

HATTENGELYES SZÖGHAJTÓMŰ FEJLESZTÉSE

DEVELOPEMENT OF BEVEL GEARBOX WITH SIX AXES

Pintér Ervin doktorandusz, Dr. Kátai László Ph.D., Dr. Szabó István Ph.D., Dr. Szabó Ervin Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

ABSTRACT

The objective of this paper is to design six axes gearbox with bevel gear. One axis is driven and it drives the other five axes through bevel gears. Mass reduction and rigid construction were important design requirements of the gear housing.

A new method was introduced into the development process. We applied classical analytical and also modern numerical methods, at the calculation of the bevel gears.

We determined the mechanical models and solved it.

1. BEVEZETÉS

A 21. században felgyorsult a fejlődés a tudományok, a társadalom, az ipar minden területén. Az iparban tevékenykedők 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.

A kutatásaink alapján a 21. századi hajtóműveknek a következő feltételeknek kell eleget tennie:

- szinergikus gondolkodásmód,
- számítógéppel segített technológiák, CAx technológiák alkalmazása
- legújabb csapágyazási megoldások alkalmazása
- minimális anyagfelhasználás
- kompakt felépítés
- gazdaságos gyártásmódok alkalmazása

1.1. Fejlesztési célok

A mezőgazdaságban jelenlevő korszerű szemestakarmány tároló silók és szárítótornyok megkövetelik az egyre összetettebb kialakítású csigás takarmányszállító rendszerek tervezését és kivitelezését, melyek meghajtása leggyakrabban nagy teljesítményű elektromos motorral történik.

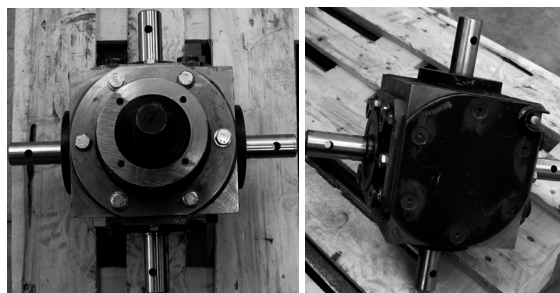
Szárítótornyok esetében fontos a száraz takarmányt a lehető leggyorsabban kitermelni több csigán keresztül.

Annak érdekében, hogy egy elektromos motorral több szemestakarmány szállító csigát lehessen hajtani, szükség van több kihajtó tengellyel rendelkező szöghajtóművek alkalmazására.

A célunk egy olyan hattengelyes szöghajtómű fejlesztése volt, amelynél egy tengelyen történik a behajtás, öt tengelyen történik a kihajtás, továbbá a kihajtó tengelyek azonos fordulatszámúak legyenek. Ez lényeges momentum volt, hiszen a külföldi hajtóműgyártók nem minden esetben tudják szöghajtóművön a 4 vagy 5 kihajtó tengelyen az azonos fordulatszám megvalósítását biztosítani, még ma sem.

1.2. Tervezési paraméterek

A tervezés kezdetekor csupán négy fő szempont volt megadva számunkra. Ezen paraméterek a bemenő teljesítmény, a kimenő tengelyek átmérője, a hajtóműház anyaga, valamint hat tengely alkalmazhatósága. Célunk az 1. ábrán látható öttengelyes hajtómű tovább fejlesztése volt.



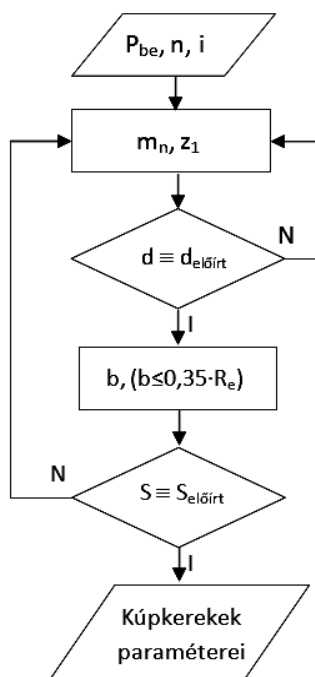
1. ábra Öttengelyes hajtómű

A hajtómű hajtására egy 37 kW teljesítményű nyolcpólusú elektromos motor szolgált, amelynek fordulatszáma $750 \frac{1}{\text{min}}$. A kimenő tengelyek esetén tekintettel kellett lenni arra, hogy a tengelyek átmérője 40 mm legyen.

lehető legnagyobb üzembiztonság és élettartam elérése érdekében.

A kúpkerék pontos paramétereinek a meghatározását numerikus módon végeztük el. A számítások a MITCalc nevű programban történtek. A MITCalc használatához elengedhetetlen egy a már a számítógépre feltelepített táblázatkezelő (EXCEL) program.

A kúpkerék paraméterek optimalizálásakor, a folyamat felgyorsításának érdekében kidolgozásra került egy optimalizálási algoritmus (4. ábra.) Ezen algoritmus betartásával tapasztalataink alapján kúpkerék esetében az optimalizálásra fordított idő jelentősen lecsökkent.



4. ábra Kúpkerék paraméterek optimalizálásának folyamata MITCalc-ban

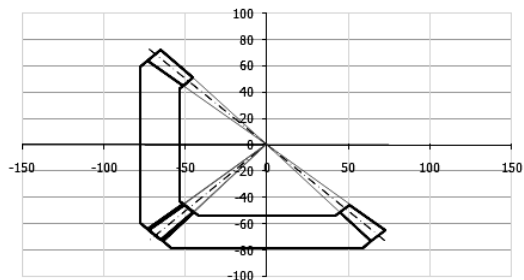
A pontos analitikus számítási modellek esetén az optimalizálási folyamat egy kúpkerék esetében több órába is telt, addig ma már 4. ábrán bemutatott algoritmus alkalmazásával ezen folyamat elvégezhető 15 percre csökkent.

Az optimalizálás során az első lépés a bemenő teljesítmény (P_{be}), fordulatszám (n), az áttétel (i) és a pár anyagának megadása. Ezt követően be kell írni a programba a modul értékét (m_n) és a meghajtó kúpfogaskerék fogsámát (z_1).

A program kiszámolja a osztókör átmérő (d) nagyságát, ha annak mérete meghaladja a hajtóműház méretétől függő előírt osztókörátvérőt ($d_{előirt}$), akkor meg kell változtatni a modul (m_n) és a meghajtó kúpfogaskerék fogsámát (z_1).

A következő lépésben a foghossz (b) meghatározása és betáplálása, melynek értéke célszerűen az osztókúp hossz 33%-a lehet [6]. Ezt követően ellenőrizni kell a biztonsági tényező értékeit. Abban az esetben, ha valamely biztonsági tényező értéke nem haladja meg az előírt paramétert, akkor meg kell változtatni a modult (m_n) és a meghajtó kúpfogaskerék fogsámát (z_1) és a foghosszát.

Az optimalizálási folyamat eredményeként a kúpfogaskerék paramétereit kapjuk meg táblázat formájában és ezt követően kirajzolódik a végleges modell 5. ábra.

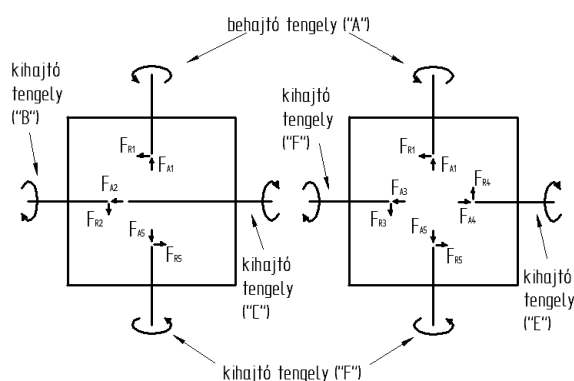


5. ábra Az optimalizálási folyamat eredménye a kúpkerék pár végleges modellje

A MITCalc-ban meghatározott kúpfogaskerék paramétereit ellenőriztük a Solid Edge mérnöki programcsomaggal. A MITCalc-ban kapott eredmények pontosabbak voltak, mint az ellenőrzésre használt mérnöki program-csomagban kiszámoltatott eredmények. Ezt figyelembe véve a fejlesztési folyamat további szakaszaiban az ellenőrzést mellőztük.

2.2. A tengelyek és csapágyak optimalizálása

A terhelési modell 6. ábra megalkotása után lehetővé vált a tengelyek méretezése és a csapágyak kiválasztása.



6. ábra Terhelési modell

A tengelyek vizsgálatakor, azok makroszkopikus tönkremenetelének elemzését végezzük el.

A makroszkopikus tönkrementel a legszélesebben elterjedt és a homogén anyagmodell alkalmazásával, valamint ismereteink hiányos voltával egybevágó az anyag tönkrementel makroszkopikus meghatározása [1].

A tengelyre csavarás és hajlítás hat, ezt figyelembe véve történt a méretezés.

A hajtómű konstrukció szempontjából fontos, hogy a tengely maximum 40 mm átmérőjű legyen. Ezen előírt feltételeknek 17Cr3-as anyag felelt meg.

A csapágyak kiválasztásánál a főhangsúly 15 ezer órás élettartam volt, a hosszú karbantartási intervallumok miatt. Ezért a csapágyak kiválasztásakor az élettartam ellenőrzésére alkalmaztuk a hagyományos (1) – és a bővített élettartam formulát (2) egyaránt :

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (1)$$

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_n \quad (2)$$

ahol a_1 az élettartam-valószínűségi tényező, a_{23} az anyag és üzemeltetési körülmények hatását kifejező tényező.

2.3. Hajtóműház modelljének optimalizálása

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

A ház anyaga alumínium öntvény. Hajtóműveken kívül sport autók fékberendezései is ma már öntött alumínium házzal készülnek [7].

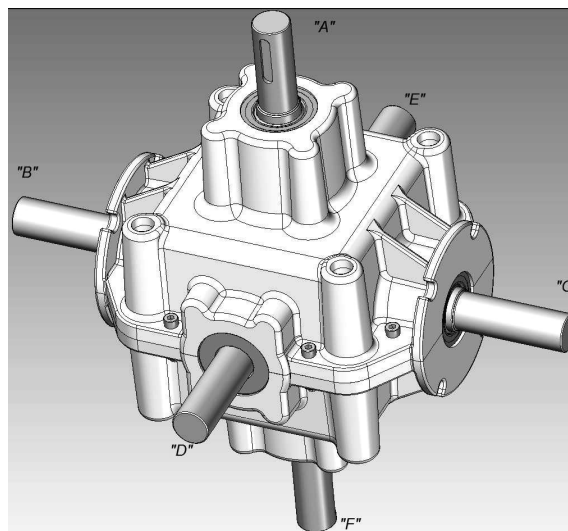
3. KINEMATIKAI MODELL

A 7. ábrán látható a kifejlesztett hajtómű, melynél a behajtó ("A") tengelyen lévő fogaskerék kapcsolódása a kihajtó tengelyeken ("B", "C", "D", "E", "F") lévő fogaskerekkel.

A kúpkerék között 1:1-es áttétel van, ebből kifolyólag a behajtó tengelyen megjelenő fordulatszámmal forognak a kihajtó tengelyek is, az előírtak szerint.

A behajtó ("A") tengelyen levő két kúpkerék közvetlen érintkezik a négy oldalsó kihajtó ("B", "C", "D", "E") tengelyek kúpkerékével.

Az alul lévő kihajtó ("F") tengely meghajtása pedig közvetve történik a ("B", "C") kihajtó tengelyén lévő fogaskerék segítségével.



7. ábra Hattengelyes szöghajtómű CAD modellje

Az alul lévő kihajtó ("F") tengely meghajtása pedig közvetve történik a ("B", "C") kihajtó tengelyén lévő fogaskerék segítségével.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

Megtervezésre került egy olyan hattengelyes hajtóművet, amelynél egy tengelyen („A”) történik a behajtás és a többi, vagyis öt („B”, „C”, „D”, „E”, „F”) tengelyen történik a kihajtás.

A fejlesztési folyamat során fő szempont volt még egy új módszer kialakítására a kúpkerék paramétereinek optimalizálási folyamatának felgyorsításának érdekében. Ezen kívül kialakításra került a nagy teljesítmények átadására is alkalmas hattengelyes hajtómű újdonságnak tekinthető kinematikai modellje.

5. IRODALOM

- [1] M. Csizmadia B. és Nándori E.: Modellalkotás, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003
- [2] Vörös I.: Gépelemek III, Fogaskerek, második javított kiadás, Tankönyvkiadó, Budapest, 1977
- [3] Szendrő P.: Gépelem, Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2007
- [4] Balogh T., Bukovecky Gy., Pozsgai A. és Veres M.: Gépszerkeztan III, Széchenyi István Egyetem, 2006
- [5] <http://sdt.sulinet.hu/Player/Default.aspx?g=81032ea1-68e7-423b-8d0e-bae934b70598&cid=e25f62c5-c048-42a2-95f8-a9bd0b57d22e>
- [6] Zsáry Á.: Gépelemek II, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1990
- [7] Horvát Á., Csík Z., Jacob S., Patric N., Andó M.: Development of brake caliper for rally-car. Sustainable Construction and Design, 2012