

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

Zkušební tlaková komora pro pažnicové trubky

Testing Pressure Chamber for Casing Pipes

Student:

Bc. Jakub Říha

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Říha**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Zkušební tlaková komora pro pažnicové trubky**  
**Testing Pressure Chamber for Casing Pipes**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte tlakovou komoru pro destruktivní zkoušení pažnicových trubek na odolnost proti zborcení vnějším přetlakem o velikosti 200 MPa v souladu s normami ISO a API. Rozsah průměrů zkušebních vzorků je 114,3 až 339,72 mm a délek 1120 až 2380 mm. Další specifikace určuje zadavatel diplomové práce firma ArcelorMittal Ostrava a. s.. Vypracujte sestavný výkres a dílenské výkresy vybraných dvou součástí.

### Seznam doporučené odborné literatury:

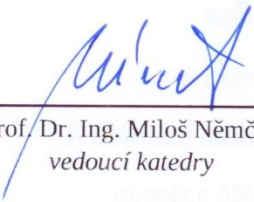
BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.  
NĚMEC, J., DVOŘÁK, J., HÖSCHL, C. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989. 599s. ISBN 80-03-00193-5.  
ROBERT C. JUVINALL, KURT M. MARSHEK. *Fundamentals of machine component design*. Second Edition. 1991. John Wiley & Sons.  
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.  
Výkresová dokumentace zadavatele diplomové práce.  
Potřebné normy.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017

  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 10.5.2017

Jakub Řeř

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....*10.5.2017*.....

*Jakub Říha*  
.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Říha

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Maroldova 2987/1, 702 00, Ostrava

# ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŘÍHA, J. *Zkušební tlaková komora pro pažnicové trubky: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 46 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem nové pracovní komory pro zkušební zařízení k testování pažnicových trubek. V úvodních kapitolách je popsáno zkušební zařízení a průběh testu pažnicových trubek. Poté je nastíněna problematika tlakových nádob, včetně výstroje tlakových nádob a tlakové zkoušky. Pevnostní kontrola pracovní komory je provedena analyticky a metodou konečných prvků. Analyticky je nádoba počítána pomocí teorie tlustostěnných nádob. Pevnostní kontrola podstavce je také řešena pomocí metody konečných prvků.

Říha, J. *Testing Pressure Chamber for Casing Pipes: Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine and Parts Mechanisms, 2017, 46 p. Thesis head: Kaláb, K.

The master thesis is dealing with the design of new pressure chamber for the device for casing tubes testing. In chapters in the beginning of the thesis is a description of the testing device and process of testing of casing tubes. Then the issues of pressure vessels are described, including the safety equipment for pressure vessels and pressure test for pressure vessels. Stress analysis of the pressure chamber is calculated analytically and with the finite element method. Analytic stress analysis is calculated by the theory of thick walled cylinders. Stress analysis of the base of the pressure chamber is also calculated by the finite element method.

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky, které mi poskytl při konzultacích k vypracování diplomové práce, panu Ing. Petru Čajkovi z firmy ArcelorMittal Engineering Products Ostrava s.r.o. za pomoc při řešení konstrukčních problémů a v neposlední řadě mé rodině, která mě podporovala po celou dobu mého studia.

# Obsah

<b>0</b>	<b>Úvod</b> .....	7
<b>1</b>	<b>Popis zkušebního zařízení</b> .....	9
1.1	Cíle práce.....	11
<b>2</b>	<b>Popis zkoušky</b> .....	12
<b>3</b>	<b>Tlakové nádoby</b> .....	14
<b>4</b>	<b>Výstroj tlakové nádoby</b> .....	16
4.1	Pojistné ventily.....	16
4.2	Výfuková armatura.....	18
4.3	Tlakoměry.....	19
4.4	Uzavírací a vypouštěcí armatura .....	19
<b>5</b>	<b>Tlaková zkouška</b> .....	21
5.1	Zkušební tlak .....	21
5.2	Provedení tlakové zkoušky.....	22
<b>6</b>	<b>Pevnostní kontrola válcové části pracovní komory</b> .....	23
6.1	Pevnostní kontrola proti maximálnímu výpočtovému tlaku.....	24
6.2	Pevnostní kontrola proti zkušebnímu tlaku .....	25
6.3	Pevnostní kontrola pomocí metody konečných prvků .....	26
<b>7</b>	<b>Pevnostní kontrola závitů pro víka</b> .....	30
7.1	Pevnostní kontrola závitů pro horní víko .....	32
7.2	Pevnostní kontrola závitu pro spodní víko.....	34
<b>8</b>	<b>Podstavec</b> .....	35
8.1	Pevnostní kontrola šroubů pro uchycení pracovní komory .....	35
8.2	Výpočet utahovacího momentu šroubů pro uchycení pracovní komory .....	36
8.3	Pevnostní kontrola podstavce pomocí metody konečných prvků .....	36
<b>9</b>	<b>Manipulace s pracovní komorou</b> .....	40
<b>10</b>	<b>Závěr</b> .....	42
<b>11</b>	<b>Seznam použité literatury</b> .....	44
	<b>Seznam příloh</b> .....	46



## Seznam použitých značek a symbolů

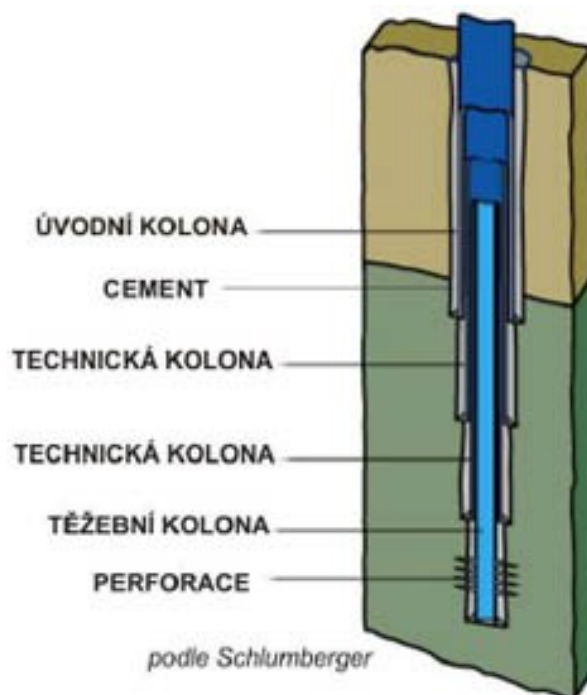
Značení	Význam	Jednotka
$C_1$	Konstanta pro výpočet napětí v tlakové nádobě	-
$C_2$	Konstanta pro výpočet napětí v tlakové nádobě	-
$D$	Velký průměr závitu matice	mm
$D_1$	Malý průměr závitu matice	mm
$D_2$	Střední průměr závitu matice	mm
$D_d$	Průměr díry pro šroub	mm
$E$	Modul pružnosti v tahu	GPa
$F_p$	Síla od tlaku uvnitř nádoby působící na dna nádoby	N
$F_{pod}$	Síla od víka působící na podstavec	N
$F_{S1}$	Síla na 1 šroub	N
$F_z$	Síla v závitu	N
$G$	Modul pružnosti ve smyku	GPa
$H_1$	Nosná výška závitu matice	mm
$M_k$	Krouticí moment	N · mm
$M_{TH}$	Moment tření pod hlavou šroubu	N · mm
$M_{TZ}$	Moment tření v závitech	N · mm
$M_U$	Utahovací moment	N · mm
$R_e$	Mez kluzu	MPa
$R_m$	Mez pevnosti	MPa
$S$	Obsah plochy	mm <sup>2</sup>
$V_v$	Objem válce	m <sup>3</sup>
$W_k$	Průřezový modul v krutu	mm <sup>2</sup>

$d$	Velký průměr závitu šroubu	mm
$d_1$	Vnější průměr pracovní komory	mm
$d_2$	Střední průměr závitu šroubu; vnitřní průměr pracovní komory	mm
$d_3$	Malý průměr závitu šroubu	mm
$d_k$	Průměr hlavy šroubu	mm
$f_h$	Součinitel tření	-
$f_z$	Součinitel tření v závitech	-
$g$	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$i$	Počet šroubů	-
$k_s$	Koeficient bezpečnosti	-
$l$	Délka oblouku závitu	mm
$l_p$	Délka pracovní části komory	mm
$l_{zh}$	Délka závitu horního víka	mm
$l_{zs}$	Délka závitu spodního víka	mm
$m_1$	Hmotnost na jedno závěsné oko	kg
$m_n$	Hmotnost nového zařízení	kg
$m_p$	Hmotnost starého zařízení	kg
$m_v$	Hmotnost dutého válce	kg
$p$	Tlak v závitech	MPa
$p_1$	Maximální pracovní tlak	MPa
$p_2$	Tlak z vnějšku pracovní komory	MPa
$p_d$	Dovolený tlak v závitech	MPa
$p_{max}$	Maximální tlak v závitech	MPa
$p_{zk}$	Zkušební tlak	MPa

$r_1$	Vnitřní poloměr pracovní komory	mm
$r_2$	Vnější poloměr pracovní komory	mm
$z_h$	Počet závitů horního víka	-
$z_s$	Počet závitů spodního víka	-
$\alpha$	Úhel drážky v horním víku	°
$\alpha_z$	Úhel profilu závitu	°
$\eta_S$	Účinnost šroubového spojení	-
$\mu$	Poissonova konstanta	-
$\pi$	Ludolfovo číslo	-
$\rho$	Hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\sigma$	Dovolené namáhání při výpočtové teplotě	MPa
$\sigma_{20}$	Dovolené namáhání při výpočtové teplotě 20 °C	MPa
$\sigma_o$	Osové napětí	MPa
$\sigma_r$	Radiální napětí	MPa
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	MPa
$\sigma_t$	Obvodové napětí	MPa
$\sigma_{tah}$	Napětí v tahu	MPa
$\tau_k$	Napětí v krutu	MPa
$\varphi'$	Třecí úhel	°
$\psi$	Úhel stoupání	°

## 0 Úvod

Pažnicové trubky se používají v těžařském průmyslu pro vyztužení stěn vrtů. Hloubení vrtu probíhá vrtnými nástroji, a to buď vrtnými korunkami, nebo různými rotačními dláty. Trubkou, která má menší průměr než vrtný nástroj, je do něj pod tlakem vháněn výplach, který slouží k chlazení a také odvodu horniny okolo přívodní trubky směrem k povrchu. Obsluha na povrchu sleduje, jak se mění hornina s hloubkou a upravuje vlastnosti výplachu tak, aby vyrovnal tlak uvnitř vrtu s okolím. Aby nedošlo ke zborcení vrtu a bylo zabráněno pronikání např. podzemní vody do vrtu, stěny se vyztužují pažnicovými trubkami a zacementují se. Účelem cementace vrtu je jeho izolace od okolních vrstev. Pažnicové trubky mají na koncích závity a spojují se na povrchu pomocí objímek do pažnicových kolon. Ze začátku se používají větší průměry pažnicových trubek a zapaží se úvodní kolona, která prochází méně zpevněnými horninami. Spodní část (pata) úvodní kolony je uložena ve zpevněné hornině a vyplněna cementem. Po vytvrdnutí cementu se pokračuje hloubením pod patou úvodní kolony vrtným nástrojem s menším průměrem. Nejmenší použitá pažnicová kolona se nazývá těžební kolona. [5] [12]



Obr. 1 – Schéma těžební kolony [12]

Pažnicové trubky se vyrábí podle norem API 5CT nebo ISO 11960:2014. Trubky se vyrábí bezešvé, válcované zatepla z kontisliťků na válcovací trati. Ohřev probíhá v karuselové peci a poté následují procesy děrování, prodloužení dutého předvalku na elongátoru, válcování na válcovací stolici, válcování na hladicí stolici a kalibrování. Rovnání trubek probíhá zastudena na rotační rovnačce. Poté dochází ke kalení a popouštění. [13]

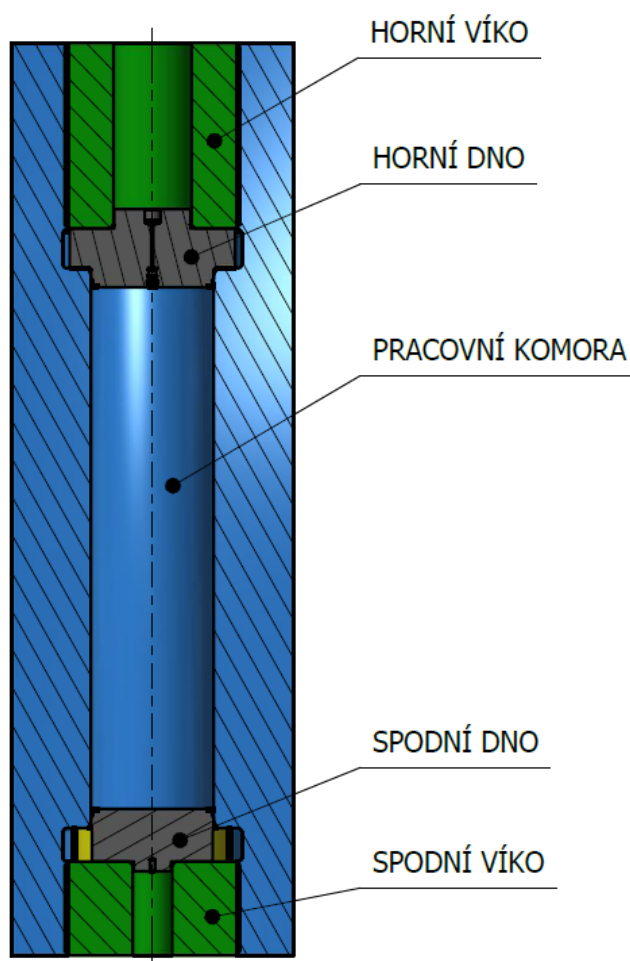
U trubek se poté zjišťují:

- Výsledky tahových zkoušek
- Výsledky zkoušky rázem
- Prokalitelnost
- Odolnost proti vnějšimu tlaku

## 1 Popis zkušebního zařízení

Zkušební zařízení se skládá z pracovní komory s víky, zvedáku horního víka, hydraulických zařízení a rozvodů a ovládacího pultu. Pracovní komora je naplněna olejem a je uchycena za pomoci šroubů k podstavci, který je připevněn k podlaze pomocí kotevních šroubů. K tlakování komory slouží dvojčinný hydraulický multiplikátor. Zvedák horního víka je uchycen k podlaze a slouží k otevírání / uzavírání komory a odsunu víka mimo pracovní prostor komory. Víka se do komory šroubují pomocí lichoběžníkového nerovnoramenného zesíleného závitu. Horní víko i komora v horní části mají po obvodu závitu vyrobeny bajonetové drážky, kterými se víko zasune do spodní pozice a poté pootočením dvojicí hydraulických pístů o cca  $20^\circ \div 30^\circ$  dojde k uzavření komory.

Zkušební zařízení slouží ke zkoušení pažnicových trubek na odolnost proti vnějšímu přetlaku. Rozměry zkoušených trubek vychází z tabulky č. 1, délka testovaných trubek činí 710 mm.



Obr. 2 – Řez pracovní komorou

Tab. 1 – Vyráběné rozměry a velikost zkušebních tlaků dle API 5CT v ArcelorMittal Ostrava [15]

Nominální vnější průměr		Nominální tloušťka stěny	Velikost kolapsových tlaků			
			NH L80 HC	NH C95 HC	NHP 110 HC	NH Q125 HC
in	mm	mm	MPa	MPa	MPa	MPa
4 1/2	114,30	5,21	33,5	36,8	37,9	-
		5,69	41,1	45,9	48,0	-
		6,35	50,6	57,8	62,4	-
		7,37	63,2	73,7	82,5	-
		8,56	76,1	89,6	102,2	-
5	127,00	5,59	30,7	33,6	34,3	-
		6,43	42,6	47,7	50,1	-
		7,52	56,0	64,7	71,1	-
		9,19	73,1	85,9	97,6	-
5 1/2	139,70	6,20	31,4	34,3	35,2	-
		6,98	41,4	46,3	48,4	-
		7,72	50,2	57,3	61,7	-
		9,17	64,7	75,6	84,9	-
		10,54	76,8	90,4	103,1	-
6 5/8	168,28	7,32	29,8	32,5	33,2	-
		8,94	46,8	52,9	56,4	-
		10,59	61,1	71,2	79,3	-
		12,06	72,2	84,9	96,4	-
7	177,80	6,91	21,9	23,7	24,0	-
		8,05	33,0	36,2	37,2	-
		9,19	44,4	49,9	52,7	-
		10,36	54,7	63,0	68,9	-
		11,51	63,5	74,1	83,1	-
		12,65	71,6	84,1	95,4	111
7 5/8	193,68	7,62	22,7	24,5	24,9	-
		8,33	28,9	31,5	32,2	-
		9,52	40,0	44,5	46,4	-
		10,92	51,9	59,5	64,4	-
		12,70	64,6	75,5	84,8	91,6
8 5/8	219,08	7,72	16,6	17,8	18,0	-
		8,94	25,1	27,2	27,7	-
		10,16	35,0	38,5	39,7	-
		11,43	45,2	51,0	54,0	-
		12,70	54,3	62,5	68,2	-
9 5/8	244,48	8,94	18,4	19,9	20,1	-
		10,03	25,5	27,6	28,1	-
		11,05	32,8	36,0	37,0	-
		11,99	39,8	44,3	46,1	50,3
		13,84	52,2	59,9	65,0	75,8

## **1.1 Cíle práce**

Cílem je navrhnout novou pracovní komoru pro testování pažnicových trubek, která by umožnila testovat trubky dlouhé až 2380 mm. Proto je potřeba prodloužit pracovní část komory o 1670 mm. Zadavatel diplomové práce, firma ArcelorMittal Ostrava, a.s. zároveň požaduje ponechat stávající části zkušebního zařízení a vyrobit novou pouze pracovní komoru. Maximální výpočtový tlak ve stávající pracovní komoře je 200 MPa.



## 2 Popis zkoušky

Před provedením zkoušky je do zkušební vzorku umístěn trn. Trny jsou plné, ocelové a mají mírně kuželovitý tvar, aby se snadněji vytlačovaly ze zborceného vzorku. Pro každý průměr vzorku je jeden zkušební trn. Na vzorek se poté nasadí příruby s těsněním a ty jsou k sobě staženy pomocí desek se svorníky. Vzorek se za pomoci jeřábu umístí do komory a komora se systémem zavírání horního víka uzavře. Obsluha připojí k ovládacímu pultu záznamové zařízení a spustí tlakování komory. Během zkoušky obsluha sleduje hodnotu okamžitého tlaku na záznamovém zařízení. Zkouška trvá do té doby, než dojde ke zborcení vzorku. Zborcení je doprovázeno hlasitou ránou (zejména u trubek větších průměrů) a poklesem tlaku v pracovní komoře. Po zborcení je vypnuto tlakování komory a obsluha otevřením přepouštěcího ventilu uvolní přebytečný tlak z komory. Přebytečný olej, který se do komory dostal při tlakování se přepustí za pomoci čerpadla do nádrže. Otevře se horní víko nádrže, vyjme se zborcený zkušební vzorek a umístí se na pracovní stůl. Na pracovním stole jsou ze vzorku sundány desky se svorníky, příruby a těsnění a poté se za pomoci stahováku vytlačí se zborcené trubky zkušební trn. Výstupem ze zkoušky je velikost maximálního kolapsového tlaku, který je trubka o daném průměru schopna vydržet před zborcením. Velikost tohoto tlaku musí být vyšší, než tlak požadovaný normou pro danou velikost trubky.



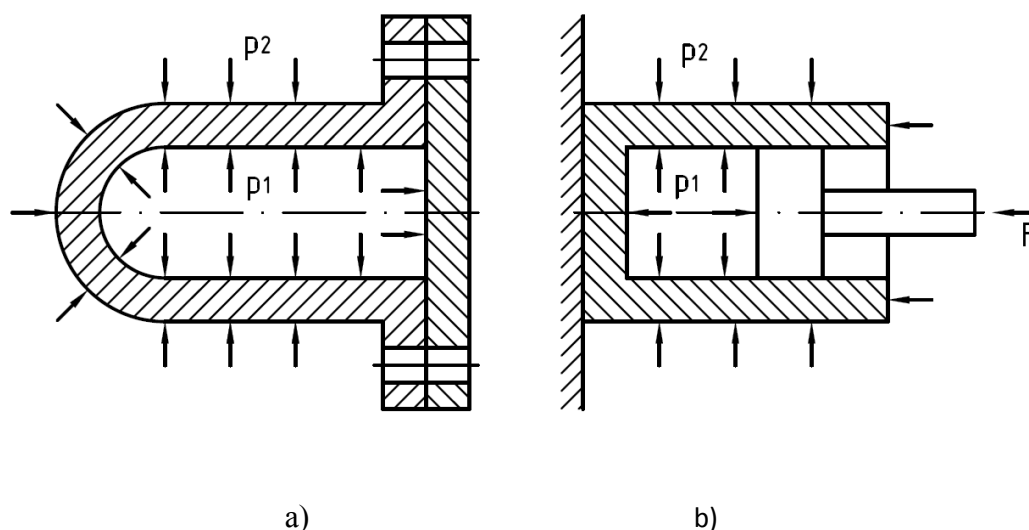
Obr. 3 – Zkušební vzorek připravený ke zkoušce

### 3 Tlakové nádoby

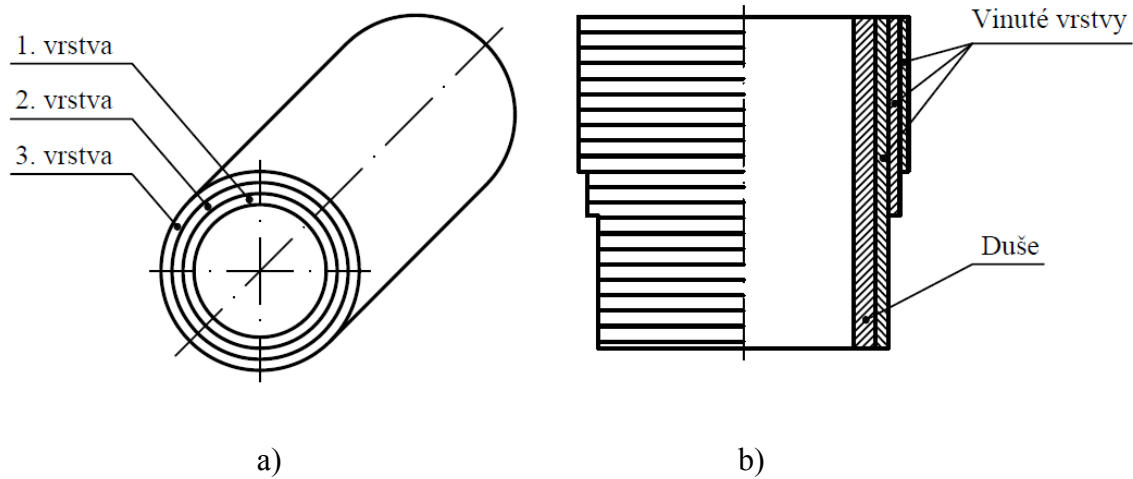
Pojmem nádoba se v technické praxi označují součásti, které mají tvar dutých těles namáhaných vnitřním, nebo vnějším přetlakem. Mezi tlakové nádoby se řadí například potrubí, kotlová tělesa, nalisované náboje na hřídelích, expanzní nádoby. Tlakové nádoby se dělí na tenkostěnné a tlustostěnné.

Tenkostěnná nádoba je taková součást, jejíž tloušťka je v porovnání s ostatními rozměry, například jejím průměrem velmi malá. Změna napětí je díky malé tloušťce stěny velmi malá a lze ji zanedbat. Výpočet tenkostěnné nádoby se poté řeší pomocí membránové teorie skořepin pružnosti a pevnosti.

Tlustostěnné nádoby se používají, pokud z pevnostních výpočtů vychází tlustá stěna pláště, pro kterou se již nedá použít membránová teorie skořepin. Tlustostěnné nádoby se vyrábějí jako uzavřené (obr. 4a), nebo otevřené (hydraulický válec, obr. 4b). U uzavřených tlustostěnných nádob vzniká napětí ve třech směrech – obvodové  $\sigma_t$ , radiální  $\sigma_r$  a osové  $\sigma_o$ . Tlustostěnné nádoby se nejčastěji vyrábí z výkovků, nebo zkružených a vzájemně svařených plechů s uzavřeným dnem nebo plášťovou přírubou a dnem. Tlustostěnné nádoby se také vyrábějí jako vícevrstvé (obr. 5a), nebo jako vinuté (obr. 5b). Vinutá nádoba se skládá z duše a na ni jsou v několika vrstvách navinuty pásy. [3] [9]



Obr. 4 – Uzavřená a otevřená nádoba



Obr. 5 – Vícevrstvá a vinitá tlustostěnná nádoba

## 4 Výstroj tlakové nádoby

Jedná se o zařízení sloužící k ochraně tlakových nádob při překročení nejvyšších dovolených mezí. Bezpečnostní výstroj zahrnují zařízení pro přímé omezení tlaku, např. pojistné ventily, nebo zařízení uvádějící v činnost kontrolní a regulační zařízení, např. tlakový snímač, který umožní, aby byl automaticky omezen přívod média. [11]

### Druhy bezpečnostní výstroje:

#### A) Zařízení sloužící k omezení nejvyššího dovoleného tlaku

- Pojistné ventily
- Pojistné membrány
- Kombinace pojistného ventilu a pojistné membrány

#### B) Zařízení k omezení nejvyšší dovolené teploty

- Omezovače teploty

#### C) Ostatní omezovače

- Omezovače hladiny
- Omezovače průtoku
- Měřicí, ovládací a regulační systémy

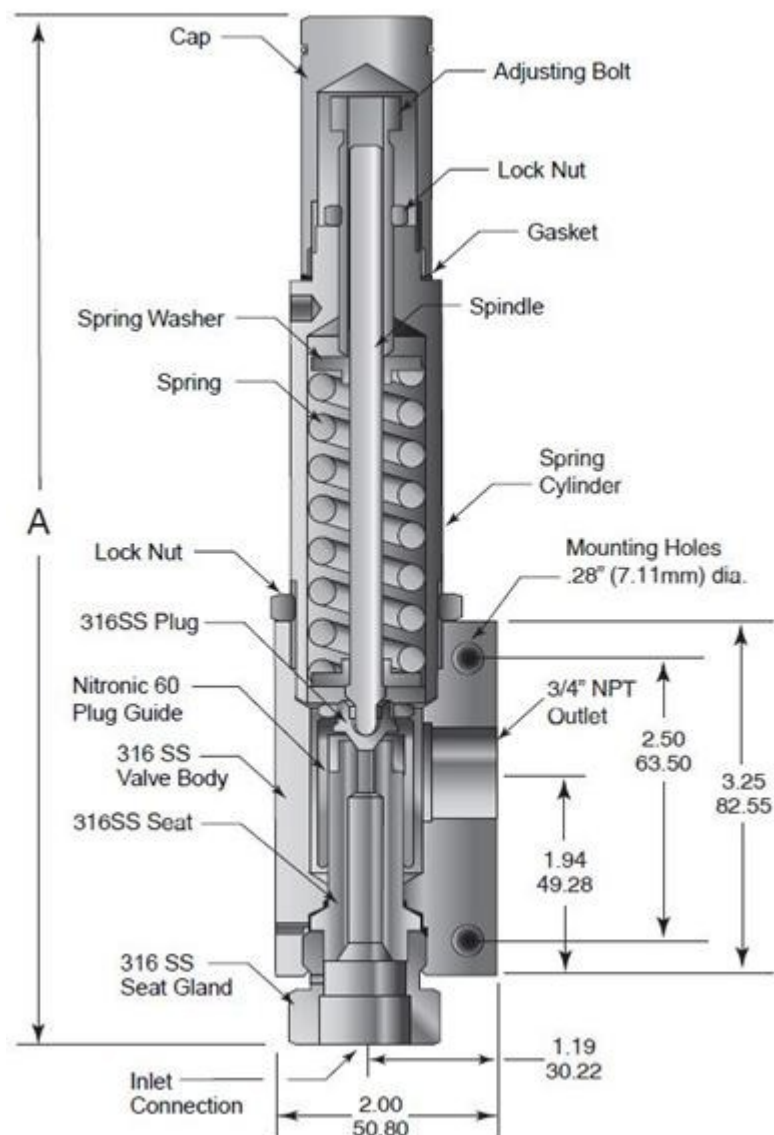
Podle ČSN 69 0010-5.2 musí být tlaková nádoba, nebo tlakové prostory vybaveny uzavírací a vypouštěcí armaturou, tlakoměrem, pojistným zařízením a odvětrávacím uzávěrem. Otevíratelná nádoba musí mít zařízení, které umožní vyrovnání tlaku v nádobě na atmosférický.

### 4.1 Pojistné ventily

Pojistné ventily musí zabránit překročení maximálního pracovního tlaku nebo nejvyšší pracovní teploty v tlakové nádobě. Nastavují se proto tak, aby se otevíraly při dosažení nejvyššího pracovního tlaku v nádobě. Existují výjimky, kdy je dovoleno krátkodobé překročení nejvyššího pracovního tlaku o 10% u ventilů samočinných a o 6% u ventilů plnozdvížných a impulzních. U tlakových nádob kde může dojít ke korozi, nebo znečištění sedla ventilu musí být vnitřní průměr sedla ventilu alespoň 15 mm. Pojistné ventily se umísťují přímo na nádobu a obvykle na nejvyšší místo a zabezpečují se před ucpáním nebo znečištěním. [7]

Pojistný ventil volen firmy Parker s katalogovým číslem 45RVP9072. Tento pojistný ventil je vybaven pružinou, která přitlačuje záklopku. Při překročení požadovaného tlaku dojde k nadzvednutí záklopku a úniku přebytečného tlaku do výfukové armatury. Velikost

tlaku, při kterém dojde k nadzvednutí kuličky se dá nastavit pomocí stavěcího šroubu. Minimální velikost tlaku je 172 MPa a maximální velikost tlaku je 310 MPa.



Obr. 6 – Pojistný ventil Parker [16]

Pojistný ventil bude ke komoře připojen pomocí připojovacího šroubení, které se zašroubuje přímo do otvoru vyrobeného v pracovní komoře. Aby byla zajištěna správná funkce pojistného ventilu, musí být ventil umístěn ve vertikální poloze. Proto bude ventil ke šroubení připojen ještě přes koleno. Mezi kolenem a pojistným ventilem bude muset být umístěno ještě jedno šroubení. Zvoleny připojovací šroubení Parker s katalogovým číslem 60MAH9H9 a koleno Parker s katalogovým číslem CL9900. V těchto armaturách bude docházet k tlakovým ztrátám, proto bude nutno řešit jejich zohlednění při nastavení pojistného tlaku s technickým oddělením firmy Parker.



Obr. 7 – Šroubení Parker [17]



Obr. 8 – Koleno Parker [18]

## 4.2 Výfuková armatura

Pokud je nejvyšší pracovní tlak v nádobě vyšší než 1,6 MPa, musí být pojistný ventil vybaven výfukovou trubkou. Výfuková trubka nesmí obsahovat uzavírací zařízení a musí být řešena tak, aby vzniklými odpory nebyla ovlivněna funkce pojistného ventilu. Výfuková trubka má být co nejkratší a musí být zachycena podporami, aby nedocházelo k namáhání pojistného ventilu. Pokud to konstrukce vyžaduje a výfuková trubka musí být ohlá, ohyb se umísťuje co nejbližší pojistnému ventilu. Vyústění trubky musí být provedeno tak, aby

pracovní látka neohrozila osoby. Na výfukovou trubku lze použít tlumič výfuku, ale ten musí být konstruován tak, aby neovlivnil protitlakem funkci pojistného ventilu. [7]

### **4.3 Tlakoměry**

Konstrukci, montáž a umístění tlakoměru na tlakové nádobě předepisovala norma ČSN 25 7201, která však byla zrušena bez náhrady. Měřící rozsah tlakoměru musí být takový, aby se maximální pracovní tlak pohyboval ve druhé třetině rozsahu stupnice. Na tlakoměru musí být červeně vyznačen tlak, který odpovídá maximálnímu pracovnímu tlaku. Ukazatel tlaku musí být umístěn tak, aby jej viděla obsluha a byl dobře čitelný. Tlakoměr, pokud to konstrukce umožňuje se umísťuje přímo na tlakovou nádobu. Pokud nelze provést kontrolu nebo výměnu tlakoměru po odtlakování nádoby, musí být vybaven uzavírací armaturou. [7]

Tlaková komora je připojena systémem potrubí k ovládacímu pultu, na kterém je umístěn tlakoměr. K ovládacímu pultu se také připojuje digitální záznamové zařízení, které slouží k zaznamenávání tlaku v průběhu zkoušky a na němž obsluha také může sledovat velikost tlaku uvnitř komory.

### **4.4 Uzavírací a vypouštěcí armatura**

Vypouštěcí armatury slouží k vypouštění a odkalování tlakových nádob. Jako vypouštěcí, a zároveň uzavírací armatura může sloužit například vypouštěcí ventil, avšak ventil musí být schopen odolat pracovnímu tlaku v nádobě. Během provozu tlakové nádoby musí být uzavírací armatura v poloze uzavřeno a musí být v této poloze zajištěna pojistným zařízením. Pokud je pojistné zařízení v zajišťovací poloze, nesmí být možno vypouštěcí armaturu otevřít. Jestliže není uzavírací armatura dokonale uzavřena, nesmí být možno dát pojistné zařízení do zajišťovací polohy. [7]

Jakou vypouštěcí armatura bude sloužit potrubí vedoucí k napouštěcímu otvoru. Při tlakové zkoušce bude použita zátka Parker s katalogovým číslem 43TC16. Tato zátka se používá při tlakových testech a slouží k uzavírání potrubí. Zátka je schopna odolat tlaku 296 MPa. Zátka bude našroubována na připojovací šroubení, které bude zašroubováno do otvoru vyrobeného v pracovní komoře.





Obr. 9 – Zátka parker [19]

## 5 Tlaková zkouška

Tlakovou zkouškou se ověřuje pevnost a těsnost tlakové nádoby. Provádění tlakových zkoušek předepisují normy ČSN 69 0010-7.1 a EN 13445. Tlaková zkouška se provádí vodou, nebo jinou předepsanou zkušební kapalinou. Teplota kapaliny musí být od 5 °C do 50 °C. Pokud je nádoba ve svislé poloze, musí být zkušební tlaku dosaženo i v nejvyšším místě. Při tlakové zkoušce musí být na nádobu připojeny alespoň 2 tlakoměry, z nichž jeden je kontrolní.

### 5.1 Zkušební tlak

Zkušební tlak je tlak zkušební kapaliny, kterým se nádoba zkouší během tlakové zkoušky. Velikost zkušební tlaku se stanovuje výpočtem.

Velikost zkušební tlaku dle ČSN 69 0010-7.1

$$p_{zk} = 1,25 \cdot p_1 \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma} \quad (1)$$

$p_{zk}$  – Zkušební tlak

$\sigma_{20}$  – Dovolené namáhání materiálu nádoby při výpočtové teplotě 20 °C

$\sigma$  – Dovolené namáhání při výpočtové teplotě

Protože pracovní teplota i zkušební teplota komory jsou 20 °C, ze vzorce poté vypadne poměr dovolených namáhání.

$$p_{zk} = 1,25 \cdot p_1 = 1,25 \cdot 200 = 250 \text{ MPa}$$

Velikost zkušební tlaku dle EN 13445 [10]

$$p_{zk} = 1,43 \cdot p_1 = 1,43 \cdot 200 = 286 \text{ MPa} \quad (2)$$

Z výpočtu zkušební tlaku je vidět rozdíl ve velikosti tohoto tlaku podle normy ČSN 69 001-7.1 a EN 13445. Protože zadavatel požaduje ponechání stávajících částí zkušebního zařízení a nově vyrobená bude pouze pracovní komora, volí autor velikost zkušební přetlaku podle výpočtu normy ČSN, tedy podle vzorce (1).

## 5.2 Provedení tlakové zkoušky

Před tlakovou zkouškou se nádoba musí naplnit zkušební kapalinou tak, aby vytékala všemi odvzdušňovacími otvory bez pění. Nejprve se v nádobě zvýší tlak na maximální pracovní tlak (výpočtový tlak). Při nejvyšším pracovním tlaku se prohlédne celý vnější povrch nádoby za současného poklepu kladivem (hmotnost kladiva přibližně 0,5 kg). Pokud při nejvyšším pracovním tlaku nebyly zjištěny netěsnosti, ani jiné závady pokračuje se zvýšením tlaku na zkušební. Pokud byly zjištěny netěsnosti, pokračuje se ve zkoušce až po jejich přetěsnění. Zvyšování tlaku na zkušební musí být rovnoměrné a nesmí být kratší než 1 minuta. Po dosažení zkušební tlaku následuje výdrž na zkušebním tlaku. Doba výdrže závisí na tloušťce stěny nádoby (tab. 2). [8]

Tabulka 2 – Doba výdrže na zkušebním tlaku

Tloušťka stěny [mm]	Doba výdrže [min]
do 50	10
50 ÷ 100	20
nad 100	30

Po uplynutí doby výdrže následuje snížení tlaku na pracovní a nádoba se opět zkontroluje. Po provedení zkoušky se zkušební látka odstraní. Nádoba zkoušce vyhoví, pokud [8]:

- Po zkoušce nejsou patrné žádné deformace
- Nejsou zjištěny příznaky trhlin
- Zkušební tlak v průběhu zkoušky zůstane konstantní
- Není zjištěno vytékání látky (prokazatelné vytékání způsobené netěsností armatur se nebere v úvahu)

Při provádění tlakové zkoušky musejí být všechny otvory utěsněny zátkami, protože potrubí připojené ke zkušebnímu zařízení nejsou dimenzována tak, aby odolala zkušebnímu tlaku 250 MPa. Vyjímkou je pouze otvor, na který bude připojen pojistný ventil. Pojistný ventil se při provádění zkoušky seřídí tak, aby nepropouštěl při dosažení zkušební tlaku.

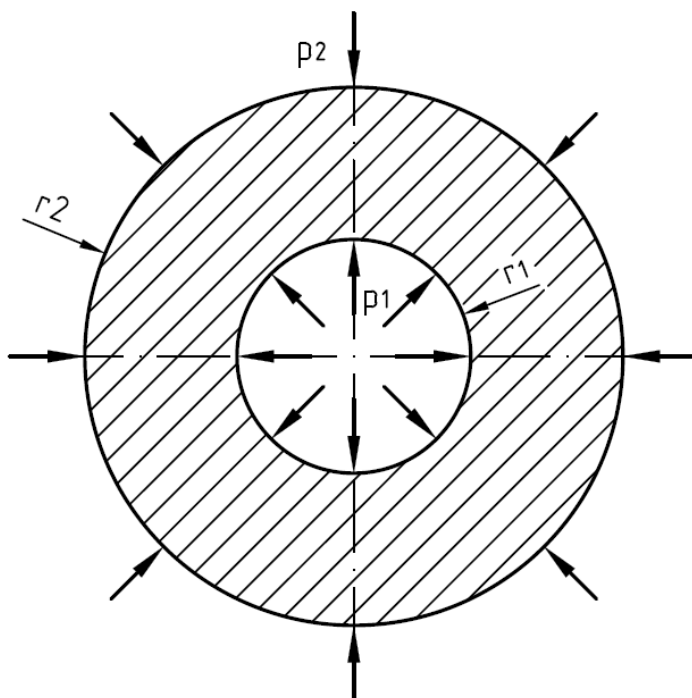
## 6 Pevnostní kontrola válcové části pracovní komory

Pracovní komora je v pracovní části mezi horním a spodním dnem namáhána vnitřním tlakem. V tabulce 1 jsou uvedeny minimální velikosti kolapsového tlaku, které musí daná pažnicová trubka vydržet. Tlak, při kterém dojde ke zborcení pažnicové trubky je větší, a proto je tlaková komora navržena vnitřní maximální pracovní tlak  $p_1 = 200$  MPa, vnější přetlak je  $p_2 = 0$  MPa.

Pracovní komora je na obou koncích uzavřena víky a osově síly, které na tyto víka působí zachycuje přes lichoběžníkový nerovnoramenný zesílený závit. Z tohoto důvodu se jedná o tlakovou nádobu uzavřenou, ve které bude vznikat i osově napětí. Výpočet je proveden podle teorie tlustostěnných nádob [4]

Materiál pracovní komory je volena ocel 16 540.7. Jedná se o ocel vhodnou pro velké výkovky a pro vysoké tlaky. Nejnižší mez kluzu materiálu je  $R_e = 735$  MPa, modul pružnosti v tahu  $E = 216$  GPa, modul pružnosti ve smyku  $G = 83$  GPa a Poissonova konstanta  $\mu = 0,3$ . [6]

Vnitřní poloměr nádoby  $r_1 = 315$  mm, vnější poloměr nádoby  $r_2 = 725$  mm.



Obr. 10 – Rozložení tlaku v nádobě

## 6.1 Pevnostní kontrola proti maximálnímu pracovnímu tlaku

Základní bezpečnost pro maximální pracovní tlak se počítá k mezi kluzu a je dána součinitelem bezpečnosti 1,5 [10]. Pokud je poměr meze kluzu a meze pevnosti  $\frac{R_e}{R_m} > 0,625$  musí být splněna také bezpečnost k mezi pevnosti se součinitelem bezpečnosti 2,4 [9].

Výpočet konstanty  $C_1$

$$C_1 = \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{200 \cdot 315^2}{725^2 - 315^2} = 46,5 \quad (3)$$

Výpočet konstanty  $C_2$

$$C_2 = p_1 \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = 200 \cdot \frac{725^2 \cdot 315^2}{725^2 - 315^2} = 24463011,5 \quad (4)$$

Výpočet osového napětí

$$\sigma_o = \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{200 \cdot 315^2}{725^2 - 315^2} = 46,5 \text{ MPa} \quad (5)$$

Výpočet radiálního napětí na poloměru  $r_1$

$$\sigma_r(r_1) = C_1 - \frac{C_2}{r_1^2} = 46,5 - \frac{24463011,5}{315^2} = -200 \text{ MPa} \quad (6)$$

Výpočet radiálního napětí na poloměru  $r_2$

$$\sigma_r(r_2) = C_1 - \frac{C_2}{r_2^2} = 46,5 - \frac{24463011,5}{725^2} = 0 \text{ MPa} \quad (7)$$

Výpočet obvodového napětí na poloměru  $r_1$

$$\sigma_t(r_1) = 2 \cdot C_1 + p_1 = 2 \cdot 46,5 + 200 = 293 \text{ MPa} \quad (8)$$

Výpočet obvodového napětí na poloměru  $r_2$

$$\sigma_t(r_2) = 2 \cdot C_1 + p_2 = 2 \cdot 46,5 + 0 = 93 \text{ MPa} \quad (9)$$

Z výpočtu vyplývá, že největší napětí je na vnitřním poloměru tlakové nádoby.

Výpočet redukovaného napětí pomocí hypotézy HMM

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_r^2 + \sigma_t^2 - (\sigma_o \cdot \sigma_r + \sigma_o \cdot \sigma_t + \sigma_r \cdot \sigma_t)} = \\ \sigma_{red} &= \sqrt{46,5^2 + (-200)^2 + 293^2 - (46,5 \cdot (-200) + 46,5 \cdot 293 + (-200) \cdot 293)} = \\ \sigma_{red} &= 426,9 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{10}$$

Výpočet součinitele bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{735}{426,9} = 1,72\tag{11}$$

Z rovnice (11) vyplývá, že vypočtený součinitel bezpečnosti  $k_s = 1,72$  je vyšší, než normou požadovaný 1,5.

## 6.2 Pevnostní kontrola proti zkušebnímu tlaku

Při tlakové zkoušce se nádoba zkouší vyšším tlakem, než je maximální pracovní. Z tohoto důvodu je hodnota součinitele bezpečnosti k mezi kluzu 1,1.

Výpočet konstanty  $C_1$

$$C_1 = \frac{p_{zk} \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{250 \cdot 315^2}{725^2 - 315^2} = 58,2$$

Výpočet konstanty  $C_2$

$$C_2 = p_{zk} \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = 250 \cdot \frac{725^2 \cdot 315^2}{725^2 - 315^2} = 30578764,4$$

Výpočet osového napětí

$$\sigma_o = \frac{p_{zk} \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{250 \cdot 315^2}{725^2 - 315^2} = 58,2 \text{ MPa}$$

Výpočet radiálního napětí na poloměru  $r_1$

$$\sigma_r(r_1) = C_1 - \frac{C_2}{r_1^2} = 58,2 - \frac{30578764,4}{315^2} = -250 \text{ MPa}$$

Výpočet obvodového napětí na poloměru  $r_1$

$$\sigma_t(r_1) = 2 \cdot C_1 + p_1 = 2 \cdot 58,2 + 250 = 366,4 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí pomocí hypotézy HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_r^2 + \sigma_t^2 - (\sigma_o \cdot \sigma_r + \sigma_o \cdot \sigma_t + \sigma_r \cdot \sigma_t)} =$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{58,2^2 + (-250)^2 + 366,4^2 - (58,2 \cdot (-250) + 58,2 \cdot 366,4 + (-250) \cdot 366,4)} =$$

$$\sigma_{red} = 533,8 \text{ MPa}$$

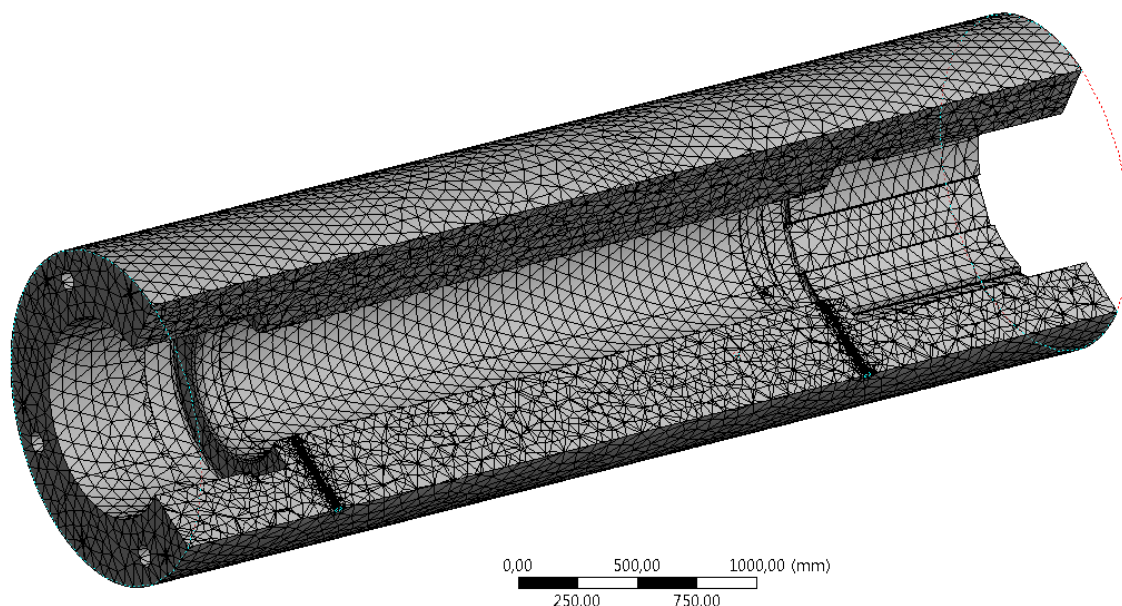
Výpočet bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{735}{533,8} = 1,37 \quad (12)$$

Z rovnice (13) vyplývá, že vypočtený součinitel bezpečnosti  $k_s = 1,37$  je vyšší, než normou požadovaný 1,1.

### 6.3 Pevnostní kontrola pomocí metody konečných prvků

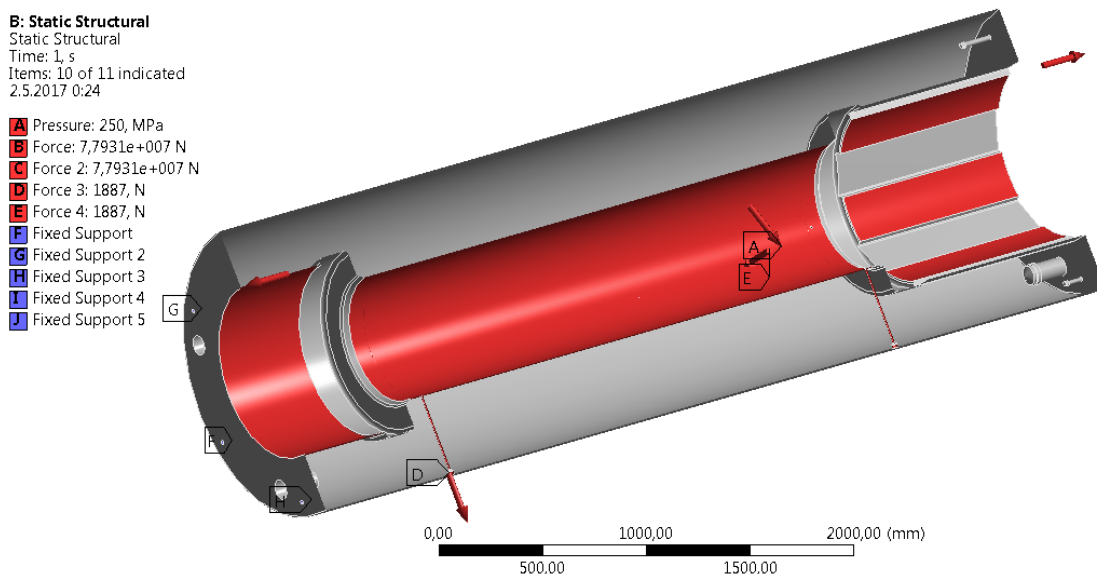
Pevnostní kontrola proběhla v programu Ansys Workbench 16. Model pracovní komory byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2015 a následně byl importován do programu Ansys. Model byl vysítován automatickou sítí s velikostí elementu 70 mm. Celkový počet elementů je 231959.



Obr. 21 – Vysítovaný model pracovní komory

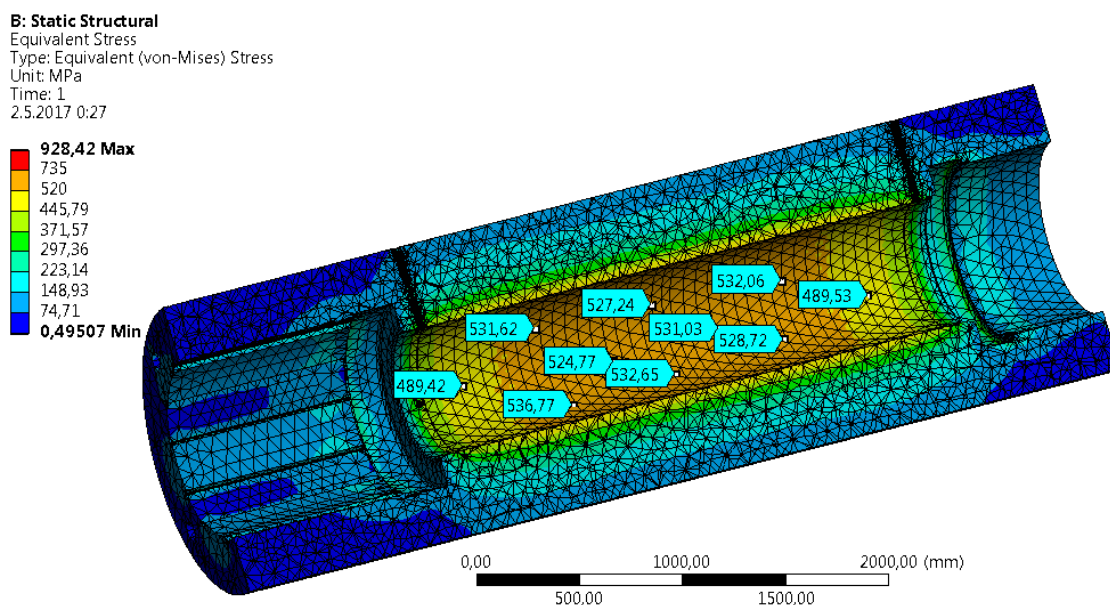
Pevnostní kontrola pomocí MKP je provedena pro zatížení zkušebním tlakem, tj. 250 MPa. Model pracovní komory byl zatížen tlakem v místě pracovní části a otvorů pro tlakovou výstroj. V místech závitů pro víka působí tlaková síla od tlaku uvnitř nádoby směrem ven

z nádoby. V místech závitů pro přípojovací šroubení také působí tlaková síla. Celá pracovní komora je pevně zavazbena v místech pro šrouby k upevnění k podstavci.



Obr. 22 – Působení sil na model

Výpočet redukovaného napětí v komoře proběhl podle pevnostní hypotézy HMM. Díky tomu lze porovnat výsledky analýzy pomocí metody konečných prvků s analytickým řešením.

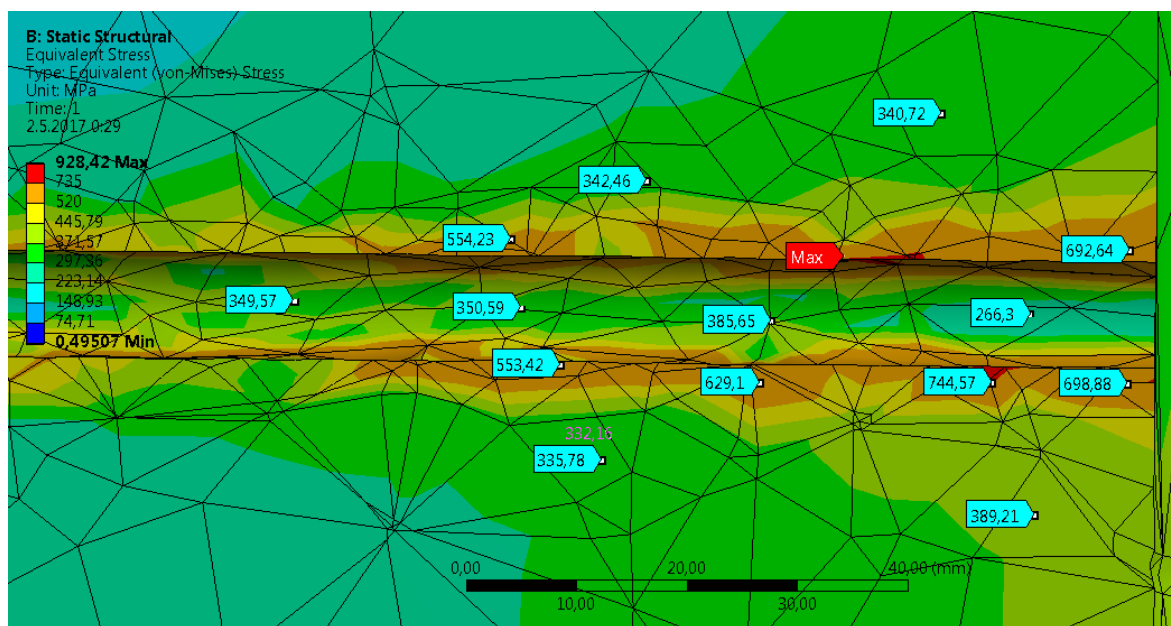


Obr. 23 – Napětí uvnitř tlakové nádoby

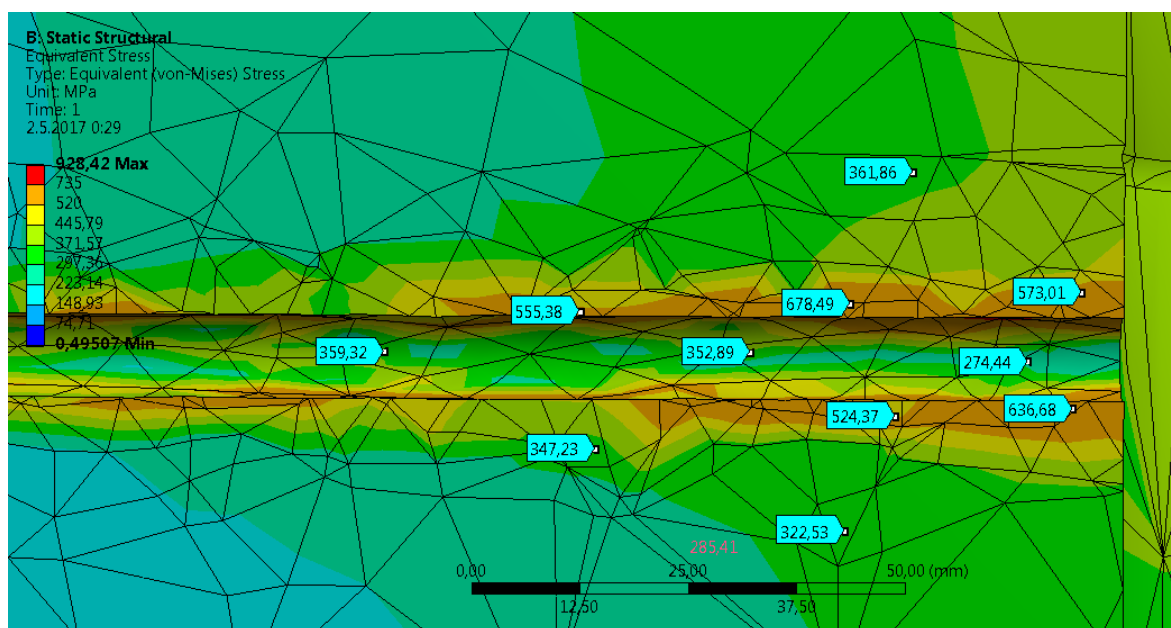
Jak je vidět na obrázku 23, napětí na vnitřním poloměru tlakové nádoby je přibližně 530 MPa a napětí je shodné s napětím vypočteným analyticky. Největší napětí vzniká v místě otvoru pro tlakovou výstroj. Tento otvor vnáší do tlakové komory vrubový účinek. Jak je



patrně z obrázku 24 maximální napětí je 928,4 Mpa. V tomto případě lze říci, že se jedná o napěťovou špičku, protože napětí se koncentruje v jednom uzlu. To samé se dá říci o ostatních místech s napětím přesahujícím 700 MPa. Při porovnání napětí s druhým otvorem (obr. 24 a 25), který má stejné rozměry, je patrné, že napěťové špičky vznikají hlavně kvůli vysíťování modelu. Zároveň je vidět pokles napětí směrem od vnitřního poloměru nádoby k vnějšku. Protože v tomto místě bude působit převážně tlakové napětí, nehrozí vznik únavové trhliny. Na stávající komoře jsou obdobné otvory a ani po více než 40 letech provozu zde nejsou žádné únavové trhliny.

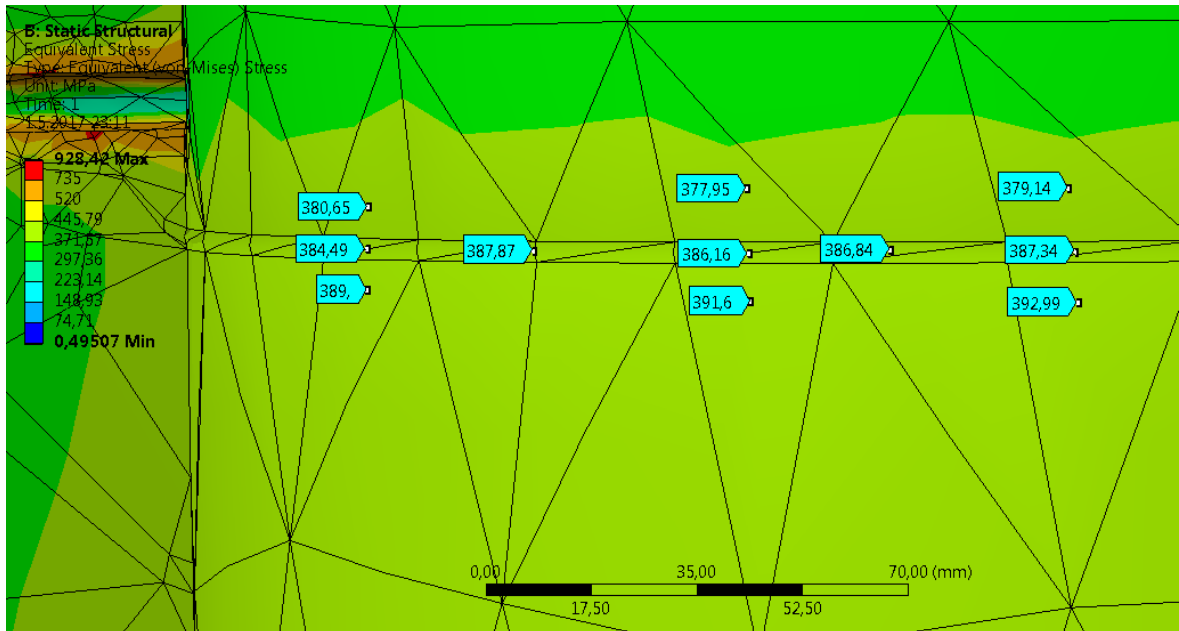


Obr. 24 – Maximální napětí v pracovní komoře



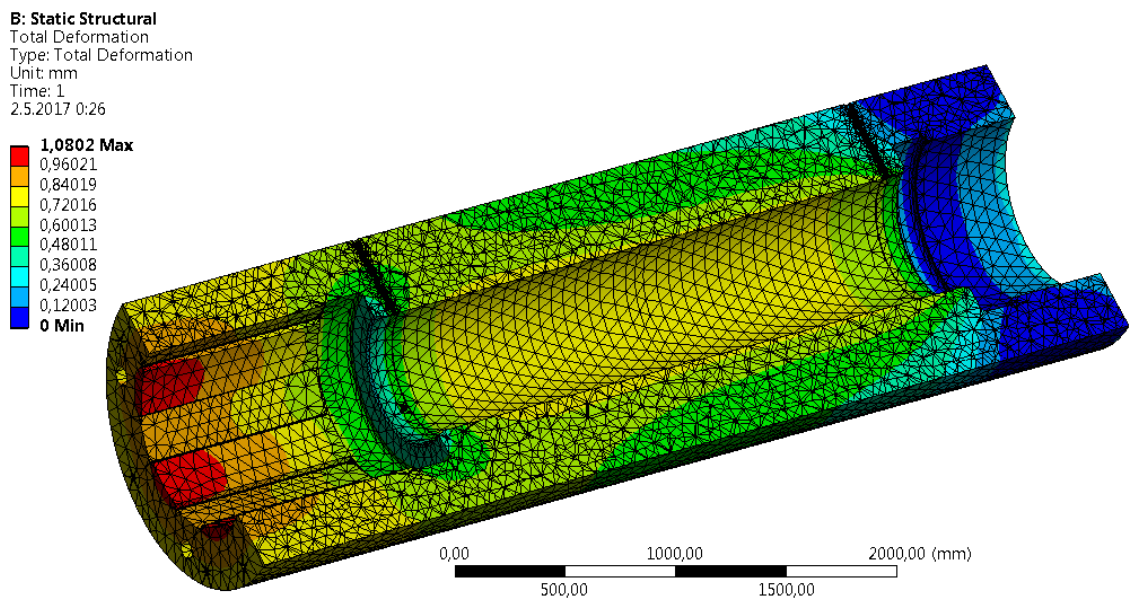
Obr. 25 – Napětí v druhém otvoru pracovní komory

V místě zápichu, který také vnáší vrubový účinek nevzniká žádná napěťová špička a napětí je stejné jako v okolí zápichu. V zápichu také budou vznikat převážně tlaková napětí, a proto zde nebude hrozit vznik únavových trhlin. Zápichy jsou v pracovní komoře pouze z technologických důvodů.



Obr. 26 – Napětí v zápichu

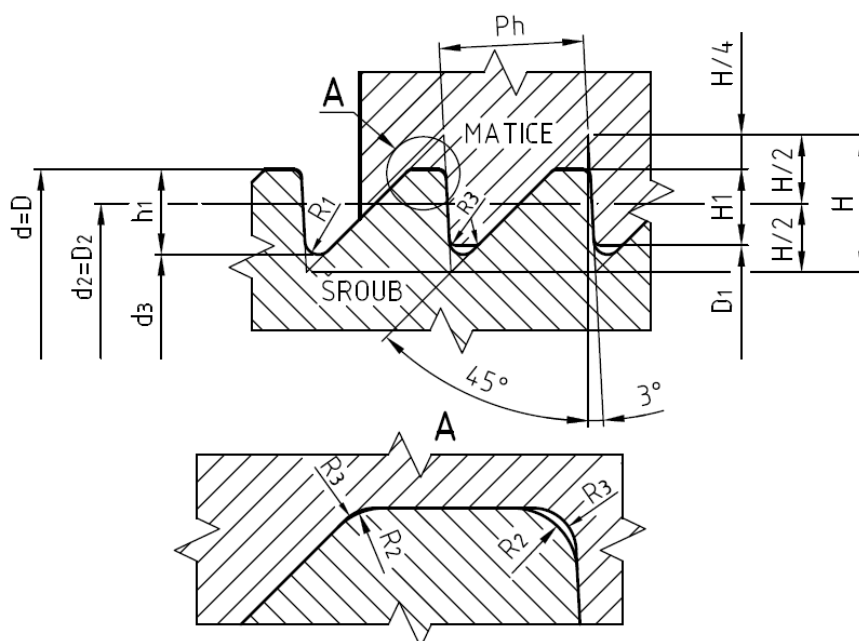
K největší deformaci tlakové komory dochází v místech výběhu závitů pro horní víko. Ve skutečnosti v těchto místech nebudou tak velké deformace, protože v analýze není zohledněno nerovnoměrné rozložení tlaku v závitech.



Obr. 27 – Deformace pracovní komory

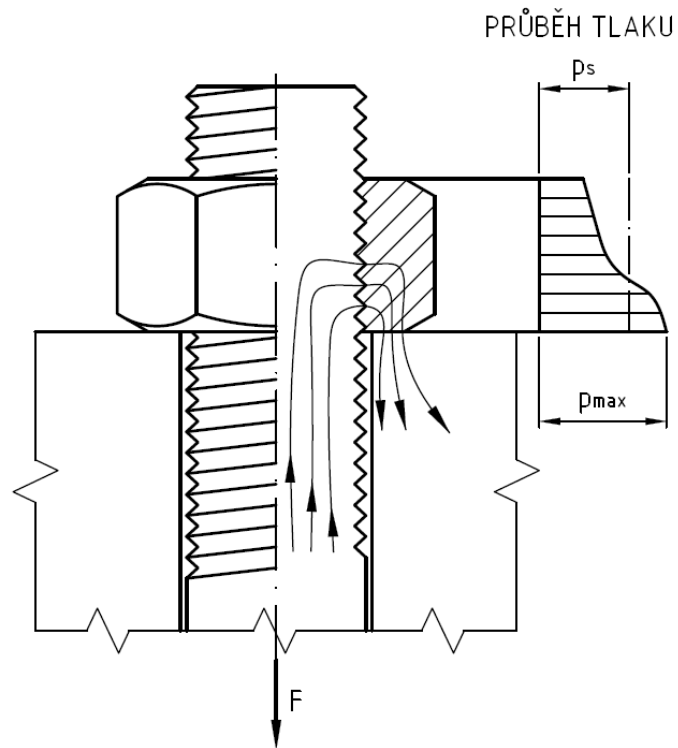
## 7 Pevnostní kontrola závitů pro víka

Pro uzavírání tlakové komory a stabilizaci den v nádobě slouží horní a spodní víko. Obě víka se do pracovní komory šroubují. Na jejich vnějším průměru vyroben lichoběžníkový nerovnoramenný závit zesílený, s úhlem sklonu strany profilu  $45^\circ$  dle ČSN 01 4053. Tento závit se používá při velkém axiálním zatížení v jednom směru. Závit má nízké tření a velkou pevnost ve střihu díky dlouhému dnu závitu. [14]



Obr. 11 – Lichoběžníkový nerovnoramenný závit zesílený

Závity v obou víkách jsou během zkoušky osově zatěžovány přes dna od tlaku vyvolaného olejem uvnitř pracovní části tlakové komory. Pracovní komora je tlakována pomocí dvojčinného multiplikátoru do té doby, než dojde ke zborcení zkušební vzorku. Tlakování trvá přibližně  $5 \div 8$  minut a proto lze uvažovat zatížení jako statické. Mezi závity v tlakové komoře a víky dochází k otláčování. Protože jsou mezi závity výrobní vůle a deformace závitu v pracovní komoře i víku jsou rozdílné, osové zatížení je mezi všemi závity rozděleno nerovnoměrně. Největší zatížení, asi  $30 \div 40$  % přenášejí první závity a často se plasticky deformují (obr. 12). [1] [2]



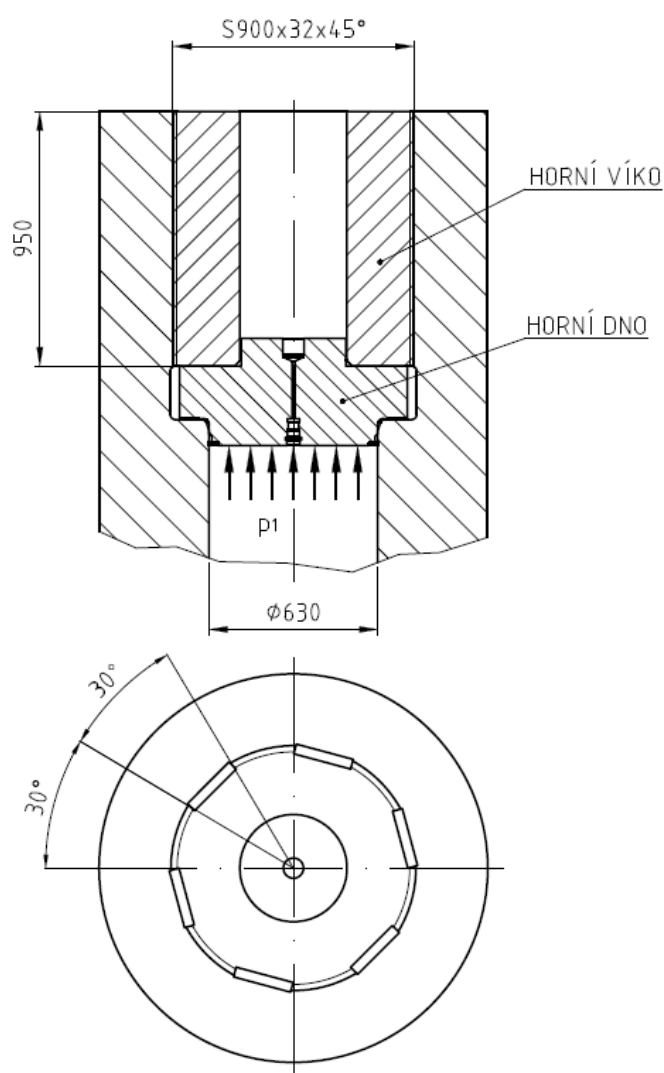
Obr. 12 – Průběh tlaku v závitech

Problém s nerovnoměrným rozdělením napětí v závitech se dá snížit při použití lícovaných závitů nebo speciálně upravených matic. Lícování stanovuje mezní úchytky pro uložení závitů. Lícování lichoběžníkového nerovnoramenného závitu zesíleného předepisují normy ČSN 01 4368 pro matici a ČSN 01 4369 pro šroub. Použitím lícovaného závitu dojde ke zmenšení vůlí v závitu v důsledku čehož bude napětí mezi závity lépe rozloženo a první závity nezachytí tak velkou část osově síly. Pokud by byla tlaková komora vyrobena s lícovanými závity, bylo by nutné vyrobít také nová víka. Ve stávající tlakové komoře závity nejeví žádné známky poškození, ani po více než 40 letech používání. Svou roli na tom určitě hraje i fakt, že tlaková komora není zatěžována na maximálních 200 MPa.

Nerovnoměrné rozdělení napětí po délce závitu bude kompenzováno navýšením tlaku působícího na závity o 40 %. Navýšení bere v úvahu, že první závity přenáší přibližně 30 ÷ 40 % osově síly a závity budou kontrolovány na tento maximální tlak. Dovolенý tlak v závitech pro materiál 16 540.7 volen  $p_d = 200$  MPa.

## 7.1 Pevnostní kontrola závitů pro horní víko

Závity horního víka jsou namáhány osovou silou vyvolanou tlakem uvnitř nádoby. Přes horní dno dochází k přenosu síly na horní víko, které je zašroubované uvnitř pracovní komory. Horní víko spolu s horním dnem je uchyceno k zařízení, které slouží k otevírání/uzavírání tlakové komory a odsunu víka mimo pracovní prostor. Na horním víku je vyrobeno 6 bajonetových drážek pootočených o  $30^\circ$ . Otevírání tlakové komory probíhá pootočením horního víka dvojicí pístů do polohy, kdy se dostanou závity víka do bajonetové drážky vyrobené v pracovní komoře. Poté dojde ke zdvihu horního víka z pracovní komory a odsunu mimo pracovní prostor.



Obr. 13 – Horní část pracovní komory

Parametry závitu S900 x 32 x 45° ČSN 01 4053:

Velký průměr závitu  $d = D = 900$  mm; střední průměr závitu  $d_2 = D_2 = 884,797$  mm; malý průměr závitu šroubu  $d_3 = 862,240$  mm; malý průměr závitu matice  $D_1 = 868$  mm; stoupání  $P_h = 32$  mm.

Výpočet osově síly vyvolané tlakem uvnitř nádoby

$$F_p = p_1 \cdot S = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 250 \cdot \frac{\pi \cdot 630^2}{4} = 77931132,8 \text{ N} \quad (13)$$

Výpočet délky oblouku závitu

$$l = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot \alpha}{360^\circ} \cdot i = \frac{\pi \cdot 884,797 \cdot 30^\circ}{360^\circ} \cdot 6 = 1389,8 \text{ mm} \quad (14)$$

Výpočet počtu závitů

$$z_h = \frac{l_{zh}}{P_h} = \frac{950}{32} = 29,6 \rightarrow 30 \quad (15)$$

Výpočet nosné výšky závitu

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{900 - 868}{2} = 16 \text{ mm} \quad (16)$$

Výpočet tlaku v závitech

$$p = \frac{F_p}{l \cdot H_1 \cdot z_h} = \frac{77931132,8}{1389,8 \cdot 16 \cdot 30} = 116,8 \text{ MPa} \quad (17)$$

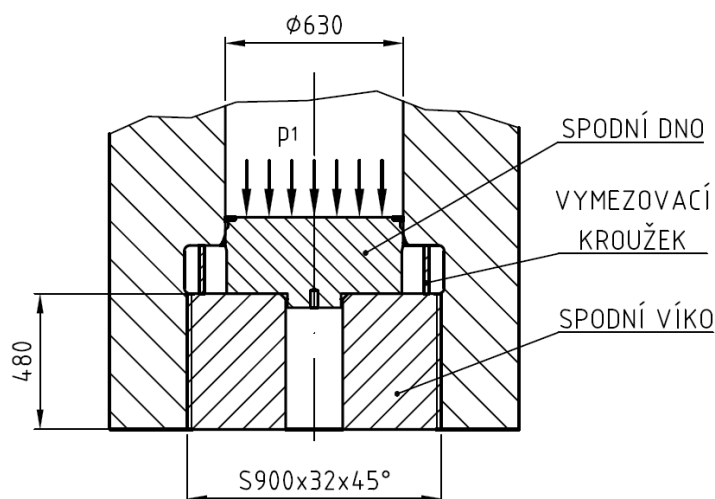
Výpočet tlaku v závitech se zohledněním nerovnoměrného rozložení tlaku

$$p_{max} = p \cdot 1,4 = 116,8 \cdot 1,4 = 163,5 \text{ MPa} \quad (18)$$

Z výsledku rovnice (18) vyplývá, že vypočtený maximální tlak v závitech i se zohledněním nerovnoměrného rozložení tlaku v závitech je menší než dovolený tlak.

## 7.2 Pevnostní kontrola závitu pro spodní víko

Spodní víko je zatěžováno obdobně jako horní víko. Přes spodní dno se přenáší osová síla vyvolaná tlakem uvnitř nádoby na spodní víko. Hydrostatický tlak oleje v komoře působící na spodní dno je v porovnání s navrhovaným tlakem 200 MPa malý, a proto je zanedbán. Závity víka horní a spodního jsou stejné.



Obr. 14 – Spodní část pracovní komory

Výpočet počtu závitů

$$z_s = \frac{l_{zs}}{P_h} = \frac{480}{32} = 15 \quad (19)$$

Výpočet tlaku v závitech

$$p = \frac{F_p}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_s} = \frac{77931132,8}{\pi \cdot 884,797 \cdot 16 \cdot 15} = 116,8 \text{ MPa} \quad (20)$$

Výpočet tlaku v závitech se zohledněním nerovnoměrného rozložení tlaku

$$p_{max} = p \cdot 1,4 = 116,8 \cdot 1,4 = 163,5 \text{ MPa} \quad (21)$$

Z výsledku rovnice (21) vyplývá, že vypočtený maximální tlak v závitech i se zohledněním nerovnoměrného rozložení tlaku v závitech je menší než dovolený tlak.

## 8 Podstavec

Pracovní komora bude uložena na podstavci a její poloha bude zajištěna pomocí šesti šroubů M24 pevnostní třídy 8.8 s mezí kluzu  $R_e = 660$  Mpa. Podstavec bude zároveň přichycen k podlaze pomocí čtyřech kotevních šroubů M36.

Šrouby pro uchycení komory budou namáhány při přemísťování komory tíhou podstavce. Pro kompenzaci známých sil působících na podstavec od spodního víka bude osová síla kompenzována navýšením o pětinašobek osově síly od tíhy podstavce. Hmotnost podstavce je  $m_p = 1817,4$  kg.

### 8.1 Pevnostní kontrola šroubů pro uchycení pracovní komory

Výpočet osově síly šroubu

$$F_{S1} = 5 \cdot \frac{m_p \cdot g}{i} = 5 \cdot \frac{1817,4 \cdot 9,81}{6} = 14857,5 \text{ N} \quad (22)$$

Výpočet napětí v tahu

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{S1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{14857,5}{\frac{\pi \cdot 20,319^2}{4}} = 45,8 \text{ MPa} \quad (23)$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{3}{\pi \cdot 22,051}\right) = 2,5^\circ \quad (24)$$

Výpočet třecího úhlu

Součinitel tření v závitu volen  $f_z = 0,18$ .

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_z}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,18}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 11,7^\circ \quad (25)$$

Výpočet napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{F_{S1} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \quad (26)$$
$$\tau_k = \frac{14857,5 \cdot \operatorname{tg}(2,5 + 11,7) \cdot \frac{22,051}{2}}{\frac{\pi \cdot 20,319^3}{16}} = 25,2 \text{ MPa}$$



Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{45,8^2 + 4 \cdot 25,2^2} = 68,1 \text{ MPa} \quad (27)$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{660}{68,1} = 9,7 \quad (28)$$

Z rovnice (28) vyplývá, že součinitel bezpečnosti je vyšší než 1,5 a šrouby pevnostně vyhovují.

## 8.2 Výpočet utahovacího momentu šroubů pro uchycení pracovní komory

Výpočet momentu tření v závitech

$$M_{TZ} = F_z \cdot \frac{d_2}{2} = F_{S1} \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 14857,5 \cdot \operatorname{tg}(2,5 + 11,7) \cdot \frac{22,051}{2} = \quad (29)$$

$$M_{TZ} = 41450 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výpočet momentu tření pod hlavou šroubu

$$M_{TH} = F_{S1} \cdot f_h \cdot \frac{D_d + d_k}{4} = 14857,5 \cdot 0,2 \cdot \frac{25 + 36}{4} = 45315,4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (30)$$

Výpočet utahovacího momentu

$$M_u = M_{TZ} + M_{TH} = 41450 + 45315,4 = 86765,4 \text{ N} \cdot \text{mm} = 86,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (31)$$

Vypočtený utahovací moment vyšel velmi malý, maximální utahovací moment pro šroub M24 a pevnostní třídu 8.8 je 652 N · m. Pro šroub M24 volen utahovací moment  $550 \pm 50 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

## 8.3 Pevnostní kontrola podstavce pomocí metody konečných prvků

Podstavec bude uložen na podlaze a uchycen k ní pomocí čtyř kotevních šroubů. Na podstavec bude působit tíha od pracovní komory a zároveň bude na podstavec působit síla od spodního víka vyvolaná tlakem uvnitř nádoby. Materiál podstavce volena ocel 11 500 s mezí kluzu  $R_e = 275 \text{ MPa}$  [22].

Zjednodušeně pro potřebu výpočtu pomocí metody konečných prvků bude vypočítána účinnost šroubového spojení spodního dna a pracovní komory a poté pomocí této účinnosti bude vypočítána síla působící na podstavec.

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{32}{\pi \cdot 884,797}\right) = 0,7^\circ$$

Výpočet třecího úhlu

Součinitel tření v závitu volen  $f_z = 0,18$ .

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_z}{2}\right)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,18}{\cos\left(\frac{3}{2}\right)}\right) = 10,2^\circ$$

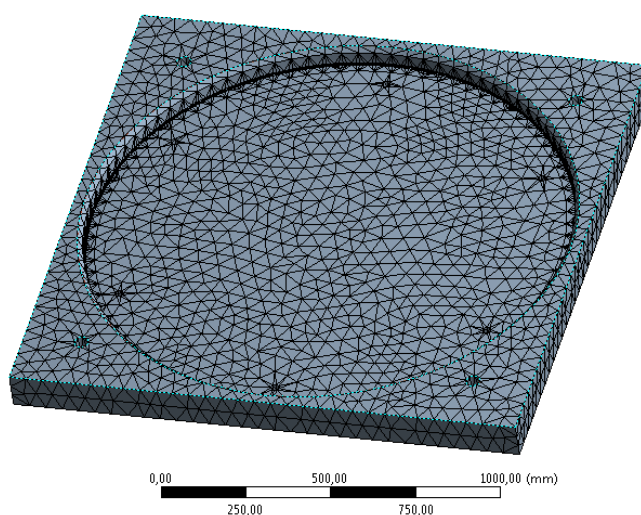
Výpočet účinnosti šroubového spojení

$$\eta_s = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg}(0,7)}{\operatorname{tg}(0,7 + 10,2)} = 0,06 \quad (32)$$

Výpočet síly působící na podstavec od víka

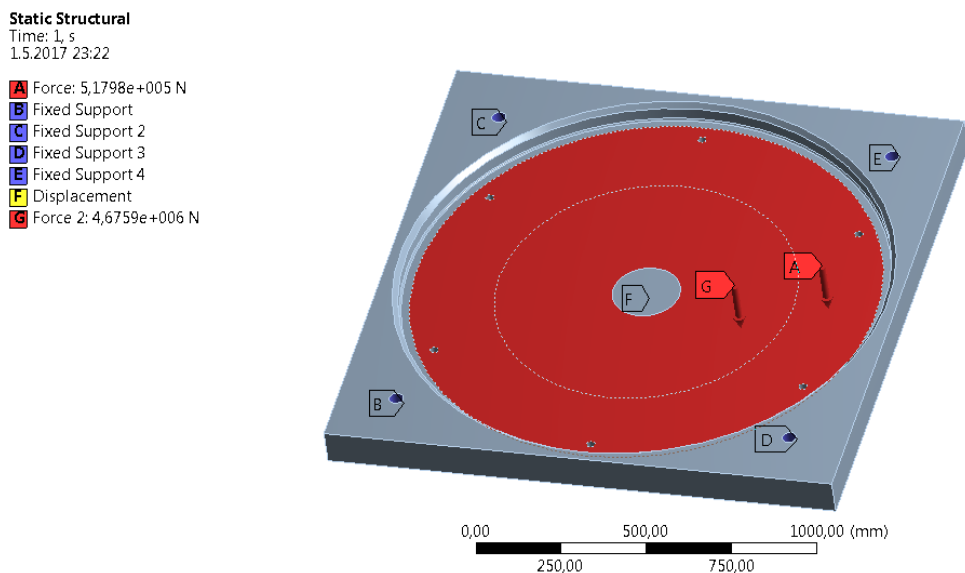
$$F_{pod} = F_p \cdot \eta_s = 77931132,8 \cdot 0,06 = 4675867,9 \text{ N} \quad (33)$$

Pevnostní kontrola proběhla v programu Ansys Workbench 16. Model pracovní komory byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2015 a následně byl importován do programu Ansys. Model byl vysítován automatickou sítí s velikostí elementu 50 mm. Celkový počet elementů je 30038.



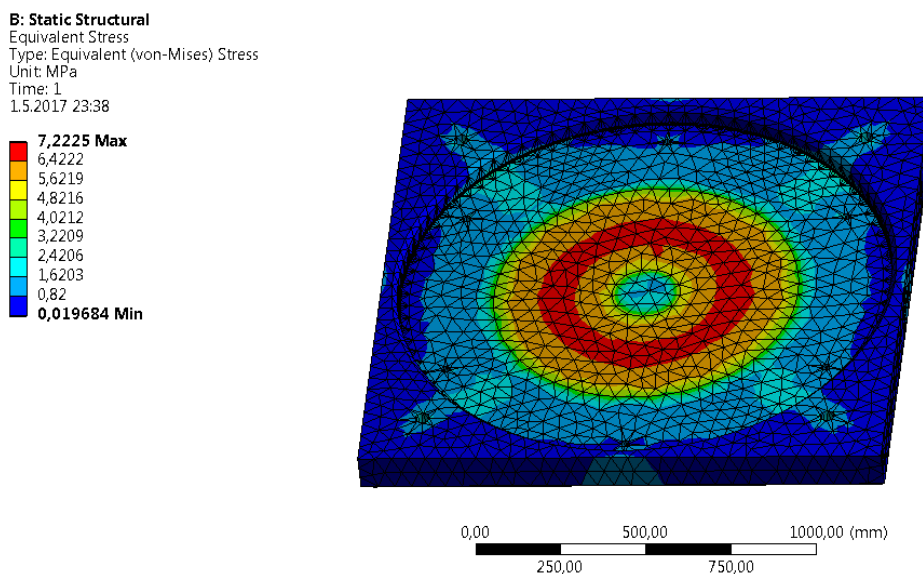
Obr. 15 – Vysítovaný model podstavce

Podstavec je zatížen v místě, kde je uložena pracovní komora tíhou celého zařízení a v místě pod spodním víkem je zatížen silou vypočtenou ve vzorci (33). Podstavec je zavazben v otvorech, kde budou kotevní šrouby. Zároveň je znemožněn průhyb podstavce v místě, kde bude uložen na podlaže.



Obr. 16 – Působení sil na model

Napětí v podstavci bylo vypočteno pomocí hypotézy HMM. Největší napětí v podstavci je v místě pod spodním víkem (obr. 17).



Obr. 17 – Napětí v podstavci

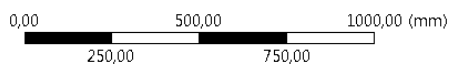
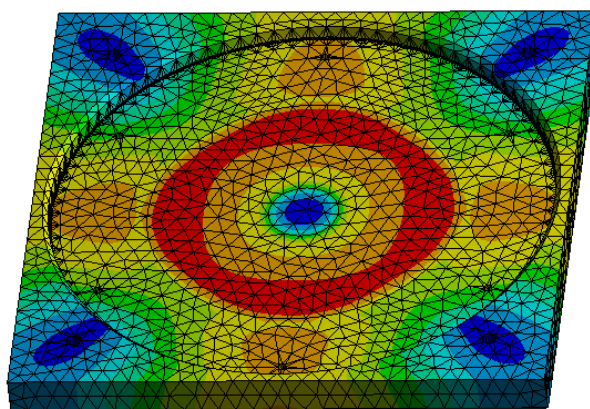
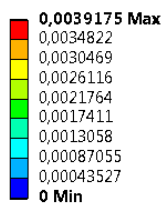
## Výpočet bezpečnosti podstavce

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{275}{7,2} = 38,2 \quad (34)$$

Z rovnice (34) vyplývá, že součinitel bezpečnosti je vyšší než 1,5. Vypočtená bezpečnost je velmi vysoká, podstavec tedy bude schopen odolat daleko většímu zatížení než vypočtenému podle rovnice (33).

Největší deformace vznikne v místě pod spodním víkem. Tato deformace je velmi malá a na stabilitu při upevnění pracovní komory nebude mít žádný vliv.

**B: Static Structural**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
1.5.2017 23:37



Obr. 19 – Deformace podstavce

## 9 Manipulace s pracovní komorou

Aby bylo možné s pracovní komorou manipulovat, zejména při montáži, musí být komora vybavena prvky k tomuto účelu určenými. Pracovní komora bude po instalaci pevně ustavena a nebude se s ní nijak manipulovat, proto je zbytečné řešit manipulaci s komorou pomocí přivařených závěsných čepů. Jako nejjednodušší varianta se jeví použití závěsných ok, která se zašroubují do předem vyrobených děr se závity v komoře.

Hmotnost celého stávajícího zkušebního zařízení je podle sestavného výkresu  $m_p = 35240$  kg. Nová pracovní komora, u které bude prodloužena pracovní část bude těžší. Prodloužení činí  $l_p = 1670$  mm s tím, že vnitřní a vnější rozměry pracovní části zůstanou zachovány. Proto bude vypočtena hmotnost tohoto dutého válce a ta bude přičtena k původní hmotnosti.

Výpočet hmotnosti zkušebního zařízení s novou pracovní komorou.

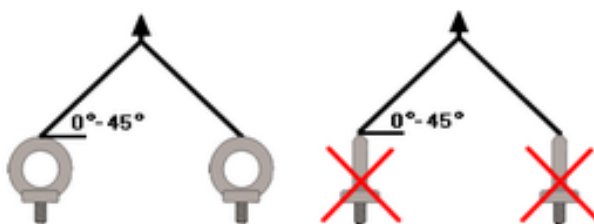
$$m_n = m_p + m_v = m_p + V_v \cdot \rho = m_p + \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot l_p \cdot \rho = \quad (35)$$

$$m_n = 35240 + \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (1,45^2 - 0,63^2) \cdot 1,67 \cdot 7850 = 52801 \text{ kg}$$

Výpočet hmotnosti na jedno závěsné oko

$$m_1 = \frac{m_n}{i} = \frac{52801}{4} = 13200,3 \text{ kg} \quad (36)$$

Voleno závěsné oko se šroubem M100 podle normy DIN 580. Toto oko je schopné při uchycení za 2 body (obr. 20) unést těleso o hmotnosti 27000 kg, což je pro tuto aplikaci dostačující.



Obr. 20 – Uchycení závěsného oka za 2 body C15 [20].

Pevnostní kontrola závitu v pracovní komoře pro závěsné oko se nemusí provádět. Závity na závěsném oku jsou navrženy tak, aby se nemusela kontrolovat pevnost závitu v matici (v tomto případě v závitu v díře vyrobené v pracovní komoře). Závěsná oka jsou

vyráběna z oceli C15 [20]. Mez kluzu tohoto oceli C15 je 350 MPa [21] což je nižší, než mez kluzu materiálu pracovní komory 735 MPa.

## 10 Závěr

V diplomové práci byla navržena nová pracovní komora pro testování pažnicových trubek na odolnost proti kolapsovém tlaku. Nově navržená komora se liší oproti stávající prodloužením pracovní části tlakové komory o 1670 mm. V úvodu je navržena nová výstroj pro tlakovou komoru. Je navržen pojistný ventil, který umožňuje nastavení tlaku, při kterém dojde k upuštění přebytečného tlaku. Pojistný ventil bude připojen pomocí vysokotlakého šroubení. Na pojistný ventil bude muset být připevněno výfukové potrubí, protože pojistný ventil jej neobsahuje. Tlakoměr bude použit stávající, ten je připojen pomocí potrubí k tlakové komoře a je umístěn na ovládacím panelu pro obsluhu. Měření tlaku také umožňuje záznamové zařízení, které je připojeno během zkoušky a zaznamenává průběh tlaku tlaku uvnitř pracovní komory.

Protože se jedná o tlakovou nádobu, musí být pracovní komora podrobena tlakové zkoušce. Velikost tlaku a průběh tlakové zkoušky popisuje norma ČSN 69 0010 – 7.1. Velikost zkušební tlaku je  $p_{zk} = 250$  MPa. Před provedením tlakové zkoušky budou muset být od pracovní komory odpojena veškerá potrubí, protože nejsou dimenzována na tak vysoký tlak a na šroubení budou nasazeny zátky.

Pevnostní kontrola pracovní komory byla provedena pomocí teorie tlustostěnných nádob pružnosti a pevnosti. Pracovní komora je namáhána vnitřním maximálním pracovním tlakem o velikosti  $p_1 = 200$  MPa. Při namáhání pracovní komory u ní dochází k trojosé napjatosti. Redukované napětí bylo vypočítáno pomocí hypotézy HMM, která se hodí pro houževnaté materiály a zároveň umožňuje porovnání s výsledky pevnostní kontroly pomocí metody konečných prvků. Výpočet proběhl jak pro zatížení tlakem  $p_1$  tak tlakem  $p_{zk}$ . Vypočtená bezpečnost pro tlak  $p_1$  vyšla 1,72, což je vyšší než normou požadovaná 1,5. Vypočtená bezpečnost pro zkušební tlak  $p_{zk}$  vyšla 1,37, což je vyšší než normou požadovaná 1,1. Pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků byla provedena v programu Ansys pro zkušební tlak  $p_{zk}$ . Z výsledků MKP vyšlo, že napětí na vnitřním poloměru pracovní komory je stejné, jako při analytickém výpočtu. V otvorech pro připojení armatur vznikaly napěťové špičky, které byly způsobeny tvarem vygenerované sítě. V těchto místech také bude docházet převážně k tlakovým napětím a nehrozí tak vznik únavových trhlin.

V pracovní komoře byly také zkontrolovány závity pro víka. Při výpočtu bylo zohledněno nerovnoměrné rozložení tlaku v závitech navýšením vypočteného tlaku o 40%. Dovolené napětí pro otlacení v závitech bylo voleno  $p_d = 200$  MPa. Toto napětí bylo zvoleno tak velké, protože závity budou zatěžovány klidnou silou a materiál použitý na

pracovní komoru je vysokopevnostní ocel s vysokou mezí kluzu. Závity pevnostní kontrole na otláčení při zkušebním tlaku  $p_{zk}$  vyhověly.

Pro navržený podstavec byly zkontrolovány šrouby, kterými bude upevněn k pracovní komoře. Síla byla navýšena, kvůli neznámým silám působícím od spodního víka. Samotný podstavec bude namáhán tíhou od zkušebního zařízení a také bude docházet k otláčování v místě styku se spodním víkem. Síla, kterou bude otláčovat spodní víko byla vypočtena se započtením účinnosti šroubového spojení spodního víka a pracovní komory. Pevnostní kontrola byla provedena pomocí MKP. Bezpečnost v tomto případě vyšla velmi vysoká a to 38,2. Navržený podstavec tedy bude schopen odolat i daleko většímu zatížení.

Protože hmotnost celého zařízení je přibližně 53 tun, bude zařízení přenášeno jeřábem. K zavěšení na hák jeřábu budou sloužit 4 závěsná oka, která se našroubují do pracovní komory.

Při výrobě nové pracovní komory doporučuje autor také vyrobit nové horní a spodní víko. To zejména z možného opotřebení závitů a také aby bylo možno slícovat závity pracovní komory se závity na víkách. Pokud by byly použity původní víka, musely by být demontovány a při výrobě pracovní komory by musely být použity ke slícování. Pokud by byly použity tolerance pro výrobu závitů, které předepisuje norma, mohlo by nastat, že by původní víka nešla našroubovat. Po desítkách let už víka nemusí mít stejné tolerance jako když byly vyrobena nová.



## 11 Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [2] POSPÍŠIL, František. *Závitová a šroubová spojení: určeno [též] studentům*. Praha: SNTL, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [3] NĚMEC, Jaroslav. *Výpočty pevnosti tlakových nádob*. 2., dopl. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.
- [4] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1998. ISBN 80-7078-572-1.
- [5] *Pažení a cementace vrtů podzemních zásobníků plynu: Technická instrukce*. In: . Český geologický úřad Praha, 1983.
- [6] ČSN 41 6540. *Ocel 16 540: Ni-Cr-Mo*. Praha: Český normalizační institut, 1981.
- [7] ČSN 69 0010-5.2. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Konstrukce. Část 5.2: Výstroj tlakových nádob*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [8] ČSN 69 0010-7.1 *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Konstrukce. Část 7.1: Stavební a první tlaková zkouška*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [9] ČSN 69 0010-11 *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Konstrukce. Část 11: Vysokotlaké tlustostěnné nádoby – Technické požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 1996.
- [10] BABINSKÝ, Milan. *TLAKOVÉ ZKOUŠKY TLAKOVÝCH ZAŘÍZENÍ* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1845>
- [11] VÁLEČEK, Roman. *Bezpečnostní výstroj tlakových zařízení* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1725&h=123>
- [12] *Vrty a vrtání* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.petroleum.cz/ropa/vrty-vrtani.aspx>
- [13] BÁR, Josef a Jan MELECKÝ. *Výroba pažnicových trubek jakostního stupně Q125 dle API 5CT* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://konference.tanger.cz/data/metal2007/sbornik/Lists/Papers/032.pdf>

- [14] *Buttress thread* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Buttress\\_thread](https://en.wikipedia.org/wiki/Buttress_thread)
- [15] *Trubky: Výrobní program* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <https://ostrava.arcelormittal.com/pdf/Trubky.pdf>
- [16] [online]. In: . [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://parker.autoclave.com/image?prodid=1202&itemid=1970&imgname=RVP-Relief-Valves.JPG>
- [17] [online]. In: . [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://parker.autoclave.com/image?prodid=1252&itemid=2388&imgname=Male-Male-Adapters.JPG>
- [18] [online]. In: . [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQATPXy-bXB1sjZs3hoOjSr0w88tuYHO054XSdLrGDcR4UZHQb9Jw>
- [19] [online]. In: . [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <https://www.rg-group.com/images/product/large/AE-female-tube-cap.jpg>
- [20] [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/din-580-din-582#zal1>
- [21] [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-12020.pdf>
- [22] [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11500.pdf>

## **Seznam příloh**

Příloha A – Výkres Sestava pracovní komory

Příloha B – Výkres Pracovní komora

Příloha C – Výkres Podstavec

Příloha D – Přiložené CD s kopií diplomové práce s technickou dokumentací