

EGY SPECIÁLIS SEBESSÉGVÁLTÓ TERVEZÉSE ÉS FEJLESZTÉSE

DEVELOPMENT OF A SPECIAL GEARBOX

Dr. Bihari János egyetemi docens,

Filpekó Máté gépészmérnök hallgató, Szőnyi Szabolcs ALUMNI Miskolci Egyetem

ABSTRACT

In general, it is specifically significant to design the units of the Pneumobile race vehicles according to the competition's principles. It could mean that we do the dimensioning of the parts for a short lifetime in order to save mass, but also to implement everyday solutions particularly for the needs of the competition to minimize costs. Nevertheless, a present-day Pneumobile is always a small moving test lab, where the students can try out such own ideas which help to improve their professional development. This paper presents the design and dimensioning of such a gearbox, which was created for a Pneumobile. This gearbox belongs to the orbital gear-drive systems. This kind of solution is almost only used in toys nowadays, but it will be clearly seen that this is suitable for this usage as well. As compared to the well-known applications there is a fundamental difference that we want to switch the gearbox under load without a disengaging clutch or stopping the motor. While connecting the gears, the load of the teeth can be increased to the multiples of the nominal load, which has to be handled and taken into account by dimensioning. For this reason, we present in this paper the basic construction and operation of the gearbox as well as those factors that we considered during the design and dimensioning. Currently we are testing the second version of the gearbox, thus we share the gained experiences from the first version as well.

Definitions:

Pneumobil: olyan jármű, amelyet a sűrített gázok energiáját ipari pneumatikaelemek segítségével alakítja át mozgási energiává [1].

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem csapatai 2008 óta vesznek részt a Pneumobil versenyeken. Egy csapat jellemzően 3-4 évig működik. Az első évben a csapatok jellemzően arra törekszenek, hogy működőképes járműveket építsenek, de a későbbi időszakokban ezeket a járműveket számos szempontból fejlesztik. [2], [3], [4].

A második vagy harmadik évre egy Pneumobil már egy mozgó tesztlabor, amelyen a hallgatók a különböző ötleteiket próbálgatják. .

2. EGY PNEUMOBIL SEBESSÉGVÁLTÓJÁVAL KAPCSOLATOS KÖVETELMÉNYEK

A Pneumobilokban a motorok felépítésének és működésének köszönhetően nem feltétlenül van szükség sebességváltóra. Azonban a munkahengerekben lezajló folyamatok alaposabb tanulmányozásánál előnyt jelent, ha menet közben módosítható az áttétel. Ezen kívül a versenyzés elsősorban a hallgatók szakmai fejlődését szolgálja, ebből a szempontból pedig bármilyen gépészeti egység megtervezése előnyös lehet.

Ebben a cikkben egy adott Pneumobil sebességváltójának tervezését mutatjuk be, így a követelmények is erre a járműre vonatkoznak.

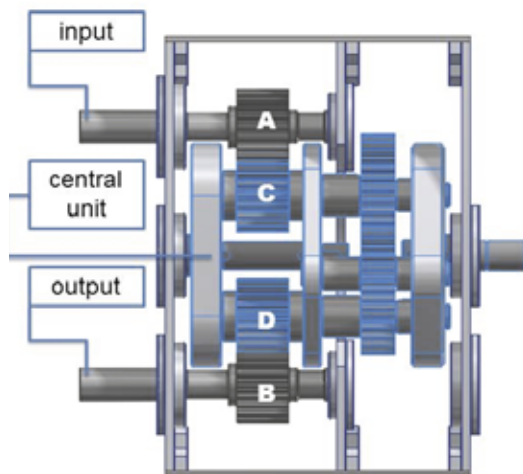
- Az adott jármű főtengelyének maximális fordulatszáma 342 1/min, a főtengelyen leadott forgatónyomaték 42 Nm.
- A sebességváltónak két sebességfokozattal kell rendelkeznie,
- A sebességfokozatok áttételeinek közül az egyiknek lassítónak, a másiknak gyorsítónak kell lennie, az arányuk legalább 2 legyen.
- A sebességváltónak rendelkeznie kell üres fokozattal.
- Elvárás a tengelykapcsoló nélküli kapcsolhatóság a motor üzeme közben.
- A sebességváltó általános szerszámgépeken is gyártható elemekből álljon.
- Költséghatékonysági okokból 1, 1,5, 2, vagy 3 mm modulú, egyenes fogazású fogaskerekeket kell használni.

A fentiek alapján egy orbitális rendszerű sebességváltó megtervezése tűnt célszerűnek.

3. A SEBESSÉGVÁLTÓ MŰKÖDÉSE

Egy ilyen sebességváltó alapvetően négy egyforma és két ezektől, és egymástól is különböző fogszámú fogaskerekből áll. A váltó működési elve azon alapszik, hogy a folyamatosan forgó behajtó és

kihajtó nyeleskerekek között egy csapágyazott konzol (központi egység) elfordítható, így a konzolban áttételének reciproka is előállítható plusz elemek alkalmazása nélkül (1. ábra).



1. ábra. A sebességváltó felépítése

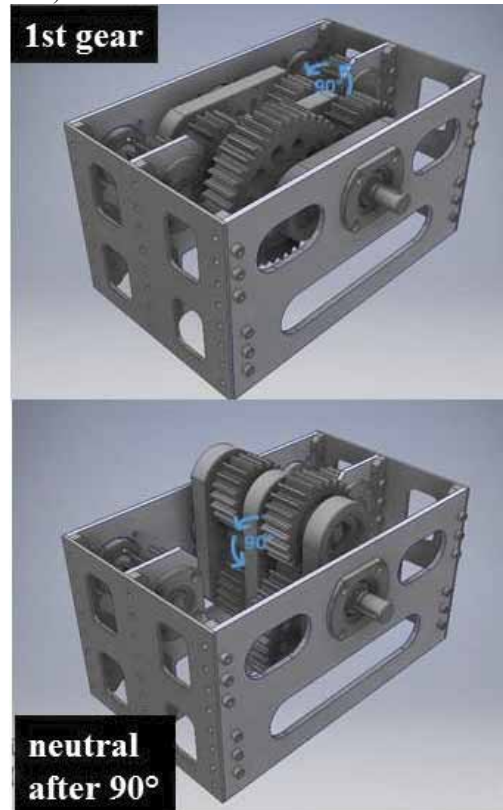
A fogaskerekek geometriai méretezése a DIN 3960 szabvány szerint történt. A fogaskerekek fogazata egyenes külső fogazat, a kapcsolószög 20° .

A modul és a fogszámokat, ezáltal a fogaskerekek méreteit és tengelytávolságát az egyszerű és költséghatékony megvalósíthatóság határozta meg. Ez azt jelenti, hogy a kereskedelmi forgalomban egy adott költségkereten belül elérhető csapágyak méretei, valamint az azok beépítéséhez szükséges alkatrészek méretei határozták meg, hogy mekkorák lehetnek a tengelytávolságok. A tengelytávolságok alapján a modul a lehető legnagyobbra választottuk olyan módon, hogy profileltolásra ne legyen szükség. A fogszámok meghatározásánál figyelembe vettük, hogy a kapcsolószám 1,2 fölött legyen.

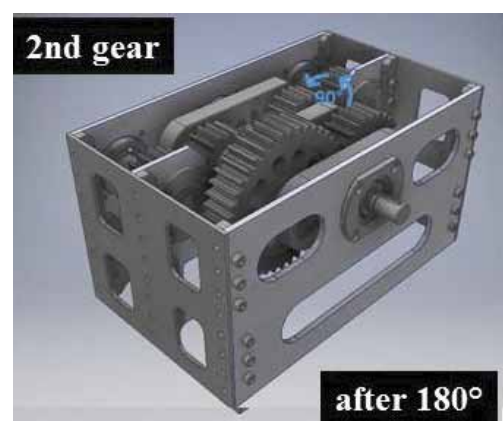
A fogaskerekek és a csapágyak minimális élettartamára 5 üzemórát írtunk elő. A kenési tényező meghatározásánál figyelembe vettük, hogy a hajtómű nyitott, és zsírkenéssel üzemel.

A sebességváltó működését a kinematikai ábrák alapján egyszerű megérteni. A bemenő és a kimenő tengelyeken egy-egy azonos, 20 fogú fogaskerék (A és B) van elhelyezve. Az 1. fokozatban a központi tagon a bemenő tengely fogaskerekéhez szintén egy 20 fogú fogaskerék kapcsolódik (C az 1. ábrán), amely közös tengelyen forog egy X fogszámú fogaskerékkel. Ez az X fogszámú fogaskerék egy Y fogszámú fogaskerékkel kapcsolódik. Az Y fogszámú fogaskerék közös tengelyen van elhelyezve egy 20 fogú fogaskerékkel (D), amely a kimenő tengely 20 fogú fogaskerékéhez kapcsolódik. Ilyenkor a

sebességváltó áttétele X:Y. Ha a központi tag 90° -kal elfordul, akkor bemenő tengely és a kimenő tengely között nincs kapcsolat, ez a sebességváltó üres fokozata. Ha a központi tag újabb 90° -kal elfordul, újra van kapcsolat a bemenő és a kimenő tengely között, ez a sebességváltó 2. fokozata. Ebben a fokozatban az áttétel Y:X. Újabb 90° -os fordulat esetén ismét üres fokozat következik (2. és 3. ábra).



2. ábra. Az 1. és az üres fokozat

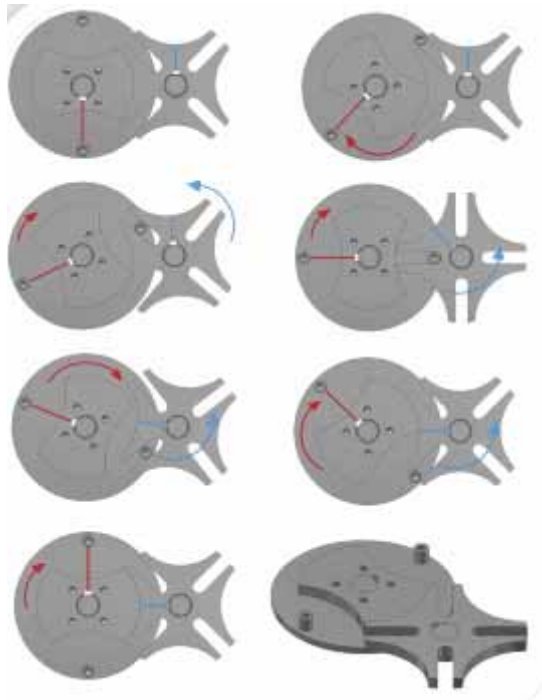


3. ábra. 2. fokozat

A forgó mozgás többféle mechanizmussal is megvalósítható, egyszerűen megoldható az automatizált mozgatás is. Mi a kézi kapcsolást választottuk. A rendszer előnye, hogy a fokozatok kapcsolása könnyen a vezető igényeihez szabható,

megvalósítható olyan kapcsolás, amikor egy kart kell ellentétes irányokban mozgatni, valamint olyan is, amikor a váltókart csak egy irányban kell mozgatni, az a fokozatok között visszaáll az alaphelyzetébe.

Az egyes helyzetek beállítására és reteszelésére a mi megoldásunkban egy máltai kereszt-hajtómű szolgál. Ez a megoldás egyszerre tudja biztosítani a fogaskerekek helyes kapcsolódásához szükséges diszkrét szögelfordulást és a bekapcsolt fokozatokban a központi egység rögzítését is (4. ábra).



4. ábra. A máltai kereszt-hajtás működése

A máltai kereszt egy számunkra fontos további pozitív tulajdonsága, hogy egyszerű esztergán és marógépen is gyártható minden eleme, azaz könnyen elő tudjuk állítani.

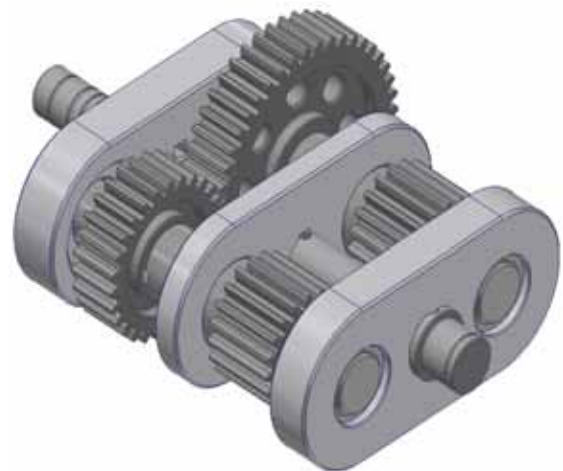
4. A FOGASKERÉKHAJTÁSOK SPECIÁLIS MÉRTEZÉSI KÉRDÉSEI

A fogaskerekek szilárdsági ellenőrzése a DIN 3990 szabvány alapján történt. Mivel a geometriai méreteiket alapvetően a sebességváltó egyéb paraméterei határozták meg, a fogaskerekek jelentősen nagyobbak, mint amit az adott terhelések és az elvárt élettartam indokolnak. A szilárdsági számításokat a DIN 3990:1987 B módszere szerint végeztük el. A fogaskerekek anyaga 16MnCr5, felületkezelésként nitridálást választottunk, mert ennek kedvezőek a költségei. A K_A üzemi tényező értékét 1,75-re választottuk, mert a hajtást kapcsoláskor és a munkahenger irányváltásakor

lökésszerű terhelések érik. A számításnál a zsír paraméterei az UNIGEAR LA02 zsírénak feleltek meg. A számítások alapján a fogaskerekek közül a behajtó és kihajtó tengely fogaskerekei (A és B), illetve a központi tag bemenő és kimenő fogaskerekei (C és D) vannak legjobban kihasználva. Ezeknél a fogtőszilárdság biztonsági tényezője 3,06, a fogfelület nyomásra vonatkozó biztonsági tényezője 1,08. Ez utóbbi érték kevésnek tűnhet, de a motor üzemi jellemzői miatt a forgatónyomaték maximális értéke csak rövid ideig terheli a fogakat, az üzem kb. 90 százalékában jóval kisebb a terhelés.

Ennek ellenére azt tapasztaltuk, hogy a verseny alatt a fogak jelentősen károsodtak mind a négy (A, B, C és D) fogaskeréken.

Az okot először a felületkezelés hibájában kerestük, de a sebességváltó kivitelének sajátosságaiban találtuk meg. Az első sebességváltó központi tagja az 5. ábrán látható kivitelben készült. Ez azt jelenti, hogy az A és a B fogaskerekek ellentétes irányban forognak, mint a C és a D fogaskerekek (1. ábra). Ez azt jelenti, hogy kapcsolódáskor a központi tag ki akar fordulni a kapcsolatból, ami nehezíti az átfordítását, és így a kapcsolási folyamat bizonytalan, a jármű sebességétől és a motor fordulatszámától függően nagy dinamikus hatások terhelik a fogazatokat. Ezt a K_A tényező értékével figyelembe vettük, de azért választottunk 1,75-öt, mert ezek a terhelés rövid ideig hatnak.



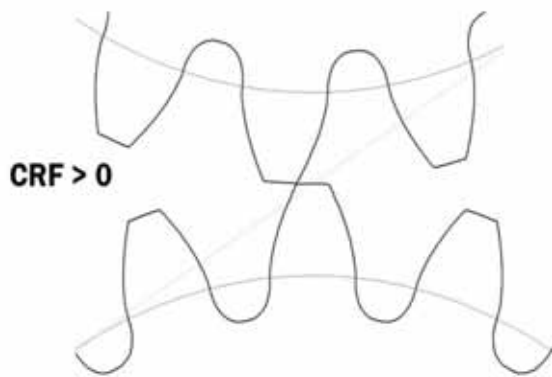
5. ábra. A központi tag első kivitele

A sebességváltó áttervezéséhez meg kellett határozni a paraméterek helyes értékeit, azaz fel kellett tárnunk a meghibásodás okait.

5. A MEGHIBÁSODÁS OKAI

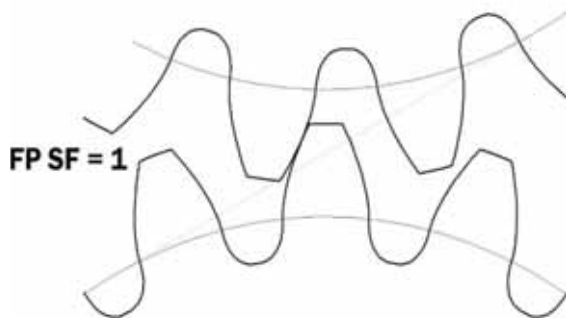
A számításokat csak a sebességváltó fokozatba kapcsolt helyzeteire végeztük el. Kísérletekkel

megállapítottuk, hogy egy kapcsolási folyamat legalább 1 másodpercig tart. Ez alatt a fogaskerekek 5,7 fordulatnyit fordulnak. Ilyenkor a tengelytávolság változik, a kapcsolószám pedig kisebb, mint a névleges. Első lépésként megkerestük azt a pontot, amikor a kapcsolószám értéke már nem 0. Ez a legegyszerűbben grafikus módszerrel lehetett megoldani (6. – 9. ábra). Ez a helyzet akkor áll elő, amikor az A és C vagy az A és D fogaskerekek tengelytávolsága 44 mm. Ekkor a kapcsolószám 0,033 (6. ábra).



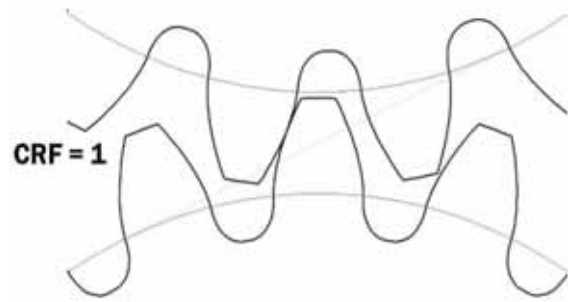
6. ábra. A tengelytávolság hatása a kapcsolószámra. $A_w: 44\text{mm}$.

Így meghatározhatunk egy tartományt, amelyen belül meg kell keresnünk azt a pontot, mikor a fogfelület nyomásának biztonsági tényezője 1. Ilyenkor a tengelytávolság 42,38, a kapcsolószám pedig 0,625 (7. ábra).



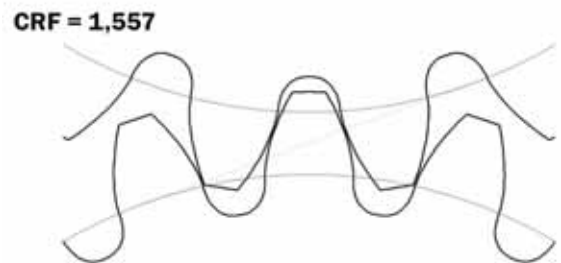
7. ábra. A tengelytávolság hatása a kapcsolószámra.. $A_w: 42,38\text{mm}$.

A következő keresett pont az, amikor a kapcsolószám 1. Ehhez 41,05 mm tengelytávolság tartozik (8. ábra).



8. ábra. A tengelytávolság hatása a kapcsolószámra.. $A_w: 41,05\text{mm}$.

A 9. ábra a teljes kapcsolódás helyzetét mutatja. A kapcsolószám ilyenkor 1,557.



9. ábra. A tengelytávolság hatása a kapcsolószámra. $A_w: 40\text{mm}$.

Ez azt jelenti, hogy a kapcsolódás során kb. négy fordulatnyit fordulnak a fogaskerekek 1 alatti kapcsolószám mellett, a felületi nyomás biztonsági tényezője pedig a kapcsolási idő több, mint harmadában 1 alatt van. Az 1 alatti kapcsolószám önmagában is azt jelenti, hogy az üzemi tényezőt hibásan választottuk ki. Azt az időt, ami alatt túl nagy felületi nyomás terheli a fogfelületet pedig alábecsültük. Ezen kívül a kenési tényezőben nem vettük figyelembe, hogy a zsír egy része nem marad a fogfelületeken, valamint a nyitott kivétel miatt por tapad a zsírba, így a kenési tényező nem igaz a teljes elvárt élettartamra.

6. A LEHETSÉGES MEGOLDÁSOK

A flank pressure problémájára ipari körülmények között jó válasz lenne a nagyobb szilárdságú anyag és az ellenállóbb felület, amit pl. betétben edzéssel lehet biztosítani. Ezt a megoldást a költségek miatt nem választhattuk.

Szintén jó megoldás az érintkező felületek növelése. A váltó házát és a csapágyzásait nem akartuk módosítani, mert ez is jelentős költségekkel járt volna.

A kapcsolat biztonságát növelni kellett. Ez fontos volt a kapcsolási idő csökkentésének szempontjából, és fontos volt a használhatóság szempontjából is. Erre a legcélszerűbb megoldásnak a központi tag fogaskerekeinél a forgásirány módosítása tűnt.

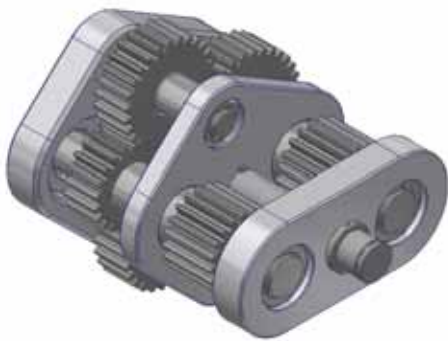
6.1 Az újratervezésnél figyelembe vett egyéb paraméterek

A kenést át kellett értékelni, a kenési tényező értéke módosult. Az új értéket a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézetében a kenés nélkül üzemeltetett nyitott hajtások területén folytatott kutatások tapasztalatai alapján állítottuk be [6], [7], [12].

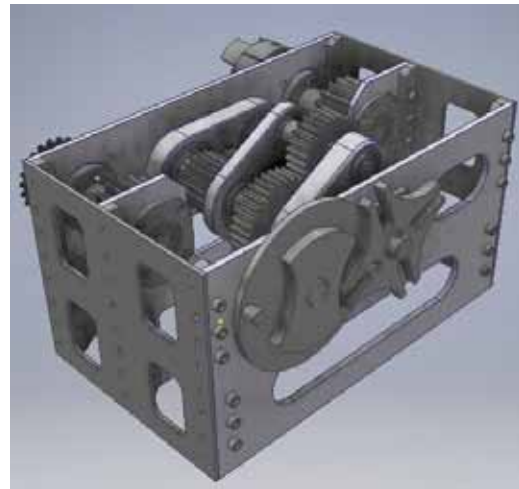
A máltai kereszt gyártási pontatlansága miatt a központi tag kissé elmozdul üzem közben, ezért a tengelytávolság nem marad állandó. Ennek a határértékeit kimértük, a legkedvezőtlenebb helyzetet vettük figyelembe a számításoknál

7. A MEGOLDÁSOK

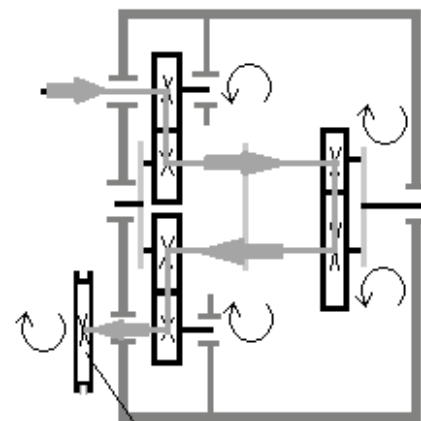
Megvizsgáltuk, hogy a központi tag fogaskerekeinél milyen módon lehet módosítani a forgási irányt. A legjobb megoldásnak további fogaskerekek beépítése bizonyult.



10. ábra. A módosított központi tag

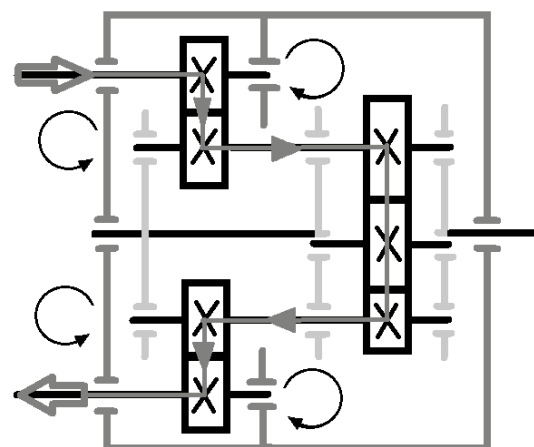


11. ábra. Az új központi tag az eredeti házba építve



12. ábra. Az eredeti megoldás kinematikai vázlata

Ahogy a 13. ábrán látható, a fogaskerekek most azonos irányban forognak..



13. ábra. Az új megoldás kinematikai vázlata

Ezután megvizsgáltuk, hogy az új paraméterekkel mekkora modulra és fogszélességre van szükség ahhoz, hogy a felületi nyomás megfelelő legyen legalább a kapcsolási idő 70 százalékában.

Ehhez a számításához a kenési tényező értékét 0,4-re vettük fel, a K_A üzemi tényező értékét pedig 2,25-re növeltük. A kedvező költséggel elérhető modulok közül a 3 mm-re esett a választásunk, és a fogszélességet a rendelkezésre álló hely vizsgálata után 30 mm-re növeltük.

Így a felületi nyomás biztonsági tényezőjére 6,72 értéket kaptunk, ami már nagyon kis kapcsolószám esetén sem csökken kritikus értékre.

Az a tény, hogy a tengelytávolság üzem közben nem állandó, fölöslegessé teszi az ISO 1328 szerinti 5 pontossági fokozat előírását a fogaskerekeknél, a 8 pontossági fokozat is megfelelő [8], [9]. Így a gyártási költségek alacsonyabbak, az így elért megtakarítás lehetővé tette az edzett BC3 acél alkalmazását.

ÖSSZEGZÉS

A Pneumobil versenyek kiváló alkalmat kínálnak a hallgatók számára, hogy a gyakorlatban is kipróbálják a tanulmányaik során megszerzett ismereteiket, és a határokat is nyugodtan feszegethetik. Egy ilyen határ egy teljes működő sebességváltó tervezése. A sebességváltónk most tökéletesen működik, a számított élettartamát már mindenféle károsodás nélkül elérte.

A kapcsolószám minden fogaskerék-hajtás egyik legfontosabb paramétere. A szabványok jellemzően azt ajánlják, hogy az értéke legyen nagyobb, mint 1,15. Azonban vannak olyan esetek, amikor ezt nem lehet elérni. Ha a kapcsolószám 1 alatt van, a fogazatot nagy dinamikus terhelések terhelik. Erre az esetre sem a DIN 3990, sem az ISO 3663 [10] szabvány nem tartalmaz ajánlást. A kis kapcsolószámot a K_A tényezővel lehet figyelembe venni, ennek azonban nyilvánvalóan megvannak a határai. A mi sebességváltónk egy egyszerű probléma ebben a világban, hiszen a tervezett élettartama rövid, és a kapcsolószám is csak rövid ideig van 1 alatt, azonban a kis kapcsolószám kezelése számos alkalmazásban alapvető problémát jelent.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ez a cikk nem jöhetett volna létre azoknak az áldozatos munkája nélkül, akik szervezőként, versenyzőként vagy felkészítőként évek óta küzdenek a Pneumobil versenyek sikeréért. Köszönjük mindenkinek.

The scientific work behind this paper was organized by the Association for the Development of Innovative Ultralight Vehicles³.

IRODALOM

- [1] https://en.pneumobil.hu/pneumobile_2020/announcement_and_rules/announcement_and_prizing_2020, download date: 20.02. 2020
- [2] Bihari János, PEUMOBILE COMPETITION AND EDUCATION. (2012) ADVANCED ENGINEERING 1846-5900 2 1 125-134
- [3] Kelemen László, A pneumobil verseny 10 éve a Miskolci Egyetemen. (2017) GÉP 0016-8572 68. 4. 21-24
- [4] László Kelemen. 10 Years of Pneumobile Competition at the University of Miskolc. (2018) Vehicle and Automotive Engineering 2 pp. 526-5330
- [5] DIN 3960 : 1987-03 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung (1987), Deutsche Institut für Normung
- [6] F. Sarka. The use of the linear sliding wear theory for open gear drives that works without lubrication (2019), Solutions for Sustainable Development pp. 1-5
- [7] J. Bihari. The effect of the gear wear for the contact ratio (2019), Solutions for Sustainable Development pp. 20-24
- [8] ISO 1328-1:1995 Cylindrical gears. ISO system of accuracy. Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth
- [9] ISO 1328-1:2013 Cylindrical gears. ISO system of flank tolerance classification. Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth
- [10] ISO 6336-1:2019 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors
- [11] DIN 3990-1 1987 Edition, December 1987 Calculation of load capacity of cylindrical gears; introduction and general influence factors
- [12] Szabó Ferenc János: Optimization of gear drive in function of geometrical parameters In: Merlet, J; Dahan, M (szerk.) Proceedings of twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science IFToMM 2007. p. CD

³ Innovatív Ultrakönnyű Járművek Fejlesztéséért Egyesület, Miskolc, e-mail: machbj@uni-miskolc.hu, kksalieri@gmail.com.