



INTERNAL EXCITATION WITH HIGH FREQUENCY IN ADVANCED GEARS WITH MULTIPLE TOOTH PAIRS MESH

Z. Doležal, V. Šíroká*

Summary: *The gears mesh stiffness and transmission error are assumed as functions of gears tooth kinematics imperfection under transmitted load, which take into account relative unloaded tooth errors, load deflections and tooth profile modification. The performed analysis proved that the mesh load very significantly influence the contact ratio and internal excitation in gears and must be taken into account in advanced geared system dynamic application.*

Key words: *gearing; dynamics of non-linear system; excitations; vibrations*

1. ÚVOD

Při simulačních výpočtech dynamických jevů v reálných pohonových soustavách s ozubenými převody je jedním z největších a nejsložitějších problémů určování zdrojů vnitřního vysokofrekvenčního buzení, generovaného přímo v záběrech ozubení. Za tyto zdroje vysokofrekvenčního buzení se považují především periodicky proměnná nelineární tuhost spoluzabírajícího ozubení, způsobená střídáním počtu spoluzabírajících párů zubů v záběru a periodicky proměnná nerovnoměrnost převodu, způsobená jak výrobními úchytkami ozubení, tak jeho poddajnými deformacemi od provozního zatížení. Oba zdroje vnitřního buzení tedy představují velmi složité funkce nejen času či polohy záběru na záběrové přímce, ale i síly zatěžující ozubení a mnoha dalších konstrukčních či výrobních parametrů, ovlivňujících záběrové podmínky a poddajnost spoluzabírajícího ozubení.

Z experimentálních výsledků, stejně jako již i z dále uvedených výsledků výpočtů je patrné, že výrobní úchytky ozubení mohou významně snižovat, zatím co poddajné deformace čelního ozubení mohou naopak významně zvyšovat délku záběru ozubení. Tato skutečnost má prokazatelně významný vliv jak na rozložení celkové provozní síly zatěžující ozubení na jednotlivé současně spoluzabírající páry zubů, tak na střední tuhost spoluzabírajícího ozubení a samozřejmě i na oba zdroje vnitřního vysokofrekvenčního buzení. Stěžejním problémem při určování těchto zdrojů je respektování interakce poddajných deformací provozně zatížených zubů s jejich výrobními úchytkami a výškovými modifikacemi, včetně změn vznikajících v záběru zubů. A to i v záběru mimo záběrovou úsečku.

2. URČOVÁNÍ ZDROJŮ VNITŘNÍHO BUZENÍ

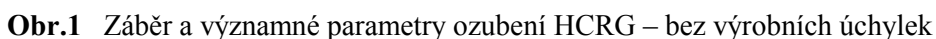
Aby bylo možno co nejpřesněji modelovat zdroje vnitřního vysokofrekvenčního buzení generované v záběru libovolného moderního čelního ozubení s přímými zuby, byl odvozen a naprogramován zcela nový přístup k řešení této problematiky, a to již s respektováním dosud

* Ing. Zdeněk Doležal, CSc., Ing. Věra Šíroká, VZLÚ a.s., Beranových 130, 199 05 Praha 9
tel. : (+420-2) 72115116 fax: (+420-2) 66310518 E-mail: vzlu @ vzlu.anet.cz

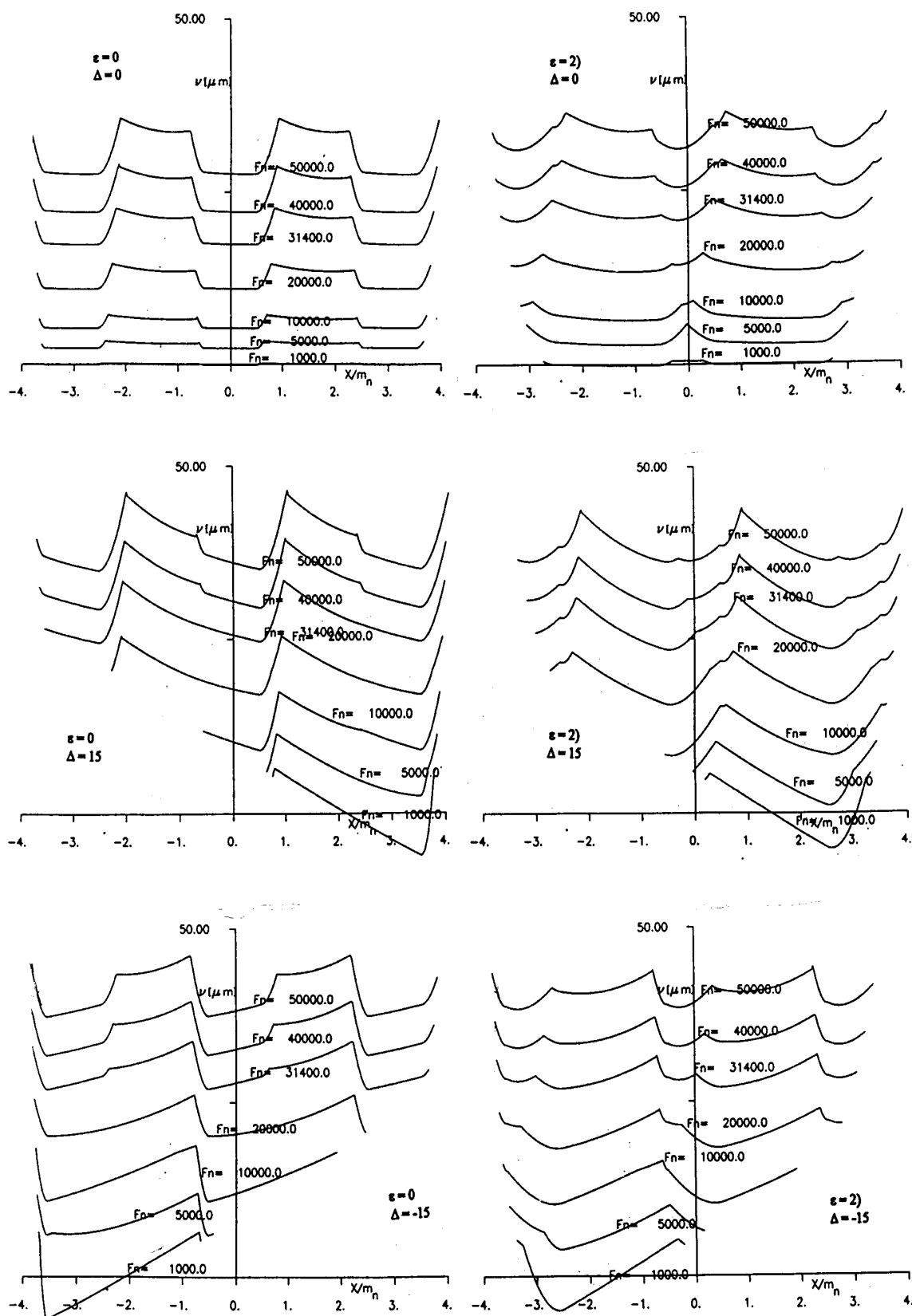
zanedbávané interakce mezi poddajnými deformacemi, výrobními úchylkami a výškovými modifikacemi provozně zatížených zubů. Při tomto řešení jsou nejprve z výkresových a výrobních podkladů určeny přesné geometrické tvary příslušného ozubení. Ukázky výsledků takových výpočtů, provedených v rámci studie ozubení druhého převodového stupně reduktoru leteckého motoru M 602 [1], metodikou popsanou v lit. [2], jsou patrné z obr. 1. Pro přesně definované ozubení se pak počítá bezrozměrná poddajnost jednoho páru spoluzabírajících zubů složená z dílčích poddajností obou zubů od jejich ohybových, tlakových a smykových deformací, deformací základů obou zubů a z dílčí nelineární dotykové (Hertzovy) složky spoluzabírajících boků zubů [3]. To vše v závislosti na poloze záběru pro více vhodně zvolených konstantních zatížení, což umožňuje s vysokou přesností aproximovat bezrozměrnou poddajnost jednoho páru zubů jako funkci polohy záběru i zatížení upraveným polynomem s nekonstantními členy, uvedeným u obr. 1. Ovšem výpočty celkové měrné tuhosti ozubení, složené z měrných tuhostí jednotlivých párů zubů v záběru, stejně tak jako výpočty kinematické nepřesnosti ozubení pod zatížením, společně s výpočty zatížení jednotlivých párů zubů v záběru, je nezbytné provádět iteračním postupem. Při každém iteračním kroku jsou respektovány nelineární poddajnosti spoluzabírajících párů zubů i jejich skutečné počátky a konce záběrů, závisící na jejich zatížení, výrobních úchylnkách a výškových modifikacích. Toto respektování je při výpočtech realizováno algoritmem, který využívá souběhu prováděných výpočtů. Při výpočtech je každý záběrový cyklus na záběrové úsečce rozdělen do jistého počtu bodů, přičemž v každém bodě záběru, počínaje jeho začátkem, je postupně a opakovaně počítána celková měrná tuhost ozubení c , zatížení všech párů zubů v záběru F_s (kde pro HCRG $s = 0, \pm 1, \pm 2$) a kinematická nepřesnost ozubení pod zatížením v . V důsledku velmi rychlé konvergence výpočtu, přesných výsledků je dosahováno již po druhém iteračním kroku a to i s výchozím zjednodušujícím předpokladem, že zatížení každého páru zubů v záběru je totožné s jmenovitým zatížením celého ozubení.

Ukázky výsledků prvních výpočtů, provedených pro novou variantu ozubení druhého převodového stupně reduktoru leteckého motoru M 602 [1], jsou uvedeny na obr. 1. Tyto výsledky výpočtů jsou zde doplněny symbolickými zápisy výpočtových vztahů. Z úsporných důvodů jsou uvedeny jen výsledky výpočtů pro ozubení s částečnou relativní modifikací a to ještě bez výrobních úchylek evolventních profilů spoluzabírajících párů zubů. Na těchto výsledcích výpočtů jsou velmi dobře patrné především začátky a konce záběrů jednotlivých párů zubů v závislosti na síle F_N zatěžující ozubení, ovšem zde ještě pouze na záběrové úsečce. V této etapě výpočtů dosud nebyl respektován vliv prodlužování záběru zatíženého ozubení i mimo záběrovou úsečku, odvozený a blíže popsaný až v lit. [9] a [10].

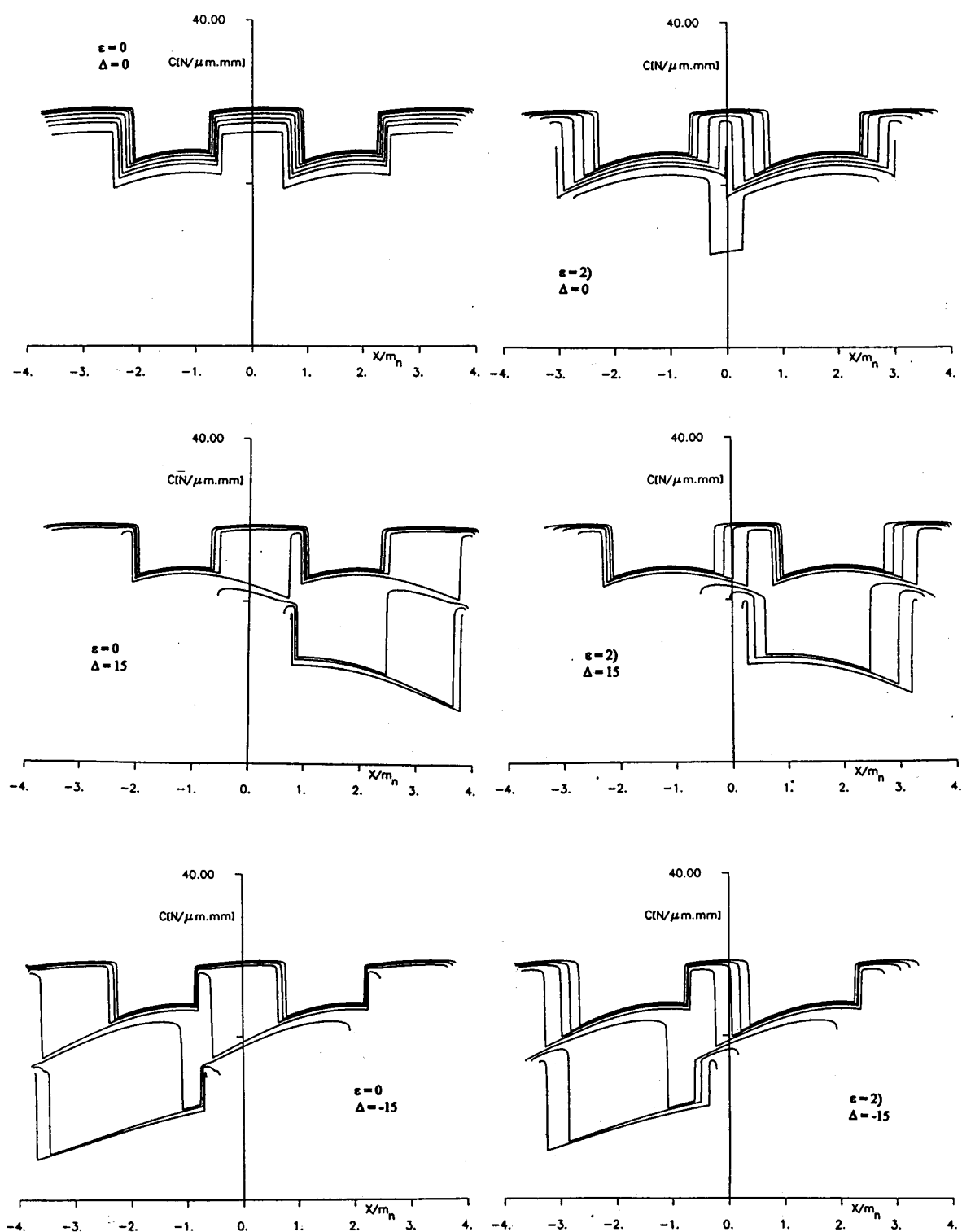
Ukázky výsledků posledních výpočtů v a c , provedených již s úplným respektováním interakce poddajných deformací provozně zatížených zubů s jejich výrobními úchylnkami a výškovými modifikacemi, včetně změn vznikajících v záběru zubů, jsou uvedeny na obr. 2 a 3. A to rovněž pro novou variantu ozubení druhého převodového stupně reduktoru leteckého motoru M 602 [1]. Na těchto obrázcích jsou uvedeny závislosti měrné tuhosti ozubení c a závislosti nerovnoměrnosti převodu v na síle F_N , zatěžující ozubení, výškové modifikaci ε a výrobní periodické úchylce $f_s = \Delta = p_{b1} - p_{b2}$, definované rozdílem základních roztečí hnacího a hnaného ozubeného kola.



- $$v = \frac{F_N - b \sum_s c_s (f_s - \varepsilon_s)}{bc} = v_f + \sum_s v_s \sin(\omega t + \varphi_s)$$



Obr.2 Nerovnoměrnost převodu ν [μm] ozubení HCRG v závislosti na jeho zatížení F_n [N], výškové modifikaci ε [μm] a výrobní úchylce $\Delta = p_{b1} - p_{b2}$ [μm]



Obr.3 Měrná tuhost c [N/mm.μm] ozubení HCRG v závislosti na jeho zatížení F_n [N], výškové modifikaci ε [μm] a výrobní úchylce $\Delta = p_{b1} - p_{b2}$ [μm]

