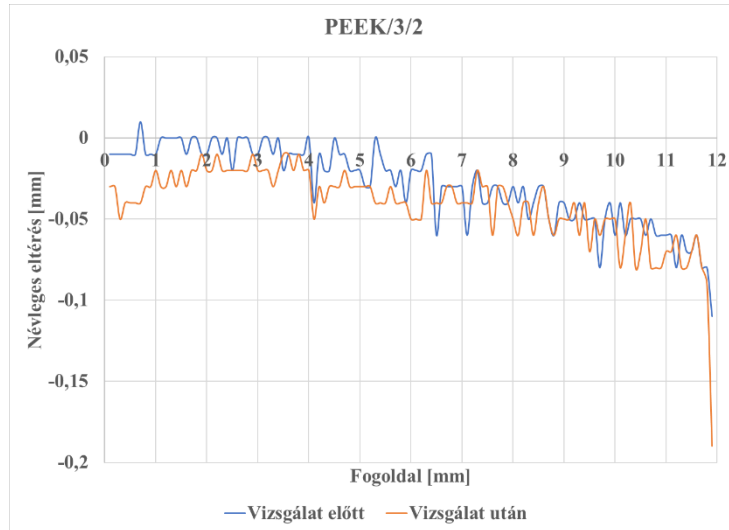
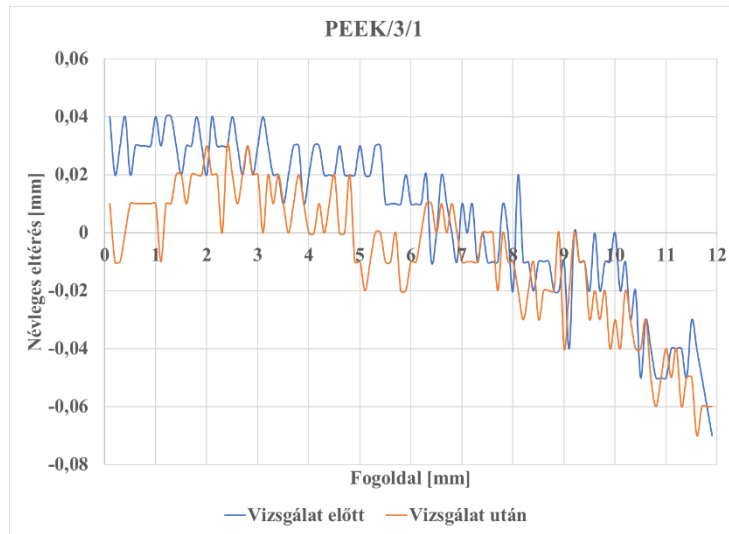
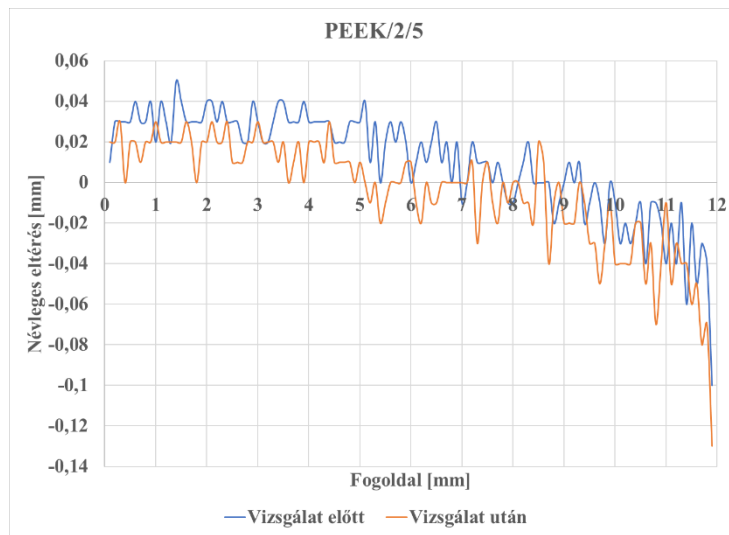


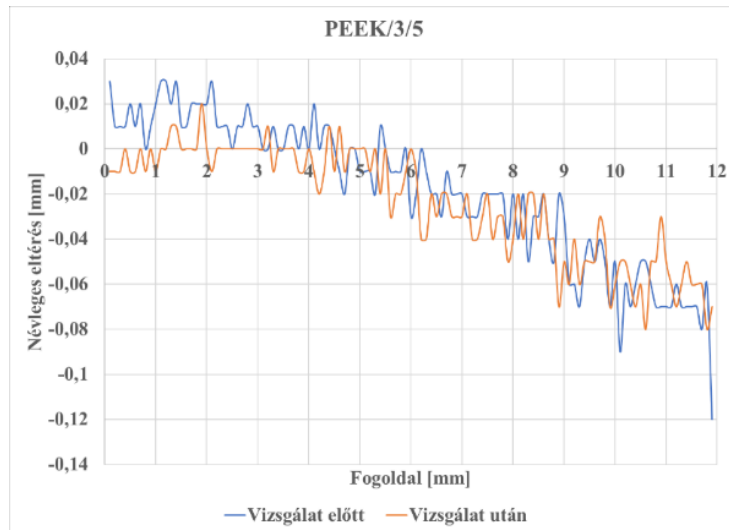
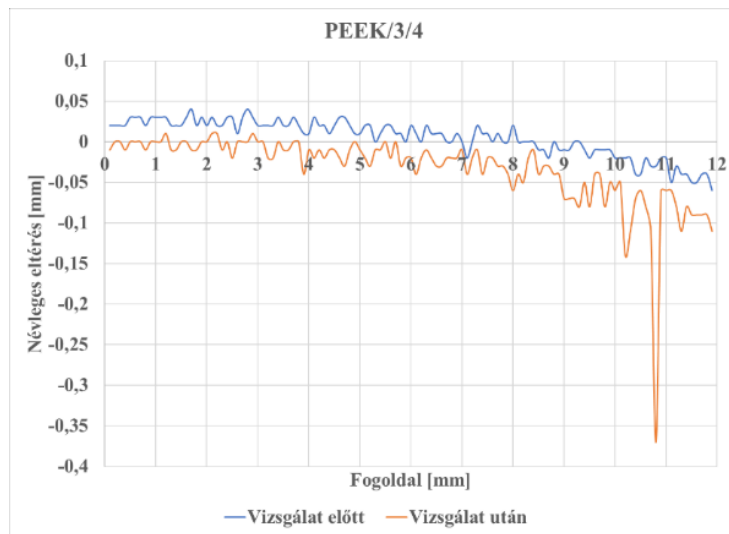
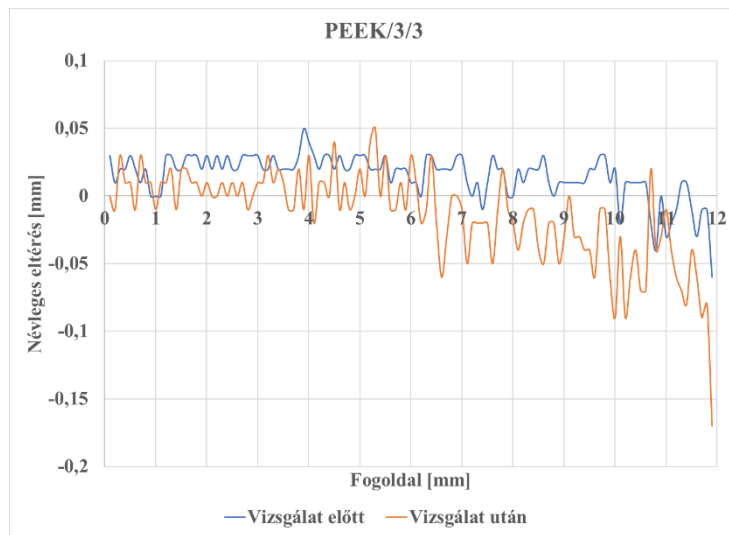








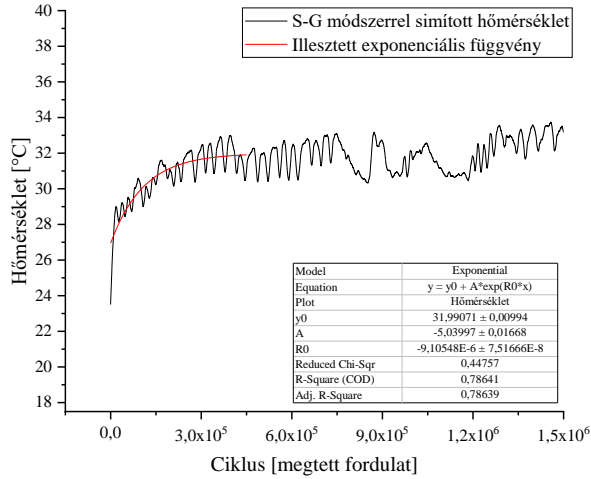




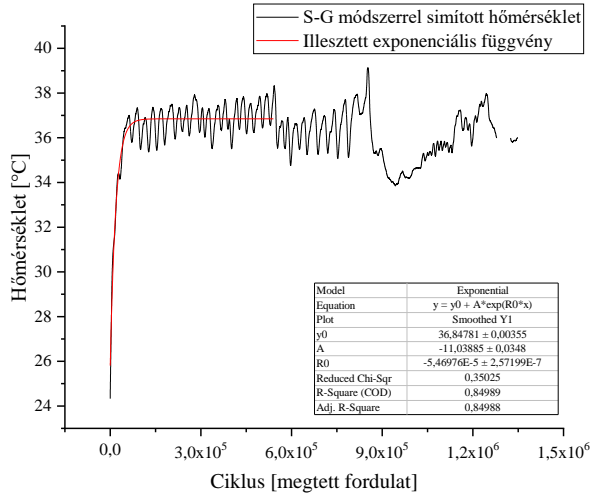
M7. Exponenciális típusú telítődési függvény illesztése a hőmérséklet görbékre

Az alábbi diagramokon eltérő a jelölés, mint a dolgozatban. Ennek oka a szoftver beállításában keresendő. Az egyértelműség érdekében a diagramokon szereplő jelölés a következőket jelenti: y_0 = „A” együttható, A = „B” együttható, R0 = „C” együttható. A diagramokon feltüntetett exponenciális függvény a dolgozatban (4.3) egyenlettel egyezik meg. A matematikai statisztikai kiértékelések során az y_0 , A és R0 értékek minden esetben pozitív értéként lettek figyelembe véve.

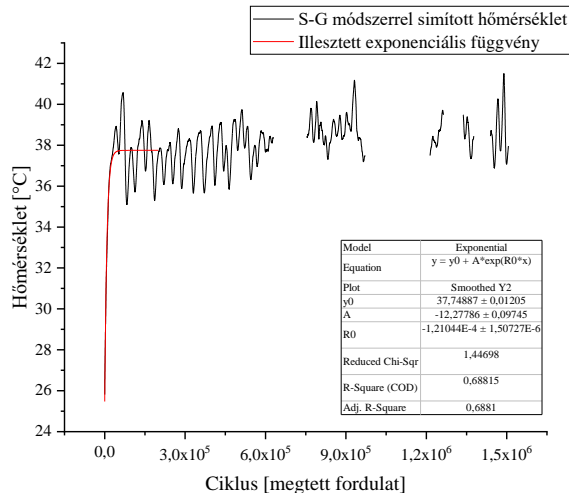
PA12 (1. terhelési szint, 1. mérés)



PA12 (1. terhelési szint, 2. mérés)

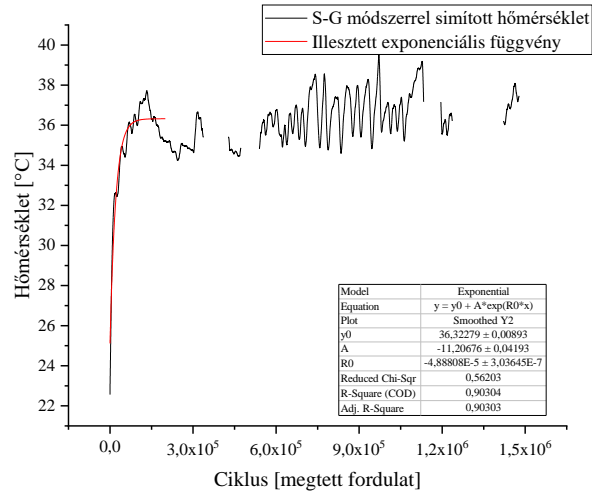


PA12 (1. terhelési szint, 3. mérés)

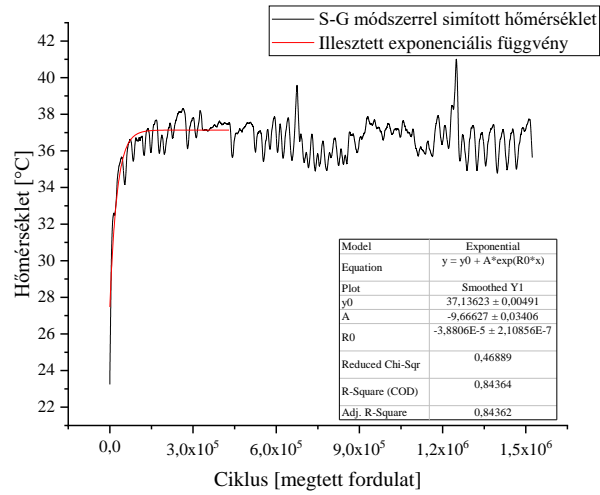


Mellékletek

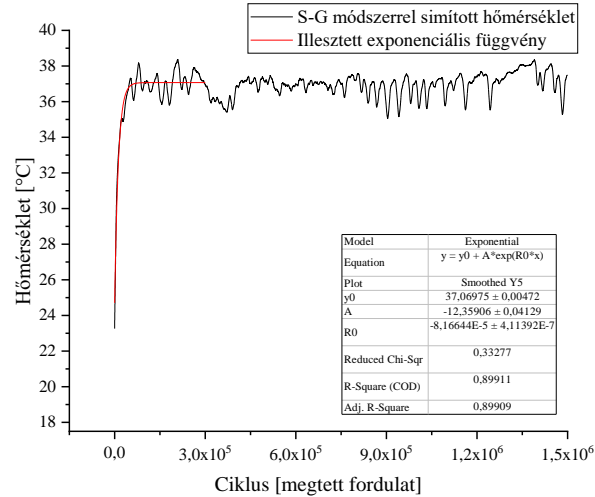
PA12 (1. terhelési szint, 4. mérés)



PA12 (1. terhelési szint, 5. mérés)

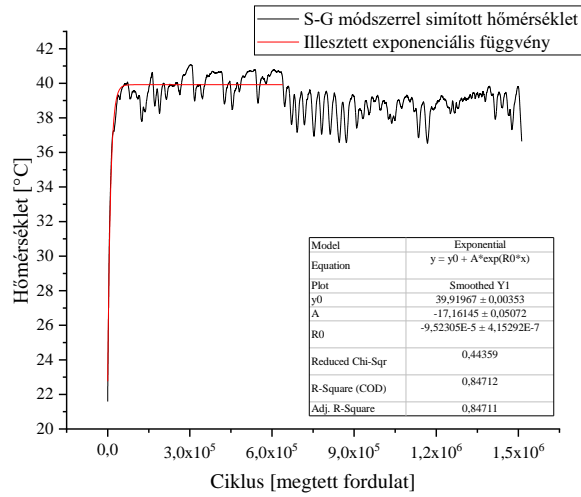


PA12 (2. terhelési szint, 1. mérés)

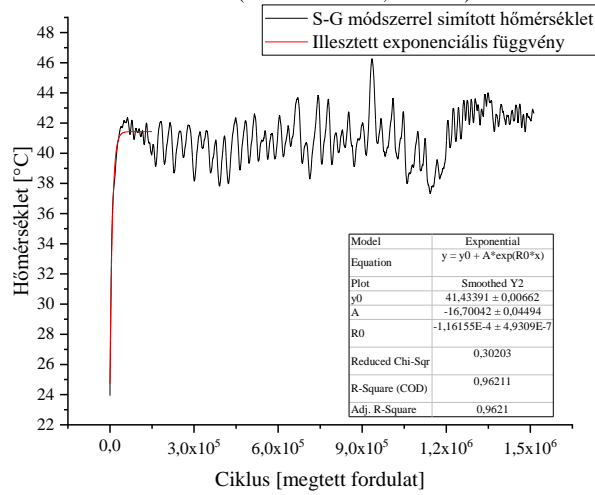


Melléletek

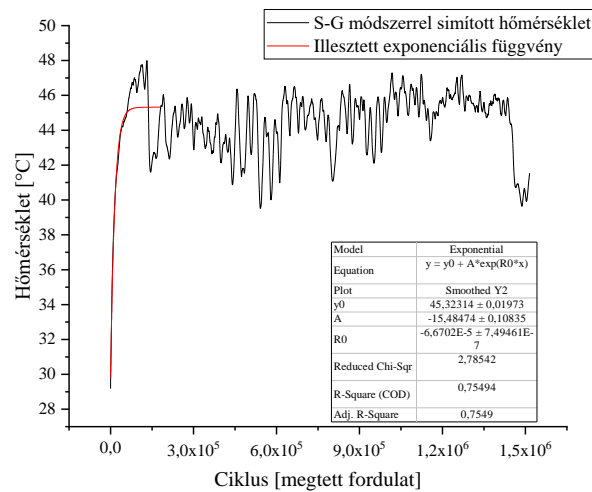
PA12 (2. terhelési szint, 2. mérés)



PA12 (2. terhelési szint, 3. mérés)

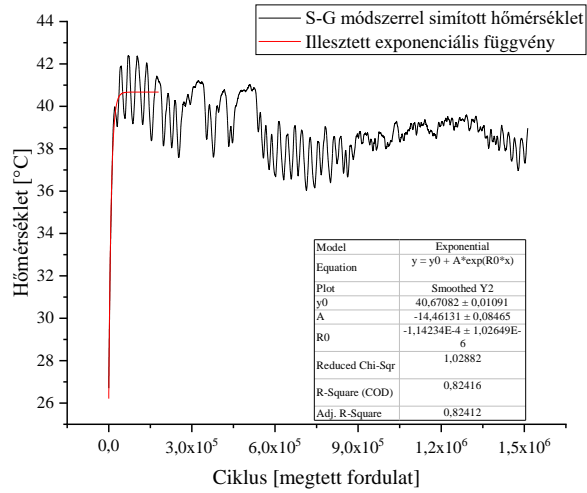


PA12 (2. terhelési szint, 4. mérés)

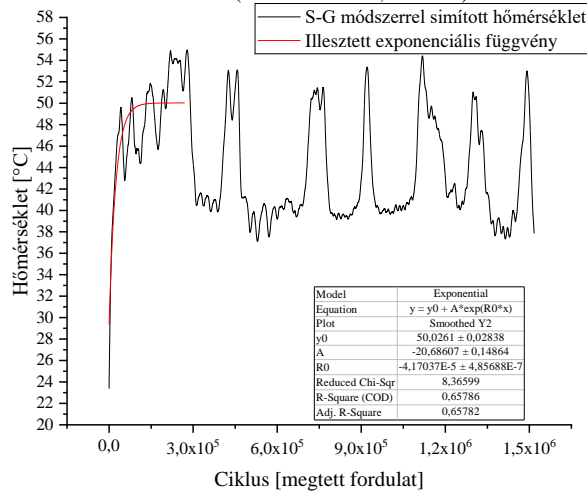


Melléletek

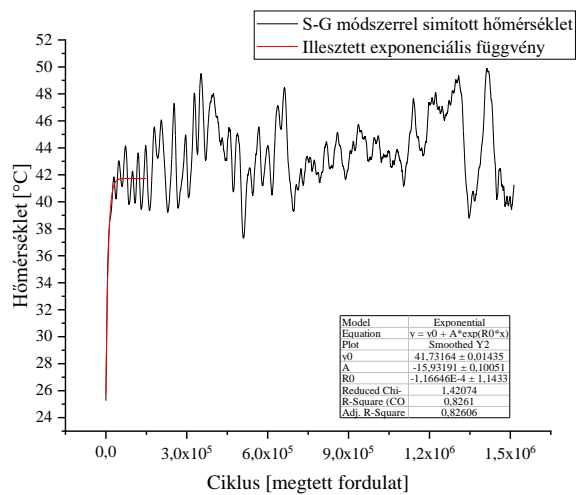
PA12 (2. terhelési szint, 5. mérés)



PA12 (3. terhelési szint, 2. mérés)

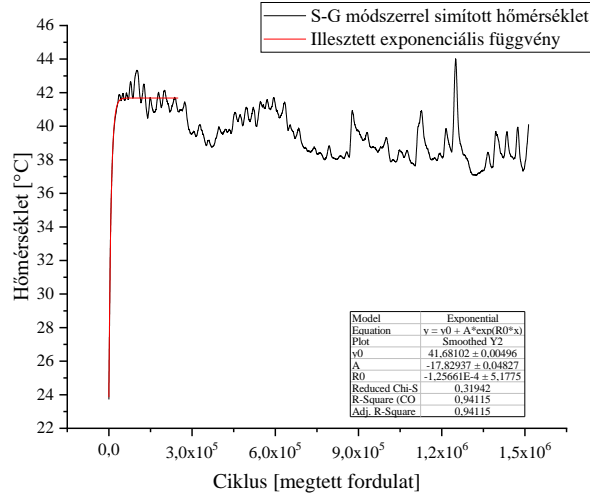


PA12 (3. terhelési szint, 3. mérés)

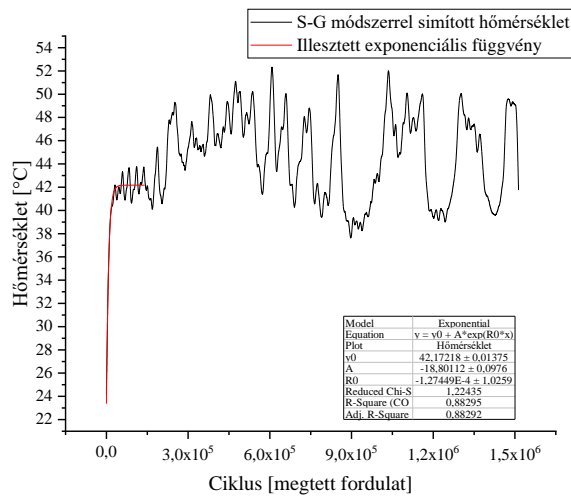


Mellékletek

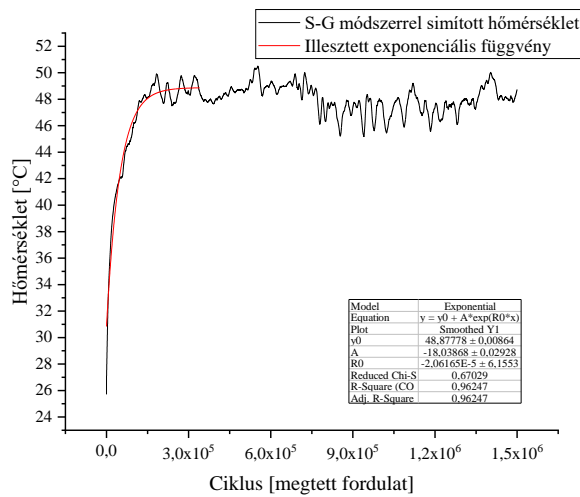
PA12 (3. terhelési szint, 4. mérés)



PA12 (3. terhelési szint, 5. mérés)

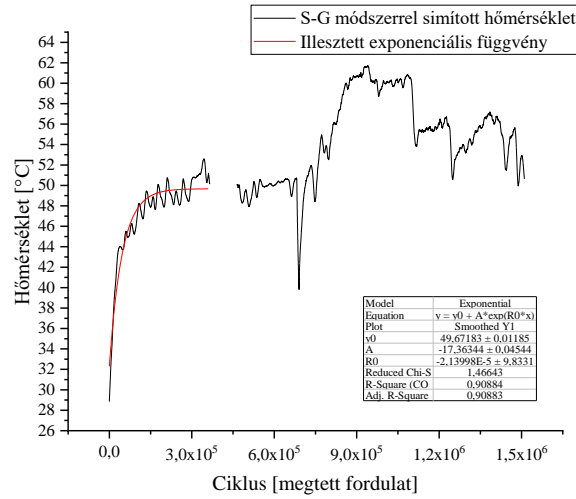


PA6 (1. terhelési szint, 1. mérés)

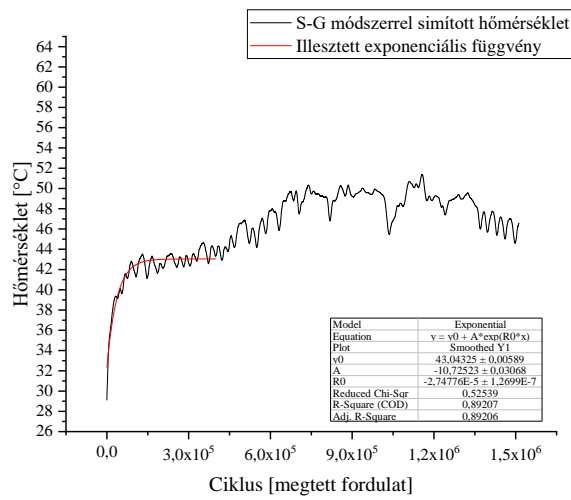


Mellékletek

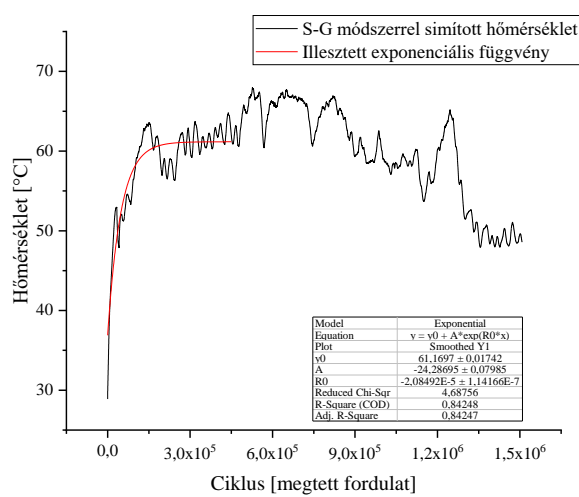
PA6 (1. terhelési szint, 2. mérés)



PA6 (1. terhelési szint, 3. mérés)

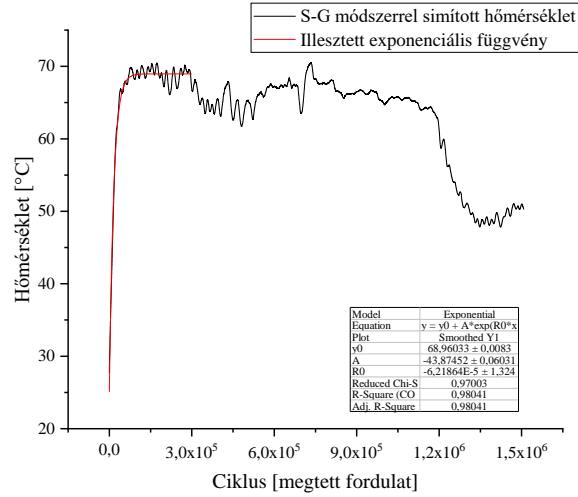


PA6 (1. terhelési szint, 4. mérés)

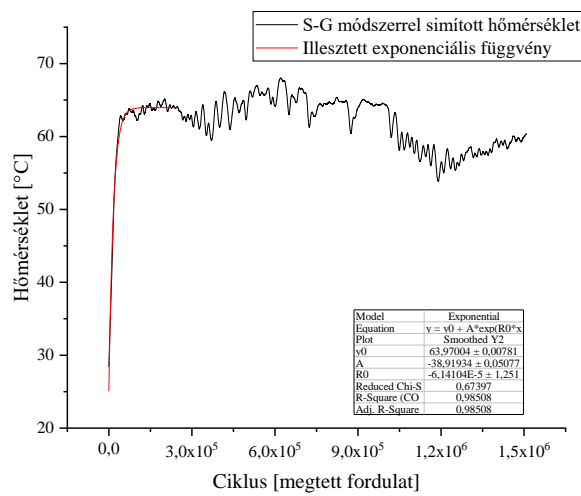


Mellékletek

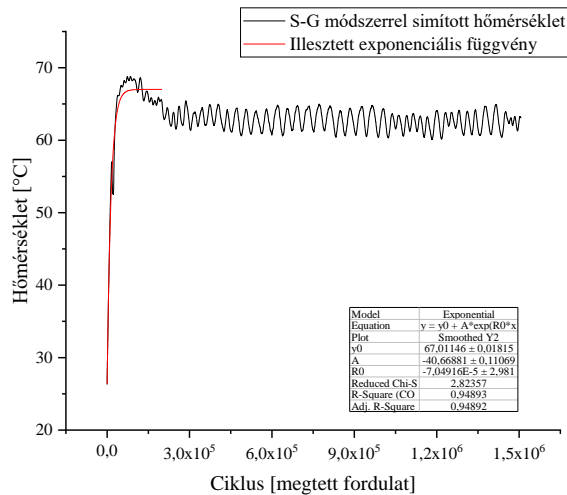
PA6 (1. terhelési szint, 5. mérés)



PA6 (2. terhelési szint, 1. mérés)

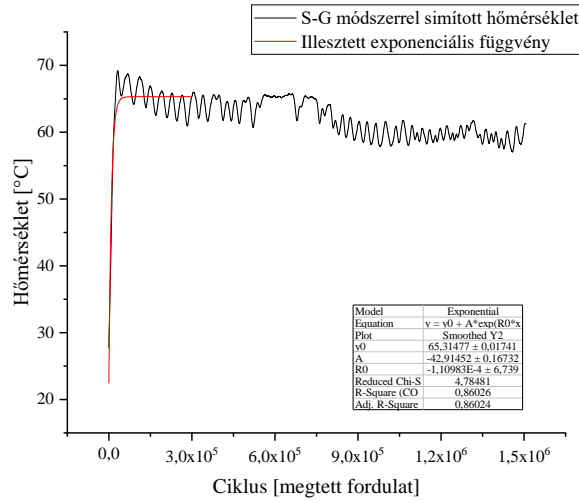


PA6 (2. terhelési szint, 2. mérés)

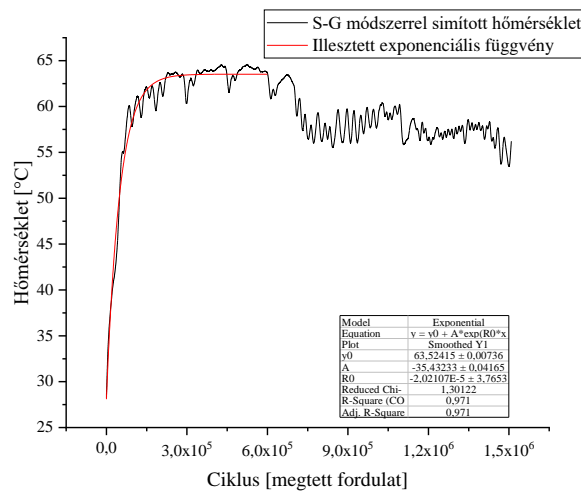


Mellékletek

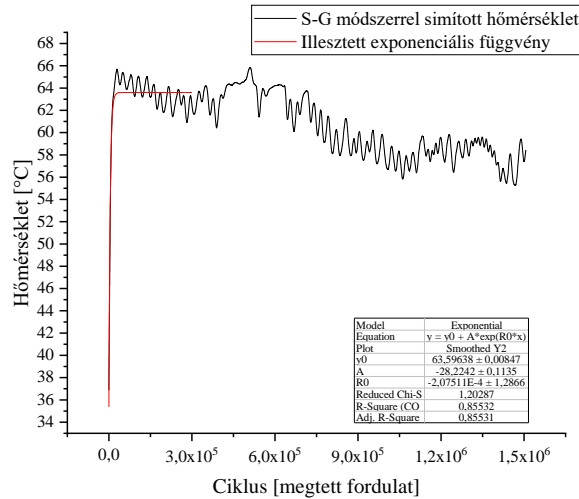
PA6 (2. terhelési szint, 3. mérés)



PA6 (2. terhelési szint, 4. mérés)

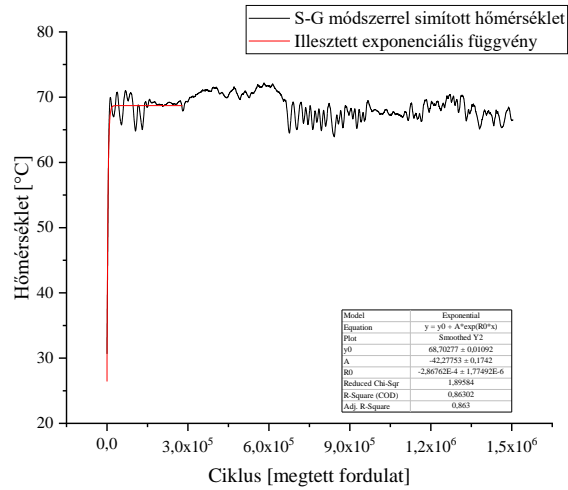


PA6 (2. terhelési szint, 5. mérés)

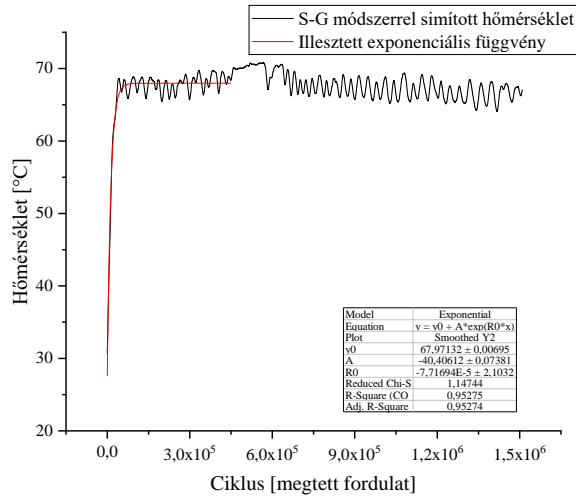


Mellékletek

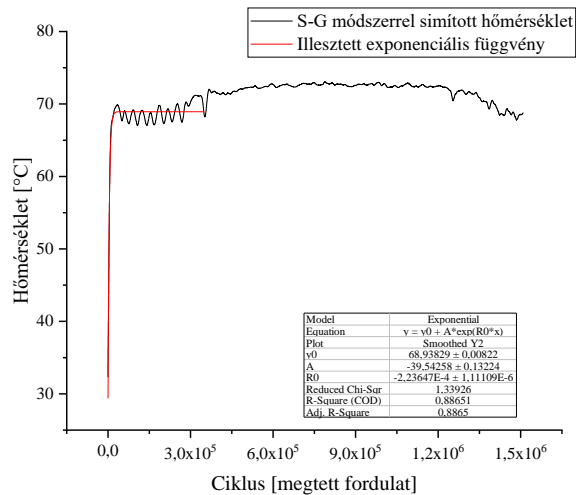
PA6 (3. terhelési szint, 1. mérés)



PA6 (3. terhelési szint, 2. mérés)

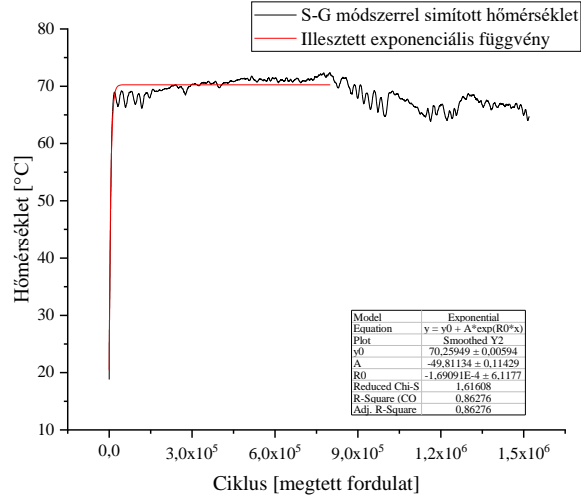


PA6 (3. terhelési szint, 3. mérés)

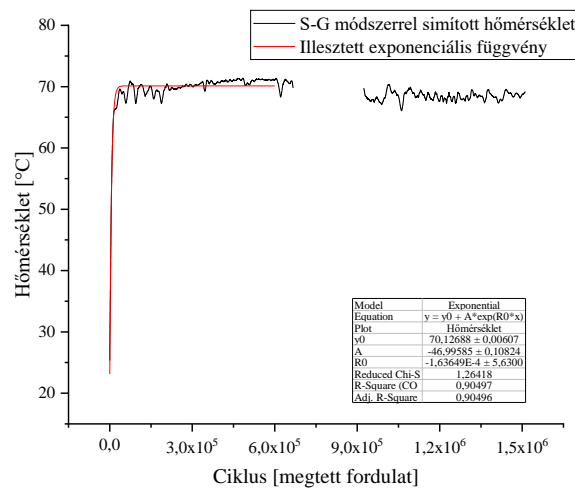


Mellékletek

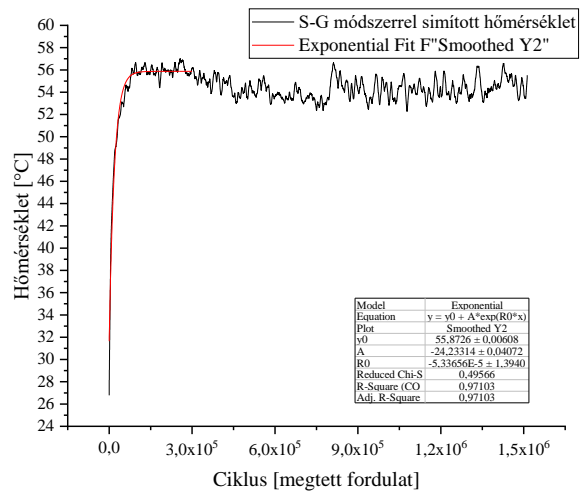
PA6 (3. terhelési szint, 4. mérés)



PA6 (3. terhelési szint, 5. mérés)

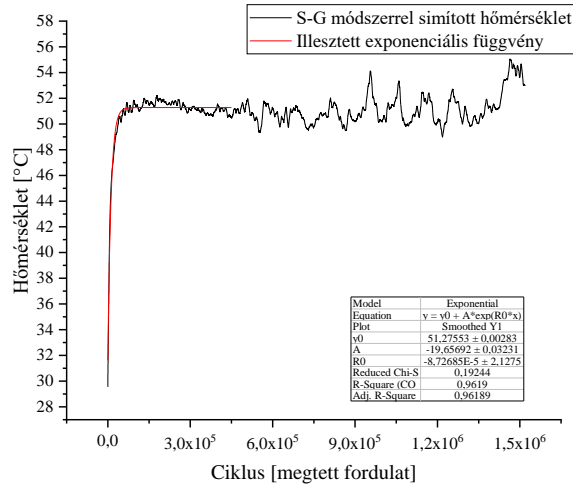


PEEK (1. terhelési szint, 1. mérés)

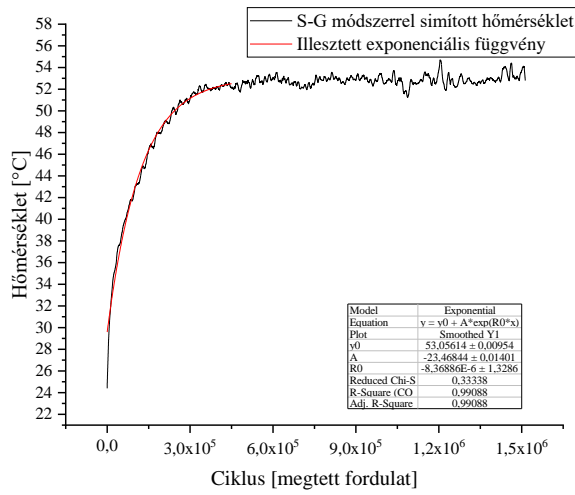


Mellékletek

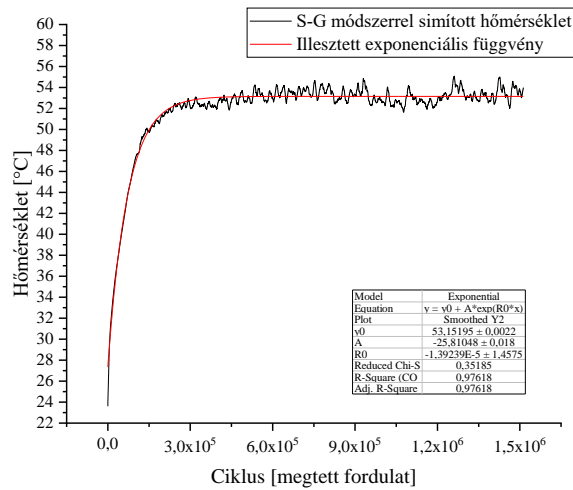
PEEK (1. terhelési szint, 2. mérés)



PEEK (1. terhelési szint, 3. mérés)

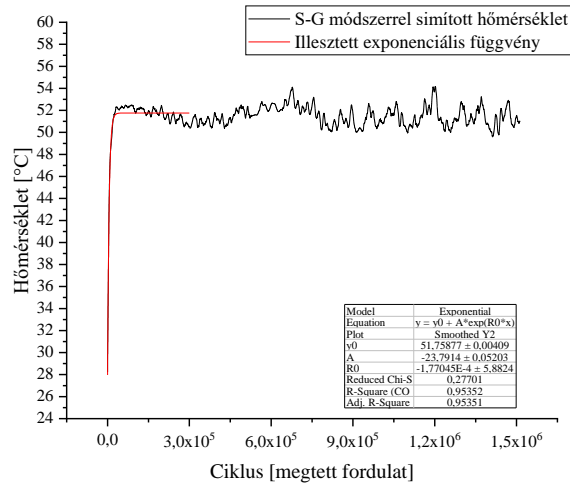


PEEK (1. terhelési szint, 4. mérés)

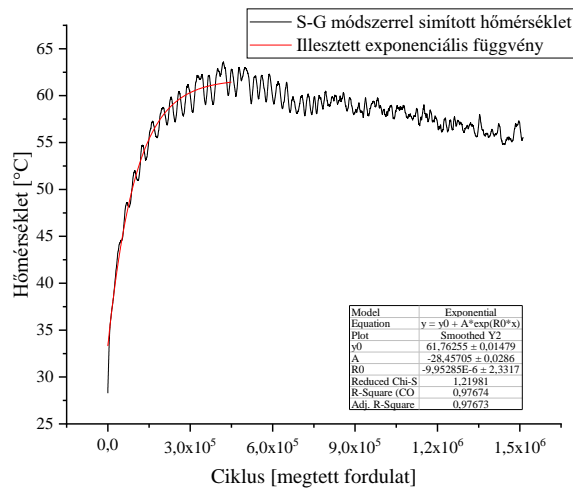


Mellékletek

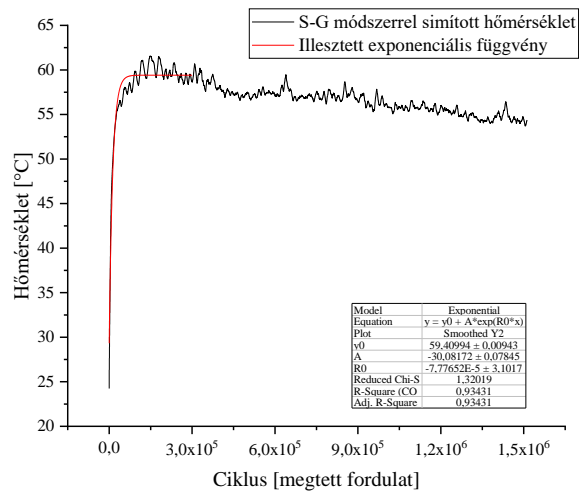
PEEK (1. terhelési szint, 5. mérés)



PEEK (2. terhelési szint, 1. mérés)

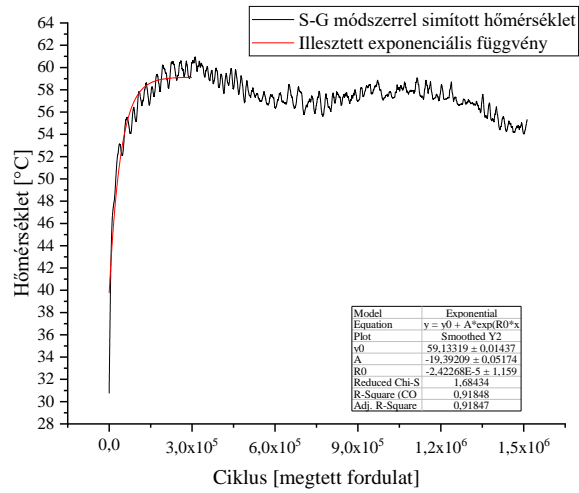


PEEK (2. terhelési szint, 2. mérés)

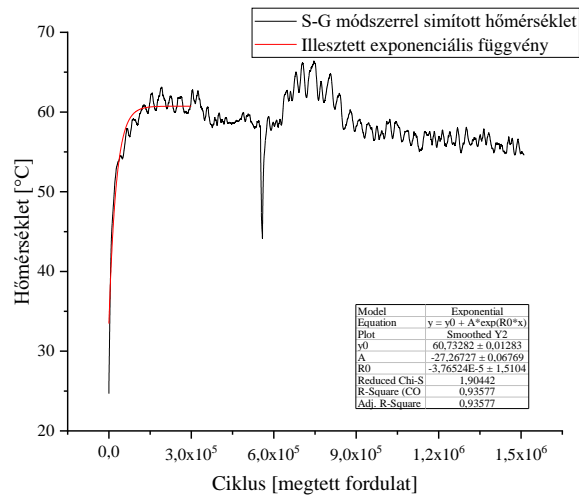


Mellékletek

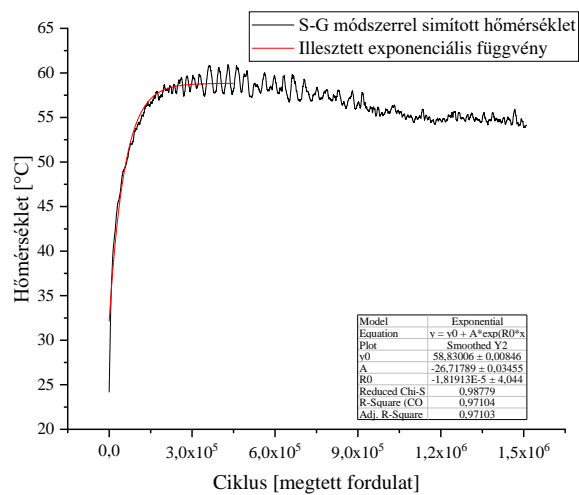
PEEK (2. terhelési szint, 3. mérés)



PEEK (2. terhelési szint, 4. mérés)

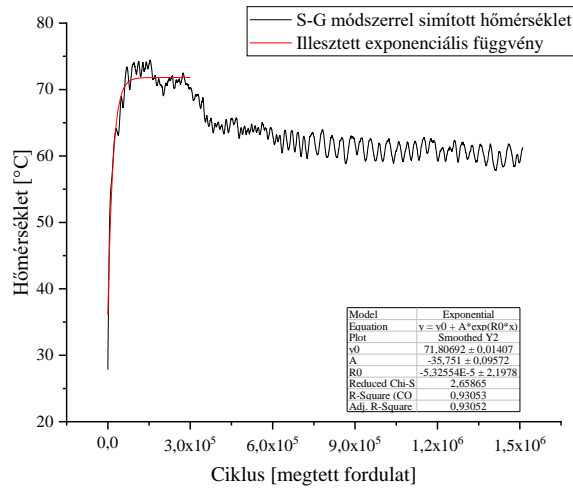


PEEK (2. terhelési szint, 5. mérés)

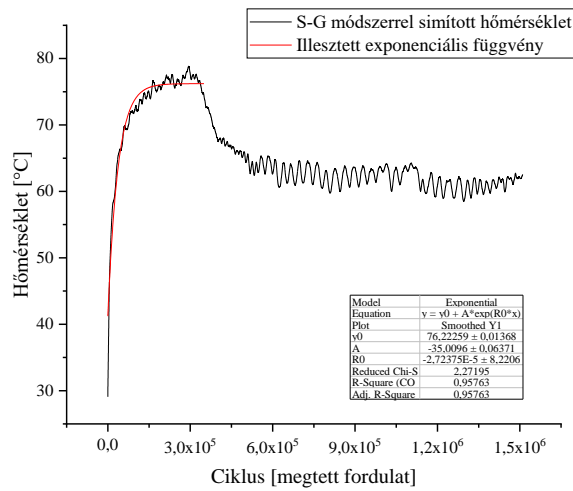


Mellékletek

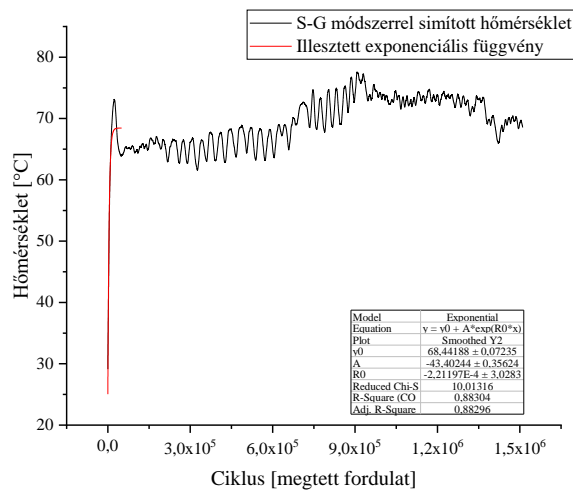
PEEK (3. terhelési szint, 1. mérés)



PEEK (3. terhelési szint, 2. mérés)

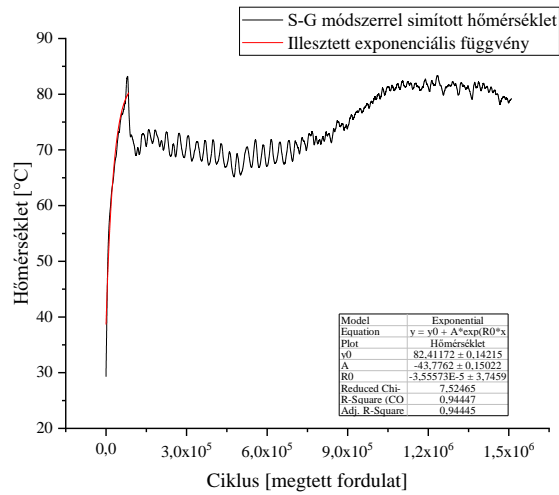


PEEK (3. terhelési szint, 3. mérés)



Mellékletek

PEEK (3. terhelési szint, 4. mérés)



PEEK (3. terhelési szint, 5. mérés)

