



THE LOAD – CARRYING CAPACITY OF A CYLINDRICAL SHELL WITH CORROSION DAMAGE

Lubomír GAJDOŠ, Michal MICKA*

***Summary:** The problem of the load-carrying capacity of a thin-walled cylindrical shell, damaged by pitting and/or general corrosion and subjected to internal pressure, is solved for the concrete pipe of 520 mm in diameter and 5.9 mm in wall thickness, made from low-C steel ČSN 411373. The solution is realized by both the engineering procedure and the numerical modelling using the finite element method. Both approaches are based on the attainment of the limit state in the region of the thinned wall of the shell. The engineering procedure consists in modification of the Maxey formula for the residual strength of a pipe containing a corrosion defect. The cut-out of the shell with a specific defect, loaded by the uniform internal pressure, is used as the numerical model. Parametric studies are performed by both methods and a graph is plotted of the dependence of the defect depth on its length at the instant of failure of the pipe for a given internal operating pressure.*

1. ÚVOD

Konstrukční části vystavené působení agresivního okolního prostředí jsou zpravidla poškozovány korozním napadením povrchu, které může mít charakter jednotlivých důlků nebo jejich shluků vytvářejících souvislou plochu. Důsledkem je snížení únosnosti napadených konstrukčních částí, a to jak statické tak i cyklické (únarové) únosnosti. Typickými příklady jsou potrubí uložená v zemi, nebo tlakové nádoby v chemickém nebo energetickém průmyslu.

Podle objemového rozsahu a vlivu na omezení životnosti lze korozní poškození u válcových skořepin rozdělit do tří skupin: a) plošná koroze, b) důlková koroze a c) koroze pod napětím. K plošné korozi dochází tam, kde je porušená nebo odchlípnutá izolace vnějšího povrchu skořepiny, takže agresivní prostředí má k jejímu povrchu přístup a může po dlouhodobém působení vést k místnímu zeslabení ocelové stěny. Při tom je rychlost korozního zeslabování stěny většinou nepravidelná a přetržitá. Korozní proces vykazuje inkubační dobu, často dosti dlouhou, než začne makroskopické zmenšování tloušťky stěny. Zmenšování tloušťky stěny je geometricky nerovnoměrně rozděleno, takže reliéf zeslabení je složitý, plný důlků a výčnělků mezi nimi. Zeslabené plochy mají často velikost dlaně nebo i větší a jejich rozměry jsou mnohonásobně větší než tloušťka stěny.

Důlková koroze je formou lokalizovaného narušení povrchu kovu, jehož důsledkem jsou důlky na povrchu tělesa. Nejdříve vzniká v místech s porušenou pasivní vrstvou bod, který pak roste jak do hloubky, tak i do šířky. Inkubační doba, která předchází vzniku viditelných důlků, trvá měsíce až roky v závislosti na materiálu a na korozním prostředí. Avšak jakmile korozní důlek jednou

* Ing. Lubomír Gajdoš, CSc., Ústav teoretické a aplikované mechaniky AV ČR,
Prosecká 76, 190 00 Praha 9, gajdos@itam.cas.cz
Ing. Michal Micka, CSc., Ústav teoretické a aplikované mechaniky AV ČR,
Prosecká 76, 190 00 Praha 9, micka@itam.cas.cz

vznikne, proniká kovem rostoucí rychlostí. Důlky mohou být malého nebo velkého průměru, avšak ve většině případů je jejich průměr relativně malý. Podle britské Pipeline Integrity International lze uvažovat, že průměr korozních důlků je menší než trojnásobek tloušťky stěny. Pokud by průměr důlku přesáhl trojnásobek tloušťky stěny, bylo by nutno posuzovat toto poškození jako plošnou korozi. Důlky jsou někdy izolované a někdy se nacházejí tak blízko sebe, že připomínají velmi hrubý a nerovný povrch. Postupem času může dojít k jejich spojování a prohlubování v nepravidelném reliéfu celkového oslabení. Pak lze toto poškození označit jako plošnou korozi.

Třetí typ koroze, s kterým se lze u válcových skořepin setkat, je koroze pod napětím. Tento proces porušování vyžaduje počáteční existenci ostrého defektu povrchové vrstvy stěny, neboť je nezbytné, aby místní hladina napětí v tahu byla vysoká a otevíraly se cesty agresivnímu médiu do kořene vady. Protože zde není možnost pohlcování deformační energie ve vyvinutých plastických zónách, jak je tomu u únavového procesu, energie se pohlcuje vytvářením celé sítě trhlin (volných ploch) před čelem defektu a rozptylem energie do sousedních nečistot a slabých míst struktury. Nastává tedy větvení trhlin a spojování malých trhlin v celé exponované oblasti. I když je koroze pod napětím nejnebezpečnějším typem korozního poškození, nedochází zde přímo k úbytku tloušťky stěny, ale k jejímu znehodnocení výskytem sítě korozně-napěťových trhlin. Koroze pod napětím není proto v tomto příspěvku předmětem hodnocení ve vztahu k pevnostní únosnosti válcové skořepiny.

2. INŽENÝRSKÝ POSTUP HODNOCENÍ

Pro hodnocení pevnostní únosnosti válcové skořepiny s povrchovým plošným poškozením jsme vypracovali přibližnou výpočetní metodu, která vychází z Maxey-ho rovnice povrchového defektu [1]:

$$\sigma_f = R_{fs} \frac{1 - \frac{A}{A_0}}{1 - \frac{A}{A_0} \frac{1}{M_T}} \quad (1)$$

kde σ_f je lomové obvodové napětí
 R_{fs} je mez flow stress
 A je plocha defektu v podélném řezu válcové skořepiny
 A_0 je plocha obdélníku o tloušťce stěny t a délce defektu L a
 M_T je Foliasův faktor, který vyjadřuje vliv zakřivení skořepiny

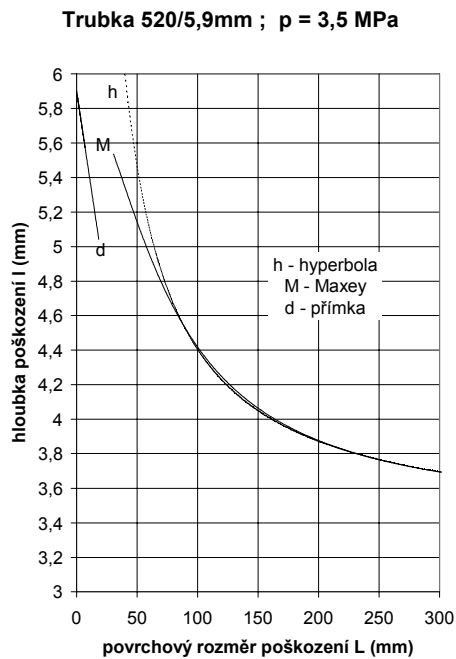
s povrchovým poškozením a je dán vztahem

$$M_T = \left[1 + 1,255 \frac{(L/2)^2}{Rt} - 0,0135 \frac{(L/2)^4}{R^2 t^2} \right]^{1/2} \quad (2)$$

Ve vztahu (2) je L povrchová délka defektu, R je poloměr skořepiny a t tloušťka stěny skořepiny.

Platnost rov. (1) byla ověřena velkým počtem experimentů v měřítku 1:1 - [2]. Ačkoli jsou korozní důlky nebo skupiny důlků zpravidla nepravidelné s ohledem na velikost, tvar a rozdělení, zkoušky na zkorodovaných trubkách ukázaly, že korozní plošné poškození se chová tak, jako povrchový defekt obdélníkového tvaru. Na 47 trubkách bylo zjištěno, že poměr mezi skutečným lomovým napětím $\sigma_{f,sk}$ a vypočteným lomovým napětím σ_f dle rov. (1) se pohyboval mezi hodnotami 0,67 a 1,56, přičemž průměr činil 1,03 a směrodatná odchylka byla $\pm 0,17$. Poměrně velký rozsah výsledků ukazuje na obtížnost modelování geometrie korozních plošných poškození jednoduchými vztahy. Avšak skutečnost, že průměrná hodnota poměru $\sigma_{f,sk} / \sigma_f$ ze 47 zkoušek byla 1,03 naznačuje, že chování korozních defektů je podobné chování podélně vyfrézovaných drážek, a to přesto, že jejich nepravidelné tvary způsobují větší rozptyl výsledků predikce, než predikce pro vyfrézované drážky. Stojí za připomínku, že Maxeyho rovnici si vzal za základ i americký předpis pro přepravu plynu [3] s tím, že ve snaze o zvýšení konzervativnosti výpočtu uvažuje hloubkový profil korozního poškození parabolického tvaru. Pak je plocha defektu v podélném řezu válcové skořepiny rovna hodnotě $A = 2/3 \cdot L \cdot t$.

Výsledky experimentálních analýz na potrubí s plošnými defekty [4] ukázaly, že plošná zeslabení stěny nejsou tak nebezpečná, jak by se na první pohled zdálo. Zbytek tloušťky stěny, tedy ligament, může být zeslaben velmi podstatně, aniž je dosaženo kritického protržení stěny. Proto je v našem výpočetním modelu uvažována plocha defektu v podélném řezu jako u podélné drážky, tedy $A = L \cdot t$. V souladu s PII (Pipeline Integrity International) uvažujeme podélný rozsah plošného



Obr.1. Nahrazení Maxeyho funkce hyperbolou

velmi malý. Z teorie rotačně symetrických

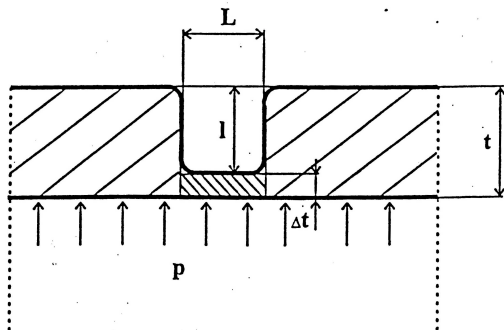
poškození $L > 3t$. Maxey-ho rovnici (1) uvažujeme ve formě závislosti $l = f_M(L)$ pro vnitřní tlak média $p (= \sigma_f \cdot 2t/D)$. Tuto závislost lze s velmi dobrým přiblížením nahradit hyperbolickou závislostí

$$l = b + \frac{k}{L} \quad (3) \quad \text{kde konstanty } b, k \text{ se určí metodou nejmenších čtverců.}$$

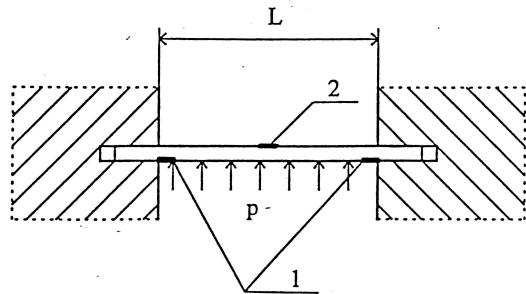
Příklad nahrazení Maxey-ho funkce f_M hyperbolou (3) ukazuje obr.1 pro trubku $\varnothing 520/5,9$ mm zatížená vnitřním přetlakem $p = 3,5$ MPa. Jak odsud plyne, je souhlas obou průběhů výborný pro podélný rozměr plošného poškození větší než asi 80mm. Rozdíly mezi oběma průběhy se zvětšují směrem klesajícího podélného rozměru poškození. Zde je nutno si uvědomit, že pro hodnoty $L \approx 3t$ by se průběhy uvedených závislostí měly blížit závislosti $l = f_D(L)$ pro důlkovou korozi. Ukážeme si proto nyní, jak lze funkci $f_D(L)$ popsat.

Je zřejmé, že mezní stav válcové skořepiny narušené důlkovou korozí neurčuje průměrná hloubka důlků nebo jejich počet, ale nejhlubší důlek. Proto je třeba analyzovat model velmi hlubokého a rozsahem omezeného důlku ($L < 3t$) podle obr.2.

Uvažujeme tedy tenkou kruhovou desku o průměru L vetknutou na okrajích do nezeslabené stěny. Tuto představu lze použít, pokud je důlek hluboký a rozsahem velmi malý. Z teorie rotačně symetrických



Obr.2. Tvar malého důlku



Obr.3. Výpočtový model malého důlku

straně působícího rovnoměrného spojitého břemene (vnitřního tlaku plynu) - bod 1 na obr.3 - je

$$\sigma_r = \frac{3}{16} p \left(\frac{L}{\Delta t} \right)^2 \quad (4) \quad \text{kde } \Delta t \text{ je tloušťka kruhové desky (ligamentu).}$$

Uprostřed desky na protější straně vzhledem k působícímu rovnoměrnému spojitému břemenu (vnitřnímu tlaku plynu) p - bod 2 na obr.3 - jsou radiální i tečné napětí stejné a jejich velikost je

$$\sigma_r = \sigma_t = 0,1225 p \left(\frac{L}{\Delta t} \right)^2 \quad (5) \quad \text{Porovnáním vztahů (4) a (5) je zřejmé, že radiální napětí } \sigma_r \text{ v místě 1 je asi o 53\% větší než napětí v místě 2. S korekcí na dvojosou napjatost v bodě 1 } \{ \sigma_{ekv} = 0,1666 p (L/\Delta t)^2 \} \text{ však klesne toto zvýšení jen na 36\%. Všimneme-li si dále obr.2, znázorňujícího tvar korozního důlku, je zřejmé, že skutečná}$$

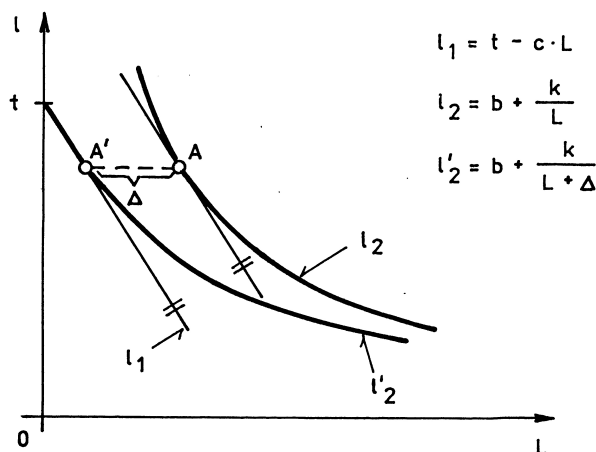
úroveň napjatosti v bodě 1 bude ještě menší, neboť po obvodových okrajích myšlené kruhové desky je její tloušťka větší, než uvažovaná ve výpočtu. Je proto rozumné vycházet z napětí v bodě 2 (uprostřed desky) a jako mezní podmínku únosnosti brát dosažení meze flow stress v tomto bodě. Na rozdíl od tenké kruhové desky, vetknuté po obvodu tak, že vetknutí nevnaší do desky další napětí, je třeba v případě ligamentu hlubokého důlku ve stěně trubky uvažovat ještě napětí přenášené stěnou, do níž je ligament "vetknut". Budeme uvažovat napětí, působící ve stěně v obvodovém směru, tedy $\sigma_\varphi = pD/(2t)$, kde D je průměr potrubí a t je tloušťka stěny. Pak výsledný vztah pro určení mezních rozměrů důlku (průměru a tloušťky ligamentu) bude mít tvar:

$$\frac{R_{fs}}{p} = 0,1225 \left(\frac{L}{\Delta t} \right)^2 + \frac{D}{2t} \quad (6) \quad \text{nebo} \quad \frac{R_{fs}}{p} = 0,1225 \left(\frac{L}{t-l} \right)^2 + \frac{D}{2t} \quad (7)$$

Rov.(7) lze upravit na tvar

$$l = t - c \cdot L \quad (8) \quad \text{kde} \quad c = \sqrt{\frac{0,1225}{\frac{R_{fs}}{p} - \frac{D}{2t}}} \quad (9)$$

Pro dané rozměry trubky (D, t), mechanické vlastnosti materiálu trubky (mez flow stress) a zatěžovací tlak plynu (p) má parametr c konstantní hodnotu. Znázorníme-li závislost (8) graficky pro již uvažovanou trubku $\varnothing 520/5,9$ mm s mezí flow stress $R_{fs} = 349$ MPa při tlaku $p = 3,5$ MPa (viz obr.1), dostaneme přímkou procházející bodem [$L=0; l=t=5,9$] se sklonem c , daným vztahem (9). Tato přímka leží pod průběhem Maxey-ho křivky i hyperboly (3), což znamená, že predikce dle Maxey-ho pro malé hodnoty povrchového rozměru L neposkytuje dostatečně konzervativní výsledky. Pro hodnoty L blíží se nule by měla totiž závislost $l = f(L)$ pro plošnou korozi přecházet do přímkové závislosti důlkové koroze, zobrazené na obr.1 přímkou d. Pro určení mezní závislosti $l = g(L)$ pro reálně pozorované povrchové rozměry poškození ($0 < L < D/2$) postupujeme dle naší metody tak, že hyperbolu (3) posuneme doleva, tj. směrem klesajících hodnot povrchového rozměru poškození L o hodnotu Δ , která zajistí dotyk hyperboly (3) s přímkou (8). Postup je zřejmý z obr. 4. Na tomto obrázku je znázorněna hyperbola l_2 , daná vztahem (3), dále přímka l_1 , daná vztahem (8), a výsledná mezní křivka, tvořená



Obr.4. Úprava závislosti únosnosti trubky na rozměrech korozního poškození

hyperbolou l_2 pro $L > L_{A'}$ a přímkou l_1 pro $0 < L < L_{A'}$. Z obr.4 vyplývají následující hodnoty souřadnic bodů A, A' a posunutí Δ :

souřadnice bodu A:

$$x_A = L_A = \sqrt{\frac{k}{c}}$$

$$y_A = l_A = b + \sqrt{c \cdot k}$$

souřadnice bodu A':

$$x_{A'} = L_{A'} = \frac{t-b}{c} - \sqrt{\frac{k}{c}}$$

$$y_{A'} = l_{A'} = l_A = b + \sqrt{c \cdot k}$$

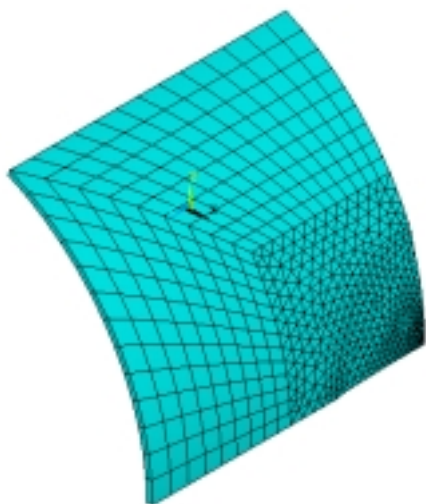
posunutí hyperboly l_2 :

$$\Delta = L_A - L_{A'} = 2\sqrt{\frac{k}{c} - \frac{t-b}{c}}$$

Aplikujeme-li tento postup na uvažovanou trubku $\varnothing 520/5,9\text{mm}$, dostaneme pro zatížení vnitřním tlakem $p = 3,5 \text{ MPa}$ mezní křivku, uvedenou na obr.8.

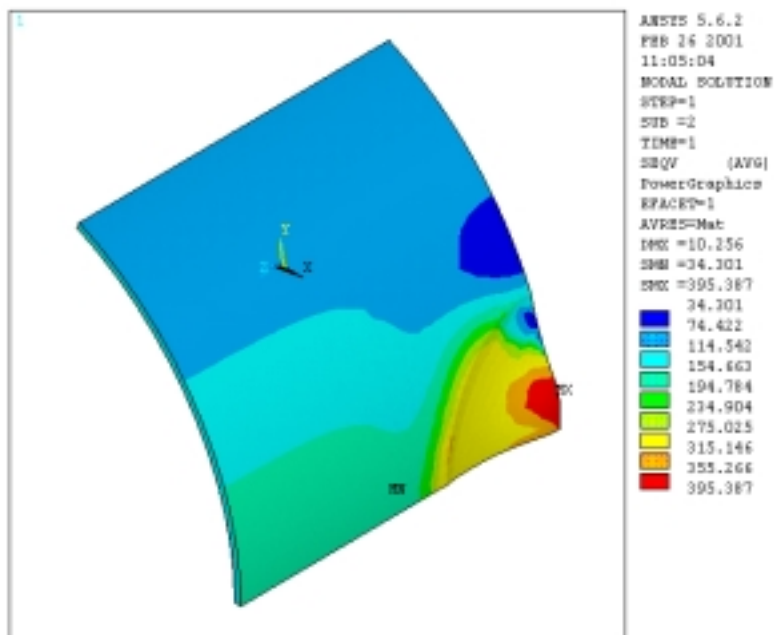
3. MODELOVÁNÍ METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Dříve popsáný postup úpravy křivky pevnosti trubky vycházel z daného tvaru malého korozního důlku blízkého válci. V Maxey-ho metodě výpočtu se předpokládá obdélníkový tvar vady v podélném směru. Malé důlky v praktických případech se blíží rotačnímu elipsoidu. Výpočet napjatosti v okolí takové vady je analytickými metodami obtížný a proto byla provedena výpočtová studie metodou konečných prvků programem ANSYS. Studie byla pojata jako parametrická, byly měněny hlavní rozměry korozní vady ve tvaru poloviny rotačního elipsoidu a pro daný tlak 3,5 MPa řešena únosnost trubky s takovou vadou. Na povrchu pláště měla vada tedy kruhový tvar, v příčném i podélném řezu trubkou měla vada tvar půlelipsy. Kratší poloosa byla hloubkou korozní vady. S využitím symetrie byl modelován trojrozměrně výřez z trubky se čtvrtinou důlku s okolím dosahujícím dvojnásobku průměru vady. Byly použity objemové izoparametrické 21-uzlové prvky, na vnitřním povrchu trubky byl zaveden konstantní tlak plynu a na okrajích výřezu podmínky symetrie.

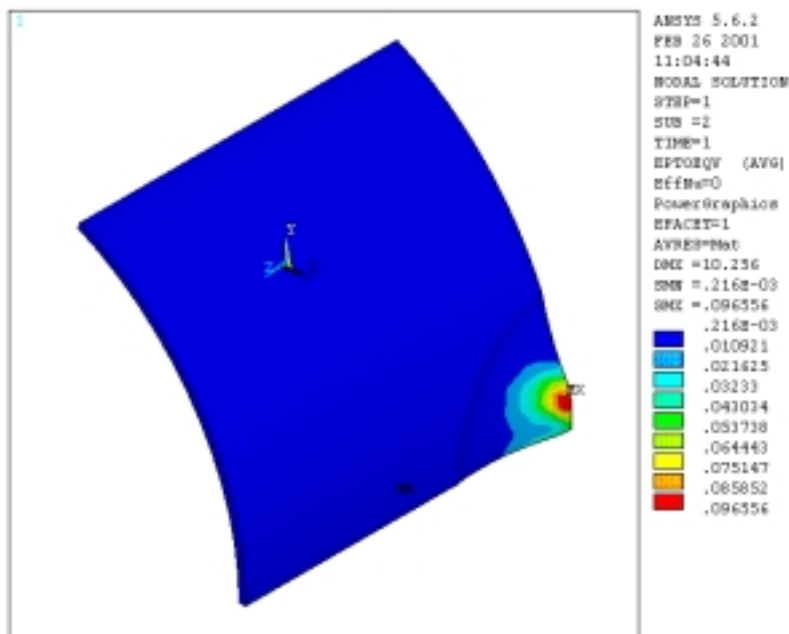


Obr. 5. Model korozního poškození

Při výpočtu se vycházelo z metodiky posouzení korozních vad Maxey-em, byl tedy hledán stav velmi blízký vyčerpání únosnosti materiálu. V daném



Obr.6. Průběh napětí dle HMH pro tlak 3,5 MPa v korozní vadě



Obr.7. Průběh celkové deformace v korozní vadě dle HMH pro tlak 3,5 MPa

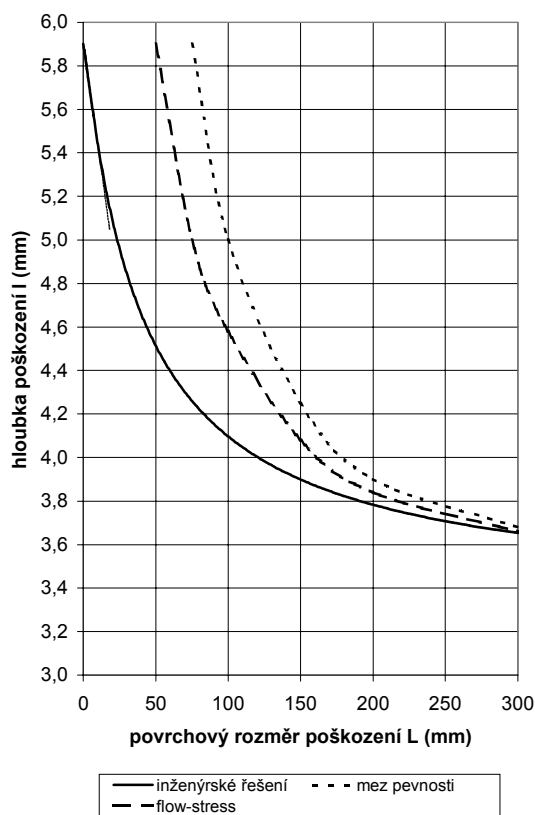
příkladu byla použita energetická podmínka únosnosti Huber-Miseses-Hencky, kde ekvivalentní napětí se srovnávalo s mezí pevnosti materiálu a v druhém případě s hodnotou meze flow-stress. Materiálem byla ocel ČSN 411373, jejíž pracovní diagram byl získán tahovou zkouškou na vzorcích ze skutečné trubky ϕ 509/5,9 mm. S tímto pracovním diagramem bylo také uvažováno v pružnoplastickém výpočtu.

Parametrickou studií pro různé průměry korozní vady bylo pro daný tlak 3,5 MPa hledána hloubka vady, aby byla splněna výše zmíněná pevnostní podmínka. Na obr. 6. a 7. je pro případ důlku o průměru vady $L = 200$ mm a hloubce korozní vady $l = 3,9$ mm vidět výsledné napětí popř. celková deformace podle HMH v korozní vadě. Po vynesení hodnot délky vady L a hloubky vady l do grafu pro řadu vypočtených případů lze proložit křivku obdobnou křivce dle Maxey-e.

4. ZÁVĚR

Z grafu lze usoudit, že pro rozměry plošné korozní vady popsaného korozního rotačně eliptického typu jsou pro tlak 3,5 MPa, při kterém dochází k protržení trubky v místě koroze, velice blízké vztahu dle Maxey-e. Pro menší důlkové vady je upravený vztah Maxey-

Trubka 520/5,9mm; p = 3,5 MPa



Obr.8. Rozměry korozní vady při porušení

ho konzervativnější. Pro malé vady se výpočty ukázalo, že hloubka vady může být téměř totožná s tloušťkou skořepiny (trubky). Tato skutečnost se projevila i při experimentech týmu ÚTAM AV ČR. Je to dáno uvažovaným tvarem vady, kdy u malých korozních důlků je velké oslabení jen na velmi malé části dna důlku. Tloušťka dna se od středu ke krajům rychle zvětšuje a napětí vyvolané tlakem plynu se účinně roznáší do okolí vady klenbovým účinkem.

Pro rychlé posouzení konkrétní trubky s korozním poškozením je velmi praktický inženýrský přístup a není od věci, že je více na straně bezpečnosti. Pro podrobnější výpočet i složitější vady je metoda konečných prvků užitečná, nevýhodou je nepoměrně větší pracnost.

Práce je podporována granty GA AV ČR r.č. A 2071903 a GA AV ČR r.č. A 2071004.

5. LITERATURA

- [1] W.A.Maxey, J.F.Kiefner, R.J.Eiber, A.R.Duffy: Ductile Fracture Initiation, Propagation and Arrest in Cylindrical Vessels. ASTM STP 514, 1972.
- [2] J.F.Kiefner: Corroded Pipe: Strength and Repair Methods. 5th Symposium on Line Pipe Research, American Gas Association, Houston, 1974, L-1.
- [3] Gas Transmission and Distribution Piping Systems. ASME Code for Pressure Piping, B31.8 – 1986 Edition, Appendix G-6, G-7.
- [4] L.Gajdoš a kol.: Spolehlivost plynovodních potrubí. Vydavatelství ČVUT Praha, 2000.
- [5] M Micka : Modelování vlivu geometrických imperfekcí na napjatost stěny. Sborník konference “7.ANSYS Users Meeting, 16.-17. září 1999, Čejkovice, vydal SVS FEM s.r.o. Brno, kap.1-8, 6 stran