

Ívelt fogú fogaskerék kapcsolat végeselemes vizsgálata

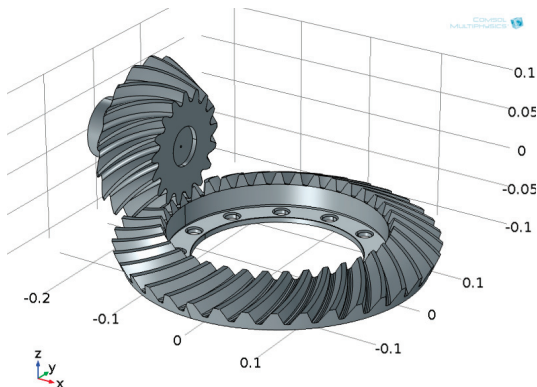
Finite element analysis of curved-tooth gear connection

Forberger Árpád, doktorandusz hallgató,
Dr. Lovas László, egyetemi docens, BME-JSZT, 1111, Budapest, Műegyetem rkp. 3.

ABSTRACT. In this paper a curved-tooth hypoid gear connection is considered. Finite element model is used to compute the contact pattern and the corresponding stress and strain values. Simulation results are close to real engineering contact path.

1. BEVEZETÉS

Ebben cikkben egy ívelt fogaskerék pár érintkezési problémáját vizsgáljuk. Terhelés alatt a kapcsolat során a fogak az érintkezési pont környezetében deformálódnak. Ennek mértéke többek között függ a fogpár merevségétől, valamint a terhelés nagyságától. Egy fogpár összegördítése során, amikor a fogpár kapcsolódik, a deformált terület



1. ábra. A geometriai modell.

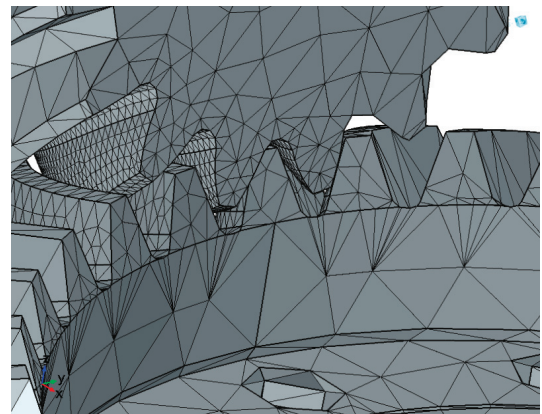
folyamatosan vándorol. A számítás célja a terhelés alatti kapcsolat során az érintkezési felület nagyságának, valamint a kialakuló feszültségek nagyságának megállapítása. A vizsgált modellek egy 17 fogú kúpkerék és 37 fogú tányérkerék. A modellek a vizsgálat során az áttétel arányában lettek elforgatva. A vizsgálatot kvázi statikus módszerrel végeztük, a merevtest szerű elfordulásokat diszkrét lépésekben végezve el.

2. Végeselem modell

2.1 Vizsgálati módszer

Érintkezési feladatok numerikus megoldására számtalan algoritmus létezik. Egyik megoldás

a penalty módszer. Az alapja a penalty faktor, ami az érintkezésben levő deformálható testek átfedését jellemzi [1, 2, 3]. Néhány esetben ez az eljárás gyorsabb számítást és az Augmented Lagrangehoz képest simább konvergálást jelent. Az is lehetséges ezzel az eljárással, hogy a penalty faktor δ finomhangolásával stabilabb algoritmus érhető el, még nagyfokú



2. ábra. A használt végeselem háló, kiemelve az érintkezési felületekkel.

nemlineáris feladatok esetén is. A penalty módszer a kontakt felületi nyomás kiszámolásához egy T_0 kezdeti kontakt nyomást és egy időben állandó δ penalty tényezőt használ. A terhelést az alábbi módon számoljuk

$$T_n = \begin{cases} T_0 - p_e & ,ha g \leq 0, \\ T_0 e^{-pc/T_0} & ,egyébként, \end{cases} \quad (1)$$

ahol $p_e = Eh_{\min} \delta g$,

g - helyi átfedés mértéke,

E - a rugalmassági modulus,

h_{\min} - a minimális elemméret az érintkezés

szórán. Testek átfedését $g < 0$ érték jellemzi.

Interferencia esetén az alkalmazott terhelés

lineárisan növekszik a penalty tényező

segítségével. Abban az esetben ha nincs

interferencia ($g > 0$), akkor a terhelés

exponenciálisan csökken a kontakt felületek

távolságának arányával. Ezzel a módszerrel a

terhelés T_0 folyamatos lesz a felületek érintkezése során. További előny, hogy nem igényel további változót a kontakt nyomás meghatározásához.

2.2 Peremfeltételek, terhelések

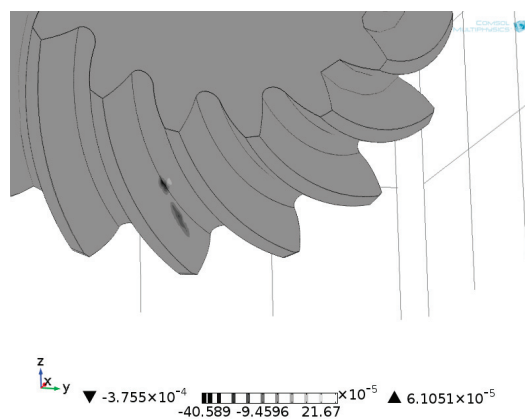
Valós fogaskerékpár terhelésekor a behajtás a kúpkerék tengelyén történik. A terhelő nyomaték jellemző értéke 100 Nm. A szimuláció során a következő egyszerűsítéseket és feltételezéseket tettük:

- mindkét fogaskerék anyaga homogén, lineárisan rugalmas, izotróp,
- a csapágyazások teljesen merevnek tekintettek,
- a kenés hatása elhanyagolt,
- minden lekerekítés körívnek modellezett,
- csúszásból eredő melegeedés hatása elhanyagolt [4] és
- a gyártási és szerelési hibák nincsenek figyelembe véve.

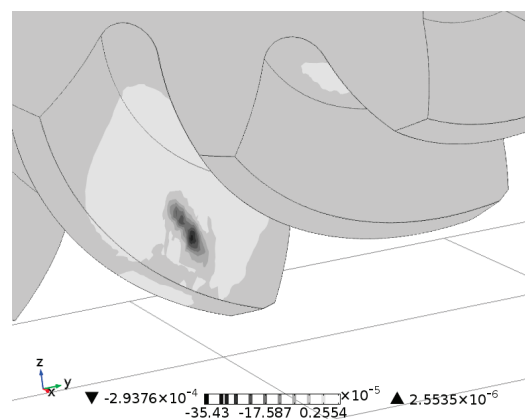
A fenti feltételek mellett a fogaskerekek hosszirányú tengelyük körüli elfordulása megengedett. A szimuláció során a nagykerék a hajtó kerék. Az elfordítás 0.9 fokban lépésekben történik, amíg egy teljes fogkapcsolódás létre nem jön.

3. Eredmények

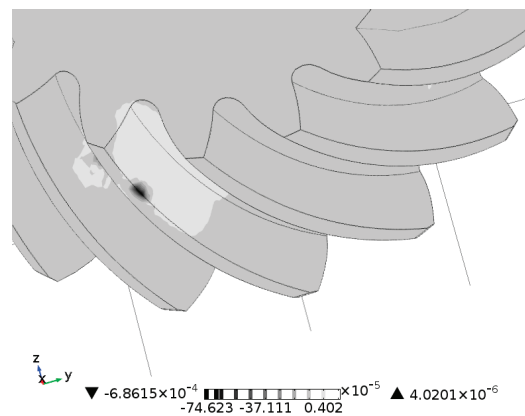
A kapcsolódás részben felületi kontakttal (4. ábra), részben élfelfekvéssel történik (3. ábra). Az élfelfekvés a gyakorlati tapasztalat alapján elfogadható [7, 8]. A gyártói közlés szerint, ha élfelfekvés alakul ki akkor már közel van a következő fogpár kapcsolódása, ezért nagy terhelés ebben az esetben nem alakul ki. A 3. ábrán az alakváltozási tenzor első skalárinvariánsa látható. Ennek legnagyobb értéke $\varepsilon_I = -3.75e-4$. A 4. ábrán a legnagyobb alakváltozási érték $\varepsilon_I = -2.93e-4$. Az 5. ábrán ismét él menti a kapcsolat. Itt a fajlagos alakváltozás nagysága $\varepsilon_I = -6.86e-4$. Az élfelfekvés a teljes kapcsolódás 45%-a. Ennek változása látható a 6. ábrán. A teljes élfelfekvéshez 1-es érték (100 %) tartozik. Ez az összegördülés kezdeti és végső szakaszán igaz. A két állapot között ennek értéke nullára csökken, itt felületi a kontakt. A 7. ábrán a kúpkeréken a hajlításból származó feszültség maximuma látható a fogároktól (ábra baloldala, 0 fok) egészen a fogcsúcsig (ábra jobb széle, 23 fok). A kezdeti szöghelyzetben az érintkezés a fogárok közelében jön létre, itt kisebb feszültség értékek adódnak. Majd



3. ábra. Hordkép élfelfekvés esetén.

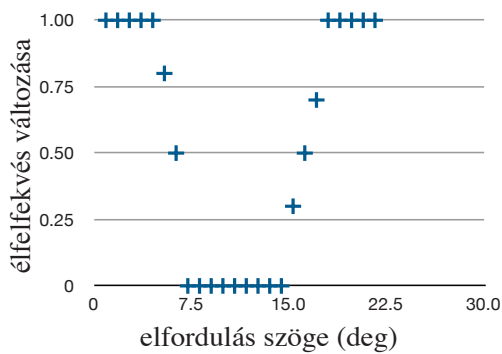


4. ábra. Hordkép felületi felfekvés esetén.

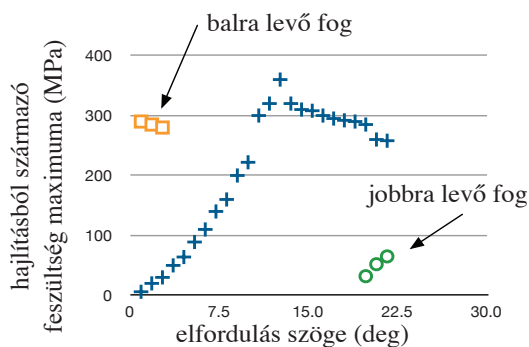


5. ábra. A hordkép helyzete ismételt élfelfekvés esetén.

ahogyan a hordkép a fogfelület közepe felé halad, egyre növekszik a feszültség értéke. A kapcsolódás második felében, amikor elkezd új fog is bekapcsolódni a hajtásba, a feszültség érték csökkenésnek indul.



6. ábra. Az élfelfekvés változása.



7. ábra. A hajlító feszültség nagysága a tányérkeréken.

5. Összefoglalás

A jelenlegi cikkben egy ívelt fogú fogaskerék kapcsolat végeelemes vizsgálata került bemutatásra. A fogak érintkezésének vizsgálata készült el végeelem modell segítségével.

6. Következtetések

Kvázi statikus végeelem számítást végeztünk egy fogaskerék pár kontakt probléma megoldására. Térbeli, deformálható modellek használata mellett meghatározásra került a hordkép helyzete, valamint a kialakuló feszültségek maximuma. A szimulációs eredmények jó egyezést mutatnak a valós fogaskerekeken végzett hordkép vizsgálatokkal. Analitikus módszer segítségével is meghatározható a Hertz feszültség, de mivel a jelenlegi kapcsolódás során élfelfekvés is bekövetkezik, ez a módszer nem elég pontos [5].

7. Köszönetnyilvánítás

Ez a cikk a Rába Olajmanagement projekt (GOP-1.1.1-11-2012-0210) támogatásával született meg.

8. Irodalom

- [1] M. R. Hestenes, Multiplier and gradient methods", *Journal of Optimization Theory and Applications*, 4, 1969, pp. 303–320.
- [2] M.J.D. Powell, "A method for nonlinear constraints in minimization problems", in *Optimization* ed. by R. Fletcher, Academic Press, New York, NY, 1969, pp. 283–298.
- [3] Dimitri P. Bertsekas, *Constrained optimization and Lagrange multiplier methods*, Athena Scientific, 1996
- [4] Walton, D., Tessema, A.A., Hooke, C.J., and Shippen, J. Load sharing in metallic and non metallic gears. Proc. Instn Mech. Engrs, Journal of Mechanical Engineering Science, 1994, 208 (C2), 81-87.
- [5] Dolan, T.J., and Broghamer, E.J., *A photoelastic study of the stresses in gear tooth fillets*, Bulletin No.355. University of Illinois, Engineering experiment station, 1942.
- [6] Cornell, R.W., and Westervelt, W.W., *Dynamic Tooth Loads and Stressing for High – Contact Ratio Spur Gears*, American Society of Mechanical Engineers, pp. 77-DET-101, 1977.
- [7] Seol H.I., Kim D.H.: The Kinematic and Dynamic Analysis of Crowned Spur Gear Drive, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 167(1–2) (1998)
- [8] Lin Liu, Pines D.J.: The Influence of Gear Design Parameters on Gear Tooth Damage Detection Sensitivity, *ASME J.Mechanical Design*, 124 (2002) 794