



## NUMERICKÁ SIMULACE EXPERIMENTÁLNÍCH ZKOUŠEK POTRUBÍ SE VZNIKEM RATCHETINGU

J. Rojíček<sup>1</sup>, R. Halama<sup>2</sup>

**Summary:** *The paper deals with comparison of experimental and numerical solution of pipeline tests. Proportions of specimens used in assumed experiments have been comparable with pipelines in practice. At first two uniaxial tests are compared with numerical simulations. The next step was numerical solution of 3-point bend test and 4-point bend test. Constant internal pressure and cyclic bending loads loaded the pipeline. The results were compared with the experimental data. The main result of this study is the confirmation that Chaboche model included in used Ansys program is not able to describe correctly multiaxial ratchetting when uniaxial data are used for calibration of the model.*

### Úvod:

Fenoménu zvaný ratcheting (cyklické tečení) lze popsat jako akumulaci plastické deformace v součásti či vzorku při cyklickém namáhání. K ratchetingu může v praxi dojít u valivého kontaktu (např. na železnici) nebo u potrubí zatíženého statickým vnitřním přetlakem a cyklickým ohybem, tahem-tlakem, krutem nebo jiným cyklickým namáháním. Jedním z prvních kvalitativně schopných modelů plasticity, který lze pro zachycení ratchetingu v numerických výpočtech použít, je Chabocheův model. Tento model patří do skupiny makroskopických modelů plasticity, k jeho použití u daného materiálu je tedy nejprve zapotřebí získat experimentální data. V tomto příspěvku jsou prezentovány možnosti Chabocheova modelu při použití v simulacích experimentálních zkoušek potrubí publikovaných autory Kulkarni et al (2003).

### 1. Popis Chabocheova modelu

V MKP se nejčastěji používá pro řešení elastoplastických úloh inkrementální teorie plasticity, která bude nyní velmi stručně popsána. Pro všechny další vztahy bude vektor deformace a vektor napětí uvažován v inženýrské podobě, tzn.

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}\}^T, \{\sigma\} = \{\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}\}^T \quad (1)$$

Podobně jako v případě jednoosého namáhání se v inkrementální teorii plasticity uvažuje, že celková deformace je složena z elastické a plastické složky

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_e\} + \{\varepsilon_p\}, \quad (2)$$

<sup>1</sup> Ing. Jaroslav ROJÍČEK: katedra pružnosti a pevnosti, FS VŠB-TU Ostrava, Třída 17. listopadu 15, Ostrava, 708 33, ČR, tel.: +420 597324552, fax: +420 596916490, e-mail: jaroslav.rojicek@vsb.cz.

<sup>2</sup> Ing. Radim HALAMA: katedra pružnosti a pevnosti, FS VŠB-TU Ostrava, Třída 17. listopadu 15, Ostrava, 708 33, ČR, tel.: +420 597323495, fax: +420 596916490, e-mail: radim.halama@vsb.cz.

jestliže pro elastickou složku deformace se předpokládá platnost Hookeova zákona

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon_e\}, \quad (3)$$

kde  $[D]$  je matice elastických konstant. V případě houževnatých materiálů se dále uvažuje nejčastěji podmínka plasticity Von Mises, kterou lze zapsat takto

$$f = \frac{3}{2}(\{s\} - \{a\})^T [M_1] (\{s\} - \{a\}) - Y^2 = 0, \quad (4)$$

kde  $\{s\}$  je deviátor vektoru napětí,  $\{a\}$  je deviátor kinematického vektoru,  $[M_1]$  je matice s nenulovými prvky pouze na diagonále  $[M_1] = \text{diag}[1,1,1,2,2,2]$  a  $Y$  je izotropní proměnná. Pomocí veličin  $\{a\}$  (kinematické zpevnění) a  $Y$  (izotropní zpevnění) lze popsat zpevnování materiálu. Směr přírůstku plastické deformace definuje tzv. pravidlo plasticity (flow rule), pro houževnaté materiály nejčastěji ve formě

$$\{d\varepsilon_p\} = \sqrt{\frac{3}{2}} dp [M_1] \left\{ \frac{\partial f}{\partial \{\sigma\}} \right\}, \quad (5)$$

kde přírůstek akumulované ekvivalentní plastické deformace

$$dp = \sqrt{\frac{2}{3} \{d\varepsilon_p\}^T [M_2] \{d\varepsilon_p\}} \quad (6)$$

odpovídá při jednoosém namáhání absolutní hodnotě přírůstku podélné plastické deformace  $dp = |d\varepsilon_{px}|$  a pomocnou matici  $[M_2]$  lze definovat  $[M_2] = \text{diag}[1,1,1,1/2,1/2,1/2]$ . Již v roce 1979 publikoval Chaboche [4] svou verzi nelineárního kinematického pravidla zpevnění pro evoluci kinematického vektoru  $\{a\}$ . Navrhl složení kinematického vektoru z  $M$  částí

$$\{a\} = \sum_{i=1}^M \{a^{(i)}\}, \quad (7)$$

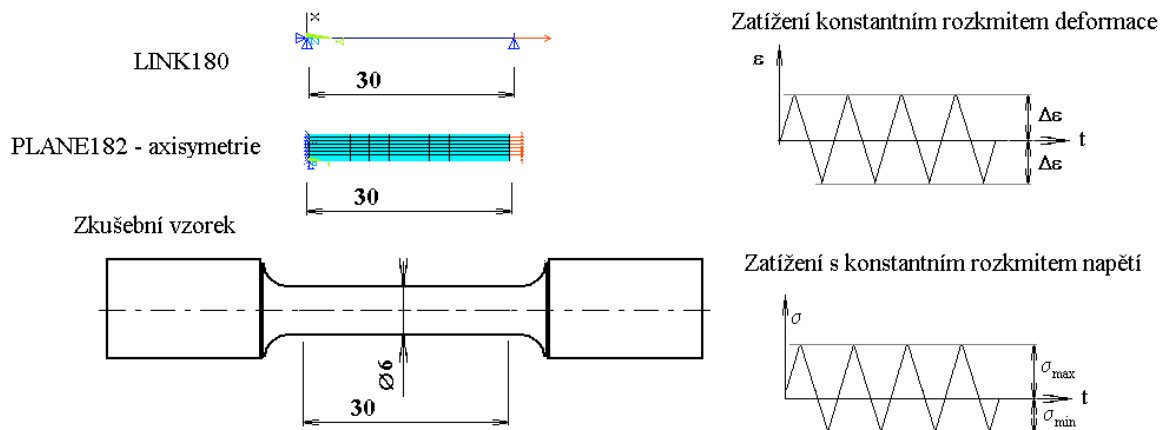
kde pro každou část platí diferenciální rovnice

$$\{da^{(i)}\} = \frac{2}{3} C_i [M_2] \{d\varepsilon^p\} - \gamma_i \{a^{(i)}\} dp, \quad (8)$$

ve které  $C_i$  a  $\gamma_i$  jsou materiálové konstanty. Jejich určení závisí na tom, která napěťově-deformační charakteristika řešeného materiálu je k dispozici, viz. Halama et al (2007).

## 2. Zatížení jednoosé

Základní tvar zkušební vzorku je na obr.1, kde je popsán také model MKP, okrajové podmínky a varianty zatěžování.



Obr.1 Základní popis případu 1 - jednoosého zatěžovacího stavu.

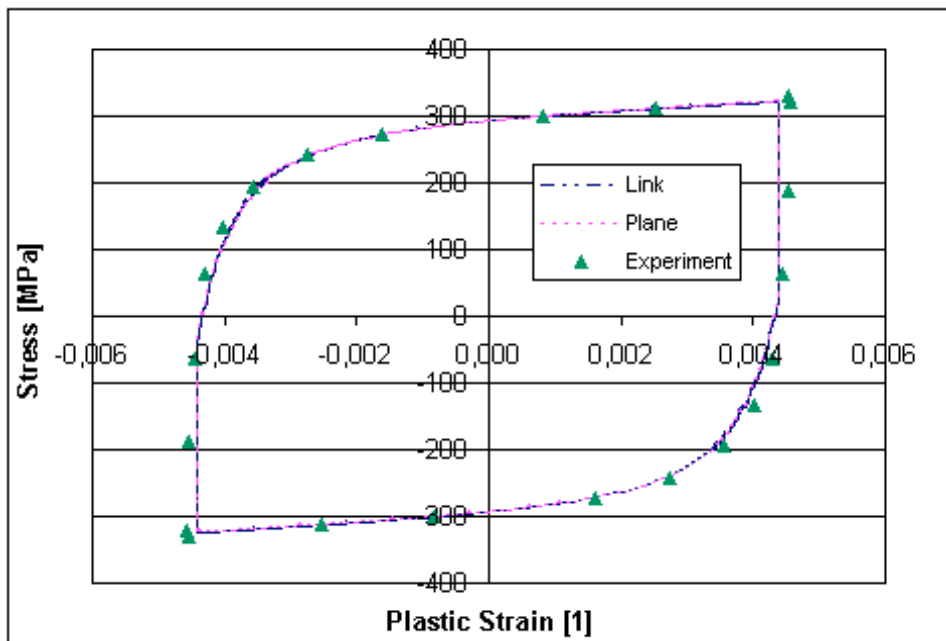
V prvním případě byl vzorek zatěžován deformačně se symetrickým a konstantním rozkmitem deformace  $\Delta\varepsilon=\pm 0.6\%$ . Pro ustálenou hysterezní smyčku (20 cyklů) byly stanoveny materiálové parametry Chabocheova modelu viz. tab.1. Elastické konstanty, modul pružnosti v tahu  $E=203400\text{MPa}$  a Poissonovo číslo  $\mu=0.3$ , byly převzaty z práce Kulkarni et al (2004).

Tab.1 Parametry Chabocheova modelu (materiál 1).

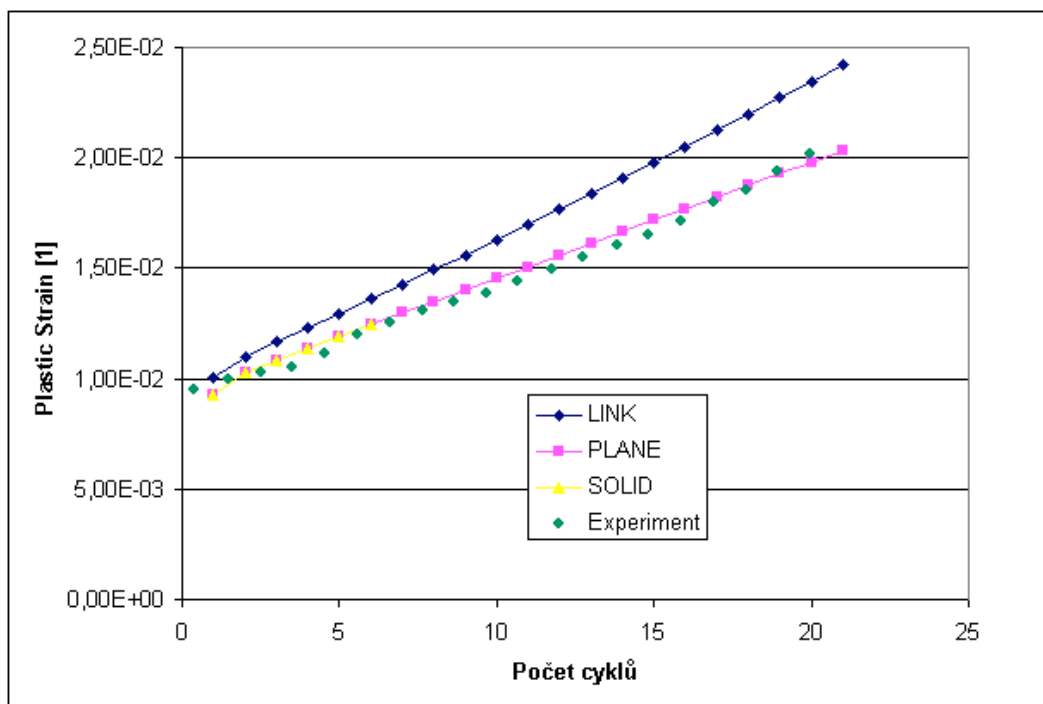
Parametr	k	C1	C2	C3	$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\gamma_3$
Hodnota	140	220000	58737	5900	2665	786	8

Ve druhém případě byl vzorek zatěžován konstantním rozkmitem napětí s horním napětím  $\sigma_{\max}=350\text{MPa}$  a dolním napětím  $\sigma_{\min}=-262.5\text{MPa}$ . Na základě výpočtu prvních 20-ti cyklů byl stanoven poslední parametr  $\gamma_3=8$  pro materiál 1.

Nalezené materiálové parametry Chabocheova modelu (materiál 1) velmi dobře odpovídají experimentálním datům. Výpočet byl proveden pro tři typy elementů - LINK180, PLANE182 a SOLID45. Výsledky výpočtů ukazuje následující obr.2 a obr.3. Výsledky výpočtu s typem elementu PLANE182 a SOLID45 se shodují v obou počítaných variantách této kapitoly. Výsledky výpočtu s typem elementu SOLID45 jsou naznačeny na obr.3, úloha s tímto typem elementu je řádově větší, proto nebyla tato úloha dále řešena. Jako referenční pro hodnocení navržených parametrů byla použita axisymetrická úloha s elementem typu PLANE182.



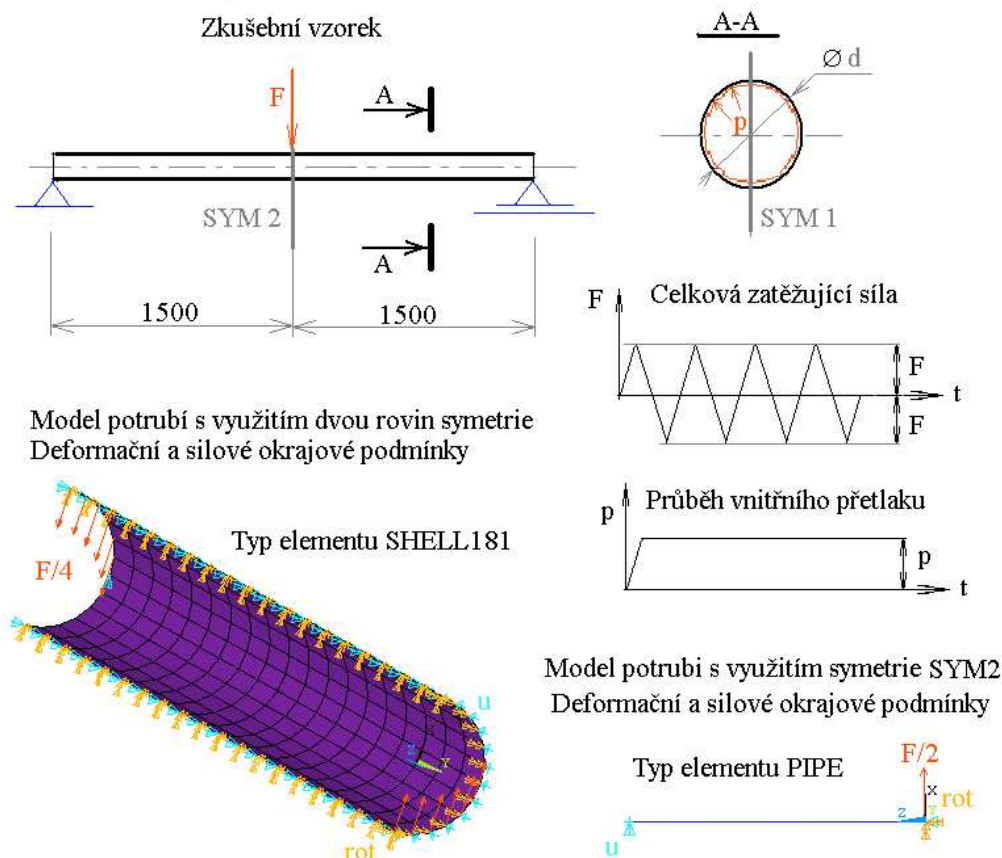
Obr. 2 Výsledky řešení jednoosého cyklického namáhání při zatížení konstantním rozkmitem deformace  $\Delta\varepsilon = \pm 0.6\%$ .



Obr.3 Výsledky řešení jednoosého cyklického namáhání při zatížení konstantním rozkmitem napětí od  $\sigma_{min} = -262.5\text{MPa}$  do  $\sigma_{max} = 350\text{MPa}$ .

### 3. Tříbodový ohyb

Základní tvar je na obr.4, kde jsou ukázány také deformační a silové okrajové podmínky. Trubka je dlouhá 3m, vnitřní průměr  $d=203,2\text{mm}$  a tloušťka stěny  $t=12.65\text{mm}$ . Vzorek byl zatěžován konstantním vnitřním přetlakem  $p=18\text{MPa}$  a periodickou silou  $F=\pm 200\text{kN}$  uprostřed vzorku.



Obr.4 Základní popis případu 2 – 3 bodový ohyb trubky.

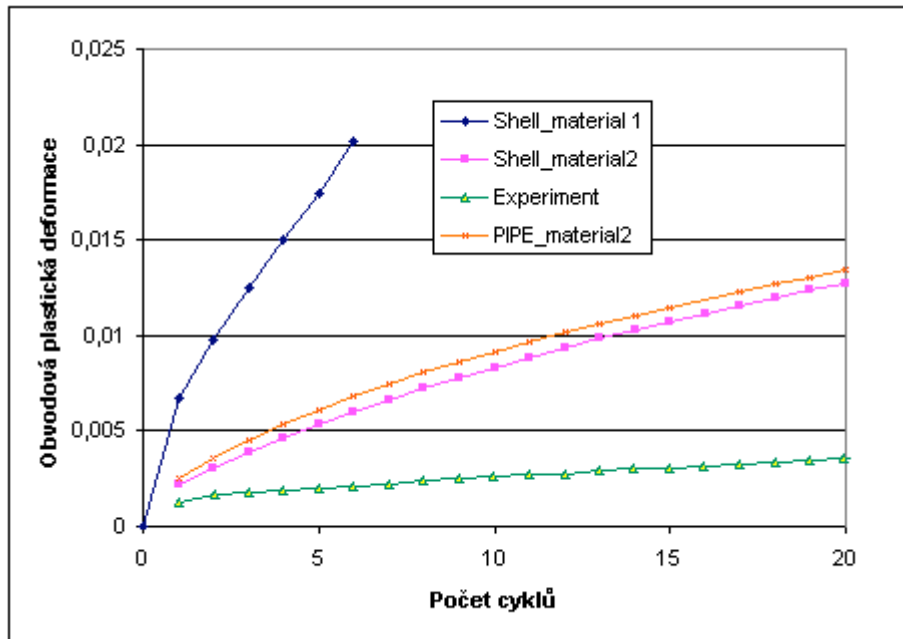
Pro výpočet byly využity typy elementů SHELL181 a PIPE20. Typ elementu PIPE20 nepodporuje Chabocheův model, proto bylo nutné naprogramovat uživatelskou subrutinu pro numerickou integraci napětí v integračních bodech. Podrobně je to popsáno v článku Halama & Fusek (2005).

Při výpočtu byly nejprve použity parametry Chabocheova modelu nalezené v předchozí kapitole (materiál 1). Ty ovšem dávaly naprosto nevyhovující výsledky, proto byly použity parametry popsané v literatuře Kulkarni et al (2004), viz tab.2.

Tab. 2 Parametry Chabocheova modelu - materiál 2

k	$\mu$	E	C1	C2	C3	$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\gamma_3$
260	0.3	203400	1123000	50500	5900	280750	950	8

Výsledky z výpočtů všech testovaných variant počítaných u 3 bodového ohybu jsou na obr.5. Je vidět, že ve všech případech se počítané varianty lišily od naměřených hodnot. Výsledky výpočtu pro materiál 2 dávaly téměř shodné výsledky u obou testovaných typů elementů (Shell, Pipe).

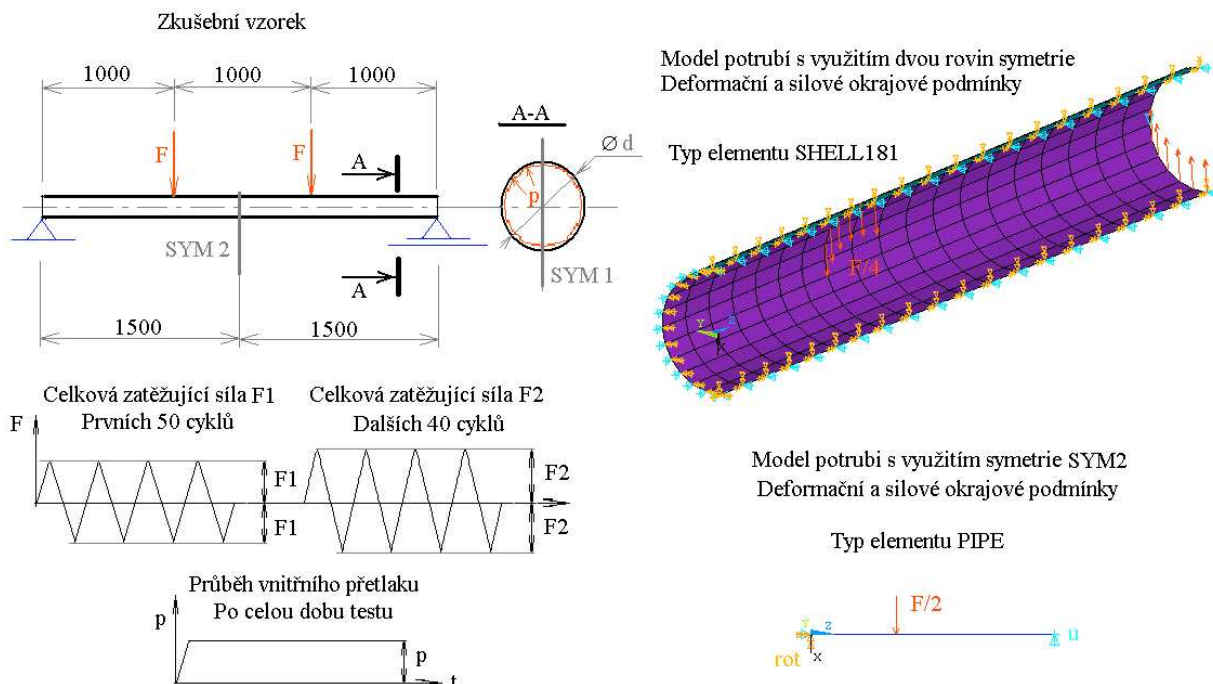


Obr.5 Výsledky řešení - 3 bodový ohyb symetricky cyklicky zatížený silou  $F=\pm 200\text{kN}$  uprostřed vzorku s vnitřním přetlakem  $p=18\text{MPa}$ .

#### 4. Čtyřbodový ohyb

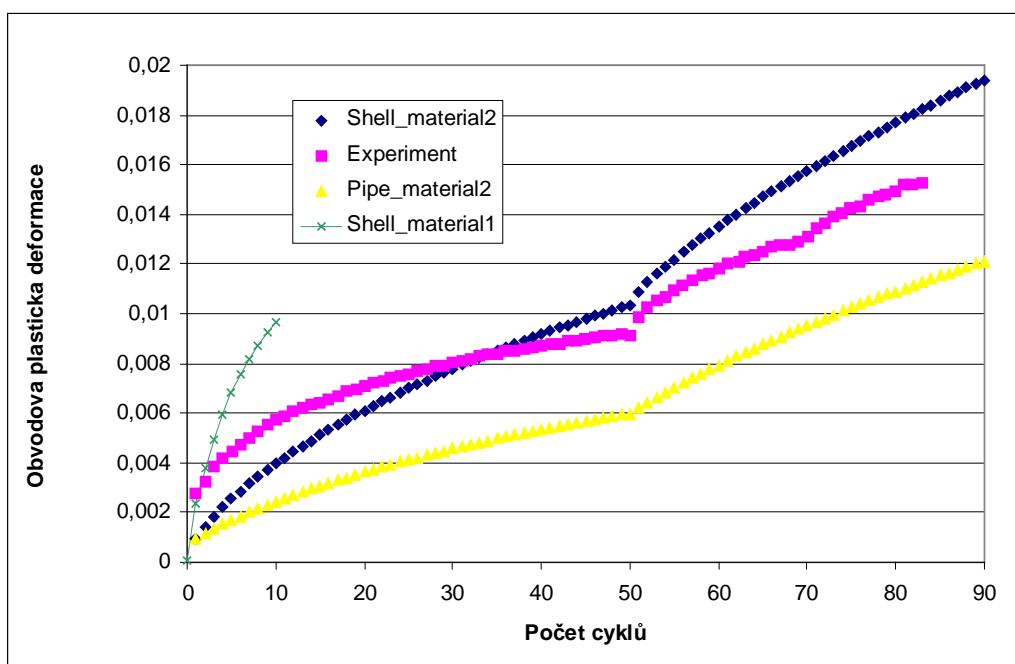
Základní tvar je velmi podobný předchozí variantě (obr.6), kde jsou ukázány také deformační a silové okrajové podmínky. Trubka měla stejné rozměry jako v předchozím případě, je dlouhá 3 m, vnitřní průměr byl  $d=203,2\text{mm}$  s tloušťkou stěny  $t=12.65\text{mm}$ . Vzorek byl zatěžován konstantním vnitřním přetlakem  $p=18\text{MPa}$ , periodickou silou  $F_1=\pm 240\text{kN}$  po dobu 50 cyklů dále silou  $F_2=\pm 260\text{kN}$  po dobu 40 cyklů.

Pro výpočet byly použity typy prvků SHELL181 a PIPE20, stejně jako v předchozím případě. Byly také testovány obě varianty materiálových konstant (tab.1, tab.2) nazvané materiál 1 a materiál 2.



Obr.6 Základní popis případu 3 – 4 bodový ohyb trubky.

Výsledky řešení případu čtyřbodového ohybu s prvky typu Shell a Pipe včetně vlivu materiálových konstant jsou na obr.7.



Obr.7 Výsledky řešení – 4 bodový ohyb při zatížení silou F1 po 50 cyklů, a F2 po dalších 40 cyklů a vnitřním přetlakem p.

## 5. Závěr

Na základě výše uvedených výpočtů lze tvrdit, že Chabocheův materiálový model je schopen zachytit nízkocyklové chování materiálu tzv. ratcheting. Je ovšem nutné „naladit“ materiálové parametry modelu pro každou počítanou variantu, aby byly výsledky numerického výpočtu srovnatelné s experimentem. U 3-bodového ohybu vychází obě počítané varianty velmi podobně (Shell\_material2, Pipe\_material2 – obr. 5), u 4-bodového ohybu se výsledky výpočtu s prvky typu Shell a typu Pipe výrazně liší. Lze usuzovat, že rozdílnost výsledků je způsobena rozměry potrubí. Výpočtový model s prvky PIPE20 se chová jako tenký prut, kdežto výpočtový model s prvky SHELL181 jako tlustý prut. Přesnější výsledky v tomto případě tedy dává model s prvky SHELL181. Avšak i tehdy je odchylka od experimentu obrovská a pro dosažení lepších výsledků je nutné opět změnit materiálové konstanty.

Důležitý závěr příspěvku je, že pro uvažovaný materiál SA333 gr.6 nelze s Chabocheovým modelem dosáhnout dobrých výsledků při modelování ratchetingu u potrubí, jestliže se vyjde z experimentálních dat z jednoosých únavových zkoušek.

## 6. Poděkování

Autoři příspěvku jsou vděční za podporu z projektu FRVŠ 252/2007/F1/a.

## 7. Literatura

- Frydryšek, K. (1999) Modelování deformačních a napěťových stavů ve zkušebních vzorcích při materiálových zkouškách prováděný jednoduchými i kombinovanými zátěžnými stavy *Disertační práce*, 154 s.
- Halama, R., Fusek, M. (2005) Modifikace modelu cyklické plasticity s ohledem na multiaxiální ratcheting, Část II. Implementace v programu Ansys, Sborník mezinárodní konference Aplikovaná mechanika 2005, Hrotovice, Česká republika, 2005, p.33-34.
- Halama, R. (2005) Řešení elastoplastické napjatosti v bodovém styku dvou zakřivených těles pomocí MKP. *Disertační práce*. FS VŠB-TU Ostrava, 130 s.
- Halama, R., Robovská, H., Volková, L., Skočovský, T., Stacha, D., Švrček, M., Vicherek, A. (2007) Parameter Identification of Chaboche Nonlinear Kinematic Hardening Model. Proceedings of 9th international scientific conference Applied mechanics 2007, Malenovice, Czech republic, 2007, (v tisku).
- Chaboche, J.L., Dang Van, K., Cordier, G. (1979) Modelization of The Strain Memory Effect on The Cyclic Hardening of 316 Stainless Steel, In: *5th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology*, Division L11/3, Berlin, 13.-17. August 1979, Ed. Jaeger A and Boley B A. Berlin: Bundesanstalt für Materialprüfung, p.1-10.
- Kulkarni, S. C., Desai, Y. M., Kant, T., Reddy, G. R., Parulekar, Y., Vaze, K. K. (2003) Uniaxial and Biaxial Ratcheting Study of SA333 Gr.6 Steel at Room Temperature *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 80, pp.179-185.
- Kulkarni, S. C., Desai, Y. M., Kant, T., Reddy, G. R., Prasad, P., Vaze, K. K., Gupta, C. (2004) Uniaxial and Biaxial Ratcheting in Piping Materials – Experiments and Analysis *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 81, pp.609-617.