

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**VLIV VÝROBNÍCH NAPĚTÍ NA BEZPEČNOST
VÁLCOVÝCH TLAKOVÝCH NÁDOB**

INFLUENCE OF PRODUCTION STRESSES ON THE SAFETY OF CYLINDRIC PRESSURE VESSELS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Andrej Krakovský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Jiří Burša, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Andrej Krakovský**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. Jiří Burša, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vliv výrobních napětí na bezpečnost válcových tlakových nádob

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hodnocení bezpečnosti tlakových nádob se běžně provádí za předpokladu nulových napětí v nezátíženém stavu. Pokud se ovšem válcová nádoba vyrábí ohýbáním (zakružováním) plechu, dochází při této operaci k překročení meze kluzu oceli a tedy porušení tohoto výchozího předpokladu, pokud není provedeno následné tepelné zpracování nádoby. Cílem práce je posoudit možný dopad těchto výrobních napětí na bezpečnost zvolené tlakové nádoby.

Cíle bakalářské práce:

- 1) Provést rešerši literatury se zaměřením na řešení válcových tlakových nádob a plastického ohybu.
- 2) Určit analyticky velikost výrobních napětí a přetvoření při zakružování plechů.
- 3) Posoudit výsledný deformačně-napěťový stav válcové nádoby se zahrnutím výrobních napětí a vyhodnotit jejich dopad na bezpečnost.

Seznam doporučené literatury:

Ondráček, Vrbka, Janíček, Burša: Mechanika těles, PPII. Skriptum VUT v Brně, CERM, 2006.

Gere, Timoshenko: Mechanics of materials, Springer, 2002.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Bakalárska práca sa zaoberá vplyvom výrobných napätí na bezpečnosť valcových tlakových nádob. Valcové tlakové nádoby sa vyrábajú zakružovaním plechov. Pri tejto operácii dochádza k prekročeniu medze klzu, čo zanecháva zvyškové napätia. Tieto napätia môžu ovplyvniť výslednú bezpečnosť nádoby, ak nie je vykonané následné tepelné spracovanie. V tejto práci sú zvyškové napätia analyticky vyrátané pre tlakovú nádobu cisternového vagóna a pre teoretickú hrubostennú nádobu. Následne je porovnaná bezpečnosť s a bez týchto zvyškových napätí. V poslednej časti je popísaný spôsob akým sa v praxi tieto napätia odstraňujú.

Kľúčové slová

valcová tlaková nádoba, zvyškové napätia, zakružovanie, ideálne pružne-plastický materiál, ohybový moment, priebeh napätia

Abstract

The bachelor thesis deals with influence of production stresses on the safety of cylindrical pressure vessels. Pressure vessels are made by sheet rolling. In this process the yield strength is exceeded, which leads to creating residual stresses. These stresses can influence final safety of vessels, if any heat treating isn't done. In this thesis residual stresses are analytically calculated for cylindrical pressure vessel of wagon tank and for theoretical thick-walled vessel. After that safety with and without residual stresses are compared. The last part of this thesis describes method of removing these stresses.

Key words

cylindrical pressure vessel, residual stress, sheet rolling, ideal elastoplastic material, bending moment, stress distribution

Bibliografická citácia

KRAKOVSKÝ, A. *Vliv výrobních napětí na bezpečnost válcových tlakových nádob*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 48 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Jirí Burša, Ph.D..

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som bakalársku prácu vypracoval sám pod vedením vedúceho bakalárskej práce prof. Ing. Jiřího Burši, Ph.D. a použitím odbornej literatúry a prameňov uvedených v zozname použitých zdrojov.

V Brne dňa 26.5.2017

.....
Andrej Krakovský

Pod'akovanie

Týmto ďakujem svojmu vedúcemu bakalárskej práce prof. Ing. Jiřímu Buršovi, Ph.D. za jeho odborné vedenie, cenné rady, trpezlivosť a ochotu, ktorú mi venoval počas písania tejto práce. Ďakujem firme Tatravagónka a.s. Poprad, ktorá mi poskytla ďalšie podklady a rady z praxe. A v neposlednom rade ďakujem svojej rodine a priateľom za podporu a pochopenie.

Obsah

1 Úvod.....	11
1.1 Ciele práce	11
2 Rešeršná štúdia.....	12
2.1 Tlaková nádoba.....	12
2.2 Druhy tlakových nádob a normy, ktoré ich upravujú	12
2.2.1 Valcové nádoby	13
2.3 Výroba valcových tlakových nádob.....	13
2.4 Zakružovanie.....	13
2.5 Zvyškové napätia	14
2.6 Ohýbanie tyčí a pásov malým zakrivením bez spevnenia	15
2.6.1 Ohýbanie úzkych tyčí	15
2.6.2 Ohýbanie širokých pásov.....	18
2.6.3 Zvyškové napätia pri ohýbaní.....	20
3 Výpočet zvyškových napätí - Cisternový vagón	22
3.1 Popis nádoby	22
3.2 Vstupy do výpočtu	22
3.3 Napätia od vnútorného tlaku.....	22
3.4 Ohybové momenty pri zakružovaní.....	23
3.5 Určenie zvyškových napätí pri ohýbaní úzkych tyčí.....	26
3.6 Určenie zvyškových napätí pri ohýbaní širokých pásov.....	29
3.7 Určenie pretvorenia pri zakružovaní plechu vagónu	31
3.8 Porovnanie a zhodnotenie výsledkov.....	32
4 Výpočet zvyškových napätí- Hrubostenná nádoba.....	33
4.1 Popis nádoby	33
4.2 Vstupy do výpočtu	33
4.3 Napätia od vnútorného tlaku.....	33
4.4 Ohybové momenty pri zakružovaní.....	35
4.5 Určenie zvyškových napätí.....	35
4.6 Určenie pretvorenia pri zakružovaní plechu.....	37
4.7 Porovnanie a zhodnotenie výsledkov.....	38
5 Odstraňovanie zvyškových napätí	39
5.1 Úprava zvyškových napätí u cisterny nákladného vagóna	39
5.2 Vplyv tlakovej skúšky na hrubostennú nádobu	39
5.3 Zakružovanie za tepla	41
5.4 Autofretáž	41
6 Záver	43
Zoznam použitých zdrojov	44
Zoznam použitých skratiek a symbolov	45
Zoznam obrázkov.....	46
Zoznam grafov	47
Zoznam tabuliek.....	48
Prílohy.....	48

1 Úvod

Bakalárska práca sa zaoberá vplyvom výrobných napätí, spôsobených technológiou výroby zakružovaním, na bezpečnosť valcových tlakových nádob. Ako tlakové nádoby sú vybrané cisterna nákladného vagóna a teoretická hrubostenná valcová nádoba. Pre tieto nádoby sú na úrovni Pružnosti a Pevnosti 2 spočítané príslušné napätia od vnútorného pretlaku. Pre cisternu vagóna je zvolený škrupinový model.

Na tlakové nádoby sú kladené vysoké nároky na bezpečnosť. Tlakové nádoby sa vyrábajú ohýbaním (zakružovaním) plechov. Pri tejto tvárniacej operácii dochádza k prekročeniu medze klzu a teda k plastickým deformáciám. Tie spôsobujú v materiáli vznik vnútorných zvyškových napätí. V praxi sa v závislosti od účelu nádoby odstraňujú následným tepelným spracovaním (žíhaním). V tejto práci je skúmané, ako zmenia zvyškové napätia výslednú bezpečnosť nádob, ktoré nie sú následne tepelne spracované. Tento problém je značne komplikovaný, preto sú použité rôzne zjednodušujúce predpoklady a modely.

Pri písaní tejto práce som spolupracoval s firmou Tatravagónka a.s. Poprad, ktorá mi poskytla informácie o rozmeroch, vnútornom pretlaku a postupe výroby cisternových vagónov, ktoré boli použité ako vstupné parametre. Postup výpočtu prezentovaný v tejto práci by mal byť bez problémov aplikovateľný na tlakové nádoby valcového tvaru, ktorých pomer polomeru ku hrúbke steny je väčší ako 5.

1.1 Ciele práce

1. Vykonať rešerše literatúry so zameraním na riešenie valcových tlakových nádob a plastického ohybu.
2. Určiť analyticky veľkosti výrobných napätí a pretvorení pri zakružovaní plechov.
3. Posúdiť výsledný deformačne-napäťový stav valcovej nádoby so zahrnutím výrobných napätí a vyhodnotiť ich dopad na bezpečnosť.

2 Rešeršná štúdia

2.1 Tlaková nádoba

Tlaková nádoba je teleso skonštruované a zhotovené tak, aby v ňom mohla byť umiestnená tekutina pod tlakom za účelom tak uskladnenia, ako aj prepravy.

Látky – tekutiny sú uskladnené resp. prepravované pod tlakom a môžu byť v plynnom alebo kvapalnom skupenstve (v závislosti od percenta naplnenia nádoby, tlaku a teploty). Existuje veľa typov tlakových nádob, ktoré sa líšia svojou veľkosťou, tvarom, použitím a ďalšími špecifickými vlastnosťami.

Každá tlaková nádoba sa skladá z niekoľkých častí, ktoré sa dajú rozdeliť do troch základných skupín. Sú to časti pri prevádzke namáhané prevádzkovým tlakom média (napr. plášť, dná, hrdlá, príruby), časti nenamáhané prevádzkovým tlakom média (napr. pätko, sedlová podpora, úchyty) a špecifický výstroj tlakových nádob (napr. tlakomery, armatúry, poistné ventily, teplomery), ktorý sa volí podľa účelu, na aký bola tlaková nádoba navrhnutá. [1]

2.2 Druhy tlakových nádob a normy, ktoré ich upravujú

Druh tlakovej nádoby sa volí najmä podľa požadovaného objemu, vlastností skladovaného, poprípade prepravovaného média, a prevádzkových podmienok (hlavne prevádzkového pretlaku). Každý druh tlakovej nádoby má svoje využitie a svoje výhody.

Základne druhy sú:

- Guľové nádoby
- Toroidné a kvapkové nádoby
- Válcové nádoby



Obr. 2.1 Najpoužívanejšie druhy tlakových nádob (guľové, válcové), [3,2]

Konštrukciu a návrh tlakových nádob upravujú rôzne normy. Každá krajina resp. svetový región má svoje národné normy. Európska únia má harmonizované normy vytvárané európskymi normalizačnými organizáciami. Najčastejšie sa používajú európske normy EN 13445 alebo americké normy ASME BPVC (American Society of Mechanical Engineers – Boiler and Pressure Vessel Code), poprípade Európska smernica pre tlakové zariadenia PED (The Pressure Equipment Directive 97/23/EC).

Cisternový vagón, pre ktorý sú spočítané zvyškové napätia v tejto bakalárskej práci spĺňa normu STN EN 13445 a EN 14025, ďalej RID (poriadok pre medzinárodnú železničnú prepravu nebezpečného tovaru), platné vyhlášky UIC (Medzinárodný zväz železníc), odporúčania ERRI (Európsky železničný výskumný ústav) a ďalšie.

Pri dimenzovaní tlakových zariadení sa vykonáva kontrola voči medzným stavom konštrukcie s požadovanou bezpečnosťou. Na tomto princípe je zhotovená aj veľká časť normy EN 13445-3. Medzi medzné stavy, voči ktorým sa tlakové nádoby navrhujú a kontrolujú, sa radia: medzný stav plastickej únosnosti, únavová životnosť, strata stability a tečenie za vysokých teplôt (creep). [6]

2.2.1 Valcové nádoby

Táto práca sa prednostne zaoberá tlakovými nádobami v tvare valca, ktoré sú najbežnejšie používané. Ich plášť je tvorený valcovou škrupinou, ku ktorej sú privarené dná, poprípade strecha, ak sú uložené vertikálne.

Plášť sa vyrába z jednotlivých častí, takzvaných lubov, pričom je snaha o použitie čo najmenšieho počtu zvarových spojov. Luby sú potom tvorené jednotlivými zakruženými plechmi danej hrúbky. Dná týchto nádob môžu mať rôzne tvary. V praxi sa využívajú dná ploché, pologuľové, eliptické a kužeľové. Prechod medzi dnom a plášťom býva problémový a to kvôli zmene polomeru krivosti meridiánu, pri ktorom dochádza ku koncentráciám napätia. K tomuto problému sa pri horizontálne uložených nádobách pridáva aj problém s uložením nádoby. [4,5]

2.3 Výroba valcových tlakových nádob

Ako je už spomenuté vyššie, plášť valcovej nádoby vzniká zakružením plechu na zakružovačke (lub počítaný v kapitole 3 a zakružovačka, na ktorej sa vyrába, sú znázornené v prílohe, list 4) a následným zvarovaním ohnutých hrán.

Následne je po obvode zvarovaných viacero lubov k sebe a príslušné dná, čím sa vytvorí teleso celej tlakovej nádoby (zvarené teleso cisterny je znázornené v prílohe, list 3). Či už ide o zakružovanie alebo zvarovanie, obe operácie zanechávajú určitý nežiadúci účinok (deformácie a zvyškové napätia).

Plech, ktoré sú pri výrobe plášťa a cisterny ohýbané, zostávajú po ohnutí v ohnutom tvare takmer samovoľne. Na dosiahnutie tohoto stavu sa musí prejsť pri zakružovaní z elastického stavu do stavu plastického, kde nastávajú nevratné deformácie materiálu. Podstata je vysvetlená v kapitole 2.6 pre ohýbanie úzkych tyčí (prútov) s obdĺžnikovým priečnym prierezom a pre ohýbanie širokých pásov (plechov).

2.4 Zakružovanie

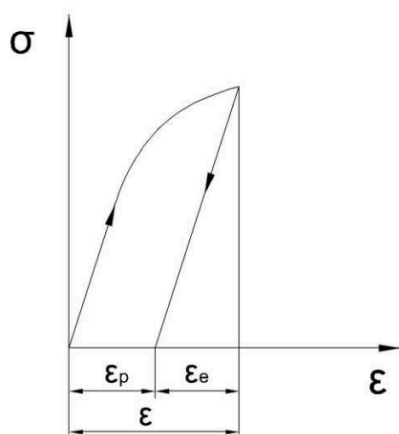
Zakružovanie je jeden z druhov technológie ohýbania. Ide o ohýbanie plechu medzi valcami. Princíp zakružovania spočíva v posúvaní materiálu medzi valcami, ktoré sa buď samovoľne otáčajú, alebo sú poháňané. Poloha valca sa dá regulovať podľa požadovaného výsledného polomeru zakruženia pásu. Na vnútornej strane ohybu

vznikajú tlakové napätia a na vonkajšej ťahové. Zakružovanie sa môže vykonávať za studena alebo za tepla, rozdiely sú vysvetlené v kapitole 5.3.

Pri ohýbaní dochádza ku dvom druhom deformácie. Ak sa teleso zaťaží a po odťažení sa neprejaví žiadne zmeny tvaru, ide o deformáciu elastickejšiu. Závislosť tejto deformácie na pôsobiacom napätí môže byť lineárna alebo nelineárna. Ak sa teleso po odľahčení zdeformovalo, ide o plastickejšiu (trvalú) deformáciu.

Od určitého polomeru zakrivenia dochádza v povrchových vrstvách materiálu ku plastickej deformácii. S ďalej sa zväčšujúcim ohybom sa znižuje veľkosť elastickejšieho jadra na úkor plastickejšieho povrchu. V medznom prípade môže dôjsť ku splastizovaniu celého prierezu materiálu a teda ku vytvoreniu plastickejšieho kĺbu. Celková deformácia ε je rovná súčtu plastickej ε_p a elastickej deformácie ε_e (obr. 2.2).

Pri zaťažovaní do plastickej oblasti vznikajú nové javy, ktoré v oblasti pod medzou klzu nevznikali. Ide o rozdielny priebeh odľahčovania a najmä o vznik zvyškovej, niekedy označovanej aj ako remanentnej, deformácie a napätosti aj po úplnom odľahčení. To je dôležitou vlastnosťou telies, ktorá vzniká samovoľne ako nepriaznivý jav, no dá sa aj využiť. [8,9]



$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_e \quad (2.1)$$

Obr. 2.2 Vznik plastickej deformácie, [8]

2.5 Zvyškové napätia

Zvyškové napätia sú napätia, ktoré zostávajú v súčasnosti aj po odstránení príčiny, ktorá ich spôsobila. Po technologických operáciách sú tieto napätia rozložené nerovnomerne, to znamená iba v určitej vrstve (objeme) materiálu súčasnosti. Zvyškové napätia môžu v určitých prípadoch výrazne ovplyvniť funkciu navrhovanej súčasnosti. Treba s nimi počítať už pri navrhovaní a dimenzovaní, aby bolo možné zaručiť vysokú prevádzkovú spoľahlivosť a životnosť súčasnosti.

Pri tvárnení môžu vznikať pod povrchom zvyškové napätia iba vtedy, ak došlo v povrchovej vrstve materiálu k plastickej deformácii. Zmysel týchto napätí (ťah alebo tlak) závisí od toho, ako k deformácii došlo.

Najčastejšie príčiny vzniku zvyškových napätí:

- nerovnomerná plastická deformácia
- nerovnomerný ohrev
- zmena štruktúry materiálu (nie sú nutné plastické deformácie)

Zvyškové napätia (deformácie) v súčasti, vznikajúce po odľahčení, sa dajú vypočítať ako rozdiel výsledných napätí (deformácií) a hodnôt napätí (deformácií) stanovených pre ideálne elastické teleso v celom rozsahu zaťažovania. Túto vetu je možné pre napätie zapísať formálne v tvare:

$$\sigma_{REZ} = \sigma_{skut.} - \sigma_{el.}^{fikt.} \quad (2.2)$$

Predchádzajúca veta funguje aj v elastickej oblasti, kde bude skutočná a fiktívna elastická hodnota napätia rovnaká a tak tu zvyškové napätia nebudú vznikať.[10]

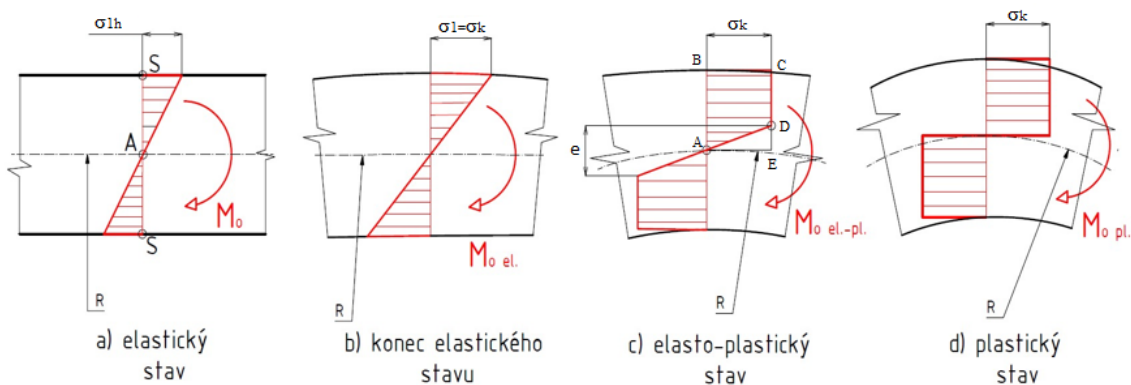
2.6 Ohýbanie tyčí a pásov malým zakrivením bez spevnenia

Pri ohýbaní (zakružovaní) vznikajú zvyškové napätia kvôli nerovnomernej plastickej deformácií. Dochádza ku plastickej pretvoreniu povrchovej vrstvy, zatiaľ čo materiál jadra je iba pružne deformovaný. Pri tomto procese nedochádza k výraznému zvýšeniu teploty. Keď teda pôsobí zakružovací valec pri nízkych teplotách na tvárniaci povrch, dochádza v povrchových vrstvách ku plastickej deformácii a po odľahčení teda ku vzniku zvyškových napätí. Na ich určenie je potrebné najskôr určiť potrebné ohybové momenty. Tie sú odvodené v nasledujúcich kapitolách.

Nasledujúce kapitoly sú vypracované podľa [8].

2.6.1 Ohýbanie úzkych tyčí

Ide o najjednoduchší prípad ohýbania s malým zakrivením tyče s prierezom pravouhlého štvoruholníka, ktorého šírka je menšia ako hrúbka.



Obr. 2.3 Rozloženie napätia v priereze ohýbaného materiálu v postupných fázach ohýbania, [8]

Pri takýchto rozmeroch ohýbaného materiálu je možné zanedbať napätie pôsobiace v smere šírky materiálu a predpokladať, že napätosť zodpovedá jednoosovému ťaženiu vlákien ležiacich na jednej strane od neutrálnej vrstvy alebo jednoosovému stláčaniu vlákien umiestnených na druhej strane. Kvôli zjednodušeniu je zanedbané spevnenie materiálu a teleso je považované za ideálne plastické. Pružná deformácia však bude braná do úvahy.

Hlavné smery deformácie a napätosti sú označené ako:

- 1 – pozdĺžny smer (osový), rovnobežný s osou ohýbaného materiálu,
- 2 – priečny smer (šírka materiálu), rovnobežný s povrchovými priamkami valcového povrchu ohybu,
- 3 – radiálny smer, kolmý k vonkajšiemu aj vnútornému povrchu ohýbaného materiálu.

V začiatkovej fáze ohýbania nastáva pružná deformácia materiálu. Vzťah medzi predĺžením ε_1 a napätím σ_1 v priereze ohýbanej tyče je v tejto fáze lineárny (obr. 2.3a) a ich hodnoty vo vrstve vzdialenej o x od stredovej čiary sa dajú určiť zo vzťahov:

$$\varepsilon_1 = \frac{x}{R} \qquad \sigma_1 = E \frac{x}{R} \qquad (2.3)$$

R označuje polomer zakrivenia strednej vrstvy v rovine 1-3 a E modul pružnosti v ťahu.

Najvyššie hodnoty napätia σ_1 a deformácie (predĺženia) ε_1 , ktoré budú v krajných bodoch prierezu S (obr. 2.3a), sa dajú určiť dosadením do vzorca (2.3) hodnoty $x = \pm \frac{h}{2}$, kde h je hrúbka ohýbaného materiálu. Po dosadení vyjde:

$$\varepsilon_{1h} = \pm \frac{h}{2R} \qquad \sigma_{1h} = \pm E \frac{h}{2R} \qquad (2.4)$$

Na určenie hodnoty ohybového momentu M je potrebné vypočítať napätie σ_1 pôsobiace v povrchovej vrstve priečného prierezu ohýbanej tyče o hrúbke h a šírke b , vzhľadom ku strednej prierezu A . Získa sa vzťah:

$$M = \frac{bh^2}{6} \sigma_{1h} \qquad (2.5)$$

Dosadením hodnoty σ_{1h} získanej z rovnice (2.4) do uvedeného vzorca je možné nájsť vzťah medzi zakrivením tyče $1/R$ a momentom M , vyvolávajúcim toto zakrivenie.

$$M = E \frac{bh^3}{12} \cdot \frac{1}{R}$$

alebo

$$\frac{1}{R} = \frac{M}{E \cdot J} \qquad (2.6)$$

Kde $J = \frac{bh^3}{12}$ je momentom zotrvačnosti prierezu ohýbanej tyče vzhľadom k neutrálnej osi.

Vzťah (2.6) je znázornený na obrázku 2.4 úsečkou OP vychádzajúcou z počiatku sústavy. Táto časť diagramu sa vzťahuje na pružnú fázu ohýbania.

Začiatok nasledujúcej fázy procesu, a to fáza plastických deformácií, nastane, ak dosiahne napätie v okrajových vrstvách materiálu σ_{1h} medze klzu σ_k (obr. 2.3b). Dosadením hodnoty σ_k miesto σ_{1h} vo vzorcoch (2.4) a (2.5) sa dostane hodnota zakrivenia $1/R_p$ a jej zodpovedajúca hodnota ohybového momentu:

$$M_p = \frac{bh^2}{6} \sigma_k \quad (2.7)$$

Pri ktorom začne plastická deformácia v okrajových vrstvách materiálu. Tomuto stavu zodpovedá na obr. 2.4 bod P.

Pri ďalšom zväčšení ohybu sa postupne zväčšuje hĺbka (množstvo) okrajových deformovaných vrstiev, kedy vnútorné vrstvy sú ešte v pružnom stave. Hrúbka vnútorných nedeformovaných vrstiev e sa dá určiť z rovnice (2.3) a z podmienky, aby sa napätie σ_1 na povrchu materiálu ($x = e/2$) rovnalo σ_k . Výsledkom je:

$$e = 2R \frac{\sigma_k}{E} \quad (2.8)$$

Pri určovaní ohybového momentu M , ktorý zodpovedá danej hrúbke pružnej vrstvy e , sa predpokladá, že lichobežníkové rozloženie osových napätí ABCD (obr. 2.3c) vzniklo zložením pravouhlého napätia ABCE s trojuholníkovým ADE opačného smeru. Moment vzhľadom k strednej prierezu A, zodpovedajúci týmto obom napätiam, bude:

$$M = \frac{bh^2}{4} \sigma_k - \frac{be^2}{12} \sigma_k = \frac{bh^2}{4} \sigma_k \left(1 - \frac{e^2}{3h^2} \right) \quad (2.9)$$

Použitím závislosti (2.8) je možné v uvedenom vzorci vyjadriť hrúbku pružnej vrstvy pomocou jej zodpovedajúceho polomeru zakrivenia R . Potom je výsledný vzťah medzi ohybovým momentom M a zakrivením $1/R$ tyče v oblasti plastických deformácií:

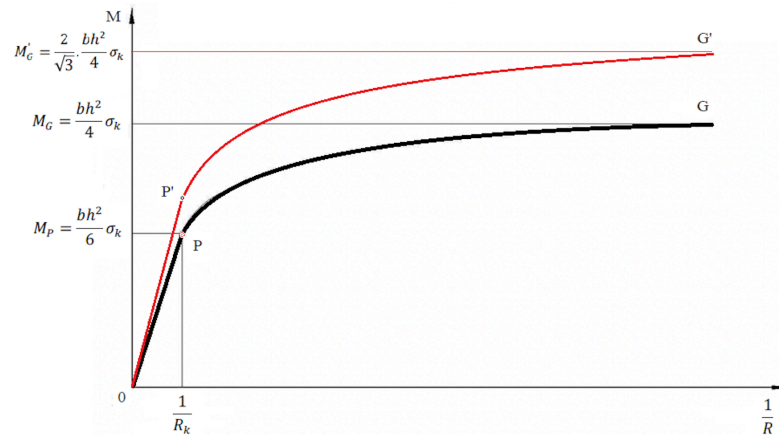
$$M = \frac{bh^2}{4} \sigma_k \left[1 - \frac{4R^2}{3h^2} \left(\frac{\sigma_k}{E} \right)^2 \right] \quad (2.10)$$

V diagrame (obr. 2.4) je znázornený krivkou PG.

Ako vyplýva zo vzťahu (2.8) a (2.10), znižuje sa spolu s rastom zakrivenia tyče $1/R$ hrúbka pružne deformovaného jadra e , klesajúca v hraničnom prípade na nulu, ako je znázornené na obr. 2.3d. Súčasne vzrastá ohybový moment M a blíži sa asymptoticky hodnote

$$M_G = \frac{bh^2}{4} \sigma_k, \quad (2.11)$$

zodpovedajúcej pravouhlému rozloženiu napätia. Z porovnania vzorcov (2.7) a (2.11) je zrejmé, že maximálna hodnota momentu v plastickom pásme M_G je o polovicu vyššia než hodnota momentu M_P , aký je v okamihu prvých plastických deformácií. Tento rozdiel predstavuje dolný odhad rezervy plastickej únosnosti.

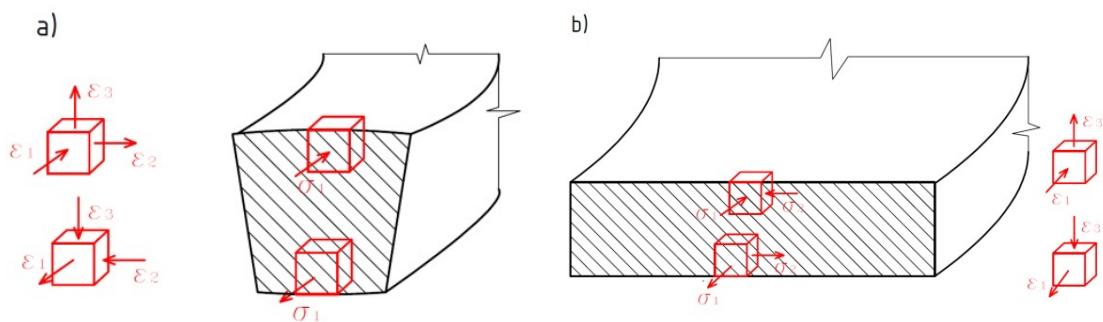


Obr. 2.4 Diagram: moment- zakrivenie, za predpokladu ideálne tvárneho telesa. Čierna čiara platí pre ohýbanie úzkych tyčí, červená čiara pre ohýbanie širokých pásov, [8]

2.6.2 Ohýbanie širokých pásov

Pri ohýbaní úzkych tyčí sa predpokladalo, že predĺženie alebo skrátenie vlákien materiálu v pozdĺžnom smere je sprevádzané zmenšovaním alebo zväčšovaním ich priečných rozmerov. Z toho vyplýva, že šírka ohýbanej tyče sa zväčšuje na vnútornej strane ohybu a zmenšuje na strane vonkajšej tak, ako je znázornené na obr. 2.5a.

Uvedený druh schémy deformácií sa môže vyskytovať iba u tyčí veľmi úzkych v porovnaní s ich hrúbkou. Ak je oproti tomu ohýbaný materiál značne široký, ako je znázornené na obr. 2.5b, sú deformácie materiálu v jeho šírke sťažené a v strednej časti širokých pásov k nim prakticky vôbec nedochádza. Dochádza teda približne k rovinatej deformácii ($\varepsilon_2 = 0, \varepsilon_1 = -\varepsilon_3$), pri ktorej sa zmena dĺžky vlákna v pozdĺžnom smere kompenzuje výhradne zmenou jeho hrúbky v smere radiálnom.



Obr. 2.5 Schéma napätí a deformácií a zmena priečného prierezu pri ohýbaní: a) úzkych tyčí, b) širokých pásov, [8]

Zmene šířky materiálu v priebehu jeho tvárnenia bránia prídavné napätia σ_2 pôsobiace v smere šířky pásu (okrem osových napätí σ_1) (obr. 2.5b). Musí preto dôjsť miesto k jednosmerne ťahovej deformácii k deformácii nerovnomerne rovinatej.

Hodnotu napätí σ_2 pôsobiacich v smere šířky je možné určiť v rozmedzí pružných deformácií z podmienky, aby sa deformácia ε_2 , ktorá je vo všeobecnom prípade vyjadrená vzorcom

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu (\sigma_3 + \sigma_1)] \quad (2.12)$$

rovnala nule. Neberúc do úvahy napätia pôsobiace v radiálnom smere ($\sigma_3 \cong 0$), bude mať táto podmienka tvar:

$$\sigma_2 = \mu \sigma_1 \quad (2.13)$$

S prihliadnutím na túto závislosť je možné vyjadriť pre pružnú rovinnú deformáciu všeobecnú závislosť medzi napätím σ_1 a deformáciou ε_1 v tvare:

$$\sigma_1 = \frac{E}{(1 - \mu^2)} \varepsilon_1 \quad (2.14)$$

Z toho vyplýva, že pri rovnakej deformácii ε_1 bude napätie σ_1 väčšie u širokých pásov v pomere $1/(1 - \mu^2)$, ako pri ohýbaní úzkych prútov. V rovnakom pomere vzrastie aj ohybový moment M , ktorý je v pružnej fáze deformácie viazaný so zakrivením $1/R$ vzťahom:

$$\frac{1}{R} = \frac{(1 - \mu^2) M}{EJ} \quad (2.15)$$

Tento vzťah je na obr. 2.4 znázornený červenou krivkou OP. V oblasti plastických deformácií sa určí veľkosť priečného napätia σ_2 z podmienky, aby sa pri rovinatej deformácii podľa schémy $\varepsilon_2 = 0$, $\varepsilon_1 = -\varepsilon_3$ (predpokladá sa nestlačiteľnosť materiálu) radiálne napätie σ_3 rovnalo nule.

Hodnoty hlavných napätí ovplyvní použitá podmienka plasticity. V tomto prípade je použitá podmienka HMH, ktorá je menej konzervatívna ako $\max \tau$. V Mohrovom diagrame je podmienka $\max \tau$ znázornená ako pravidelný šesťuholník a podmienka HMH ako valec. Tam, kde sa šesťuholník a valec dotýkajú (vrcholy šesťuholníka), dávajú obe podmienky plasticity rovnakú bezpečnosť. Tieto body odpovedajú napríklad jednoosej, alebo rovnomernej napätosti. Naopak v strede strany šesťuholníka je rozdiel medzi podmienkami plasticity najväčší (15%). Tento stav odpovedá šmykovej napätosti a aj riešenému prípadu ohýbania. Hodnoty hlavných napätí potom sú:

$$\sigma_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_k \quad \sigma_2 = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_k \quad \sigma_3 = 0 \quad (2.16)$$

V súlade s tým bude medzná hodnota momentu M'_G v oblasti plastických deformácií pre široké pásy plechu:

$$M'_G = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{bh^2}{4} \sigma_k \quad (2.17)$$

Je teda väčší asi o 15 %, ako v prípade ohýbania úzkych prútov s rovnakou hodnotou súčinu bh^2 , ako je znázornené na obr. 2.4. Použitím výrazu

$$\sigma'_k = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_k \quad (2.18)$$

vyjde vzorec:

$$M'_G = \frac{bh^2}{4} \sigma'_k \quad (2.19)$$

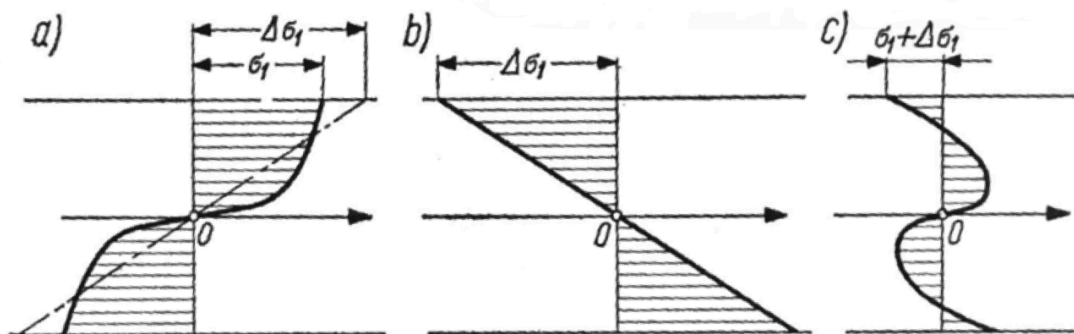
Hodnoty M_G a M'_G zodpovedajú týmto hraničným prípadom:

- tyčiam (nosníkom), u ktorých pomer šírky k hrúbke sa blíži nule
- pásom, u ktorých sa tento pomer blíži nekonečne veľkej hodnote

V medziľahlom prípade dosiahne ohybový moment hodnoty ležiace v hraniciach od M_G do M'_G .

2.6.3 Zvyškové napätia pri ohýbaní

Pri nevelkom (elastickom) ohybe tyče alebo pásu je rozloženie pozdĺžnych deformácií ε_1 približne lineárnou funkciou vzdialenosti uvažovaného vlákna od stredu prierezu. V priereze elasticko-plastickeho ohýbaného pásu vznikajú pozdĺžne napätia σ_1 , ktorých rozloženie je vyjadrené krivkou na obrázku 2.6a. Proces odľahčovania je sprevádzaný prírastkom napätia $\Delta\sigma_1$ s opačným znamienkom, ktorého rozloženie v priereze tyče je lineárne vzhľadom k pružnému charakteru procesu odľahčovania (obr. 2.6b). Skutočné napätia podľa obrázku 2.6a a prírastok napätia $\Delta\sigma_1$ vznikajúci v priebehu odľahčovania (obr. 2.6b) dávajú po úplnom odľahčení rovnakú absolútnu hodnotu ohybového momentu vzhľadom k stredu prierezu 0.



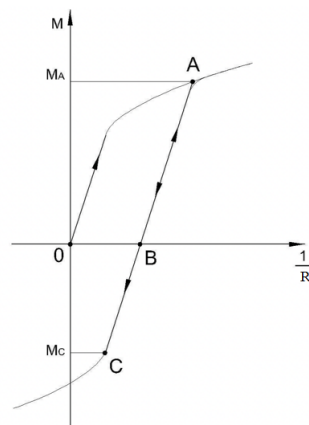
Obr. 2.6 Rozloženie napätia v priereze ohýbanej tyče: a) napätie vznikajúce v priebehu plastickej deformácie pri zaťažovaní, b) napätie v priebehu odľahčovania, c) zvyškové napätia, ktoré zostávajú v materiáli po odľahčení, [8]

V dôsledku postupného zaťažovania materiálu v oblasti trvalej deformácie vlákna už trvalo deformované bránia vláknám pružne deformovaným nadobudnúť po odľahčení pôvodnú dĺžku, čím vznikajú zvyškové napätia, ktoré sú výsledkom prekryvania stavu napätia σ_1 stavom napätia $\Delta\sigma_1$. Zvyškové napätia sú v každom bode algebrickým súčtom napätí σ_1 a $\Delta\sigma_1$, čo je znázornené na obrázku 2.6c.

Ako je zrejmé z tohto diagramu, na vonkajšom povrchu ohýbaného materiálu a teda vo vrstve, ktorá pri ohýbaní bola natáhaná, vzniknú po odľahčení tlakové zvyškové napätia. Naopak na vnútornej strane vzniknú ťahové zvyškové napätia.

Existencia zvyškových napätí má značný vplyv na pevnosť ohnutej súčasti. Ak je zaťažená momentom pôsobiacim v rovnakom smere ako pri ohýbaní, nastane plastická deformácia až keď hodnota momentu M prekročí hodnotu pôvodného momentu M_A , čo znázorňuje obrázok 2.7.

Ak sa naopak zaťaží ohnutá súčasť momentom opačného smeru, vznikne plastická deformácia pri značne nižšej hodnote tohto momentu M_C . Príčinou rozdielu v správaní materiálu sú zvyškové napätia, ktoré sa u krajných vlákien v prvom prípade odčítajú od napätí vyvolaných opätovným zaťažením a v druhom prípade sa sčítajú (Bauschingerov jav). Preto súčasti vyrábané ohýbaním (ako napríklad pružiny), majú byť pri svojej funkcii namáhané v smere zhodnom so smerom ich plastickej ohybovej deformácie.



Obr. 2.7 Vplyv napätia na pevnosť ohnutej súčasti: M_A -medzný moment pri namáhaní zhodnom so smerom ohýbania, M_C -pri namáhaní v opačnom smere, [8]

Vyššie popísané teórie sú použiteľné pre malé zakrivenia. Ak by ale bol pomer polomeru ku hrúbke steny menší ako 5, išlo by o veľké zakrivenie (chyba výpočtu >8%) a bolo by potrebné rátať pomocou teórie ohýbania pásov s veľkým zakrivením.

Podobne by bolo možné počítať zvyškové napätia s uvažovaním spevnenia materiálu, ku ktorému dochádza pri tvárnení za studena, no bolo by to komplikovanejšie.

3 Výpočet zvyškových napětí - Cisternový vagón

3.1 Popis nádoby

Ako cisternový vagón je vybraný model Zagns 54 m³ od firmy Tatravagónka a.s. Poprad, ktorá poskytla všetky potrebné parametre na výpočet (obrázok modelu- príloha, úvodný list, obrázok reálneho vagóna- príloha, list 1).

Tento vagón slúži na prepravu chlóru a oxidu siričitého, čo sú nebezpečné látky a preto musí byť dimenzovaný s patričnou rezervou na bezpečnosť. Obsahuje rôzne kontrolné merače a odpúšťacie ventily, ktoré by pri náhlom zvýšení tlaku časť látky odpustili, aby nedošlo k havárii.

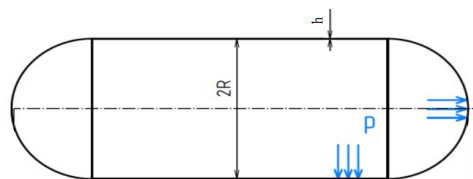
Vagón môže byť používaný pri klimatických podmienkach od -25°C do +50°C. Nenaložený má hmotnosť 25 ton a maximálna hmotnosť nákladu je 65 ton. Objem cisterny je 54 m³ a látka je prepravovaná pri pretlaku 1,4 MPa. Výpočtový pretlak je však vyšší a to 2,2 MPa. Pri tomto pretlaku sa tiež vykonáva tlaková skúška. Materiál lúbov je zväratelná jemnozrná oceľ s označením 1.8915 (P460NL1) a medzou klzu 460 MPa. [príloha]

Pre cisternu nákladného vagóna sú vyrátané napätia od vnútorného tlaku a tiež zvyškové napätia, ktoré v materiáli ostanú po zakružovaní na požadovaný polomer. Tie sú rátané podľa teórie ohýbania úzkych tyčí (prútov) a širokých pásov (plechov), ktoré sú vysvetlené v kapitole 2.6. Tie sú napokon porovnané medzi sebou a zároveň s MKP výpočtom uvedeným v prílohe. Taktiež je určené pretvorenie a vplyv zvyškových napätí na výslednú bezpečnosť.

3.2 Vstupy do výpočtu

Zadané sú rozmery nádoby, vnútorný tlak a medza klzu.

h= 10,5 mm
 R= 1275 mm
 p= 2,2 MPa
 $\sigma_k=460$ MPa



Obr. 3.1 Schéma počítanej nádoby

3.3 Napätia od vnútorného tlaku

Pre určenie napätí od vnútorného tlaku je použitá teória škrupín na úrovni Pružnosti a Pevnosti 2. Pomer polomeru nádoby ku hrúbke steny je niečo nad 120, takže škrupinový model, ktorý zanedbáva vo výpočte hrúbku steny je bez problémov dostačujúci. Vďaka použitej teórii budú napätia konštantné po hrúbke steny.

Tangenciálne napätie sa určí z rovnice číslo 3.1, ktorá vyšla odvodením z Laplaceovej rovnice[12].

$$\sigma_t = \frac{pR}{h} = \frac{2,2 \cdot 1275}{10,5} = 267,1 \text{ MPa} \quad (3.1)$$

Axiálne napätie pôsobiace v ose z (σ_z) sa vyráta z rovnice rovnováhy (3.2), kedy tlak pôsobiaci na vnútro čela musí byť v rovnováhe s napätím na ploche prierezu steny nádoby.

$$p\pi R^2 = \sigma_z \cdot 2\pi R h \quad (3.2)$$

$$\sigma_z = \frac{pR}{2h} = \frac{2,2 \cdot 1275}{2 \cdot 10,5} = 133,6 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

Redukované napätia podľa max τ a HMH a ich bezpečnosti vzhľadom k medznému stavu pružnosti sú:

$$\sigma_{red}^{max\tau} = \sigma_1 - \sigma_3 = 267,1 - 0 = 267,1 \text{ MPa} \quad (3.4)$$

$$k_k^{max\tau} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}^{max\tau}} = \frac{460}{267,1} = 1,72 \quad (3.5)$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} = \quad (3.6)$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2}((267,1 - 133,6)^2 + (267,1 - 0)^2 + (133,6 - 0)^2)} =$$

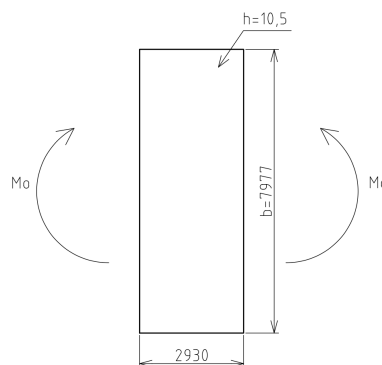
$$\sigma_{red}^{HMH} = 231,3 \text{ MPa}$$

$$k_k^{HMH} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}^{HMH}} = \frac{460}{231,3} = 1,99 \quad (3.7)$$

Jedná sa o typ napätosti s maximálnym rozdielom medzi oboma podmienkami plasticity.

3.4 Ohybové momenty pri zakružovaní

V tejto kapitole sú vyrátané momenty potrebné na zakruženie daného materiálu na požadovaný polomer.



Obr. 3.2 Zakružovaný polotovar

Najskôr je použitá teória ohýbania úzkych tyčí. Hodnota teoretického ohybového momentu tyče, ak by sa materiál nachádzal počas celej doby zaťažovania v elastickom stave, sa určí z rovnice 2.6. Vyjadrením momentu vznikne rovnica:

$$M_e = \frac{EJy}{R} = \frac{E \frac{bh^3}{12}}{R} = \frac{210000 \cdot \frac{7977 \cdot 10,5^3}{12}}{1275} = 126\,746\,318,4 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (3.8)$$

Maximálne teoretické napätie z tohoto momentu je:

$$\sigma_{max} = \frac{M_e}{W_o} = \frac{M_e}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{126\,746\,318,4}{\frac{7977 \cdot 10,5^2}{6}} = 864,7 \text{ MPa} \quad (3.9)$$

Pri použití teórie ohýbania širokých pásov vyjde tento moment z rovnice 2.15, ktorá má tvar:

$$\frac{1}{R} = \frac{(1-\mu^2) M'_e}{EJ} \quad (2.15)$$

Táto rovnica sa dá ešte upraviť do tvaru [11]:

$$\frac{1}{R} = \frac{M'_e}{Bb} \quad (3.10)$$

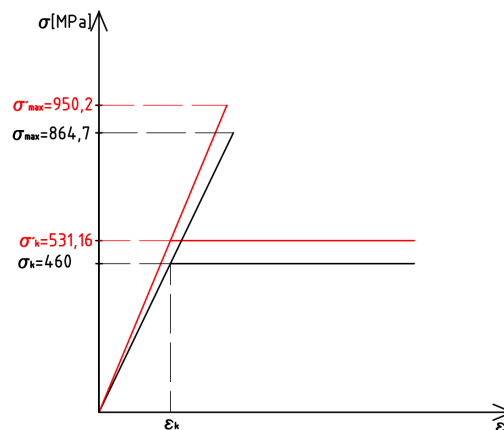
kde B je tuhosť dosky daná vzťahom:

$$B = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$$

Po dosadení vyjde elastický ohybový moment a napätie:

$$M'_e = \frac{Bb}{R} = \frac{Ebh^3}{12(1-\mu^2)R} = \frac{210000 \cdot 7977 \cdot 10,5^3}{12(1-0,3^2)1275} = 139\,281\,668,6 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (3.11)$$

$$\sigma'_{max} = \frac{M'_e}{W_o} = \frac{M'_e}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{139\,281\,668,6}{\frac{7977 \cdot 10,5^2}{6}} = 950,2 \text{ MPa} \quad (3.12)$$



Graf 3.1 Fiktívne lineárne pružné napätia (ak by bol materiál iba v elastickom stave)

Hodnoty maximálních ohybových napětí sú znázornené v grafe 3.1. Čierne hodnoty platia pre ohýbanie tyčí, červené pre pásy. Pri ohýbaní širokých pásov sa materiál začne plastizovať nie pri medzi klzu (σ_k), ale pri korigovanej medzi klzu (σ'_k), ktorá je daná vzťahom 2.18. Tento prepočet medze klzu, založený na Misesovej podmienke plasticity, je tam preto, aby sa nemuseli zohľadňovať priečne napätia (v ose z) v ohýbanom páse (ich pomer k pozdĺžnym je konštantný) a mohli sa pokladať za nulové.

Hodnoty momentov M_e, M'_e a z nich vzniknutých napätí sú odvodené za predpokladu lineárne elastickeho chovania materiálu v celom rozsahu napätia (ohýbania). To však neodpovedá fyzikálnej skutočnosti. Skutočný priebeh napätí sa bude líšiť. Ak predpokladáme model ideálne pružne plastického materiálu (zanedbáme spevnenie materiálu), tak tam, kde fiktívne napätie prekročí medzu klzu, zostane skutočné napätie na úrovni medze klzu a táto oblasť sa z dôvodu zachovania rovnováhy vnútorných síl začne plastizovať. Preto rovnice pre ohybové momenty (2.6 a 2.15) platia iba pod medzou klzu.

Po dosiahnutí medze klzu sa požadované plastické momenty pre teóriu tyčí vypočítajú z rovníc 2.7, 2.11 a 2.10.

$$M_p = \frac{bh^2}{6} \sigma_k = \frac{7977 \cdot 10,5^2}{6} \cdot 460 = 67\,425\,592,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (3.13)$$

$$M_G = \frac{bh^2}{4} \sigma_k = \frac{7977 \cdot 10,5^2}{4} \cdot 460 = 101\,138\,388,8 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (3.14)$$

$$M = \frac{bh^2}{4} \sigma_k \left[1 - \frac{4R^2}{3h^2} \left(\frac{\sigma_k}{E} \right)^2 \right] = \quad (3.15)$$

$$M = \frac{7977 \cdot 10,5^2}{4} \cdot 460 \left[1 - \frac{4 \cdot 1275^2}{3 \cdot 10,5^2} \left(\frac{460}{210000} \right)^2 \right] = 91\,597\,834,3 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Hodnota momentu M_p určuje začiatok fáze plastických deformácií (bod P v grafe 3.2), hodnota M_G vznik plastického klbu (bod G v grafe 3.2) a moment M reprezentuje moment potrebný pre zakruženie lubu cisterny na požadovaný polomer. Leží medzi M_p a M_G , teda nedôjde ku vzniku plastického klbu.

Obdobne pomocou rovnice 2.17 a dosadením korigovanej medze klzu (rov. 2.18) do rovníc 2.7 a 2.10 vyjdú tieto momenty pre ohýbanie širokých pásov. Tie sú znázornené v grafe 3.2 červenou farbou a sú vyššie zhruba o 15%.

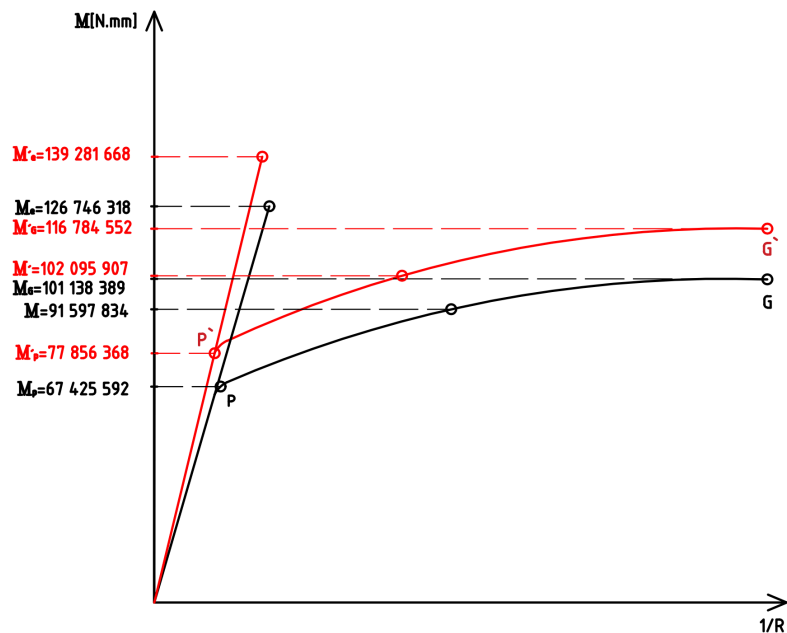
$$M'_p = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{bh^2}{6} \sigma_k = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{7977 \cdot 10,5^2}{6} \cdot 460 = 77\,856\,368 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (3.16)$$

$$M'_G = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{bh^2}{4} \sigma_k = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{7977 \cdot 10,5^2}{4} \cdot 460 = 116\,784\,551,9 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (3.17)$$

$$M = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{bh^2}{4} \sigma_k \left[1 - \frac{4R^2}{3h^2} \left(\frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_k}{E} \right)^2 \right] = \quad (3.18)$$

$$M = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{7977 \cdot 10,5^2}{4} 460 \left[1 - \frac{4 \cdot 1275^2}{3 \cdot 10,5^2} \left(\frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 460}{210000} \right)^2 \right] =$$

$$M = 102\,095\,907,5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$



Graf 3.2 Porovnanie momentov pri ohýbaní tyči (čierna) a pásov (červená)

K určení zvyškových napätí je ešte potrebné zistiť hrúbku vnútorných nedeformovaných (elastických) vrstiev. Tá sa pre tyče určí zo vzťahu 2.8.

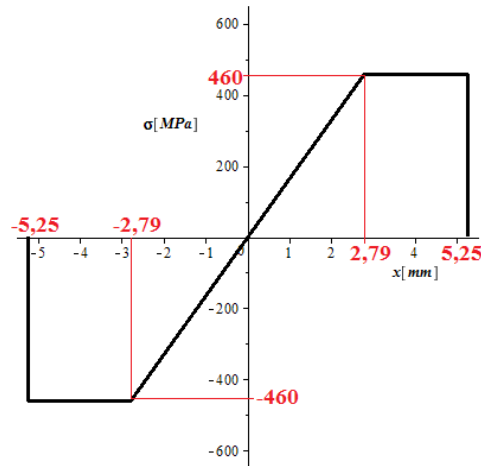
$$e = 2R \frac{\sigma_k}{E} = 2 \cdot 1275 \frac{460}{210000} = 5,587 \text{ mm} \quad (3.19)$$

Dosadením rovnice 2.18 do predošlého vzťahu vyjde táto hrúbka pre pásy ($e = 6,4498 \text{ mm}$). Stena má hrúbku 10,5 mm, takže v strede je nesplastizovaná vrstva materiálu s hrúbkou 6,4 mm v prípade pásov.

3.5 Určenie zvyškových napätí pri ohýbaní úzkych tyčí

Zvyškové napätia, ako je vysvetlené v kapitole 2.6.3, sa dajú určiť algebraickým súčtom napätí vznikajúcich pri zaťažovaní s napätiami od ťaženia.

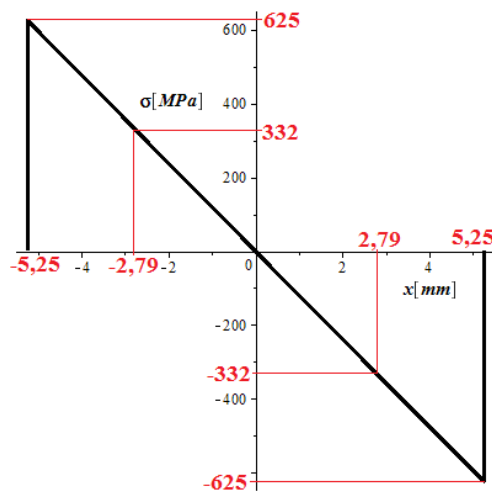
Zaťažujúce napätie (graf 3.3) sa určí zo známej hrúbky nesplastizovanej vrstvy (rov. 3.19). Táto vrstva bude rozdelená symetricky od bodu nulového napätia. Napätie v plastickej vrstve bude na medzi klzu.



Graf 3.3 Priebeh zaťažujúceho napätia po hrúbke materiálu

Zaťažujúce a odťažujúce napätie spôsobuje rovnaký moment určený z rovnice 3.15. Pri odťažujúcom napätí má však tento moment opačný smer. [13] Odťažujúce napätie (graf 3.4) má pružný charakter a jeho maximálna hodnota sa určí:

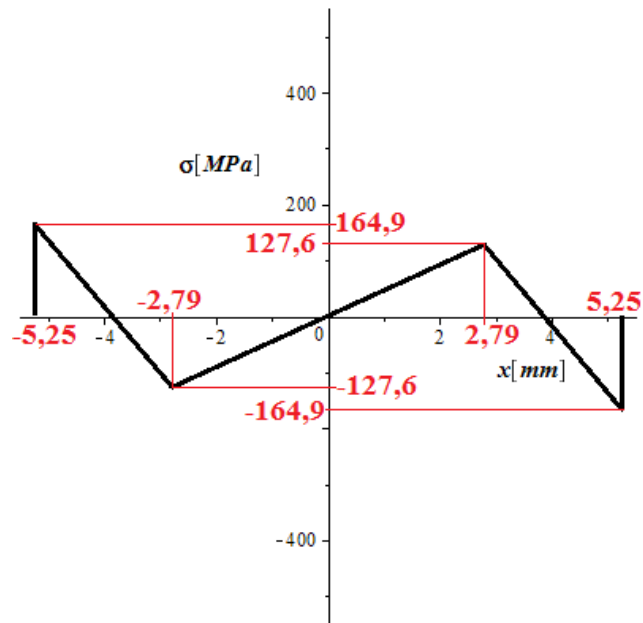
$$\sigma_{od} = \frac{M}{W_o} = \frac{M}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{91\,597\,834,3}{\frac{7977,10,5^2}{6}} = 624,91 \text{ MPa} \quad (3.20)$$



Graf 3.4 Priebeh odťažujúceho napätia po hrúbke materiálu

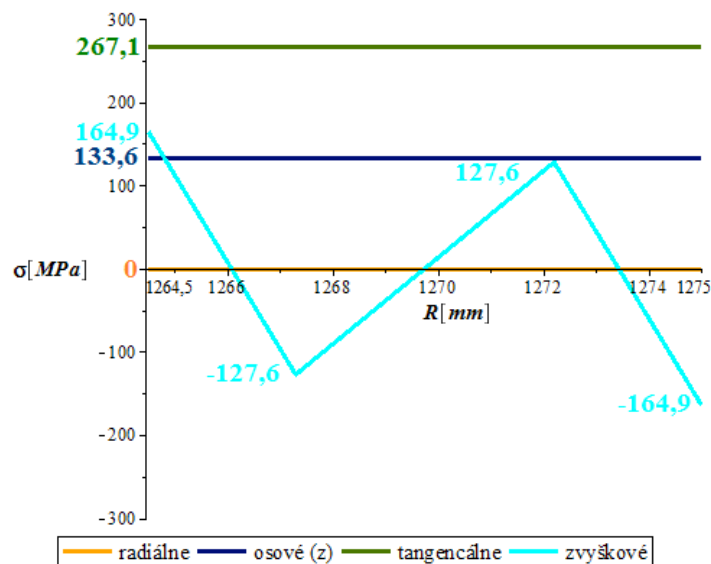
Zo zaťažujúceho a odťažujúceho napätia vzniklo napätie zvyškové, ktoré je vykreslené v grafe 3.5. Jeho priebeh je zložený z niekoľkých lineárnych priebehov, aj keď na obrázku 2.6 je priebeh zložený z kriviek. Je to preto, že sa nebralo do úvahy spevnenie materiálu.

Jednoduchým výpočtom je možné overiť, že vykreslené napätie dáva nulovú silovú a nulovú momentovú výslednicu vzhľadom k stredu prierezu. To odpovedá zvyškovým napätiam, ktoré ostávajú v priereze aj po odstránení namáhania, ktoré ich spôsobilo.



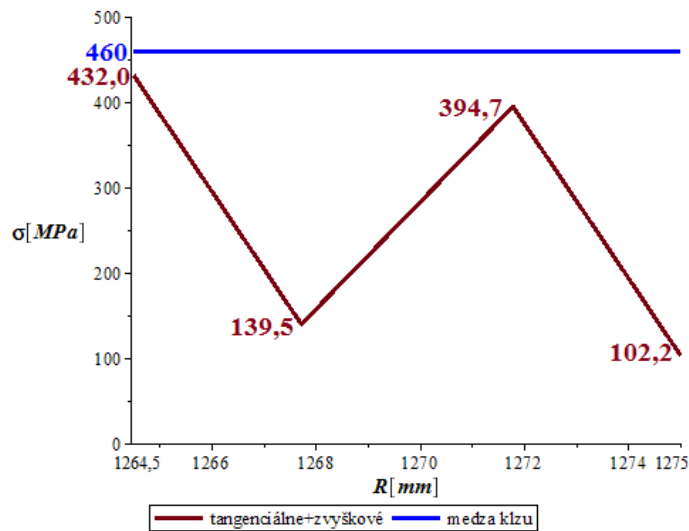
Graf 3.5 Priebeh zvyškových napätí po hrúbke materiálu

V grafe 3.6 sú znázornené napätia v stene cisterny spôsobené vnútorným tlakom a zvyškové napätia od zakružovania. Nebezpečné miesto je na vnútornom povrchu, kde sa maximálne ťahové zvyškové napätia sčítajú s napätiami tangenciálnymi, ktoré pôsobia v rovnakom smere. Priebeh, ktorý vznikol sčítaním zvyškových napätí s tangenciálnymi je znázornený v grafe 3.7.



Graf 3.6 Priebehy všetkých napätí po hrúbke materiálu

Tangenciálne napätie a napätie pôsobiace v osi z vyšli z rovníc 3.1 a 3.3. Majú konštantný priebeh po hrúbke steny nádoby, čo je spôsobené použitím škrapinového modelu. Tento model rovnako zanedbáva radiálne napätie, preto je rovné nule.



Graf 3.7 Priebeh, ktorý vznikol sčítaním tangenciálnych a zvyškových napätí v porovnaní s medzou klzu

Z grafu 3.7 je zrejmé, že ani najvyššie napätie neprekročí medzu klzu. Bezpečnosť v najnebezpečnejšom mieste pri dodržovaní značenia je:

$$\begin{array}{ll} \sigma_{REZ} - \text{zvyškové napätie} & \sigma_z - \text{osové (pôsobiacie v ose z)} \\ \sigma_t - \text{tangenciálne} & \sigma_r - \text{radiálne} \end{array}$$

$$\sigma_1 = \sigma_t + \sigma_{rez} = 432 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = \sigma_z = 133,6 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = \sigma_r = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red}^{max\tau} = \sigma_1 - \sigma_3 = 432 - 0 = 432 \text{ MPa} \quad (3.21)$$

$$k_k^{max\tau} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}^{max\tau}} = \frac{460}{432} = 1,06 \quad (3.22)$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} = \quad (3.23)$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2}((432 - 133,6)^2 + (432 - 0)^2 + (133,6 - 0)^2)} = 383,1 \text{ MPa}$$

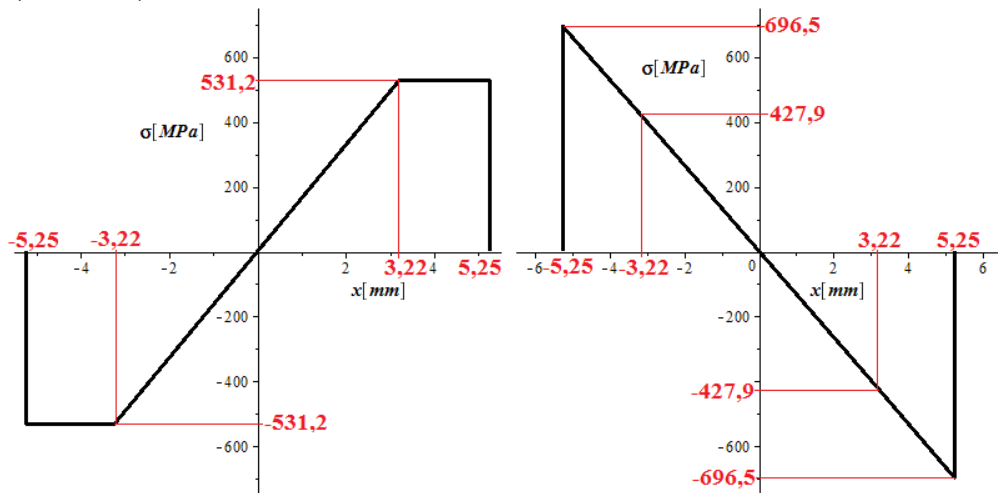
$$k_k^{HMH} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}^{HMH}} = \frac{460}{383,1} = 1,20 \quad (3.24)$$

3.6 Určenie zvyškových napätí pri ohýbaní širokých pásov

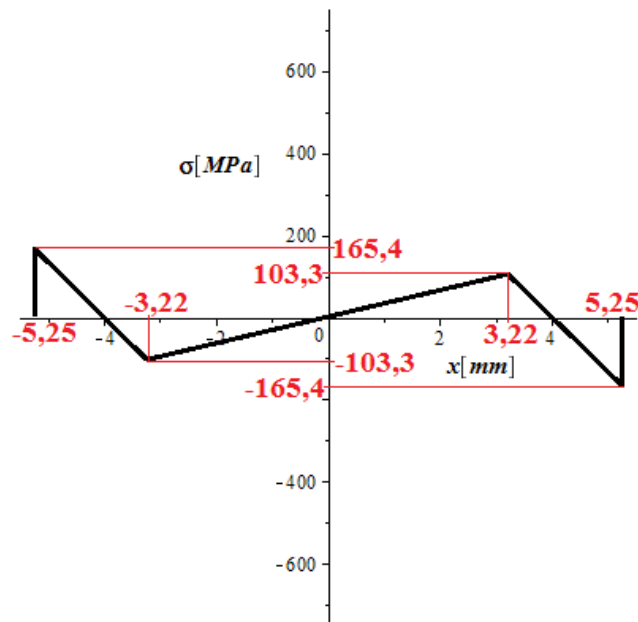
Postup pri výpočte je podobný, ako pri ohýbaných tyčiach. Hlavný rozdiel v použitých teóriách je, že šírka pásov bráni zmenám priečných prierezov. To odpovedá stavu rovinatej deformácie. Na druhej strane u tyčí sa napätia v smere šírky zanedbávajú, čo odpovedá stavu rovinatej napätosti.

Priebeh napätí sú znázornené v grafoch 3.8 a 3.9. Vytvoril ich väčší moment (rov. 3.18), ako pri tyčiach. Rovnako sa zmenila aj veľkosť elastického jadra (rov. 3.19). Výsledné zvyškové napätie má však na okrajoch prierezu takmer rovnakú hodnotu, ako

pri tyčiach. To je spôsobené najmä korigovanou medzou klzu, ktorá ma hodnotu 531,2 MPa (rov. 2.18).



Grafy 3.8 Priebehy napätí zaťažujúcich a odťažujúcich

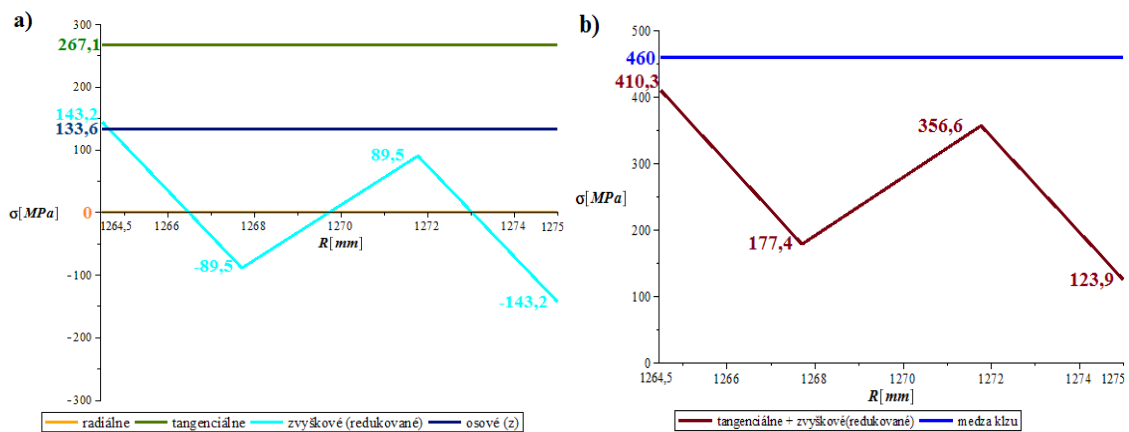


Graf 3.9 Priebeh zvyškových napätí pri použití teórie pásav

Hodnoty zvyškových napätí rozdeľuje stred prierezu. Tieto hodnoty sú antimetrické a v lokálnych maximách dosahujú veľkosť 165,4 MPa a 103,3 MPa. Vzťahujú sa však ku korigovanej medzi klzu, ktorá je navýšená koeficientom $2/\sqrt{3}$. Je to kvôli nezohľadneniu priečných napätí v zakružovanom páse.

Aby bolo možné jednoducho určovať bezpečnosť k pôvodnej medzi klzu je vhodné z výsledných hodnôt spraviť redukované, ktoré budú práve v pomere $\sqrt{3}/2$ menšie. Ďalej bude používaná už iba podmienka plasticity HMH, pretože u podmienky $\max \tau$ by sa tento prepočet používať nemal (napätie σ_2 sa tam neuplatní).

V grafe 3.10a sú vykreslené napätia v stene nádoby s už aj redukovanými zvyškovými napätiami a v grafe 3.10b priebeh, ktorý vznikol sčítaním tangenciálnych s redukovanými zvyškovými napätiami.



Grafy 3.10 Priebehy napätí: a) všetky napätia b) výsledné napätie

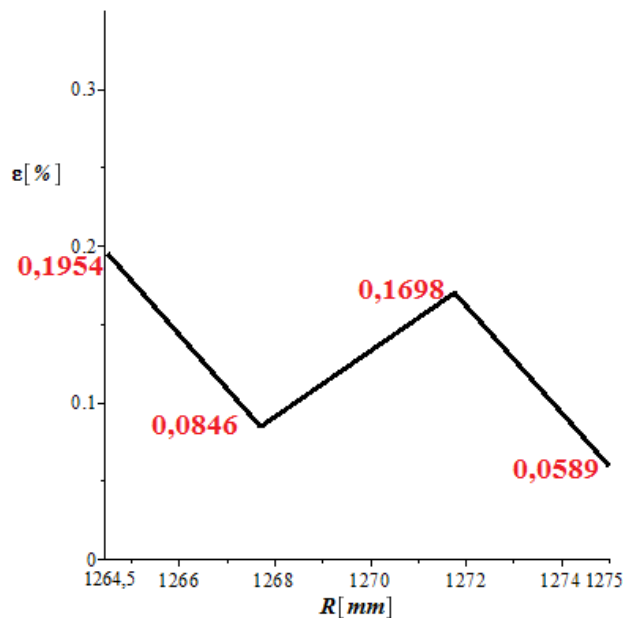
Redukované napätie a bezpečnosť sa vyrátajú obdobne ako v predchádzajúcej kapitole.

$$\sigma_{red}^{HMH} = 362,5 \text{ MPa} \quad (3.25)$$

$$k_k^{HMH} = 1,27 \quad (3.26)$$

3.7 Určenie pretvorenia pri zakružovaní plechu vagónu

Pretvorenie sa určí z napätia vykresleného v grafe 3.10b. Keďže nepresiahlo medzu klzu je pretvorenie v každom bode možné určiť z Hookovho zákona.



Graf 3.11 Pretvorenie po šírke steny nádoby cisternového vagóna

3.8 Porovnanie a zhodnotenie výsledkov

Postup výpočtu	Bez zvyškových napätí	Ohýbanie úzkych tyčí	Ohýbanie širokých pásov
Veličiny			
$\sigma_{rez}^{max} [MPa]$	-	164,9	143,2
$\sigma_{red}^{max\tau} [MPa]$	267,1	432,0	-
$k_k^{max\tau} [-]$	1,72	1,06	-
$\sigma_{red}^{HMH} [MPa]$	231,3	383,1	362,5
$k_k^{HMH} [-]$	1,99	1,20	1,27

Tab. 3.1 Dosaiahnuté výsledky

Vo výsledku zvyškové napätia znížili bezpečnosť z 1,99 na 1,27 (široké pásy). Teórie úzkych tyčí a širokých pásov dávajú podobné napätia a výsledné bezpečnosti.

Ako príloha k tejto práci je priložená správa od firmy Tatravagónka a.s. Poprad, ktorá bola vytvorená pre porovnanie výsledkov prezentovaného analytického riešenia a riešenia pomocou MKP programu. Na liste 8 obrázok 5 tejto správy je vykreslený priebeh zvyškových napätí od zakružovania lubu. V porovnaní s priebehom zvyškových napätí dosiahnutých analytickým výpočtom (graf 3.9) sú vidieť určité rozdiely, či už v priebehu, alebo v hodnotách. Napriek tomu je dosiahnutá relatívne dobrá zhoda.

Rozdiely sú spôsobené najmä rôznosťou použitých modelov a zjednodušeniami pri analytickom riešení, ktoré už sú popísané vyššie. Nedokonalá antimetria MKP riešenia, či už ide o posun nulového napätia mimo stred prierezu, alebo rozdielne hodnoty na krajoch prierezu, je vysvetlená v správe.

4 Výpočet zvyškových napětí- Hrubostenná nádoba

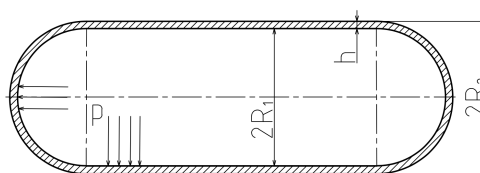
4.1 Popis nádoby

Predchádzajúci príklad cisterny nákladného vagóna bol počítaný ako škrupinový model, keďže pomer polomeru k hrúbke steny bol o niečo väčší ako 120. V tejto kapitole je analyzovaná teoretická valcová nádoba, ktorej rozmery boli volené tak, aby bol tento pomer približne 10. Je preto počítaná ako hrubostenná valcová nádoba na úrovni Pružnosti a Pevnosti 2. Pre porovnanie je spravený výpočet aj pomocou teórie škrupín (zanedbáva sa hrúbka steny). Rovnako ako v predchádzajúcej kapitole sú pre túto nádobu vyrátané napätia od vnútorného tlaku, pretvorenia a zvyškové napätia s posúdením ich vplyvu na výslednú bezpečnosť.

4.2 Vstupy do výpočtu

Zadané sú rozmery nádoby, vnútorný tlak a medza klzu.

$$\begin{aligned} R_1 &= 500 \text{ mm} \\ R_2 &= 550 \text{ mm} \\ h &= 50 \text{ mm} \\ p &= 20 \text{ MPa} \\ \sigma_k &= 460 \text{ MPa} \end{aligned}$$



Obr. 4.1 Schéma počítanej nádoby

4.3 Napätia od vnútorného tlaku

Na stanovenie napätí od tlaku je použitý výpočet pre valcové teleso. Radiálne a tangenciálne napätia sa určia z rovníc (4.1) a (4.2) podľa [12]. Pri uvažovaní, že vonkajší tlak je nulový, prejdú do tvaru:

$$\sigma_r = \frac{pR_1^2}{(R_2^2 - R_1^2)} - p \frac{R_1^2 R_2^2}{(R_2^2 - R_1^2)} \frac{1}{r^2} \quad (4.1)$$

$$\sigma_t = \frac{pR_1^2}{(R_2^2 - R_1^2)} + p \frac{R_1^2 R_2^2}{(R_2^2 - R_1^2)} \frac{1}{r^2} \quad (4.2)$$

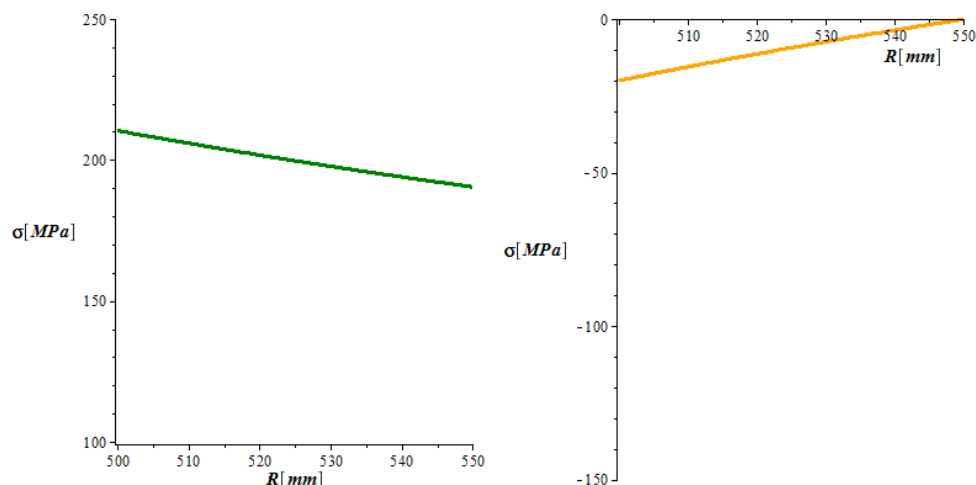
Po dosadení vyjdú krajné hodnoty napätí ako:

$$\sigma_r(r = R_1) = -20 \text{ MPa} \quad \sigma_r(r = R_2) = 0 \text{ MPa} \quad (4.3)$$

$$\sigma_t(r = R_1) = 210,5 \text{ MPa} \quad \sigma_t(r = R_2) = 190,5 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

Priebehy týchto napätí sú znázornené v grafe 4.1 a na vnútornom povrchu dávajú bezpečnosť:

$$\sigma_{red}^{HMH} = 199,9 \text{ MPa} \quad k_k^{HMH} = 2,30 \quad (4.5)$$



Grafy 4.1 Priebeh tangenciálnych a radiálnych napätí po šírke steny (polytropický)

Pri použití škruvinového modelu, kde sa oba priemery nahradia stredným, vyjdú napätia z rovníc 3.1 a 3.3 takto:

$$\sigma_t = 210 \text{ MPa} \qquad \sigma_z = 105 \text{ MPa} \qquad (4.6)$$

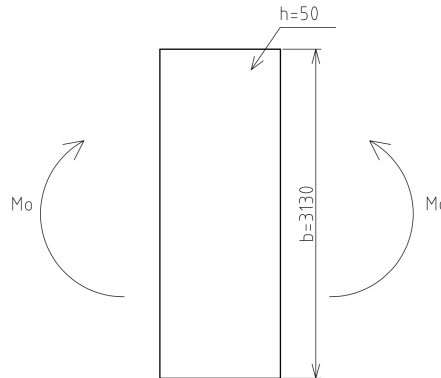
Redukované napätie a bezpečnosť:

$$\sigma_{red}^{HMH} = 181,9 \text{ MPa} \qquad k_k^{HMH} = 2,53 \qquad (4.7)$$

Tangenciálne napätia sa pri použití teórie škruvín a valcových telies líšia iba v desatinách. Hlavný rozdiel je v radiálnych napätiach. Pri použití škruvinového modelu sa radiálne napätia zanedbáva. Pri tejto nádobe je rozdiel v redukovaných napätiach 9%, čo je ešte prípustná chyba (pod 10%). V praxi sa ako hranica pre použite teórie škruvín bežne berie práve pomer polomeru ku hrúbke steny 10, ako v tomto príklade. Podobne to je u zakrivených prútov, takže ak by bol tento pomer menší ako 5, na výpočet zvyškových napätí by už bolo potrebné použiť teóriu silne zakrivených prútov.

Vo výpočte sa pokračuje s hodnotami dosiahnutými pomocou výpočtu valcových telies a momentami určenými pomocou teórie ohýbania pásov, ktoré sú presnejšie.

4.4 Ohybové momenty pri zakružovaní



Obr. 4.2 Zakružovaný polotovar

Postup by bol analogický ako v kapitole 3.4. Na určenie zvyškových napätí však stačí určiť ohybový moment pre konkrétny lub a hrúbku vnútorných nedeformovaných vrstiev. Určia sa z rovníc 2.10 a 2.8, keď sa za medzu klzu dosadí korigovaná medza klzu.

$$M = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{bh^2}{4} \sigma_k \left[1 - \frac{4R^2}{3h^2} \left(\frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_k}{E} \right)^2 \right] = \quad (4.8)$$

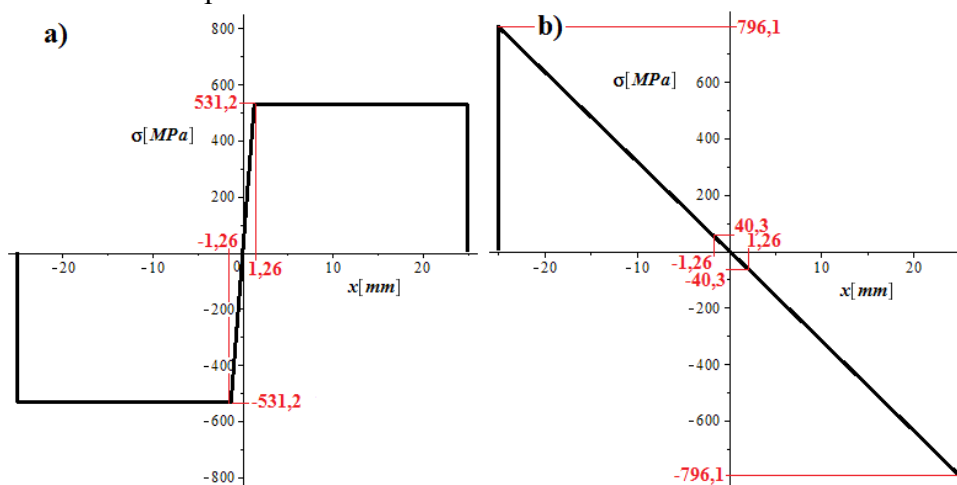
$$M = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{3130 \cdot 50^2}{4} \cdot 460 \left[1 - \frac{4 \cdot 500^2}{3 \cdot 50^2} \left(\frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 460}{210000} \right)^2 \right] =$$

$$M = 1\,038\,199\,795 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$e = 2R \frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_k}{E} = 2 \cdot 500 \frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 460}{210000} = 2,529 \text{ mm} \quad (4.9)$$

4.5 Určenie zvyškových napätí

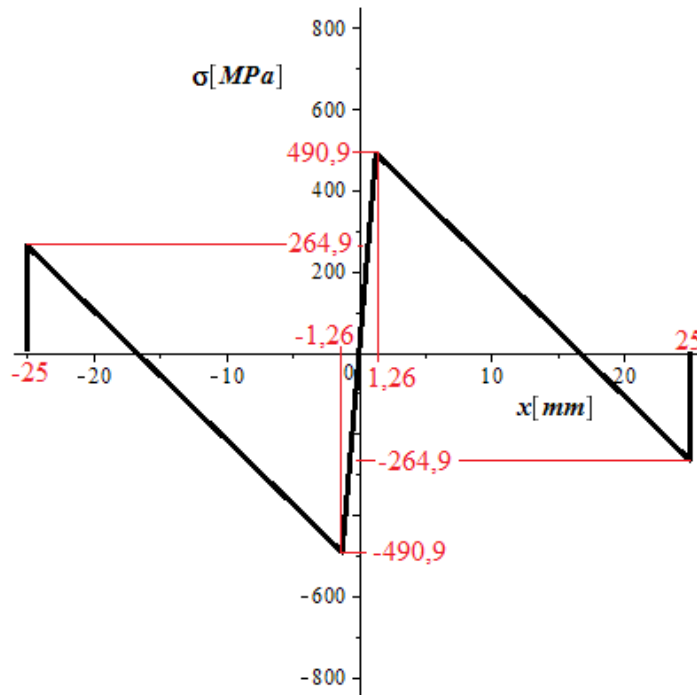
Zaťažujúce a odťažujúce napätia (grafy 4.2a,b) vytvára rovnaký moment (rov. 4.8), ktorý má však pri odťažujúcom napätí opačné znamienka a elastický charakter, teda lineárne rozloženie napätia.



Grafy 4.2 Priebeh napätia: a)zaťažujúce b)odťažujúce

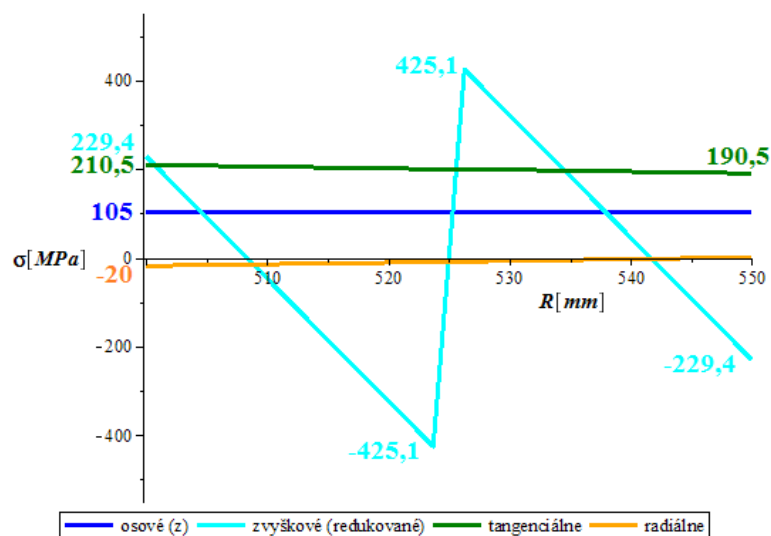
Keďže z rovnice 4.9 vyšla hrúbka elastického jadra iba približne 2,5mm, pričom hrúbka steny je 50mm, je jasné, že väčšina steny bude splastizovaná a napätie tam bude na medzi klzu (graf 4.2a). Tento stav sa blíži ku stavu, kedy dôjde k vytvoreniu plastického kĺbu.

V grafe 4.3 je znázornený priebeh zvyškového napätia. Vyplýva z neho, že maximálne ťahové napätie už nebude na vnútornej strane nádoby, ale tesne za stredom prierezu (bližšie ku vonkajšiemu povrchu).



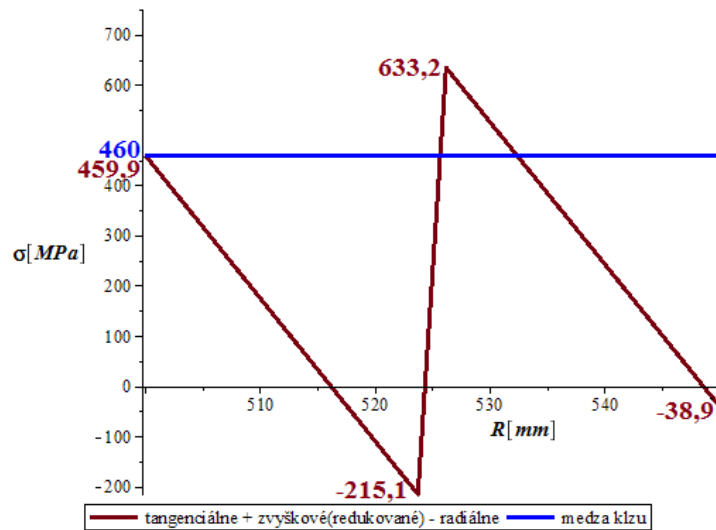
Graf 4.3 Priebeh zvyškového napätia

V grafe 4.4 sú znázornené priebehy napätí v stene hrubostennej nádoby s už aj redukovanými zvyškovými, ktoré sa znížili rovnako ako v kapitole 3.6.



Graf 4.4 Priebehy všetkých napätí po hrúbke materiálu

Výsledný priebeh napätí v stene hrubostennej nádoby je znázornený v grafe 4.5. Je vidieť, že v stene ostala splastizovaná vrstva medzi polomerami 525,7mm a 532,4mm.



Graf 4.5 Výsledné napätie v stene hrubostennej nádoby

Redukované napätie a bezpečnosť vyjdú:

$$\sigma_{red}^{HMH} = 584,6 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

$$k_k^{HMH} = 0,79 \quad (4.11)$$

4.6 Určenie pretvorenia pri zakružovaní plechu

Pretvorenie sa určí z napätia vykresleného v grafe 4.5. Tam, kde napätie nepresiahlo medzu klzu, sa pretvorenie určí z Hookovho zákona. Výsledné pretvorenie za medzou klzu vyjde z rovnice:

$$\varepsilon_{výsl.} = \varepsilon_{za.} - |\varepsilon_{od.}| + \varepsilon_t \quad (4.12)$$

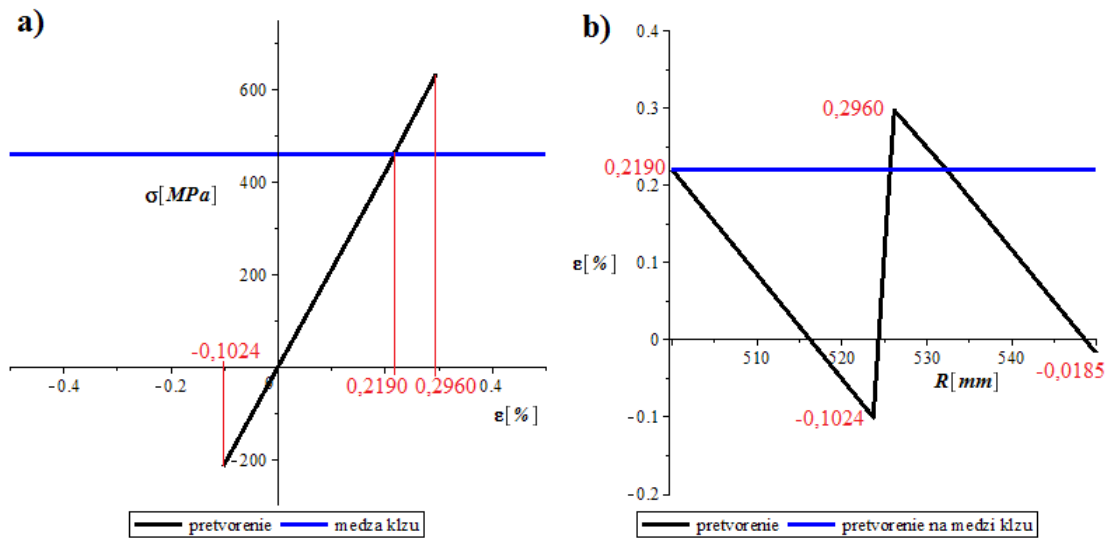
Kde $\varepsilon_{za.}$ je zaťažovacie pretvorenie, $\varepsilon_{od.}$ odťažovacie a ε_t je pretvorenie od vnútorného tlaku. Maximálne pretvorenie bude v mieste maximálneho napätia a má hodnotu:

$$\varepsilon_{výsl.} = \frac{\sigma_k}{E} - \left| \frac{\sigma_{od.}}{E} \right| + \left(\frac{1}{E} (\sigma_t - \mu\sigma_z - \mu\sigma_r) \right) \quad (4.13)$$

$$\varepsilon_{výsl.} = \frac{460}{210000} - \left| \frac{-40,27}{210000} \right| + \left(\frac{1}{210000} (199,3 - 0,3 \cdot 0 - 0,3 \cdot (-8,79)) \right) \quad (4.14)$$

$$\varepsilon_{výsl.} = 0,2190 - |-0,0192| + 0,0962 = 0,296\% \quad (4.15)$$

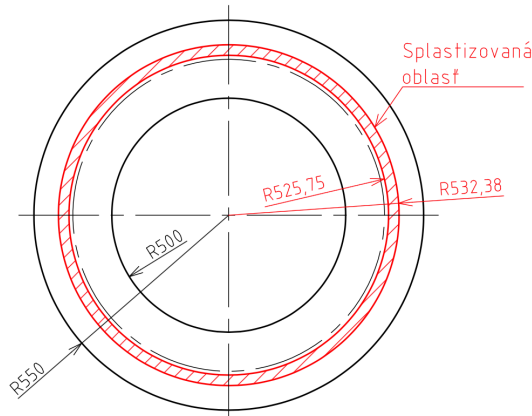
Pretvorenie v závislosti na napätí je znázornené v grafe 4.6a a priebeh pretvorenia po hrúbke steny v grafe 4.6b.



Grafy 4.6 Pretvorenie v závislosti na: a) napätí b) polomere

4.7 Porovnanie a zhodnotenie výsledkov

Priebehu napätí vykreslenému v grafe 4.4 dominujú zvyškové napätia. Podobne ako v kapitole 3 znížili zvyškové napätia bezpečnosť z hodnoty 2,3 na hodnotu 0,79. To znamená, že redukované napätie presiahlo medzu klzu a v materiále ostáva splastizovaná vrstva (obr. 4.3). Ak sa nádoba nevyžíha, nebezpečné miesto nebude na vnútornom povrchu nádoby, ako sa učí v Pružnosti a Pevnosti 2, ale tesne za neutrálnou osou prierezu (bližšie ku vonkajšiemu povrchu).



Obr. 4.3 Vzniknutá plastická oblasť v stene hrubostennej nádoby

5 Odstraňovanie zvyškových napätí

V praxi sa zvyškové napätia (ak je to potrebné) odstraňujú žihaním, popúšťaním alebo normalizačným žihaním. Okrem toho ich ovplyvňujú rôzne ďalšie deje.

5.1 Úprava zvyškových napätí u cisterny nákladného vagóna

Vo všeobecnosti to, či je potrebné cisternu vagónu žihať, určuje norma RID. Závisí to od rôznych faktorov, ako sú:

- druh použitého materiálu
- hrúbka plechu
- druh prepravovanej látky
- tlak, pod ktorým sa látka prepravuje
- typ použitých zvarov.

Podľa normy RID pre konkrétny vagón z kapitoly 3 je tepelné spracovanie iba voliteľné, takže sa nevykonáva. Pre iné druhy vagónov môže byť predpísané. Potom sa cisterna vagóna musí vložiť do pece a podľa druhu tepelne spracovať.

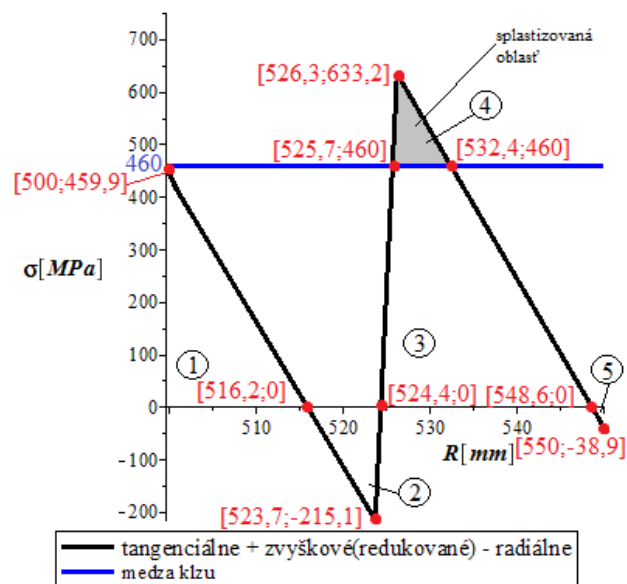
Zvyškové napätia v stene cisterny nákladného vagóna zníži tlaková skúška. Tá sa vykonáva natlakovaním vody do vagóna. Táto skúška je primárne určená na zistenie pevnosti a tesnosti nádoby. Rovnako sa pri nej prietokomerom zisťuje skutočný objem nádrže a funkčnosť ovládania napúšťacích a vypúšťacích zariadení.

Zostávajúce zvyškové napätia v plášti cisterny po pár tisíc kilometroch prejdenej na koľajniciach takmer úplne vymiznú, kvôli pulzujúcemu napätiu v ťahu. V podstate ide o relaxáciu napätia.

Cisternový vagón musí spĺňať prísne normy, ustanovenia a odporúčania uvedené v kapitole 2.2 (a aj v priloženej prílohe). Navyiac pri výpočtovom pretlaku, ktorý má hodnotu 2,2MPa (pre tento tlak sú rátané zvyškové napätia v kapitole 3 a rovnako je pri ňom vykonáva tlaková skúška), napätia neprekročili medzu klzu a nedošlo k plastickej deformácii. Prevádzkový tlak je pri tom iba 1,4MPa, čo je výrazná rezerva. Väčší tlak v nádobe nemôže nastať kvôli poistným ventilom. Zvyškové napätia preto pri konkrétnom vagóne nepredstavujú nebezpečenstvo.

5.2 Vplyv tlakovej skúšky na hrubostennú nádobu

V tejto kapitole je ukázaný vplyv tlakovej skúšky (skúšobného pretlaku) na hrubostennú nádobu z kapitoly 4. Ako vstup do výpočtu je braný výsledný priebeh napätia z grafu 4.5, ktorý je prekreslený v grafe 5.1 s potrebnými hodnotami rádiusov.



Graf 5.1 Priebeh napätí hrubostennej nádoby s potrebnými hodnotami

Výsledné napätie po tlakovej skúške $\sigma'_{výsl.}$ výjde z rovnice:

$$\sigma'_{výsl.} = \sigma_{výsl.} - \sigma'_t \quad (5.1)$$

Kde $\sigma_{výsl.}$ je výsledný priebeh napätí z kapitoly 4 (graf 5.1) a σ'_t tangenciálne napätie (odľahčovacie) od tlaku p' .

Tlak p' je tlak, ktorý vyvolá rovnakú silovú výslednicu, aká je v grafe 5.1 bez splastizovanej časti. Určí sa z rovnice:

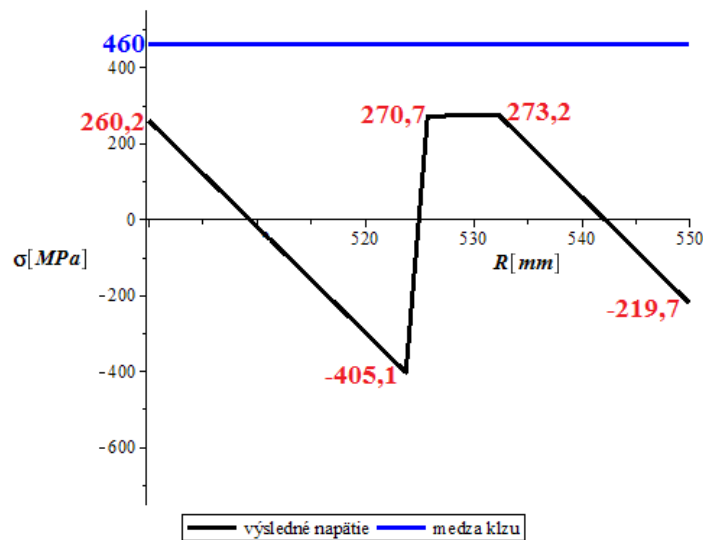
$$\int_{R_1}^{R_2} \sigma_{výsl.} \cdot 1dr = p' \cdot R_s \quad (5.2)$$

Integrál na ľavej strane rovnice v podstate vyjadruje plochu pod priebehom $\sigma_{výsl.}$ v grafe 5.1 s ohľadom na znamienko (trojuholníky 1,2,3,5) bez splastizovanej časti (trojuholník 4). Jednotka v integráli reprezentuje jednotkovú dĺžku v osi z. Na pravej strane je hľadaný tlak p' a stredný polomer nádoby R_s . Po dosadení hodnôt do rovnice 5.2 vyjde hodnota tohto tlaku:

$$\begin{aligned} 9964,4 &= p' \cdot 525 \\ p' &= 18,98 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Tlak vyvolá tangenciálne napätie. Jeho hodnoty podľa rovnice 4.2 na krajoch prierezu sú:

$$\sigma'_t(r = R_1) = 199,7 \text{ MPa} \quad \sigma'_t(r = R_2) = 180,8 \text{ MPa} \quad (5.4)$$



Graf 5.2 Prerozdelená výsledná zvyšková napätosť v stene hrubostennej nádoby po tlakovej skúške

Graf 5.2 znázorňuje napätosť v stene nádoby po tlakovej skúške. Jeho priebeh vznikol dosadením napätí do rovnice 5.1. Napätie sa po tlakovej skúške redistribuovalo. Na vnútornej strane nádoby ostali tlakové zvyškové napätia.

Jednoduchým výpočtom je možné overiť, že priebeh opäť dáva nulovú silovú a aj momentovú výslednicu vzhľadom ku stredu prierezu, takže sa jedná o zvyškové napätia.

5.3 Zakružovanie za tepla

V príkladoch prezentovaných v kapitolách 3 a 4 bolo predpokladané tvárnenie za studena. Pri väčších šírkach materiálu sa v praxi využíva zakružovanie za tepla namiesto zakružovania za studena s následným žiňaním nádoby.

Keďže s rastúcou teplotou klesá medza klzu, moment potrebný pre zakruženie na požadovaný polomer bude podstatne menší. Pri vysokých teplotách klesá medza klzu prakticky na nulu. Tým pádom zaťažujúce a proporcionálne aj odťažujúce napätia budú výrazne menšie (v podstatne úmerne s medzou klzu). Zvyškové napätia by tu nevznikli, alebo by boli podstatne menšie (ak sa neberie do úvahy rekryštalizácia).

Vo výsledku pri zakružovaní za tepla nie sú potrebné veľké sily a obmedzia sa zvyškové napätia.

5.4 Autofretáž

Je procedúra zvyšujúca pevnosť súčastí, ktoré sú pri prevádzke opakovane namáhané pretlakom. Zvyškové napätia tu nie sú nepriaznivý dôsledok, ale cielene sa vyvolávajú.

Pri autofretáži je tlaková nádoba podrobená veľkému vnútornému tlaku. Ten spôsobí plastický stav na vnútornej strane nádoby (splastizovanú vrstvičku).

Po odľahčení potom plasticky deformované oblasti materiálu bránia elastickému zbytku súčasti v zmrštení na pôvodnú veľkosť. To vedie ku vzniku tlakových napätí na vnútornej strane súčasti a ťahových na vonkajšej strane súčasti. Podobným princípom došlo ku zníženiu maximálnych ťahových napätí aj u riešenej hrubostennej nádoby.

Autofretážou vyvolané tlakové napätia, ktoré tu pôsobia znižujú veľkosť cyklického ťahového namáhania a tým predlžujú dobu potrebnú k iniciácii trhliny. Tlakové napätia tiež spomaľujú rast trhliny a v niektorých prípadoch môžu dokonca spôsobiť i jej úplné zastavenie. Ťahové napätia na vonkajšej strane súčasti spravidla nemajú, vzhľadom na svoju veľkosť podstatný vplyv na životnosť súčasti.[11]

6 Závěr

Cieľom bakalárskej práce bolo posúdiť dopad zvyškových napätí vznikajúcich pri zakružovaní plechu na bezpečnosť tlakových nádob. V prvej časti práce je urobená rešeršná štúdia o tlakových nádobách, ich tvare, konštrukcii a výrobe. Keďže zakružovanie patrí k druhom technológií ohýbania a prekračuje sa pri ňom medza klzu, je spravená rešeršná štúdia aj o plastickom ohybe. Vysvetlené a porovnané sú teórie ohýbania úzkych tyčí a širokých pásov.

V druhej časti práce je popísaná cisterna nákladného vagóna, pre ktorú sú vyrátané zvyškové napätia od zakružovania a príslušné pretvorenia. Táto nádoba je rátaná podľa oboch teórií: tyčí aj pásov. Zvyškové napätia podľa týchto teórií sa líšili približne o 13%, no presnejšia je teória ohýbania širokých pásov. Výsledky boli porovnané s MKP riešením od firmy Tatravagónka a.s. a vzhľadom na použité riešenia bola dosiahnutá relatívne dobrá zhoda. U cisterny zvyškové napätia znížili bezpečnosť, no nepredstavujú žiadne bezpečnostné riziko.

Nasledujúca kapitola je venovaná teoretickej hrubostennej nádobe. Jej rozmery boli volené tak, aby bol pomer polomeru k hrúbke steny 10, čo je bežne používaná hranica na výpočet pomocou škrupinového modelu. Porovnaný je výsledok pri uvažovaní nádoby ako valcového telesa alebo škrupiny. Rozdiel v redukovaných napätiach vyšiel približne 9%. Je spôsobený hlavne zanedbaním radiálneho napätia u škrupinového modelu. Ďalej sú spočítané zvyškové napätia a pretvorenia. Aj u tejto nádoby znížili zvyškové napätia od zakružovania výslednú bezpečnosť a to takmer o 66%. Zaujímavé však je, že nebezpečné miesto už nie je na vnútornom povrchu nádoby, ale blízko stredu prierezu (bližšie ku vonkajšiemu povrchu), kde vznikla splastizovaná vrstvička. Ak by sa zvyškové napätia odstránili vyžíhaním, platilo by všetko ako sa učí v Pružnosti a Pevnosti. No ak by sa neodstránili, stena nádoby by sa chovala inak a dosť odlišne od bežne používaných výpočtov.

V poslednej časti práce je vysvetlený vplyv tlakovej skúšky na zvyškové napätia a možnosti, ako sa im vyhnúť.

Zoznam použitých zdrojov

- [1] CHATTOPADHYAY, S. *Pressure vessels: design and practice*. Boca Raton: CRC Press, 2004. ISBN 08-493-1369-4.
- [2] VALCOVÉ NÁDOBY. Tatravagonka.sk [online]. 2016 [cit. 9.4.2017]. Dostupné z: <http://tatravagonka.sk/wagons/zacns-54-m3>
- [3] GULOVÉ NÁDOBY. Leyonsteel.com [online]. 2015 [cit. 9.4.2017]. Dostupné z: <http://www.leyonsteel.com/project/#iLightbox/gallery/3>
- [4] SCHNEIDER, P. *Základy konstruování procesních zařízení*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-214-1483-9.
- [5] KŘUPKA, V.; SCHNEIDER, P. *Stavba chemických zařízení I.: skořepiny tlakových nádob a nádrží*. Vyd. 3. Brno: PC-DIR, 1994. ISBN 80-214-570-8.
- [6] BABINSKÝ, M. *Dimenzování tlakových zařízení podle mezních stavů* [online]. 2011 [cit. 16.4.2017]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1818>
- [7] VULLO, V. *Circular cylinders and pressure vessels: Stress analysis and design*. Rím: Springer, 2014. ISBN 978-3-319-00689-5.
- [8] MARCINIÁK, Z. *Teorie tváření plechů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1964.
- [9] JANÍČEK, P.; ONDRÁČEK, E.; VRBKA, J.; BURŠA, J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno: Nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2592-X.
- [10] PRUŽNOST A PEVNOST NA FS ČVUT V PRAZE. *Pružnost a pevnost II: Přednášky (rozšířené příklady)* [online]. 2015 [cit. 22.4.2017]. Dostupné z: <http://pruznost.unas.cz/>
- [11] HARVEY, J.F. *Theory and design of pressure vessels*. New York: Van Nostrand Reinhold Company, Inc., 1985. ISBN 0-442-23248-9.
- [12] ONDRÁČEK, E.; VRBKA, J.; JANÍČEK, P.; BURŠA, J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost II*. Brno: Nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [13] BEER, F.P.; JOHNSTON, R.; DEWOLF, J.; MAZUREK, D. *Mechanics of materials*. Vyd. 6. New York: McGraw-Hill, 2012. ISBN 978-0-07-338028-5.

Zoznam použitých skratiek a symbolov

Symbol	Rozmer	Popis
R	[mm]	Polomer
R_s	[mm]	Stredný polomer
h	[mm]	Hrúbka
b	[mm]	Šírka
e	[mm]	Hrúbka pružnej vrstvy materiálu
p	[MPa]	Tlak
σ_k	[MPa]	Medza klzu
σ'_k	[MPa]	Korigovaná medza klzu
E	[MPa]	Youngov modul
μ	[-]	Poissonovo číslo
J	[mm ⁴]	Kvadratický moment k neutrálnej osy
W_O	[mm ³]	Modul prierezu v ohybe
B	[MPa·mm ³]	Tuhosť dosky
k_k	[-]	Bezpečnosť
ε	[-]	Celková deformácia (pretvorenie)
ε_p	[-]	Plastická deformácia (pretvorenie)
ε_e	[-]	Elastická deformácia (pretvorenie)
$\varepsilon_{výsl.}$	[-]	Výsledná deformácia (pretvorenie)
$\varepsilon_{za.}$	[-]	Zaťažovacia deformácia (pretvorenie)
$\varepsilon_{od.}$	[-]	Odtážovacia deformácia (pretvorenie)
ε_t	[-]	Deformácia (pretvorenie) od vnútorného tlaku
σ	[MPa]	Napätie
σ_{REZ}	[MPa]	Zvyškové napätie
$\sigma_{skut.}$	[MPa]	Skutočné napätie
$\sigma_{el.}^{fikt.}$	[MPa]	Fiktívne napätie pri ideálne elastickom chovaní
$\sigma_{red}^{max\tau}$	[MPa]	Redukované napätie podľa podmienky max τ
σ_{red}^{HMH}	[MPa]	Redukované napätie podľa podmienky HMH
σ_t	[MPa]	Tangenciálne napätie
σ_r	[MPa]	Radiálne napätie
σ_z	[MPa]	Osové napätie (pôsobiacie v ose z)
σ_{od}	[MPa]	Odtážujúce napätie
M	[N·mm]	Ohybový moment
M_p	[N·mm]	Ohybový moment pri prvej plastickej deformácii
M_e	[N·mm]	Ohybový moment pri ideálne elastickom chovaní
M_G	[N·mm]	Ohybový moment pri vzniku plastického kĺbu

Zoznam obrázkov

Obrázok 2.1 Najpoužívanejšie druhy tlakových nádob (guľové, valcové) [3,2]	12
Obrázok 2.2 Vznik plastickej deformácie [8]	14
Obrázok 2.3 Rozloženie napätia v priereze ohýbaného materiálu v postupných fázach ohýbania [8]	15
Obrázok 2.4 Diagram: moment- zakrivenie, za predpokladu ideálne tvárneho telesa. Čierna čiara platí pre ohýbanie úzkych tyčí, červená čiara pre ohýbanie širokých pásov [8]	18
Obrázok 2.5 Schéma napätí a deformácií a zmena pričného prierezu pri ohýbaní: a) úzkych tyčí, b) širokých pásov [8]	18
Obrázok 2.6 Rozloženie napätia v priereze ohýbanej tyče: a) napätie vznikajúce v priebehu plastickej deformácie pri zaťažovaní, b) napätie v priebehu odľahčovania, c) zvyškové napätia, ktoré zostávajú v materiáli po odľahčení [8]	20
Obrázok 2.7 Vplyv napätia na pevnosť ohnutej súčasti: M_A -medzný moment pri namáhaní zhodnom so smerom ohýbania, M_C -pri namáhaní v opačnom smere, [8]	21
Obrázok 3.1 Schéma počítanej nádoby	22
Obrázok 3.2 Zakružovaný polotovar	23
Obrázok 4.1 Schéma počítanej nádoby	33
Obrázok 4.2 Zakružovaný polotovar	35
Obrázok 4.3 Vzniknutá plastická oblasť v stene hrubostennej nádoby	38

Zoznam grafov

Graf 3.1	Fiktívne lineárne pružné napätia (ak by bol materiál iba v elastickom stave)	24
Graf 3.2	Porovnanie momentov pri ohýbaní tyčí (čierna) a pásov (červená)	26
Graf 3.3	Priebeh zaťažujúceho napätia po hrúbke materiálu	27
Graf 3.4	Priebeh odťažujúceho napätia po hrúbke materiálu	27
Graf 3.5	Priebeh zvyškových napätí po hrúbke materiálu	28
Graf 3.6	Priebehy všetkých napätí po hrúbke materiálu	28
Graf 3.7	Priebeh, ktorý vznikol sčítaním tangenciálnych a zvyškových napätí v porovnaní s medzou klzu	29
Grafy 3.8	Priebehy napätí zaťažujúcich a odťažujúcich	30
Graf 3.9	Priebeh zvyškových napätí pri použití teórie pásov	30
Grafy 3.10	Priebehy napätí: a)všetky napätia b)výsledné napätie	31
Graf 3.11	Pretvorenie po šírke steny nádoby cisternového vagóna	31
Grafy 4.1	Priebeh tangenciálnych a radiálnych napätí po šírke steny (polytropický) .	34
Grafy 4.2	Priebeh napätia: a)zaťažujúce b)odťažujúce	35
Graf 4.3	Priebeh zvyškového napätia	36
Graf 4.4	Priebehy všetkých napätí po hrúbke materiálu	36
Graf 4.5	Výsledné napätie v stene hrubostennej nádoby	37
Grafy 4.6	Pretvorenie v závislosti na: a)napätí b)polomere	38
Graf 5.1	Priebeh napätí hrubostennej nádoby s potrebnými hodnotami	40
Graf 5.2	Prerozdelená výsledná zvyšková napätosť v stene hrubostennej nádoby po tlakovej skúške	41

Zoznam tabuliek

Tabuľka 3.1 Dosiachnuté výsledky	32
--	----

Prílohy

K tejto bakalárskej práci je priložená správa z firmy Tatravagónka a.s. Poprad.