



PARAMETRE, KTORÉ VPLÝVAJÚ NA VÝSLEDKY PEVNOSTNEJ ANALÝZY K-K OZUBENIA

PARAMETERS AFFECTING TO THE RESULT OF THE STRENGTH ANALYSIS C-C GEARING

Miroslav Bošanský, Pavol Tököly, Attila Vanya

Abstract

The article describes basic parameters affecting the results of strength analysis non involute convex-concave gearing. Unlike involute gearing, where strength analysis is performed according to accepted standards in the case of convex-concave gearing strength possible control is exercised only with the aid of computer technology on the basis of well-chosen graphical computational model, which plays an important role, inter alia, the quality of the network.

Key words: 3D model, 2D model, convex-concave gearing, strength analysis

Úvod

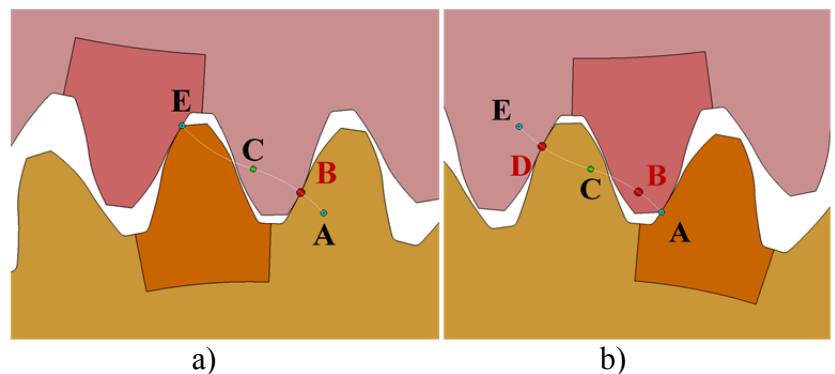
Pri posudzovaní pevnostných analýz neevolventných typov ozubení nie sú presne stanovené technické normy explicitne určujúce postup pri pevnostných výpočtoch týchto druhov ozubených kolies a preto možno ich pevnostnú analýzu v súčasnosti riešiť pomocou MKP.

Cieľom príspevku je poukázať na problémy, ktoré môžu nastať pri využití moderných metód MKP pri pevnostnej analýze neevolventných konvexno-konkávnych ozubení. Na základe analýzy výsledkov hlavných napätí získaných pri pevnostnej analýze konvexno-konkávneho ozubení v ANSYSe budú uvedené vplyvy použitého modelu (2D, resp. 3D) a kvality siete v týchto modeloch.

Materiál a metódy

Postup tvorby modelu je vychádza z hlavných parametrov konvexno-konkávneho ozubení, ktoré sú definované v [1]: (r_{kh} , r_{kd} , α_c , m_n a $z_{1,2}$, h_{ap}^* , c_p^*) a konkrétne parametre analyzovaného konvexno-konkávneho ozubení sú uvedené v tab.1.

Tieto boli zadané do makra a na ich základe boli v programe AUTOCAD vygenerované sledované ozubené kolesá. Importovaním do systému CATIA V5 boli vytvorené súkolesia, kde sme využitím kinematiky nastavili dve polohy, v ktorých prebiehala pevnostná analýza - poloha v bode B a poloha v bode D - obr. 1.



Obr. 1 Natočenie súkolesia pre pevnostný výpočet a) v bode B; b) v bode D
Fig. 1 Rotation of gearing for strength analysis a) in point B; b) in point D

Kontaktná adresa:

prof. Ing. Miroslav Bošanský, PhD., Ústav dopravnej techniky a konštruovania, Strojnícka fakulta, STU Bratislava, Námestie slobody 17, 812 31 Bratislava 1, Slovenská republika. Ing. Pavol Tököly, PhD., Ústav dopravnej techniky a konštruovania, Strojnícka fakulta, STU Bratislava, Námestie slobody 17, 812 31 Bratislava 1, Slovenská republika. Ing. Attila Vanya, Ústav dopravnej techniky a konštruovania, Strojnícka fakulta, STU Bratislava, Námestie slobody 17, 812 31 Bratislava 1, Slovenská republika.



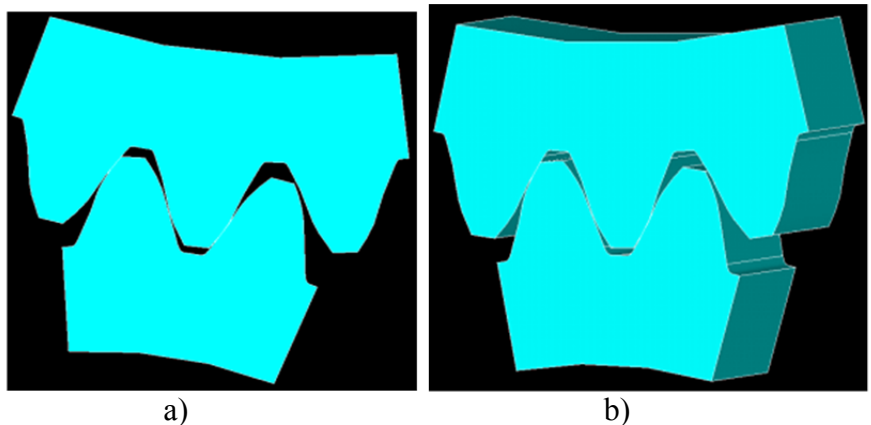
Tabuľka 1 Parametre analyzovaného K-K ozubenia
Table 1 Analysed C-C Gearing parameters

Parameter	Značka	Jednotka	Hodnota
Počet zubov	z_1 / z_2	[-]	28 / 42
Modul	m	[mm]	4
Uhol sklonu záb. čiary v C	α_C	[°]	20
Rozstupový priemer	D_1 / D_2	[mm]	112 / 168
Hlavový priemer	D_{a1} / D_{a2}	[mm]	120 / 176
Pätňový priemer	D_{f1} / D_{f2}	[mm]	102,8 / 158,8
Osová vzdialenosť	a_w	[mm]	140
Šírka ozubenia	b	[mm]	20
Bočná vôľa	j_w	[-]	0,142

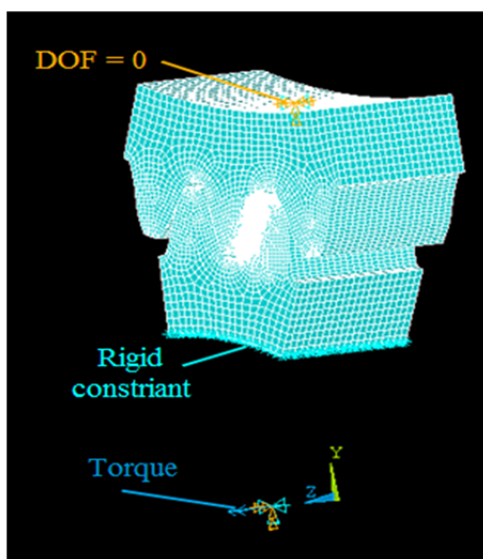
Na analýzu sme využili z dôvodu časového riešenia úlohy sme použili len časť modelu ozubenia, ktorý bol pomocou IGES-u exportovaný do systému ANSYS.

Všetky súkolesia sú vytvorené v rovine XY a počiatok súradného systému je v osi otáčania pastorka. Bočnú vôľu sme volili v hodnote $j_w = 0,142$ mm. Zuby zobrazené v spodnej časti obrázku patria pastorku, ktorý sa otáča proti smeru hodinových ručičiek.

V systéme ANSYS sme z importovanej geometrie s formátom IGES vytvorili rovinnú plochu pomocou rovinného prvku PLANE 82. Na získanie 3D modelu bol následne z uvedeného rovinného elementu vygenerovaný tretí



Obr. 2 Znáznorenie modelov a) rovinný; b) priestorový
Fig. 2 Projection of the models a) plane model, b) 3D model



Obr.3 Okrajové podmienky
Fig. 3 Boundary conditions

(priestorový) rozmer v smere normály cez príkaz EXTRUDE, na ktorý bol použitý priestorový prvok SOLID 95-obr. 2.

Kontaktný pár je definovaný *surface-to-surface* kontaktom, kde je dôležité správne určenie cieľovej (*target*) a kontaktnej (*contact*) plochy, lebo *target* plocha nemôže prenikáť do *contact* plochy, opačne to už neplatí. Ak sa predpokladá, že do kontaktu príde konvexná (+) plocha s konkávnou (-), potom konvexná plocha by mala byť cieľovou *target* plochou. Čiže pre bod B platí, že koleso bude *target* plochou a pastorok bude *contact* plochou, v bode D to bude presne opačne. Na cieľovú *target* plochu bol použitý prvok TARGE170 a na kontaktnú *contact* plochu bol použitý prvok CONTA174. Veľkosť elementov v kontaktných plochách bola nastavená na hodnotu 0,05 mm. Elementy popri kontaktnej oblasti mali veľkosť 0,1 mm, na priľahlých zuboch 1 mm a na bokoch modelu bola veľkosť elementov 2 mm. Pri diskretizácii bolo použité tzv. *free* mešovanie v oboch prípadoch, aby výsledky boli porovnateľné. Okrajové podmienky sú definované ako zrejme z obr. 3.

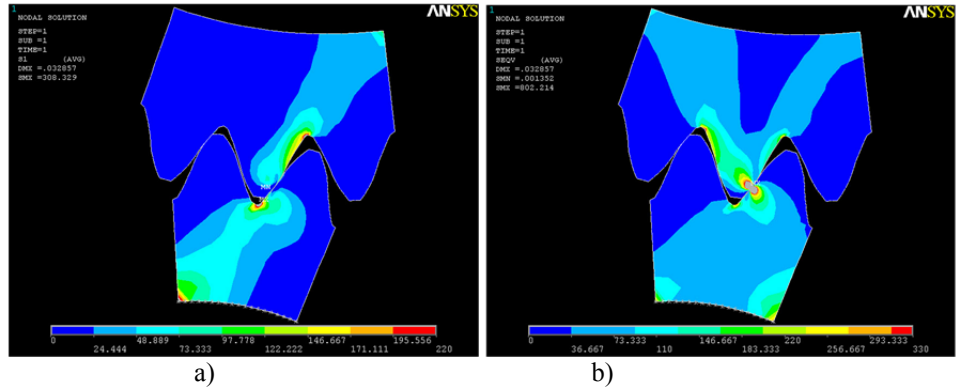


Materiálové vlastnosti reprezentuje modul pružnosti v ťahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, a Poissonova konštanta $\mu = 0,3$.

Výsledky a diskusia

Na obrázku 4a sú znázornené priebehy prvých hlavných napätí a z ktorého je zrejmé najväčšie ohybové napätia sú na päťach kolesa aj pastorka. Maximálna hodnota ohybu je 308,329 MPa a nachádza sa na päte pastorka. Napätia ktoré vystupujú na hranách kolesa sú zapríčinené votknutím kolesa aj pastorka v oblasti hriadeľa.

Obr. 4b ukazuje priebehy redukovaných napätí na rovinnom modeli súkolesia v bode B na záberovej čiare so zmenšenou mierkou. Napät'ové špičky vznikli v mieste kontaktu a na päťach zubov.



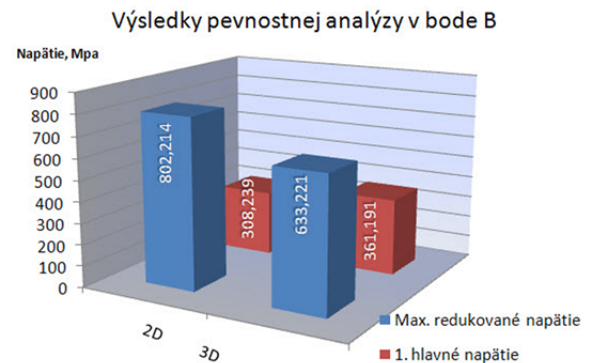
Obr.4 Priebeh 1. Hlavných napätí a) a redukovaných napätí b) v bode B na záberovej čiare na rovinnom modeli
Fig 4 Progress of bending stress a) and von Mises stress in point B on the 2D model

Porovnanie maximálnych hodnôt jednotlivých napätí v bode B na záberovej čiare, a v bode D je uvedené na obr. 5 a6. Rozdiely v sledovaných hodnotách sa pohybujú v rozmedzí do 25% v prípade redukovaných napätí, a 15% v prípade prvých hlavných napätí.

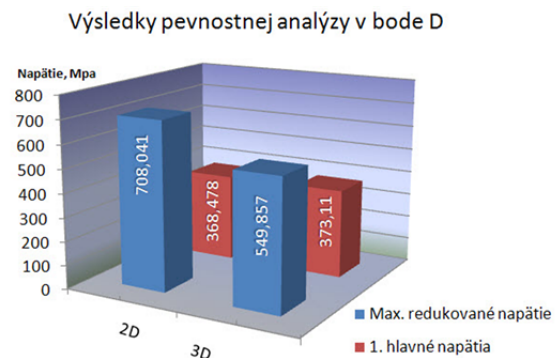
Riešenie priestorového modelu je podrobne popísané v [2,3].

Z výsledkov riešenia vyplýva, že pevnostná analýza rovinného modelu je vhodná iba na orientačný výpočet a znázornenie sledovaných parametrov, nakoľko v prípade priestorových modelov je výpočet aj zobrazenie názornejšie, preto na overenie správnosti výpočtu pevnostnej analýzy 3D modelu sme modifikovali pôvodný model tak, že os kolesa sa naklonila o $0,5^\circ$ voči osi kolesa.

Očakávalo sa, že napätia sa v tomto prípade budú sústreďovať v miestach na jednej strane pastorka aj kolesa, čo sa aj potvrdilo [2]. Z analýzy tiež vyplynulo, že, aj redukované prvé hlavné napätie je prítomné prevažne na jednej strane ozubenia, zapríčinené spomínaným vyosením. Maximálne hodnoty sledovaných parametrov dosiahli vyšších hodnôt, nakoľko dotyk sa nesústreďuje pozdĺž šírky boku zuba, ale iba na jednej strane kolesa aj pastorka. Simulovali sme tým aj nepresnosti vo fáze montáže prevodovky, ktoré môže v reálnych podmienkach nastať a čo priamo vedie k zníženiu životnosti prevodového mechanizmu - obr. 7. Je len samozrejmé, že výsledky riešenia takejto pevnostnej analýzy ovplyvňuje tiež spôsob mešovania. Možno konštatovať, že v súčasnosti i pri použití voľného mešovania (free



Obr. 5 Výsledky pevnostných analýz v bode B
Fig. 5 Results of strenght analysis in point B



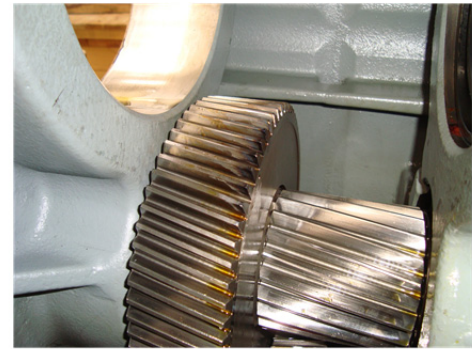
Obr.6 Výsledky pevnostných analýz v bode D
Fig. 6 Results of strenght analysis in point D



mesh) možno dosiahnuť porovnateľné výsledky ako v prípade mapovaného mešovania (mapped mesh), čo bol kedysi problém z hľadiska hardvérového vybavenia.

Záver

Predložený článok sa zaoberá porovnaním výsledkov pevnostnej analýzy rovinných a priestorových modelov konvexno-konkávnych ozubených kolies v programe ANSYS v dvoch bodoch na záberovej čiare. Sledované parametre boli redukované napätie (SEQV) a prvé hlavné napätie. V oboch prípadoch sa na vytvorených modeloch sa použili dva spôsoby diskretizácie, pričom v oblasti dotyku bola veľkosť elementov 0,05 mm, čo v prípade 3D modelu znamenalo značné predĺženie výpočtového času, ale v prípade rovinného modelu by sa v budúcnosti mohli používať menšie elementy na zvýšenie presnosti výpočtu. Rozdiely v získaných hodnotách sledovaných parametrov sa pohybujú v rozmedzí do 25%. Výsledky riešenia poukazujú na skutočnosť, že v prípade neevolventných ozubení (nie je k dispozícii norma pevnostného výpočtu) je vhodné pevnostný výpočet pomocou MKP riešiť len na 3D modeloch, pričom je potrebné vzhľadom na požiadavky výpočtového času mať k dispozícii hardvér požadovanej úrovne.



Obr.7 Stopy opotrebenia na zuboch kola v skutočných podmienkach
Fig 7 Results of wear on the tooth face in real conditions

Použitá literatúra

1. BOŠANSKÝ, M., VEREŠ, M.: *Teória čelného rovinného ozubenia*, STU Bratislava, 1999, 112 s., ISBN 80-227-1226-4.
2. BOŠANSKÝ, M., TÖKÖLY P., TANEVSKI M.: *The Potential of FEM on Structural Analysis Non-Involute Gearing*, Monograph of Faculty of Technical Sciences Machine Design for 2009, Novi Sad, 2009, ISBN 1821-1259, s. 217-222
3. TÖKÖLY P.: *Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hľadiska odolnosti voči opotrebeniu*, Dizertačná práca, Bratislava, 2009

Súhrn

Príspevok pojednáva o vplyve 3D modelu a kvality jeho siete na výsledky pevnostnej analýzy konvexno-konkávneho ozubenia. Výsledky tejto analýzy sú porovnávané s výsledkami získanými v 2D modeli. Obe analýzy boli riešené pomocou softvéru ANSYS. Z porovnania získaných výsledkov, že v silovej analýze ozubenia nie je príliš vhodné používať 2D model. Rozdielnosť výsledkov sa pohybuje v rozmedzí do 25%.

Kľúčové slová 3D model, 2D model, konvexno-konkávne ozubenie, pevnostný analýza