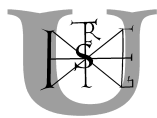
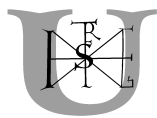


Tartalomjegyzék

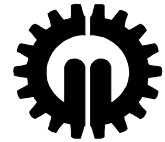
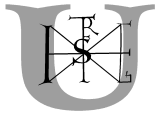
1. Bevezető	5
2. Kúp fogaskerekes hajtóművek bemutatása	6
2.1. Kúp fogaskerek	6
2.2. Kúp kerek hajtás	8
2.3. Az iparban jelenleg legjobbnak tartott hajtóművek.....	12
2.3.1. Bondioli & Pavesi 2050 hajtómű	12
2.3.2. Bondioli & Pavesi 1018 hajtómű	14
2.3.3. Chiaravalli MISSURA 4 CHT	16
2.4. A hajtóművekkel szemben állított követelmények a 21. században.....	17
2.5. Öt tengelyes hajtómű különlegesség	18
3. Hajtómű tervezési folyamatainak előkészületei	20
3.1. Klasszikus tervezési folyamat	20
3.2. Korszerű tervezési folyamat	20
3.1. Probléma meghatározása.....	21
3.2. Tervezési paraméterek definiálása.....	21
3.4. Felhasználási lehetőségek	23
3.4.1. Hattengelyes hajtóművek alkalmazhatósága takarmány tárolókban	23
3.4.2. Robotkarokban történő alkalmazásmód	25
4. A mechanikai modellalkotás folyamata	26
4.1. Gondolati geometriai tervezési modell	26
4.2. A kúp fogaskerek paramétereinek analitikus modelljei.	27
4.3. Fogaskerek numerikus modellje.....	28
4.4. Terhelési modell	31
4.5. Anyagmodell.....	34
4.6. Tönkremeneteli modell	35
4.6.1. Anyag tönkremeneteli modell:.....	35
4.6.2. Szerkezet tönkremeneteli modell:	37
4.7. Kinematikai modell.....	38
5. A első szériás, vagyis a nagyméretű hajtóművel kapcsolatos számítások és elemzések	40
5.1. Kúp kerekkel kapcsolatos számítások	40



5.1.1. A nagy kúpkerek paramétere – előtervezés:.....	40
5.1.2. A nagy kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan	42
5.1.3. A nagy kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan.....	44
5.1.4. A kis kúpkerek paramétere analitikusan	46
5.1.4. A kis kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan.....	48
5.1.3. A kis kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan	50
5.2. Tengely méretezése	51
5.3. Csapágyak méretezése:	54
5.3.1. SKF 33208-es kúpgörgős csapág ellenőrzése.....	54
5.3.2. SKF NUP 208 hengergörgős csapág ellenőrzése.....	56
6. A második szériás, vagyis a közepes méretű hajtómű kúpkerek paramétereinek a meghatározása numerikusan.....	59
6.1. A nagy kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan	59
6.2. A nagy kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan	61
6.3. A kis kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan.....	63
6.4. A kis kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan	65
7. A harmadik szériás, vagyis a kisméretű hajtómű kúpkerek paramétereinek a meghatározása numerikusan.....	67
7.1. A nagy kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan	67
7.2. A nagy kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan	69
7.3. A kis kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan.....	71
7.4. A kis kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan	73
8. Öntöttvas ház öntésének és megmunkálásának folyamata.....	75
8.1. Műgyanta kötésű homokformázás.....	75
8.2. Mintakészítés homokformázáshoz.....	75
8.3. Magkészítés homokformázáshoz	76
8.4. Öntvénygyártás homokformázással.....	76
8.5. Öntvény a felöntésekkel és a beömlő rendszerrel.....	77
8.6. Az öntöttvas ház megmunkálása.....	78
9. Az alumínium ház öntésének és megmunkálásának folyamata.....	79
9.1. Nagynyomású hidegkamrás öntés	79
9.2. Az alumínium ház megmunkálása	80
10. Hajtómű összeszerelése	81



10.1. Behajtó tengely szerelése.....	81
10.2. Az átmenő tengely szerelése.....	83
10.3. A fogaskerekes tengely szerelése.....	84
10.4. Az ötödik tengely szerelése	85
10.5. A felső házrész szerelése	86
10.6. Alsó házrész szerelése	88
10.7. A teljes hajtómű összeszerelése.....	90
11. Hajtóművek karbantartása.....	92
11.1. Általános karbantartási utasítások.....	92
11.2. Rövid távú tárolás.....	93
11.3 Hajtóműolaj fajták.....	94
12. Összefoglalás	95
13. Irodalomjegyzék	100



1. Bevezető

A Gépészmérnöki Kar két hallgatója előadásával bemutat egy különleges hattengelyes szöghajtóművet és a hajtómű fejlesztési folyamatát.

A feladat egy olyan hattengelyes hajtómű tervezése volt, amelynél egy meghajtó motor által a hajtómű egy tengelyén történik a nyomaték bevezetése, és a szöghajtómű többi öt tengelyen történik a nyomaték leadása. A hajtóműháznak ezen kívül könnyűnek, merevnek és minimális megmunkálási igényűnek kell lennie.

Bemutatásra kerül, hogy miért van szükség-e különleges szöghajtóműre a korszerű ipar és mezőgazdaság területén is. Mindezeket példákkal is alátámasztjuk.

Ismertetésre kerül a fejlesztési folyamat. Egészen az a alapoktól, a mechanikai modellalkotástól egészen a paraméterek meghatározásán át a szöghajtómű 3 dimenziós modelljeinek az elkészítéséig.

A szöghajtóműben található gépelemek főparamétereinek a meghatározása korszerű módszerekkel történt, e korszerű módszerek is bemutatásra kerülnek. A paraméterek ismeretében számítógépen megtervezésre került a hattengelyes szöghajtómű.

A 3D modellek szemléltetése után megemlítést teszünk a szöghajtómű házának legyártásához ajánlott korszerű öntészeti és forgácsolási módszerekről.

Végül ismertetjük a szöghajtómű karbantartásával kapcsolatos információkat.

2. Kúpfogaskerekes hajtóművek bemutatása

2.1. Kúpfogaskerekek

Közös síkban fekvő, **egymást metsző tengelyek közötti erő- és mozgásátvitel eszköze** a kúpkerek hajtás. Az egymáson legördülő felületek körkúpok (gördülőkúpok), melyeknek csúcspontjai a tengelyek metszéspontjába (apex) esnek. A gördülőkúpok egy közös alkotó mentén érintkeznek. Elemi és kompenzált kúpfogazatoknál az osztó- és gördülőkúpok egybeesnek.

Általános fogazatot kúpkerekéknél számítási és gyártástechnológiai nehézségek miatt ritkán alkalmaznak. Az osztókúpok alkotói és tengelyei által bezárt szögek (**osztó kúpszögek**, δ_1 és δ_2) összege a tengelyszög:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$$

A gépészeti gyakorlatban elsősorban

$$\Sigma = 90^\circ$$

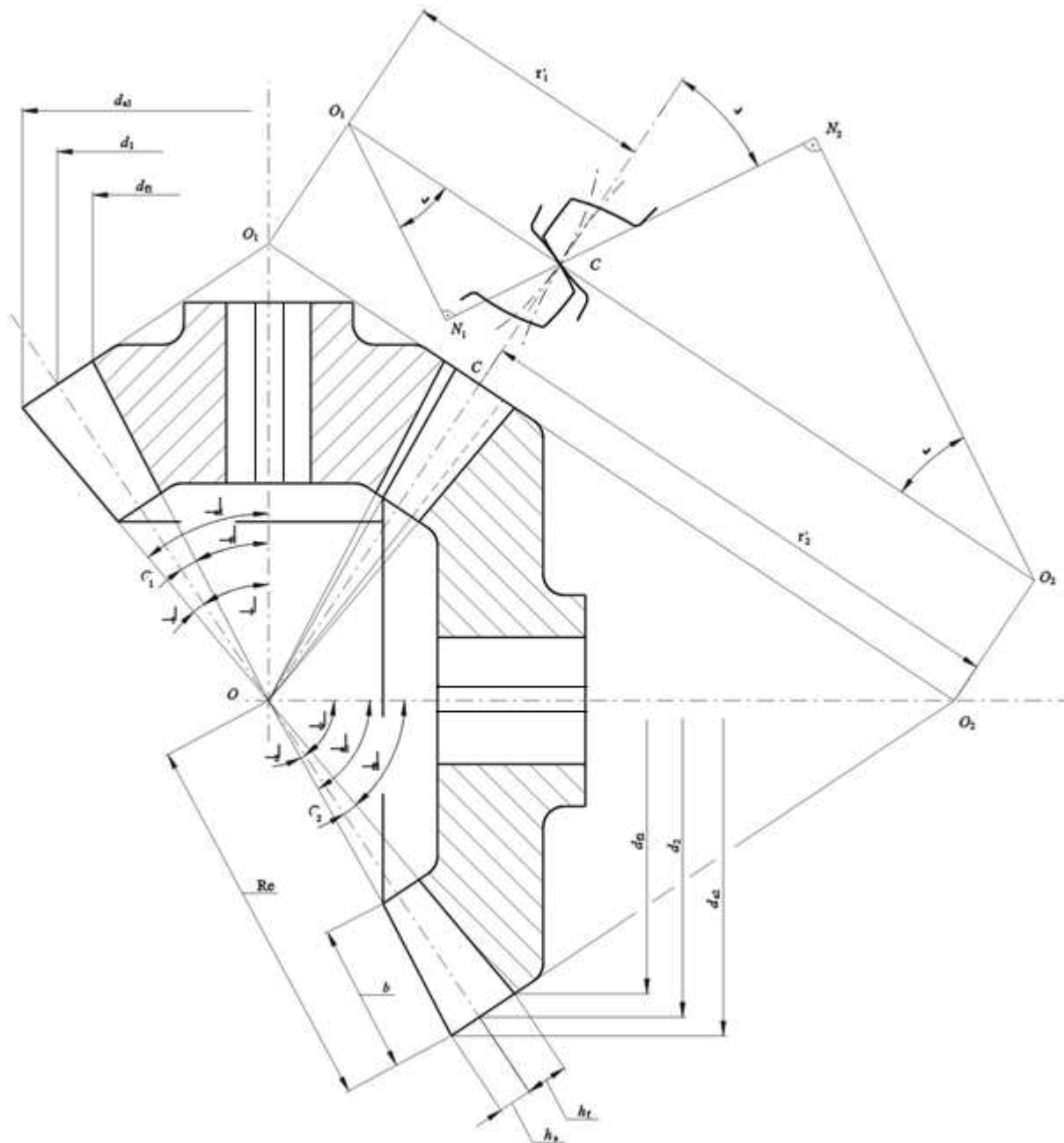
tengelyszögű hajtások terjedtek el. A gördülőkúpok egyike határesetben sík is lehet ($\delta_2 = 90^\circ$). Így származtatjuk a síkkereket, amelynek szerepe a hengeres kerekeknél megismert fogaslécéhez hasonló.

Fogszáma általában nem egész szám, szimmetriasíkja pedig a két kúpkerek közös érintősíkjá. A síkkerék fogprofilja egyenes. Lefejtő eljárásnál az egyenes profilvonalnak megfelelő szerszámnál mozog (az **egyenes sugárirányú, a ferde vagy az ívelt fogirányvonal** mentén), miközben a kerék és a szerszám összegördül.

Az elemi fogazású kúpkerekpár jellemző méretei és a geometriai összefüggései az alábbiak. Az osztókúpon elhelyezkedő legnagyobb átmérőjű, forgástengelyre merőleges síkban fekvő kört osztókörnek nevezzük. A kerékpár-**osztókör**ei (d_1 és d_2) a főpontban (C) érintkeznek. A fogazat jellemző méreteit az osztókörökön definiáljuk. Nagyságuk a modul (m) és a **fogszámok** (z_1 , z_2) ismeretében:

A módosítás az osztókúp szögekből is meghatározható:

$$i = u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1}.$$



1. ábra Fogaskerek paramétere

A képzelt osztókörökkel (és a modullal) a lefogatott síkon definiálható a kúpkerékpárhoz egy képzelt hengerkerékpár (adataikat – megkülönböztetésül – vesszővel

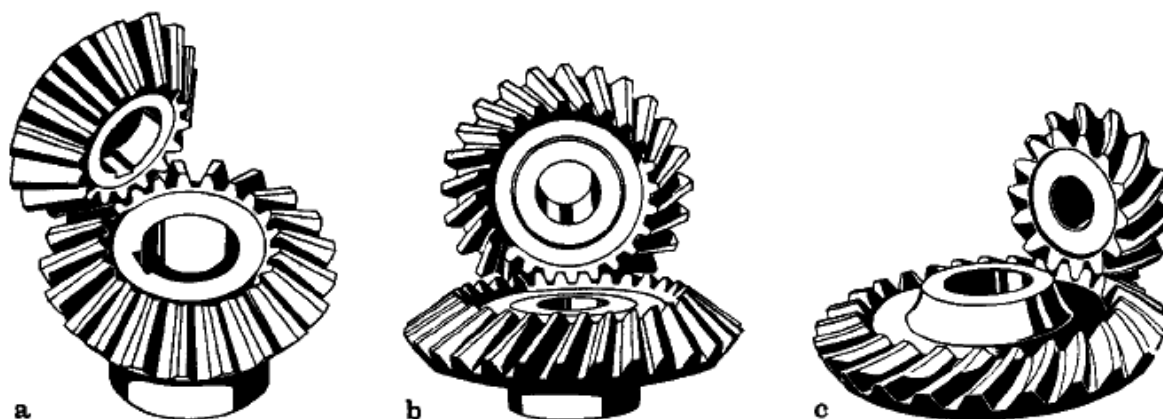
jelöljük). A továbbiakban a hengeres kerekeknél megismert módon értelmezhetjük a képzelt külső homlok fogaskerékpár kapcsolóvonalát és alapköreit is, majd megszerkeszthetők a fogprofilok. Bár a kúpkерékpár fogazata nem sík- evolvens profilú s kapcsolóvonala sem egyenes és így az ilyen fogazat nem helyettesíthető tökéletesen hengeres kerék evolvens fogazattal a közelítés a gyakorlat számára elfogadható. Vagyis a valóságos kúpfogazat és a képzelt fogaskerék nagy rokonságot mutat.

2.2. Kúpkerekes hajtás

Kúpkerek párokat-egymást metsző tengelyek esetén alkalmazunk. Gördülőttestei csonka kúpok. A kúpkalkotók hajlásszöge megszabja a tengelyek hajlásszögét. A tengelyszög általában 90° , amely a kúpkalkotók hajlásszögének összege.

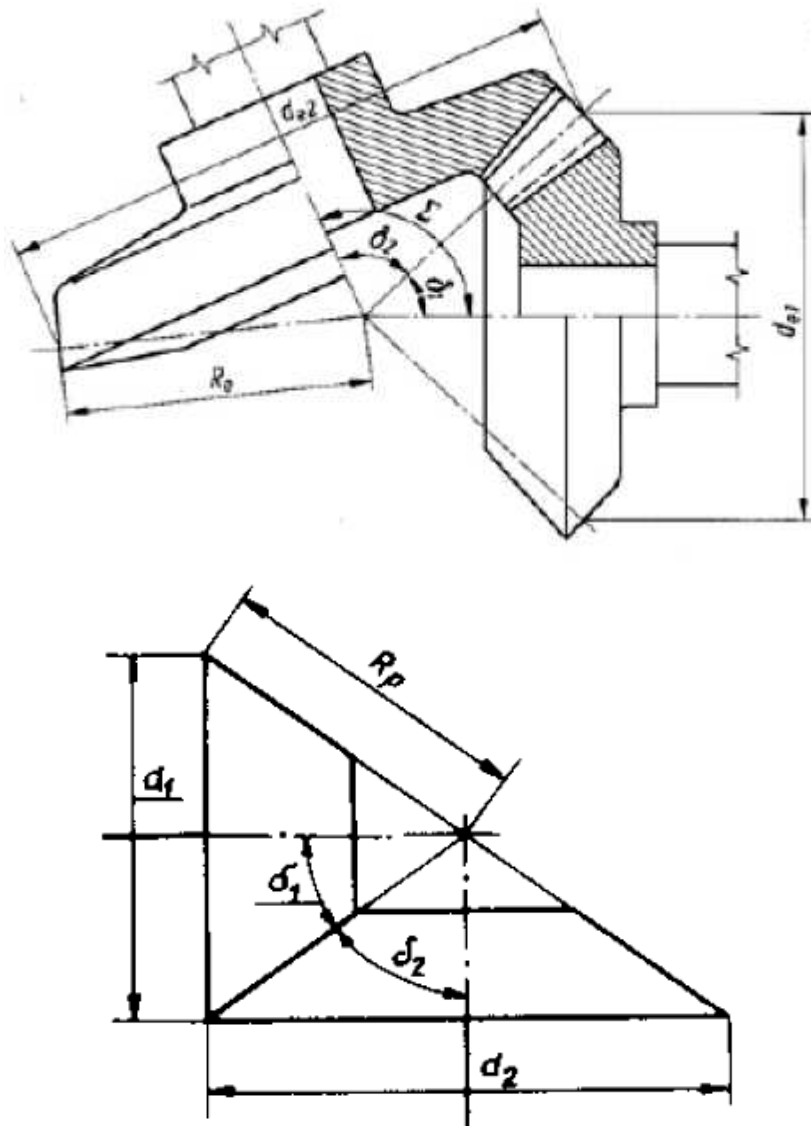
Kúpkerekes hajtások fajtái:

- egyenes fogazatú kúpkerekes hajtás (2.a. ábra)
- ferde fogazatú kúpkerekes hajtás (2.b. ábra)
- ívelt fogazatú kúpkerekes hajtás (2.c. ábra)



2. ábra Kúp keres hajtások fajtái. a.) egyenes fogazattal; b.) ferde fogazattal; c.) ívelt fogazattal

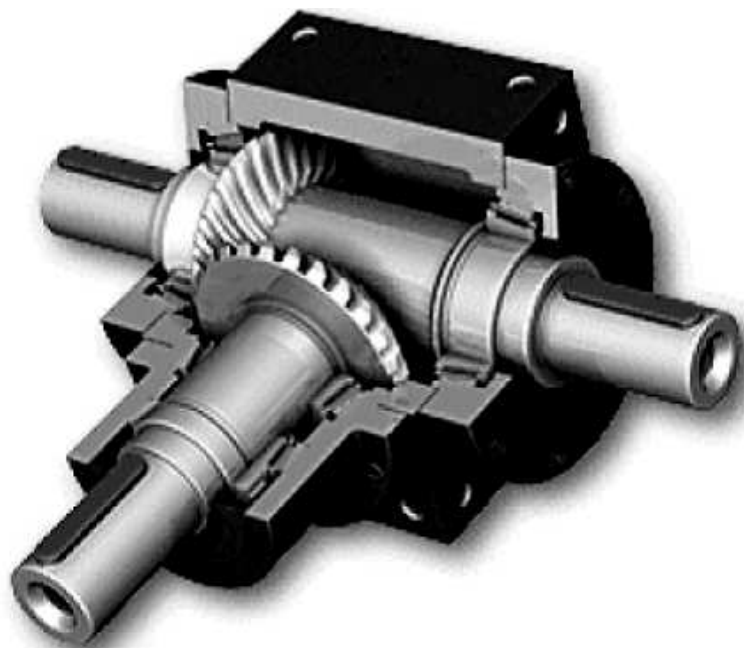
A gördülőkúpok kórkúpok, amelyek egyetlen alkotó mentén érintkeznek és a két kúp csúcsa egybeesik. A kúpos hajtások gördítőkúpjai egyben mindig osztókúpok is. Az osztókúp legnagyobb átmérőjű köre az osztókör, ezen az osztás szabványos.



3. ábra Kúpkerek hajtás jellemzői

Az osztókúpszögeket a következő egyenletekből számíthatjuk:

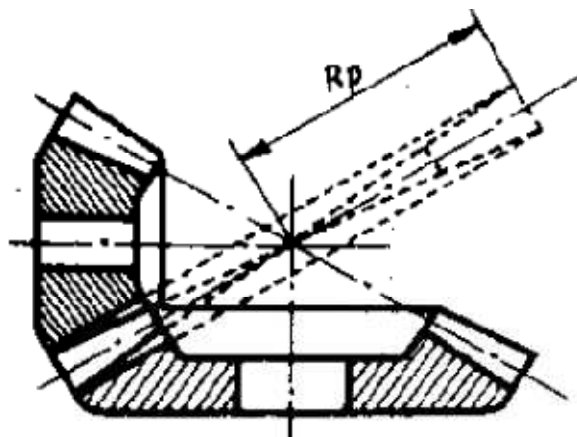
$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i} \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$



4. ábra Kúpkerékes hajtómű

A kúpos hajtások jellemzője, egy elképzelt kerék, amelynek osztókúp-szögderékszög és a hajtás mind a két kerékkel hibátlanul kapcsolódik (5. ábra). Ennek a keréknek síkkerék a neve. Ezt legjobban úgy képzelhetjük el, mintha a két kúpkerék közé egy vékony és jól alakítható körlemezét szorítanának, amelyet a forgó kúpkerékek hullámosra deformálnának. A síkkerék külső sugara:

$$R_p = R_p = \sqrt{r_1^2 + r_2^2}$$

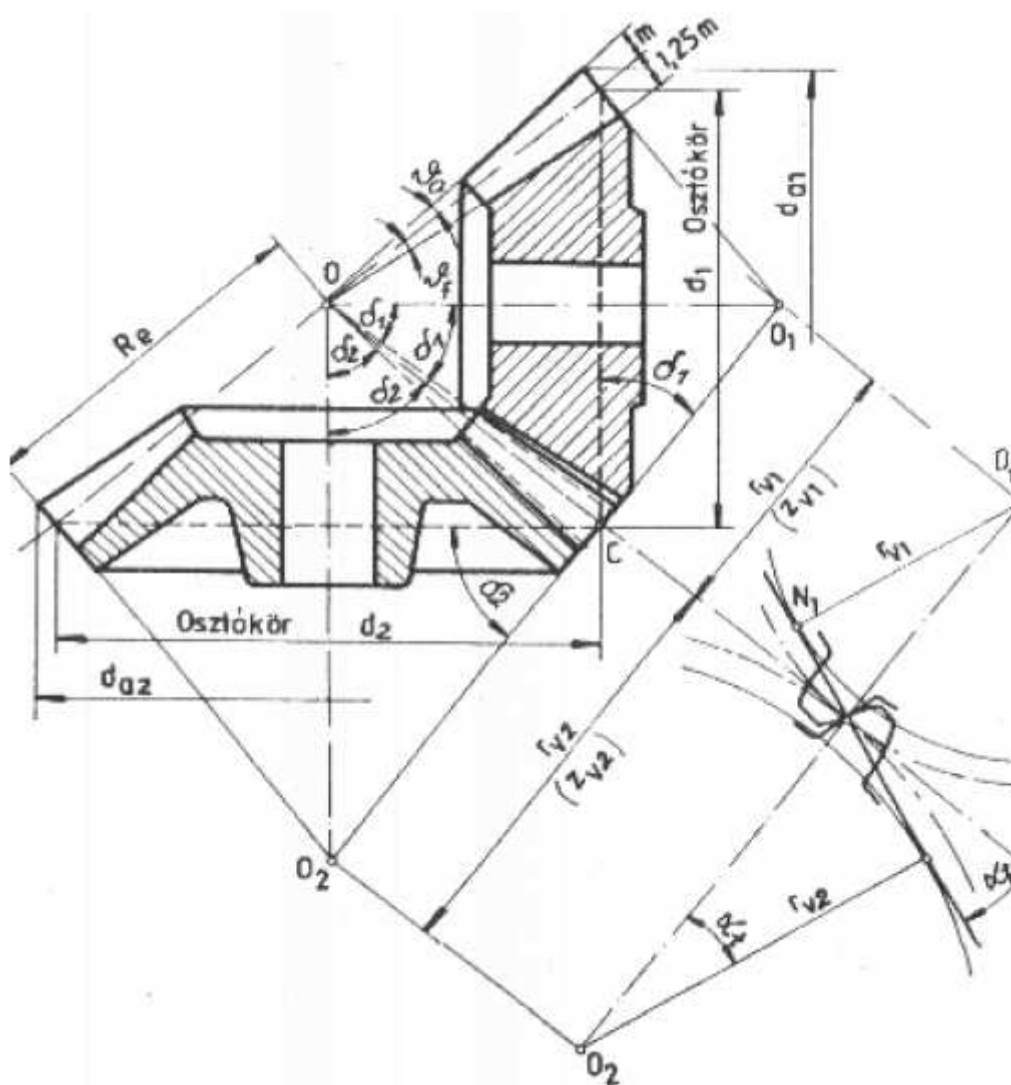


5. ábra Kúpkerékek kapcsolódása

A síkkerék fogszáma:

$$z_p = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

Ez a fogszám soha nem egész szám, nem is szabad egészre kerekíteni, csak három tizedes pontossággal kell megadni. A kúpkerek lehetnek egyenesek ferde- és ívelt fogazatúak. Az ívelt fogazat fogirány görbéje lehet: kör, evolvens vagy ciklois. Ilyen kerekeket főleg gépjárművek hajtóműveibe építenek.¹



6. ábra A kúpkerék hajtót meghatározó paraméterek

¹ Németh Gábor: Fogaskerékhajtásról röviden, Sopron, 2007, 34. oldal

2.3. Az iparban jelenleg legjobbnak tartott hajtóművek

A mai iparban sok vállalat képviselteti magát a hajtómű gyártás területén. Ezen vállalatok ráadásául több típusú és méretű hajtóművet gyártanak.

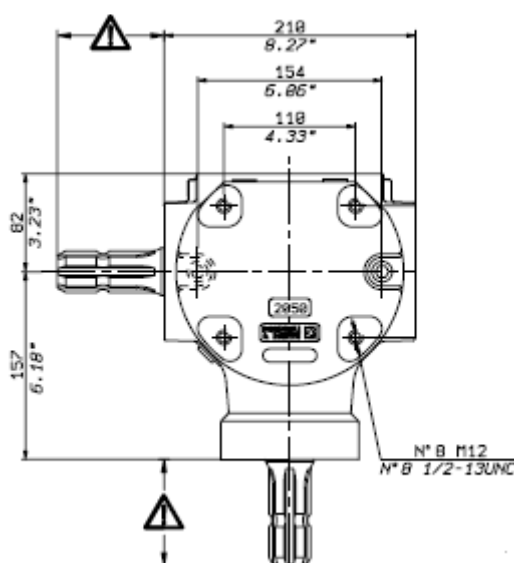
A szöghajtóművek gyártásában a legjobb technológiákkal már évtizedek óta az olasz gyártók rendelkeznek. Ez az oka annak, hogy a legelterjedtebbek és legminőségesebbnek tartott szöghajtó művek a szakmában az olasz gyártmányúak.

Tapasztalt konstruktőröket kérdeztünk meg, hogy véleményük szerint melyek a jelenleg legjobb hajtóművek. Összesítve a véleményeket a következő következtetésekre jutottunk, a 3 legjelentősebb jelenleg alkalmazott hajtóművek a következők:

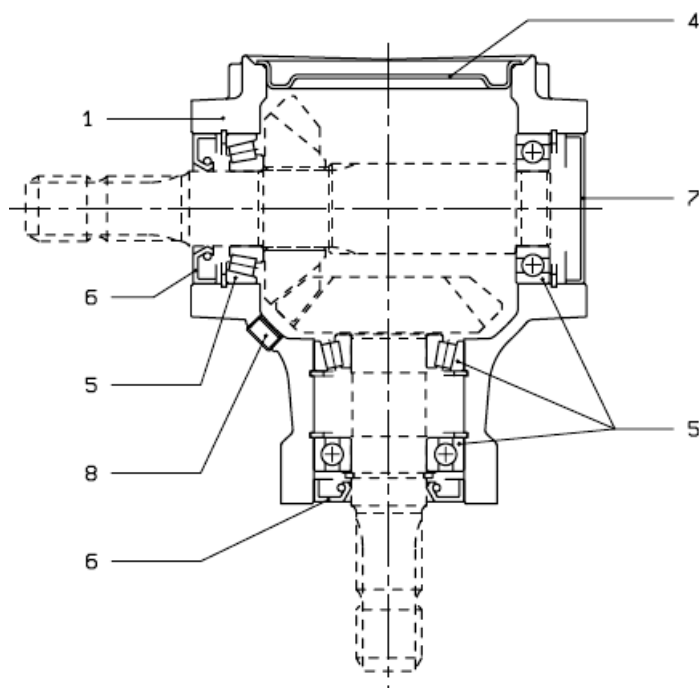
- Bondioli & Pavesi 2050,
- Bondioli & Pavesi 1018,
- Chiaravalli MISSURA 4 CHT,

2.3.1. Bondioli & Pavesi 2050 hajtómű

Az iparban jól bevált hajtómű, előszeretettel választják a tervező mérnökök. Öntött házzal gyártják, amelyet úgy alakítottak ki, hogy jó a rezgéscsillapító hatása. Ez által a hajtóműházban található gépelemek élettartamát is megnöveli.



7. ábra Bondioli & Pavesi 2050



8. ábra A hajtómű felépítése

A csapágyazására jellemző az úgy nevezet „fél X” elrendezés, vagyis a tengelyre egy kúpgörgőscsapágyat és egy mélyhornyú csapágyat fűznek fel. A csapágyakat úgy kell elhelyezni a tengelyen, hogy a kúpgörgős csapágy legyen a kúpkerek mellett közvetlenül, míg a mélyhornyú csapágyat a kúpkerektől távolabb kell elhelyezni.

1. táblázat A Bondioli & Pavesi 2050 hajtóműcsalád műszaki adatai²

	giri/min. r.p.m U/min.	P kW	P CV·Hp·PS	M N·m	M in·lb	N·m	in·lb	giri/min. r.p.m U/min.	Z	X-Y
1:2,56	540 1000	21 33	29 45	377 316	3339 2798	147 124	1304 1093	1382 2560	-	256
1:1,91	540 1000	29 46	40 62	520 436	4606 3855	272 228	2411 2018	1031 1910	053	191
1:1,46	540 1000	37 57	50 77	651 541	5757 4788	446 371	3943 3279	788 1460	068	146
1:1	540 1000	49 75	66 102	859 717	7600 6342	859 717	7600 6342	540 1000	100	100
1,46:1	540 1000	28 43	38 58	494 408	4376 3606	722 595	6388 5265	370 685	146	068
1,91:1	540 1000	18 28	25 38	325 267	2879 2363	621 510	5498 4513	283 524	191	053

² Bondioli Pavesi: Gearbox S004, 2003, 74. oldal

Bondioli & Pavesi 2050 előnyei:

- egyszerű, hagyományos konstrukció,
- öntött ház,
- jól kialakított csapágyazás,
- nagy méretválaszték.

Hátrányai:

- csupán egy kihajtó tengelye van,
- nehéz öntöttvas hajtóműház,
- a beszerzési idő hosszú.

2.3.2. Bondioli & Pavesi 1018 hajtómű³

A hajtómű öntött alumínium házzal rendelkezik. Az alumíniumnak köszönhetően a hajtóműház könnyű, valamint öntészeti szempontból az alumínium öntése kedvezőbb az öntöttvassal vagy az acéllal szemben. Hiszen az alumíniumnak jóval alacsonyabban van az olvadási hőfoka.



9. ábra Bondioli & Pavesi 1-es széria hajtóművei

³ Bondioli Pavesi: Gearbox S004, 2003, 38. oldal

A hajtómű ház olyan tekintetben egyedi a piacon, hogy kiöntött hajtóműház forgácsoló megmunkálást nem igényel. A ház az öntést és a megeresztést követően egyenes kerül a hajtóműház a szerelő sorra.

2. táblázat A Bondioli & Pavesi 1018 hajtóműcsalád műszaki adatai

	giri/min. r.p.m. U/min.	kW	P CV-Hp-PS	M N•m	in•lb	N•m	in•lb	giri/min. r.p.m. U/min.	Z	X-Y
1:2,78	540	7	10	130	1151	47	414	1501	–	278
	1000	11	15	105	933	38	336	2780		
1:1,90	540	10	14	182	1612	96	848	1026	053	190
	1000	16	22	155	1368	81	720	1900		
1:1,35	540	12	16	208	1842	154	1365	729	074	135
	1000	18	25	176	1554	130	1151	1350		
1:1	540	11	15	195	1727	195	1727	540	100	100
	1000	17	23	162	1430	162	1430	1000		
1,35:1	540	10	13	169	1497	228	2021	400	135	074
	1000	15	20	141	1244	190	1679	741		
1,90:1	540	7	9	117	1036	222	1969	284	190	053
	1000	10	14	98	871	187	1654	526		
2,78:1	540	4	5	65	576	181	1601	194	278	–
	1000	6	8	56	497	156	1383	360		

Hajtómű előnyei:

- a ház megmunkálást nem igényel,
- könnyű.
- méret választék

Hátrányai:

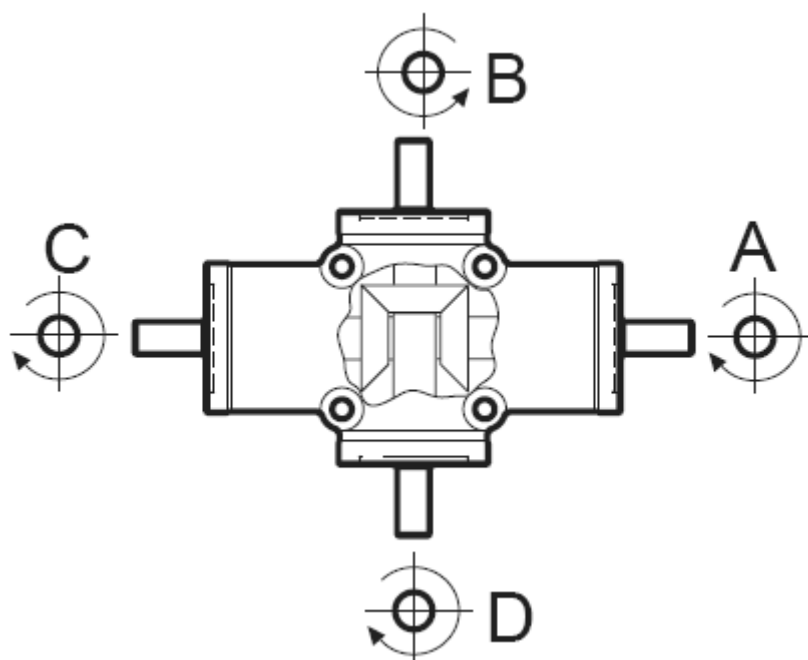
- legfeljebb kettő kihajtó tengelye van,
- a beszerzési idő hosszú,
- kis terheléseknél alkalmazható.
- nagy anyagköltség, az alumínium drága.

2.3.3. Chiaravalli MISSURA 4 CHT

A szöghajtómű gyártók közül egyedül a Chiaravalli cég csinál olyan 3 kihajtó tengellyel rendelkező szöghajtóművet. A gyártó cég „Missura” nevű hajtómű családjára jellemző az egy behajtó tengely és a két kihajtó tengely. Azonban extra szériaként ugyanezen hajtómű családban forgalmaz egy behajtással és 3 kihajtással rendelkező hajtóműveket is. Ezen extra szériát „4CHT” néven lehet megtalálni a katalógusban.

3. táblázat Chiaravalli MISSURA 4 CHT hajtóműcsalád adatai

RAPPORTO RATIO	ENTRATA INPUT	USCITA OUTPUT	CODICE CODE	PESO Kg. WEIGHT Kg
1/1	A	B-C	R3141113	3.2
1/1	A	C-D	R3141114	
1/2	A	B-C	R3141215	
1/2	A	C-D	R3141216	
1/3	A	B-C	R3141317	
1/3	A	C-D	R3141318	
1/1	A	B-C-D	R3141119	
1/2	A	B-C-D	R3141220	
1/3	A	B-C-D	R3141321	



10. ábra A hajtómű tengelyeinek jelölése

Hajtómű előnyei:

- 3 kihajtó tengellyel rendelkezik,

Hátrányai:

- legfeljebb 3 kihajtó tengelye van,
- nehéz öntöttvas hajtóműház,
- a hajtóműháznak nagy a megmunkálási igénye.

2.4. A hajtóművekkel szemben állított követelmények a 21. században

A 21. század felgyorsult a fejlődés a tudományok, a társadalom, a ipar minden területén. Az emberek igényei folyamatosan változnak és főleg folyamatosan bővülnek.

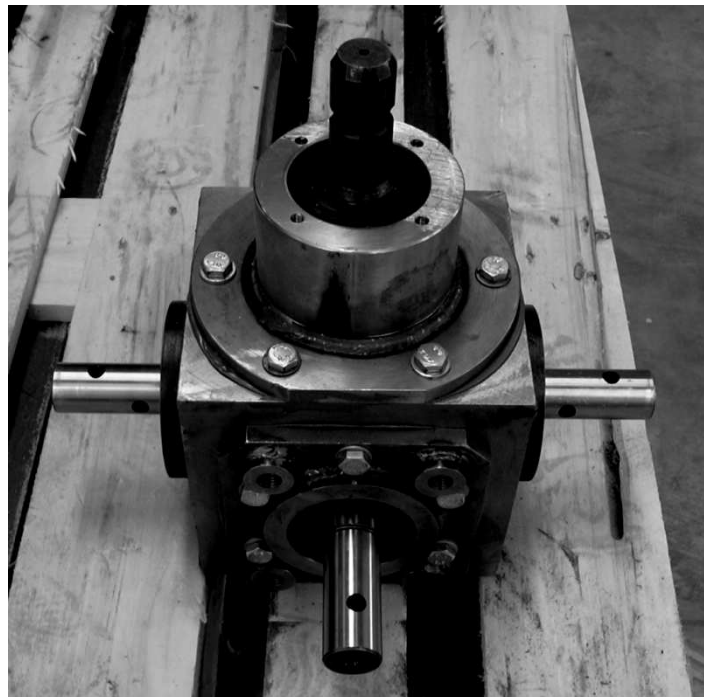
A műszaki tudományokban és az iparban is az utóbbi 25 évben eddig nem látott mértékű fejlődés volt tapasztalható. Megjelentek új műszaki anyagok, gyártási technológiák, gépkonstrukciók az új igényeknek megfelelően. A kutatásaink alapján a 21. századi hajtóműveknek a következő feltételeknek kell eleget tennie:

- a tervezés során szinergikus gondolkodásmód alkalmazása
- számítógéppel segített technológiák, CAxx technológiák alkalmazása (pl.: CAD, CAM, CAE, stb.)
- hosszú élettartam
- legújabb csapágyazási megoldások alkalmazása
- korszerű tengely és fogaskerék anyagok alkalmazása
- minimális anyagfelhasználás
- korszerű tömítések alkalmazása a hajtóművekben
- kompakt felépítés
- gazdaságos gyártásmódok alkalmazása
- minőség biztosítása az egész hajtóműre

2.5. Öttengelyes hajtómű különlegesség

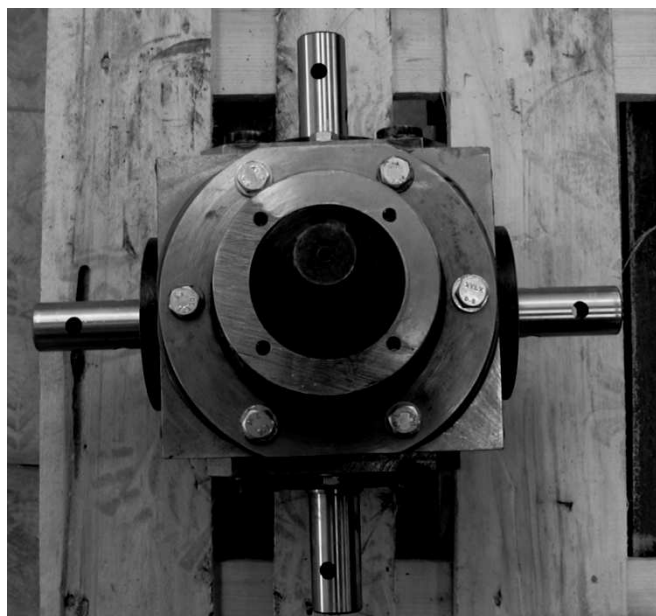
Hajtómű előnyei:

- egy meghajtómotorral 4 tengelyt lehet meghajtani,
- magyarországi ötlet
- a ház egyszerű elemekből épül fel
- a hegesztett háznak köszönhetően kisebb felszereltséggel felszerelt üzem is tudná gyártani

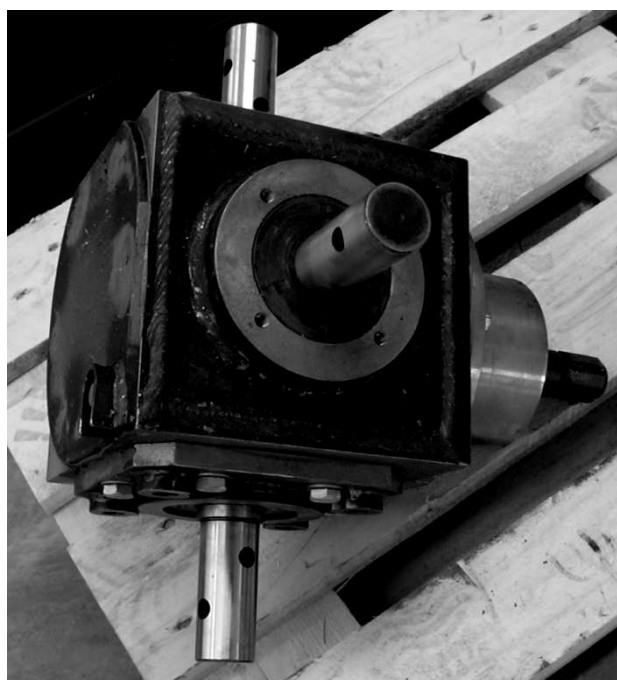


11. ábra Öttengelyes hajtómű

Az öttengelyes hajtómű koncepciója abból adódott, hogy meg kellett oldani egy szárító toronyból a szárított szemestakarmány egyenletes elszállítását. Ezért a szárító toronyból négy csigával kellett kiszállítani a szemestakarmányt, mely csigákat egy hajtóművel kellett volna meghajtani. Innét jött az ötlet az öttengelyes hajtómű megtervezésére. Ugyanis ezzel a hajtóművel megoldható, hogy egy tengelyen történik a nyomaték behajtása, ami aztán 4 csigát egyenletes sebesség és nyomaték elosztással meg tud hajtani.



12. ábra A hajtómű felülnézetből



13. ábra Öttengelyes hajtómű oldalára fordítva

Az öttengelyes hajtómű legyártása után keletkezett az a gondolat, hogy ha lehet készíteni öttengelyes szöghajtóművet, akkor létezhet-e hattengelyes hajtómű.

3. Hajtómű tervezési folyamatainak előkészületei

A mérnöki tervezési folyamat olyan tevékenységek összessége, melyek által el lehet jutni a műszaki probléma okától a megvalósított termékig.

Az első lépésben meg kell fogalmazni a műszaki problémát és annak megoldását, ezt követi a vázlatok elkészítése.

A vázlatok alapján elkészíthetők a fizikai vagy virtuális modellek a paraméterek pontos definiálásával. A modelleket fel lehet használni elemzésre, fejlesztésre, és a végső modelleket a gyártásra.

A tervezési folyamatnál 2 módszer alkalmazható:

- Klasszikus tervezési folyamat;
- Korszerű tervezési folyamat.

3.1. Klasszikus tervezési folyamat

A klasszikus tervezési folyamat szekvenciális, ami azt jelenti, hogy csak egy meghatározott előző tevékenység befejezése után kezdődhet a következő meghatározott tevékenység⁴.

3.2. Korszerű tervezési folyamat

A korszerű hozzáállás egyik módszere az úgynevezett **“Concurrent Engineering”** (22. ábra). Ez a tevékenység integrálja és koordinálja az összes műszaki és nem műszaki tevékenységet egy probléma megoldásánál⁴.

⁴ Fürstner & Anišić: Grafikus kommunikációs rendszerek és CAD, 2005

3.1. Probléma meghatározása

Olyan hattengelyes hajtómű tervezése, amelynél egy tengelyen ("A") történik a behajtás és a többi, vagyis öt tengelyen ("B","C","D","E","F") történik a kihajtás, a hajtóműház alumínium ötvény legyen. A hajtóműháznak ezen kívül könnyűnek, merevnek és minimális megmunkálási igényűnek kell lennie.

3.2. Tervezési paraméterek definiálása

Fő paraméterek:

- áttétel: 1:1,
- bemenő fordulatszám: 0-750 1/min,
- 3 mértet osztály (széria) készüljön.

Az I. szériás hajtóművekre jellemző adatok:

- bemenő teljesítmény: 37 kW,
- tengely átmérő: 35 mm.

Az II. szériás hajtóművekre jellemző adatok :

- bemenő teljesítmény: 7,5 kW,
- tengely átmérő: 30 mm.

Az III. szériás hajtóművekre jellemző adatok:

- bemenő teljesítmény: 0,75 kW,
- tengely átmérő: 12 mm.

Hajtóműház:

- önthető ház,
- minimális megmunkálási idő
- biztosítani a hajtóműház felfogathatóságát,
- könnyen szerelhető legyen,
- éles éleket ne tartalmazzon

Kúpkerek:

- betétben edzhető acélból készüljön,
- finom felületi minőség.

Csapágyazás:

- elvárt élettartam:10 000h

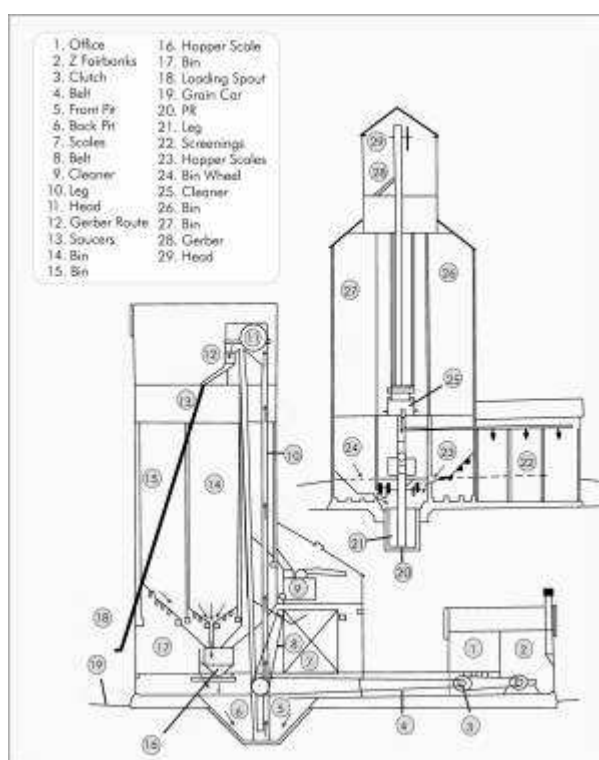
4. táblázat Hajtómű szériák főparaméterei

	I. SZÉRIA	II. SZÉRIA	III.SZÉRIA
Tengelyátmérő d_o (mm)	35	30	12
Bemenő teljesítmény (kW)	37	7,5	0,75
Üzemi fordulatszám ($1/min$)	0 – 750	0 - 750	0 - 750
Ház típusa:	öntött alumínium	öntött alumínium	öntött alumínium
Öntés módja:	Kokillába	Kokillába	Precíziós öntés

3.4. Felhasználási lehetőségek

3.4.1. Hattengelyes hajtóművek alkalmazhatósága takarmány tárolókban

Az általunk fejlesztett hajtómű típus még nem létezik az iparban, egy teljesen új megoldási lehetőség. A tervezés során a mezőgazdasági felhordókba gondoltuk elhelyezni. A többtengelyes kúpkerekes hajtóművet a szemes takarmány tárló alsó részében helyezzük el.

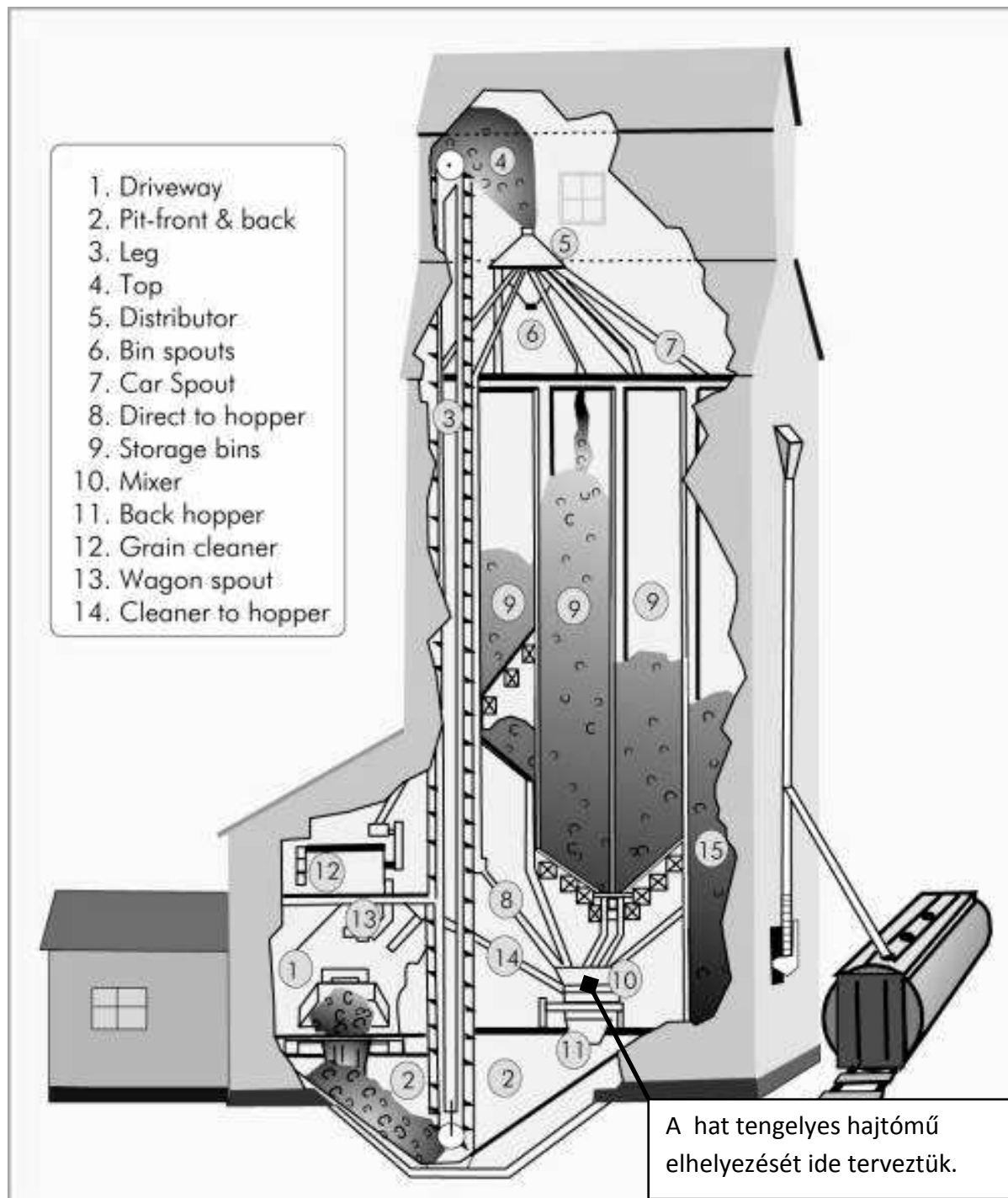


14. ábra Szemes takarmány betároló rendszer

Azért lenne célszerű egy általunk tervezett hattengelyes hajtóműnek az elhelyezése a tárolótoronyban, mert ezáltal egy hajtómű és egy elektromotor felhasználásával 5 termény szállító csigát is megtudunk hajtani. Vagyis a tárolóból akár 4 közepes méretű csigán tudjuk a gabonát kitermelni és tovább szállítani egy nagy központi csigában.

A 17. ábra, 10-es pozíciójú mixerébe teveztük a hajtóművet, ahol is felülről érkezik a hajtás egy nagyteljesítményű elektromotor által. A hajtómű oldalsó 4 kihajtó csomópontjára csatlakozna 4 közepes méretű csiga. Az oldalsó csigák szállítják be a szemestakarmányt a

mixerbe. Az hajtómű 5-ik kihajtó csomkjára csatlakozna egy nagyméretű csiga, ami szállítaná el a szemestakarmányt a mixerből.



15. ábra Szemes takarmány tárló

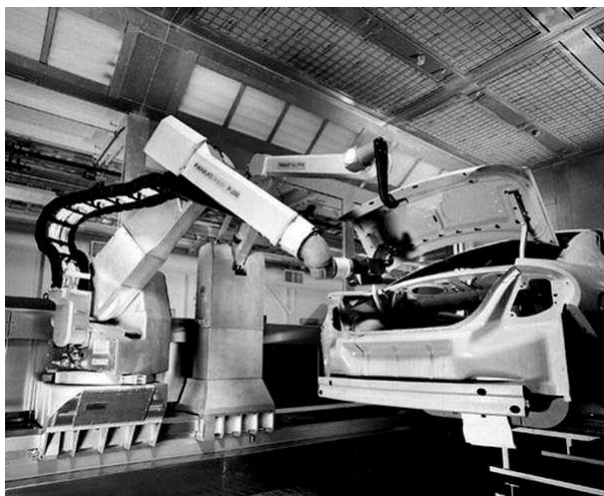
3.4.2. Robotkarokban történő alkalmazásmód

Az iparban az automatizálásnak a mértéke eddig nem látott mértékben felgyorsult. Egyre több robotot és robotkart alkalmaznak az ipar minden területén. Valamint a robotok is egyre összetettebbek, és egyre komplexebb munkák megvalósítására alkalmasak készülékeiknek köszönhetően.



16. ábra Kiállított robotkar

A megtervezett hattengelyes hajtóművünk alkalmas a fejlett robotok összetett készülékeinek hajtására. Hiszen egy elektromotor felhasználásával 5 tengelyt tudunk hajtani a célnak megfelelő fordulatszámmal és forgásiránnyal.



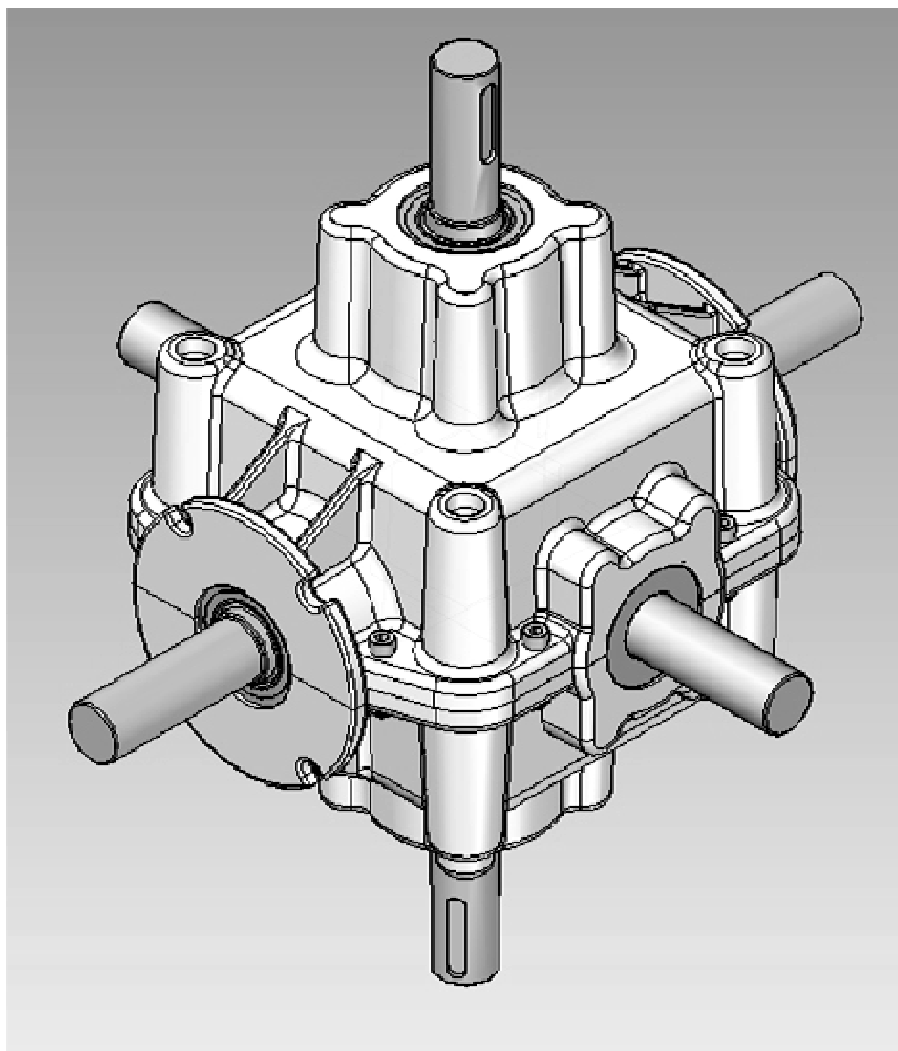
17. ábra Robotkarok alkalmazása az autógyártásban

4. A mechanikai modellalkotás folyamata

4.1. Gondolati geometriai tervezési modell

A gondolati geometriai tervezési modellek elkészítéséhez léteznek már modern, mérnöki programcsomagok, amelyek által elkészíthetők ez első modellek a termékünkről.

A tervezés során a Solid Edge V20 Student verzióját használtuk fel.



18. ábra Hajtómű gondolati geometriai tervezési modellje

4.2. A kúpfogaskerek paramétereinek analitikus modelljei.

A kúpfogaskerek és a csapágyak paramétereinek a számításához már léteznek jól kidolgozott és jól bevált modellek. Ezek a modellek minden mérnök számára elérhetőek a megfelelő szakkönyvek fellapozásával.

A tervezés kezdetekor összegyűjtöttük a megfelelő szakkönyveket, és átalakítottuk a tervezéshez szükséges kiinduló paraméterek meghatározását.

Először a fogaskerek méreteit határoztuk meg analitikusan.

5. táblázat Kúpfogaskerék paraméterei

Geometriai jellemzők	Hattengelyes hajtómű kúpfogaskereke
Osztókör átmérő:	$d_1 = z_1 \cdot m_t$
Osztókúp szög:	$\delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}$
Osztókúp hossz:	$R_e = \frac{d_1}{2} \cdot \sin \delta_1$
Középső osztókúp hossz:	$R_m = R_e - b/2$
Fogmagasság-tényező:	$h_w^* = 2$
Középső működő fogmagasság:	$h_{wm} = h_w^* \cdot m_t \cdot \frac{R_m}{R_e} \cdot \cos \beta_m$
Láb hézag-tényező:	$c^* = 0,125$
Lábhézag:	$c = c^* \cdot h_{wm}$
Középső fogmagasság:	$h_m = h_{wm} + c$
Egyenértékű áttétel:	$m_{90} = \sqrt{\frac{z_2 \cdot \cos \delta_1}{z_1 \cdot \cos \delta_2}}$
Középső fejmagasság-tényező:	$h_{am} = 0,21 + 0,29 / m^2 \cdot 90$
Középső osztás:	$p_m = \pi \cdot m_1 \cdot R_m / R_e$

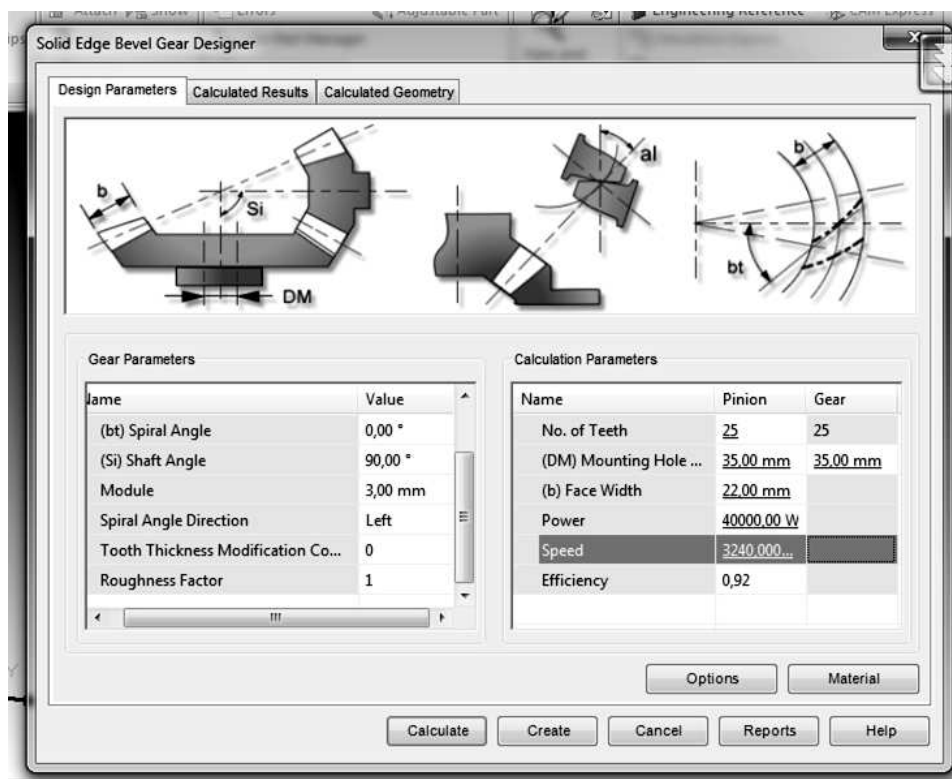
Középső fejmagasság:	$ha_{m1} = (1 - h_{am}^*) \cdot h_{wm}$
Középső lábmagasság:	$h_{fm1} = h_m - h_{am1}$
Foglábszög:	$\vartheta_{f1} = \arctg(h_{fm1} / R_m)$
Fejkúpszög:	$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{f2}$
Lábkúpszög:	$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_{f1}$
Külső fejmagasság:	$h_{a1} = h_{am1} + 0,5 \cdot b \cdot \tg \vartheta_{f2}$
Külső lábmagasság:	$h_{f1} = h_{fm1} + 0,5 \cdot b \cdot \tg \vartheta_{f1}$
Külső közös fogmagasság:	$h_w = h_{a1} + h_{a2}$
Külső fogmagasság:	$h = h_{a1} + h_{f1}$
Fejkör átmérő:	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \cdot \cos \delta_1$

4.3. Fogaskerek numerikus modellje

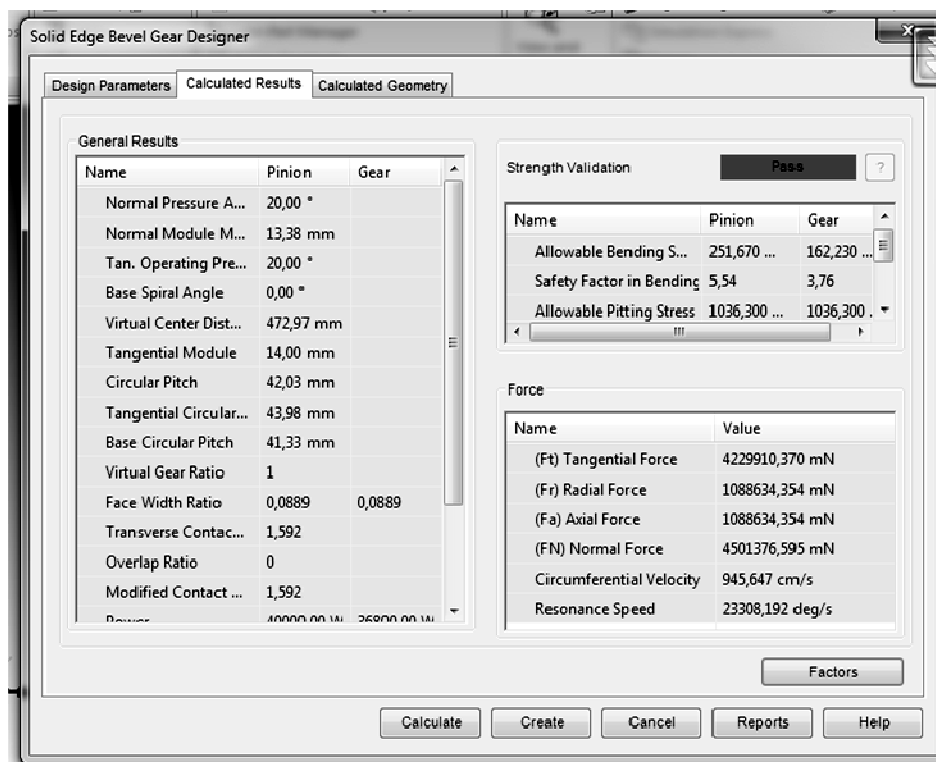
A kúp fogaskerek szilárdsági számításainál jó közelítésként feltételezzük, hogy a terhelések mértéke a foghossz mentén állandó (a valóságban ezek az apex irányában csökkennek) és az **így egyenletesen megoszlónak tekintett terhelést a fogközépen** ható, korábban már ismertetett és az átvitt teljesítményből, illetve a kerületi erőből számítható koncentrált erővel helyettesíthetjük.

A fogak szilárdsági méretezését **Tredgold-módszer** felhasználásával, a képzelt hengeres kerékpárra az ott már megismert összefüggések felhasználásával végezzük. Számításainknál a helyettesítő hengerkerék fogszélessége a kúpkerék fogszélességével egyenlő.

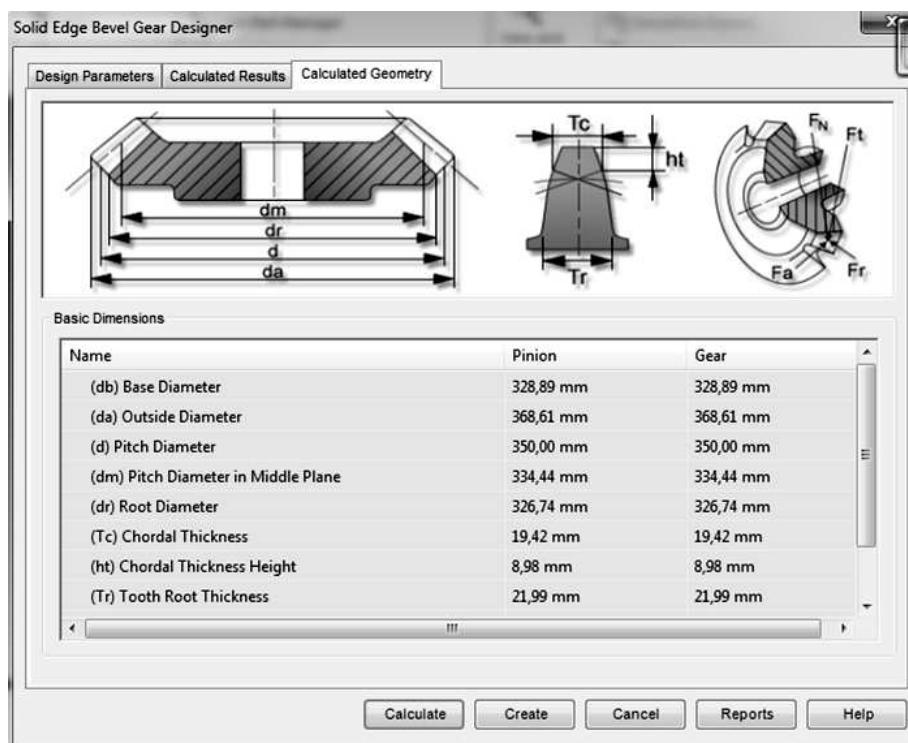
A kúp fogaskerék **fogak szilárdsági méretezésén túl felszíni szilárdságra történő ellenőrzés elvégzése is szokásos**, a minél nagyobb üzembiztonság és élettartam elérése érdekében.



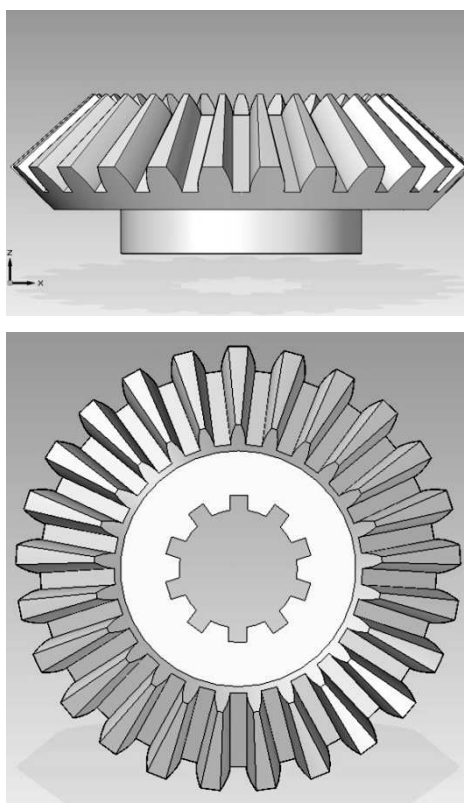
19. ábra Fogaskerekek tervezésének első lépése számítógépen



20. ábra Fogaskerekek tervezésének második lépése számítógépen



21. ábra Fogaskerek tervezésének harmadik lépése számítógépen



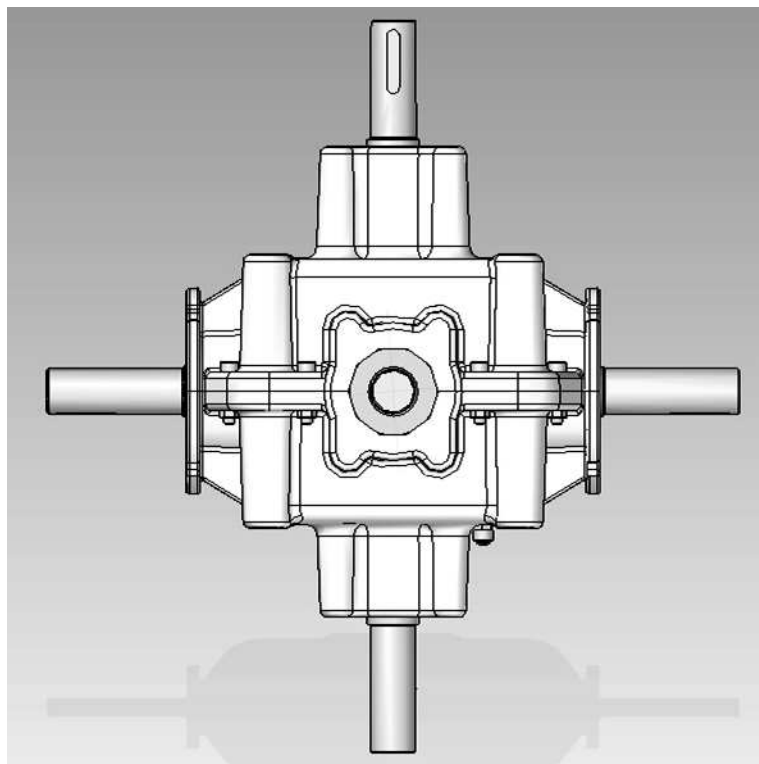
22. ábra Kúp fogaskerék 3D-s modellje

4.4. Terhelési modell

A terhelési modell megalkotásában három általános lehetőség van. Ennek megfelelően a szerkezeteket a terhelésvételével szempontjából három részre osztjuk.

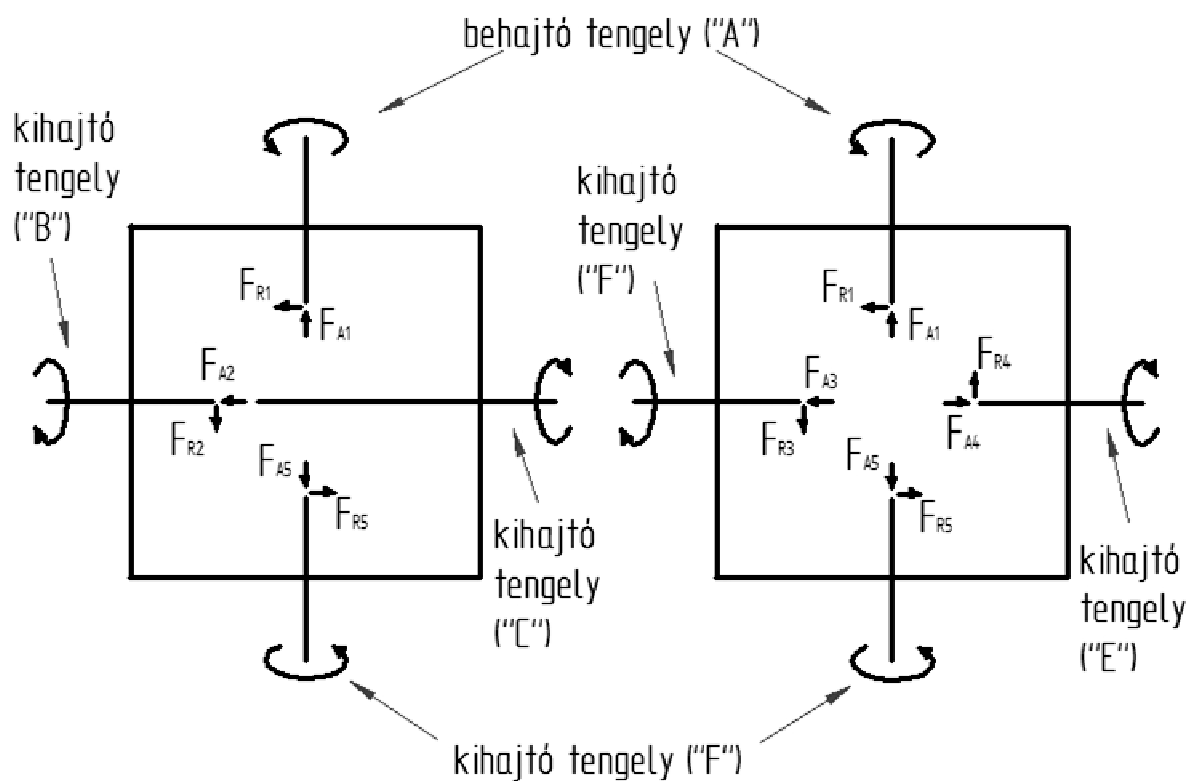
Olyan szerkezetekre, amelyekenél:

- előírásokkal meghatározható a terhelés;
- kísérletekből, tapasztalatokból adódik a terhelés;
- egyedi megfontolásokkal modellezzük a terhelést.



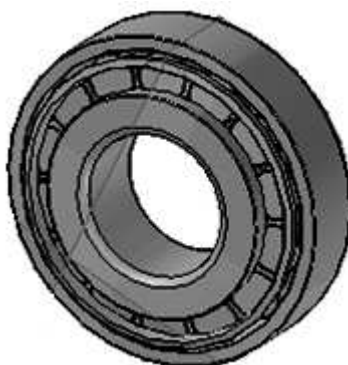
23. ábra Hattengelyes hajtómű előlnézete

Az általunk választott szerkezetre az utolsó megállapítás az érvényes, ugyanis sem jogi, sem kísérletek nem állnak rendelkezésre, egyedül **korábbi konstrukciók áttekintése** volt segítségünkre.



24. ábra Terhelési modell elől és oldalnézetből

Felhasználtunk a hajtómű tervezése során könyvtárakban megkerestük a **Műszaki tudományban** elismert szakkönyveket. a főként a kúpogaskerekkel és egyéb gépelemekkel kapcsolatban.



25. ábra A terhelést viselő kúpogörgős csapágó 3D-s modellje

A csapágyak, kúpfogaskerekek és egyéb szabványosított elemek **paramétereinek számításakor olyan módszereket választottunk, amelyek a múltban már igazolták helyet állóságukat** a mérnöki gyakorlat során.

A létrejöttük okait vizsgálva három csoportba soroljuk a terheléseket:

- önsúlyra,
- üzemeltetésből eredő terhelésre,
- egyedi, egyszeri terhelésre.

A szerkezet működésére **az önsúlyt, mint terhelést figyelmen kívül hagyhatónak vettük**, mivel hatása a szerkezetre elenyésző. A szerkezet önsúlyából származó terhelés nagyságrendekkel kisebb a szerkezetre ható aktív terheléseknél. Ha figyelmen kívül hagyjuk az önsúlyt a számítások elkészítése során, akkor az így keletkezett hiba kisebb, mint 5% lett.

Az **üzemi terhelés, amely akkor és azért jön létre, amikor a szerkezetet, berendezést üzemeltetjük**. A hajómű ház szabványos átmérőjű, $\phi 35$ mm-es **behajtó tengelyére 700Nm nyomaték** hat. Ez a nyomaték osztódik szét a kúpfogaskerekeken, és közölve a szétosztott nyomatékot a kihajtó tengelyeknek. Kúpkerekes hajtásból adódóan, a kúpkerekre ható nyomatékból keletkeznek a tengelyeket terhelő axiális és radiális erők.

A **hajtóműre egyedi, egyszeri terhelés nem hat**. Ugyanis egyrészt a hajtómű tervezéskor összetettsége és kis karbantartási szükséglete miatt túlméreteztük. Másrészt abból indultunk ki, hogy a hajtóművet elektromotorral hajtjuk meg. Abban az esetben ha a hajtóművet túlterhelné a elektromotor, inkább a motor terhelődne jobban és melegedne fel mint sem a hajtómű terhelődne túl. A korszerű elektromotoros védelmi rendszerek egyébként is megakadályozzák a elektromotorok túlterhelődését, melegedését. Rövidebben és velősen fogalmazva a hajtómű jóval "erősebbre" van tervezve, mint az őt meghajtó elektromotor.

4.5. Anyagmodell

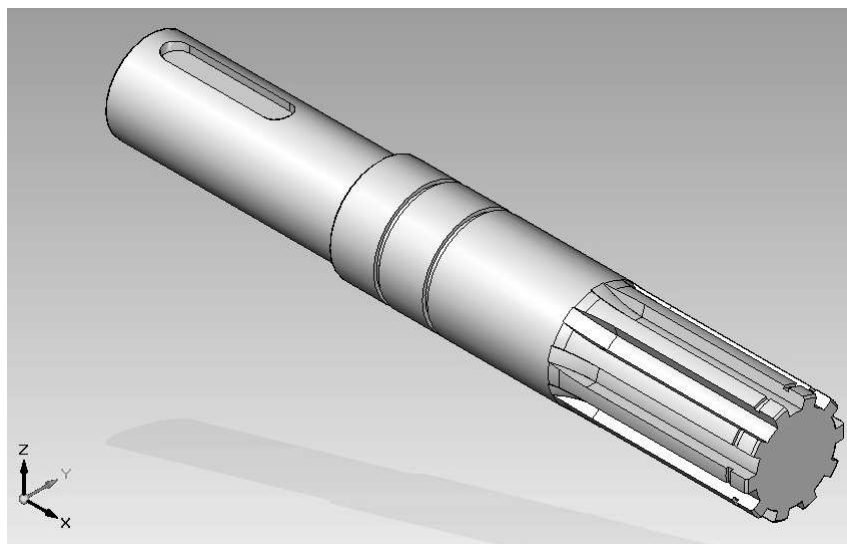
Azt a függvény kapcsolatot, amely egy adott pontban az alakváltozási állapot és a feszültségi állapot és kapcsolatát, anyagtörvénynek vagy anyagmodellnek nevezzük⁵.

Olyan anyagmodell függvénykapcsolat, amely az anyagtörvényt meghatározó összes jellemzőt figyelembe veszi, nincs. De még ha lenne, akkor sem volna érdekes ilyen modellt alkalmazni, mert:

- a számításokat rendkívül megnehezítené, de még inkább azért, mert
- nem lehetne a hozzátartozó anyagállandókat meghatározni.

Esetenként tehát még oly pontos anyagmodell sem vezet eredményre, annak kidolgozása, illetve alkalmazása felesleges, ha a hozzátartozó mérésekből kellő pontossággal meghatározható anyagállandók nem ismerhetők meg.

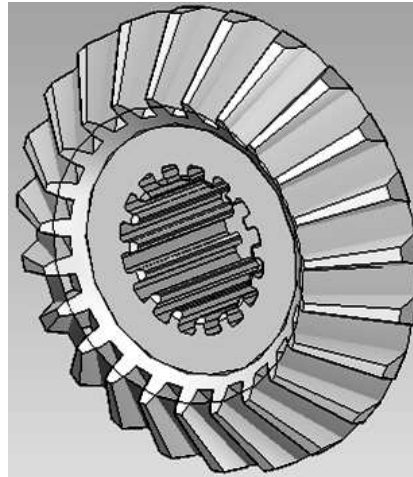
A hajtómű elemei acélból készülnek, amely anyagok homogénnek tekinthetők, bár az acél mikro szerkezete közel sem homogén, mégis a tapasztalat azt mutatja, hogy ez a modell igen sok esetben jó eredményeket ad a valósággal való összevetéskor az egész szerkezet viselkedésére vonatkozóan.



26. ábra A behajtó tengely, anyagának szós acélnak kell lennie

⁵ M. Csizmadia B. és Nándori E.: Modellalkotás, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003

A kúpkeres hajtómű **további vizsgálatánál a hangsúlyt a szerkezeti elemek anyagának kiválasztására fektetünk**, legfőképp a hajtóműháznál, a tengelyeknél és a kúpfogaskerekeknél.



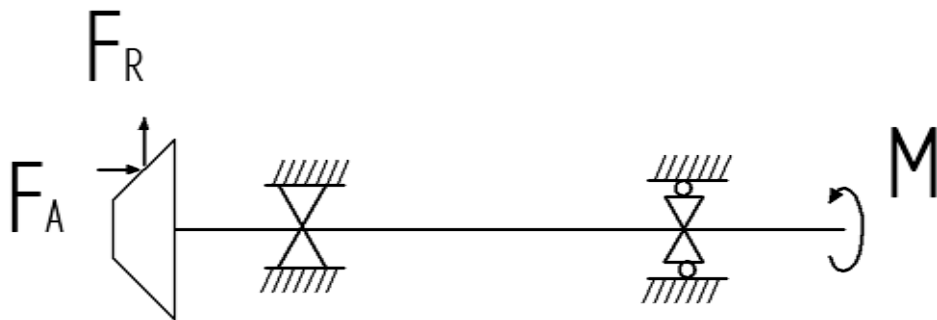
27. ábra Kúpfogaskerék

4.6. Tönkremeneteli modell

Egy szerkezet tönkremenetele kétféleképpen történhet: vagy az anyag megy tönkre, vagy az egész szerkezet használhatósága válik lehetetlenné.

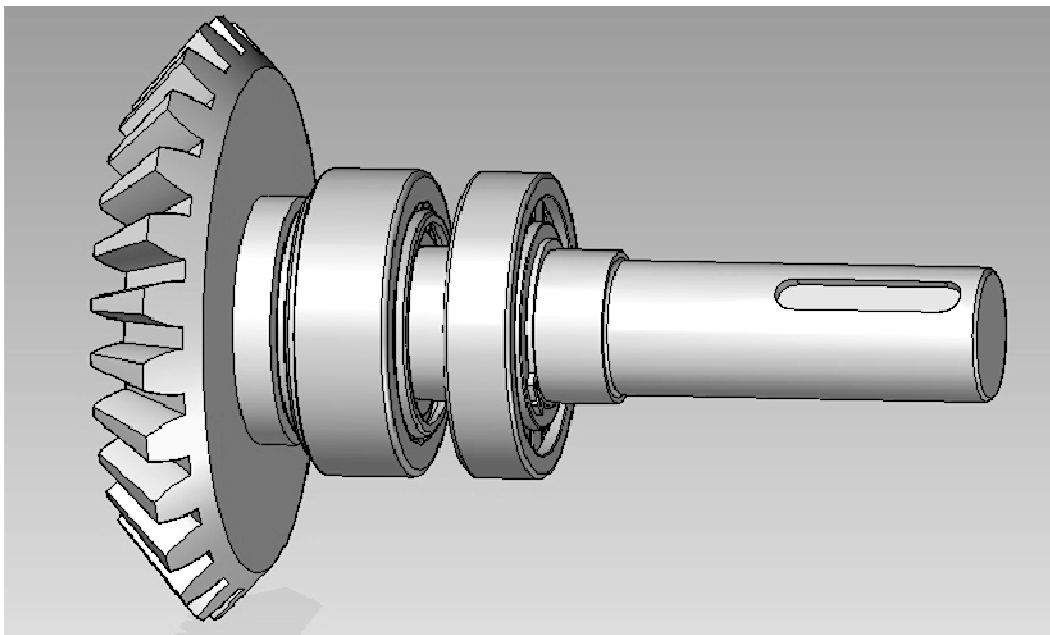
4.6.1. Anyag tönkremeneteli modell:

A tengelyek vizsgálatakor, azok makroszkopikus tönkremenetelének elemzését végezzük el. A makroszkopikus tönkremenetel a legszélesebben elterjedt és a homogén anyagmodell alkalmazásával, valamint ismereteink hiányos voltával egybevágó az anyag tönkremenetel makroszkopikus meghatározása. Legtöbb esetben nem azt vizsgáljuk, hogy a kristály szinten milyen változások mennek végbe az anyagban, hanem az anyag egészének viselkedésének alapján minősítünk.



28. ábra A tengely vizsgált modellje

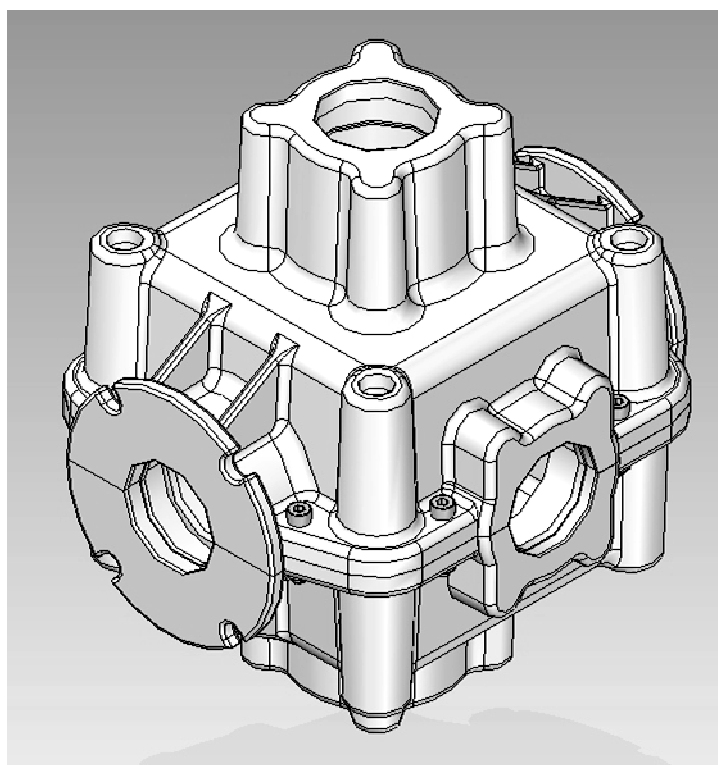
Feszültségcsúcsra történő méretezés során megkeressük a szerkezet veszélyes keresztmetszete veszélyes profiljában keletkező legnagyobb redukált feszültséget és ezt korlátozzuk egy megengedett érték alá. Ennek az eljárásnak a hátránya, hogy az anyag nincs kihasználva, hiszen csupán egyetlen pontban van csupán határhelyzetben.



29. ábra. A tengely számítógépes modellje

4.6.2.Szerkezet tönkremeneteli modell:

A hajtóműháznak a lehető legmerevebbnek kell lennie. Ezért méretezésekor az alakváltozásra történő méretezést végezzük el. Az alakváltozásra történő méretezés során a tönkremenetel itt nem valódi “tönkremenetel”, törés, hanem a szerkezet használhatóságának korlátozását, vagy lehetetlenné válását jelenti.



30. ábra A méretezendő hajtóműház

A hajtóműház merev kell, hogy legyen, annak érdekében, hogy a terhelések hatására rögzítése ne tudjon elfordulni vagy elcsavarodni, hiszen ha ez mégis megtörténik, akkor a tengelyekre még nagyobb terhelés kerül. Amennyiben a tengelyek fix tengelykapcsolókhoz vannak kötve. Tehát, a hajtóműház elcsavarodása a tengelyekre ható igénybevételeket bővítené egy hajlító igénybe vétellel, ami már komoly túlterhelése lenne a tengelynek.

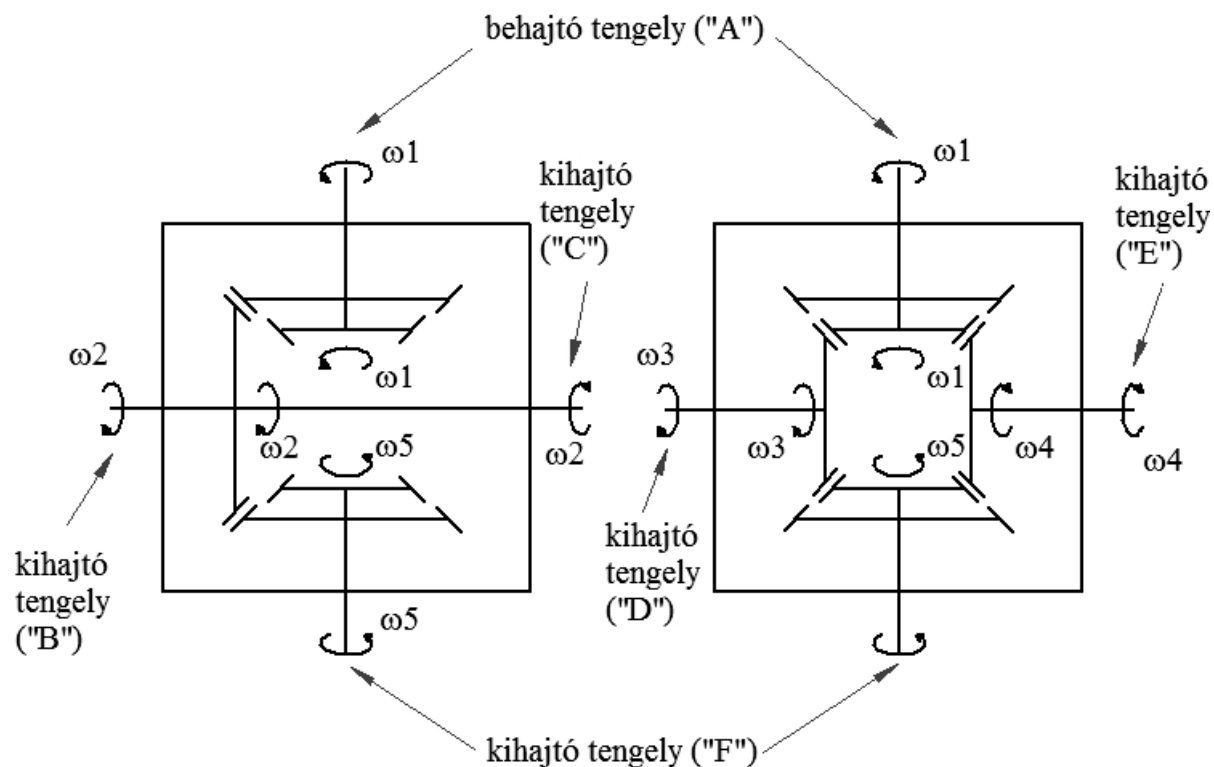
4.7. Kinematikai modell

A kinematikai modell megmutatja a behajtó és kihajtó tengelyek kapcsolatát. Az elhelyezése a hajtóműnek mezőgazdasági terménytároló mixerébe történt. A mixer végzi a szemes takarmány kitermelését a tárló rekeszekből.

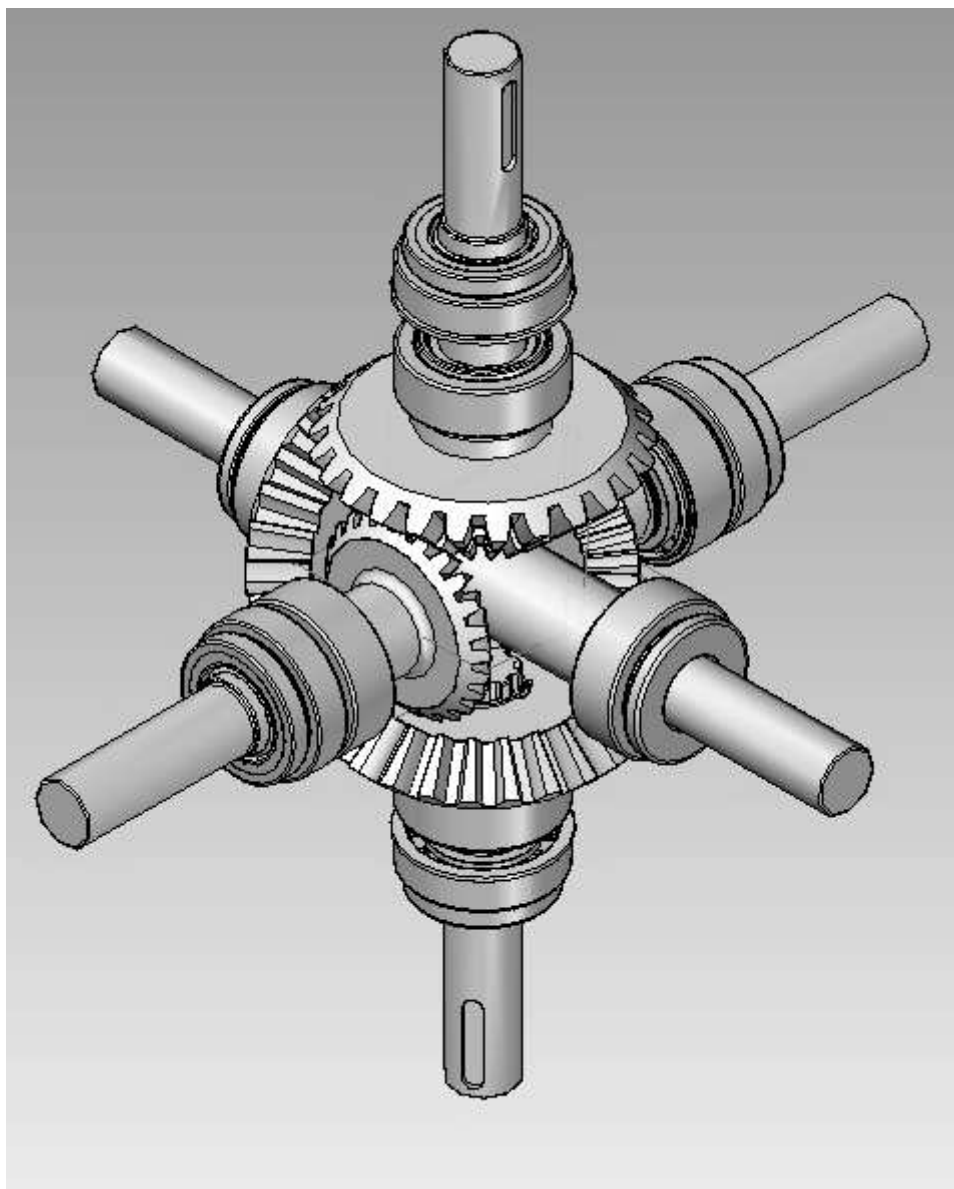
A 8. ábrán látható hogy a behajtó ("A") tengelyen lévő fogaskerék kapcsolódása a kihajtó tengelyeken ("B", "C", "D", "E", "F") lévő fogaskerekekkel. Az már tudjuk az előlekből hogy a hajtások között 1:1 arány van, ebből kifolyólag a behajtó tengelyen megjelenő fordulatszámmal forognak a kihajtó tengelyek is.

A behajtó tengely ("A") az adott hajtóművűnkénél közvetlen érintkezik négy oldalon lévő kihajtó tengelyek ("B", "C", "D", "E") fogaskerekeivel, a vele szemben lévő kihajtó tengely ("F") meghajtása pedig közvetve történik a ("B", "C") kihajtó tengelyén lévő fogaskerék segítségével. Így pontos képet kapunk a hajtómű elhelyezésének okáról a mixerben.

A hajtóművet 540 ford./min fordulatszámmal hajtjuk meg.



31. ábra. Kinematikai modell elől és oldalnézetből



32. ábra A mozgó elemek: tengelyek, fogaskerek és csapágyak

5. A első szériás, vagyis a nagyméretű hajtóművel kapcsolatos számítások és elemzések

5.1. Kúp kerekkel kapcsolatos számítások

A kúpkerék tervezésekor a fogaskerek méreteinek a meghatározását három módszerrel, és ez által három lépésben végeztük el. Ezek a lépések a következők:

1. Előtervezés, amit analitikusan végeztünk el egyszerűsített modellek felhasználásával.
2. Pontos méretek meghatározása numerikusan, a MITCalc nevű program felhasználásával végeztünk el.
3. Ellenőrzés numerikusan, a Solid Edge V20-as mérnöki programcsomag felhasználásával.

5.1.1. A nagy kúpkerék paraméterei – előtervezés:

A kúpkerék paramétereinek kiszámítására már léteznek elfogadott, bevált, régóta alkalmazott analitikus modellek. A tervezési folyamat kezdetekor ezeket a számítások eredményeit vettük alapul a megfelelő numerikus számítási módszerek alkalmazásához.

Ismert adatok:

- $z = 25$ - fogsám
- $m = 6 \text{ mm}$ - modulméret
- $b = 29,2 \text{ mm}$ - foghossz

6. táblázat Az I-es széria nagy kúpkerékének paraméterei

Geometriai jellemzők	Paraméterek:
Osztó körátmérő:	$d_1 = z_1 \cdot m_t = 25 \cdot 6 = 150 \text{ mm}$
Osztó kúpszög:	$\delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} = \frac{1}{1 + 0} = 45^\circ$

Osztó kúphossz:	$R_e = \frac{d_1}{2} \cdot \sin \delta_1 = \frac{150}{2} \cdot \sin 45^\circ = 53,0330mm$
Középső osztó kúphossz:	$R_m = R_e - b/2 = 53,0330 - 29,2/2 = 38,4330mm$
Fogmagasság-tényező:	$h_w^* = 2$
Középső működő fogmagasság:	$h_{wm} = h_w^* \cdot m_t \cdot \frac{R_m}{R_e} \cdot \cos \beta_m = 2 \cdot 6 \cdot \frac{38,4330}{53,0330} \cdot 1 = 8,6964mm$
Lábhézag tényező:	$c^* = 0,2$
Lábhézag:	$c = c^* \cdot h_{wm} = 0,2 \cdot 8,6964 = 1,7393mm$
Középső fogmagasság:	$h_m = h_{wm} + c = 8,6964 + 1,7393 = 10,4357mm$
Egyenértékű áttétel:	$m_{90} = \sqrt{\frac{z_2 \cdot \cos \delta_1}{z_1 \cdot \cos \delta_2}} = \sqrt{\frac{25 \cdot \cos 45^\circ}{25 \cdot \cos 45^\circ}} = 1$
Középső fejmagasság-tényező:	$h_{am} = 0,21 + 0,29 / m_{90}^2 = 0,21 + 0,29 / 1 = 0,5$
Középső osztás:	$p_m = \pi \cdot m_1 \cdot R_m / R_e =$ $= \pi \cdot 6 \cdot 38,4330 / 53,0330 = 13,6603mm$
Középső fejmagasság:	$h_{am1} = (1 - h_{am}^*) \cdot h_{wm} = (1 - 0,5) \cdot 8,6964 = 4,3482mm$
Középső lábmagasság:	$h_{fm1} = h_m - h_{am1} = 10,4357 - 4,3482 = 6,0875mm$
Fogláb szög:	$\vartheta_{f1} = \arctg(h_{fm1} / R_m) = \arctg(6,0875 / 38,4330) = 9,0004^\circ$
Fejkúp szög:	$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{f2} = 45^\circ + 9,0004^\circ = 54,0004^\circ$
Lábkúp szög:	$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_{f1} = 45^\circ - 9,0004^\circ = 35,9996^\circ$
Külső fejmagasság:	$h_{a1} = h_{am1} + 0,5 \cdot b \cdot \tg \vartheta_{f2} =$ $= 4,3482 + 0,5 \cdot 29,2 \cdot \tg 9,0004^\circ = 6,6607mm$

Külső lábmagasság:	$h_{f1} = h_{fm1} + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \vartheta_{f1} =$ $= 6,0875 + 0,5 \cdot 29,2 \cdot \operatorname{tg} 9,0004^\circ = 8,4000 \text{ mm}$
Külső közös fogmagasság:	$h_w = h_{a1} + h_{a2} = 6,6607 + 6,6607 = 13,3214 \text{ mm}$
Külső fogmagasság:	$h = h_{a1} + h_{f1} = 6,6607 + 8,4000 = 15,0607 \text{ mm}$
Fejkör átmérő:	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \cdot \cos \delta_1 =$ $= 150 + 2 \cdot 6,6607 \cdot \cos 45^\circ = 159,4196 \text{ mm}$

5.1.2. A nagy kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan

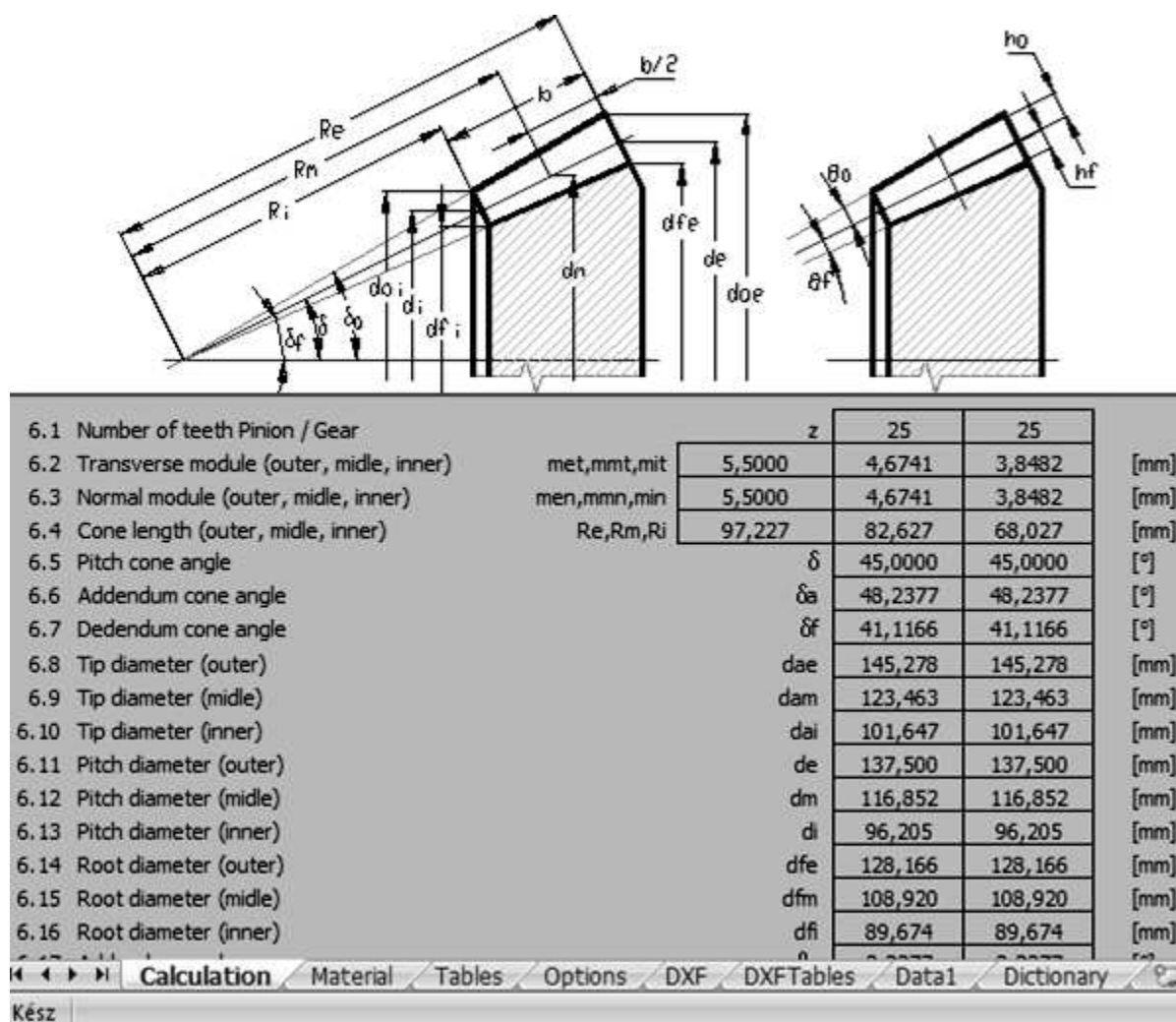
A kúpkerek pontos paramétereinek a meghatározását numerikus módon végeztük el. A számításokat a MITCalc nevű programmal végeztük el. A MITCalc használatához elegendő egy táblázatkezelő program.

A paraméterek meghatározása során első lépésként betápláltuk a az ismert adatokat, úgymint az áttételt, a bemenő teljesítményt, a fogaskerék anyagot, a modult, stb. A program folyamatosan végzi a paraméterek kiszámítását, folyamatosan frissíti az adatokat.

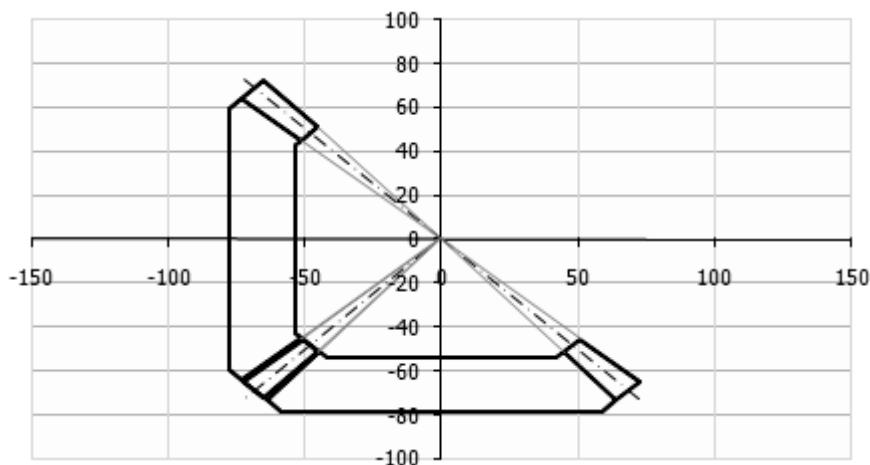
Bevel gearing with straight, oblique and curved teeth [mm/DIN]				
i Check lines:11.7;		Pinion	Gear	
1.3	Torsional moment (Pinion / Gear) Mk [Nm]	254,67	250,88	Pw <= Mk,n
1.4	Transmission ratio / from table i	1,00	1,00	
1.5	Actual transmission ratio / deviation i	1,0000	0,00%	
2.0 ☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters				
2.0	Material identification according standard :	DIN		
2.1	Material of the pinion :	G...Alloy structural steel 14NiCr14 (Rm=932 MPa) case-hardened		
2.2	Material of the gear :	G...Alloy structural steel 14NiCr14 (Rm=932 MPa) case-hardened		
2.3	Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous		
2.4	Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous		
2.5	Type of gearing mounting	A...Overhung both wheels - type 1		
2.6	Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max	5 / 6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 5)		
2.7	Coefficient of one-off overloading KAS	2,00		[h]
2.8	Desired service life Lh	20000		
2.9	Coefficient of safety (contact/bend) SH / SF	1,30	1,60	
2.10	Automatic design	A. Spur gearing		Run
3.0 ☒ Parameters of the tooth profile, gearing type				
3.1	Guiding curve of the toothing (Type of toothing)	A,B. Straight line, type I (Standard straight and oblique toothing) ☒		

33. ábra Bemenő paraméterek

A számítás során a program kijelzi az esetleges hibákat, mint amilyen a nagy feszültség a fogfelületen vagy a fogtőben, hibaként jelentkezhet még a fogaskerék terhelő túl nagy kerületi sebesség is, stb. Ekkor a mérnöknek kell döntenie, tudása és intuíciója felhasználásával, hogy a bemenő paraméterek közül melyiken változtat. A MITCalc gyorsan reagál a paraméterek változtatására, és azonnal frissíti az adatokat.



34. ábra Kúpkerék paraméterei számokban

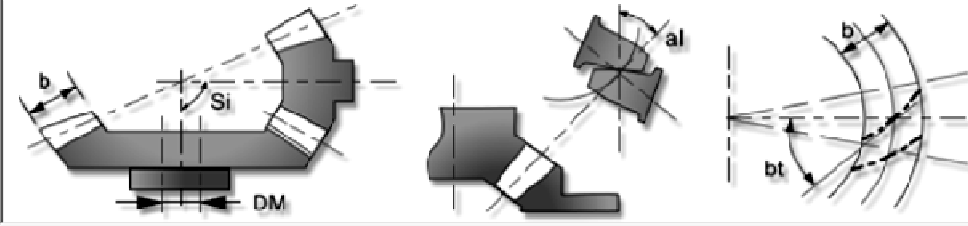


35. ábra Kúpkerek paramétereinek grafikusán

5.1.3. A nagy kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan

Az elsőször betápláljuk a Solid Edge mérnöki program, méretező moduljába a már előzőekben megismert paramétereket, vagyis a 6 mm-es modult, a kúpkerekenkénti 25 db-os fogszámot, a 37 kW-os teljesítményt és a $750 \frac{1}{\text{min}}$ azaz a $4500 \frac{\text{o(fok)}}{\text{s}}$ fordulatszámot.

Tervezői paraméterek
Számított eredmények
Számított geometria



Fogaskerek paraméterek

Név	Érték
Kívánt áttétel	1
(al) Kapcsolószög	20,00 °
(bt) Foghajlásszög	0,00 °
(Si) Tengelyszög	90,00 °
Modul	6,00 mm
Foghajlásszög irány	Bal

Számítási paraméterek

Név	Hajtó ker...	Hajtott k...
Fogsám	25	25
(DM) Rögzítő furat át...	35,00 mm	40,00 mm
(b) Fogszélesség	29,20 mm	
Teljesítmény	37000,00 W	
Sebesség	4500,000...	
Hatásfok	0,92	

36. ábra Betáplált paraméterek

A Solid Edge ezután elvégzi a szilárdsági számításokat, az eredményeket kiírja a számítógép képernyőjére.

Tervezői paraméterek

Számított eredmények

Számított geometria

Általános eredmények

Név	Hajtó ker...	Hajtott k...
Normál kapcsolószög	20,00 °	
Normál modul köz...	5,17 mm	
Érint. működő kap...	20,00 °	
Bázis spirál szög	0,00 °	
Helyettesítő tengel...	182,93 mm	
Osztóköri fogosztás	16,25 mm	
Érintőleges osztás	18,85 mm	
Bázis osztóköri fog...	17,71 mm	
Helyettesítő áttétel	1	
Fogszelesség tényező	0,2753	0,2753
Keresztirányú kapc...	1,681	
Átfedési tényező	0	
Módosított kapcso...	1,681	
Teljesítmény	37000,00 W	34040,00 W
Származás	1500 000	1500 000

Szilárdsági ellenőrzés

Megfelel

?

Név	Hajtó kerék	Hajtott ke...
Megengedett hajlító...	16920,000...	33520,000...
Biztonsági tényező h...	21,5	6,98

Erő

Név	Érték
(Ft) Tangenciális erő	7283725,720 mN
(Fr) Radiális erő	1874582,048 mN
(Fa) Tengelyirányú erő	1874582,048 mN
(FN) Normálirányú erő	7751179,012 mN
Kerületi sebesség	507,982 cm/s

37. ábra Szilárdsági ellenőrzés és a fogaskereket terhelő erők kiszámított értékei

Végül a szilárdságilag megfelelő kúpkerek paramétereit jeleníti meg a program.

Tervezői paraméterek	Számított eredmények	Számított geometria
----------------------	----------------------	---------------------

Alapmértékek

Név	Hajtó kerék	Hajtott kerék
(db) Alapkör átmérő	140,95 mm	140,95 mm
(da) Fejkör átmérő	158,49 mm	158,49 mm
(d) Osztókör átmérő	150,00 mm	150,00 mm
(dm) Középső osztókörátmérő	129,35 mm	129,35 mm
(dr) Lábkör átmérő	139,39 mm	139,39 mm
(Tc) Foghúrméret	8,32 mm	8,32 mm
(ht) Fogvastagság húrméret magasság	3,63 mm	3,63 mm
(Tr) Fogtő vastagság	9,43 mm	9,43 mm

38. ábra Nagy kúpkerek számított geometriája

5.1.4. A kis kúpkerek paramétereit analitikusan

Ismert adatok:

- $z = 25$ - fogszám
- $m = 4 \text{ mm}$ - modulméret
- $b = 24,8 \text{ mm}$ - foghossz

7. táblázat Az I-es széria kis kúpkerekének paramétereit

Geometriai jellemzők	Paraméterek:
Osztó körátmérő:	$d_1 = z_1 \cdot m_t = 25 \cdot 4 = 100 \text{ mm}$
Osztó kúpszög:	$\delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} = \frac{1}{1 + 0} = 45^\circ$
Osztó kúphossz:	$R_e = \frac{d_1}{2} \cdot \sin \delta_1 = \frac{100}{2} \cdot \sin 45^\circ = 35,3553 \text{ mm}$
Középső osztó kúphossz:	$R_m = R_e - b / 2 = 35,3553 - 24,8 / 2 = 22,9553 \text{ mm}$
Fogmagasság-tényező:	$h_w^* = 2$
Középső működő fogmagasság:	$h_{wm} = h_w^* \cdot m_t \cdot \frac{R_m}{R_e} \cdot \cos \beta_m = 2 \cdot 4 \cdot \frac{22,9553}{35,3553} \cdot 1 = 5,1942 \text{ mm}$
Lábhézag tényező:	$c^* = 0,2$
Lábhézag:	$c = c^* \cdot h_{wm} = 0,2 \cdot 5,1942 = 1,0388 \text{ mm}$
Középső fogmagasság:	$h_m = h_{wm} + c = 5,1942 + 1,0388 = 6,2330 \text{ mm}$
Egyenértékű áttétel:	$m_{90} = \sqrt{\frac{z_2 \cdot \cos \delta_1}{z_1 \cdot \cos \delta_2}} = \sqrt{\frac{25 \cdot \cos 45^\circ}{25 \cdot \cos 45^\circ}} = 1$
Középső fejmagasság-tényező:	$h_{am} = 0,21 + 0,29 / m_{90}^2 = 0,21 + 0,29 / 1 = 0,5$

Középső osztás:	$p_m = \pi \cdot m_1 \cdot R_m / R_e =$ $= \pi \cdot 4 \cdot 22,9553 / 35,3553 = 8,1590mm$
Középső fejmagasság:	$h_{am1} = (1 - h_{am}^*) \cdot h_{wm} = (1 - 0,5) \cdot 5,1942 = 2,5971mm$
Középső lábmagasság:	$h_{fm1} = h_m - h_{am1} = 6,2330 - 2,5971 = 3,6359mm$
Fogláb szög:	$\vartheta_{f1} = \arctg(h_{fm1} / R_m) = \arctg(3,6359 / 22,9553) = 9,0003^\circ$
Fejkúp szög:	$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{f2} = 45^\circ + 9,0003^\circ = 54,0003^\circ$
Lábkúp szög:	$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_{f1} = 45^\circ - 9,0003^\circ = 35,9997^\circ$
Külső fejmagasság:	$h_{a1} = h_{am1} + 0,5 \cdot b \cdot tg \vartheta_{f2} =$ $= 2,5971 + 0,5 \cdot 24,8 \cdot tg 9,0003^\circ = 4,5611mm$
Külső lábmagasság:	$h_{f1} = h_{fm1} + 0,5 \cdot b \cdot tg \vartheta_{f1} =$ $= 3,6359 + 0,5 \cdot 24,8 \cdot tg 9,0003^\circ = 5,6000mm$
Külső közös fogmagasság:	$h_w = h_{a1} + h_{a2} = 4,5611 + 4,5611 = 9,1222mm$
Külső fogmagasság:	$h = h_{a1} + h_{f1} = 4,5611 + 5,6000 = 10,1611mm$
Fejkör átmérő:	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \cdot \cos \delta_1 =$ $= 100 + 2 \cdot 4,5611 \cdot \cos 45^\circ = 106,4504mm$

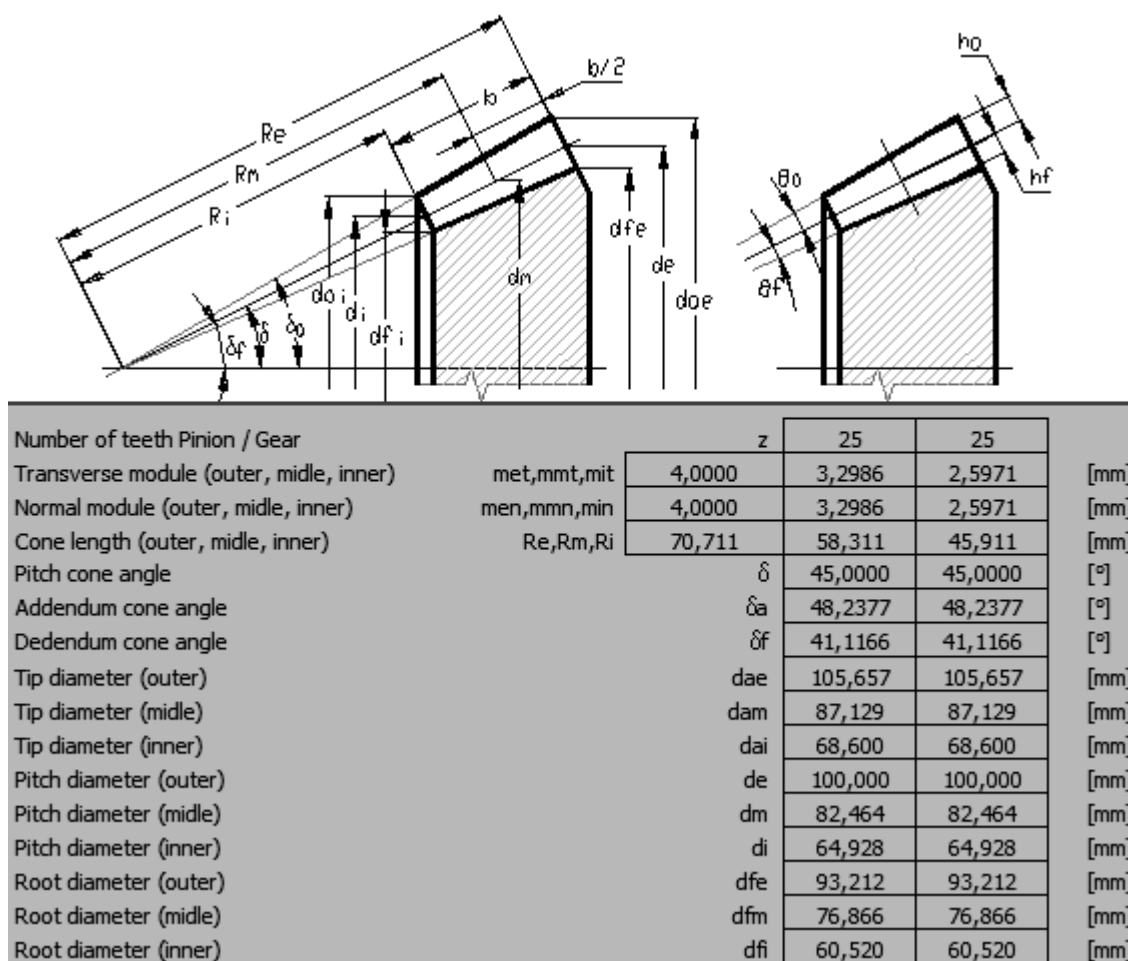
5.1.4. A kis kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan

Ismert adatok:

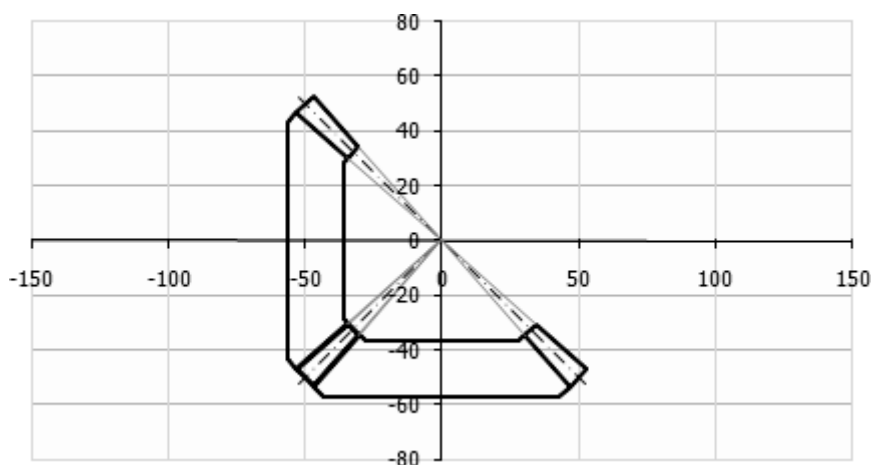
- $z = 25$ - fogsám
- $m = 4$ mm - modulméret
- $b = 24,8$ mm - foghossz
- $i = 1$ - áttétel
- $n = 750$ ford./min - fordulatszám
- $c^* = 0,2$ - lábhézag tényező

Input section				
1.0 ☒ Options of basic input parameters				
1.1 Transferred power	Pw [kW]	17,500	17,240	<= Max.
1.2 Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	750,0	750,0	i <= n1,
1.3 Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	222,83	219,52	Pw <= M
1.4 Transmission ratio / from table	i	1,00	1,00	
1.5 Actual transmission ratio / deviation	i	1,0000	0,00%	
2.0 ☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters				
2.0 Material identification according standard :	ISO			
2.1 Material of the pinion :	18CrNi6			
2.2 Material of the gear :	18CrNi6			
2.3 Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous			
2.4 Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous			
2.5 Type of gearing mounting	A...Overhung both wheels - type 1			
2.6 Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max	5 / 6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 5)			
2.7 Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00		[h]
2.8 Desired service life	Lh	20000		
2.9 Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,05	1,60	
2.10 Automatic design	A - Spur gearing			Run
3.0 ☒ Parameters of the tooth profile, gearing type				
3.1 Guiding curve of the toothing (Type of toothing)	A,B. Straight line, type I (Standard straight and oblique toothing)			☒
3.2 Addendum - Coefficient of the height of the tooth head	ha*	1,000	1,000	[modul]
3.3 Unit head clearance	c*	0,200	0,200	[modul]
3.4 Recommended coefficient of the root radius		0,304	0,304	[modul]
3.5 Coefficient of the root radius	rf*	0,304	0,304	☒ [modul]

39. ábra Betáplált adatok



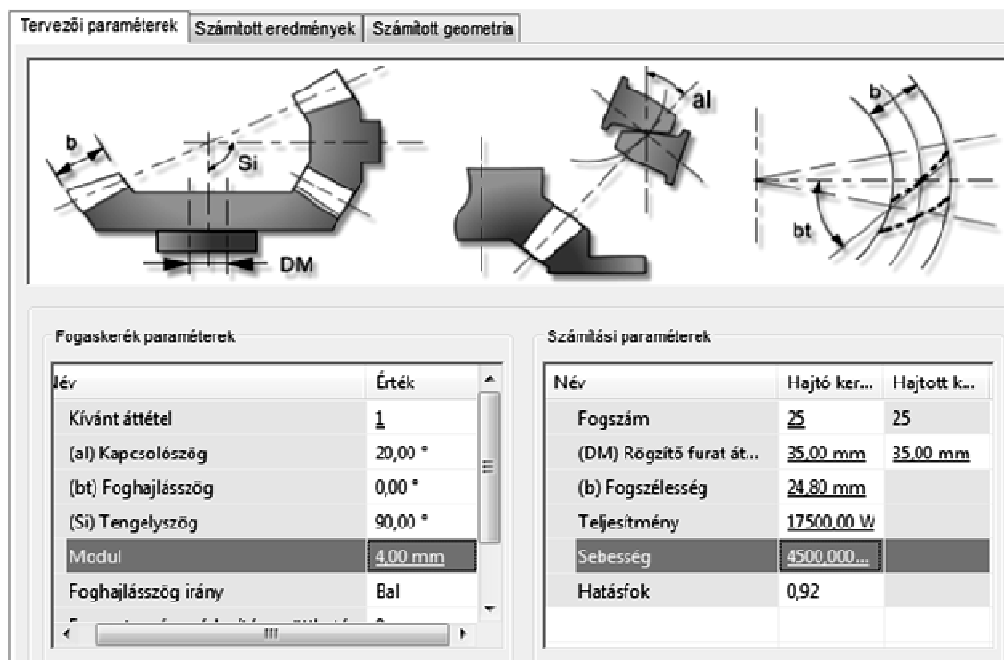
40. ábra Kis kúpkerék paramétereinek számokban



41. ábra Kúpkerék paramétereinek grafikusán

5.1.3. A kis kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan

Az elsőször betápláljuk a Solid Edge mérnöki program, méretező moduljába a már előzőekben megismert paramétereket, vagyis a 4 mm-es modult, a kúpkerekenkénti 25 db-os fogszámot, a 17,5 kW-os teljesítményt és a $750 \frac{\text{ford.}}{\text{min}}$ azaz a $4500^{\circ}(\text{fok})/\text{s}$ fordulatszámot.



42. ábra A kisfogaskerek paramétereinek betáplálása

A program ezután elvégzi a szilárdsági számításokat és kiírja az eredményeket.

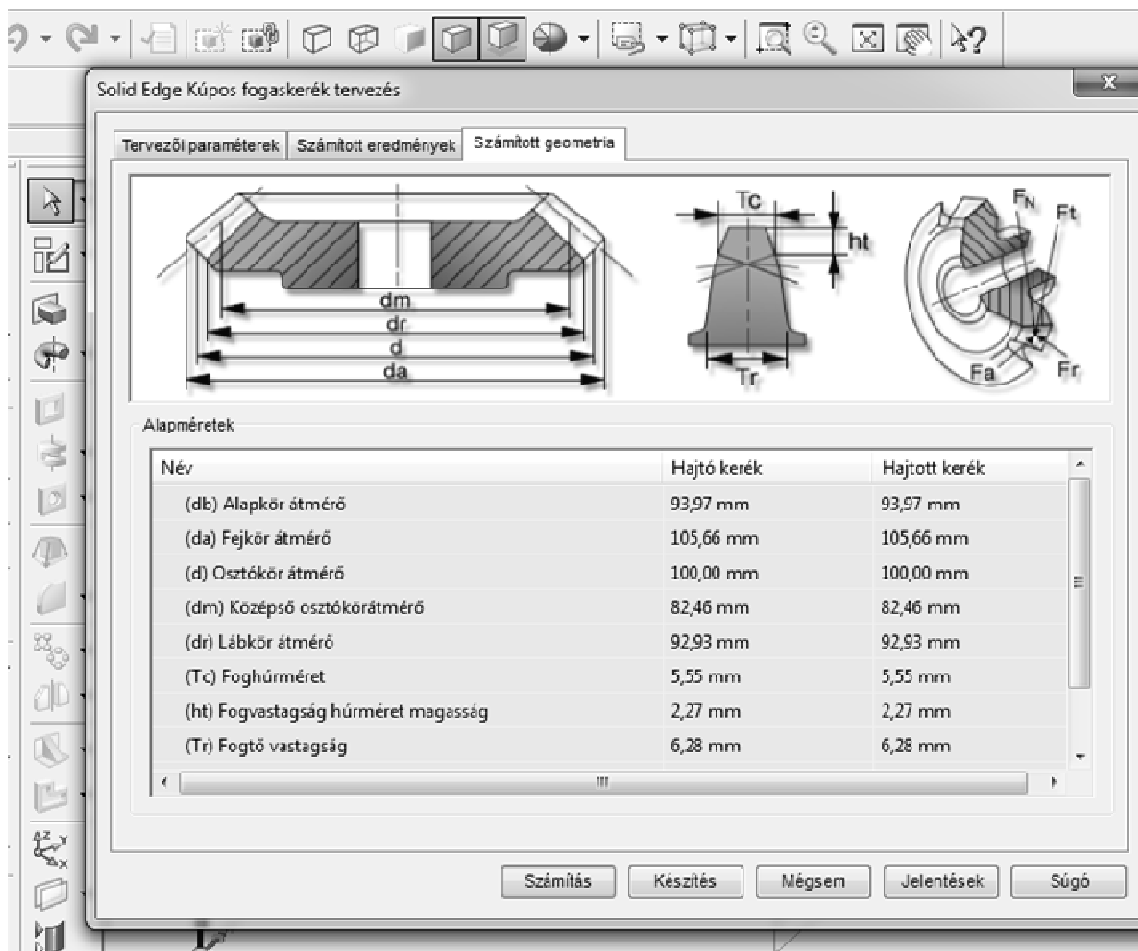
Név	Hajtó ker...	Hajtott k...
Normál kapcsolószög	20,00 °	
Normál modul köz...	3,30 mm	
Érint. működő kap...	20,00 °	
Bázis spirál szög	0,00 °	
Helyettesítő tengel...	116,62 mm	
Osztóköri fogosztás	10,36 mm	
Érintőleges osztás	12,57 mm	
Bázis osztóköri fog...	11,81 mm	
Helyettesítő áttétel	1	
Fogszélesség tényező	0,3507	0,3507
Keresztirányú kapc...	1,679	
Átfedési tényező	0	
Módosított kapcso...	1,679	
Teljesítmény	17500,00 W	16100,00 W

Név	Hajtó kerék	Hajtott ke...
Megengedett hajlít...	20030,000...	44910,000...
Biztonsági tényező h...	18,1	5,21

Név	Érték
(Ft) Tangenciális erő	5403828,835 mN
(Fr) Radiális erő	1390760,844 mN
(Fa) Tengelyirányú erő	1390760,844 mN
(FN) Normálirányú erő	5750634,533 mN
Kerületi sebesség	323,844 cm/s

43. ábra Szilárdsági ellenőrzés és a fogaskereket terhelő erők kiszámított értékei

A Solid Edge a szilárdságilag már megfelelő kúpkerek paramétereit megjeleníti és elkészíti-e paramétereknek megfelelő kúpkerek 3 dimenziós modelljét.



44. ábra Kis kúpkerek számított geometriája

5.2. Tengely méretezése

Ismert adatok:

- $P_{be} = 37 \text{ kW}$ - bemenő teljesítmény
- $n = 750 \text{ fordulat/perc}$ - bemenő fordulatszám
- $Z_1 = 25$ - kúpkerek fordulatszáma
- $\tau = 45 \text{ N/mm}^2$ - 34Cr4-es anyagra tangenciális feszültség
- $d_t = 35 \text{ mm}$ - ajánlott tengelyátmérő

A meghajtott tengelyre jutó nyomaték:

$$M_t = \frac{P_{be} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{37000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 750} = 471,0986 Nm$$

A meghajtott tengelyre ható axiális és radiális erő:

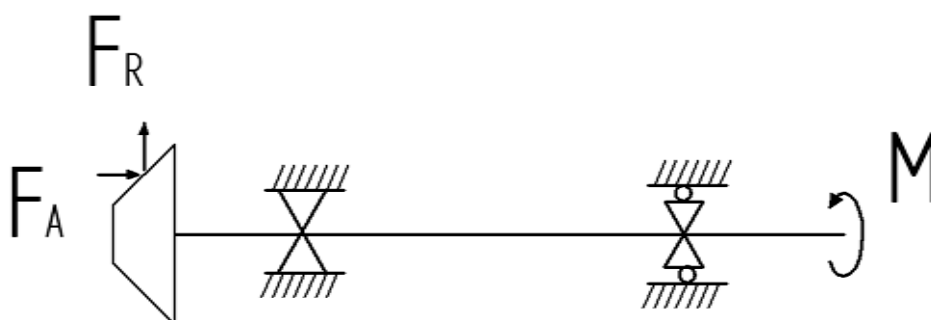
Fogaskerék paraméterek		Számítási paraméterek		
Név	Érték	Név	Hajtó ker...	Hajtott k..
Kivánt áttétel	1	Fogszám	25	25
(a1) Kapcsolószög	20,00 °	(DM) Rögzítő furat át...	35,00 mm	40,00 mm
(bt) Foghajlásszög	0,00 °	(b) Fogszélesség	29,20 mm	
(Si) Tengelyszög	90,00 °	Teljesítmény	37000,00 W	
Modul	6,00 mm	Sebesség	4500,000...	
Foghajlásszög irány	Bal	Hatásfok	0,92	

45. ábra Peremfeltételek

(Ft) Tangenciális erő	7283725,720 mN
(Fr) Radiális erő	1874582,048 mN
(Fa) Tengelyirányú erő	1874582,048 mN

46. ábra A kúpkerekre ható erők értékei

A statikai egyenletek:



47. ábra Behajtó tengely terhelési modellje

$$F_a = F_r = 1874,5820 \text{ N}$$

$$F_t = 7283,7257 \text{ N}$$

$$F_x = 0 = F_a + F_{Cx}$$

$$F_y = 0 = F_r + F_{Cy} + F_{Dy}$$

$$M_{Cz} = 0 = -0,055 \cdot F_r + 0,027 \cdot F_{Dy}$$

$$F_x = 0 = F_a + F_{Cx} \Rightarrow F_{Cx} = F_a = 1874,5820 \text{ N}$$

$$M_{Cy} = 0 = -0,055 \cdot F_r - 0,027 \cdot F_{Dy} \Rightarrow F_{Dy} = \frac{0,055}{0,027} \cdot F_r$$

$$F_{Dy} = \frac{0,055}{0,027} \cdot F_r = \frac{0,055}{0,027} \cdot 1874,5820 = 3818,5930 \text{ N}$$

$$F_y = 0 = F_t + F_{Cy} + F_{Dy} \Rightarrow F_{Cy} = F_r - F_{Dy}$$

$$F_{Cy} = F_r - F_{Dy} \Rightarrow F_{Cy} = 1874,5820 + 3818,5930 = 5693,1750 \text{ N}$$

A meghajtott tengely d_t átmérőjének meghatározása:

$$\tau_{cs} = \frac{F_r \cdot d_1 / 2}{K} \Rightarrow K = \frac{F_r \cdot d_1}{2\tau_{cs}}$$

$$K = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_r \cdot d_1}{\pi \cdot \tau_{cs}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_r \cdot d_1}{\pi \cdot \tau_{cs}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 7283,7257 \cdot 100}{\pi \cdot 60}} = 34,5430 \text{ mm}$$

Az $d_t=35\text{mm}$ -es átmérőjű és 34Cr4-es anyagú tengelyt ellenőriztük. A számítással $d=34,5430 \text{ mm}$ tengely átmérő lett megállapítva. Ebben az esetben teljesül a $d < d_t$ feltétel, vagyis a $d_t=35 \text{ mm}$ tengely átmérő **MEGFELELŐ**.

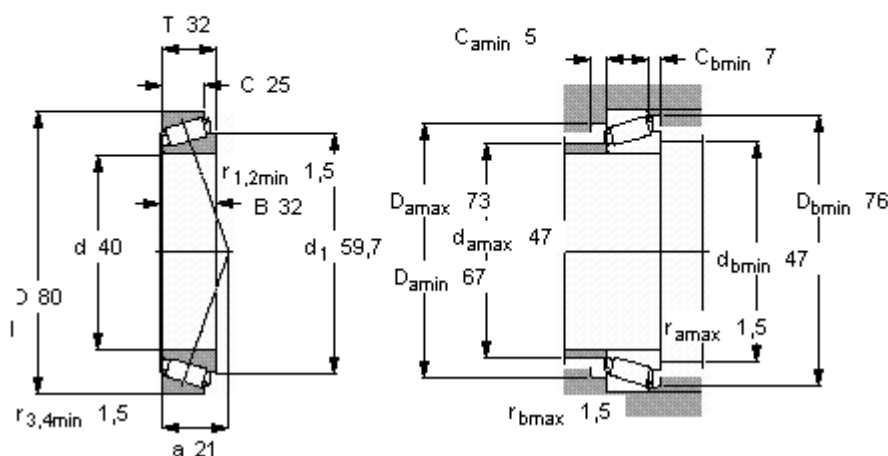
5.3. Csapágyak méretezése:

5.3.1. SKF 33208-es kúpörgős csapágy ellenőrzése

Ismert adatok:

- $C_0 = 105 \text{ kN}$ - statikus alapterhelés,
- $C = 132 \text{ kN}$ - bemenő fordulatszám,
- $p = 10/3$ - élettartam egyenlet kitevője golyós csapágyak esetén.

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass
d	D	T	C	C_0	P_u	Reference speed	Limiting speed	
mm			kN		kN	r/min		kg
40	80	32	105	132	15	5600	8500	0,77



48. ábra Csapágy jellemzők⁶

⁶ <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=en&imperial=false&windowName=null&perfid=131000&prodid=1310003208>

Egyenértékű statikus csapágyterhelés:

$$P_0 = 0,5 \cdot F_{Cy} + Y_0 \cdot F_{Cx} = 0,5 \cdot 5693,1750N + 0,9 \cdot 1874,5820N = 4533,7113N$$

Statikus biztonsági tényező:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{132000N}{4533,7113N} = 29,1152$$

Kúpgörgős csapágyak esetében a szükséges statikus biztonsági tényező $s_{0\text{ req}} = 3$ vagy ettől nagyobb érték. Esetünkben a statikus biztonsági tényező értéke $s_0 = 29,1152$ óra vagyis:

$$s_0 > s_{0\text{ req}} \quad \text{A feltétel teljesült, vagyis a csapágy **MEGFELEL**.}$$

Egyenértékű dinamikus csapágyterhelés:

$$P_0 = 0,4 \cdot F_{Cy} + Y_0 \cdot F_{Cx} = 0,4 \cdot 5693,1750N + 1,7 \cdot 1874,5820N = 5464,0594N$$

A csapágy élettartama

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{105000}{5464,0594} \right)^{\frac{10}{3}} = 19006,9730 \text{ h}$$

A SKF 33 208-es csapágyra 10 000 üzemóra lett előlátva, a számításokkal meg lett állapítva a csapágy élettartama 19006,9730 óra, tehát a SKF 33 208-es csapágy **MEGFELEL**.



49. ábra SKF 33208 kúpgörgős csapágó

5.3.2. SKF NUP 208 hengergörgős csapágó ellenőrzése

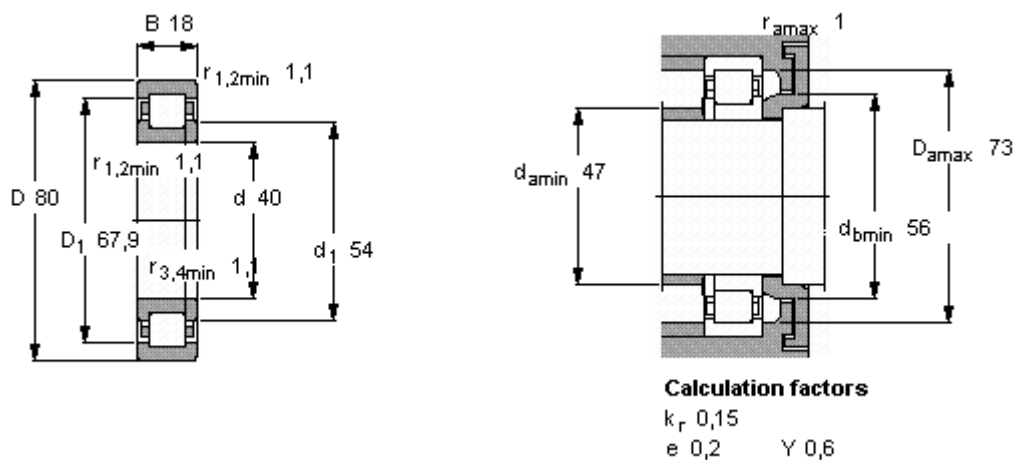
Ismert adatok:

- $C_0 = 53 \text{ kN}$ - statikus alapterhelés,
- $C = 62 \text{ kN}$ - bemenő fordulatszám,
- $p = 10/3$ - élettartam egyenlet kitevője golyós csapágók esetén⁷.

8. táblázat Hengergörgős csapágó adatai

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed	
mm			C	C_0	kN	r/min		kg
40	80	18	62	53	6,7	9500	11000	0,4

⁷ Diószegi György: Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1984



50. ábra A csápág fő méretei

Egyenértékű statikus csapágyterhelés:

$$P_0 = F_r = 3818,5930N$$

Statikus biztonsági tényező:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{53000N}{3918,5930N} = 13,8795$$

Hengergörgős csapágyak esetében a szükséges statikus biztonsági tényező $s_{o\ req} = 2$ vagy ettől nagyobb érték. Esetünkben a statikus biztonsági tényező értéke $s_o = 13,8795$; vagyis:

$$S_o > S_{o\ req} \quad \text{A feltétel teljesült, vagyis a csapágy MEGFELEL.}$$

Egyenértékű dinamikus csapágyterhelés:

$$P_0 = F_r = 3818,5930N$$

A csapágy élettartama

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{62000}{3818,5930} \right)^{\frac{10}{3}} = 10838,2973 h$$

A SKF NUP 208-as csapágyra 10 000 üzemóra lett előlátva, a számításokkal meg lett állapítva a csapágy élettartama 10 838,2973 óra, tehát a SKF NUP 208-as csapágy **MEGFELEL**.



51. ábra SKF NUP 208 ECJ hengergörgős csapágy

6. A második szériás, vagyis a közepes méretű hajtómű kúpkerek paramétereinek a meghatározása numerikusan

A közepes méretű hajtómű kúpkerekeinek tervezésekor a méretek a meghatározását már elegendő volt két módszer felhasználásával elvégezni, mivel az előzőekben kiderült, hogy az analitikus számítások elkészítése a tervezési munkát lassítja, míg a MITCalc, és ez által, három lépésben végeztük el.

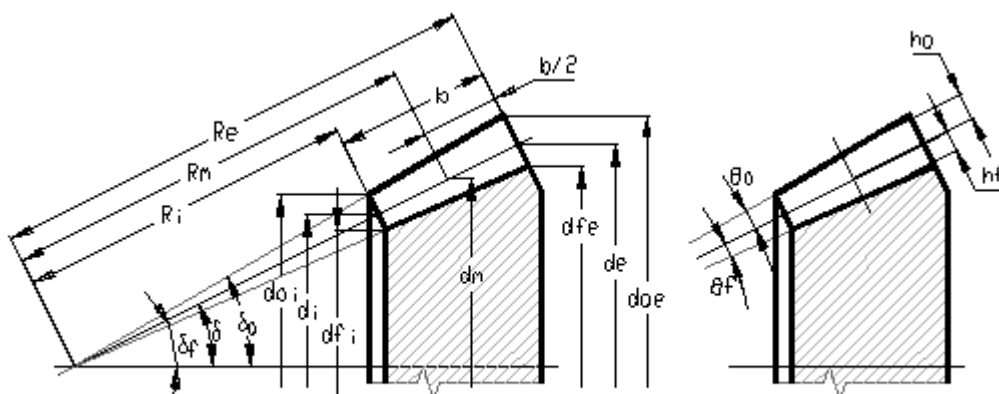
A paraméterek meghatározásának a lépései a következők:

1. Pontos méretek meghatározása numerikusan, a MITCalc nevű program felhasználásával végeztünk el.
2. Ellenőrzés numerikusan, a Solid Edge V20-as mérnöki programcsomag felhasználásával.

6.1. A nagy kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan

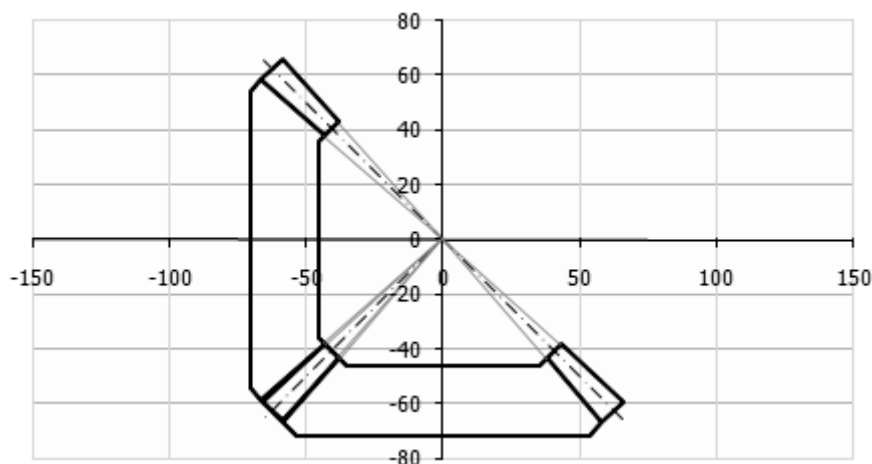
1.0 ☒ Options of basic input parameters					
1.1	Transferred power	Pw [kW]	7,500	7,389	<= Max. Pw
1.2	Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	750,0	750,0	i <= n1,n2
1.3	Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	95,50	94,08	Pw <= Mk,n
1.4	Transmission ratio / from table	i	1,00	1,00	
1.5	Actual transmission ratio / deviation	i	1,0000	0,00%	
2.0 ☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters					
2.0	Material identification according standard :		ISO		
2.1	Material of the pinion :	18CrNi6			
2.2	Material of the gear :	18CrNi6			
2.3	Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous			
2.4	Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous			
2.5	Type of gearing mounting	A...Overhung both wheels - type 1			
2.6	Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max	5 / 6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 5)			
2.7	Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00		
2.8	Desired service life	Lh	20000		[h]
2.9	Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,05	1,60	
2.10	Automatic design	A. Spur gearing			Run
3.0 ☒ Parameters of the tooth profile, gearing type					
3.1	Guiding curve of the toothing (Type of toothing)	A,B. Straight line, type I (Standard straight and oblique toothing)			☒
3.2	Addendum - Coefficient of the height of the tooth head	ha*	1,000	1,000	[modul]
3.3	Unit head clearance	c*	0,200	0,200	[modul]

52. ábra Bemelő paraméterek



6.1 Number of teeth Pinion / Gear		z	25	25	
6.2 Transverse module (outer, midle, inner)	met,mmt,mit	5,0000	4,1260	3,2520	[mm]
6.3 Normal module (outer, midle, inner)	men,mmn,min	5,0000	4,1260	3,2520	[mm]
6.4 Cone length (outer, midle, inner)	Re,Rm,Ri	88,388	72,938	57,488	[mm]
6.5 Pitch cone angle	δ	45,0000	45,0000		[°]
6.6 Addendum cone angle	δ_a	48,2377	48,2377		[°]
6.7 Dedendum cone angle	δ_f	41,1166	41,1166		[°]
6.8 Tip diameter (outer)	dae	132,071	132,071		[mm]
6.9 Tip diameter (midle)	dam	108,985	108,985		[mm]
6.10 Tip diameter (inner)	dai	85,900	85,900		[mm]
6.11 Pitch diameter (outer)	de	125,000	125,000		[mm]
6.12 Pitch diameter (midle)	dm	103,150	103,150		[mm]
6.13 Pitch diameter (inner)	di	81,301	81,301		[mm]
6.14 Root diameter (outer)	dfe	116,515	116,515		[mm]
6.15 Root diameter (midle)	dfm	96,148	96,148		[mm]
6.16 Root diameter (inner)	dfi	75,782	75,782		[mm]

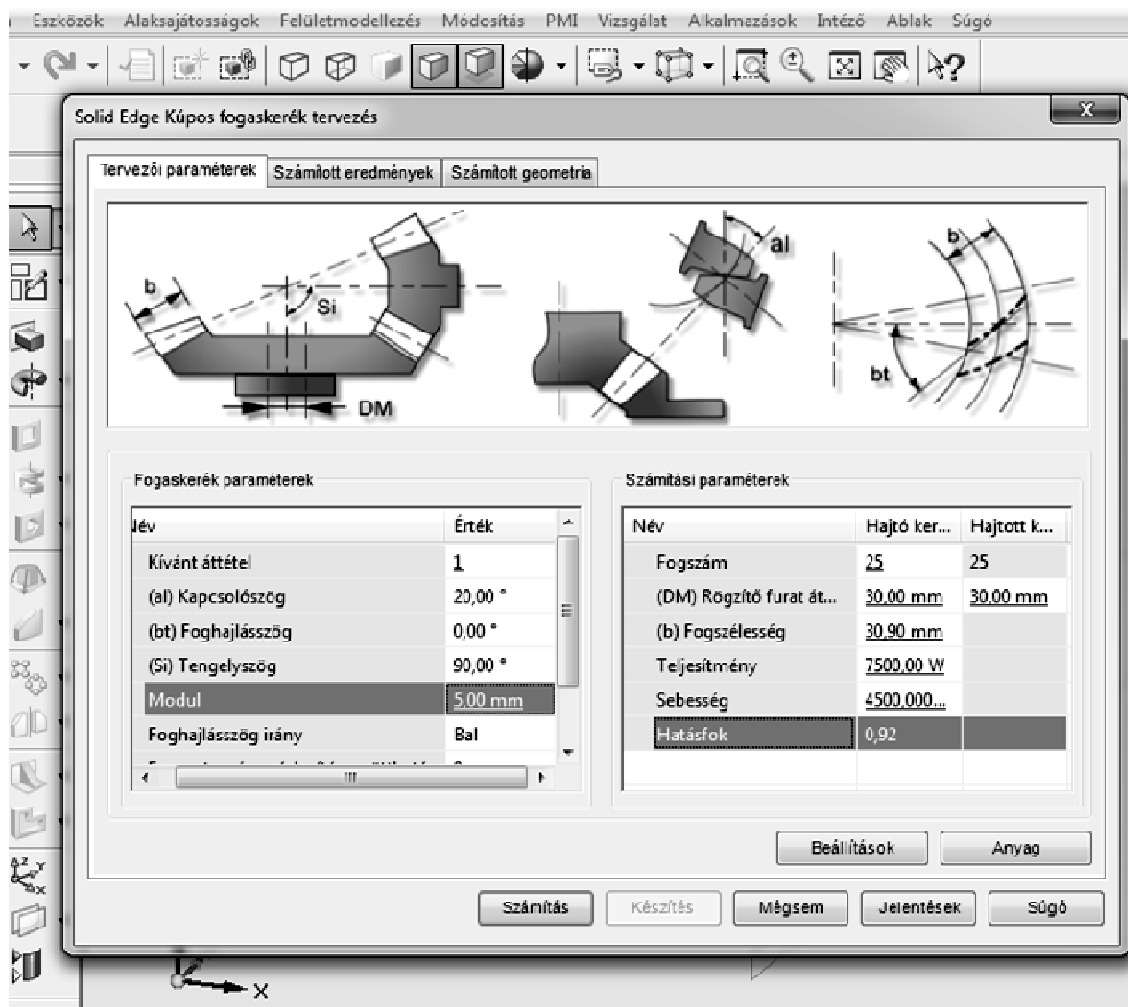
53. ábra Kúpkerék paramétereit számokban



54. ábra Kúpkerék paramétereit grafikusán

6.2. A nagy kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan

Az elsőször betápláljuk a Solid Edge mérnöki program, méretező moduljába a már előzőekben megismert paramétereket, vagyis a 5 mm-es modult, a kúpkerekenkénti 25 db-os fogszámot, a 7,5 kW-os teljesítményt és a 750 ford./min azaz a $4500^{\circ(\text{fok})}/\text{s}$ fordulatszámot.



55. ábra Betáplált paraméterek

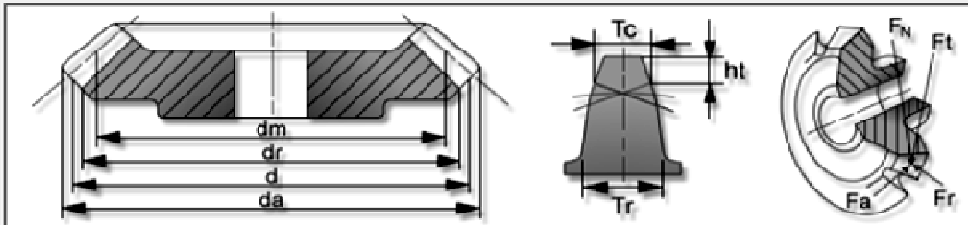
A Solid Edge ezután elvégzi a szilárdsági számításokat, az eredményeket kiírja a számítógép képernyőjére.

Tervezői paraméterek	Számított eredmények	Számított geometria
Általános eredmények		
Név	Hajtó ker...	Hajtott k...
Normál kapcsolószög	20,00 °	
Normál modul köz...	4,13 mm	
Érint. működő kap...	20,00 °	
Bázis spirál szög	0,00 °	
Helyettesítő tengel...	145,88 mm	
Osztóköri fogosztás	12,96 mm	
Érintőleges osztás	15,71 mm	
Bázis osztóköri fog...	14,76 mm	
Helyettesítő áttétel	1	
Fogszélesség tényező	0,3496	0,3496
Keresztirányú kapc...	1,679	
Átfedési tényező	0	
Módosított kapcso...	1,679	
Teljesítmény	7500,00 W	6900,00 W
Sebesség	4500 mm	4500 mm

Szilárdsági ellenőrzés	Megfelel	?
Név	Hajtó kerék	Hajtott ke...
Megengedett hajtó...	4320,000 kPa	10000,000...
Biztonsági tényező h...	84	23,4

Erő	Érték
(Ft) Tangenciális erő	1851471,241 mN
(Fr) Radiális erő	476505,416 mN
(Fa) Tengelyirányú erő	476505,416 mN
(FN) Normálirányú erő	1970794,542 mN
Kerületi sebesség	405,083 cm/s

56. ábra Szilárdsági ellenőrzés és a fogaskereket terhelő erők kiszámított értékei

Tervezői paraméterek	Számított eredmények	Számított geometria
		
Alapméretek		
Név	Hajtó kerék	Hajtott kerék
(db) Alapkör átmérő	117,46 mm	117,46 mm
(da) Fejkör átmérő	132,07 mm	132,07 mm
(d) Osztókör átmérő	125,00 mm	125,00 mm
(dm) Középső osztókörátmérő	103,15 mm	103,15 mm
(dr) Lábkör átmérő	116,16 mm	116,16 mm
(Tc) Foghúrméret	6,93 mm	6,93 mm
(ht) Fogvastagság húrméret magasság	2,84 mm	2,84 mm
(Tr) Fogtő vastagság	7,85 mm	7,85 mm

57. ábra Nagy kúpkerek számított geometriája

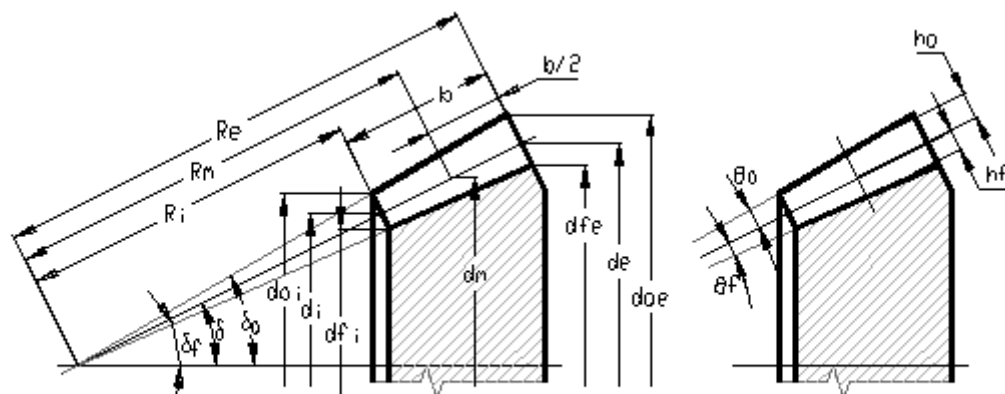
6.3. A kis kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan

Ismert adatok:

- $z = 25$ - fogsám
- $m = 3$ mm - modulméret
- $i = 1$ - áttétel
- $n = 750$ /min - fordulatszám
- $c^* = 0,2$ - lábhézag tényező

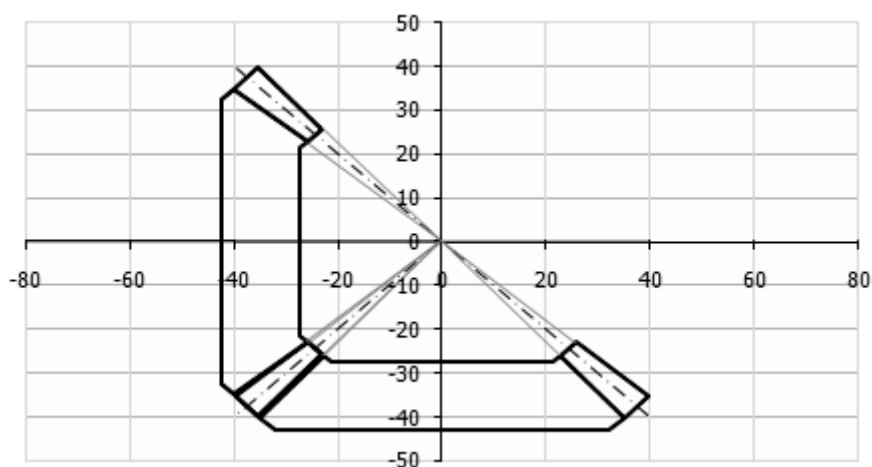
☒ Options of basic input parameters				
Transferred power	Pw [kW]	7,500	7,389	$\leq \text{Max. Pw}$
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	750,0	750,0	$i \leq n1, n2$
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	95,50	94,08	$Pw \leq Mk, n$
Transmission ratio / from table	i	1,00	1,00	
Actual transmission ratio / deviation	i	1,0000	0,00%	
☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters				
Material identification according standard :	ISO			
Material of the pinion :	18CrNi6			
Material of the gear :	18CrNi6			
Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous			
Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous			
Type of gearing mounting	A...Overhung both wheels - type 1			
Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max	5 / 6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 5)			
Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00		[h]
Desired service life	Lh	20000		
Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,05	1,60	
Automatic design	A. Spur gearing			Run
☒ Parameters of the tooth profile, gearing type				
Guiding curve of the toothing (Type of toothing)	A,B. Straight line, type I (Standard straight and oblique toothing)			☒
Addendum - Coefficient of the height of the tooth head	ha*	1,000	1,000	[modul]
Unit head clearance	c*	0,200	0,200	[modul]
Recommended coefficient of the root radius		0,304	0,304	[modul]
Coefficient of the root radius	rf*	0,304	0,304	☒ [modul]

58. ábra Betáplált adatok



6.1 Number of teeth Pinion / Gear		z	25	25	
6.2 Transverse module (outer, midle, inner)	met, mmt, mit	3,0000	2,4739	1,9478	[mm]
6.3 Normal module (outer, midle, inner)	men, mmn, min	3,0000	2,4739	1,9478	[mm]
6.4 Cone length (outer, midle, inner)	Re, Rm, Ri	53,033	43,733	34,433	[mm]
6.5 Pitch cone angle		δ	45,0000	45,0000	[°]
6.6 Addendum cone angle		δ_a	48,2377	48,2377	[°]
6.7 Dedendum cone angle		δ_f	41,1166	41,1166	[°]
6.8 Tip diameter (outer)		dae	79,243	79,243	[mm]
6.9 Tip diameter (midle)		dam	65,346	65,346	[mm]
6.10 Tip diameter (inner)		dai	51,450	51,450	[mm]
6.11 Pitch diameter (outer)		de	75,000	75,000	[mm]
6.12 Pitch diameter (midle)		dm	61,848	61,848	[mm]
6.13 Pitch diameter (inner)		di	48,696	48,696	[mm]
6.14 Root diameter (outer)		dfe	69,909	69,909	[mm]
6.15 Root diameter (midle)		dfm	57,649	57,649	[mm]
6.16 Root diameter (inner)		dfi	45,390	45,390	[mm]

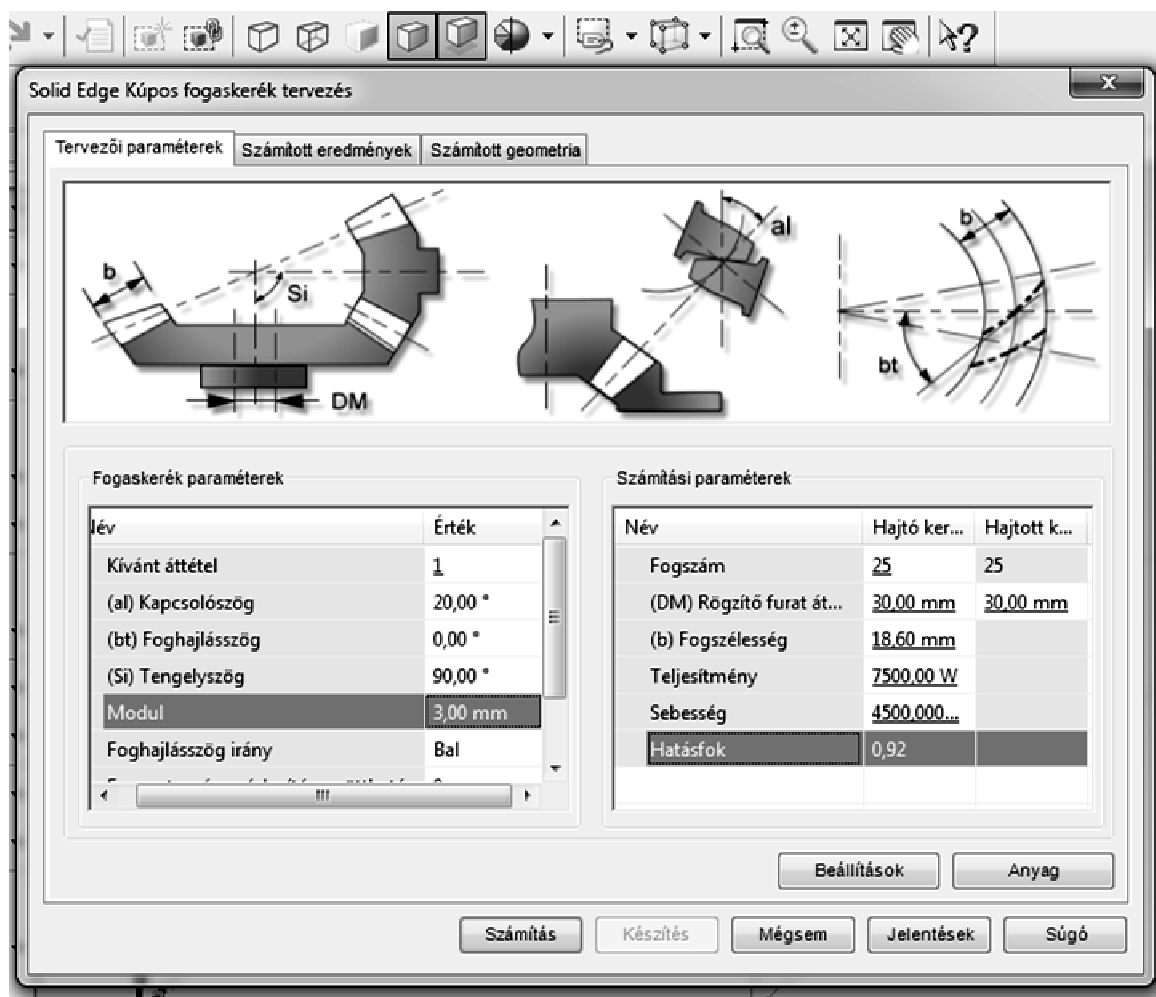
59. ábra Kis kúpkerek paramétereit számokban



60. ábra Kúpkerek paramétereit grafikusán

6.4. A kis kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan

Az elsőször betápláljuk a Solid Edge mérnöki program, méretező moduljába a már előzőekben megismert paramétereket, vagyis a 3 mm-es modult, a kúpkerekenkénti 25 db-os fogszámot, a 7,5 kW-os teljesítményt és a $750^{\text{ford.}}/\text{min}$ azaz a $4500^{\text{o (fok)}}/\text{s}$ fordulatszámot.

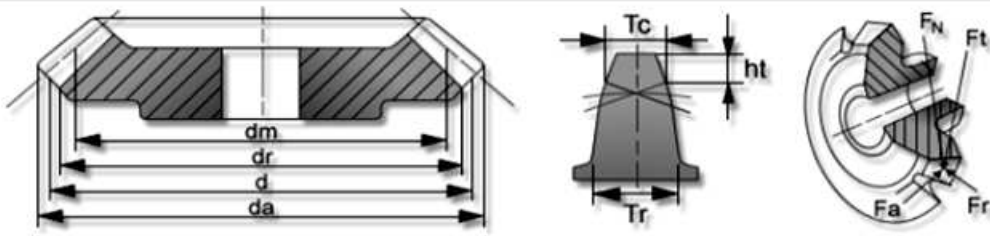


61. ábra Betáplált paraméterek

A Solid Edge ezután elvégzi a szilárdsági számításokat, az eredményeket kiírja a számítógép képernyőjére.

Tervezői paraméterek			Számított eredmények			Számított geometria		
Általános eredmények								
Név	Hajtó ker...	Hajtott k...	Szilárdsági ellenőrzés					
Normál kapcsolószög	20,00 °		Megfelel ?					
Normál modul köz...	2,47 mm							
Érint. működő kap...	20,00 °							
Bázis spirál szög	0,00 °							
Helyettesítő tengel...	87,47 mm							
Osztóköri fogosztás	7,77 mm							
Érintőleges osztás	9,43 mm							
Bázis osztóköri fog...	8,86 mm							
Helyettesítő áttétel	1							
Fogszélesség tényező	0,3507	0,3507						
Keresztirányú kapc...	1,679							
Átfedési tényező	0							
Módosított kapcso...	1,679							
Teljesítmény	7500,00 W	6900,00 W						
Sebesség	1500,000	1500,000						
			Erő					
Név	Érték							
(Ft) Tangenciális erő	3087902,192 mN							
(Fr) Radiális erő	794720,482 mN							
(Fa) Tengelyirányú erő	794720,482 mN							
(FN) Normálirányú erő	3286076,876 mN							
Kerületi sebesség	242,883 cm/s							

62. ábra Szilárdsági ellenőrzés és a fogaskereket terhelő erők kiszámított értékei

Tervezői paraméterek			Számított eredmények			Számított geometria		
								
Alapméretek								
Név	Hajtó kerék	Hajtott kerék						
(db) Alapkör átmérő	70,48 mm	70,48 mm						
(da) Fejkör átmérő	79,24 mm	79,24 mm						
(d) Osztókör átmérő	75,00 mm	75,00 mm						
(dm) Középső osztókörátmérő	61,85 mm	61,85 mm						
(dr) Lábkör átmérő	69,70 mm	69,70 mm						
(Tc) Foghúrméret	4,16 mm	4,16 mm						
(ht) Fogvastagság húrméret magasság	1,70 mm	1,70 mm						
(Tr) Fogtő vastagság	4,71 mm	4,71 mm						

63. ábra Kis kúpkerek számított geometriája

7. A harmadik szériás, vagyis a kisméretű hajtómű kúpkerek paramétereinek a meghatározása numerikusan

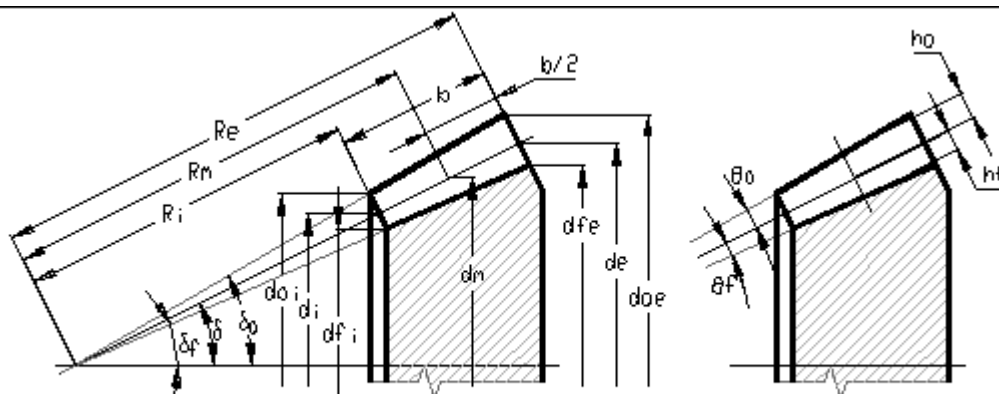
A kisméretű hajtómű kúpkerekeinek tervezésekor a méretek meghatározását numerikusan végeztük el. A tervezési folyamatok a következők:

1. Pontos méretek meghatározása numerikusan, a MITCalc nevű program felhasználásával végeztünk el.
2. Ellenőrzés numerikusan, a Solid Edge V20-as mérnöki programcsomag felhasználásával.

7.1. A nagy kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan

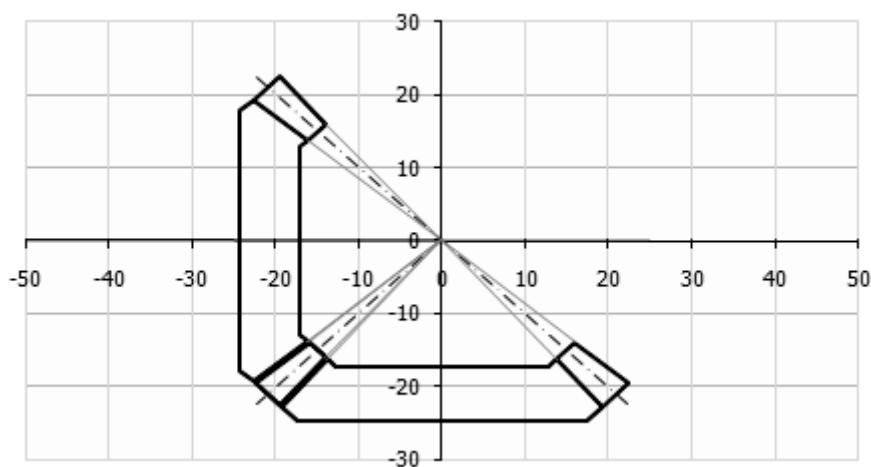
☒ Options of basic input parameters				
Transferred power	Pw [kW]	0,400	0,393	<= Max. Pw
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	750,0	750,0	i <= n1,n2
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	5,09	5,01	Pw <= Mk,n
Transmission ratio / from table	i	1,00	1,00	
Actual transmission ratio / deviation	i	1,0000	0,00%	
☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters				
Material identification according standard :	DIN			
Material of the pinion :	G...Alloy structural steel 14NiCr14 (Rm=932 MPa) case-hardened			
Material of the gear :	G...Alloy structural steel 14NiCr14 (Rm=932 MPa) case-hardened			
Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous			
Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous			
Type of gearing mounting	A...Overhung both wheels - type 1			
Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max	5 / 6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 5)			
Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00		
Desired service life	Lh	20000		[h]
Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,20	1,60	
Automatic design	A. Spur gearing			Run
☒ Parameters of the tooth profile, gearing type				
Guiding curve of the toothing (Type of toothing)	A,B. Straight line, type I (Standard straight and oblique toothing) ☒			
Addendum - Coefficient of the height of the tooth head	ha*	1,000	1,000	[modul]
Unit head clearance	c*	0,200	0,200	[modul]
Recommended coefficient of the root radius		0,304	0,304	[modul]
Coefficient of the root radius	rf*	0,304	0,304	☒ [modul]
☒ Design of a module (Diametral Pitch) and geometry of toothing				
Number of teeth Pinion / Gear	z	21	21	i <= z1,z2
Angle of shaft axes	Σ	90	90	[°]

64. ábra Bemenő paraméterek



6.1 Number of teeth Pinion / Gear	met,mmt,mit	z	21	21	
6.2 Transverse module (outer, midle, inner)	men,mmn,min		1,7141	1,4283	[mm]
6.3 Normal module (outer, midle, inner)			2,0000	1,7141	[mm]
6.4 Cone length (outer, midle, inner)	Re,Rm,Ri		29,698	21,208	[mm]
6.5 Pitch cone angle		δ	45,0000	45,0000	[°]
6.6 Addendum cone angle		δ_a	48,8527	48,8527	[°]
6.7 Dedendum cone angle		δ_f	40,3798	40,3798	[°]
6.8 Tip diameter (outer)		dae	44,828	44,828	[mm]
6.9 Tip diameter (midle)		dam	38,421	38,421	[mm]
6.10 Tip diameter (inner)		dai	32,013	32,013	[mm]
6.11 Pitch diameter (outer)		de	42,000	42,000	[mm]
6.12 Pitch diameter (midle)		dm	35,997	35,997	[mm]
6.13 Pitch diameter (inner)		di	29,993	29,993	[mm]
6.14 Root diameter (outer)		dfe	38,606	38,606	[mm]
6.15 Root diameter (midle)		dfm	33,088	33,088	[mm]
6.16 Root diameter (inner)		dfi	27,570	27,570	[mm]

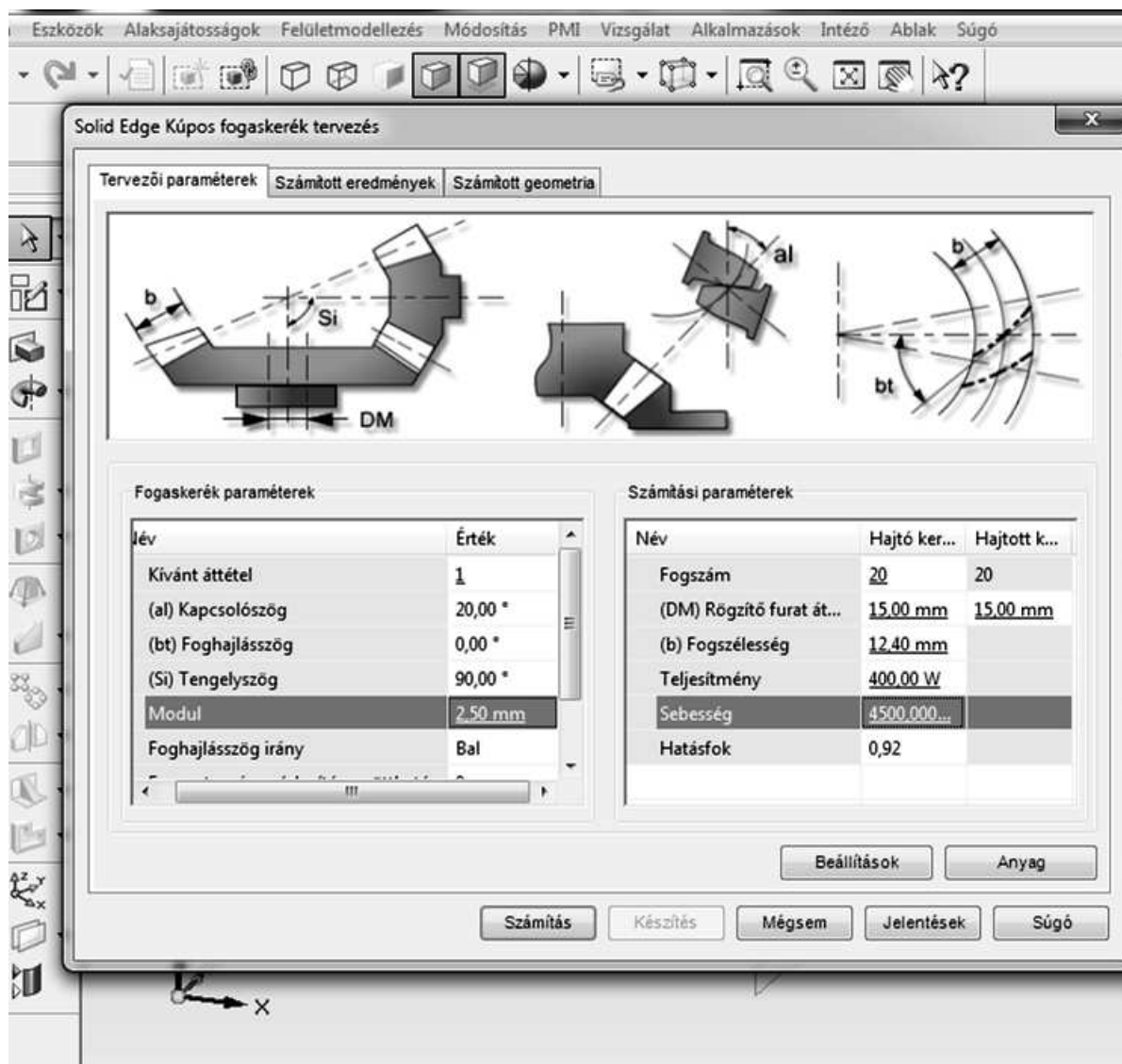
65. ábra Kúpkerék paramétereinek számokban



66. ábra Kúpkerék paramétereinek grafikusán

7.2. A nagy kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan

Az elsőször betápláljuk a Solid Edge mérnöki program, méretező moduljába a már előzőekben megismert paramétereket, vagyis a 2,5 mm-es modult, a kúpkerekenkénti 21 db-os fogszámot, a 0,4 kW-os teljesítményt és a $750 \frac{\text{ford.}}{\text{min}}$ azaz a $4500^{\circ(\text{fok})}/\text{s}$ fordulatszámot.



67. ábra Betáplált paraméterek

A Solid Edge ezután elvégzi a szilárdsági számításokat, az eredményeket kiírja a számítógép képernyőjére.

Tervezői paraméterek Számított eredmények Számított geometria

Általános eredmények

Név	Hajtó ker...	Hajtott k...
Normál kapcsolószög	20,00 °	
Normál modul köz...	2,06 mm	
Érint. működé kap...	20,00 °	
Bázis spirál szög	0,00 °	
Helyettesítő tengel...	58,31 mm	
Osztóköri fogosztás	6,48 mm	
Érintőleges osztás	7,85 mm	
Bázis osztóköri fog...	7,38 mm	
Helyettesítő áttétel	1	
Fogszélesség tényező	0,3507	0,3507
Keresztirányú kapc...	1,628	
Átfedési tényező	0	
Módosított kapcs...	1,628	
Teljesítmény	400,00 W	368,00 W

Szilárdsági ellenőrzés ?

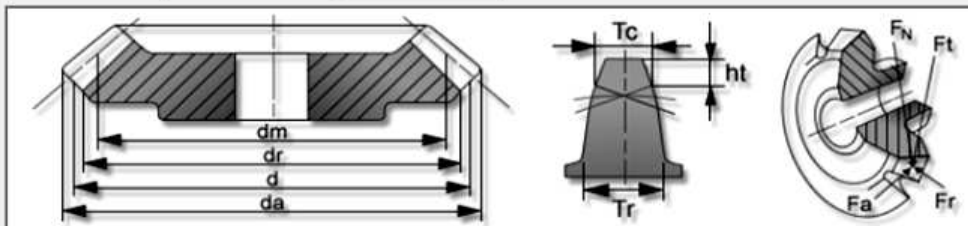
Név	Hajtó kerék	Hajtott ke...
Megengedett hajlít...	3360,000 kP	6060,000 kP
Biztonsági tényező h...	107,89	38,6

Erő

Név	Érték
(F _t) Tangenciális erő	247032,175 mN
(F _r) Radiális erő	63577,639 mN
(F _a) Tengelyirányú erő	63577,639 mN
(F _N) Normálirányú erő	262886,150 mN
Kerületi sebesség	161,922 cm/s

68. ábra Szilárdsági ellenőrzés és a fogaskereket terhelő erők kiszámított értékei

Tervezői paraméterek Számított eredmények Számított geometria



Alapméretek

Név	Hajtó kerék	Hajtott kerék
(db) Alapkör átmérő	46,98 mm	46,98 mm
(da) Fejkör átmérő	53,54 mm	53,54 mm
(d) Osztókör átmérő	50,00 mm	50,00 mm
(dm) Középső osztókörátmérő	41,23 mm	41,23 mm
(dr) Lábkör átmérő	45,58 mm	45,58 mm
(T _c) Foghúrméret	3,47 mm	3,47 mm
(ht) Fogvastagság húrméret magasság	1,41 mm	1,41 mm
(Tr) Fogtő vastagság	3,93 mm	3,93 mm

69. ábra Nagy kúpkerek számított geometriája

7.3. A kis kúpkerek pontos paramétereinek meghatározása numerikusan

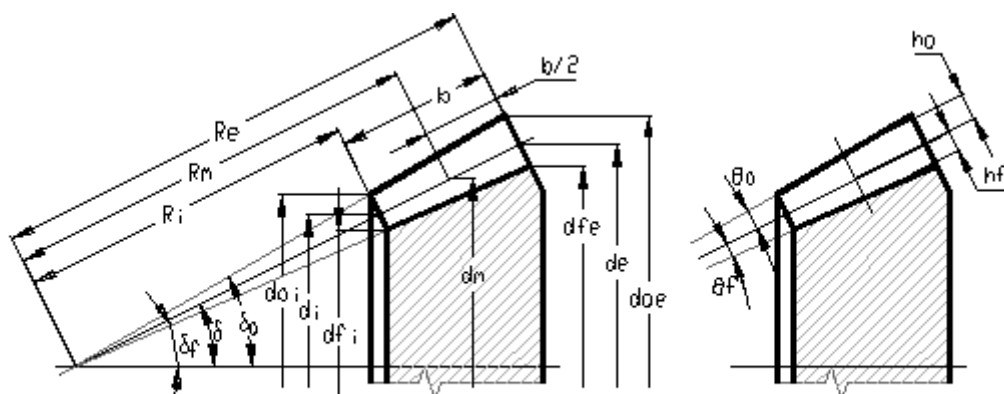
Ismert adatok:

- $z = 21$ - fogsám
- $m = 1,5$ mm - modulméret
- $i = 1$ - áttétel
- $n = 750$ 1/min - fordulatszám
- $c^* = 0,2$ - lábhezag tényező⁸

☒ Options of basic input parameters				
Transferred power	Pw [kW]	0,400	0,393	<= Max. Pw
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	750,0	750,0	i <= n1,n2
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	5,09	5,01	Pw <= Mk,n
Transmission ratio / from table	i	1,00	1,00	
Actual transmission ratio / deviation	i	1,0000	0,00%	
☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters				
Material identification according standard :	DIN			
Material of the pinion :	18CrNi6			
Material of the gear :	18CrNi6			
Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous			
Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous			
Type of gearing mounting	A...Overhung both wheels - type 1			
Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max	5 / 6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 5)			
Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00		
Desired service life	Lh	20000		[h]
Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,05	1,60	
Automatic design	A. Spur gearing			Run
☒ Parameters of the tooth profile, gearing type				
Guiding curve of the toothing (Type of toothing)	A,B. Straight line, type I (Standard straight and oblique toothing)			☒
Addendum - Coefficient of the height of the tooth head	ha*	1,000	1,000	[modul]
Unit head clearance	c*	0,200	0,200	[modul]
Recommended coefficient of the root radius		0,304	0,304	[modul]
Coefficient of the root radius	rf*	0,304	0,304	☒ [modul]
☒ Design of a module (Diametral Pitch) and geometry of toothing				
Number of teeth Pinion / Gear	z	21	21	i <= z1,z2
Angle of shaft axes	Σ	90	90	[°]

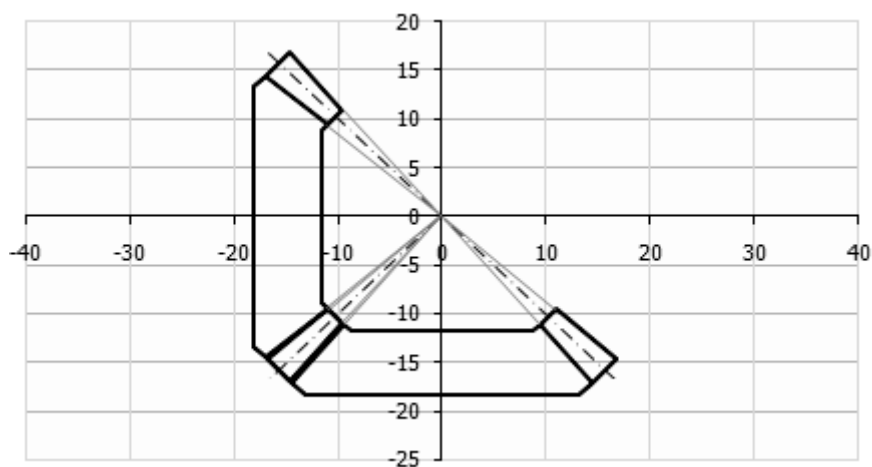
70. ábra Betáplált adatok

⁸ Sztrakos Gy. és Millye J.: Fogaskerékajtások, Magyar Szabványügyi Hivatal, Szabvány Kiadó, Budapest, 1985



6.1 Number of teeth Pinion / Gear		z	21	21	
6.2 Transverse module (outer, middle, inner)	met, mmt, mit	1,5000	1,2374	0,9747	[mm]
6.3 Normal module (outer, middle, inner)	men, mmn, min	1,5000	1,2374	0,9747	[mm]
6.4 Cone length (outer, middle, inner)	Re, Rm, Ri	22,274	18,374	14,474	[mm]
6.5 Pitch cone angle		δ	45,0000	45,0000	[°]
6.6 Addendum cone angle		δ_a	48,8527	48,8527	[°]
6.7 Dedendum cone angle		δ_f	40,3798	40,3798	[°]
6.8 Tip diameter (outer)		dae	33,621	33,621	[mm]
6.9 Tip diameter (middle)		dam	27,734	27,734	[mm]
6.10 Tip diameter (inner)		dai	21,848	21,848	[mm]
6.11 Pitch diameter (outer)		de	31,500	31,500	[mm]
6.12 Pitch diameter (middle)		dm	25,985	25,985	[mm]
6.13 Pitch diameter (inner)		di	20,469	20,469	[mm]
6.14 Root diameter (outer)		dfe	28,954	28,954	[mm]
6.15 Root diameter (middle)		dfm	23,885	23,885	[mm]
6.16 Root diameter (inner)		dfi	18,815	18,815	[mm]

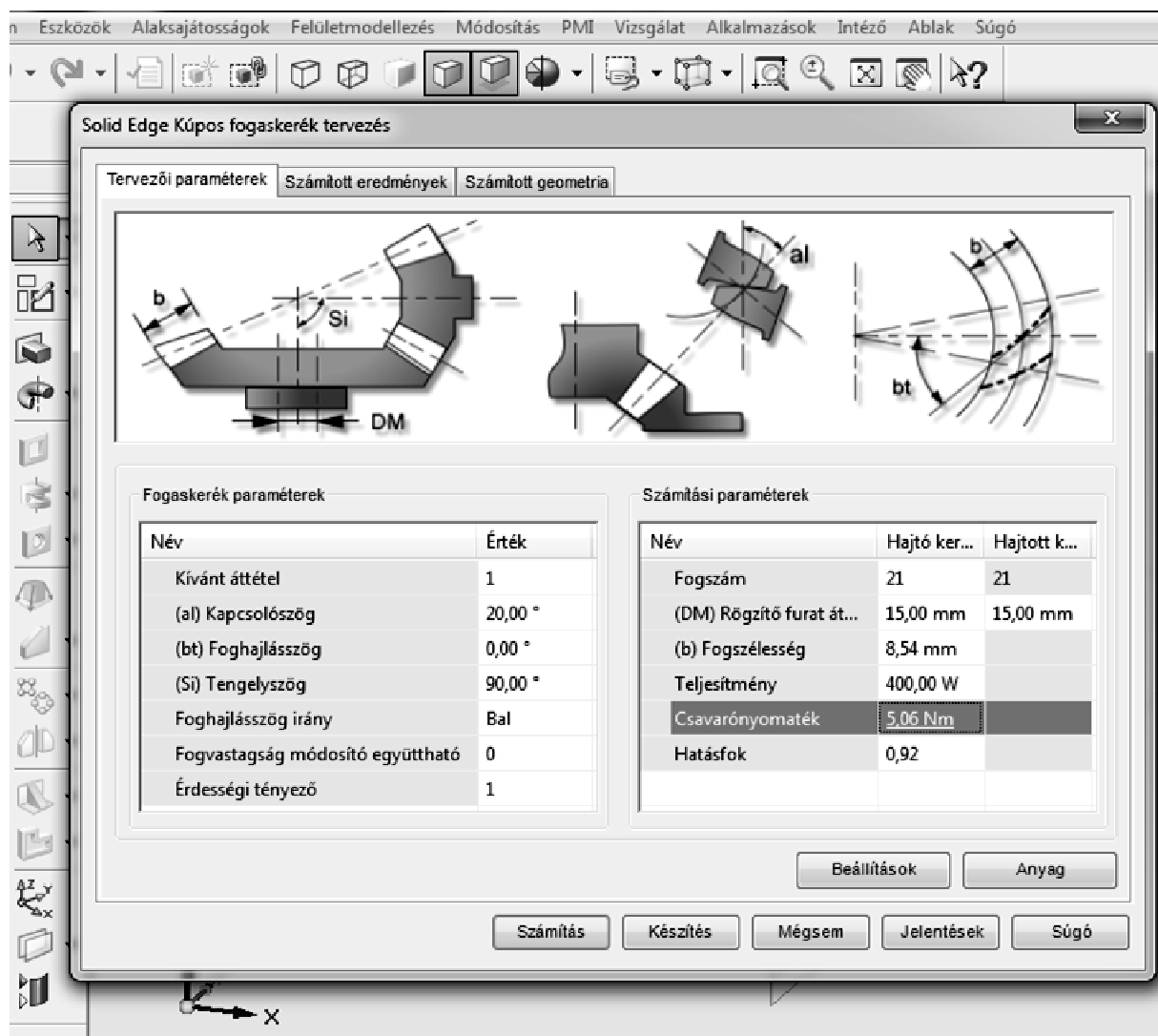
71. ábra Kis kúpkerek paramétereit számokban



72. ábra Kúpkerek paramétereit grafikusán

7.4. A kis kúpkerek paramétereinek ellenőrzése numerikusan

Az elsőször betápláljuk a Solid Edge mérnöki program, méretező moduljába a már előzőekben megismert paramétereket, vagyis a 1,5 mm-es modult, a kúpkerekenkénti 21 db-os fogszámot, a 0,4 kW-os teljesítményt és a $750 \frac{1}{\text{min}}$ azaz a $4500^{\circ}(\text{fok})/\text{s}$ fordulatszámot.



73. ábra Betáplált paraméterek

A Solid Edge ezután elvégzi a szilárdsági számításokat, az eredményeket kiírja a számítógép képernyőjére.

Tervezői paraméterek Számított eredmények Számított geometria

Általános eredmények

Név	Hajtó ker...	Hajtott k...
Normál kapcsolószög	20,00 °	
Normál modul köz...	1,71 mm	
Érint. működő kap...	20,00 °	
Bázis spirál szög	0,00 °	
Helyettesítő tengel...	50,86 mm	
Érintőleges modul	2,00 mm	
Osztóköri fogosztás	5,38 mm	
Érintőleges osztás	6,28 mm	
Bázis osztóköri fog...	5,90 mm	
Helyettesítő áttétel	1	
Fogszélesség tényező	0,2876	0,2876
Keresztirányú kapc...	1,54	
Átfedési tényező	0	
Módosított kapcs...	1,54	
Teljesítmény	100,00 kW	250,00 kW

Szilárdsági ellenőrzés ?

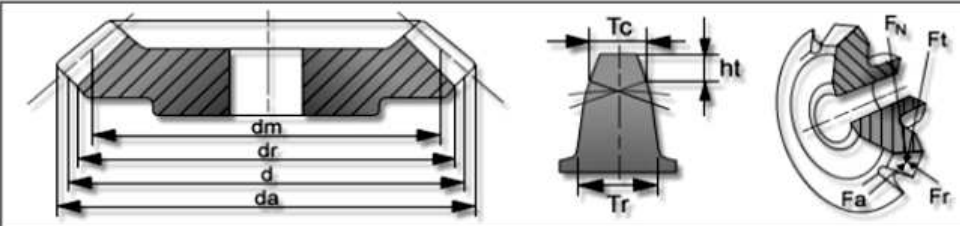
Név	Hajtó kerék	Hajtott ke...
Megengedett hajlító...	7150,000 kPa	11610,000...
Biztonsági tényező h...	50,8	20,2

Erő

Név	Érték
(Ft) Tangenciális erő	281413,567 mN
(Fr) Radiális erő	72426,234 mN
(Fa) Tengelyirányú erő	72426,234 mN
(FN) Normálirányú erő	299474,063 mN
Kerületi sebesség	142,140 cm/s

74. ábra Szilárdsági ellenőrzés és a fogaskereket terhelő erők kiszámított értékei

Tervezői paraméterek Számított eredmények Számított geometria



Alapméretek

Név	Hajtó kerék	Hajtott kerék
(db) Alapkör átmérő	39,47 mm	39,47 mm
(da) Fejkör átmérő	44,66 mm	44,66 mm
(d) Osztókör átmérő	42,00 mm	42,00 mm
(dm) Középső osztókörátmérő	35,96 mm	35,96 mm
(dr) Lábkör átmérő	38,68 mm	38,68 mm
(Tc) Foghúrméret	2,77 mm	2,77 mm
(ht) Fogvastagság húrméret magasság	1,08 mm	1,08 mm
(Tr) Fogtő vastagság	3,14 mm	3,14 mm

75. ábra. Nagy kúpkerek számított geometriája

8. Öntöttvas ház öntésének és megmunkálásának folyamata

8.1. Műgyanta kötésű homokformázás

A homokhoz kb. 2 % műgyantát kevernek, majd a kötést hevítéssel vagy vegyi hatásokkal (gyorsítók) érik el. A gépesített formázási eljárásoknál mind a homok keverése, mind a formaszekrény mozgatása gépesített. Három különböző műgyanta típus használatos széles körben a homokformázáshoz:

Furángyanták: furfurolalkohol és foszforsav keverésével állítják elő őket. A növekvő foszforsav tartalom csökkenti a kötési hőmérsékletet (250-300°C-ról szobahőmérsékletig). A szobahőmérsékleten kötő furángyantákat közvetlenül a formázás előtt keverik a formahomokhoz. Ezzel elkerülik a keverék formaszekrényen kívül történő megkötését.

Fenolgyanták: aktiválóként policianátot, katalizátorként (vagy gyorsítóként) trietilamint használnak a fenolgyantás homokformázásnál. Ezek hatására a forma néhány másodperc alatt megköt. Ez az u.n. COLD BOX eljárás. A katalizátort pillanatkeverővel, közvetlenül a homokkeverék formába adagolása előtt keverik a homokhoz.

Karbamidgyanták: ammóniumsókkal keverve használatosak. A homokkeverék hőre köt, így több perces kemencében hevítés követi a formázást. Fémmintával használatosak. A kötést kellemetlen szag kíséri. Ez az u.n. HOT BOX eljárás.

Műgyantakötésű homokot használnak a legtöbb gépesített magkészítő eljárásnál is, a magfúvó illetve a maglövő gépekhez. Ezek a gépek fluidizált állapotú műgyantás homokkeveréket juttatnak egy fém magszekrénybe és a keveréket hővel vagy vegyi úton megkötik. Egyidejűleg rendszerint több magot is készítenek. Magas szinten gépesített, automatizált berendezések. A sorozatgyártás napjainkban főleg ilyen magkészítéssel folyik.

8.2. Mintakészítés homokformázáshoz

A minta készítése megelőzi a formázást. A minták rendszerint osztott kivitelben készülnek. Méreteik a fémek zsugorodásával térnek el a kész öntvény méreteitől.

A minta méretei tartalmazzák a megmunkálási ráhagyásokat és az öntési hozzáadásokat is, amely utóbbiak az öntésre alkalmas geometria biztosítására szolgálnak. A minták kivehetőségét a formaüregből részben a minták oldalferdesége (formázási ferdeség), részben a minták szétszedhetősége, szerelhetősége teszi lehetővé. Az osztósíkra merőleges felületek 0,5-1 fokos ferdeséggel készülnek a gépi homokformázás mintáinál és 1-3 fokos ferdeséggel a kézi homokformázás mintáinál.

A minták anyaga egyedi és kissorozatgyártás esetén ragasztott, rétegelt fa, vagy kemény műanyag, nagysorozat gyártás esetén fém (Al-ötvözetek, bronzok, öntöttvas). A minták sarkait lekerekítéssel készítik. A famintákat festéssel teszik ellenállóbbá a nedvszívással, vetemedéssel szemben.

8.3. Magkészítés homokformázáshoz

Az öntés során a magok hő- és a folyékony fém felhajtóereje miatt nagyobb igénybevételűek, mint a forma igénybevétele.

A nyers homokmagok maghomokból, magszekrénybe történő döngöléssel készülnek. A nyers maghomok olajat és szerves kötőanyagot is tartalmaz. Ezek következtében nagyobb a kötési szilárdsága. A hosszú karcsú magokat magvasakkal erősítik. A légelvezetés érdekében parafin zsinórt tesznek a magba, a gázelnyelés céljára kokszzarát kevernek a maghomokhoz.

A magokat öntés előtt mindig szárítják 180-230°C hőmérsékletű kemencében. Magasabb olvadáspontú fémek öntésénél a kész formák üregeit, illetve a magok felületét, u.n. fekeccsel vonják be a folyékony fém ráégésének elkerülésére.

A fekecs lehet grafit, homok, víz és lenolaj keveréke, de használtak denaturált szeszen szuszpendált szilikátpor fekecsket is (ma környezetszennyezési okok miatt ezek háttérbe szorultak).

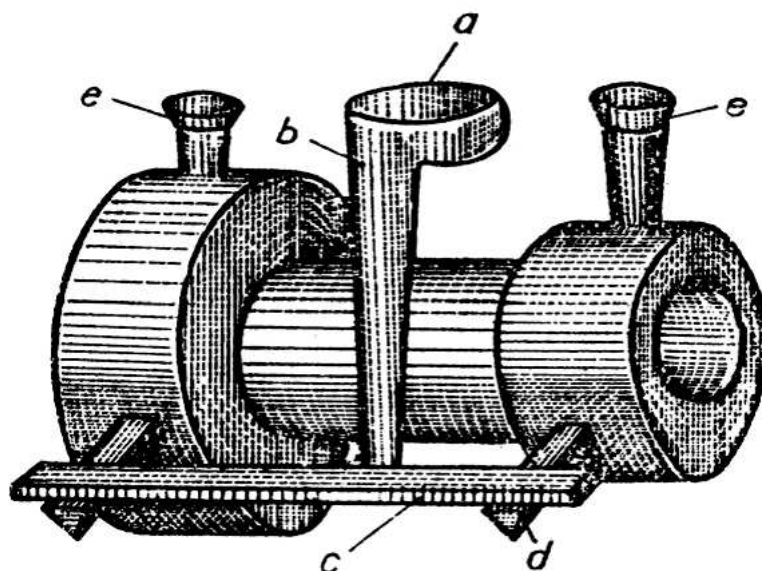
8.4. Öntvénygyártás homokformázással

Bármelyik homokformázási eljárást használjuk is, az öntvénygyártás a 7.7 ábrán látható elvi folyamatára szerint történik. A minták és a magszekrények a mintakészítő üzemben készülnek.

Innen kerülnek a magkészítő, illetve a formázó területekre. A magkészítéshez is és a formázáshoz is a homok a homok-előkészítő műből érkezik. A formázás a formázótéren történik. A magokat a magkészítő üzemben készítik, és onnan szállítják a formázótérre.

Az elkészült magokat és formákat összeállítják, az öntésre kész formákat az öntőcsarnokba szállítják. A folyékony fémet az olvasztóműtől a formákhoz tűzálló falazattal ellátott öntőüstökben szállítják. Az öntőüstöket rendszerint daruval mozgatják. A sorban elhelyezett formákat egymás után kiöntik az olvasztott fémmel addig, amíg az öntőüst ki nem ürül. A kiöntött formákat a dermedési és hűlési idő eltelte után az ürítő térre szállítják, ahol rázórostélyokon szétrázzák őket.

8.5. Öntvény a felöntésekkel és a beömlő rendszerrel



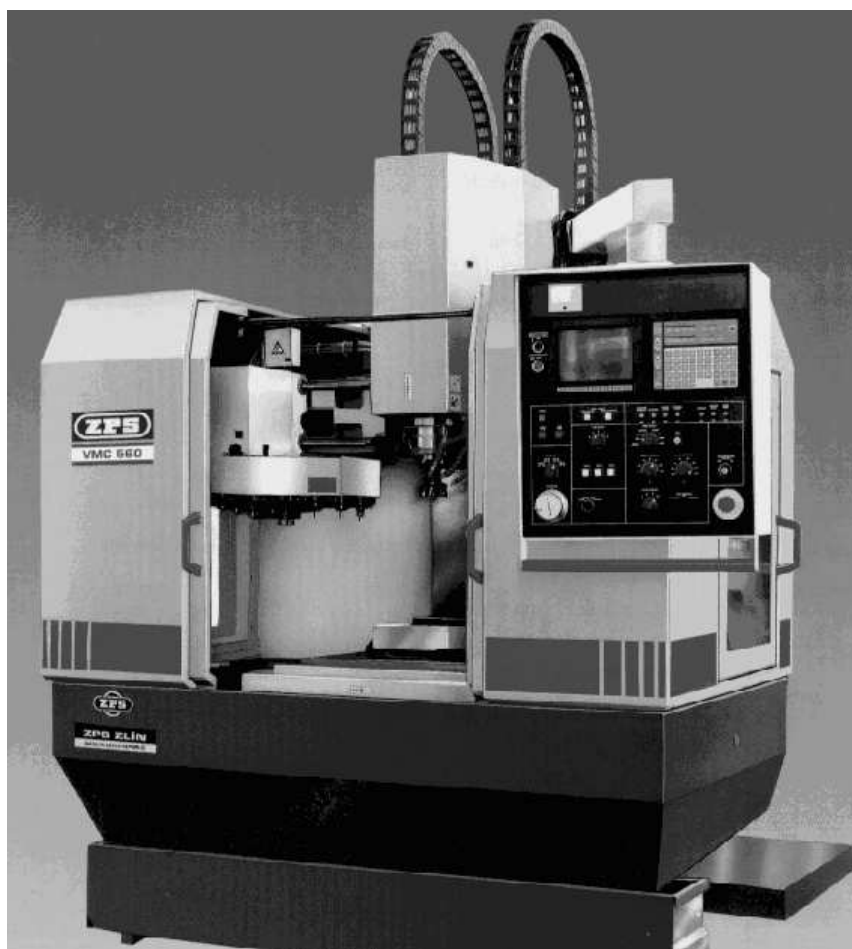
76. ábra c.) Elosztó csatorna, d,) Rá(meg)vágás, b.) Álló, a.) Beömlő tölcser, e.) Felöntés (tápfej)

Az üres formaszekrények visszakerülnek a formázótérre, a nyers öntvényeket az öntvénytisztítóba, a használt homokot pedig a homok előkészítőműbe szállítják. Itt a használt homokot regenerálják, majd a regenerálás után a friss formahomokhoz keverik. Az öntvénytisztítóban a nyers öntvényekről levágják a beömlő rendszert és leköszörülnek az osztósíkba kifolyt fém. Ugyancsak köszörüléssel távolítják el a durva felületi hibákat. Az öntvények ezután acél-, vagy homokszemcsés felülettisztításon mennek keresztül és minőségi ellenőrzésre kerülnek.

A minőség ellenőrzése részben roncsolás mentes anyagvizsgálattal (röntgen, ultrahang, illetve mágneses repedésvizsgálat), részben a felületek vizuális vizsgálatával történik. A hibás öntvények vagy javíthatók (pl. hegesztéssel vagy vaskittel), vagy nem. Ez utóbbi esetben visszakerülnek az olvasztóműbe, ahol beolvasztják őket. A jó öntvényeket hőkezelik (leggyakrabban lágyítják), majd kikészítik (bizonyos bázisfelületek megmunkálása, festés, csomagolás). Az öntödék egyre több műveletet gépesítenek, illetve automatizálnak (formázás, magkészítés, homokszállítás, formaszekrények mozgatása).

8.6. Az öntöttvas ház megmunkálása

Az így kiöntött házat egy 3 tengelyes megmunkáló gépen munkáljuk meg a kész formájára. A teljes megmunkáláshoz a többször kell felfogni, csak ennek a háznak elkészített befogó készülék segítségével. Ezen felfogások száma gép lehetőségeitől függ, hiszen az összes csapágyfészket meg kell munkálni és még mellé az olajleeresztő csavar helyét kell kialakítani menetel ellátva.



77. ábra Maró megmunkáló központ

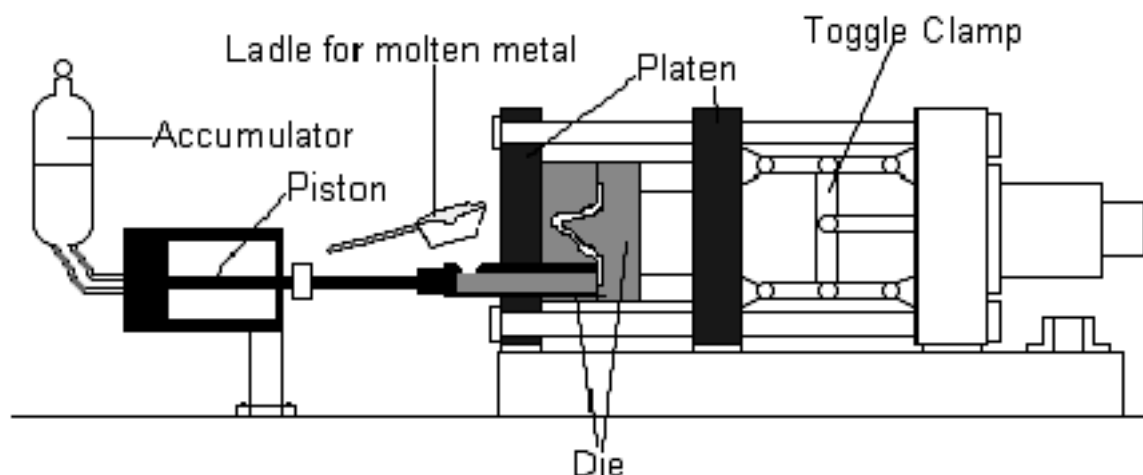
A behajtó és az ötödik tengely esetében a csapágyfészkek helyei a külső csapágy pontos helyéig egyforma méretűre kell kialakítani. A helyhez és az erő felvétel érdekében megfelelő megtámasztásokat kell biztosítani ezért a megfelelő helyeken a rögzítő gyűrűk helyeit is ki kell alakítani.

9. Az alumínium ház öntésének és megmunkálásának folyamata

9.1. Nagynyomású hidegkamrás öntés

A 1. ábra a nagynyomású hidegkamrás öntőgép vázlatát mutatja. Ez az öntőgép nem tartalmaz olvasztó-berendezést. Az olvasztott fémeket egy automatikus adagolócsésze juttatja a nyomókamrába. A dugattyú 20 - 750 MPa nyomással lövi be a folyékony fémeket a zárt kokilla felek üregébe. A különböző öntőgépek nyomása és záró ereje meghatározza a gyártható öntvény méreteit és a gyártható minimális falvastagságot. Bonyolult, sok magot is tartalmazó kokillákkal rendkívül összetett öntvényalakok is önthetők. A magok kiemelése és a kokilla felek nyitása automatikusan vezérelt. Az öntvény eltávolítására esetenként robotokat is használnak.

A nagynyomású hidegkamrás öntéssel készített öntvények rendszerint csak az illesztett felületeken igényelnek megmunkálást, gyakorlatilag kész méretre önthetők. A nagynyomású hidegkamrás öntési eljárás fejlesztése a kokillázó erő és a folyékony fém nyomásának növelése irányába halad. Ezzel növelhető az öntvény felülete és csökkenthető a minimális falvastagság. Mindez főleg a lemeztechnológiák kiváltásában jelent előnyt, burkolatok, műszeralapok, dobozok készítésénél.



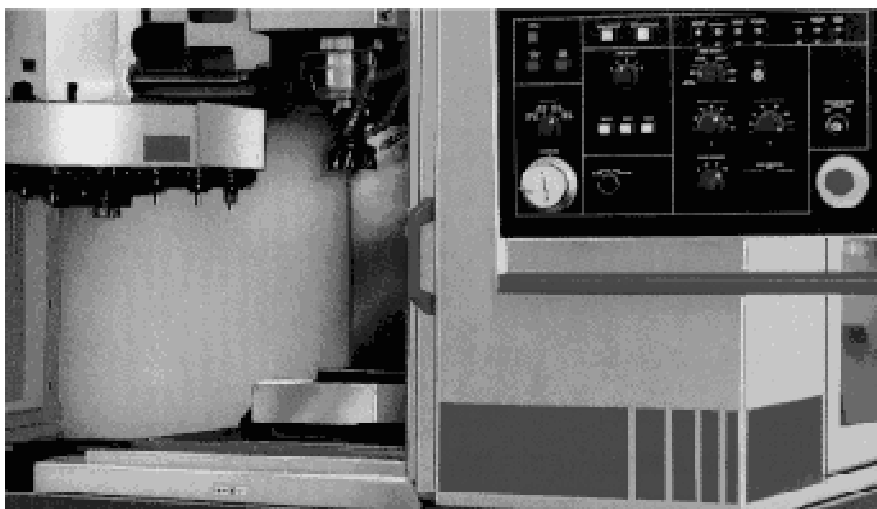
78. ábra Nagynyomású hidegkamrás öntőberendezés

A folyamatok minél pontosabb szabályozása, automatizálás, robotok alkalmazása, öntvénygyártó és kikészítő rendszerek teljes számítógépes vezérlése szintén fejlesztési területek.

9.2. Az alumínium ház megmunkálása

A mi esetünkben található egy zárt csapágyfészek mindkét félben, amelyet homokmag segítségével alakítunk ki, ami miatt a felület nagyon érdes, amely megmunkálás kíván. Ennek okán a csapágyaknak, tömítő gyűrűnek a felületét kell a megfelelő méretűre és édességűre megmunkálni és ki kell alakítani a rögzítő gyűrű helyeit, amely a hengergörgős csapágyat és a kúpgörgős csapágyat is megtámasztja. Mivel a ház feleket, csapágyfészkeit is meg kell munkálni egy 3 tengelyes megmunkáló gépen kell készre munkálni és a szelőztető csavart és az olajleeresztő csavar menetét kell belevágni.

A gépre házak felfogatása egy egyedi készülék segítségével lesz biztosítva. A célkészüléken a munkadarab forgácsolása nagy sebességgel és kis fogásmélységekkel történik, mivel minimális megmunkálásra van szükség. Ezáltal minimális a megmunkálásra fordított idő és energia.

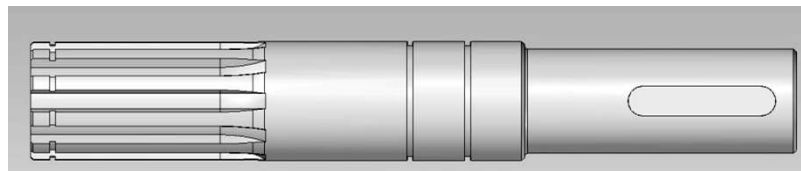


79. ábra A gép munkatere, amelybe a célkészülék kerül

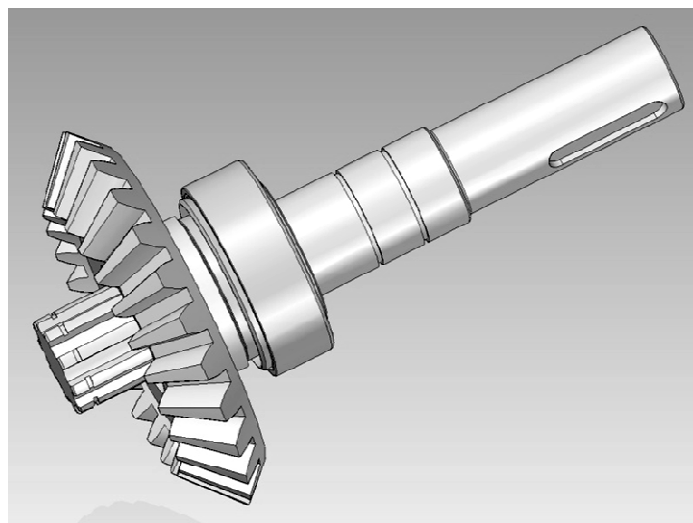
10. Hajtómű összeszerelése

10.1. Behajtó tengely szerelése

A behajtó tengely összeállításának sorrendje, először a kúpgörgős csapágyat helyezzük fel, amely a fogaskerek közvetlen támasztását szolgálja hézagoló gyűrűkön át, amelyeket a fogaskerék pontos beállítását szolgálja.

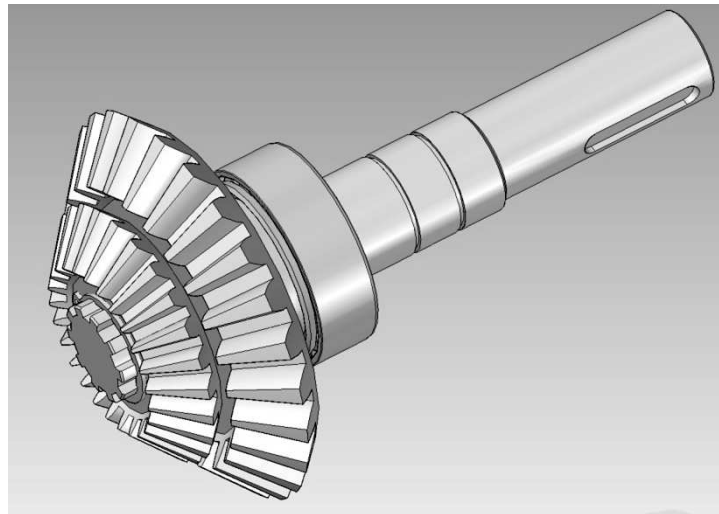


80. ábra Behajtó tengely



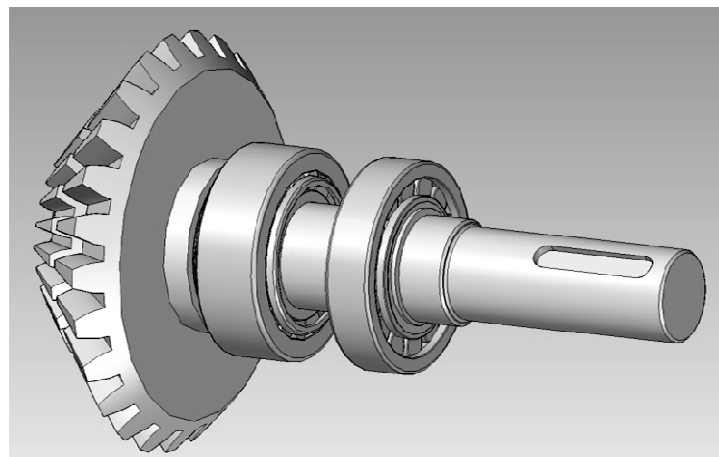
81. ábra Első lépés: fogaskerék, csapágy felhelyezése

Ezek után felhelyezhetjük a következőt, a fogaskereket, amelyet rögzítő gyűrűvel és hézagoló gyűrűkkel rögzítünk a pontos helyére a kisebb fogaskeréken keresztül.



82. ábra Második lépés: fogaskerék felhelyezése

Legvégül felkerül a hengergörgős csapággy, amelyet két rögzítő gyűrűvel rögzítik megfelelő biztosítás érdekében, de ez a csapággy először a házban lévő fészekbe helyezik be mivel a teljes helyhez kötés miatt ez szükséges, amelyet egy rögzítő gyűrű biztosít. Ezek pontos beállítása a hajtóműházban történő foghézag ellenőrzéssel történik.

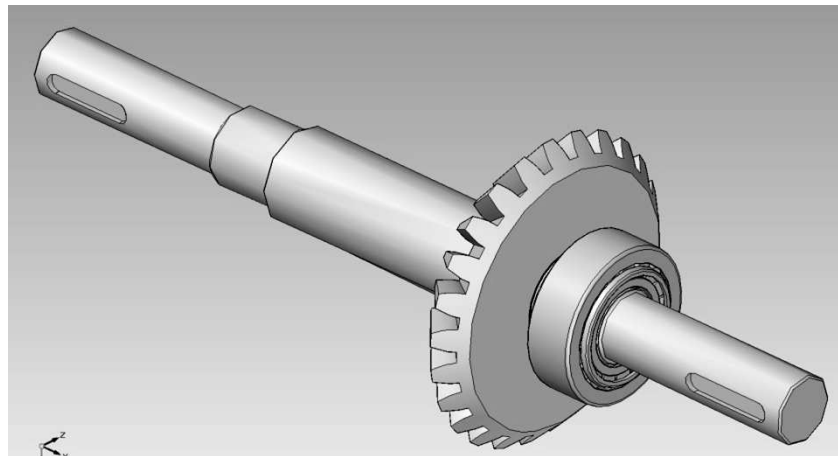


83. ábra harmadik lépés: csapággy felhelyezése

Így az előszerelt behajtó tengely már alkalmas a házba való beszereléséhez.

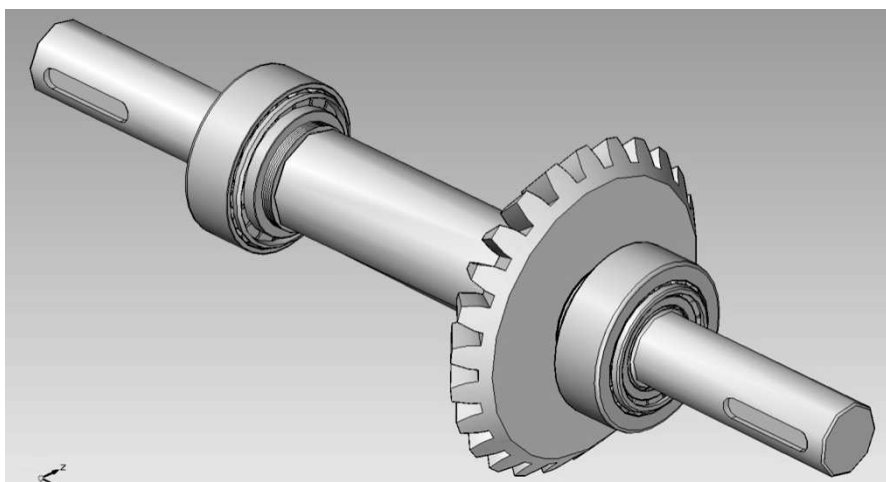
10.2. Az átmenő tengely szerelése

Az átmenő tengely összerakásának sorrendje, a tengelyre legelőször a fogaskereket helyezük fel, amely hézag gyűrű segítségével a továbbiakban felhelyezett kúpgörgős csapággal megtámasztva és pontosan helyre igazítva helyezkedik el, amely a fogaskerek pontos kapcsolódásához szükséges.



84. ábra Első lépés: fogaskerék, csapágy felhelyezése

Ezek után a másik oldalon is fel lehet helyezni a kúpgörgős csapágyat, úgyhogy a két csapágy „O” elrendezésben kerül beépítésre.

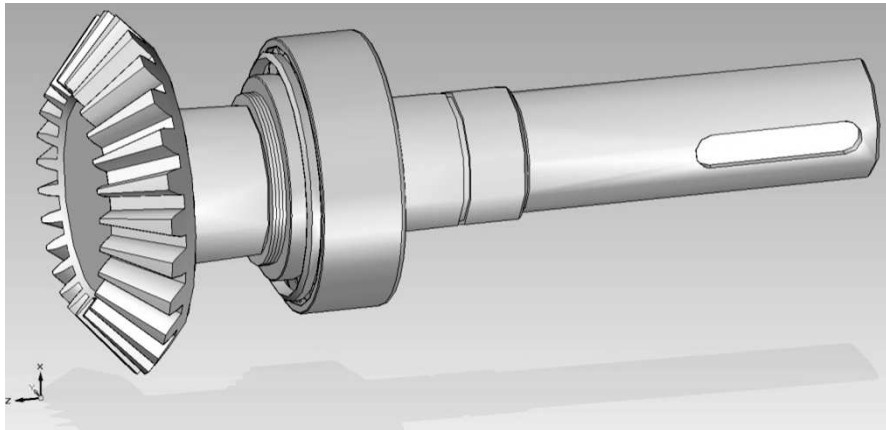


85. ábra Második lépés: csapágy felhelyezése

Így most már az előszerelt átmenő tengely is kész a házba való beszereléséhez.

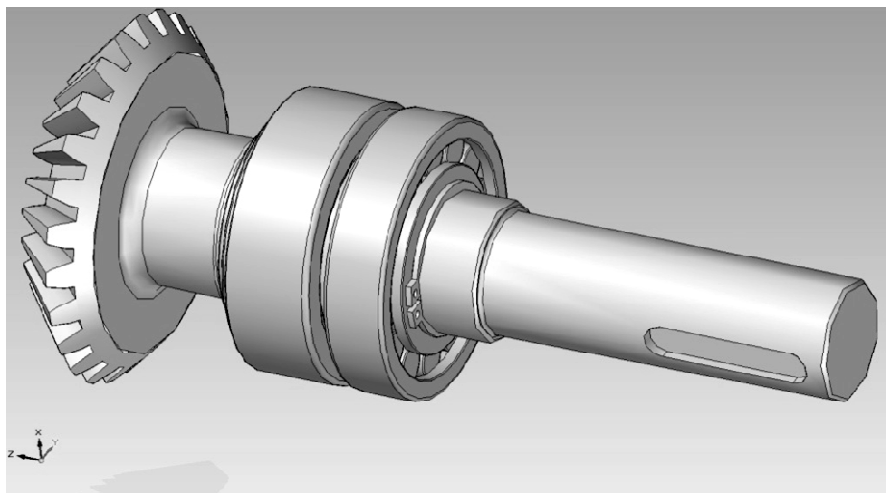
10.3. A fogaskerekes tengely szerelése

A fogaskerekes tengely összerakásának sorrendje, a kúpgörgős csapágyat helyezzük fel a tengelyre, először amely elé hézagoló gyűrűket helyezünk a fogaskerék csatlakozásának pontos beállításához.



86. ábra Első lépés: csapágy felhelyezése

Ezek után felkerül a hengergörgős csapágy, amelyet úgy kell felhelyezni, hogy a csapágy (NUP 208) görgő szorító gyűrűje a rögzítő gyűrű felől, legyen a megfelelő biztosítás érdekében.

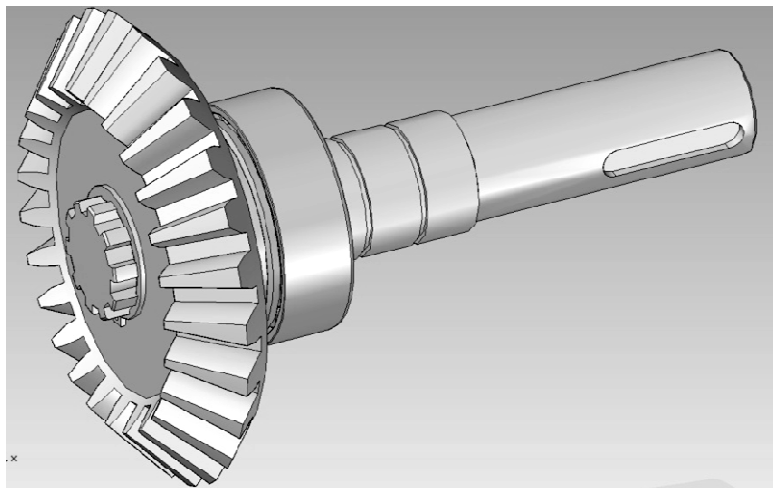


87. ábra második lépés: csapágy felhelyezése

Így most már az előszerelt tengely fogaskerék is alkalmas a házban való beszereléséhez.

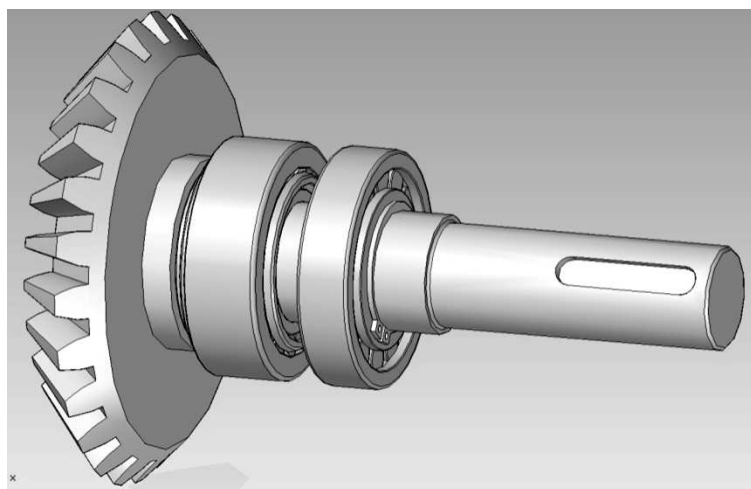
10.4. Az ötödik tengely szerelése

Az ötödik tengely összeállításának sorrendje, először a kúpgörgős csapágyat helyezzük fel, amely a fogaskerek közvetlen támasztását szolgálja hézagoló gyűrűkön át, amelyeket a fogaskerék pontos beállításához szolgálja. A fogaskereket a tengely fogazót vége felől egy rögzítő gyűrűvel támasztjuk meg.



88. ábra Első lépés: fogaskerék, csapágy felhelyezése

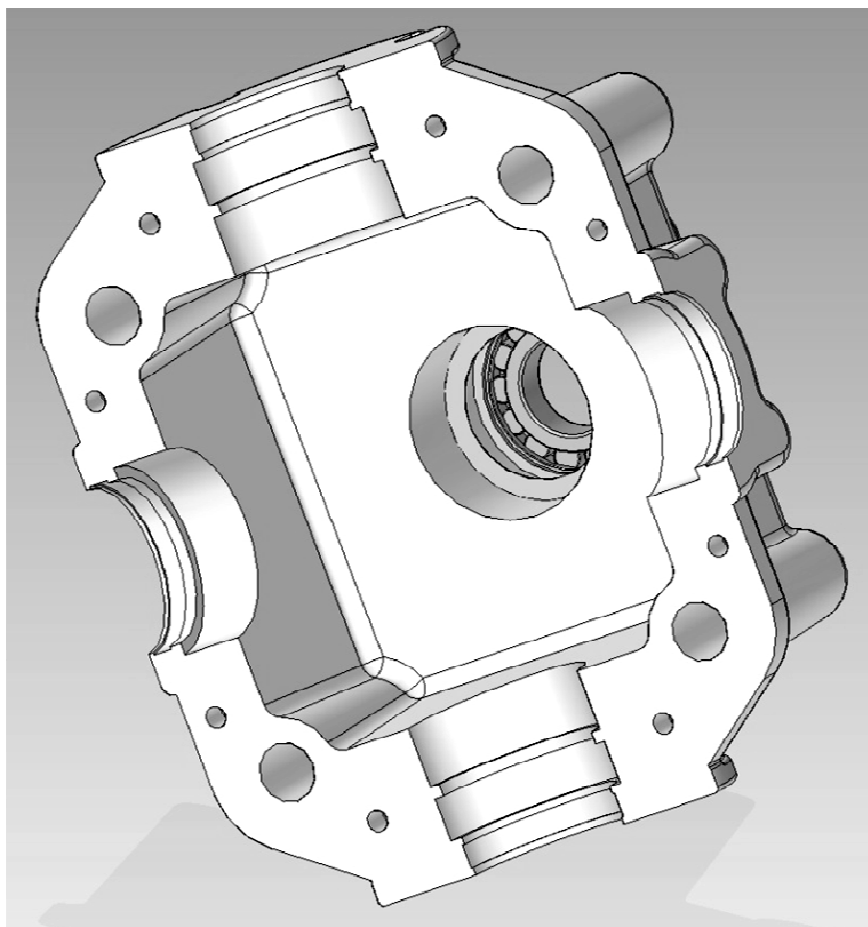
Ezek után felkerül a hengergörgős csapágy, amelyet úgy kell felhelyezni, hogy a csapágy görgő szorító gyűrűje a rögzítő gyűrű felől, legyen a megfelelő biztosítás érdekében, de ez a csapágy először a házban lévő fészekbe helyezik be mivel a teljes helyhez kötés miatt ez szükséges, amelyet egy rögzítő gyűrű biztosít.



89. ábra Második lépés: csapágy felhelyezése

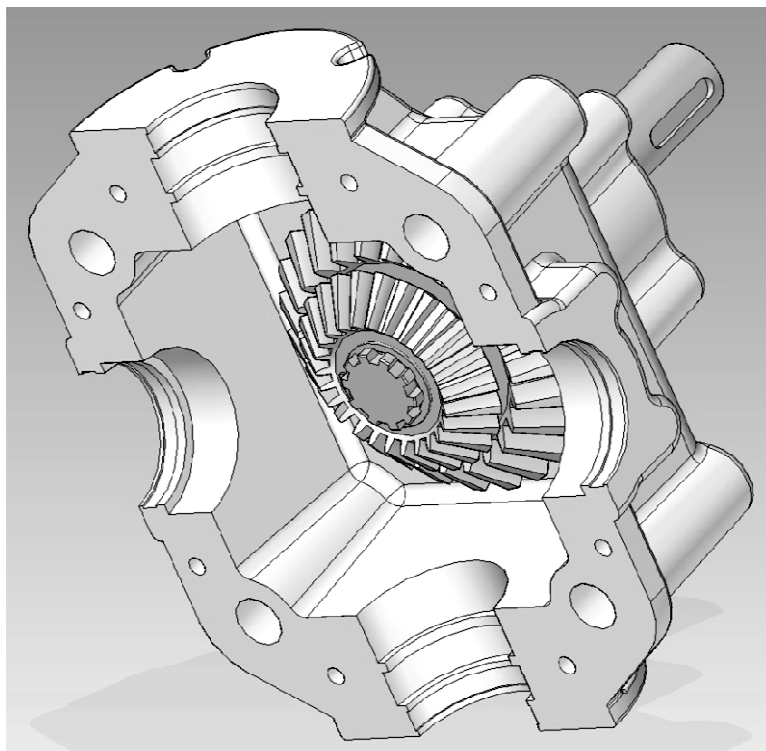
10.5. A felső házrész szerelése

A behajtó rész felüli ház félbe szerelés a behajtó tengellyel kezdve történik, úgyhogy a hengergörgős csapágyat helyezzük először a csapágyfészekbe és rögzítjük ott egy rögzítő gyűrűvel. Az előzőekben a behajtó tengely szerelésénél már megemlítettem ezt a lépés, ami itt látható.



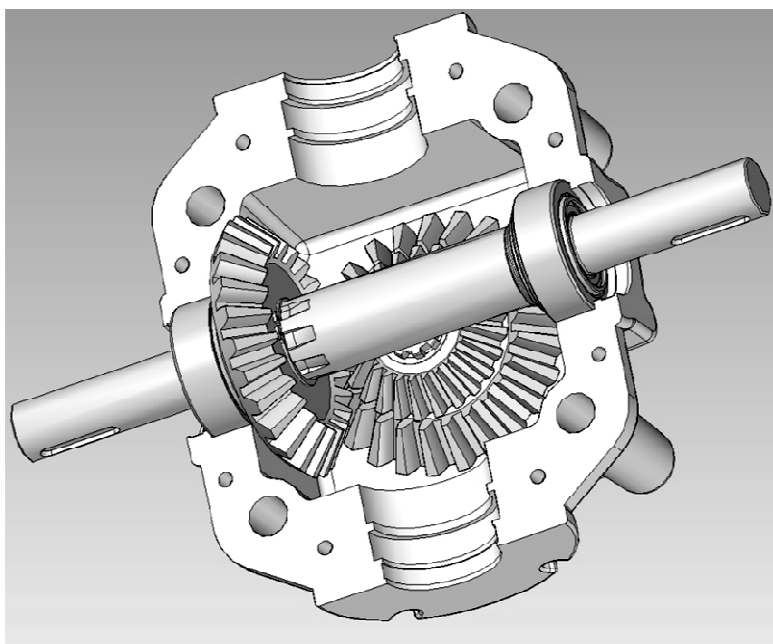
90. ábra Első lépés: csapágy, rögzítő gyűrűk behelyezése

Ezek után a behajtó tengelyt rátoljuk a csapágyra, úgyhogy már a belső a tengelyen lévő rögzítő gyűrű fen, van, és amikor az egész a helyére kerül akkor a felső rögzítő gyűrűvel tudjuk biztosítani a pontos elhelyezkedését a tengelynek a csapágyhoz képest.



91. ábra Második lépés: az összeszerelt behajtó tengely behelyezése

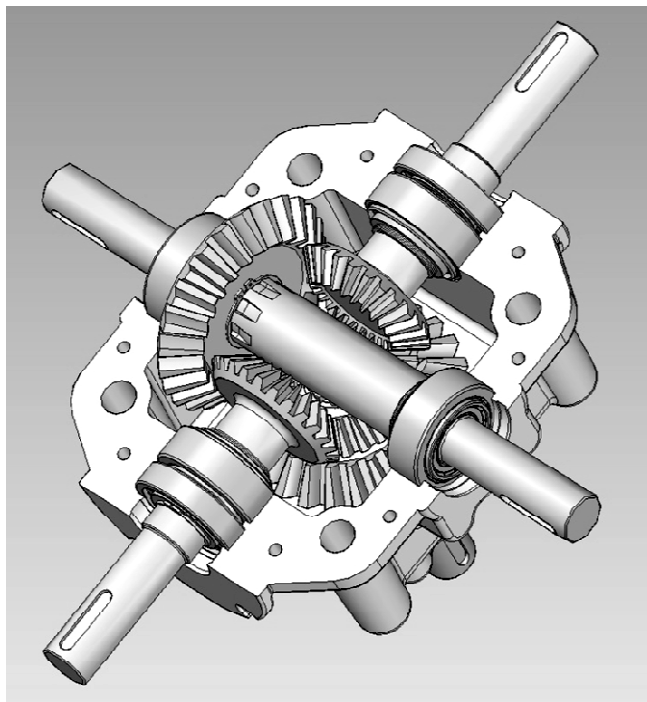
A következő az átmenő tengely beszerelése, amelynek helyét a csapágyak és azok fészkei határozzák meg.



92. ábra Harmadik lépés: A összeszerelt átmenő tengely behelyezése

A behelyezés után meg kell nézni, hogy a fogaskereknek megfelelően kapcsolódnak-e és ha nem akkor további hézag gyűrűket kell beállítani a megfelelő helyre.

A következőkben a tengelyes fogaskereket kell behelyezni, amelyeknek a pontos helyét a csapágyak és azok fészkei határozzák meg.

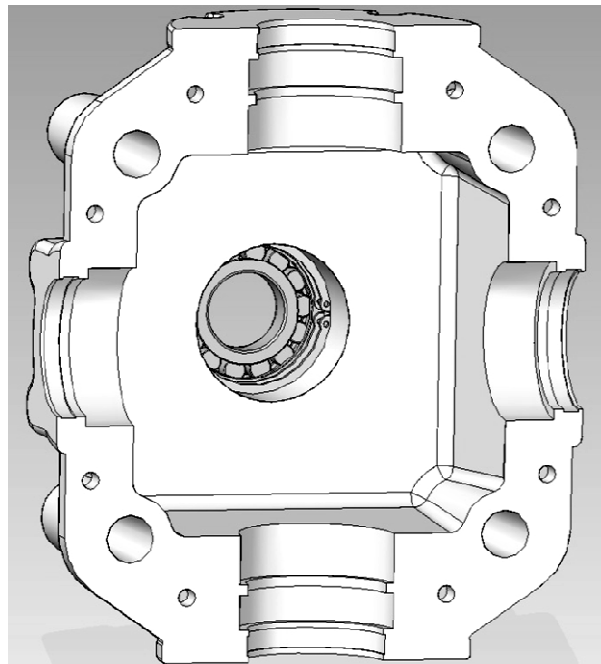


93. ábra Negyedik lépés: Az összeszerelt fogaskerék tengely behelyezése

Itt is a fogaskerek pontos kapcsolódását hézagoló gyűrűk segítségével lehet pontosan meghatározni.

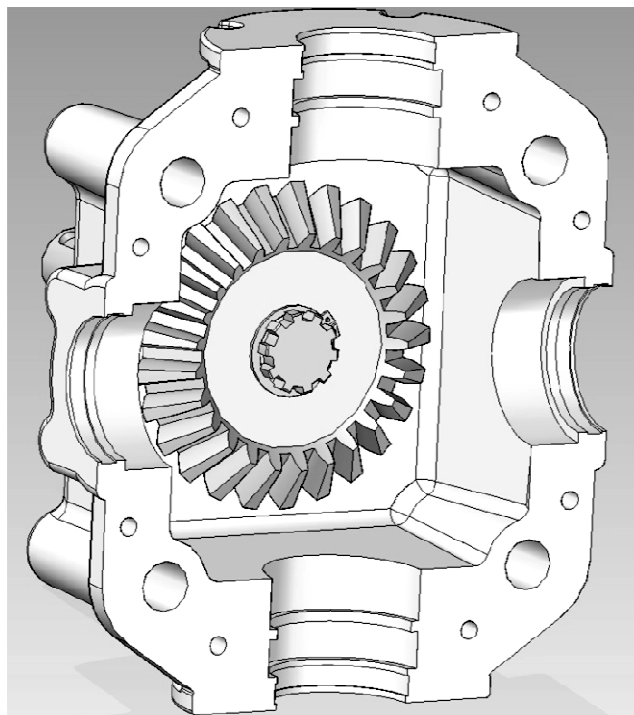
10.6. Alsó házrész szerelése

Az ötödik tengely csapágyfészkek rész felüli ház félbe szerelés az ötödik tengellyel kezdve történik, úgyhogy a hengergörgős csapágyat helyezük először a csapágyfészkekbe és rögzítjük ott egy rögzítő gyűrűvel. Behelyezünk még egy rögzítő gyűrűt, amely a kúpgörgős csapágy megtámasztását szolgálja.



94. ábra Első lépés: csapággy és rögzítő gyűrűk behelyezése

Ezek után a ötödik tengelyt rátoljuk a csapággyra, úgyhogy már a belső a tengelyen lévő rögzítő gyűrű fen, van és amikor az egész a helyére kerül akkor a felső rögzítő gyűrűvel tudjuk biztosítani a pontos elhelyezkedését a tengelynek a csapággyhoz képest.

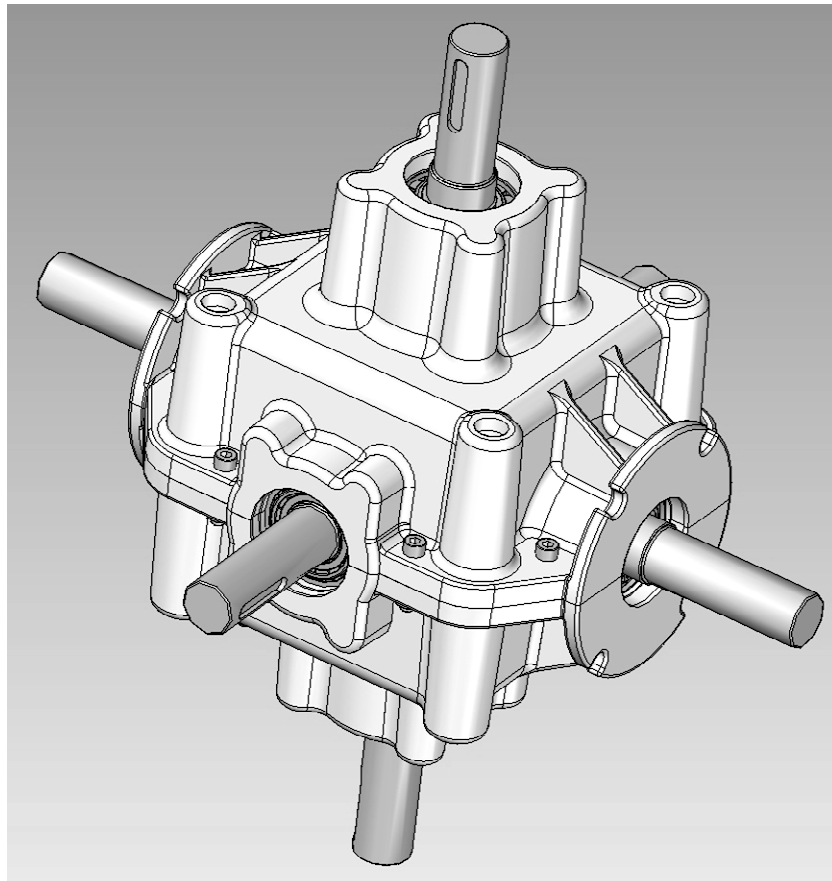


95. ábra második lépés: Az összeszerelt ötödik tengely behelyezése

Itt is a fogaskerekek pontos kapcsolódását hézagoló gyűrűk segítségével lehet pontosan meghatározni.

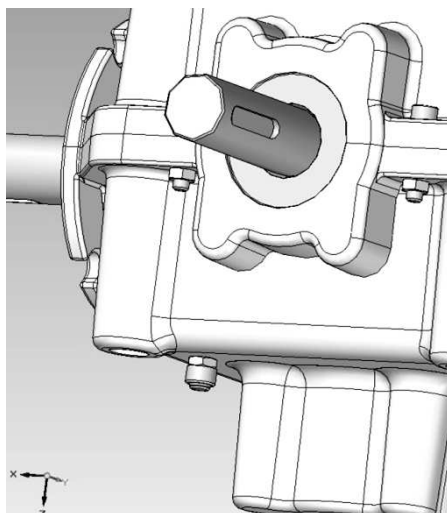
10.7. A teljes hajtómű összeszerelése

Mivel mindent beszeretünk a két ház félbe így most már ezek összeillesztése következik, amikor a két fél össze kerül akkor a kapcsolatukat M8 belső kulcsnyílású csavarokkal megszorítva rögzítjük.

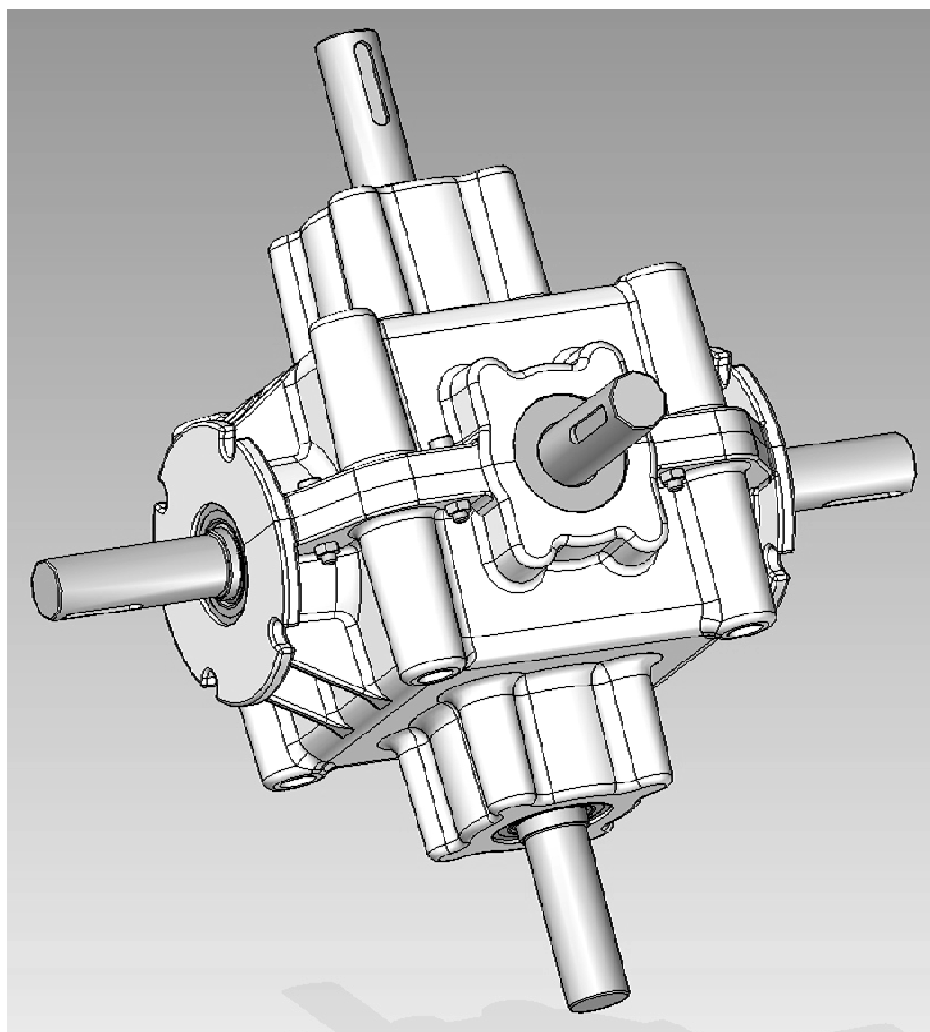


96. ábra Harmadik lépés: A két ház fél összeszerelése

A legvégső feladat az olaj leeresztő és szelőztető csavarok becsavarása és a tömítő gyűrűk helyre pattintásával fejeződik a hajtómű szerelésének folyamata.



97. ábra Az olaj leeresztő csavar helyének megmutatása



98. ábra A teljesen összeszerelt Hajtómű

11. Hajtóművek karbantartása

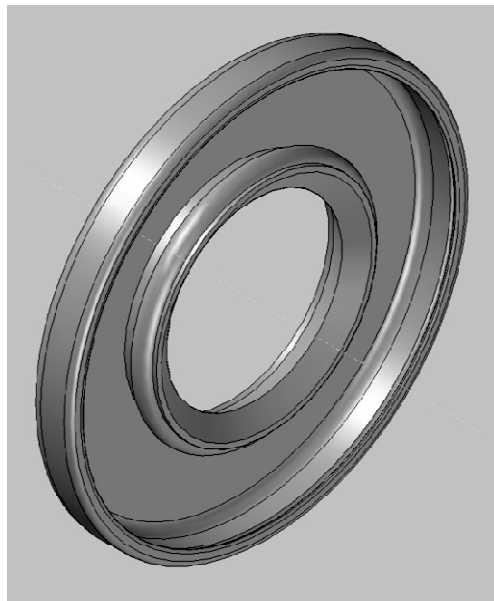
11.1. Általános karbantartási utasítások

A szállítmányt átvétel után tüzetesen át kell vizsgálni, hogy szállítás közben nem sérült-e meg. Az üzembevétel adott esetben kizárt.

Az ügyfél, felelős a hajtómű szakszerű felállításáért. A hajtóművek paraméterei, valamint az esetlegesen benyújtott garanciális igények teljesítése, ezen használati utasítás betartása esetén érvényes.

Az összeszerelési- és karbantartási munkákat csak leállított hajtóműn szabad végrehajtani!!!

Ügyeljen arra, hogy soha ne helyezzen üzembe sérült terméket!



99. ábra A karbantartás során ellenőrizendő elem a rugós tömítőgyűrű

A felállítási-, összeszerelési- illetve karbantartási munkák megkezdése előtt, alaposan tanulmányozza át a használati utasítást. Az összeszerelést, csatlakoztatást, üzembevételt, valamint a karbantartási- és javítási munkákat csak megfelelő szakképzettségű karbantartó szakemberek végezhetik el.

A karbantartó személyzetnek az alábbiak kell figyelembe vennie:

- használati utasítás,
- a hajtóműhöz tartozó tervezési dokumentációk, üzembe helyezési utasítások és kapcsolási rajzok,
- a jelenleg érvényben lévő biztonságról és balesetvédelemről szóló nemzeti és területi szabályzatok.



100. ábra Ellenőrizni kell a hajtómű csapágyait is, nagy hangsúlyt fektetve a kúpgörgős csapágyakra

11.2. Rövid távú tárolás

A hajtómű tárolásánál a következő pontokat kell betartani: A hajtómű egységeit általánosságban zárt helyiségekben kell tárolni.

Tároló környezeti tulajdonságai:

- környezeti hőmérséklet max. 25°C / 77°F
- relatív páratartalom max. 80%

A hajtómű egységeit védeni kell a közvetlen napsugárzástól illetve az ultraibolya-sugárzástól.

A közvetlen környezetben nem szabad tárolni semmilyen agresszív és korrozív (rozsdásodó) anyagot. A hajtóműveket célszerű a későbbi felhasználásra tervezett beépítési helyzetben tárolni. A hajtóműveket **6 hónaponként hajtásoldalilag 1-2 fordulattal el kell fordítani**, hogy ez által biztosítva legyen a belső alkatrészek kenőanyaggal történő benedvesítése. Az egységeket védeni kell a mechanikus megterheléstől és a külső erőhatásoktól.

11.3 Hajtóműolaj fajták

A hajtóműolajok viszkozitása nem variálható olyan szabadon, mint a motorolajoké, mert közvetlenül befolyásolja a váltás nehézségét.

A szintetikus és félszintetikus hajtóműolajok általában 75W90-es viszkozitásúak, míg az ásványiakra inkább a 80W90-es jellemző.

Általában speciálisabb követelményeket teljesítenek a 75W80-as, a 85W140-es, a 80W-s és a 90-es hajtóműolajok.

A legfontosabb hajtóműolaj-szabvány az **API GL szabványsorozat**. Ezek közül – a manapság használatos közlekedési olajok esetében – gyakorlatilag kizárólag az API GL-4 és - API GL-5 szabványokkal találkozunk.

A különbséget röviden összefoglalva: az API GL-5 jobban tűri az extrém nyomást, ezért bizonyos hajtóművekhez ilyen minőséget írnak elő.

Általános terhelések elestén a hajtóműben API GL4-es szabványú olajat kell alkalmazni, nagyobb üzemi terhelések esetén már célszerűbb a API GL5-ös szabványú olajokat alkalmazni.

12. Összefoglalás

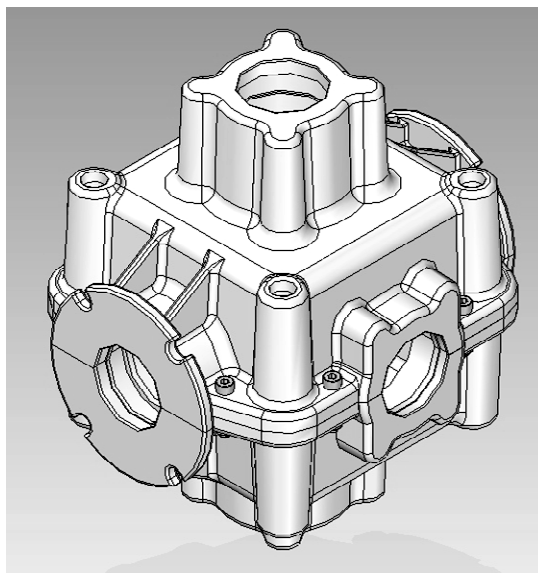
Megterveztünk egy olyan hattengelyes hajtóművet, amelynél egy tengelyen ("A") történik a behajtás és a többi, vagyis öt tengelyen ("B", "C", "D", "E", "F") történik a kihajtás. A hajtóműház ezen kívül könnyű, merev és minimális a megmunkálási igénye.

Az alkatrészek tervezésekor ügyeltünk, a funkciójuk minél hatékonyabb betartatóságára, valamint az alkatrészek egyszerű kialakítására.

Öntött házat terveztünk a hajtóművünknek a minél jobb anyagkihasználás érdekében.

A konstrukció tervezése során ügyeltünk a könnyű szerelhetőségre a megfelelő illesztések előírásával. Az alkatrészeket megfelelő vállakkal, hornyokkal láttuk el a szerelés megkönnyítése érdekében.

A tengelyre felszerelendő kúpogaskerek, csapágyak, hézagoló lemezek és rugalmas tömítőgyűrűk könnyű felhelyezhetőségére is ügyeltünk.

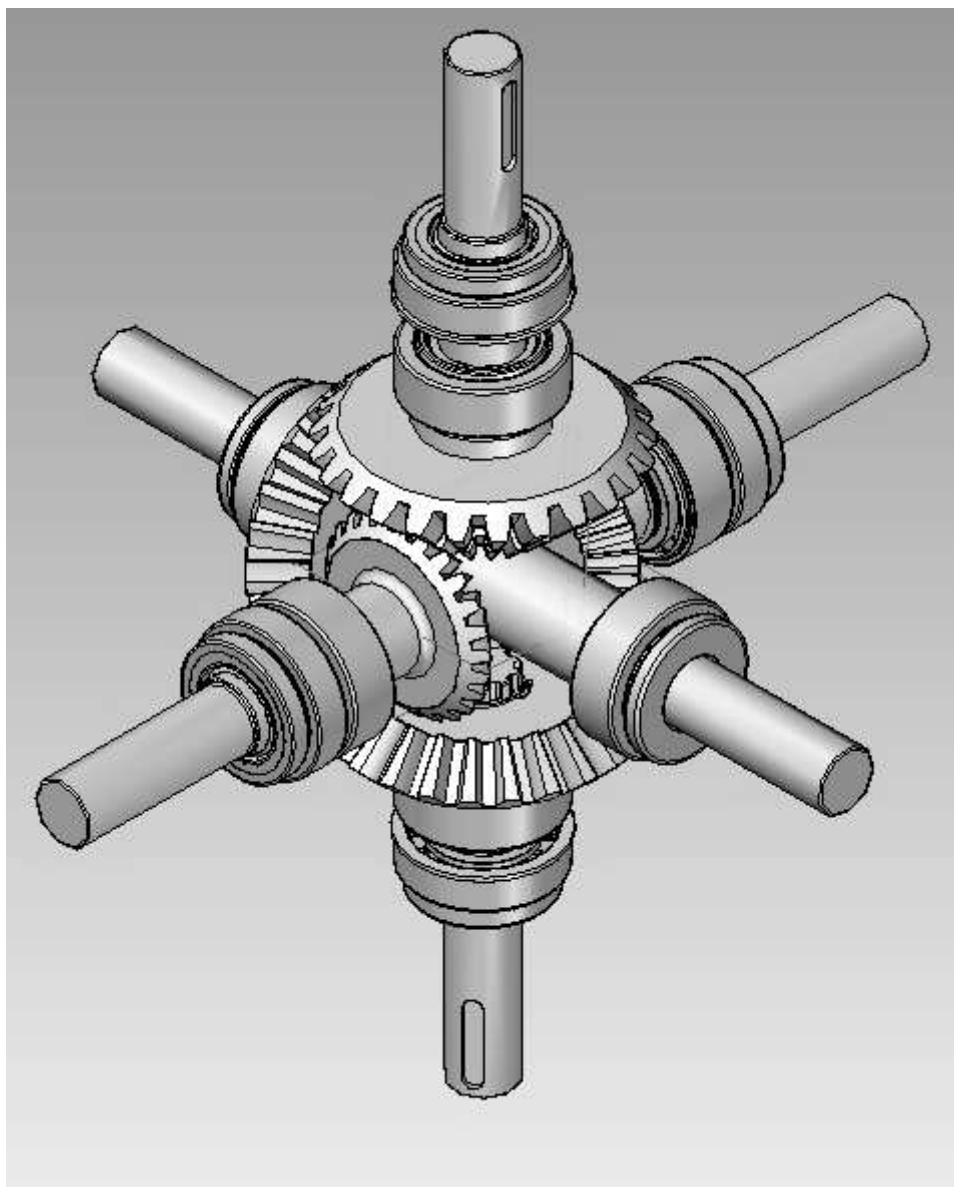


101. ábra Öntött hajtóműház

A hajtóművünkkel megoldottunk az iparban jelentkezett igényt, hogy a hajtóművet egy elektromotorral hajtott, a hajtó műből 5 tengelyen tudunk ki hajtani. Ez feladat

megoldásához szükséges volt, hogy hajtóműház “kocka” kialakítású legyen, vagyis egy forma méretű oldallapokból álljon.

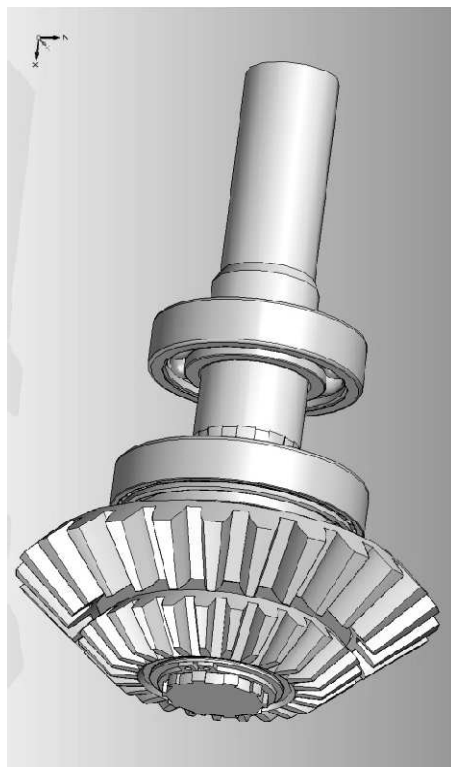
Azáltal, hogy a “kocka” minden oldallapjára elhelyeztünk egy kúpfogaskerékkel rendelkező tengelyt, megoldottuk azt a problémát, hogy egy behajtó tengellyel öt tengelyen tudunk kihajtani.



102. ábra A megtervezett hajtás felépítése

A hajtómű nagy teljesítmény és nyomaték átadására alkalmas. A tervezés kezdetekor megadtuk a főparamétereket, ekkor a maximális a hajtóműbe behajtott teljesítményre 37kW-ot láttunk elő. A teljesítmény mellett fontos a nyomaték is.

A hajtóművet terhelő maximális terhelő forgató nyomatékot is ki tudjuk számolni. Ismerjük a hajtómű bemenő tengelyének a fordulatszámát ($750 \text{ }^1/\text{min}$) és a bemenő teljesítményt (37 kW), tehát a hajtóművet terhelő maximális forgató nyomaték 450 Nm.

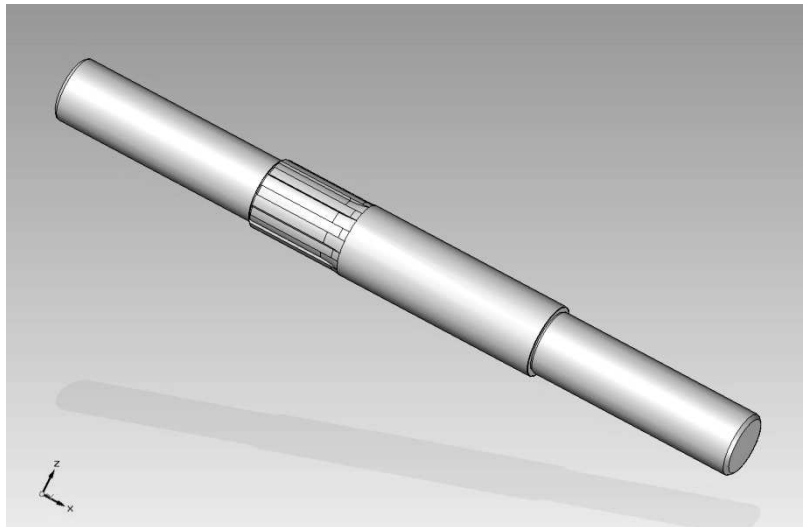


103. ábra A behajtó tengely

A tervezéskor ügyeltünk arra, hogy a hajtóműnek hosszú legyen az élettartama. Ezt úgy oldottuk meg, hogy a hajtómű paramétereinek a számításakor az előlátott legnagyobb biztonsági tényezőket alkalmaztuk.

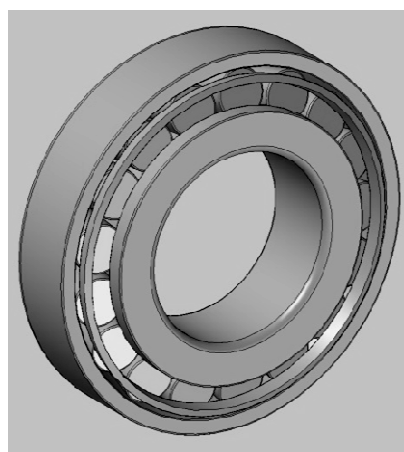
Az alkatrészek anyagaira jó minőségű és nagy szilárdságú acélokat és alumíniumot láttunk elő.

A tervezés során felhasználtuk a korszerű numerikus tervezést segítő számítógépes programokat, a Solid Edge-et és a MITCalc-ot, amely programok gyorsabbá és hatékonyabbá tették a tervezési folyamatunkat.

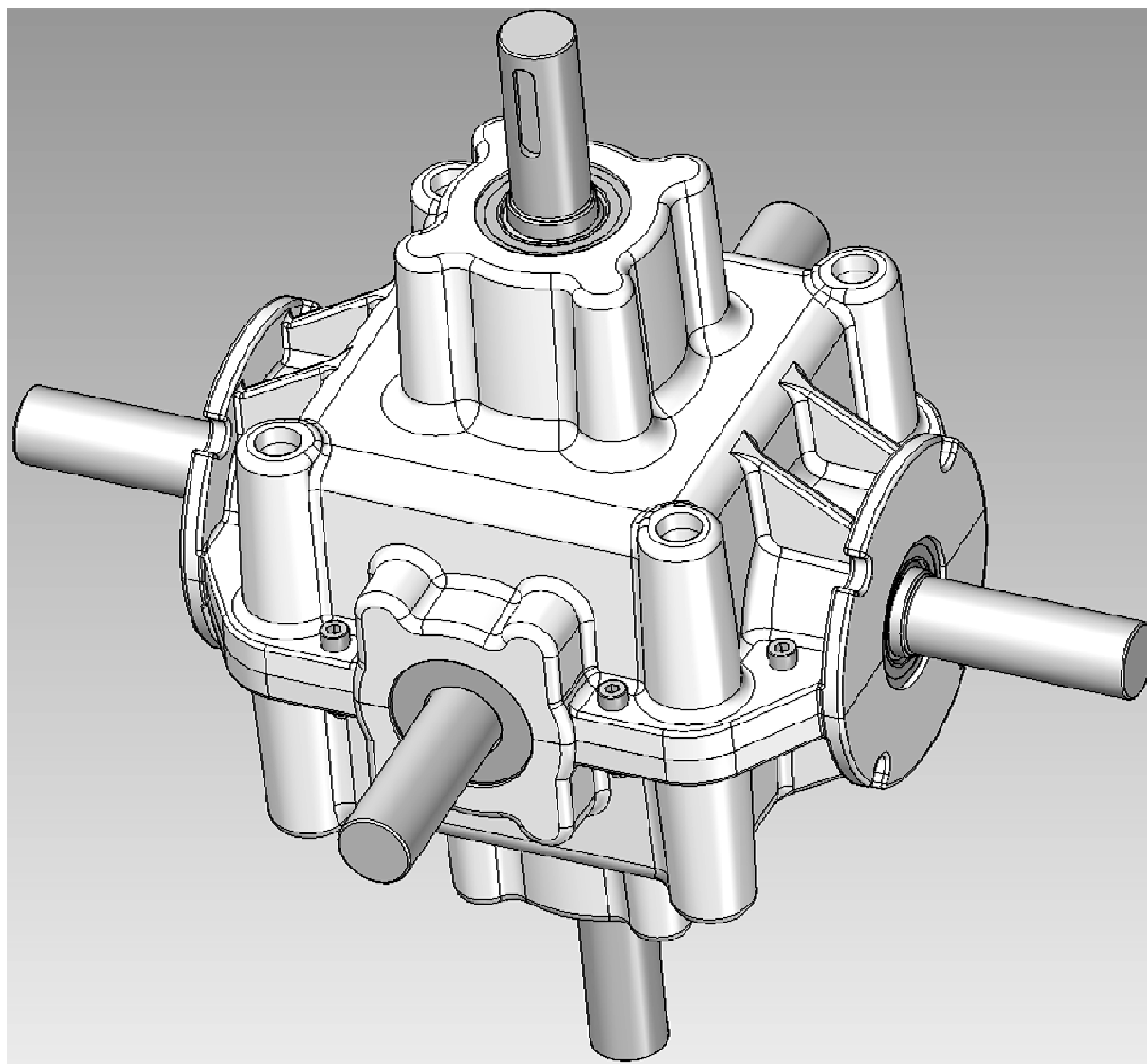


104. ábra A nagy igénybevételnek kitett Átmenő-tengely

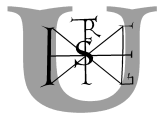
A konstrukciónk fejlesztésekor ügyeltünk a karbantarthatóságra is. Ezt úgy oldottuk meg, hogy ügyeltünk a konstrukció egyszerű kialakítására, ahol a lehető legminimálisabb gyártási, szerelési hiba, valamint legkevesebb szállítási és üzemi meghibásodás keletkezik. Ez mellett nagy biztonsági tényezőket és hosszú élettartamot láttunk az alkatrészek méretezése során. Minden egyes karbantartási munkálat során cserélni kell a rugalmas tömítőgyűrűket. A hajtómű karbantartására minden 5000 munka óra után sort kell keríteni, valamint minden 10.000 munkaóra után a csapágyakat le kell cserélni.



105. ábra Kúpgörgős csapágy, amelyet 10 000 üzemóránként cserélni kell



106. ábra Hattnegelyes hajtómű



13. Irodalomjegyzék

1. Németh Gábor: Fogaskerékajtásról röviden, Sopron, 2007, 34. oldal
2. . Bondioli Pavesi: Gearbox S004, 2003, 74. oldal
- 3 Bondioli Pavesi: Gearbox S004, 2003, 38. oldal
4. Fürstner & Anišić: Grafikus kommunikációs rendszerek és CAD, 2005
5. M. Csizmadia B. és Nándori E.: Modellalkotás, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003
6. <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=en&imperial=false&windowName=null&perfid=131000&prodid=1310003208>
7. Diószegi György: Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1984
8. Sztrakos Gy. és Millye J.: Fogaskerék hajtások, Magyar Szabványügyi Hivatal, Szabvány Kiadó, Budapest, 1985