

PROPOSAL CALCULATIONS OF A NEW MACHINE FOR FATIGUE TESTING OF RAILWAY AXLES

K. Frydryšek^{*}, R. Fajkoš[†], J. Rojíček[‡]

Summary: *There was done some proposal calculations for a new testing machine. This new testing machine is determined for a fatigue testing of railway axles. The railway axles are subjected to bending and rotation (centrifugal effects). For the project of massive testing machine is also important to know the basic dynamic characteristics of whole system.*

1. Úvod

Podrobné studium odolnosti různých materiálů železničních náprav vůči únavovému porušení započal již před 150 lety německý inženýr August Wöhler který studoval vliv únavy materiálu v relaci s lomy a trhlinami železničních náprav, viz např. Dyląg & Orłós (1968) aj.

Dnešní evropské normy definují jakost materiálu železničních náprav včetně požadavků na chemické složení a mechanické hodnoty, viz norma EN 13261. Evropské normy také definují způsoby výpočtu napětí v jednotlivých místech průřezu náprav (např. čep, sedlo, dřík apod.) včetně srovnání s maximálním povoleným napětím, viz norma EN 13103, a rovněž předepsané hodnoty meze únavy a způsoby ověřování meze únavy materiálu na únavových zkušebních tyčích průměru 10 mm a na skutečných nápravách, viz normy EN 13261 a EN 13104.

2. Stanovení meze únavy materiálu náprav na zkušebních vzorcích

Stanovení meze únavy materiálu na zkušebních vzorcích ohybem za rotace je prováděno za účelem posouzení vrubové citlivosti zkoušeného materiálu kterou potřebujeme znát pro výpočet parametru bezpečnosti S, viz norma EN 13103.

^{*} Ing. Karel FRYDRÝŠEK, Ph.D., ING-PAED IGIP, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, katedra pružnosti a pevnosti, 17. listopadu 15, 708 33, Ostrava, CZ, tel.: +420 597324552, fax: +420 596916490, e-mail: karel.frydrysek@vsb.cz.

[†] Ing. Rostislav FAJKOŠ, Útvar technického ředitele-oddělení výzkumu a vývoje, Bonatrans a.s., Bezručova 300, 735 94 Bohumín, CZ, tel.: +420 597082016, fax: +420 597082814, e-mail: rfajkos@bonatrans.cz.

[‡] Ing. Jaroslav ROJÍČEK, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, katedra pružnosti a pevnosti, 17. listopadu 15, 708 33, Ostrava, CZ, tel.: +420 597324552, fax: +420 596916490, e-mail: jaroslav.rojicek@vsb.cz.

Zkouška meze únavy je provedena na 15 kusech zkušebních tyčí hladkých s průměrem 10 mm (mez únavy je v tomto případě označena parametrem R_{fL} /MPa/). Zkouška meze únavy je prováděna na stejném počtu tyčí průměru 10 mm s vrubem o hloubce 0.5 mm, úhlem rozevření vrubu 30° a poloměrem kořene vrubu $R = 0.1$ mm (mez únavy je v tomto případě označena parametrem R_{fE} /MPa/). Při zkoušce působí ve zkušební části tyčí o průměru 10 mm konstantní ohybový moment. Zkušební tyče jsou odebrány z povrchu dřívku nápravy.

Hodnoty R_{fL} a R_{fE} jsou stanovovány pro 10^7 cyklů a výsledky zkoušky jsou vyhodnocovány statistickou metodou „staircase“ definovanou v ISO 12107 pro padesáti procentní pravděpodobnost lomu.

3. Ověřovací zkoušky náprav ve skutečné velikosti

Únavové zkoušky náprav ve skutečné velikosti se provádí, z důvodu verifikace výpočtu a ověření, testem zda náprava splňuje předepsané parametry definované v normách EN 13261 a EN 13260. Tyto uvedené normy platí pro jakosti EA1N a EA4T, viz tab.1. Na předepsané zkušební hladině musí náprava vydržet 10^7 cyklů. Při těchto zkouškách, na rozdíl od materiálových únavových zkoušek prováděných na zkušebních vzorcích, se výrazně projevují parametry jako vliv velikosti, jakost opracování, vliv strukturních defektů apod. Norma EN 13261 požaduje provádět tyto zkoušky u každého zkoušeného parametru (místo zkoušení F1 až F5) na třech kusech náprav.

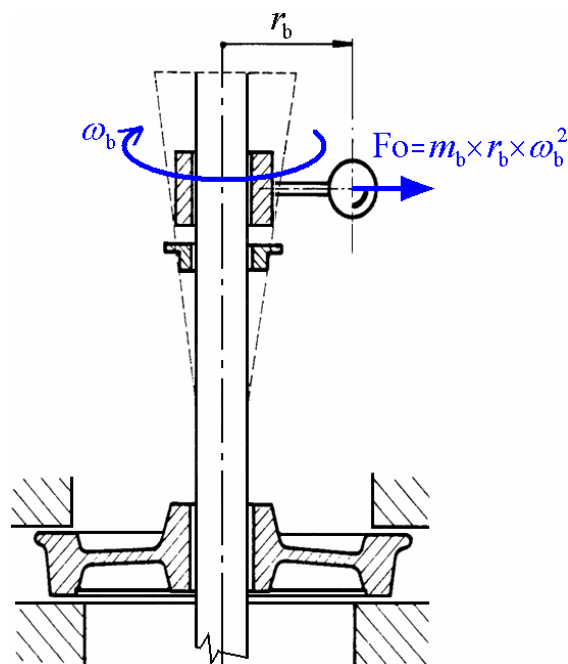
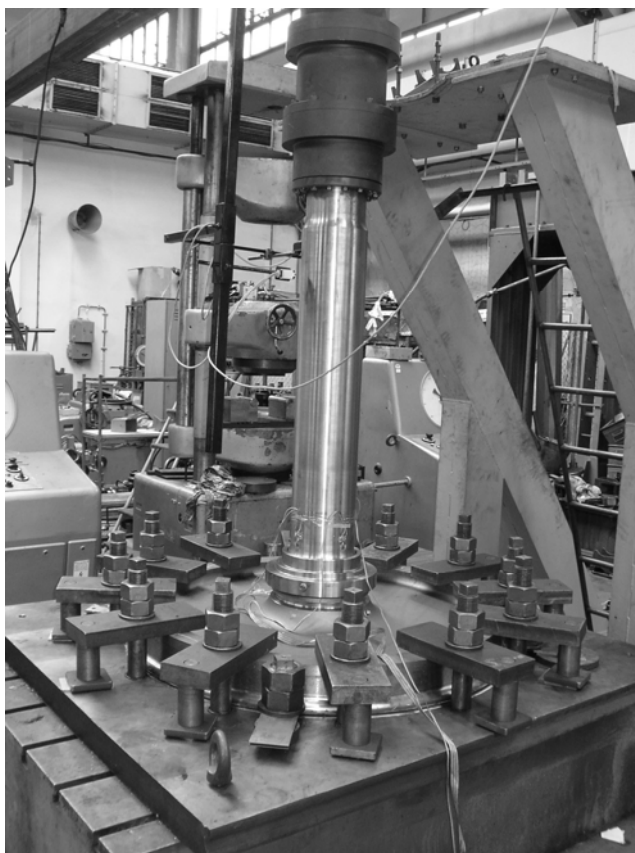
Tyto únavové zkoušky jsou v současnosti v ČR prováděny jen v pražském SVÚM. Jinou alternativou je německý DB AG Minden. Obě zmíněná pracoviště používají rezonanční zkušební stroje od společnosti Sinco-TEC.

Místo zkoušení:	Hledaná veličina:	EA1N:	EA4T:	Norma:
F1 (pro všechny nápravy)	únavová pevnost na dřívku nápravy	≥ 200 MPa	≥ 240 MPa	EN13261
F2 (pro vrtané nápravy)	únavová pevnost na povrchu vývrtu nápravy	≥ 80 MPa	≥ 96 MPa	EN13261
F3	únavová pevnost v lisovaném spoji u plné nápravy.	≥ 120 MPa	≥ 144 MPa	EN13260
F4 (pro vrtané nápravy)	únavová pevnost v lisovaném spoji kromě čepu v případě duté nápravy	≥ 110 MPa	≥ 132 MPa	EN13260
F5 (pro vrtané nápravy)	únavová pevnost v lisovaném spoji na čepu v případě duté nápravy	≥ 94 MPa	≥ 113 MPa	EN13260

Tab. 1: Přehled míst jež se ověřují na plných a vrtaných nápravách včetně kritérií jež musí nápravy splňovat dle EN.

Vyvíjí se nový zkušební stroj (rezonátor), který je určený k únavovému testování vlakových náprav. Princip tohoto zkušebního zařízení je uveden na obr.1. Na zkoušenou nápravu je v místě sedla pro kolo nalisovaná zkušební příruba, která je podstatně tužší než standardní železniční kolo. Zkoušená náprava se pomocí úpinek připevní k základovému odpruženému roštu. Zkouška nápravy je řízena řídicími tenzometry nalepenými na dřívku nápravy poblíž zkoušeného místa. Zkušební vzorek je zatěžován rotujícím excentrickým zařízením umístěným na druhém konci sedla nápravy. Rotující excentrické zatěžovací zařízení a hnací motor jsou spolu spojeny pomocí elastického hřídele. Náprava je zatěžována

rotujícím ohybovým momentem a hodnota napětí v kritickém místě zkoušené oblasti je definována ohybovým momentem poděleným modulem odporu průřezu nápravy v ohybu (tj. maximálním ohybovým napětím). Zkouška je řízena podle řídicího napětí v oblasti řídicích tenzometrů.



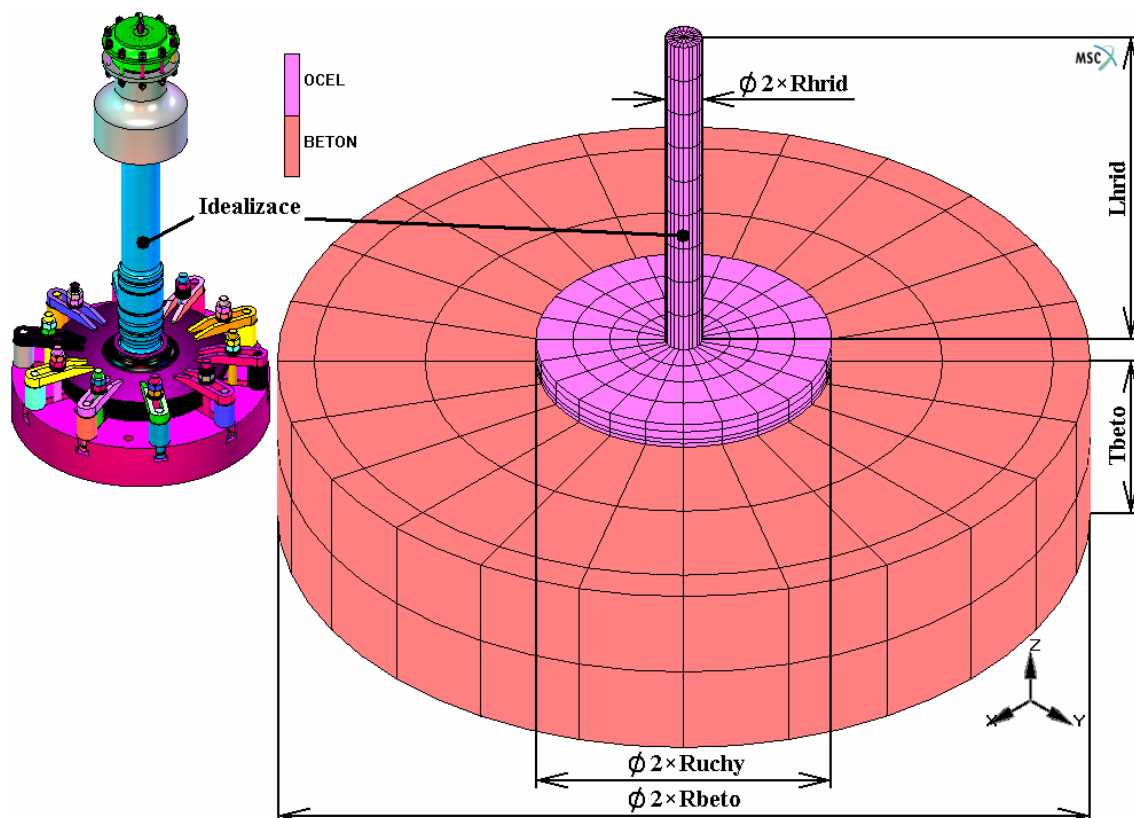
Obr. 1: Princip zkoušení náprav odstředivou silou, které je založené na rezonančním principu.

Ukončení zkoušky je provedeno počítačem při zaznamenání poklesu zkušební frekvence o 0.5 procenta (snížení tuhosti systému) což signalizuje vznik trhliny ve zkoušené nápravě.

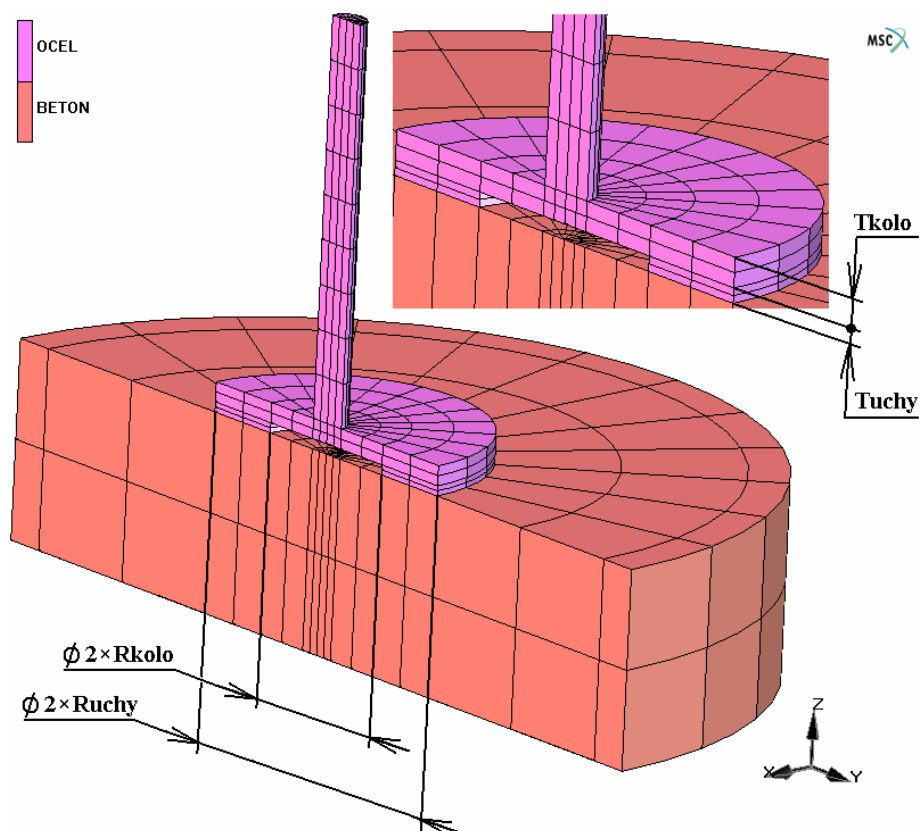
4. Výpočet dynamických vlastností zkušebního stroje vlakových náprav

Pro správné navržení výše uvedeného nového zkušebního stroje pro únavové testování vlakových náprav (rezonátoru), je důležité znát základní dynamické charakteristiky navržené soustavy. Dle požadavků byly řešeny dvě varianty složitých souborných výpočtů. Pro řešení byla využita metoda konečných prvků (americké programy ANSYS a MSC.MARC/MENTAT 2005). Tyto programy jsou dostupné na katedře pružnosti a pevnosti, Fakultě strojní, VŠB-TU Ostrava.

Dle zadaných obecných rozměrů a přijatých zjednodušení, viz obr.2 a 3, byla v programu MSC.MENTAT 2005 vytvořena síť konečných prvků. Pro tvorbu modelu byl použitý element s interním označením „21“ – kvádříkový element s dvaceti uzly a třemi stupni volnosti (tj. posunutími u , v a w) v každém uzlu elementu.



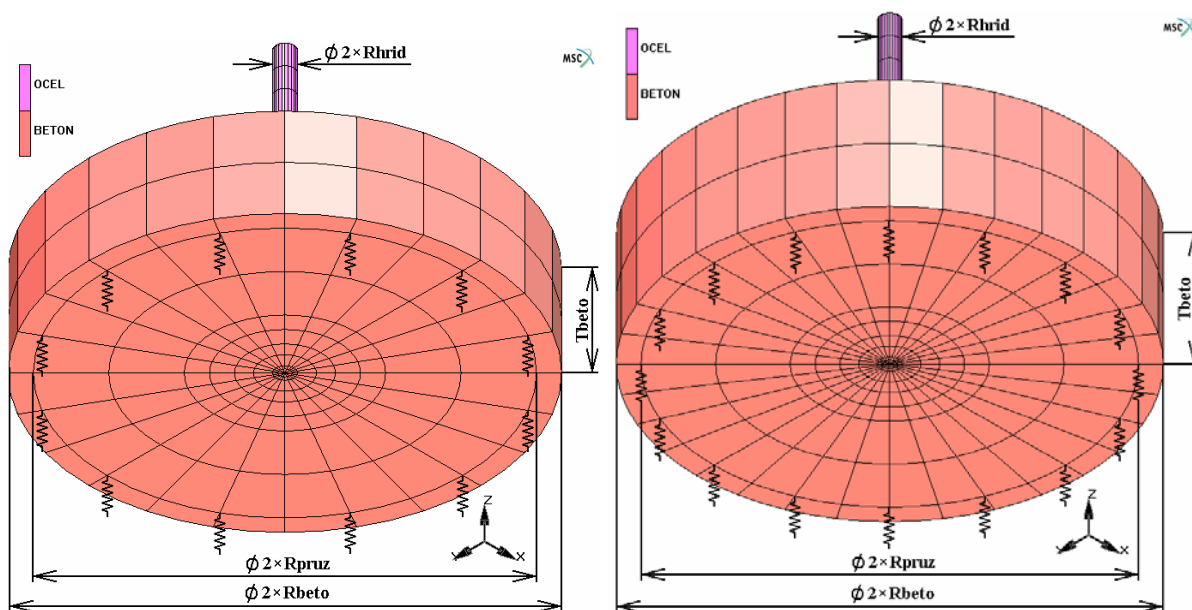
Obr.2 Schéma zkušebního stroje se základními rozměrovými parametry a přijatými zjednodušeními.



Obr.3 Poloviční řez a detail části polovičního řezu zkušebního stroje se základními rozměry a přijatými zjednodušeními.

Spodní část (základ) zkušebního stroje je vyrobena z betonu a horní část (uchycení, železniční kolo a hřídel) je vyrobena z oceli. Popis základních materiálových vlastností, které vyhovují Hookeovu zákonu pro izotropní materiál včetně popisu materiálového tlumení je uveden v odkazu Frydryšek & Rojíček 2005.

Pomocí MKP byly řešeny dvě varianty, které se liší počtem pružin (12 nebo 16) a některými rozměry, viz obr.4. Pružiny (pryžové vaky napuštěné vzduchem) jsou umístěny na poloměru R_{pruz} a jejich tuhosti a tlumení v axiálním a radiálním směru jsou dané nelineárními charakteristikami.



Obr.4 Spodní pohled na schéma zkušebního stroje s 12-ti nebo 16-ti pružinami.

Pro obě varianty výpočtu byla řešena nejprve modální analýza ze které vyplynuly rezonanční frekvence, viz odkaz Frydryšek & Rojíček (2005). Vypočteno bylo pouze prvních 18 rezonančních frekvencí Lanczosovou metodou.

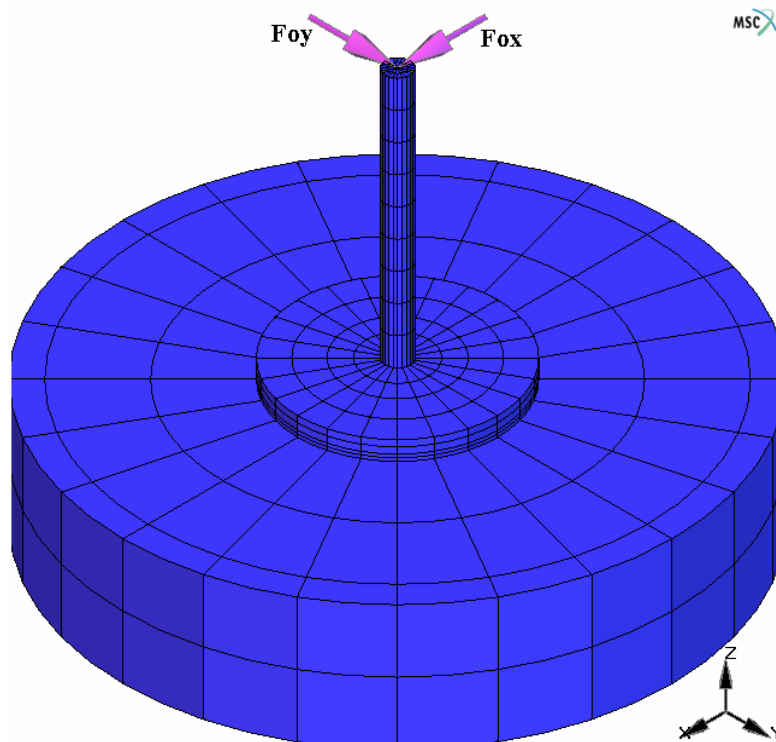
Následně byly řešeny také transientní úlohy (rozběh zkušebního stroje až do ustáleného stavu při zvolených frekvencích rotačního budiče) s využitím Newmarkovy metody. Rotační budič je charakterizován odstředivou silou F_o / N pro kterou platí:

$$F_o = m_b \times r_b \times \omega_b^2, \quad (1)$$

kde m_b /kg/ je hmota nevývažku budiče, r_b /m/ je poloměr nevývažku budiče, ω_b /rad $\times$ s⁻¹/ je úhlová rychlost budiče. Pro úhlovou rychlost platí:

$$\omega_b = 2\pi \times n_b, \quad (2)$$

kde n_b /s⁻¹/ jsou zvolené otáčky budiče. Ve všech výpočtech transientní analýzy byly hodnoty n_b byly zvoleny z intervalu $n_b \in (10; 35)$ s⁻¹.



Obr.5 Schéma soustavy zatížené odstředivou silou.

Odstředivou sílu je možno rozložit do dvou složek F_{ox} a F_{oy} /N/, které leží ve směru osy X a Y a které působí na konci hřídele nápravy v místě podélné osy hřídele, viz obr.5. Pro tyto složky platí:

$$F_{ox} = F_o \times \cos(\omega_b \times t), \quad (3)$$

$$F_{oy} = F_o \times \sin(\omega_b \times t), \quad (4)$$

kde t /s/ značí čas.

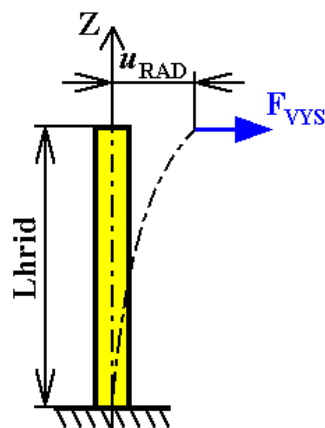
Z výsledků transientní analýzy je možno získat výsledný radiální průhyb u_{RAD} /m/ a axiální průhyb w /m/ konce hřídele (měřeno v místě podélné osy hřídele pro ustálený stav při zvolené frekvenci n_b).

Pro výslednou sílu F_{VYS} /N/, která vyvolá průhyb u_{RAD} lze podle obr.6 odvodit ze známých vzorců pružnosti a pevnosti přibližný vztah: $u_{RAD} = \frac{F_{VYS} \times L_{hrid}^3}{3EJ_{ZT}}$, tj.:

$$F_{VYS} = \frac{3 \times E \times J_{ZT} \times u_{RAD}}{L_{hrid}^3}, \quad (5)$$

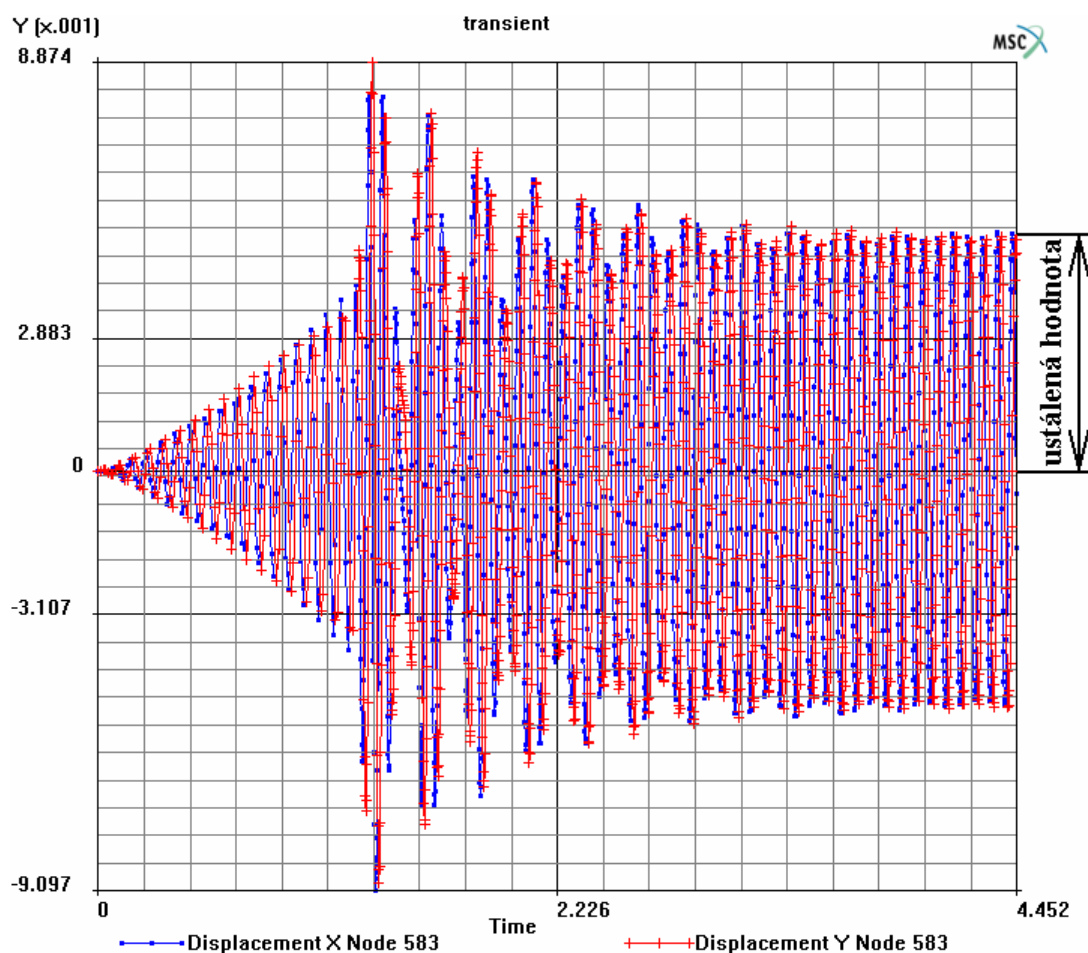
kde E je modul pružnosti oceli a J_{ZT} /m⁴/ je kvadratický plošný moment (moment setrvačnosti) počítaný k ose procházející těžištěm kruhového průřezu hřídele. Platí:

$$J_{ZT} = \frac{\pi \times R_{hrid}^4}{4}. \quad (6)$$

Obr.6 Schéma stanovení výpočtu síly F_{VYS} .

Pro maximální ohybové napětí σ_0 /MPa/ v hřídeli (v místě vetknutí) platí:

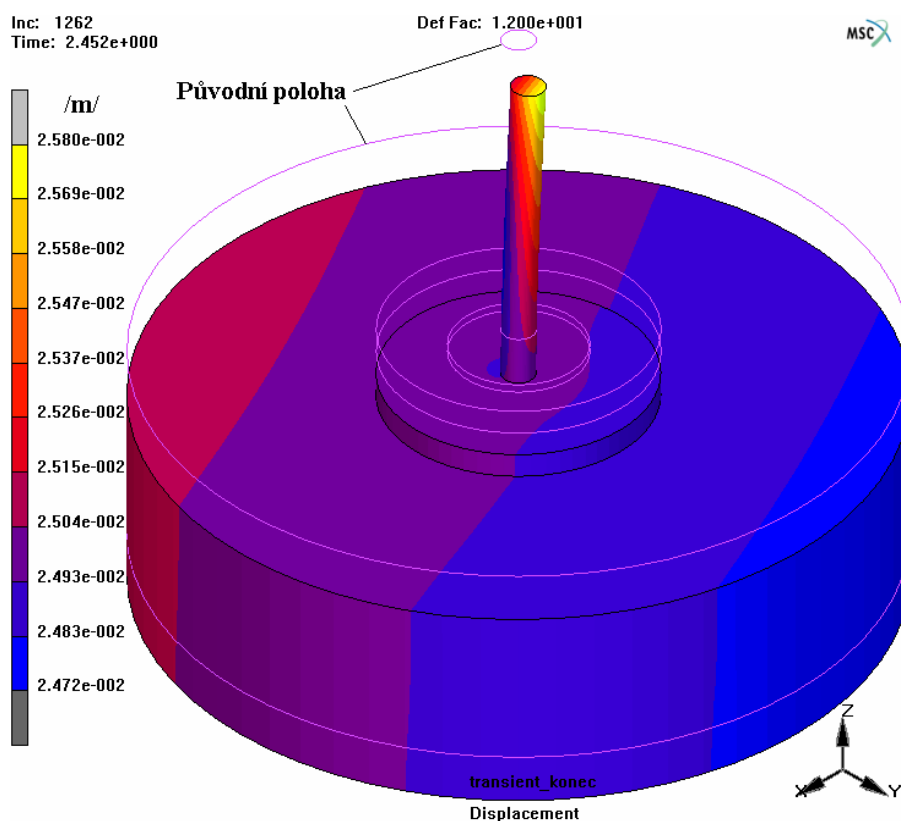
$$\sigma_0 = 10^{-6} \times \frac{F_{VYS} \times L_{hrid}}{\frac{J_{ZT}}{R_{hrid}}} = 3 \times 10^{-6} \times \frac{E \times R_{hrid} \times u_{RAD}}{L_{hrid}^2}. \quad (7)$$



Obr.7 Varianta výpočtu 16 pružin, rozběh zkušebního stroje při frekvenci $n_b = 25$ Hz, zobrazení závislosti posuvů u , v /m/ na čase t /s/ (transientní analýza, schéma stanovení u_{RAD} z ustálené hodnoty, získáno pomocí sw MSC.MARC/MENTAT 2005).

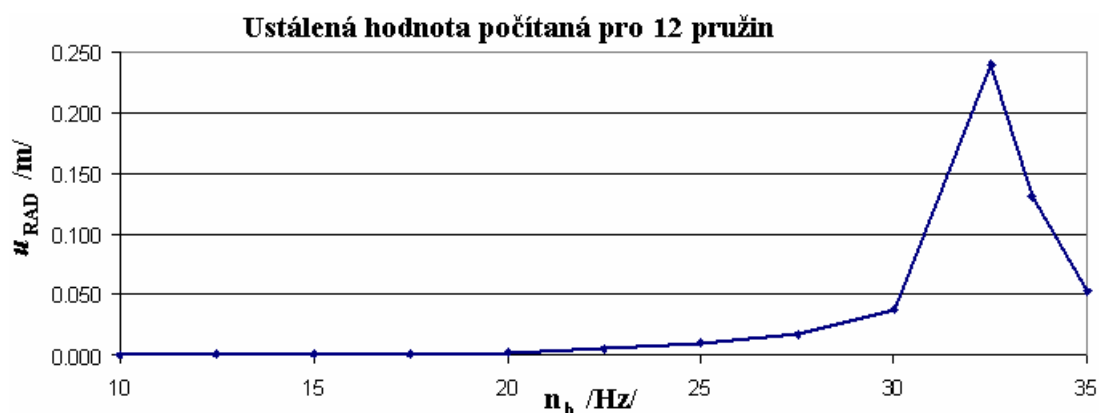
Jednoduchý vztah (7) slouží ke stanovení závislosti ohybového napětí a radiálního průhybu na frekvenci n_b , kde $u_{RAD} = f(n_b)$. Princip stanovení ustálené hodnoty u_{RAD} je zřejmý z obr.6 a také z ustáleného stavu, viz obr.7.

Příklad vykreslení výsledného posuvu je vidět na obr.8. V tomto obrázku je také znázorněna původní poloha a vykreslení zatížené soustavy je pro lepší viditelnost znázorněno ve 12-ti násobném zvětšení.



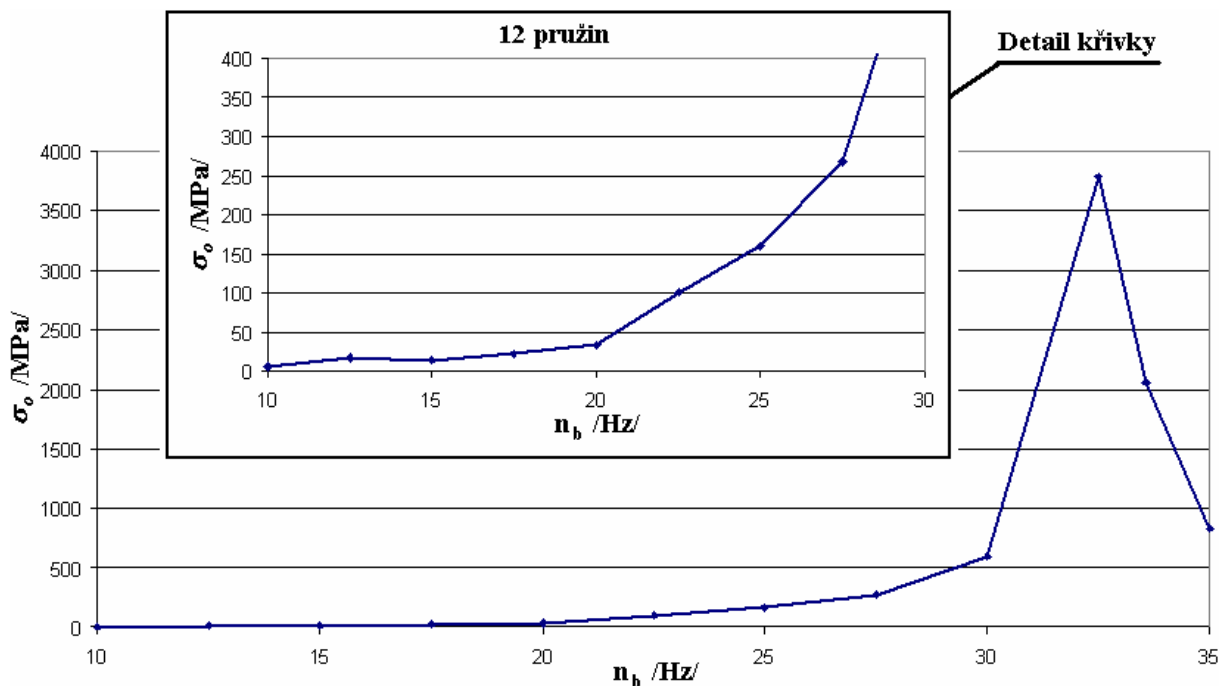
Obr.8 Varianta výpočtu 16 pružin – $n_b = 25$ Hz, zobrazení výsledného posuvu v čase $t = 2.452$ s (transientní analýza, získáno pomocí sw MSC.MARC/MENTAT 2005).

Na obr.9 je vykreslena závislost ustáleného radiálního průhybu na frekvenci pro variantu výpočtu s 12-ti pružinami.



Obr.9 Varianta výpočtu 12 pružin – Transientní analýza (výsledky získané pomocí SW MSC.MARC/MENTAT 2005).

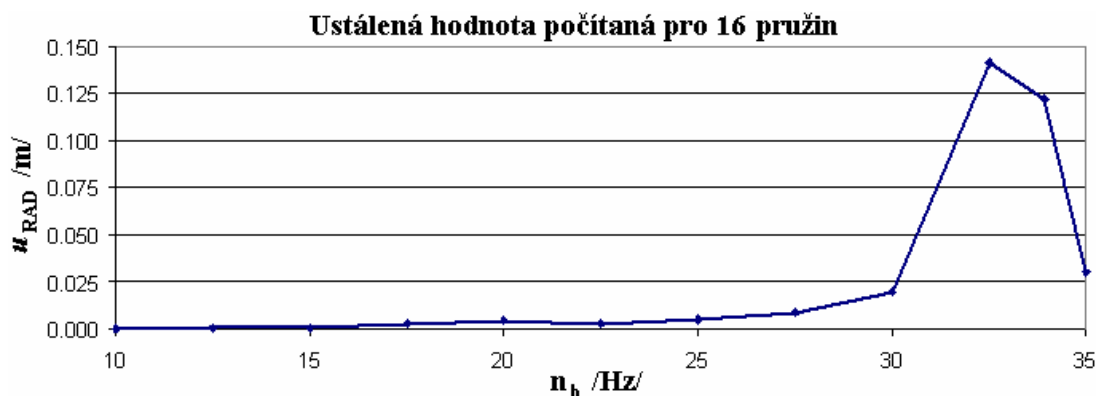
Obr.10 znázorňuje závislost maximálního ohybového napětí na frekvenci pro variantu výpočtu s 12-ti pružinami. V obr. 10 je znázorněn také detail křivky pro rozsah napětí do 400 MPa.



Obr.10 Varianta výpočtu 12 pružin – Transientní analýza (výsledky získané pomocí SW MSC.MARC/MENTAT 2005).

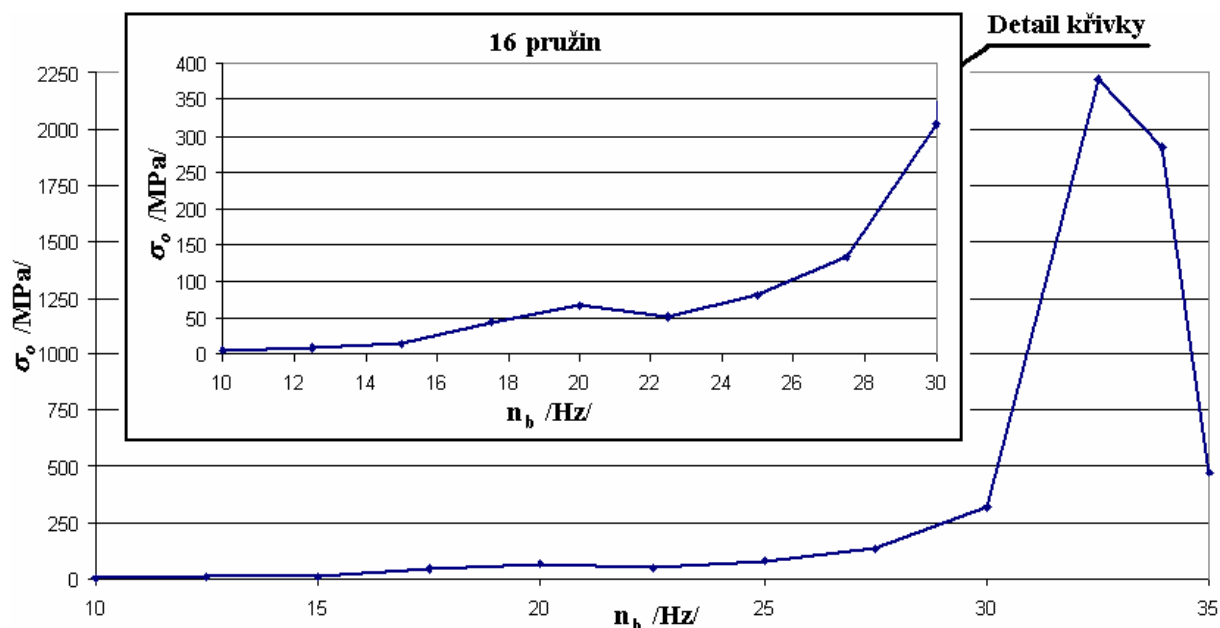
Oblasti vyšších napětí nad mezí kluzu materiálu hřídele již nejsou dostatečně přesně spočítány, protože vliv trvalých plastických deformací není ve výpočtu uvažován.

Podobně jsou znázorněny také výsledky pro variantu se 16-ti pružinami, viz obr.11 a 12.



Obr.11 Varianta výpočtu 16 pružin – Transientní analýza (výsledky získané pomocí SW MSC.MARC/MENTAT 2005).

Více informací o provedených výpočtech lze nalézt v odkazu Frydryšek & Rojíček (2005).



Obr.12 Varianta výpočtu 16 pružin – Transientní analýza (výsledky získané pomocí SW MSC.MARC/MENTAT 2005).

5. Závěr

Výpočtem navržené rozměry stroje se uplatní při vývoji nového zkušebního stroje pro testování únavy materiálu ve vlakových nápravách.

6. Literatura

Dylag, Z., Orloš, Z.: Únava materiálu a její zkoušení, SNTL, Praha, 1968.

EN 13261 Applications – Wheelsets and bogies – Axles – Product requirements

EN 13103 Railway applications – Wheelsets and bogies – Non-powered axles – design Method.

EN 13104 Railway applications – Wheelsets and bogies – Powered axles – design Method.

Frydryšek, K., Rojíček, J.: Výpočtová zpráva: Výpočet a optimalizace odpruženého základu určeného pro rezonanční zkoušky kol a náprav v měřítku 1:1, katedra pružnosti a pevnosti, FS VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2005, pp. 25.