

BUFFER RING ANALYSIS

J. Novotný*, J. Novotný**, R. Zídek*

Summary: *It has been found there is a probability of a sudden break of all 20 bolts fastening primary header cover. This cover separates the medium of the primary circuit header from that in the secondary circuit of a nuclear power plant. A buffer ring is inserted between these covers to prevent the impact of these covers. The buffer ring has a form of a short thin-walled tube having a limited axial force due to buckling of its wall. Static buckling force of the buffer ring wall due to an axial load can be obtained with sufficient accuracy by a computer simulation. However it is hardly possible to simulate the effect of inertia forces on the resistance against buckling. That's why the approximate solution based on an analytical description of simple supported bar in elastic medium has been used and the experimental analysis of dynamic loading model has been performed.*

1. Úvod

Kolektor primárního okruhu parogenerátoru je ukončen rozebíratelným uzávěrem, který tvoří víko upevněné dvaceti svorníky. Havarijní případ při přetržení všech dvaceti svorníků vede v důsledku značného rozdílu tlaku v primárním a sekundárním okruhu k velkému urychlení primárního víka. Do prostoru sekundárního víka je proto vložen nárazníkový tlumící kroužek ve tvaru krátké tenkostěnné trubky, který má omezit velikost zatížení sekundárního víka. Předmětem analýzy je posouzení schopnosti nárazníkového kroužku jako tenkostěnné skořepiny absorbovat energii dopadajícího tělesa zatíženého danou silou.

Vzorec (1) pro výpočet velikosti kritického napětí v pružném stavu (Buckling of Steel Shells, European recommendation)

$$\sigma_{mk} = \frac{0,83}{\sqrt{1 + 0,01 \frac{r}{t}}} 0,6 \frac{t}{r} E \quad (1)$$

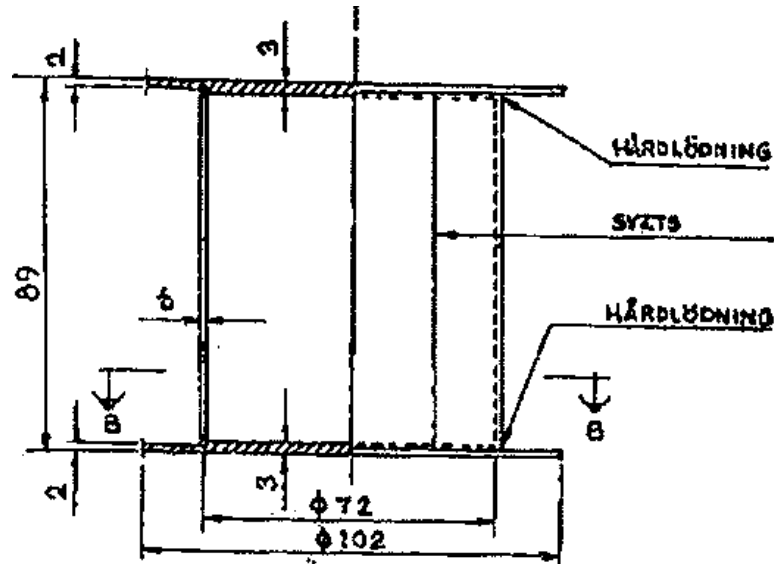
dává přijatelné napětí jen u tenkostěnných válcových skořepin velkého průměru. V případě menšího průměru se dostává skořepina prakticky vždy do pružněplastického stavu.

* Prof. Ing. Jiří Novotný, DrSc., Ing. Rostislav Zídek, Ústav stavební mechaniky stavební fakulty VUT v Brně, Veveří 95, 662 37 Brno, tel. +420541147368, fax. +4205745147, e-mail: zidek.r@fce.vutbr.cz

** Ing. Jiří Novotný, VÍTKOVICE, Ústav aplikované mechaniky Brno, spol. s r.o., Veveří 95, Brno, tel. +420541321291, fax. +420541211189, e-mail: novotnyj.uam@telecom.cz

Programy jako ANSYS, COSMOS a SYSTUS umožňují výpočet závislosti osové síly nárazníkové trubky na stlačení v pružněplastickém stavu. Neumožňují však vzít v úvahu zrychlení při zatěžování, které má značný význam, jak ukazují experimenty. Proto byla vytvořena přibližná metoda řešení této úlohy, založená na analytickém přístupu.

Vzorky pro uvedené výpočty byly nejprve vybrány tak, aby umožňovaly srovnání s výsledky měření v Oilkiluoto (1966) pro trubky z uhlíkaté oceli (obr. 1).



Obr.1 Zkušební vzorek Oilkiluoto

2. Simulace boulení vzorku programem SYSTUS

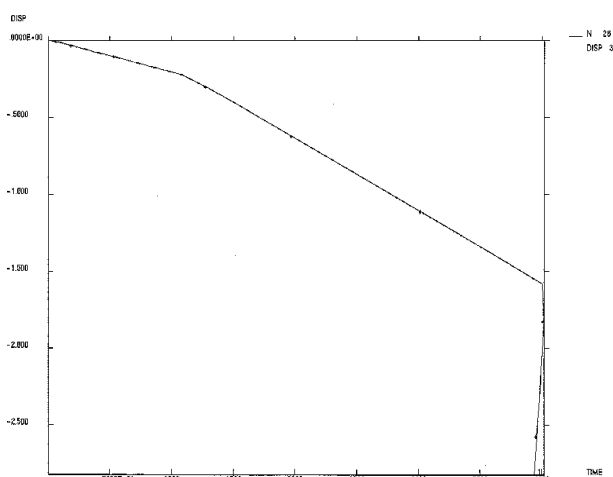
Stěna nárazníkové trubky je modelována trojúhelníkovými skořepinovými prvky (Shell 2003) v pěti a devíti vrstvách se třemi integračními body. Využívá se symetrie k rovinám xz a yz , kde z je osa trubky. Průběh napětí v závislosti na poměrné deformaci je dán vztahem

$$\sigma = \frac{1}{2} \left[0,99.432,7 \varepsilon^{0,11167} + 1,33.973,6 \varepsilon^{0,37436} \right] + 19,8 \text{ MPa.} \quad (2)$$

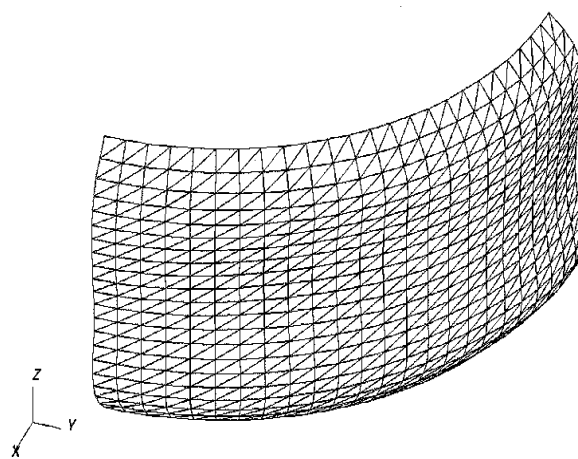
Simulace boulení stěny tlumícího kroužku se prováděla programem SYSTUS jako nelineární přechodová statická úloha v pružně plastickém stavu a se zřetelem k velkým deformacím. Iterační výpočet byl řízen Riksovou metodou v kombinaci s Berganovou metodou s proměnnou délkou přírůstku oblouku.

Počáteční tvar střednicové plochy simulující imperfekce se vytváří na základě zatížení statickou osovou silou procedurou Dynamic Mode Buckling Subspace Method. Výsledkem je plocha, jejíž radiální výchylka je normovaná na velikost maximální výchylky 1 mm. Volí se počet tvarů (modů), který má být vypočten. Ukázalo se, že výběr modu neovlivňuje výrazně velikost mezní osové síly.

Na obr. 2 je jako příklad znázorněna závislost posuvu čtvrtiny vzorku nárazníkové trubky o tloušťce stěny 5 mm na parametru TIME, který je úměrný zatěžující síle. Hodnota TIME = 1 odpovídá zatížení 40 kN. Tvar střednicové plochy na konci výpočtu ukazuje obr. 3.



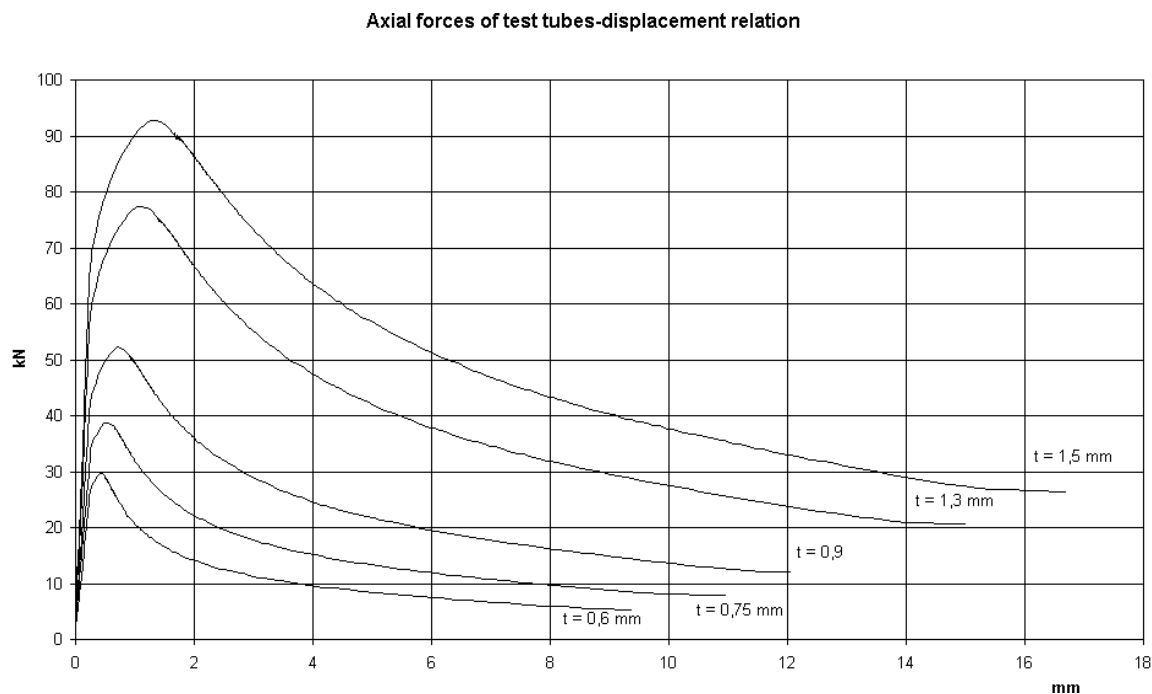
Obr. 2 Závislost osové síly na stlačení



Obr. 3 Deformovaná stěna trubky- SYSTUS

3. Simulace boulení vzorku programem ANSYS

V programu ANSYS se užívá obdobného přístupu. Model však není vrstvičkový a počáteční imperfekce se nezavádějí. Trubka se modeluje obdélníkovými prvky a podmínky symetrie jsou vloženy tak, aby se vyšetřoval jen úzký proužek stěny. Pružněplastické vlastnosti materiálu jsou dány vztahem (2). Výsledky výpočtu pro zkušební trubky o stěně 0,6 mm, 0,75 mm, 0,95 mm, 1,3 mm a 1,5 mm jsou na obr. 3.



Obr. 3 Závislosti osové síly na stlačení – ANSYS

V tab. 1 jsou uspořádány hodnoty kritických sil změřených F_{ke} (Oilkiluoto), vypočtených programem SYSTUS $F_{kc\text{SYSTUS}}$ a vypočtených programem ANSYS $F_{kc\text{ANSYS}}$.

Tab. 1 Srovnání změřených a vypočtených kritických sil

r	t	F_{ke}	$F_{kc\ SYSTUS}$	$F_{kc\ ANSYS}$
[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[kN]
36	0,6	29,8	30,24	29,62
36	0,75	38,9	39,00	37,99
36	0,95	53,3	49,45	51,89
36	1,3	67,4	72,08	77,44
36	1,5	89,5	75,32	92,68

4. Vliv setrvačné síly na odolnost proti ztrátě stability

Vzdálenost koncových průřezů prutu o délce l s ohybovou čarou $y(x)$ se mění o Δl .
V případě malých průhybů

$$d\Delta l = ds - dx = \sqrt{1 + y'^2} dx - dx \doteq \frac{1}{2} y'^2 dx. \quad (3)$$

Pro jednu půlvlnu $y = A \sin \frac{\pi x}{l}$ dostáváme

$$\Delta l = \frac{A^2}{2} \frac{\pi}{l^2} \int_0^l \cos^2 \frac{\pi x}{l} dx = \frac{A^2}{4} \frac{\pi^2}{l}. \quad (4)$$

Zřejmě

$$a_1 = \frac{d^2 \Delta l}{dt^2} = \frac{\pi^2 2A}{4l} \left[\frac{1}{A} \left(\frac{dA}{dt} \right)^2 + \frac{d^2 A}{dt^2} \right]. \quad (5)$$

Příčnou rychlost považujeme za malou ve srovnání se zrychlením a vyjádříme amplitudu příčného zrychlení při příčné výchylce $A = 0,5$ mm. Zkracuje-li se prut se zrychlením a_1 , je podle (5) tato amplituda příčného zrychlení

$$a = a_1 \frac{4l}{2A\pi^2} = a_1 \frac{4l}{\pi^2}. \quad (6)$$

Analytický přístup k vyšetřování stability prutu v pružném prostředí podle Timošenka (1910, 1913) a citovaný v Technickém průvodci sv. 3 Nauka o pružnosti a pevnosti (1944), předpokládá, že ohybu prostě podepřeného prutu tlačného silou F odporují reakce pružného prostředí. Je-li $k = E_0$ tuhost (modul) prostředí a y průhyb prutu, je reakce $kydx$.

Považujeme-li válcovou skořepinu za soustavu vzájemně vázaných prutů a nahradíme účinek příčných setrvačných sil tuhostí prostředí, lze tak vzít přibližně v úvahu účinek příčných setrvačných sil na odolnost stěny nárazníkové trubky proti ztrátě stability. Je třeba však v rozporu s (5) předpokládat, že příčné zrychlení roste s výchylkou např. do hodnoty a podle (6). Pro ohybovou čáru náhradního prutu o hustotě ρ ve tvaru poloviny sinusovky o amplitudě f dostáváme pro elementární setrvačnou sílu a náhradní tuhost k_s podle (5) vztahy

$$dS = \rho t a \sin \frac{\pi x}{l} dx = k_s f \sin \frac{\pi x}{l} dx, \quad (7)$$

$$k_s = \frac{\rho t a}{f} = \frac{\rho t a_1}{f} \frac{4l}{\pi^2}. \quad (8)$$

Abychom mohli srovnávat různé případy trubek, zavedme průhyb f tak, aby byl úměrný součinu poloměru trubky a tloušťky její stěny. Tento součin se často užívá (Buckling of Steel

Shells, European recommendation) jako referenční hodnota. Přiřadíme amplitudu průhybu f_{t_0} (např. $f_{t_0} = 1$) zvolené tloušťce stěny t_0 , tak aby

$$f_t = f_{t_0} \frac{rt}{r_0 t_0}. \quad (9)$$

Pro prostě podepřený prut tlačný silou F v pružném prostředí platí rovnice

$$\frac{F'}{2} \int_0^l \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 dx = \frac{EI}{2} \int_0^l \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx + \frac{k}{2} \int_0^l y^2 dx, \quad (10)$$

vyjadřující, že práce vnitřních sil a přetvárná práce pružného prostředí se rovná práci mezní vzpěrné síly F' odpovídající přiblížení konců prutu. Nejmenší vzpěrná síla odpovídá ohybové čáře dané jedním členem Fourierova rozvoje

$$y = a_n \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (11)$$

Podle (10) je

$$F' = \frac{(n\pi)^4 EI + kl^4}{(n\pi l)^2} = \frac{\pi^2 EI}{l_0^2}, \quad (12)$$

kde

$$l_0 = \frac{l}{\sqrt{n^2 + \frac{16B^2}{n^2\pi^4}}}, \quad B^2 = \frac{kl^4}{16EI}. \quad (13)$$

Minimální mezní síla odpovídá nejmenší hodnotě jmenovatele ve výrazu pro l_0 v (4). Této podmínce vyhovují hodnoty B^2 , které v závislosti na $n = 1, 2, \dots, 7$ jsou v tab.2.

Tab. 2 Nerovnost $B^2(n)$

n	1	2	3	4	5	6	7
$B^2 <$	24,35	210,17	876,68	2435,22	5479,26	10739,34	19092,16

S klesajícím E se B a n zvětšuje. V případě velkého B^2 je

$$n^4 \approx \frac{16B^2}{\pi^4}, \quad n \approx \frac{2}{\pi} \sqrt{B}. \quad (14)$$

Rovnice (12) dává pro velké B^2 přibližnou hodnotu kritické vzpěrné síly

$$F' = 2\sqrt{kEI}. \quad (15)$$

Představme si, že rozdělíme trubku na pruty o šířce 1 mm. Spolupůsobení prutů nahrazuje pružné prostředí. Každý samostatný prut přenáší přibližně vzpěrnou sílu F'_1 . Poměr druhých mocnin délky prutu l a vzpěrné délky l_0 rovná se podle vztahu (3) poměru síly F'_1 a kritické síly myšleného prutu F'_{kr1} .

$$\frac{l^2}{l_0^2} = \frac{F_1'}{F_{kr1}} \quad (16)$$

Zde je F_1' vypočtená kritická síla trubky dělená obvodem střednicové plochy a F_{kr1} vzpěrná síla náhradního prutu vypočtená podle (12). Poměru (16) odpovídá hodnota B^2 daná prvním vztahem (13). Počet půlvln n vyhovuje nerovnostem v tab. 2. Hodnoty B^2 a n pro vzorky jsou v tab. 3. V posledním sloupci této tabulky jsou hodnoty ekvivalentní tuhosti pružného podepření prutu o šířce 1 mm, vypočtené podle druhého definičního výrazu (13).

Tab. 3 Statické tuhosti náhradního pružného prostředí

t [mm]	l^2/l_0^2	$B^2, n=1$	$B^2, n=2$	$B^2, n=3$	$B^2, n=4$	k [N/mm ²]
0,6	28,62346	168,1735	599,6373	1075,221	1229,64	1,185304
0,75	18,94036	109,2222	363,8318	544,6585		1,02543
0,95	11,85111	66,06227	191,1923			0,731542
1,3	6,774382	35,15483	67,56252			0,662421
1,5	4,620734	22,04327				0,332007

Dynamické zkoušky v Oilkiluoto (1966) se prováděly pro $a_1 = 20\text{ms}^{-2}$. Výsledkům experimentů se blíží vypočtené hodnoty dynamických součinitelů k_d pro toto zrychlení. Předpokládá se, že k_s vyhovuje (8), je-li $f_{t_0} = 1$ mm a $t_0 = 5$ mm (tab. 4).

Tab. 4 Celkové tuhosti náhradního pružného prostředí a dynamické součinitele

t [mm]	k_s [N/mm ²]	$k + k_s$	B^2	n	l_0^2 [mm ²]	l_0 [mm]	F_{kr1d} [N]	k_d
0,6	1,732378	2,917682	3026,818	4	168,2696	12,97188	221,7102	1,64
0,75	1,385903	2,411333	1280,782	4	271,7465	16,48474	268,1375	1,54
0,95	1,094134	1,825675	477,1498	3	447,3047	21,14958	331,0588	1,49
1,3	0,799559	1,46198	149,1123	2	782,4651	27,97258	484,9566	1,49
1,5	0,692951	1,024959	68,05102	2	1165,806	34,1439	500,0177	1,47

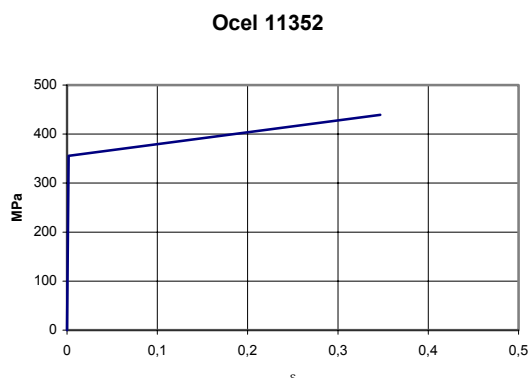
5. Vlastní zkušební vzorky – kvazistatické zatěžování v programu ANSYS

Zkušební vzorky (Veselý, 2001) mají vnitřní průměr 72 mm a délku 85 mm a 42,5mm. Zkušební zařízení umožnilo zatěžování trubek o stěně 0,6 mm a 1 mm. Zkušební vzorky byly vyrobeny z materiálu ČSN 411353 ocel 11353.0 a DIN 17458 ocel 1.4541. Průběh napětí v závislosti na poměrné deformaci je dán vztahem

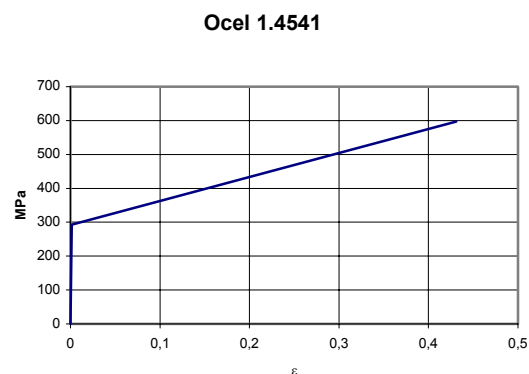
$$\sigma = R_{pe} \left(\frac{E\varepsilon}{R_{pe}} \right)^{\nu} \quad (17)$$

kde pro ocel 11353.0 je $E = 205\,000$ MPa, $\nu = 0,095614$, $R_{pe} = 327,8105$ MPa a pro ocel 1.4541 je $\nu = 0,18278$, $R_{pe} = 241,7774$, $E = 200\,000$ MPa.

Pro nejnovější verzi programu ANSYS bylo nutné zjednodušit zadání do tvaru bilineárních diagramů $\sigma(\varepsilon)$ (obr. 4 a obr. 5).



Obr. 4



Obr. 5

Konečné hodnoty odpovídají tažnosti Z a mezi pevnosti R_m . Body, v nichž dochází ke změně směrnice, mají souřadnice u oceli 11353 ($1,73415E-3$, 366,5) a u oceli 1.4541 ($1,4655E-3$, 293,1), tak aby se závislosti (obr. 4 a obr. 5) co nejvíce přimykaly k závislostem podle (17).

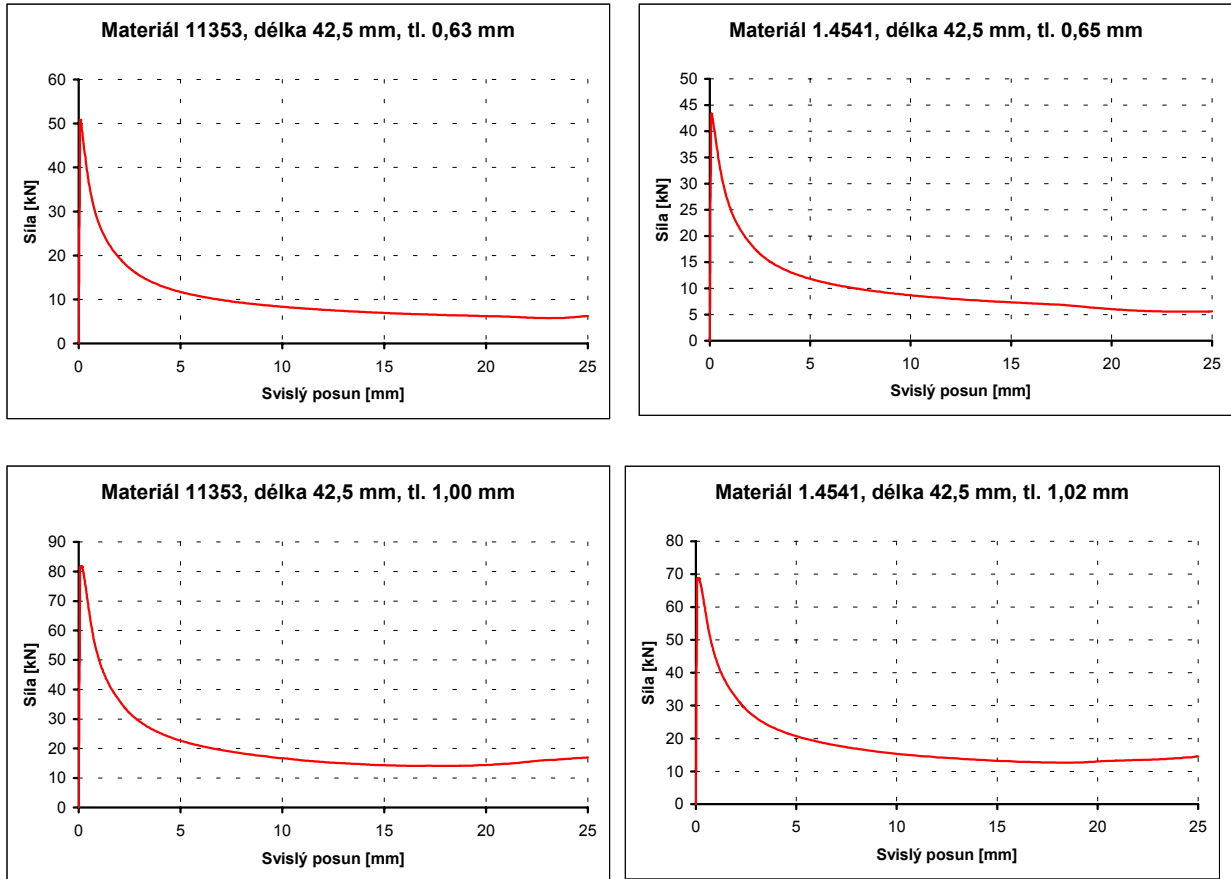
Kritické síly vypočítané programem ANSYS pro ideální kloubové uložení vzorků s využitím symetrie pro nestejně tloušťky stěn odpovídající skutečným měřeným vzorkům jsou v tab. 5.

Tab. 5 Kritické síly vybraných vzorků – ANSYS

Ocel	Délka [mm]	Tloušťka [mm]	Posuv [mm]	Síla [kN]	Ocel	Délka [mm]	Tloušťka [mm]	Posuv [mm]	Síla [kN]
11353	42,5	0,600	0,0816	48,3304	1.4541	42,5	0,650	0,0733	43,3515
		0,610	0,0816	49,1541			0,660	0,0746	44,0256
		0,630	0,0838	50,7914			0,665	0,0733	44,3648
		0,960	0,0960	78,1799			1,020	0,1080	68,7148
		1,000	0,1210	81,6363			1,040	0,1110	70,0760
		1,070	0,0973	87,2682			1,070	0,1110	72,1268
	85	0,630	0,1590	50,7833		85	0,610	0,1360	40,6543
		0,640	0,1580	51,6054			0,640	0,1360	42,6681
		0,645	0,1580	52,0182			0,665	0,1370	44,3685
		1,040	0,1650	84,9498			0,970	0,1560	65,1851
		1,080	0,1630	88,1875			1,020	0,1560	68,6156
		1,110	0,1710	90,5336			1,060	0,1650	71,3654

Hodnota posuvu (stlačení), při níž je dosaženo kritické síly, odpovídá poměrnému stlačení 0,16% až 0,28%. Ke ztrátě stability dochází v pružněplastickém stavu.

Závislosti osové síly na stlačení vzorku pro některé případy zatěžování krátkých vzorků jsou znázorněny na obr. 6.

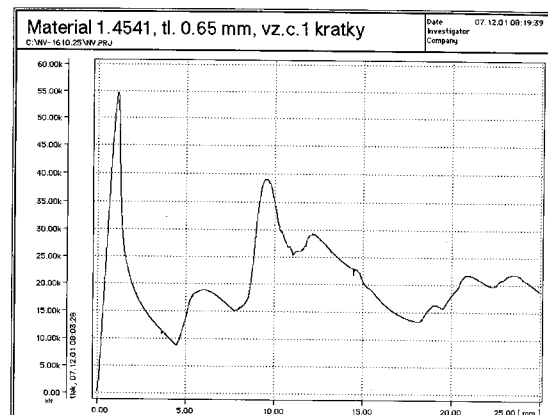
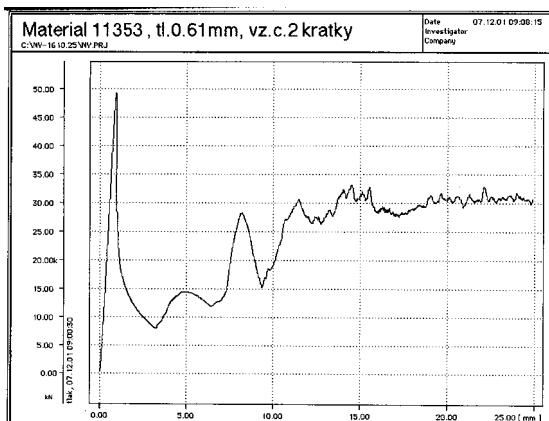


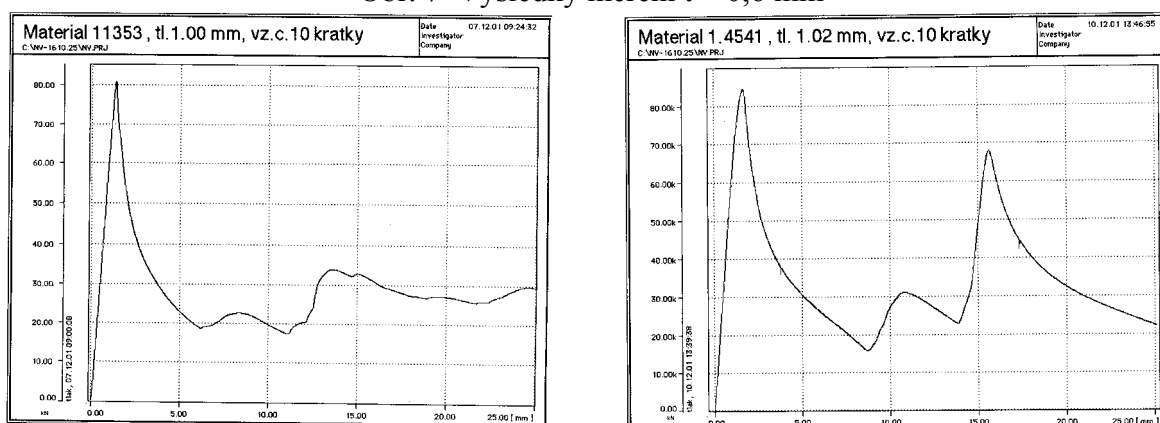
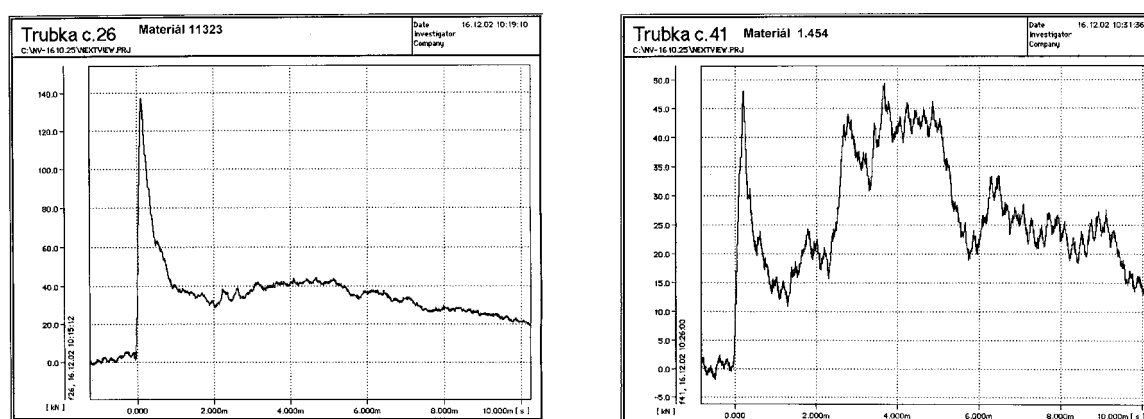
Obr. 6 Krátké vzorky

6. Některé výsledky statických a dynamických měření

Zkoušky byly prováděny v laboratoři Vojenské akademie pod vedením Ing. Veselého (2001 a 2002). Ukázky změřených statických závislostí osové síly na stlačení vzorku a časových závislostí osové síly při dynamickém zatěžování jsou na obr. 7, 8 a 9.

Průměrné hodnoty tlouštěk stěn vzorků a změřených kritických sil jsou v tab. 6.



Obr. 7 Výsledky měření $t \sim 0,6$ mmObr. 8 Výsledky měření $t \sim 1,0$ mm

Obr. 9 Výsledky měření – dynamické zatěžování

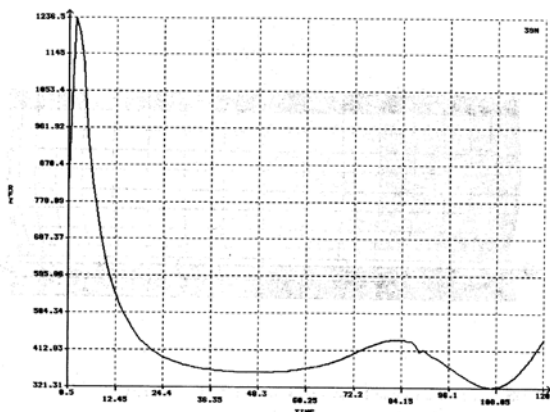
Tab. 6 Průměrné hodnoty statických měření

Ocel	Délka [mm]	Tloušťka [mm]	Síla [kN]	Ocel	Délka [mm]	Tloušťka [mm]	Síla [kN]
11353	42,5	0,61	48,02	1.454	42,5	0,66	54,91
		1,01	81,33			1,04	84,91
	85	0,64	52,51		85	0,64	59,50
		1,07	84,89			1,03	86,97

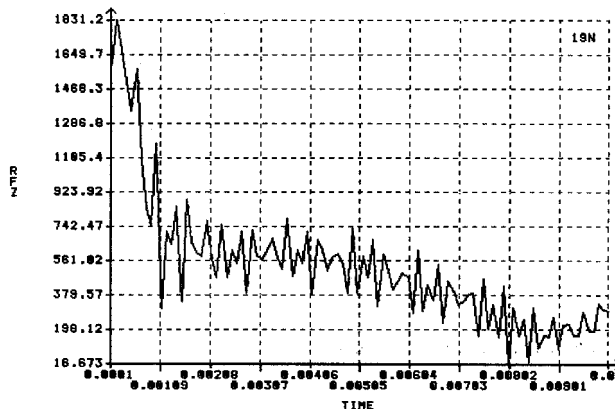
7. Simulace statického a dynamického zatěžování v programu COSMOS

Navrátil a Křiváková (2002) uskutečnili simulaci zatěžování vzorku nárazníkové trubky užitého při experimentu programem COSMOS. Vlastnosti materiálu byly dány vztahem (17). Při statickém zatěžování byl zaváděn na horní okraj svislý posuv rychlostí 10 mm/min, která odpovídá experimentu.

Na obr. 10 je ukázka časového průběhu uzlové svislé síly pro krátký vzorek, $t = 0.61$ mm. Po obvodu je 40 uzlů. Posuv je úměrný času. Na obr. 11 je časový průběh uzlové síly při dynamickém zatěžování razníkem uváděným do pohybu pružinou (Veselý, 2002 a Salajka 2002) téhož vzorku.



Obr. 10 Statická uzlová síla



Obr. 11 Dynamická uzlová síla

7. Závěr

Co do velikosti kritické síly jsou výsledky početních simulací v přijatelné shodě s experimenty v Oilkiluoto i s experimenty, které byly provedeny v rámci grantového projektu. Velký vliv mají imperfekce a okrajové podmínky vzorku. Přibližné zavedení vlivu příčného zrychlení dává hodnoty dynamického součinitele srovnatelné s výsledky měření vzorků z Oilkiluoto. Pro větší zrychlení lze výsledek korigovat zavedením sečnového modulu pružnosti.

Po překonání velkých technických problémů se podařilo uskutečnit dynamická zatěžování, která ukázala velký vliv materiálových vlastností na chování vzorku. Materiálovým vlastnostem bude třeba při počítačové simulaci zatěžování věnovat zvláštní pozornost.

8. Literatura

Buckling of Steel Shells, European recommendation, 4th Ed., European Committee for Constructional Steelworks, Techn. Com. 8, Techn. Working Gr. 8.4, No. 56, 1988.

Försök med axiellt balastade plastiskt deformerbare upplagscylinder till skydd mot markskakningar, Kungl Fortifikationsförvaltning Forskningsbyrån, Rapport nr.117:1, 1966.

Timošenko, S. P.: Ob ustojčivosti uprugich sistēm, Kyjev, 1910; Einige Stabilitätsprobleme der Elastizitätstheorie, Zeitschrift für Mathematik und Physik, 1910; Sur la stabilité de systèmes élastiques, Annales des Ponts et Chaussées, 1913.

Bažant Z., Nedoma A., Spála K.: Nauka o pružnosti a pevnosti, technický průvodce sv.3, Česká matice technická, Praha 1944, str. 266.

Veselý J. Zkoušky vzorků nárazníkových trubek, část A – Statické zkoušky, Zpráva grantového projektu GA ČR 103/00/0093, Brno, 2001.

Veselý J. Zkoušky vzorků nárazníkových trubek, část B – Dynamické zkoušky, Zpráva grantového projektu GA ČR 103/00/0093, Brno, 2002.

Navrátil O., Křiváková J.: Počítačová simulace boulení stěny osově zatížené tenkostěnné trubky, zpráva Katedry mechaniky a částí strojů, Vojenská akademie v Brně, 2002.

Salajka V.: Zkoušky vzorků nárazníkových trubek, simulace dynamických zkoušek s využitím programu LS-DYNA, zpráva VUT FAST ÚSM, Brno, 2002.

Príspevek byl zpracován za podpory GA ČR, grantový projekt č. 103/00/0093.