



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

## NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ AUTOKLÁVU

DESIGN OF AUTOCLAVE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Libor Poduška

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.

BRNO 2016

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	<b>Bc. Libor Poduška</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2015/16

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 diplomové práce:

## Návrh konstrukčního řešení autoklávu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce bude návrh otvoru pláště pro zavazení materiálu do autoklávu. Pevnostní rám pro lisovací zařízení autoklávu a následně výpočet pláště tlakové nádoby. Model všech těchto částí bude navržen a zkonstruován v parametrickém programu Solidworks. Pevnostní výpočty pro jednotlivé návrhy budou simulovány v programu Solidworks. Závěrečná varianta bude pevnostně zkontrolována pomocí programu MKP. Pro určité návrhy bude provedeno technicko-ekonomické zhodnocení

### Cíle diplomové práce:

1. Seznámení se s problematikou konstrukčního řešení autoklávů
2. Rozbor řešeného problému z hlediska tlakových nádob stabilních
3. Návrh konstrukčního řešení autoklávu
4. Provedení MKP analýzy konstrukce
5. Zhodnocení výsledků a provedení technicko-ekonomické analýzy

### Seznam literatury:

Schneider P (1999): Základy konstruování procesních zařízení, PC-DIR Real, s.r.o., Brno

Křupka, V (1967): Výpočet válcových tenkostěnných kovových nádob a potrubí, SNTL, Praha

ČSN EN 13445-3 (2010): Netopené tlakové nádoby, část 3 - Konstrukce a výpočet, UNMZ, Praha

Megson, T. H. G. (2000): Structural and Stress Analysis, Butterworth-Heinemann, Oxford



Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Diplomová práce pojednává o základním konstrukčním rozdělení autoklávů všeobecně. Zabývá se návrhem neoptimálnějšího konstrukčního řešení autoklávu pro stanovené parametry s požadavkem návrhu konstrukce hermeticky uzavíratelných dveří pro zavážení zpracovávaného materiálu. Toto řešení je rozebráno z hlediska tlakových nádob stabilních. Celé konstrukční řešení je zpracováváno v parametrickém programu SolidWorks, pomocí kterého jsou prováděny i počáteční pevnostní analýzy jednotlivých konstrukčních návrhů. Závěrečná pevnostní MKP analýza je provedena pomocí programu Ansys. Určité návrhy jsou technicko-ekonomicky zhodnoceny.

### Klíčová slova

Autokláv, Tlak, Síla lisu, MKP analýza, ČSN EN 13 445, ANSYS MECHANICAL 16.2, ANSYS WORKBENCH 16.2

## ABSTRACT

Master thesis deals with general basic design of autoclaves. It deals with the design of an optimal design solution autoclave to set parameters with the design requirement of hermetic doors for loading the workpiece. This solution is analyzed regard to stable pressure vessels. The whole design is processed in parametric SolidWorks software with which they are executed and initial stress analysis of individual designs. Final strength FEM analysis is performed using Ansys. Some proposals are technical-economic evaluation.

### Key words

Autoclave, Pressure, Force of the press, FEM analysis, ČSN EN 13 445, ANSYS MECHANICAL 16.2, ANSYS WORKBENCH 16.2

## Bibliografická citace

PODUŠKA, L. *Návrh konstrukčního řešení autoklávu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D..

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh konstrukčního řešení autoklávu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

Libor Poduška

## PODĚKOVÁNÍ

Především bych chtěl poděkovat kolegovi Bc. Milanu Hrdličkovi, Ing. Tomáši Létalovi, Ph.D. a vedoucímu Ing. Richardu Nekvasilovi, Ph.D. za vedení, rady a připomínky, které mi pomohli k dokončení této práce. Dále děkuji mé rodině za morální podporu při studiu.

## Obsah

ABSTRAKT .....	3
PROHLÁŠENÍ .....	4
PODĚKOVÁNÍ .....	5
SEZNAM SYMBOLŮ .....	8
SEZNAM INDEXŮ .....	10
1. ÚVOD .....	11
2. Seznámení se s problematikou konstrukčního řešení autoklávu .....	12
2.1 Laboratorní autoklávy .....	12
2.2 Reakční autoklávy .....	13
2.3 Průmyslové autoklávy .....	14
2.3.1 Bojlerkláv .....	14
3. Rozbor řešeného problému z hlediska tlakových nádob stabilních .....	15
3.1 Normy .....	15
3.2 Část 3 – Konstrukce a výpočet .....	16
3.2.1 Návrh tlakové nádoby [12] .....	16
4. Návrh pláště tlakové nádoby autoklávu a rámu lisovací části .....	19
4.1 Původní řešení .....	19
4.2 Počáteční myšlenky modernizace autoklávu .....	20
4.2.1 Dveře autoklávu .....	20
4.2.2 Plášť tlakové nádoby .....	21
4.2.3 Konečné rozměry .....	23
5. Pevnostní výpočet a kontrola rámu lisu .....	24
5.1 Pevnostní výpočet lisovacího stolu .....	24
5.2 Pevnostní výpočet rámu lisovací části .....	27
5.2.1 Prut 1 .....	27
5.2.2 Prut 3 .....	29
5.2.3 Uzavřený lomený prut .....	31
5.3 MKP analýza pevnostního rámu lisu .....	37
5.3.1 Rám 2 .....	41
6. Pevnostní výpočet a kontrola tlakové nádoby .....	48
6.1 Základní výpočtové parametry tlakové nádoby .....	48
6.1.1 Stanovení zkušební skupiny .....	48
6.1.2 Stanovení okrajových podmínek .....	49
6.1.3 Volba materiálu a dovolené namáhání tlakové nádoby .....	51
6.2 Stanovení minimální tloušťky pláště a torosferických den .....	52
6.3 Základní návrh tlakové nádoby .....	53
6.3.1 Základní návrh pomocí SolidWorks Premium .....	54

6.3.2	Kontrola otvoru ventilátoru .....	57
6.3.3	Podstavec nádoby .....	59
6.4	MKP analýza v programu ANSYS Workbench .....	61
6.4.1	Kategorizace napětí.....	63
7.	Technicko – ekonomické zhodnocení .....	69
8.	Závěr.....	70
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	71
	SEZNAM PŘÍLOH.....	73

## SEZNAM SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka
A	Tažnost materiálu	%
b	Rozměr délky	mm
b	Rozměr délky	mm
c	Rozměr délky	mm
D	Průměr	mm
D <sub>e</sub>	Vnější průměr skořepiny	mm
D <sub>i</sub>	Vnitřní průměr skořepiny	mm
D <sub>m</sub>	Střední průměr skořepiny	mm
d	Rozměr délky	mm
d <sub>1</sub> =d <sub>4</sub>	Průměr roztečné kružnice opěrných noh	mm
d <sub>2</sub>	Vnější průměr opěrné nohy	mm
d <sub>3</sub>	Průměr podložného plechu	mm
d <sub>eb</sub>	Vnější průměr hrdla	mm
d <sub>ib</sub>	Vnější průměr hrdla	mm
E	Modul pružnosti	GPa
e	Rozměr délky	mm
e	Tloušťka válcové skořepiny	mm
e <sub>2</sub>	Tloušťka podpěrného plechu	mm
e <sub>a</sub>	Analyzovaná tloušťka	mm
e <sub>a,b</sub>	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	mm
e <sub>a,s</sub>	Analyzovaná tloušťka stěny skořepiny	mm
e <sub>a,s</sub>	Vnitřní poloměr skořepiny	mm
e <sub>b</sub>	Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění plastickému zborcení	mm
e <sub>s</sub>	Požadovaná tloušťka stěny dna pro omezení membránového napětí ve střední části dna	mm
e <sub>y</sub>	Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění axiálně symetrické deformace	mm
F	Působící síla	N
FL	Působící síla lisu	N
FS	Koeficient bezpečnosti svarového spoje	-
F <sub>TS</sub>	Tíhová síla tlakové nádoby působící na podpěrné nohy	N
f <sub>b</sub>	Výpočtové napětí pro výpočtový vzorec plastického zborcení	MPa
f <sub>d</sub>	Dovolené namáhání pro výpočtové podmínky	MPa
f <sub>test</sub>	Dovolené namáhání pro zkušební podmínky	MPa
h	Rozměr	mm
h <sub>i</sub>	Vnitřní výška dna měřená od místa styku válcového lemu a anuloidového přechodu	mm
l <sub>bi</sub>	Vnitřní výztužná délka průchozího hrdla	mm
l <sub>bo</sub>	Výztužná délka hrdla	mm
l <sub>s</sub>	Vzdálenost v plášti skořepiny ovlivněná diskontinuitou tvaru otvoru dveří	mm
l <sub>n</sub>	Vzdálenost v plášti otvoru ovlivněná diskontinuitou tvaru otvoru dveří	mm
I <sub>x</sub>	Moment setrvačnosti průřezu k ose x	mm <sup>4</sup>

I	Délka	mm
$l_{so}$	Výztužná délka skořepiny	mm
M	Ohybový moment	N.mm
$M_o$	Ohybový moment	N.mm
$M_s$	Hmotnost stohu	kg
n	Počet kusů	ks
N	silová složka uvolnění	N
NH3	amoniak	-
P	Výpočtový tlak	MPa
$P_b$	Ohybové napětí primární	MPa
PC	Výpočtový tlak	MPa
PD	Konstrukční tlak	MPa
PL	Lisovací tlak	MPa
$P_L$	Lokální membránové napětí primární	MPa
$P_m$	Globální membránové napětí primární	MPa
$P_{max}$	Maximální přípustný tlak	MPa
PO	Provozní tlak	MPa
PS	Nejvyšší tlak na který je zařízení konstruováno	MPa
p	Napětí při otlačení	MPa
q	Liniové zatížení	N/mm
$Q_b$	Ohybové napětí sekundární	MPa
$Q_m$	Membránové napětí sekundární	MPa
R	Vnitřní poloměr kulové střední části torosferického dna	mm
R	Reakce působící síly na nosník	N
$R_{eH}$	Horní mez kluzu	MPa
$R_{m/20}$	Minimální mez pevnosti v tahu	MPa
$R_{p0,2/t}$	Minimální smluvní mez kluzu 0,2% při teplotě t [°C]	MPa
$R_{p0,2/t \text{ test}}$	Minimální smluvní mez kluzu 0,2% zkušebního a mimořádného zatížení při teplotě t [°C]	MPa
r	Vnitřní poloměr křivosti anuloidového přechodu	mm
S	Plocha	mm <sup>2</sup>
$S_{wA}$	Dovolené napětí ve svaru	MPa
T	Teplota	°C
T	Reakce působící na podpory	N
TC	Výpočtová teplota	°C
TD	Konstrukční teplota	°C
TS	Nejvyšší teplota na kterou je zařízení konstruováno	°C
v	Rozměr výšky	mm
$W_o$	Průřezový modul ohybu	mm <sup>3</sup>
w	Posunutí	mm
x	Úsek v ose x	mm
y	Úsek v ose y	mm



$y_T$	Vzdálenost těžiště v ose y	mm
$z$	Součinitel svarového spoje	-
$\alpha_d$	Úhel sklonu tečny klenutého dna v místě spoje s nohou	°
$\beta$	Parametr pro návrh torosférického dna	-
$\beta_d$	Úhel mezi osou nohy a svislou osou	°
$\varphi$	Natočení	°
$\sigma$	Napětí	MPa
$\tau$	Smykové napětí	MPa
$\lambda$	Geometrický parametr	-

## SEZNAM INDEXŮ

Index	Význam
č	Hodnota vztahující se k čepu
dov	Dovolená hodnota
g	Gravitační složka
k	Hodnota vztahující se ke kloubu
max	Maximální hodnota
o	Hodnota vztahující se k otvoru
s	Hodnota vztahující se ke stolu
S235Jr	Materiál S235JR
S355J2	Materiál S355J2
v	Výpočtová hodnota
x	Osa x
y	Osa y

## 1. ÚVOD

Diplomová práce je zaměřena na návrh, respektive na modernizaci tlakové nádoby autoklávu. Na konstrukční řešení pláště namáhaného na přetlak a podtlak vznikající při samotném procesu v autoklávu a dále namáhaného hydraulickým lisem, který je nedílnou součástí procesu. Pro pevnostní kontrolu bude využito analýzy MKP (metoda konečných prvků). Celá konstrukce se řídí směrnici PED 97/23/ES.

Autokláv je v obecném slova smyslu tlaková nádoba-reaktor konstruovaný pro reakce probíhající za vysokého tlaku a teplot. Běžně se používají autoklávy malých rozměrů v laboratořích pro sterilizaci různých materiálů, nejčastěji za použití vodní páry. Dále lze přidávat různá chemická činidla, která za vysokých tlaků a teplot způsobují chemickou reakci s daným materiálem. Ve strojírenském průmyslu se používají větší autoklávy o průměru např. 2-3 m, pro vytvrzování různých pojiv a jiných látek. Na obr. 1 je znázorněn autokláv o průměru 2,3 m sloužící pro vytvrzování pojiv [1].

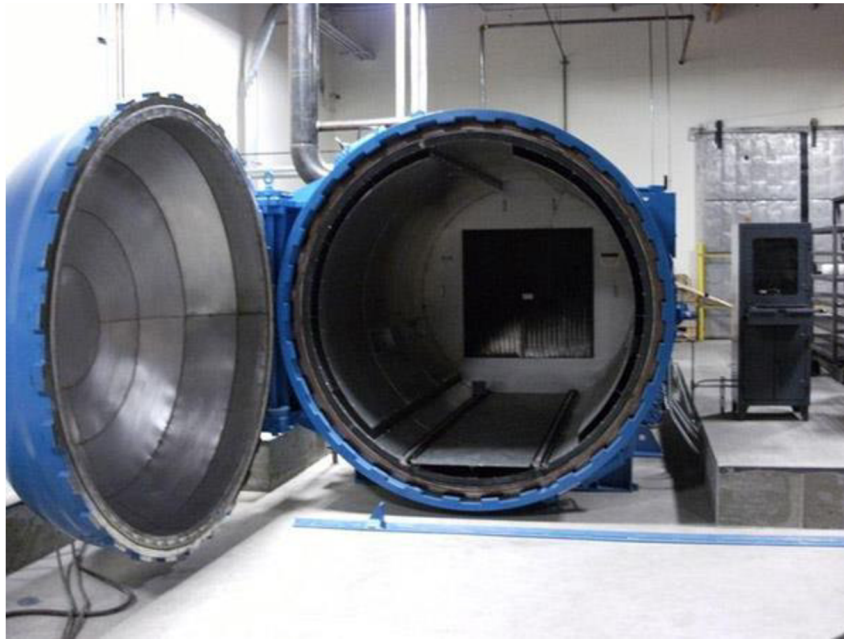
Řešený autokláv slouží pro plastifikaci dřeva plynným amoniakem. Uvnitř autoklávu působí na dřevo plynný amoniak, který je postupně ohříván. Po nasycení dřeva na určitou hodnotu je dřevo lisováno pomocí vestavěného hydraulického lisu, čímž se tento autokláv liší od většiny ostatních. Tento lisovací proces je zaveden pro zhutnění dřeva a tím zvýšení jeho mechanických vlastností. Avšak má negativní vliv na celou nádobu z hlediska pevnostního, protože negativně narušuje rovnoměrné zatížení tlakem.



Obr. 1 Vytvrzovací autokláv firmy LAcomposite [2]

## 2. Seznámení se s problematikou konstrukčního řešení autoklávu

Většina typů autoklávů je konstruována tak, že mají válcovou nádobu, z důvodu vysokých pracovních tlaků, do které se zakládá zpracovávaný materiál a torosférická nebo kulová dna. Jedno z těchto dvou dnů slouží jako víko. Jako nejčastější způsob uzavírání je využito bajonetového uzávěru, který zajistí pevné a těsné spojení, a to i při relativně nízké náročnosti na čas. Většina výrobců těchto zařízení má zpracovaný vlastní program pro systém uzavírání těchto dveří a způsob odklonu dveří. Příklad bajonetového uzávěru autoklávu lze vidět na obr. 2.1 firmy Melcosteel.



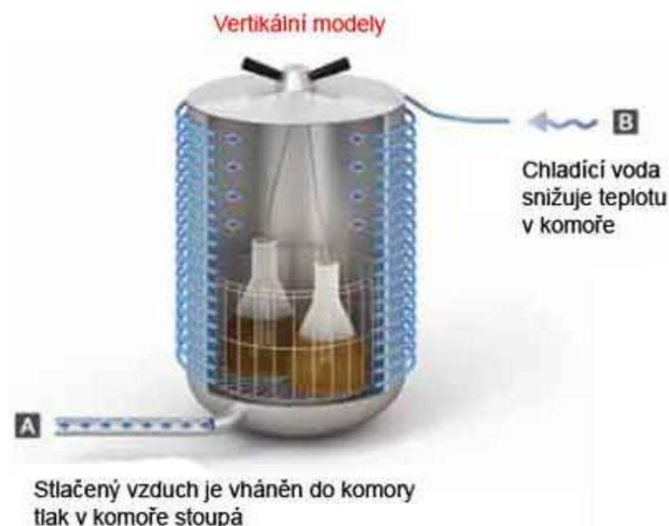
Obr. 2.1 Bajonetový uzávěr autoklávu [3]

Princip je založen na tom, že příruba válcové části má po obvodu výřezy, přes které, při uzavírání víka, projdou bajonetové zámky až za úroveň těchto výřezů. Následně se celé víko pootočí jen o několik stupňů, aby se zámky překryly. Tyto zámky mají vůči sobě různě tvarované plochy, nejčastěji šikmé, částečně šikmé nebo obloukové, čímž se víko dotěsní k válcové části nádoby. Ve výsledku to lze srovnat s přířubovým spojem, kde dotek každého bajonetového zámku odpovídá šroubovému spoji.

V praxi se lze setkat s několika typy autoklávů, od malých laboratorních až po průmyslové o průměrech např. 3 m.

### 2.1 Laboratorní autoklávy

Většina laboratorních autoklávů se používá pro sterilizaci pevných nebo kapalných látek. Jedná se většinou o malá stolní zařízení. V některých případech, kdy není ke sterilizaci zapotřebí pracovat s tlakem, ale pouze s teplotou, nemají komory ani válcový tvar. Na obr. 2.2 je uveden malý vertikální model. Tento model je vybaven přívodem tlakového vzduchu, čímž se dosáhne vyššího bodu varu v komoře. Dále je zde přívod chladicí vody, která pomocí potrubí chladí plášť komory. Navíc lze zařízení vybavit ventilátorem, který rozhání vzduch po chlazených stěnách [4].



Obr. 2.2 Vertikální model laboratorního autoklávu [4]

Stejně jako lze přivádět stlačený vzduch, tak lze připojit vakuovou pumpu, která nám zaručí, že při plnění inertní atmosférou nikde nevzniknou vzduchové kapsy. Dále stejně jako lze pomocí pláště chladit, tak lze ohřívat za pomoci páry. Vše je závislé podle látky a fázi sterilizace.

Laboratorní autoklávy nekladou takové nároky na konstrukční řešení jako ty velké průmyslové, neboť se zde nedosahuje takových tlaků a teplot a dále tyto tlaky vzhledem k rozměrům nemají na plášť takový vliv. Zavírání víka bývá řešeno pouze pomocí víceramenné páky, která ovládá rozpěrné zámky po obvodu. Kladou se čím dál větší nároky na bezpečnost, čili jsou všechny tlaky a teploty hlídány a případně blokují otevření dveří, než dojde k jejich poklesu [4].

## 2.2 Reakční autoklávy

Ve své podstatě lze říci, že se jedná o zařízení, ve kterém dochází za určitých podmínek (teplota, tlak) k chemickým reakcím zpracovávaných látek. Nejčastěji bývají vybaveny míchadlem, které urychluje reakci. Dále zde bývá možnost připojení tlakových nádob např. s dusíkem pro inertní atmosféru, nebo vodíkem pro hydrogenaci. U ocelových nádob může být vyhříváný plášť. Příklad reakčního autoklávu na obr. 2.3 [5].



Obr. 2.3 Vertikální model reakčního autoklávu [5]



## 2.3 Průmyslové autoklávy

Ve své podstatě jsou využívány v takové výrobě, kde často probíhají periodické procesy, kdy je nutné produkty ohřát, tepelně zpracovat a ochladit. To vše za zvýšeného tlaku. Jako příklad lze uvést vulkanizaci gumové obuvi, vytvrzování a polymerizace plastických hmot nebo také impregnace dřeva. S výhodou pro periodické otevírání a zavírání, využívají tlakových vík opatřených rychlouzávěry jako je např. již zmíněný bajonetový uzávěr.

Pracovního tlaku lze dosáhnout několika způsoby. Vše rozhodují technologické podmínky a dispoziční možnosti uživatele. Tlakování lze provádět přímo parou, sloužící pro ohřev (tlak je určený požadovanou procesní teplotou) nebo vzduchem či inertní atmosférou v závislosti na technologii. Ohřev vsázky je v případě použití páry, jako tlakovacího media, zajištěn přímo jejími parametry. V případě použití tlakovacího media inertní atmosféry, ji lze ohřívat nepřímo parou přes topné registry nebo duplikátor pláště autoklávu. V takovém případě je nutné zavést vestavěný ventilátor, pro zajištění cirkulace a rovnoměrné rozdělení vnitřní teploty. Častý způsob ohřevu je také za pomoci elektrické energie. V tomto případě je také nutno zavést cirkulační ventilátor. Chlazení vsázky lze zajistit opět přes duplikátor pláště, kam je zaváděna chladicí voda, která cirkuluje mezi autoklávem a externím chlazením. Nebo přímo rozstřikováním chladicího media na vsázku. Tento způsob je efektivnější než chlazení přes duplikátor, ale nelze ho použít u každé vsázky [6].

### 2.3.1 Bojlerkláv

Ve slévárenském průmyslu se autoklávů běžně využívá pro vytavování vosku ze skořepin za pomoci syté vodní páry. Pracovní tlak se pohybuje v rozmezí 0,3 – 0,6 MPa a tomu odpovídající teplotě 135 – 165°C. Spojením autoklávu a vyvíječe páry vznikl bojlerkláv. Předním výrobcem je např. firma LBBC Technologies a jejich bojlerkláv lze vidět na obr. 2.4 [7].



Obr. 2.4 Bojlerkláv firmy LBBC [8]

Bojlerkláv je válcový autokláv rozšířený o vlastní vyvíječ páry. Vytvoření páry je zajištěno elektrickou energií. Vyvíječ páry je umístěn v oddělené zadní části bojlerklávu, odkud po natlakování páry na požadované parametry efektivně přepustí přehřátou páru přímo do komory, kde jsou umístěny skořepiny s voskem na vytavení. Formy jsou obklopeny párou během několika vteřin a tím dochází k efektivnímu vytavování se sníženým rizikem vzniku trhlin skořepin.

### 3. Rozbor řešeného problému z hlediska tlakových nádob stabilních

V této kapitole je rozebrána problematika pevnostního návrhu tlakových nádob. Základní výpočty pro stanovení tloušťky skořepiny válcové nádoby a výpočet typických den.

#### 3.1 Normy

V České republice platí pro tlakové nádoby stabilní norma ČSN 69 0010. Jelikož se ale jedná o zakázku pro evropský trh, je třeba se řídit směrnicí PED 97/23/ES a od července roku 2016 novou směrnicí 2014/68/EU. Obě tyto směrnice klasifikují jako tlakové zařízení takové zařízení, které je vystaveno působení nejvyššího pracovního tlaku vyššího než 0,5 bar a nabývá objemu většího jak 0. V tab. 3.1 jsou specifikovány základní parametry navrhovaného zařízení.

Tab. 3.1 Základní parametry

Tlak	0,5 MPa
Teplota	180 °C
Ohřev	Procesní tok
Objem	>0

Z výše uvedené tabulky vyplývá, že se jedná o tlakové zařízení nevystavené otevřenému plamenu. To podle již zmíněných směrnic spadá pod normu ČSN EN 13 445 – Netopené tlakové nádoby. Tato norma se dělí na 6 částí, které jsou následující [9]:

- Část 1 – Všeobecná část
- Část 2 – Materiály, jejich užití a vlastnosti
- Část 3 – Konstrukce a výpočet
- Část 4 – Výroba a montáž
- Část 5 – Kontrola a zkoušení
- Část 6 – Návrh tlakových zařízení ze šedé litiny

**Část 1 – Všeobecná část.** Definuje termíny, definice, jednotky a značky používané v celé EN 13 445. Obsahuje instrukce jak normu používat, stejně jako rejstřík, která zahrnuje celou normu. Je zde také definována důležitá poznámka: Termín „tlaková nádoba“ zahrnuje v EN 13 445 přivařené části až po příruby hrdel včetně, přišroubované nebo přivařené přípojky nebo hranu, na kterou má být prvním obvodovým svarem přivařeno připojovací potrubí nebo jiné elementy. Termín „netopené“ vylučuje nádoby, které jsou vystaveny přímo vytvářenému teplu nebo plamenu dopadajícímu z topného procesu. Toto nevylučuje nádoby vystavené elektrickému ohřevu nebo ohřevu procesním tokem [10].

**Část 2 – Materiály, jejich užití a vlastnosti.** Zabývá se obecnou filozofií o materiálech. Omezuje se na oceli s dostatečnou tvárností a zároveň vylučuje materiály pracující v oblasti tečení.

**Část 3 – Konstrukce a výpočet.** Bude rozebráno dále.

**Část 4 – Výroba a montáž.** Vychází ze stávajících dobrých zkušeností v evropských normách týkajících se výroby a subdodávek, identifikovatelnosti, tolerancí, svařovacích postupů a kvalifikace, průběžných zkoušek, tepelného zpracování atd. [11].

**Část 5 – Kontrola a zkoušení.** Obsahuje všechny nutné kontroly a zkoušky, které jsou spojeny s ověřením shody tlakové nádoby s touto normou.

**Část 6 – Návrh tlakových zařízení ze šedé litiny.** Pojednává o konstrukci tlakových nádob ze šedé litiny s kuličkovým grafitem.

## 3.2 Část 3 – Konstrukce a výpočet

Jak z názvu plyne, tato část se poměrně detailně zabývá vlastní konstrukcí a pevnostními výpočty tlakových nádob stabilních. Obecně je rozdělena na následující části [12]:

- Základní kritéria návrhu
- Maximální dovolené nominální napětí tlakových částí
- Skořepina zatížená vnitřním tlakem
- Skořepina zatížená vnějším tlakem
- Otvory v plášti
- Plochá dna
- Příruby
- Šroubovaná klenutá dna
- Trubkovnice tepelných výměníků
- Expanzní měchy
- Tlakové nádoby obdélníkových průřezů
- Přídavné netlakové zatížení
- Zjednodušené posuzování únavové životnosti
- Detailní posuzování únavové životnosti
- Návrh na hranici creepu
- Pravidla pro návrh vyztužení rovných stěn
- Kruhové ploché konce s radiálními vyztužnými žebry
- Statická analýza vysokých vertikálních nádob na sukýnkách

### 3.2.1 Návrh tlakové nádoby [12]

Návrh tlakových nádob nebo návrh částí tlakových nádob podle této normy je založen na základní metodě návrhu DBF (design by formule). Níže budou uvedeny základní vzorce a postupy pro návrh pláště tlakových nádob.

V první řadě je potřeba zohlednit různé případy zatížení a to např.:

- Vnitřní a vnější tlak
- Maximální hydrostatický tlak obsažené tekutiny při provozních podmínkách
- Vlastní hmotnost nádoby a maximální hmotnost obsahu při provozních podmínkách
- Vnější vlivy jako je zatížení od větru, sněhu, ledu a případná seismicita
- Napětí vznikající od podpěr včetně zatížení během přepravy atd.

Nutné je také zařazení do odpovídající zkušební skupiny viz tab. 3.2

Tab. 3.2 Součinitel hodnoty svarového spoje a odpovídající zkušební skupina [12]

z	1	0,85	0,7
Zkušební skupina	1, 2	3	4

Čím nižší číslo skupiny, tím větší důraz na kontrolu svarů. Avšak naopak, skupina 4 je nejméně náročná na nedestruktivní zkoušky, ale o to větší má přídavek tloušťky.

Rozsah nedestruktivních zkoušek svarových spojů dle zkušebních skupin, přípustné materiály, maximální dovolené tloušťky materiálů atd. určuje norma EN 13 445 - 5 – kontrola a zkoušení.

Dále je pak nutné stanovit maximální dovolené namáhání tlakových částí vzhledem k jejich druhu, zatížení a materiálu. Toto je shrnuto v tab. 3.3.

Tab. 3.3 Maximální přípustné dovolené namáhání tlakových částí [12]

	Případy normálního provozního zatížení <sup>a,b</sup>	Případy zkušební a mimořádného zatížení <sup>b</sup>
Oceli jiné než austenitické; tažnosti A < 30%	$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/t test}}{1,05}\right)$
Austenitická ocel; tažnost 30% < A < 35%	$f_d = \left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p1,0/t test}}{1,05}\right)$
Austenitická ocel; tažnost A > 35%	$f_d = \max\left[\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}\right); \min\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,2}; \frac{R_{m/t}}{3}\right)\right]$	$f_{test} = \max\left(\frac{R_{p1,0/t test}}{1,05}; \frac{R_{m/t test}}{2}\right)$
Lité oceli	$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{1,9}; \frac{R_{m/20}}{3}\right)$	$f_{test} = \min\left(\frac{R_{p0,2/t test}}{1,33}\right)$
a – pro zkušební skupinu 4 musí být dovolené namáhání násobeno 0,9 b – horní mez kluzu $R_{eH}$ může být použita místo $R_{p0,2}$ pokud tato není k dispozici v materiálové normě		

Pro axiálně symetrické skořepiny – válcové, kulové, klenuté dna, kuželové skořepiny a přechody kuželových a válcových skořepin, zatížených vnitřním tlakem, lze použít výpočet pro stanovení minimální tloušťky.

#### Válcové a kulové skořepiny

Podmínka pro platnost tenkostěnných nádob  $e/De < 0,16$  ( $e$  – tloušťka stěny [mm],  $De$  – vnější průměr nádoby [mm]).

Rovnice 3.1 a 3.2 pro výpočet tloušťky válcové skořepiny [12]

$$e = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot f \cdot z - P} \quad (3.1)$$

$$e = \frac{P \cdot D_e}{2 \cdot f \cdot z + P} \quad (3.2)$$

Rovnice 3.3 pro výpočet maximálního přípustného tlaku [12]

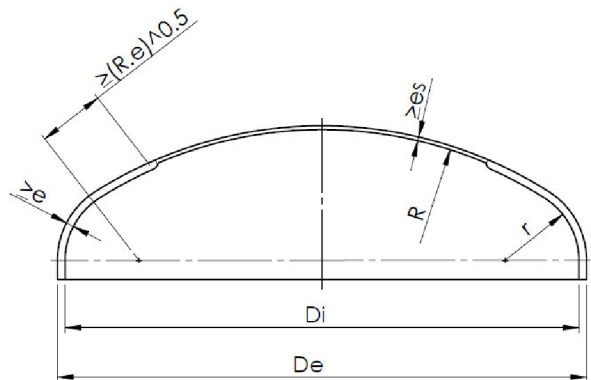
$$P_{max} = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{D_m} \quad (3.3)$$

- Kde
- P – výpočtový tlak [MPa]
  - $P_{max}$  – maximální výpočtový tlak [MPa]
  - e – požadovaná tloušťka [mm]
  - f – dovolené namáhání [MPa]
  - z – součinitel hodnoty svarového spoje [-]
  - $D_e$  – vnější průměr skořepiny [mm]
  - $D_i$  – vnitřní průměr skořepiny [mm]
  - $D_m$  – střední průměr skořepiny [mm]



## Torosférická dna [12]

Na obr. 3.1 je znázorněn náčrt geometrie torosférického dna.



Obr. 3.1 – Geometrie torosférického dna [12]

Kde

$r$  – vnitřní poloměr křivosti anuloidového přechodu [mm]

$R$  – vnitřní poloměr kulové střední části torosférického dna [mm]

$e_a$  – analyzovaná tloušťka [mm]

$e_b$  – požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění plastickému zborcení [mm]

$e_s$  – požadovaná tloušťka stěny dna pro omezení membránového napětí ve střední části dna [mm]

$e_y$  – požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění axiálně symetrické deformace [mm]

$f_b$  – výpočtové napětí pro výpočtový vzorec plastického zborcení [MPa]

$h_i$  – vnitřní výška dna měřená od místa styku válcového lemu a anuloidového přechodu [mm]

$\beta$  – parametr pro návrh torosférického dna [-] (EN 13445-3 Issue 1 str. 32 obr. 7.5-1)

Minimální tloušťka dna musí být největší z rovnic 3.4-6 [12].

$$e_s = \frac{P \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0,5 \cdot P} \quad (3.4)$$

$$e_y = \frac{\beta \cdot P \cdot (0,5 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f} \quad (3.5)$$

$$e_b = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[ \frac{P}{111 \cdot f_b} \cdot \left( \frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\left( \frac{1}{1,5} \right)} \quad (3.6)$$

Parametr  $f_b$  se určí dle rovnice 3.7 [12]

$$f_b = \frac{R_{p0,2/t}}{1,5} \quad (3.7)$$

Pro případy za studena kovotlačitelných tvářených bezešvých trubek a austenitických trubek se celý výpočet násobí koeficientem 1,6 [12].

## 4. Návrh pláště tlakové nádoby autoklávu a rámu lisovací části

V této kapitole je rozebraný celý postup návrhu autoklávu. Od počátečního řešení po zmodernizovaný konečný návrh.

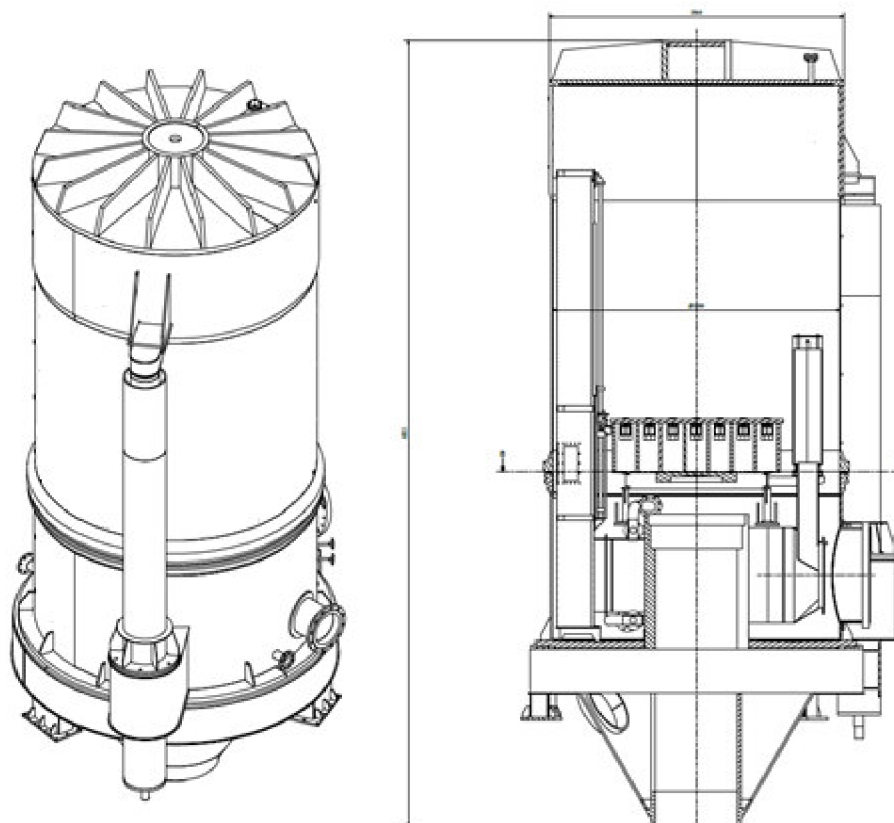
### 4.1 Původní řešení

Vertikální autokláv pro výrobu lignamonu je zařízení, kde probíhají chemické a mechanické procesy během jednoho výrobního cyklu zároveň. Do tohoto zařízení se na stůl zavází stoh hranolů o průřezech 45x45 až 120x120 mm určité délky podle průměru autoklávu. Výška stohu je přímo závislá na konstrukčním řešení. Po zavezení stohu se nádoba uzavře a probíhají zde chemické procesy za působení plynného amoniaku a mechanické procesy jako je lisování stohu dřeva. K zařízení je také připojen ventilátor podporující cirkulaci inertní atmosféry. Tab. 4.1 udává pracovní hodnoty dvou stavů probíhajících v autoklávu při samotném technologickém procesu.

Tab. 4.1 Pracovní hodnoty působící v autoklávu

Složka	Stav 1	Stav 2
Přetlak [MPa]	0,5	0
Podtlak [MPa]	-0,02	0
Pracovní teplota [°C]	90	180
Médium	NH <sub>3</sub>	Vzdušina + NH <sub>3</sub>
Lisovací tlak [MPa]	1,5	0

V počátku se vycházelo z původního výrobku řešeného autoklávu o vnitřním průměru 2500 mm, viz obr. 4.1. Tento autokláv byl řešen tak, že se lisovaný stoh dřeva zavážel na stůl po zvednutí celé vrchní poloviny pláště, která byla se spodní spojena přes bajonetový uzávěr. Docházelo zde k zanášení těsnění a těsnících drážek při manipulaci se dřevem. Při lisování stohu hranolů o vrchní ploché dno, zde vznikaly velké síly působící na bajonetový uzávěr.



Obr. 4.1 Původní řešení Ø 2500 mm

Lisovací sílu působící na dno a přenášenou na bajonetový uzávěr lze stanovit z rovnice 4.1

$$F_{L1} = P_L \cdot S_1 [N] \quad (4.1)$$

Kde:  $F_{L1}$  – Síla působící na dno [N]  
 $P_L$  – Lisovací tlak [MPa]  
 $S_1$  – lisovaná plocha stohu hraně [mm<sup>2</sup>]

$$F_{L1} = 1,5 \cdot (1500 \cdot 1900)$$

$$F_{L1} = 4\,275\,000\,N = 4,28\,MN \quad (4.1)$$

## 4.2 Počáteční myšlenky modernizace autoklávu

V podkapitolách budou nastíněny myšlenky možné modernizace. Cílem byl kompletní návrh modernější konstrukce pro jednodušší možnost zavážení stohu hranolů do autoklávu a zvětšení vnitřního průměru na 3200 mm.

Při zvětšení průměru autoklávu se zvětší i plocha stolu a tím i maximální plocha stohu hranolů na rozměr 2295 x 2000mm. Lisovací síla u autoklávu o průměru 3200 mm tedy bude dle rov. 4.2

$$F_{L2} = 1,5 \cdot (2295 \cdot 2000)$$

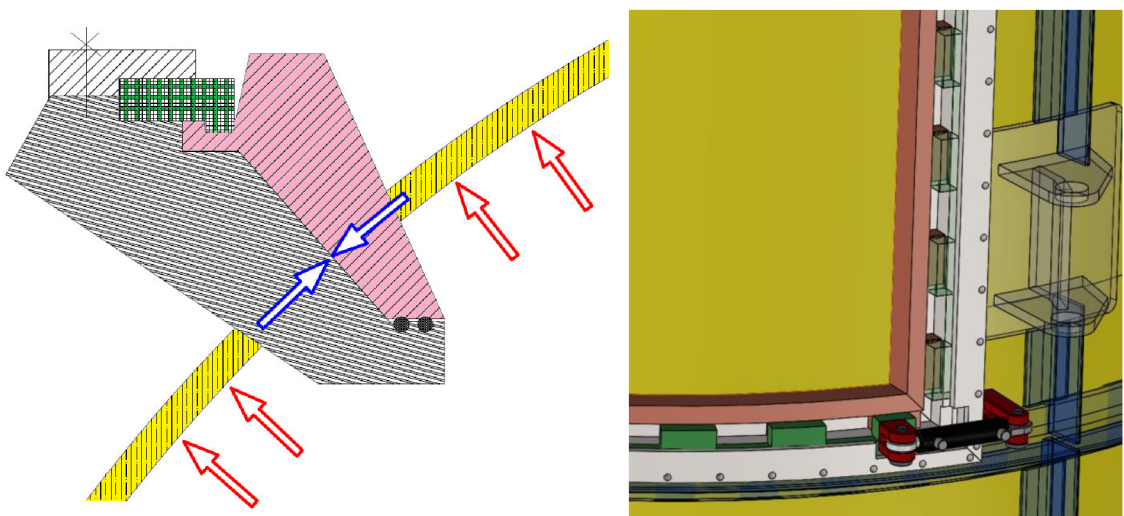
$$F_{L2} = 6\,900\,000\,N = 6,9\,MN \quad (4.2)$$

### 4.2.1 Dveře autoklávu

Nejideálnější způsob zavážení hranolů na stůl je pomocí dveří, přímo v úrovni stolu. Tyto dveře však naruší membránovou napjatost pláště. Proto bylo snahou navrzení takového systému dveří, který se po uzavření bude chovat jako celistvý válcový plášť.

#### Bajonetový uzávěr

První myšlenka byla využití bajonetového systému zámků. Jak lze vidět na obr. 4.2. Vlevo je náčrt navázání membránové napjatosti. Vpravo 3D návrh.



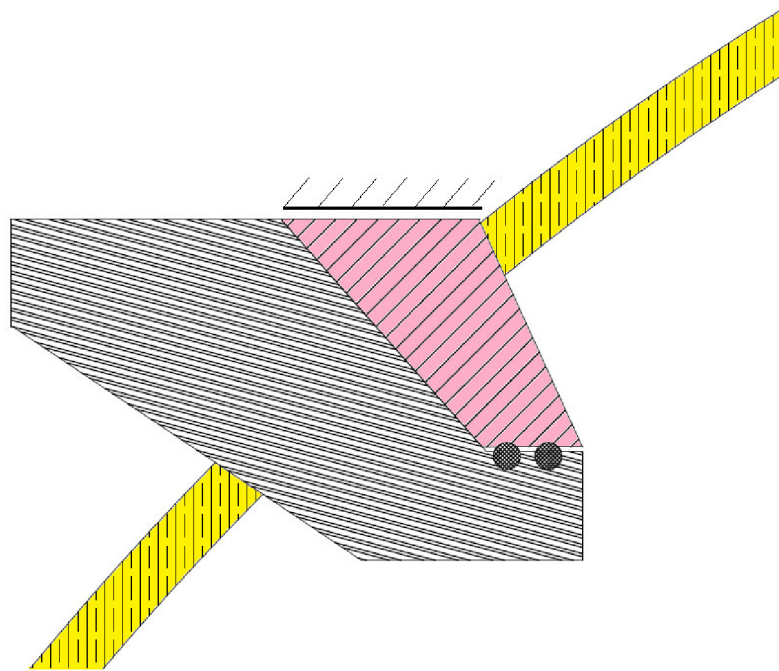
Obr. 4.2 Bajonetový uzávěr dveří

Zelené zámky jsou posuvné ve vodících lištách pomocí hydraulických pístnic. Tyto zámky mají za úkol při lineárním pohybu dotlačit růžový rám dveří přímo do šedého rámu pláště přes šikmé plochy. Dále jsou zde zámky v kolmém směru, které zaručí pevnost v obvodu pláště, tedy zachytí obvodové napětí.

Od tohoto návrhu se posléze upustilo několika důvodů. Jednak kvůli vysoké náročnosti na přesnost výroby a také díky nerovnoměrnému působení pístnice na celou délku zámku a jejího možného přičení. V neposlední řadě také z důvodu neschopnosti zajistit, že budou všechny zámky doléhat stejně i po několika cyklech a bude zaručena požadovaná těsnost nádoby.

#### Posuvné lišty

Jako další varianta byl navržen systém posuvných lišt, který zde nebude do detailu popisován. Jen lze dle obr. 4.3 znázornit jeho rám a vazby, které zachycuje. V práci bude dále řešen pouze návrh a pevnostní výpočet rámu těchto dveří v plášti, který bude rozebrán v další kapitole výpočtů.



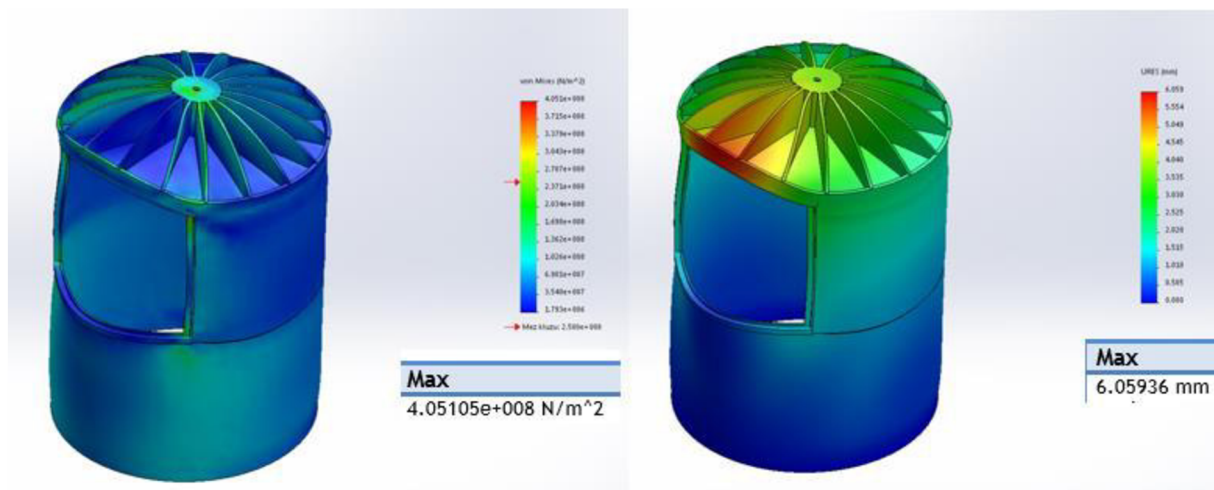
Obr. 4.3 Vazby posuvných lišt

#### 4.2.2 Plášť tlakové nádoby

U původního řešení byl stoh hranolů lisovaný vůči vrchnímu dnu. Toto dno bylo vyztuženo mnoha žebry, které měli za úkol rozložit a zachytit lisovací síly působící na dno. Dále byly tyto síly přenášeny pláštěm v příčném směru přes bajonetový uzávěr až k uložení hydraulického lisu, čímž vznikalo další podélné napětí v plášti.

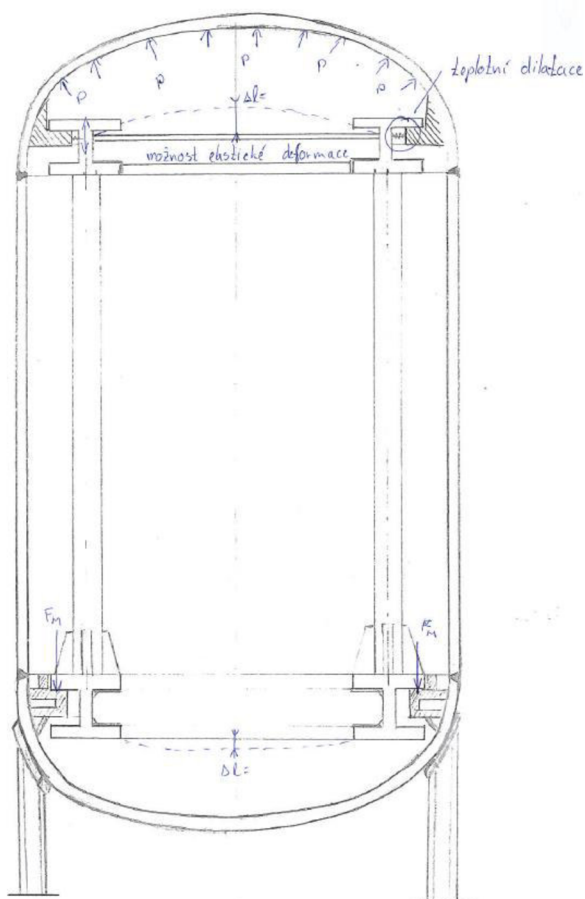
Z důvodu narušení celistvosti pláště, který nepřenáší lisovací sílu působící na vyztužené dno v celém obvodu, dochází k boulení dna v tomto narušeném místě, jak lze vidět na obr. 4.4 (Hodnoty jsou jen orientační vzhledem k tloušťce pláště 30 mm).

I při zvyšování tlouštěk materiálů a přidávání různých vyztužení, bude stále docházet k nerovnoměrnému zatížení pláště, což v kombinaci s vnitřním přetlakem a podtlakem bude mít negativní vliv. Bude docházet k nerovnoměrnému napětí v plášti a jeho boulení.



Obr. 4.4 Napětí (vlevo) a deformace dna (vpravo) – Simulace solidworks

Pro zachycení lisovací síly je navržen rám, který bude jako samostatná jednotka kompenzovat lisovací tlaky a na plášť bude mít vliv jen svojí hmotností. Tzv. rám s plovoucí hlavou. Návrh tohoto rámu je zobrazen na obr. 4.5.



Obr. 4.5 Návrh rámu lisu

Samotný plášť s otvorem se bude navrhovat jako tlaková nádoba, na kterou působí jen přetlak a podtlak. Plochá dna jsou nahrazena torosférickými dny, které nám zajistí lepší přenesení napětí do pláště v místě dveří.

Rám lisu bude sestaven převážně z nosníku typu HEM. Volný prostor nad rámem umožňuje průhyb nosníku v elastické mezi. Ve spodním dně je usazen na sedla, na které přes stěnu torosférického dna navazují nosné nohy celé nádoby. Tím by měla hmotnost rámu minimálně ovlivňovat samotné dno a plášť.

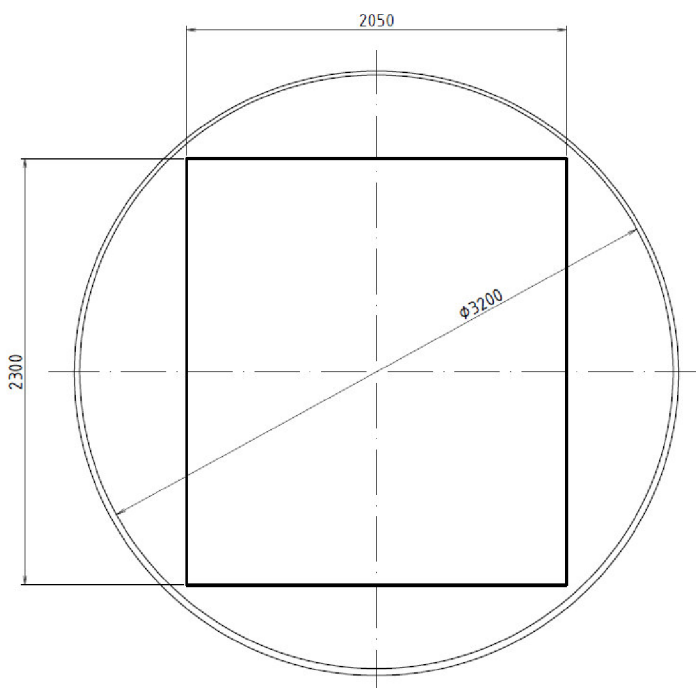


#### 4.2.3 Konečné rozměry

Pro základní návrh celkových rozměrů autoklávu je zapotřebí znát základní parametry jako je výška stohu hranolů, výška lisovacího stolu a délka pístnice vyplívající z jejího potřebného zdvihu. Pro tyto parametry bude navržen rozměr rámu a pevnostně zkontrolován. Až pro pevnostně a funkčně vyhovující rám lze navrhovat jeho umístění v nádobě a samotnou velikost nádoby a otvoru zavážecích dveří.

##### *Výška stohu a zdvih hydraulického pístu*

Jak již bylo uvedeno, velikost stolu se zvýší na rozměr 2050 x 2300 mm vzhledem k velikosti vnitřního průměru. Toto je zobrazeno na obr. 4.6. Ze zadání jsme omezeni podmínkou, že objem vsázky musí být 5 m<sup>3</sup>. Z rozměrů stolu bylo dále stanoveno, že délka hranolů bude 2000 mm, mezi každým hranolem bude mezera 5 mm a mezi každou vrstvou budou proložené plechy tloušťky 7 mm.



Obr. 4.6 Rozměr stolu

Pro tyto podmínky byly stanoveny výšky stohu k průřezům hranolů různých rozměrů. Nejvyšší výška stohu vyšla pro průřez hranolu 45x45 mm a to 1411 mm. Pro maximální objemové stlačení 50% je potřebný zdvih hydraulického pístu 607,5 mm.

Při uvažování potřebné minimální manipulační mezery pro možnost zavezení stohu hranolů na stůl, je volena mezera stolu a lisovací plochy rámu 1520 mm.

##### *Výška lisovacího stolu*

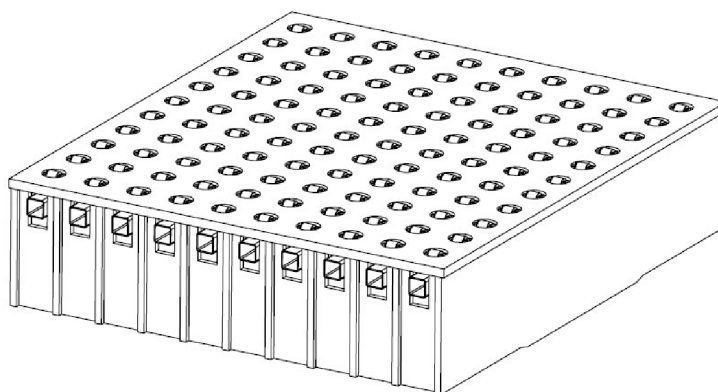
U původního řešení byla výška stolu 470 mm. Pro počáteční návrh je uvažována 595 mm. Pevnostní výpočet stolu bude proveden v kapitole spolu s pevnostním výpočtem rámu.

## 5. Pevnostní výpočet a kontrola rámu lisu

V této kapitole bude rozebrán pevnostní výpočet lisovacího stolu a pevnostního rámu lisu, který bude závěrečně kontrolován pomocí MKP analýzy v programu ANSYS Mechanical.

### 5.1 Pevnostní výpočet lisovacího stolu

Pro stanovení konečné výšky rámu, nutné pro jeho výpočet, je potřeba stanovit poslední neznámý parametr a to výšku stolu. Konstrukce lisovacího stolu, zobrazena na obr. 5.1, vychází z konstrukce lisovacího stolu předchozí varianty.



Obr. 5.1 Konstrukce lisovacího stolu

Hlavní pevnostní část zde zastupují vertikální žebra přivařená k horní děrované desce. Tato žebra jsou mezi sebou provázána menšími žebry. Dále jsou zde zakomponovány rolny, které při sjetí stolu do nulové polohy, vyjedou a umožní zavezení či vyvezení stohu hranolů ze zařízení.

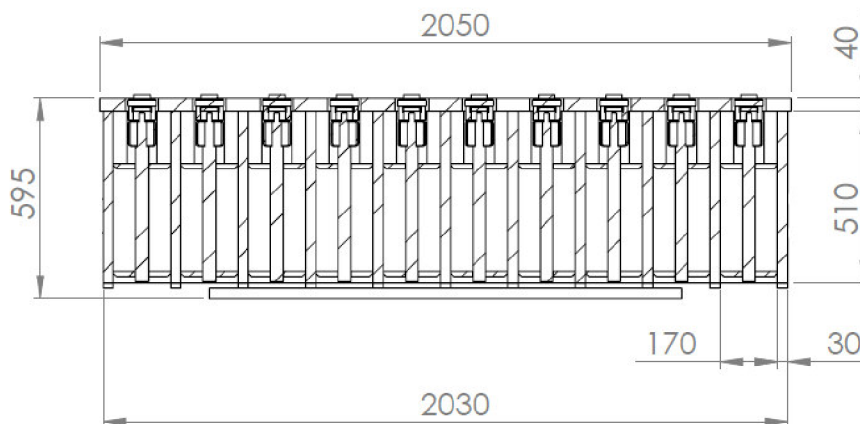
V tab. 5.1 jsou uvedeny základní výpočtové podmínky vycházející z lisovací síly 6,9 MN dle rovnice 4.1 a teploty vnitřní atmosféry 90°C, při které jsou pevnostní části vystaveny lisovací síle.

Tab. 5.1 Výpočtové podmínky částí rámu lisu

Výpočtová síla [N]	$F_v$	$7 \cdot 10^6$
Výpočtová teplota [°C]	$T_v$	100
Hmotnost stohu [kg]	$M_s$	10 550

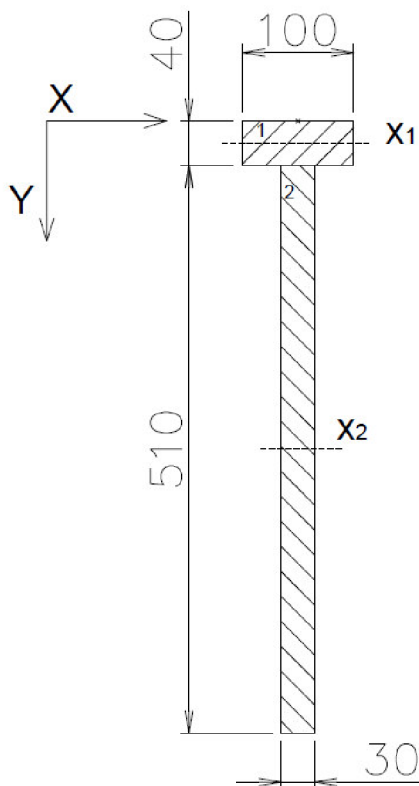
Pozn. Výpočtová síla je dána 7 MN jakožto maximální síla, kterou je hydraulický lis schopen vyvinout.

Pevnostní výpočet bude zaměřen na stanovení ohybového napětí po celé délce žebra spojeného s vrchní deskou. Z řezu stolu, na obrázku 5.2, stanovíme základní výpočtové rozměry.



Obr. 5.2 Řez lisovacím stolem

V šířce stolu 2050 mm se nachází 11 hlavních žebek. Stůl v této šířce rozdělíme na 10 úseků délky 2300 mm, které přenáší výpočtovou sílu lisu působící na stoh hranolů. Průřez tímto úsekem je zobrazen na obr. 5.3 a jeho rozměry jsou uvedeny v tabulce 5.2. Šířka  $b_1=100$  mm je rozměr rozteče jednotlivých žebek, ponížen o průměr otvoru pro rolny, který je roven 100 mm.



Obr. 5.3 Průřez nosnou částí stolu

Tab. 5.2 Základní rozměry průřezu stolu

Rozměr	Hodnota
$b_1$ [mm]	100
$h_1$ [mm]	40
$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]	4000
$b_2$ [mm]	30
$h_2$ [mm]	510
$S_2$ [mm <sup>2</sup> ]	15300
$l/2$ [mm]	1150
$y_1$ [mm]	20
$y_2$ [mm]	295

$S_1$  – plocha průřezu 1

$S_2$  – plocha průřezu 2

$y_1$  – vzdálenost těžiště průřezu 1 od bodu Y

$y_2$  – vzdálenost těžiště průřezu 2 od bodu Y

Celkovou sílu působící na stoh hranolů transformujeme v liniové zatížení, které působí na průřez zobrazený na obr. 5.3 ve směru osy Y po délce  $l=2300$  mm. Uložení zavedeme jako vetknutí v polovině délky, což je místo působení hydraulického lisu. Celkové ohybové napětí se pak bude počítat jako ohyb vetknutého ramene zatíženého liniovým zatížením v délce  $l/2$ . Liniové zatížení se stanoví dle rovnice 5.1. Dále je potřeba stanovit moment setrvačnosti ve směru kolmém k ose ohybu x a průřezový modul ohybu ve směru kolmém k ose ohybu x, dle rovnic 5.2 až 5.5.

$$q = \frac{F_v}{n \cdot l_s} \text{ [N/mm]} \quad (5.1)$$

Kde:  $n$  – Počet úseků [ks]

$l_s$  – délka stolu [mm]

$$q = \frac{7 \cdot 10^6}{10 \cdot 2300} = 304,4 \text{ N/mm}$$

$$I_{x1} = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} = \frac{100 \cdot 40^3}{12} = 533\,333 \text{ mm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} = \frac{30 \cdot 510^3}{12} = 331\,627\,500 \text{ mm}^4 \quad (5.2)$$

Kde:  $I_{x1}$  – Moment setrvačnosti průřezu 1 k ose  $x_1$  [mm<sup>4</sup>]

$I_{x2}$  – Moment setrvačnosti průřezu 2 k ose  $x_2$  [mm<sup>4</sup>]



$$y_T = \frac{(S_1 \cdot y_1) + (S_2 \cdot y_2)}{S_1 + S_2} = \frac{(4000 \cdot 20) + (15300 \cdot 295)}{4000 + 15300} \text{ mm} \quad (5.3)$$

$$y_T = 238 \text{ mm}$$

Kde:  $y_T$  – Vzdálenost těžiště celého průřezu od bodu Y [mm]

$$I_{celk} = ((y_T - y_1)^2 \cdot S_1) + ((y_T - y_2)^2 \cdot S_2) + (I_1 + I_2) \text{ [mm}^4\text{]} \quad (5.4)$$

$$I_{celk} = ((238 - 20)^2 \cdot 4000) + ((238 - 295)^2 \cdot 15300) + (533333 + 331627500) = 571\,966\,533 \text{ mm}^4$$

Kde:  $I_{celk}$  – Moment setrvačnosti složeného průřezu [mm<sup>4</sup>]

$$W_o = \frac{I_{celk}}{y_1 + y_2 - y_T} = \frac{571\,966\,533}{312} = 1\,833\,257 \text{ mm}^3 \quad (5.5)$$

Kde:  $W_o$  – Průřezový modul ohybu [mm<sup>3</sup>]

Před stanovením ohybového napětí je potřeba určit materiál stolu a jeho maximální dovolené namáhání. Jako materiál je zvolena ocel jakosti S235JR. Pro tento materiál určíme maximální dovolené napětí podle rovnice 5.6 z hodnoty meze kluzu  $R_{e/100^\circ C} = 180$  MPa. Modul pružnosti pro tento materiál je  $E = 205$  GPa [13].

$$f_{dS235JR} = \frac{R_{e/100^\circ C}}{1,5} \text{ [MPa]} \quad (5.6)$$

$$f_{dS235JR} = \frac{180}{1,5} = 120 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí pak dle rovnice 5.7[14].

$$\sigma_{360max} = \frac{q \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^2}{2 \cdot W_o} \leq f_{dS235JR} \text{ [MPa]} \quad (5.7)$$

$$\sigma_{360max} = \frac{304 \cdot 1150^2}{2 \cdot 1\,833\,257} = 109,65 < 120 \text{ MPa}$$

Průhyb na konci stolu je potom dle rovnice 5.8[14].

$$y = \frac{q \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^4}{8 \cdot E \cdot I_{celk}} = \frac{304 \cdot 1150^4}{8 \cdot 205000 \cdot 571\,966\,533} \text{ mm} \quad (5.8)$$

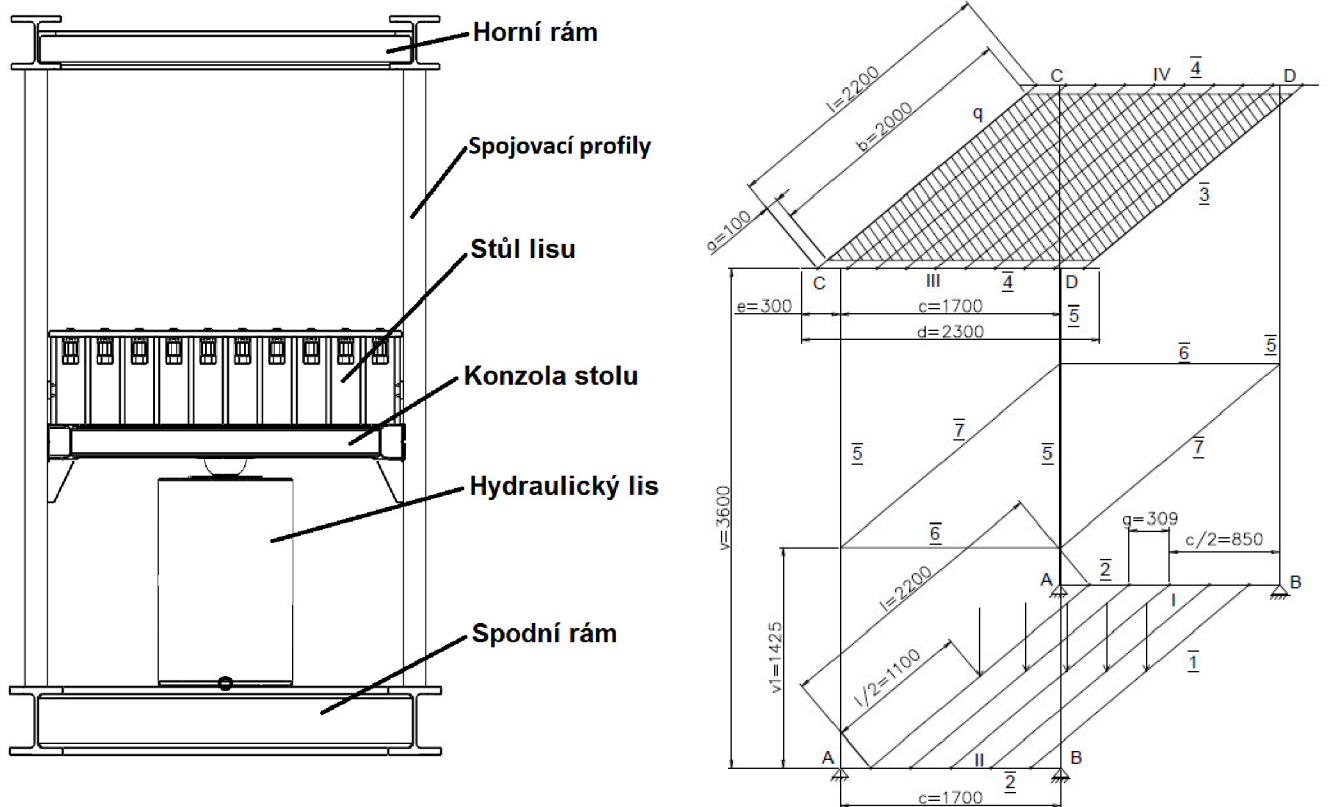
$$y = 0,57 \text{ mm}$$

Průhyb 0,57 mm na délce 1150 mm je akceptovatelný. Navrhované rozměry vyhovují. Výška lisovacího stolu je 595 mm.

Při součtu výšky stolu 595 mm, rozteče stolu a lisovací plochy rámu 1520 mm a velikosti hydraulického lisu 1485 mm, je stanovena vnitřní výška rámu lisu na rozměr 3600 mm.

## 5.2 Pevnostní výpočet rámu lisovací části

V této části bude numericky navrhnout rám hydraulického lisu podle náčrtu zobrazeného na obr. 4.5. Tento byl detailněji rozebrán a zobrazen s popsány díly na obr. 5.4 vlevo. Na obr. 5.4 vpravo je tento rám ve 3D prutové konstrukci. Postup výpočtu 3D prutové konstrukce bude zjednodušen na výpočet tří 2D prutových konstrukcí. Na reakce prutů 1 a 3 do hlavních prutů 2 a 4. A 2D uzavřenou lomenou prutovou konstrukci prutů 2 a 4 spojených pruty 5 s využitím symetrie a Castiglianových vět. Celý výpočet bude proveden v programu Maple uvedený pod přílohou č. 1.



Obr. 5.4 Rám lisu

Horní i spodní díl bude sestaven z profilů HEM různých průřezů. Tyto profily se běžně vyrábějí z materiálů jakosti S355J2 nebo S235JR. V našem případě, zatížení velkými silami a snahou minimalizace rozměru, použijeme pevnější materiál jakosti S355J2. Pro tento materiál určíme maximální dovolené napětí podle rovnice 5.6 z hodnoty meze kluzu  $R_{e/100^{\circ}C} = 254 \text{ MPa}$ . Modul pružnosti je pro tento materiál  $E = 205 \text{ GPa}$  [15]. Stejný materiál bude použit i pro spojovací profily.

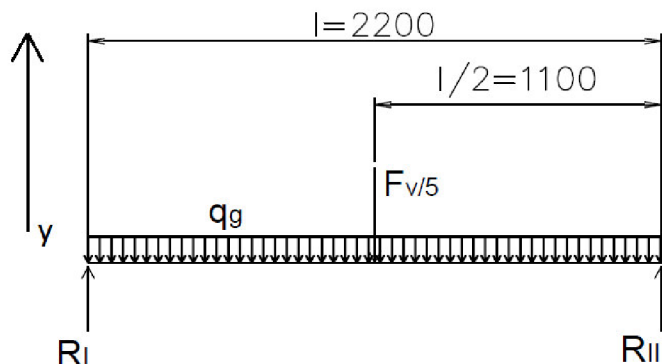
$$f_{d355} = \frac{R_{e/100^{\circ}C}}{1.5} \quad (5.6)$$

$$f_{d355} = \frac{249}{1.5} = 169 \text{ MPa}$$

### 5.2.1 Prut 1

Z obr. 5.4 vpravo lze vidět, že navrhovaný počet nosníků č. 1 je 5. Tyto nosníky jsou zatíženy v jejich polovině výpočtovou silou a dále pouze vlastní tíhou. Uložení v nosnících č. 2 lze těžko stanovit. Jelikož jsou k sobě nosníky přivařeny, tak se vazba jeví jako vetknutí. V tomto případě, by díky středovému zatížení nosníku č. 1, vznikl ve vetknutí moment, který by na nosník č. 2 působil jako kroutící. Avšak nosník č. 2 by se musel chovat jako dokonale tuhý. Jelikož se 100% tuhost nepředpokládá, budeme uvažovat pro nosník č. 1 horší zátěžný stav a to uložení na kloubové

podpoře [14]. V tomto případě vzniká větší ohybový moment než u vetknutí a to ve středu nosníku. Přenášené silové reakce jsou v obou případech zatížení stejné. V závěru však bude ohybový moment nižší, protože část ohybových momentů zachytí právě pevné uložení alias vetknutí. Na obr. 5.5 je znázorněno uvolnění nosíku č. 1 pro výpočet silových reakcí v podporách a stanovení ohybových momentů a posunutí. V tab. 5.3 je uvedena charakteristika navrhovaného profilu pro tento nosník.



Obr. 5.5 Uvolnění nosíku č. 1

Tab. 5.3 Charakteristika profilu [16]

Označení	Počet	Kvadratický moment	Průřezový modul
	[ks]	[mm <sup>4</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]
HEM 360	5	848,7 · 10 <sup>6</sup>	4,297 · 10 <sup>6</sup>

Reakce v podporách I a II se určí ze základní silové rovnováhy podle rovnice 5.9, kde se jedná o symetrické zatížení, tedy se reakce rovnají.

$$\sum F_y = 0 \quad (5.9)$$

$$-F_v/5 - q_g \cdot l + R_I + R_{II} = 0$$

Kde:  $F_v$  – Výpočtová síla lisu [N]

$q_g$  – liniové zatížení vlastní tíhou [N/mm]

$$R_I = R_{II} = \frac{F_v/5 + q_g \cdot l}{2} = \frac{7 \cdot 10^6/5 + 2,5 \cdot 2200}{2}$$

$$R_I = R_{II} = 702\,706 \text{ N}$$

Ohybový moment ve středu nosníku  $M_{O_{1max}}$  se určí dle rovnice 5.10. Dále dle rovnice 5.11 se určí napětí  $\sigma_{1max}$  vycházející z maximálního ohybového momentu

$$M_{O_{1max}} = q_g \cdot \left[ \frac{(l/2)^2}{2} - R_{II} \cdot \frac{l}{2} \right] = 2,5 \cdot [(1100)^2]/2 - 702706 \cdot 1100 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (5.10)$$

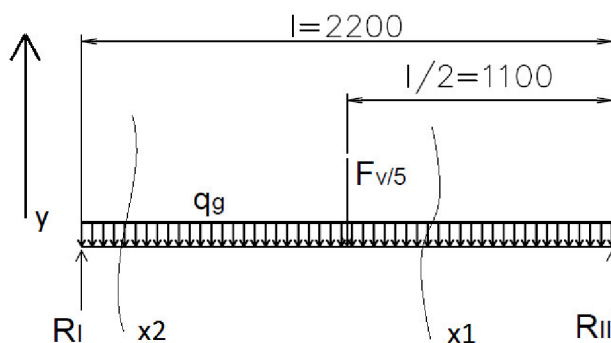
$$M_{O_{1max}} = |771488300| = 7,714 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{360max} = \frac{M_{O_{360max}}}{W_o} \leq f_{d355} \text{ [MPa]} \quad (5.11)$$

$$\sigma_{1max} = \frac{7,714 \cdot 10^8}{4,297 \cdot 10^6} = 179,5 \text{ MPa} > 169 \text{ MPa}$$

Toto napětí je vyšší než maximální dovolené avšak pouze o 10 MPa. Tomuto nosníku bude věnována dále pozornost.

Maximální posunutí ve středu nosníku se určí za pomoci Castiglianovy věty. Pro tuto je potřeba nosník rozdělit na úseky dle obr. 5.6 a pro ně určit ohybové momenty.



Obr. 5.6 Rozdělení nosníku č. 1 na úseky

Castiglianova věta vychází z deformační práce, kterou koná silová soustava působící na určitý prvek, která se akumuluje ve formě energie napjatosti. Pomocí ní lze stanovit posuvy a úhly natočení v místě působení síly nebo momentu. Případně síly či momentu doplňkových rovňů 0 [17].

Posuv v určitém místě se určí jako parciální derivace celkové energie  $W$  podle síly v tomto místě působící. Obecná Castiglianova věta pro posuv působitě síly znázorněna v rovnici 5.12 [17].

$$w_i = \frac{\partial W}{\partial F_i} = \sum \int \frac{M(x)}{E \cdot J_Y} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial F_i} dx \quad (5.12)$$

V našem případě jde o derivace podle síly  $F_v/5$ . Jelikož parciální derivace ohybového momentu v úseku  $x_1$  by byla nulová, nebudeme ji vypisovat. Ohybový moment v úseku  $x_2$  s mezema  $(0; l/2)$  je podle rovnice 5.13.

$$M_{o2} = q_g \cdot \left[ \frac{\left(\frac{l}{2} + x_2\right)^2}{2} - R_{II} \cdot \left(\frac{l}{2} + x_2\right) + \frac{F_v}{5} \cdot x_2 \right] [N \cdot mm] \quad (5.13)$$

Posunutí v místě působení síly je potom dle rovnice 5.14.

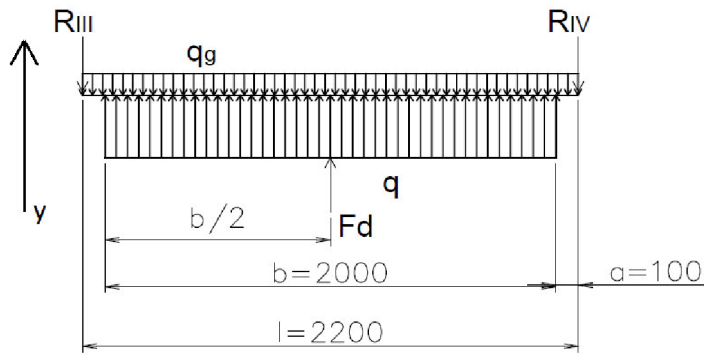
$$w_1 = \frac{\partial W}{\partial \frac{F_v}{5}} = \frac{1}{E \cdot J} \int_0^{l/2} M_{o2} \cdot \frac{\partial M_{o2}}{\partial \frac{F_v}{5}} dx \quad (5.14)$$

$$w_1 = 0,99 \text{ mm}$$

### 5.2.2 Prut 3

Z obr. 5.4 vpravo lze vidět, že navrhovaný počet nosníku č. 3 je 10. Tyto nosníky jsou zatíženy téměř v celé jejich délce liniovým zatížením, od lisované plochy stohu hranolů. Z pohledu uložení nosníku č. 3 do nosníků č. 4 budeme uvažovat stejně jako u prutu č. 1, a to výpočet na horší zátěžný stav s kloubovými podporami.

Na obr. 5.7 je znázorněno uvolnění nosíku č. 3 pro výpočet silových reakcí v podporách a stanovení ohybových momentů a posunutí. Navíc byla v tomto případě zavedena síla  $F_a$ , která je rovna 0. Slouží pouze pro stanovení maximálního průhybu ve středu nosníku. V tab. 5.4 je uvedena charakteristika navrhovaného profilu pro tento nosník.



Obr. 5.7 Uvolnění nosníku č. 3

Liniové zatížení působící v délce  $b$  se stanoví dle rovnice 5.15.

$$q = \frac{F_v}{N_{200} \cdot b} \text{ N/mm} \quad (5.15)$$

Kde:  $N_{220}$  – Počet nosníku [ks]  
 $b$  – šířka lisované plochy [mm]

$$q = \frac{7 \cdot 10^6}{10 \cdot 2000} = 350 \text{ N/mm}$$

Postup výpočtu reakcí III, IV, maximálního ohybového momentu a maximálního průhybu ve středu nosníku je stejný jako u nosníku č. 1 s rozdílem, že zde působí liniové zatížení. Celý výpočet je uveden pod přílohou č. 1. V tab. 5.5 jsou uvedeny výsledné hodnoty.

Tab. 5.5 Výsledné hodnoty nosníku 3.

Složka	Zkratka	Hodnota
Reakce síly v bodě III	$R_{III}$ [N]	$3,48713 \cdot 10^5$
Reakce síly v bodě IV	$R_{IV}$ [N]	$3,48713 \cdot 10^5$
Ohybový moment v $l/2$	$M_{o_{3max}}$ [N.mm]	$2,09292 \cdot 10^8$
Maximální průhyb v $l/2$	$w_3$ [mm]	2,14
Napětí v $l/2$	$\sigma_{3max}$ [MPa]	171,55

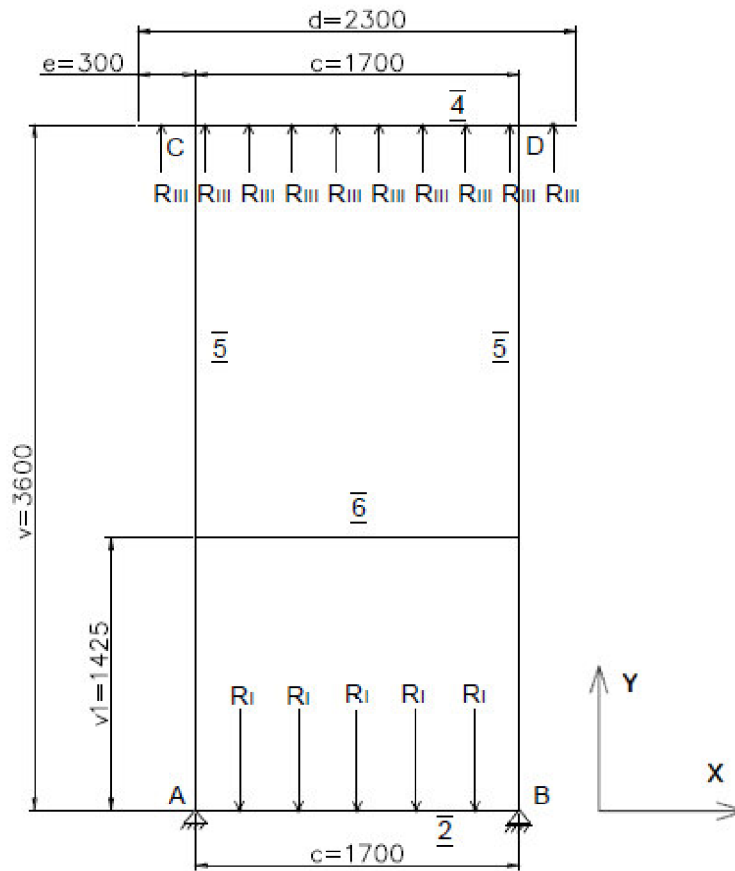
Napětí od ohybového momentu ve středu nosníku je opět na hranici dovoleného napětí. Tomuto nosníku bude věnována pozornost dále.

Tab. 5.4 Charakteristika profilu [16]

Označení	Počet	Kvadratický moment	Přůřezový modul
	[ks]	[mm <sup>4</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]
HEM 220	10	$146 \cdot 10^6$	$1,22 \cdot 10^6$

### 5.2.3 Uzavřený lomený prut

Po určení silových reakcí v prutech 2 a 4 od prutů 1 a 3, zatížených lisovací silou, lze stanovit průběh ohybových momentů v celkovém propojení horního a spodního dílu přes pruty 5. Tato prutová soustava je znázorněna na obr. 5.8.



Obr. 5.8 Lomený prut

Pro zjednodušení výpočtu budou síly  $R_{III}$ , působící na nosník č. 4, nahrazeny lineovým zatížením dle rovnice 5.16.

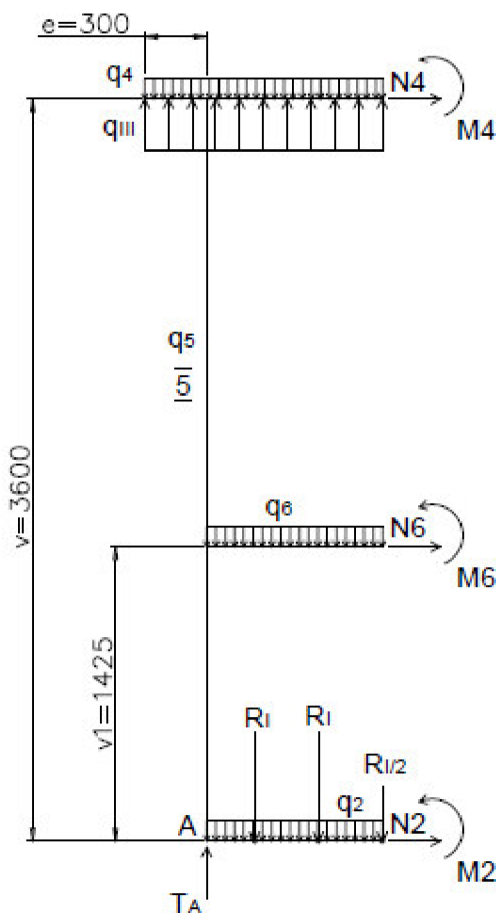
$$q_{III} = \frac{R_{III} \cdot N_{220}}{d} \quad [N/mm] \quad (5.16)$$

$$q_{III} = \frac{3,48712 \cdot 10^5 \cdot 10}{2300} = 1516 \text{ N/mm}$$

Uložení celého rámu je navrženo na kloubových a posuvných podporách, aby nevznikaly žádné ohybové momenty do podpor rámu a tím pádem do jeho pláště, na kterém budou tyto podpory navařeny. Podpora A zamezuje posuv v ose X a Y a podpora B pouze v ose Y, tedy se do pláště nádoby, respektive jeho dna, přenáší síly pouze v ose Y. Síly v ose X se kompenzují posuvnou podporou B.

Dále bude zavedeno lineové zatížení vznikající vlastní tíhou nosníků a bude využita symetrie rámu, díky které budeme řešit pouze její polovinu. Celkové uvolnění a zavedená zjednodušení lze vidět na obr. 5.9. V tab. 5.6 jsou uvedeny profily nosníků a jejich charakteristiky k jednotlivým prutům.

V místě symetrické roviny byly zavedeny ohybové momenty, a normálové síly v ose X očíslované podle čísla nosníku. Pro řešení těchto ohybových momentů a normálových sil, bude dále využito Castiglianovi věty. Z pravidel využití symetrie plyne, že síly v ose Y v místě řezu jsou nulové [17].



Tab. 5.6 Charakteristika profilu [16]

Č.	Označení	Kvadratický moment [mm <sup>4</sup> ]	Přůřezový modul [mm <sup>3</sup> ]
2	HEM 340	$763,7 \cdot 10^6$	$4,05 \cdot 10^6$
4	HEM 280	$395,5 \cdot 10^6$	$2,551 \cdot 10^6$
5	Tr. 127x36	$12,3 \cdot 10^6$	$1,94 \cdot 10^5$
6	I 180	$14,5 \cdot 10^6$	$1,61 \cdot 10^5$

Obr. 5.9 Uvolnění lomeného prutu

V první řadě lze ze silové rovnováhy určit síly v podpoře A dle rovnice 5.17.

$$\sum F_y = 0 \quad (5.17)$$

$$-\frac{5}{2} R_1 - q_4 \left( \frac{1}{2} c + e \right) - \frac{1}{2} (q_6 + q_2) c + q_3 \left( \frac{1}{2} c + e \right) + T_A - q_5 v = 0$$

Kde:  $q_2$  – liniové zatížení vlastní tíhou profilu HEM 360 [N/mm]

$q_4$  – liniové zatížení vlastní tíhou profilu HEM 280 [N/mm]

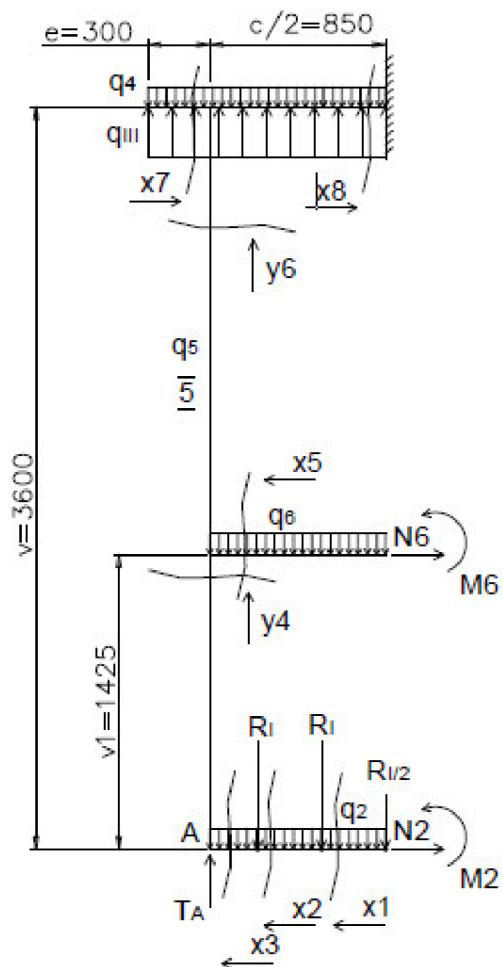
$q_5$  – liniové zatížení vlastní tíhou profilu Tr. 127x36 [N/mm]

$q_6$  – liniové zatížení vlastní tíhou profilu U 200 [N/mm]

$$T_A = 20646 \text{ N} \quad (5.17)$$

Zbýlé neznámé parametry jsou  $NP = \{N_2, N_4, N_6, M_2, M_4, M_6\} = 6$ . Ze tří použitelných podmínek statické rovnováhy jsme jednu využili, tedy použitelný počet podmínek statické rovnováhy je  $v=2$ . Z toho plyne, že úloha je 4x staticky neurčitá.

Pro řešení úlohy využijeme deformačních podmínek bodu 2 a 4, které jsou  $w_2 = 0$ ,  $\varphi_2 = 0$ ,  $w_4 = 0$ ,  $\varphi_4 = 0$ . Natočení a posuv je tedy roven 0 [17]. Pro jejich řešení využijeme Castiglianových vět, pro které je potřeba stanovit ohybové momenty v jednotlivých úsecích. Každý nový úsek je dán působením nové síly nebo zlomem prutu. Rozdělení na úseky viz obr. 5.10.



Obr. 5.10 Rozdělení lomeného prutu na úseky

Z podmínek symetrie vyplývá, že jeden bod řezu lze nahradit vetknutím [17]. Tímto bodem je řez prutem č. 4, jeho parametry se vypočítají právě z podmínek statické rovnováhy. Do řešení Castiglianových vět se nezahrnuje.

Nyní v rovnicích 5.18 až 5.25 budou stanoveny ohybové momenty v jednotlivých úsecích a jejich okrajové podmínky.

$x_1 (0;g)$

$$M_{x1} := \frac{1}{2} R_1 x_1 - M_2 + \frac{1}{2} q_2 x_1^2 \quad (5.18)$$

$x_2 (0;g)$

$$M_{x2} := \frac{1}{2} R_1 (g + x_2) + R_1 x_2 - M_2 + \frac{1}{2} q_2 (g + x_2)^2 \quad (5.19)$$

$x_3 (0;c/2-2*g)$

$$M_{x3} := \frac{1}{2} R_1 (2g + x_3) + R_1 (g + x_3) + R_1 x_3 - M_2 + \frac{1}{2} q_2 (2g + x_3)^2 \quad (5.20)$$



y4 (0;v1)

$$My4 := \frac{1}{4} R_1 c + R_1 \left( \frac{1}{2} c - g \right) + R_1 \left( \frac{1}{2} c - 2g \right) - M_2 - N_2 y4 \quad (5.21)$$

x5 (0;c/2)

$$Mx5 := \frac{1}{2} q6 x5^2 - M_6 \quad (5.22)$$

y6 (0;v-v1)

$$My6 := \frac{1}{4} R_1 c + R_1 \left( \frac{1}{2} c - g \right) + R_1 \left( \frac{1}{2} c - 2g \right) - M_2 - N_2 (v1 + y6) + \frac{1}{8} q6 c^2 - N_6 y6 - M_6 \quad (5.23)$$

x7 (0;e)

$$Mx7 := \frac{1}{2} q3 x7^2 - \frac{1}{2} q4 x7^2 \quad (5.24)$$

x8 (0;c/2)

$$Mx8 := \frac{1}{2} R_1 \left( \frac{1}{2} c - x8 \right) + R_1 \left( \frac{1}{2} c - g - x8 \right) + R_1 \left( \frac{1}{2} c - 2g - x8 \right) - \frac{1}{4} q2 c x8 - M_2 - N_2 v + T_A x8 - \frac{1}{4} q6 c x8 - M_6 - N_6 (v - v1) + \frac{1}{2} q3 (x8 + e)^2 - \frac{1}{2} q4 (x8 + e)^2 - q5 v x8 \quad (5.25)$$

Tyto ohybové momenty, spolu s deformačními podmínkami, nám dají 4 castiglianovy věty. Viz rovnice 5.26-5.29.

$$w_2 = \frac{\partial W}{\partial N_2} = \sum \int \frac{M(x)}{E \cdot J_{H320}} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial N_2} dx \quad (5.26)$$

$$\varphi_2 = \frac{\partial W}{\partial M_2} = \sum \int \frac{M(x)}{E \cdot J_{H320}} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial M_2} dx \quad (5.27)$$

$$w_6 = \frac{\partial W}{\partial N_6} = \sum \int \frac{M(x)}{E \cdot J_{I180}} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial N_6} dx \quad (5.28)$$

$$\varphi_6 = \frac{\partial W}{\partial M_6} = \sum \int \frac{M(x)}{E \cdot J_{I180}} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial M_6} dx \quad (5.29)$$

Zbylé 2 podmínky statické rovnováhy viz rovnice 5.30 a 5.31.

$$\sum F_x = 0 \quad (5.30)$$
$$N_2 + N_4 + N_6 = 0$$

$$\sum M_4 = 0 \quad (5.31)$$

$$-M_2 - M_4 - M_6 - N_2 v - N_6 (v - v1) - \frac{1}{8} q2 c^2 - \frac{1}{8} q6 c^2 - \frac{1}{2} q4 \left( \frac{1}{2} c + e \right)^2 - \frac{1}{2} q5 v c - 3 R_1 g + \frac{1}{2} T_A c + \frac{1}{2} q3 \left( \frac{1}{2} c + e \right)^2 = 0$$

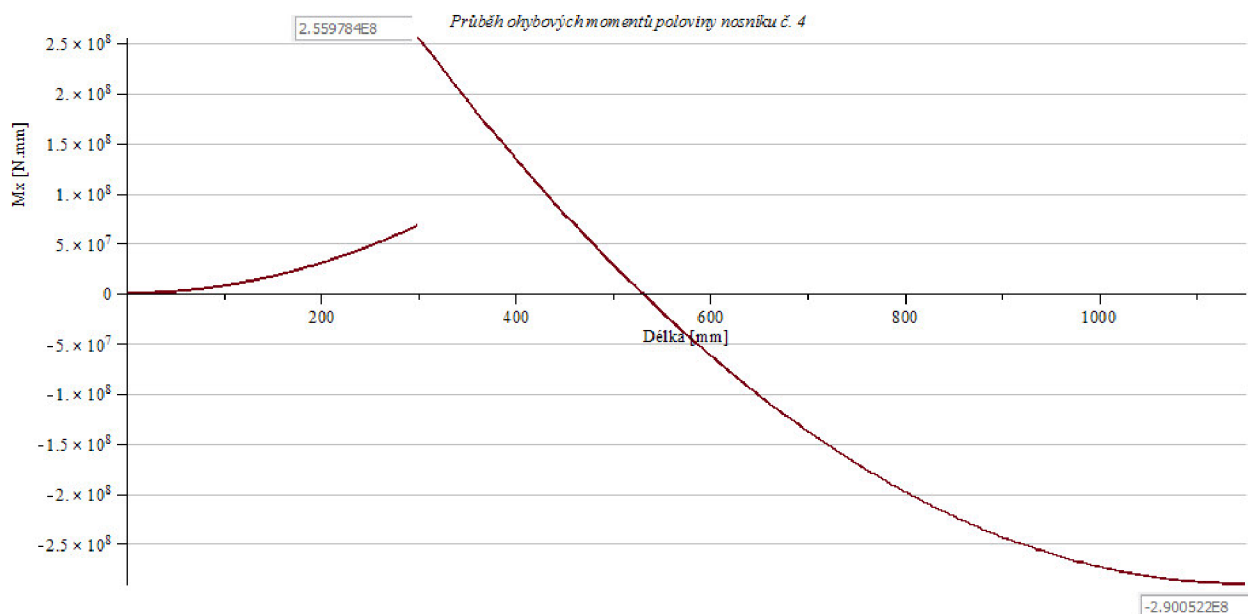
Nyní lze pomocí programu Maple řešit šest rovnic o šesti neznámých. Celé toto řešení je pod zmíněnou přílohou č. 1. V tab. 5.7 jsou shrnuty výsledné hodnoty těchto řešených šesti neznámých parametrů.

Tab. 5.7 Výsledné hodnoty lomeného prutu

Nosník	Profil	Ohybový moment [N.mm]	Síla [N]	Napětí $\sigma$ [MPa]
2 - spodní díl	HEM 340	$M_2 := 4.634699763 \cdot 10^8$	$N_2 := 3.681469249 \cdot 10^5$	$\sigma_2 := 114.4370312$
4 - horní díl	HEM 280	$M_4 := -2.900517966 \cdot 10^8$	$N_4 := 1.425545239 \cdot 10^5$	$\sigma_4 := -113.7012139$
6 - výztužný díl	I 180	$M_6 := -2.399253894 \cdot 10^7$	$N_6 := -5.107014488 \cdot 10^5$	$\sigma_6 := -149.0219810$

Zpětně lze vypsát ohybové momenty z rovnic v jednotlivých řezech na každém nosníku a určit tak místo maximálního ohybového momentu. Pro lepší přehlednost jsou tyto ohybové momenty zaznamenány do grafů.

Průběh ohybových momentů nosníku č. 4 je znázorněn v grafu 5.11. Maximální ohybový moment je zde moment  $M_4$  ve středu nosníku, pro který je ohybové napětí přípustné.

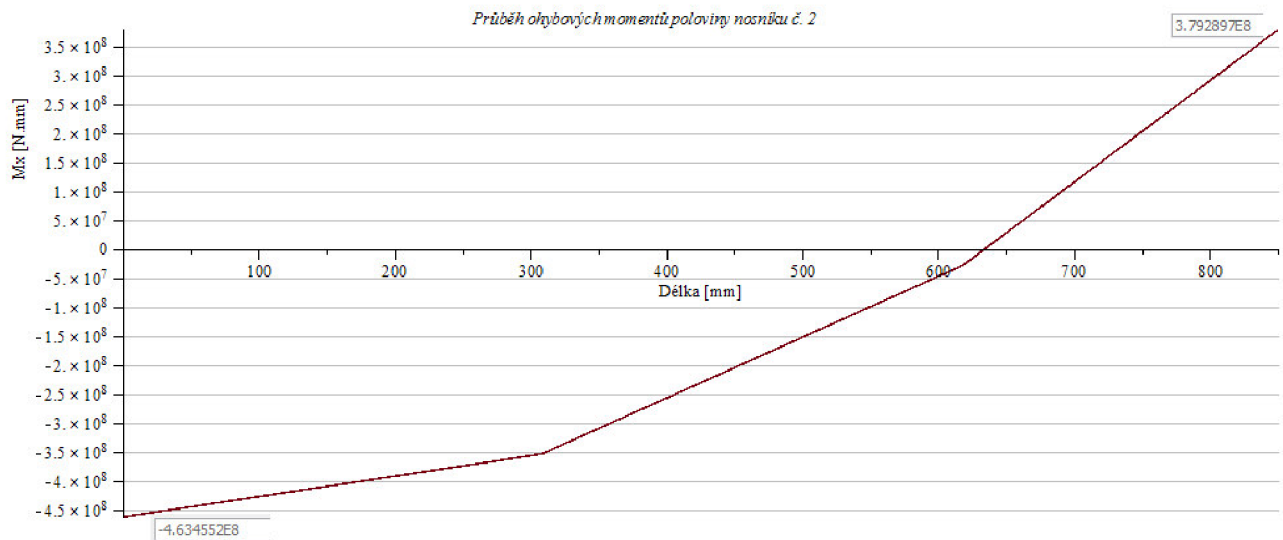


Graf 5.11 Průběh ohybových momentů nosníku č. 4

Přímo v místě spoje nosníku č. 4 a č. 5 bude vznikat koncentrace napětí z důvodu střetu tří ohybových momentů, které jsou vykresleny v grafu. Přímý skok těchto ohybových momentů je ohybový moment  $M_{y6} = 1.87927 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$ .

U lomeného prutu lze předpokládat jako kritická místa s koncentrací napětí právě jeho zlomy, kde vzniká složitá prostorová napjatost. Z tohoto plyne, že tomuto spoji bude při MKP analýze věnována vyšší pozornost.

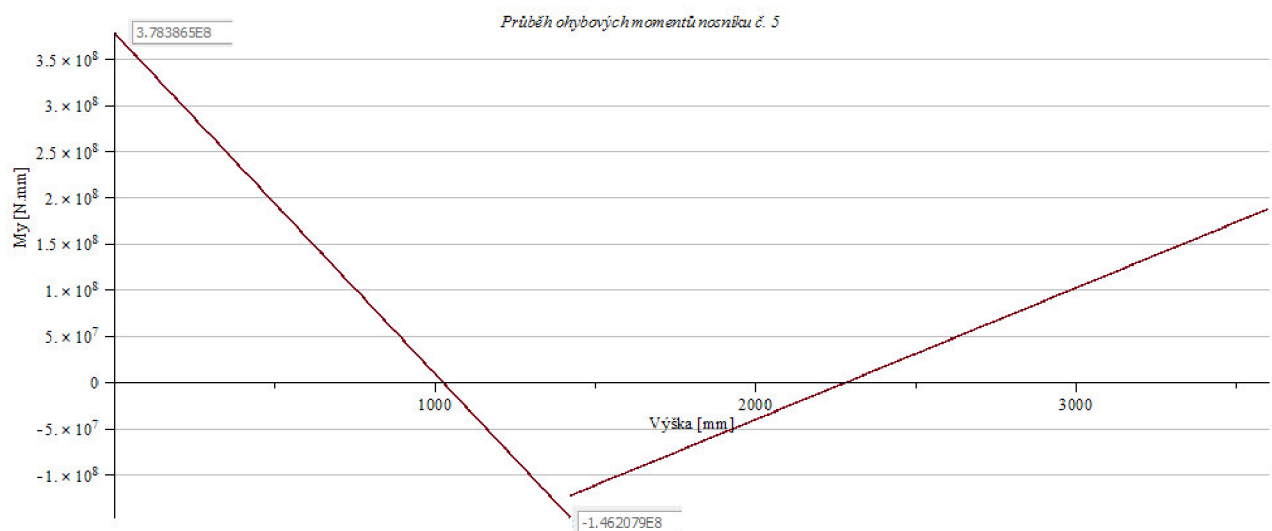
Průběh ohybových momentů nosníku č. 2 je znázorněn v grafu 5.12.



Graf 5.12 Průběh ohybových momentů nosníku č. 2

Průběh je pro pravou polovinu nosníku, čili maximální ohybový moment odpovídá ohybovému momentu  $M_2$  ve středu nosníku, s přípustným napětím dle tabulky 5.7.

Průběh ohybových momentů nosníku č. 5 je znázorněn v grafu 5.13.



Graf 5.13 Průběh ohybových momentů nosníku č. 5

Maximální ohybový moment  $M_{x3} = 3,79289 \cdot 10^8 \text{ N.mm}$  je zde přenesený z nosníku č. 2. Tomuto ohybovému momentu na profilu tlustostěnné trubky Tr. 127x36 odpovídá nepřijatelné vznikající napětí  $\sigma_{5,1} = 1955,1 \text{ MPa}$ . Dále je tento profil namáhaný na tah silou  $F_{y6} = 1,7413915 \cdot 10^6 \text{ N}$ , které k průřezu této trubky odpovídá hraniční tahové napětí  $\sigma_{5,2} = 169,29 \text{ MPa}$ . Přenášené ohybové napětí z nosníku č. 2 lze kompenzovat v první řadě zvýšením průměru a tloušťky stěny této trubky. Dále přídatným vyztužením, které lze navrhnout pomocí MKP analýzy. Jako poslední možnost je snížení rozteče C mezi trubkami a tím zkrácení ramene zatěžujících sil a nižších přenášených ohybových momentů. Avšak toto řešení je nevhodné z důvodu narušení prostoru pro další navazující technologii a to distribuci čpavkové atmosféry na stoh hranolů.

Jako první bude tedy návrh většího průřezu silnostěnné trubky, čili potřebného průřezového modulu k ose ohybu podle rovnice 5.32. Jiný typ průřezu se z hlediska různorodých směrů ohybových momentů neuvažuje.

$$W_o = \frac{M_{x3}}{f_d} [mm^3] \quad (5.32)$$

$$W_o = \frac{3.7931173 \cdot 10^8}{208} = 1,82 \cdot 10^6 mm^3$$

Dle rovnice 5.32 byl stanoven minimální průřezový modul k ose ohybu potřebný pro nosník č. 5. V tab. 5.8 jsou vypsány různé profily s jejich charakteristikami, z kterých bude jeden vybrán.

Tab. 5.8 charakteristiky profilů [18]

Profil	Průřez S [mm <sup>2</sup> ]	Ohybový modul $W_o$ [mm <sup>3</sup> ]
Tr. 159x50	17121	$3,87 \cdot 10^5$
Tr. 244,5x40	25698	$1,14 \cdot 10^6$
Tr. 273x45	32232	$1,74 \cdot 10^6$
Tr. 323,9x32	29345	$1,95 \cdot 10^6$

Dle uvedených hodnot by měla být původní trubka nahrazena silnostěnnou trubkou průměru 323,9x32 mm. Avšak je předpoklad, že se zvyšováním styčné plochy trubky a nosníku, bude vznikat napětí v místě spoje, hlavně v horní části, kdy na nosník působí ohybový moment v celém průměru trubky a to z každé strany opačný. Pro dořešení tohoto problému bude využito MKP analýzy v programu ANSYS Mechanical viz kapitola 5.3.

### 5.3 MKP analýza pevnostního rámu lisu

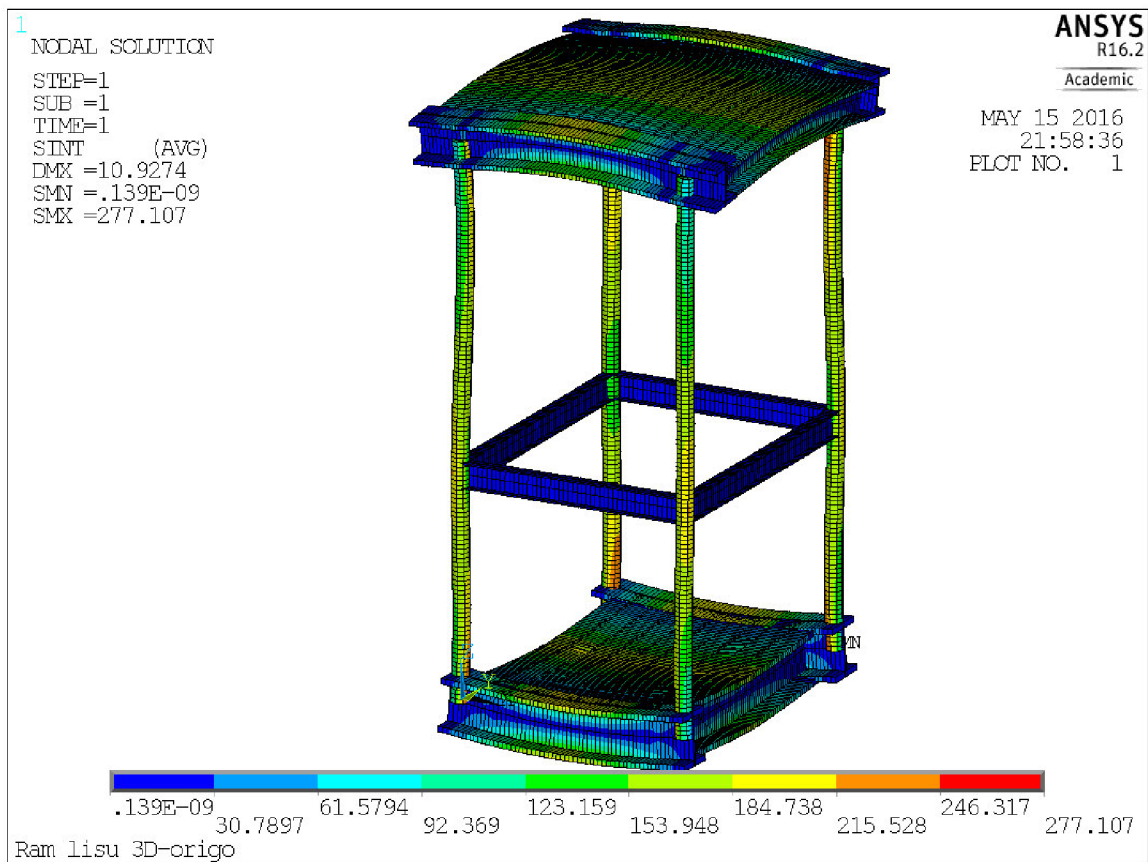
Jelikož se jedná o nosníkovou konstrukci, byl celý model rámu vytvořen přímo ve výpočetním programu Ansys Mechanical, aby se předešlo problémům a nutnosti oprav importovaného modelu z jiného programu. V první řadě byl vybrán element type BEAM 189. Dále byly zadány jednotlivé navrhované profily v Section Beamu a určeny materiálové vlastnosti jako modul pružnosti, Poissonův koeficient a také hustota, neboť zde vlastní tíha hraje také svoji roli. Pomocí souřadnicového systému byly zadány keypointy jednotlivých styčných bodů, které byli následně propojeny lajnami.

Pomocí příkazu Mesh Tool byly jednotlivým lajnám přiřazeny patřičné průřezové charakteristiky beamu a naděleny na určité díly. Jako další bylo zadáno uložení, které je shodné s navrhovaným v numerickém výpočtu. A to takové, aby nevznikaly žádné ohybové momenty na plášť nádoby. V poslední části byly zadány síly působící od hydraulického lisu. Na spodní nosníky v jejich polovině a na vrchní po téměř celé ploše, kdy bylo liniové zatížení rozděleno na 1350 nodů. Vykreslení elementů a zatížení je zobrazeno na obr. 5.14.



Obr. 5.14 Eplot – Rám lisu

Následně bylo spuštěno řešení s předpokládaným výsledkem. A to maximálním napětím v nosníku č. 5 umístěného na nosníku č. 2., ale také v přechodu trubky do nosníku HEM ve vrchní části. Napětí v těchto místech přechodů dosahuje hodnot 277 MPa viz obr. 5.15.

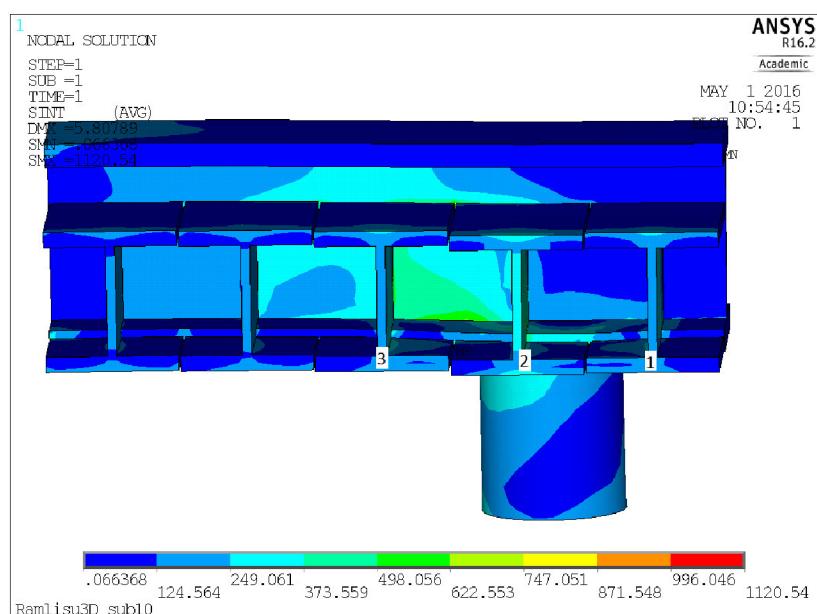


Obr. 5.15 Maximální napětí – Rám lisu

Z maximální hodnoty napětí plyne, že při řešení rámu jako 3D celku, bude průběh ohybových momentů jiný, což byl také předpoklad. Maximální napětí 277 MPa je zde daleko nižší než vypočtené, avšak stále vysoké a pouze pro prutový model, kdy je řešení spojů omezeno pouze na přenesení posuvů a úhlů natočení v bodě styku dvou vodících lajn. Proto je nutnost řešení těchto spojů submodelem.

Program Ansys Mechanical nabízí řešení submodelingu interpolací posuvů nodů z jednoho modelu na druhý pouze na rozhraní solid-solid, nebo shell-solid. V námi řešeném problému beam-solid tohoto příkazu nelze využít a je potřeba přepočítání udělat ručně.

Prvním krokem byl submodeling spoje trubky a vrchního dílu rámu lisu, kdy byl zvětšen průřez trubky na průměr 244,5x40 mm. Z prutového modelu byla stanovena místa řezu nosníků. V těchto místech byly odečteny uzly a jejich posuvy a natočení, které se po přepočtu aplikovaly na plochy submodelu, který byl vytvořen a vysítován jako solid. Výsledek lze vidět na obr. 5.16



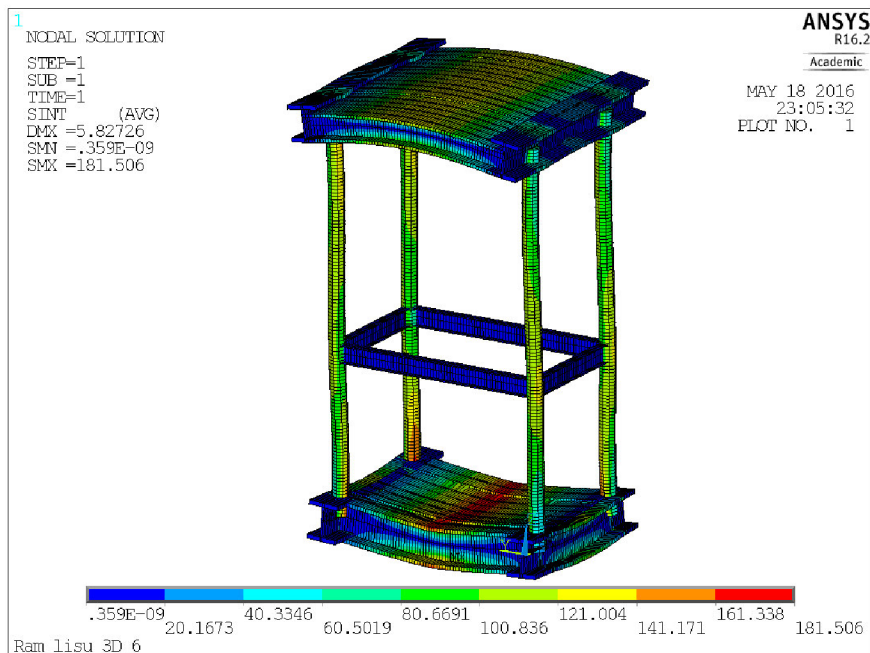
Obr. 5.16 Submodel vrchního spoje

Již při samotném odečtení posuvu uzlů na jednotlivých nosnících bylo patrné, že posuv nosníku č. 2 oproti 1 a 3 je menší. To z důvodu jeho blízkosti silnostěnné trubky a tím pádem zvýšení tuhosti jeho uložení. Po dalším odečtení průhybů jednotlivých nosníků, kdy rozdíl průhybu krajového nosníku a nosníku středového byl 4 mm, bylo rozhodnuto o zvýšení tuhosti vrchního rámu. Tuhost a rovnoměrnost průhybu vrchního rámu je důležitá vzhledem k lisovacímu procesu a docílení rovnoměrného lisování stohu hranolů po celé ploše. Zvýšení průřezu profilu prutu 3 zároveň řeší snížení ohybového napětí vypočteného v kapitole 5.2.2. Tento profil byl změněn z HEM 220 na HEM 240. Dále byla snížena rozteč C mezi silnostěnnými trubkami pro snížení vlivu ohybových momentů na silnostěnné trubky i za cenu narušení distribuce čpavkové atmosféry a její nutné úpravy. Upravený model lze vidět na obr. 5.17. Tab. 5.9 udává zvolené profily pro jednotlivé pruty.

Tab. 5.9 Profily upraveného rámu lisu

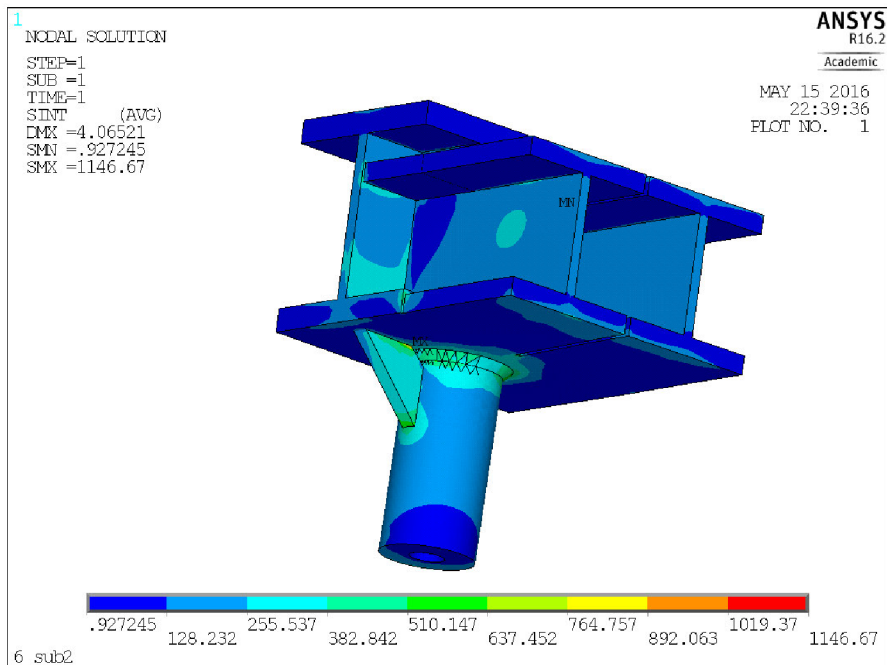
Nosník č.	Profil	počet
1	HEM 360	5
2	HEM 340	2
3	HEM 240	9
4	HEM 320	2
5	Tr. 159x50	4
6	I 180	4





Obr. 5.17 Upravený rám lisu

Maximální hodnota napětí je nyní na středu nosníků č. 1. stále vyšší než dovolená. Také je opět potřeba zkontrolovat horní i dolní přechody silnostěnné trubky do profilů HEM. Pomocí Submodelingu byl řešen vrchní přechod silnostěnné trubky do profilu HEM 320. Opět proběhl přepočítání posuvů středových nodů lajn v řezu na celé plochy solid modelu detailu. K tomuto bylo dále navrženo výtuzné žebro. Výsledná napětí lze vidět na obr. 5.18.



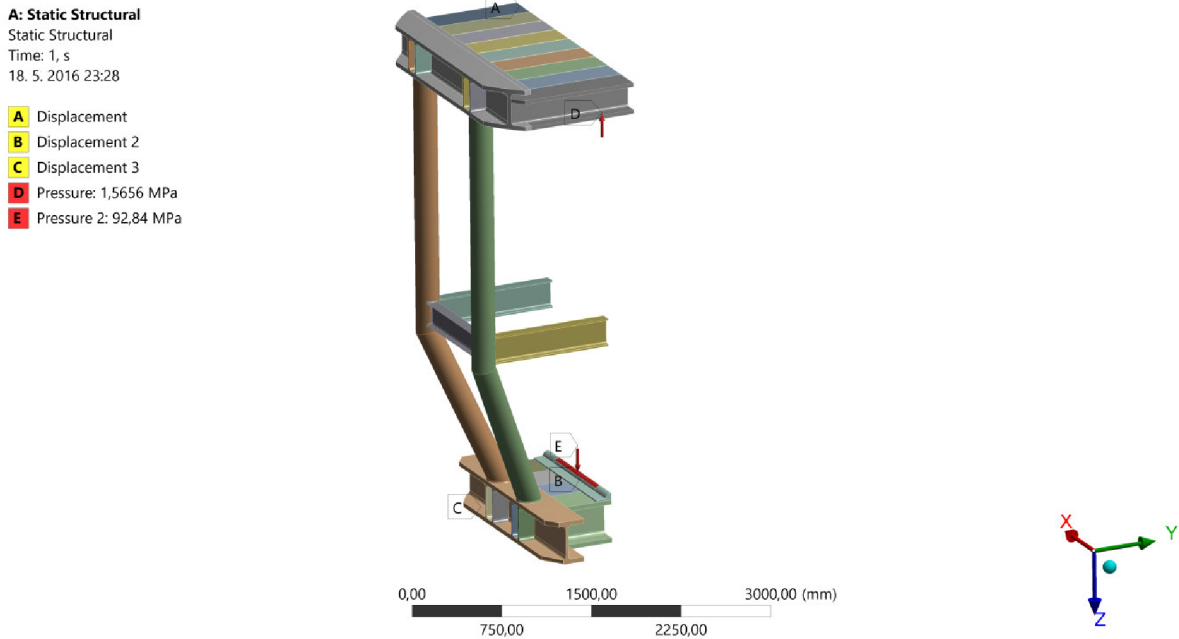
Obr. 5.18 Upravený rám rám - submodel

Maximální hodnota napětí je špičkové napětí v přechodu žebra do HEM profilu. Avšak při akceptování této špičky jako chyby, jsou zbylá napětí v přechodech stále vysoká a to okolo 500 MPa, což je nepřijatelné. Ani toto řešení tedy nepomohlo k razantnímu snížení napětí v přechodu silnostěnné trubky z Hem profilu. Proto byla zvolena cesta kompletní úpravy modelu, která je popsána v další podkapitole.

### 5.3.1 Rám 2

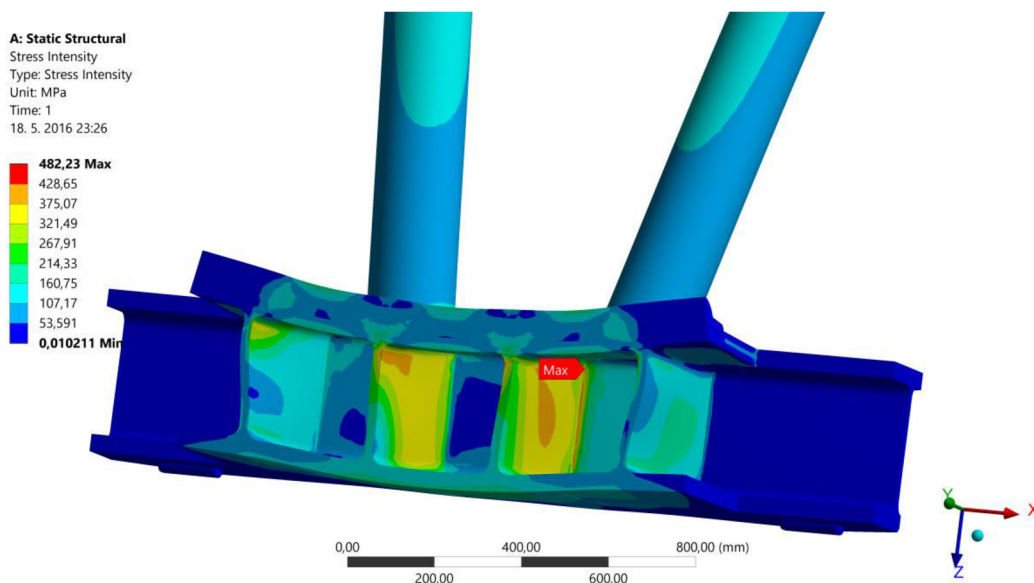
Po nedosažení rozvolnění napětí vznikajících v přechodových zlomech i například na středu nosníků č. 1, podírajících hydraulickou pístnici. Také z důvodu náročnosti přepočtu posuvu nodů lajn na posuv nodů celých ploch, byl zvolen přístup kompletního řešení rámu jako prvku solid v programu ANSYS Workbench. Toto řešení s využitím symetrie, není příliš výpočtově náročné a v jednom výpočtu dokáže řešit všechny přechody zaráz.

Navrhovaný model je zobrazen na obr. 5.19.



Obr. 5.19 Návrh Rámu 2

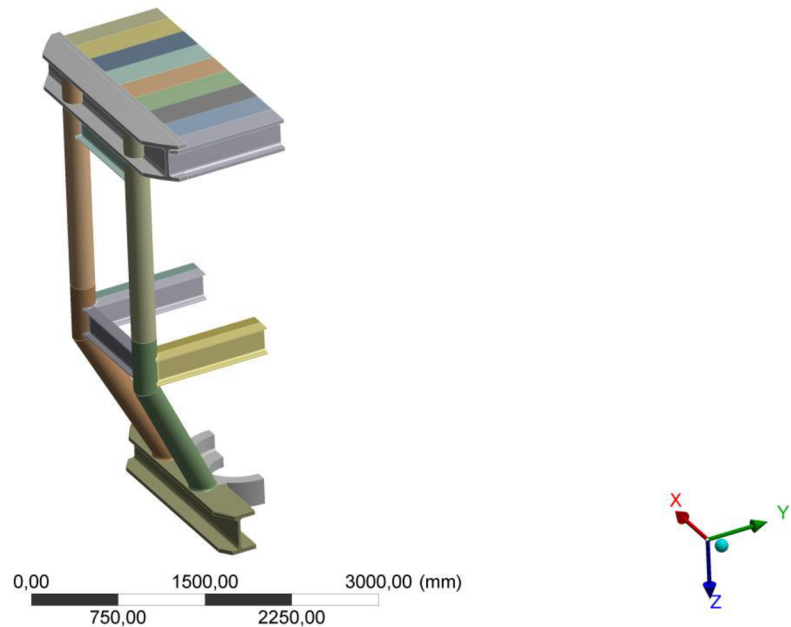
Hlavní změnou je lomená spodní část silnostěnných trubek za účelem zkrácení nosníku č. 1 a tím snížení ohybových momentů. Také zde lze zadat přesné zatížení a to přes středovou hřídel pouze v délce 800 mm, což je průměr pístnice. Tato hřídel zde slouží jako otočný kloub a tím přidává hydraulické pístnici další stupeň volnosti a tím šetří její těsnění. Výsledná napětí spodní části je zobrazeno na obr. 5.20.



Obr. 5.20 Výsledná napětí spodní části Rámu 2 (M 40:1)

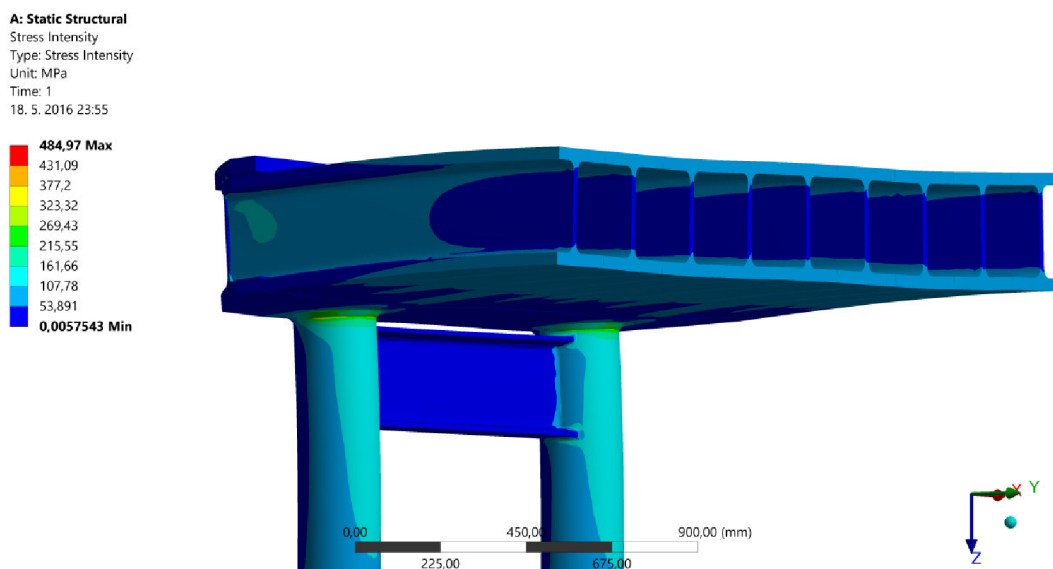


Z obr. 5.20 vyplívá, že ani snížení délky nosníků č. 1 nepomůže ke snížení napětí vznikajících od síly pístnice na jejich středu. Proto se na úkor těsnění hydraulické pístnice upouští od otočného uložení, ale uvažuje se silové působení celé plochy pístnice o průměru 800 mm. Pro toto uložení bude vyrobeno kruhové sedlo a vyřadí se nosníky č. 1 jako profily HEM. Tento návrh je zobrazen na obr. 5.21.



Obr. 5.21 Rám s kruhovým sedlem

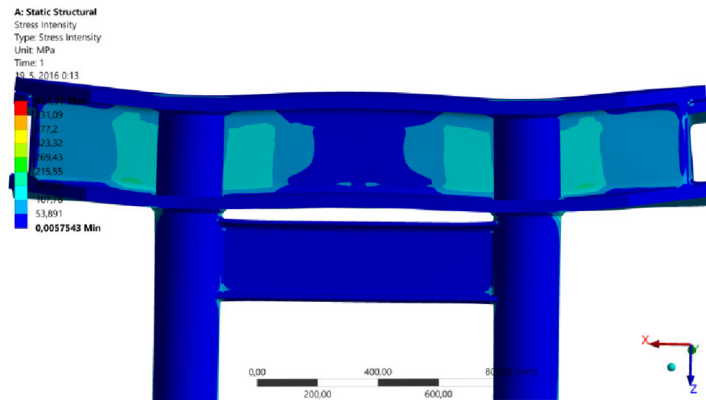
Toto řešení razantně sníží napětí vznikající ve spodní části uložení hydraulické pístnice, ale stále neřeší přechod silnostěnné trubky do horní části lisovací plochy rámu. Vznikající napětí v tomto zlomu je zobrazeno na obr. 5.22.



Obr. 5.22 Napětí přechodu horní části rámu (M 40:1)

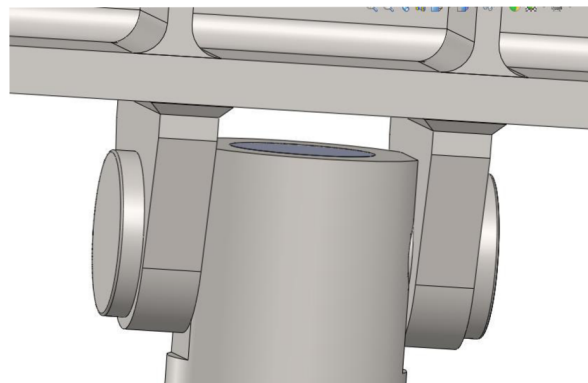
Z obr. 5.22 je patrná koncentrace napětí ve směru délky nosníků č. 3, kterých je zde 9 v řadě, a to v rozmezí 215 až 270 MPa. Zvyšování průřezu silnostěnné trubky vede ke zvětšování horní části rámu lisu, tím pádem zvýšení délek nosníků č. 3 a to opětovně na vyšší ohybové momenty. Toto řešení je tedy slepá ulička, kde jsme omezeni rozměry rámu vzhledem k průměru pláště. Jediné řešení se zde

nabízí otočné uložení, kdy budou ohybové momenty kompenzovány minimální rotací a na silnostěnnou trubku bude působit pouze tahová síla. Aby bylo natočení minimalizováno, zvýší se tuhost horního rámu a to nosníky č. 3 na profily HEM 280. Rozteč silnostěnných trubek je volena tak aby ohybové momenty ve směru axiálním na čepy byly rovnoměrné z obou stran. Tyto ohybové momenty jsou zobrazeny na obr. 5.23.



Obr. 5.23 Ohybové momenty axiální (M 100:1)

Navrhovaná otočná vazba je zobrazen na obr. 5.24.



Obr. 5.24 Navrhovaný kloub uložení

Vzhledem k náročnějšímu výpočtu jako celku s těmito rotačními vazbami, bude tento čep vypočten numericky dle rovnice 5.33 pro stanovení maximálního smykového napětí [15].

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_v}{\pi \cdot d_\zeta^2} \leq \tau_{sDov} [MPa] \quad (5.33)$$

Kde:  $d_\zeta$  – průměr čepu [mm]

$\tau_{sDov}$  – dovolené namáhání na smyk =  $0,6 \cdot f_{d355} [MPa]$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^6}{\pi \cdot 120^2} = 77,4 \leq 101,4 MPa \quad (5.33)$$

A rovnice 5.34 a 35 pro stanovení napětí při otláčení [15].

$$p_1 = \frac{F_v}{2 \cdot 4 \cdot a_k} \leq f_{d355} [MPa] \quad (5.34)$$

Kde:  $p_1$  – napětí při otláčení v kloubu [MPa]

$a_k$  – šířka otočného kloubu [mm]

$$p_1 = \frac{7 \cdot 10^6}{2 \cdot 4} = 145 \leq 169 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

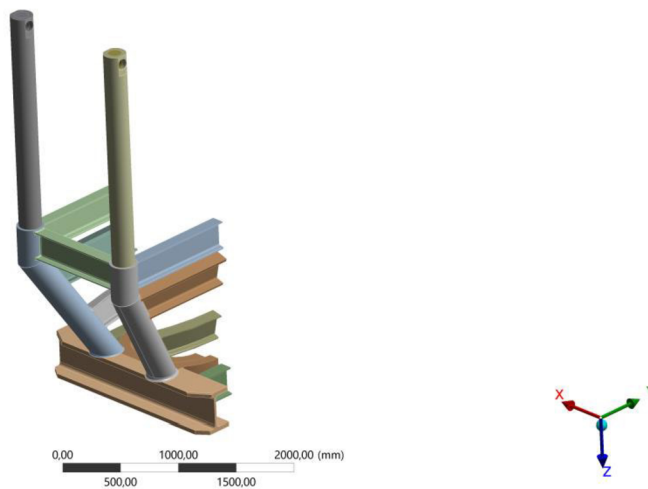
$$p_2 = \frac{\frac{F_v}{4}}{d_c \cdot b_k} \leq f_{d355} \text{ [MPa]} \quad (5.35)$$

Kde:  $p_2$  – napětí při otlacení v trubce [MPa]  
 $b_k$  – šířka uložení silnostěnné trubky [mm]

$$p_2 = \frac{7 \cdot 10^6}{4} = 86 \leq 169 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

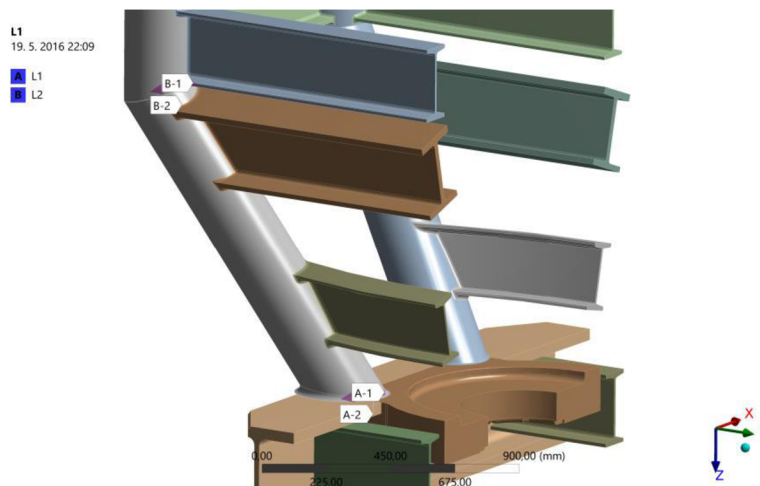
Šířka uložení v silnostěnné trubce  $b_k$  je uvažována celková, jelikož se počítá s vyplněním vnitřního průřezu trubky vložkou. Všechny navrhované rozměry vyhovují. Nyní lze řešit pouze spodní díl rámu, kdy budou na místo otočného uložení zadány pouze tahové síly, viz obr. 5.25.

Geometry  
19. 5. 2016 22:15

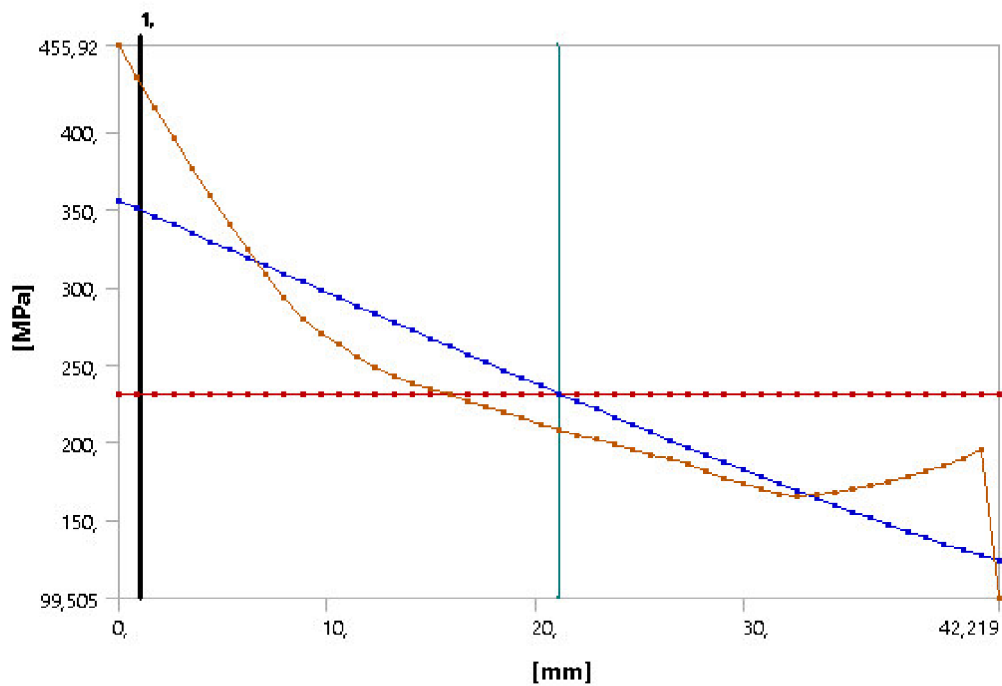


Obr. 5.25 Spodní část rámu 2

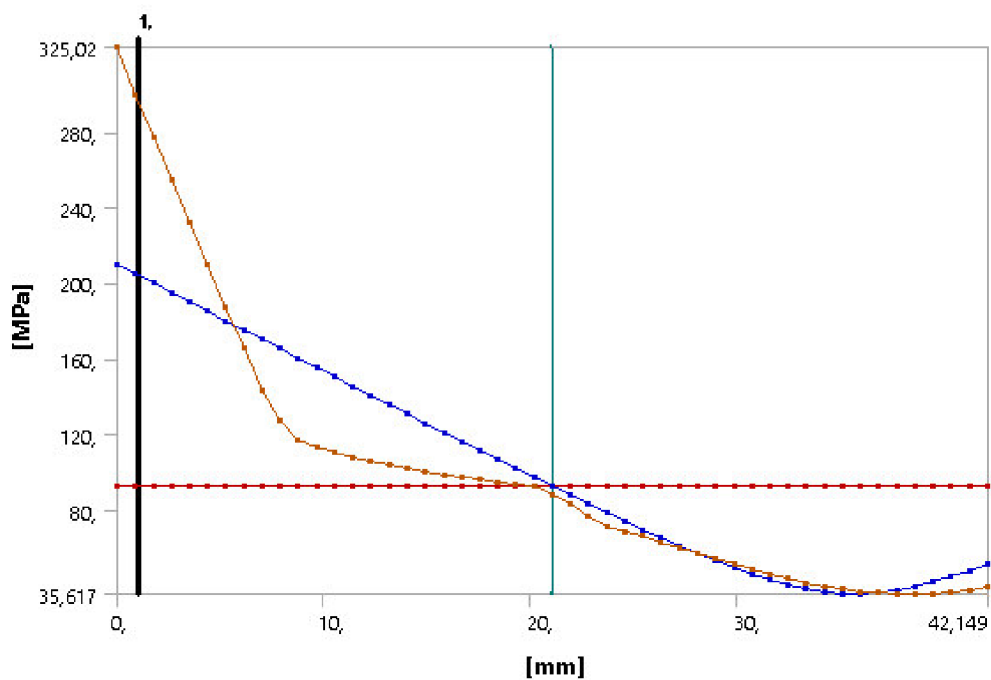
Pro řešení tohoto modelu byly zavedeny linearizační přímky skrz tloušťku silnostěnné trubky v místech svarů pro přesné stanovení vznikajících napětí. Místa vedení linearizace jsou uvedena na obr. 5.26. Výsledná napětí pro linearizační přímky dle HMH jsou uvedeny v grafu 5.27 pro L1 a 5.28 pro L2. Červená čára znázorňuje membránové napětí, které lze přiřadit k tahovým silám, modrá pak ohybové + membránové a oranžová celkové napětí.



Obr. 5.26 Místa vedení linearizace napětí svarů



Graf. 5.27 Linearizace napětí L1



Graf. 5.28 Linearizace napětí L2

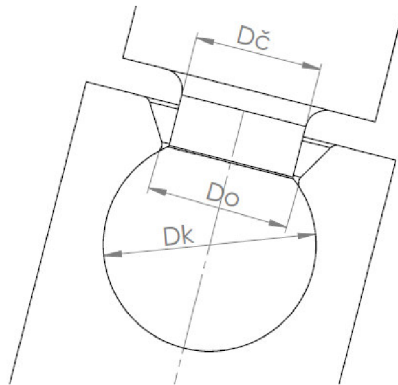
Z grafů je patrné, že maximální hodnoty přesahují hodnotu  $f_{d355} = 169 \text{ MPa}$ . Ačkoliv u svarových spojů lze počítat dovolené napětí vyšší, protože přídatný svarový materiál se používá o vyšších mechanických vlastnostech, než je materiál svařovaný. Dovolené napětí svaru lze určit podle rovnice 5.36 [19].

$$S_{wA} = \frac{R_{e/100^{\circ}C}}{FS} [\text{MPa}] \quad (5.36)$$

Kde:  $FS$  – koeficient bezpečnosti dle zdroje [19] [-]

$$S_{wA} = \frac{254}{1,2} = 211,6 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

I toto dovolené napětí svarového spoje je přesáhnuo. Z grafů je dále patrné že velký podíl na celkovém napětí má vliv ohybové napětí. Tento problém lze dále řešit pouze opětovným uvolněním rotace tohoto spoje a to spoje dolního. Na tomto spoji bude aplikována kloubová vazba vzhledem k více směrnému působení ohybových momentů. Opět vzhledem k náročnosti výpočtu bude vazba vypočtena numericky. Postup je obdobný jako u výpočtu čepu, avšak na otláčení se uvažuje polovina plochy koule kloubu ponížená o plochu otvoru pouzdra. Navržené rozměry podle obr. 5.29 a vznikající napětí jsou uvedena v tab. 5.10. Modelované pouzdro bude ve skutečnosti půlené.

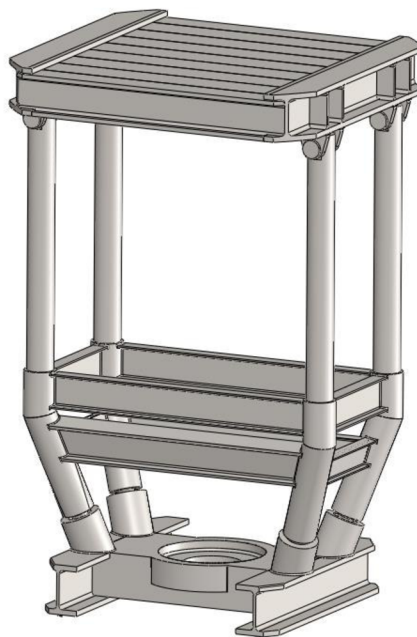


Graf. 5.29 Kloubové uložení

Tab 5.10 Rozměry a napětí v kloubu

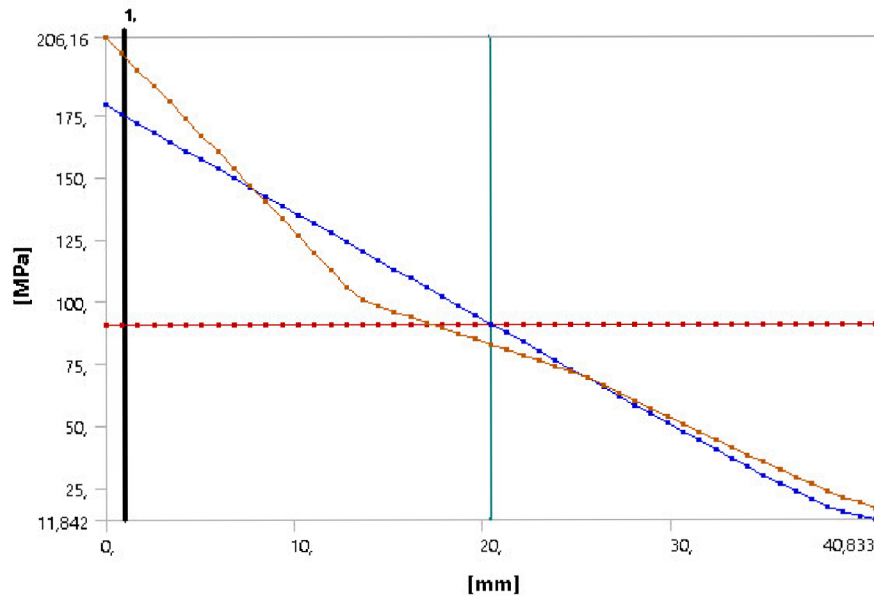
Rozměr	Jednotka [mm]	Složka	Hodnota [MPa]
$D_k$	200	Napětí od otláčení	35
$D_{\check{c}}$	120	Tahové napětí čepu	154
$D_o$	130		

Po aplikaci kloubového uložení spodního spoje vypadá celý rám lisu následovně dle obr. 5.30.



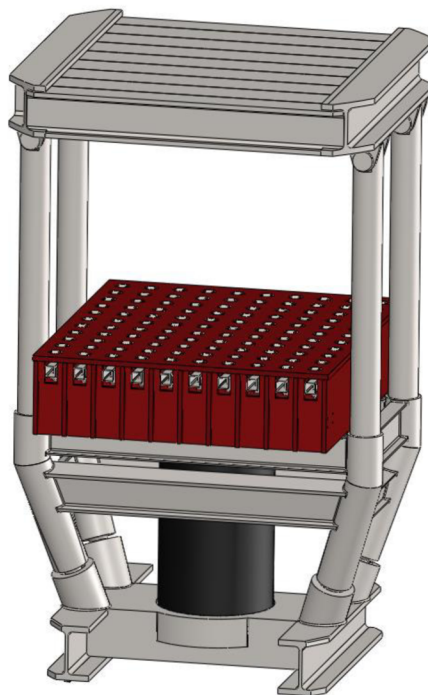
Obr. 5.30 Rám lisu s kloubovým uložení

Kritické místo je zde pouze svarový přechod silnostěnné trubky v místě uložení stolu. V tomto místě byla opět vedena linearizační přímka napětí L2 viz obr. 5.26. Hodnoty tohoto linearizovaného napětí jsou opět zobrazeny v grafu 5.31.



Graf. 5.31 L2 Konečného rámu lisu 2

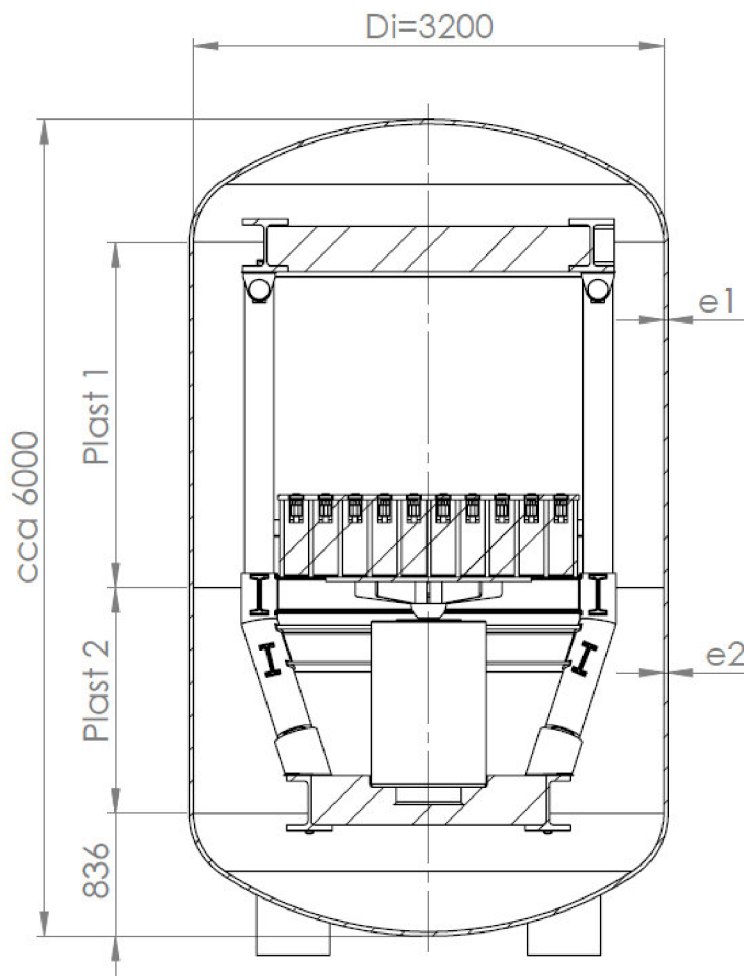
Celkové napětí 206,2 MPa je nižší než dovolené napětí pro svarový spoj dle rovnice 5.36, které je 211,6 MPa. Tento spoj považujeme za vyhovující. Kontrola tohoto spoje by mohla být rozšířena o kontrolu na únavu s mikrotrhlinou menší, než je minimální hodnota trhliny, kterou je kontrolor schopen detekovat při NDT zkouškách svarového spoje. Antikorozní ochrana je uvažována jako kompletní oplechování plechy z nerezové oceli jakosti 1.4401, nebo speciálním antikorozním povlakem, který by byl teprve testován na tyto podmínky. Výsledný rám lisu je zobrazen na obr. 5.32.



Graf. 5.32 Rám lisu 2

## 6. Pevnostní výpočet a kontrola tlakové nádoby

Po stanovení konečných rozměrů pevnostního rámu lisu, lze navrhnout plášť tlakové nádoby, do které bude pevnostní rám umístěn. Základní návrh výšky válcové nádoby a typ torosférických dnů je uveden na obr. 6.1



Obr. 6.1 Základní rozměry tlakové nádoby

Válcový plášť se skládá ze dvou lubů s předpokladem různých tloušťek. Dna jsou uvažována dle normy DIN 28013, která jsou klenutější než jejich nejbližší podobné DIN 28011. Tato dna lépe přenesou a rozloží síly z válcového pláště z důvodu narušení jeho celistvosti otvorem pro dveře. Hlavně se jedná tedy o vrchní dno.

### 6.1 Základní výpočtové parametry tlakové nádoby

Pro výpočet tlakové nádoby je také nutné určení zkušební skupiny, maximálního dovoleného namáhání a k tomu vztažené určení základního materiálu.

#### 6.1.1 Stanovení zkušební skupiny

K určení zkušební skupiny, do které spadá tlaková nádoba autoklávu podle směrnice PED, bylo využito program Visual Vessel Design od společnosti Ohm Tech a.s. Vstupní parametry jsou tlak, objem nádoby a pracovní tekutina. Tlak je znám a to 5 bar, pracovní látka amoniak je dle nařízení (ES) č. 1272/2008 klasifikována jako nebezpečná a spadá do skupiny 1. Objem nádoby je navrhován přibližně 35900 litrů. Na obr. 6.2 lze vidět výsledky programu.



Equipment Type to Article 3: 1.1 Vessels

Fluid State: Gaseous

Fluid Group: Group 1 - Hazardous Fluids

Maximum Allowable Pressure(PS) in Bar(g):6

Maximum Volume(V) in Litres:35853

Product of PSV = PS \* Vol = 215118 Bar litres

Table 1 ==> Category 4

Module Combinations :Modules B + D, or Modules B + F, or Module G, or Module H1

NOTE: Exceptionally, vessels intended to contain an unstable gas and falling within categories I or II on the basis of table 1 must be classified in category III.

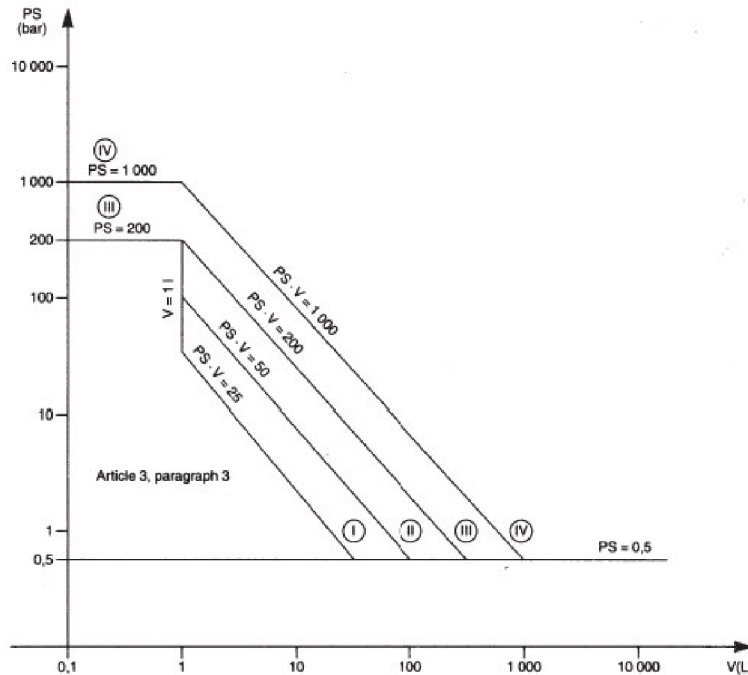


Table 1

Obr. 6.2 Určení bezpečnostní skupiny nádoby [19]

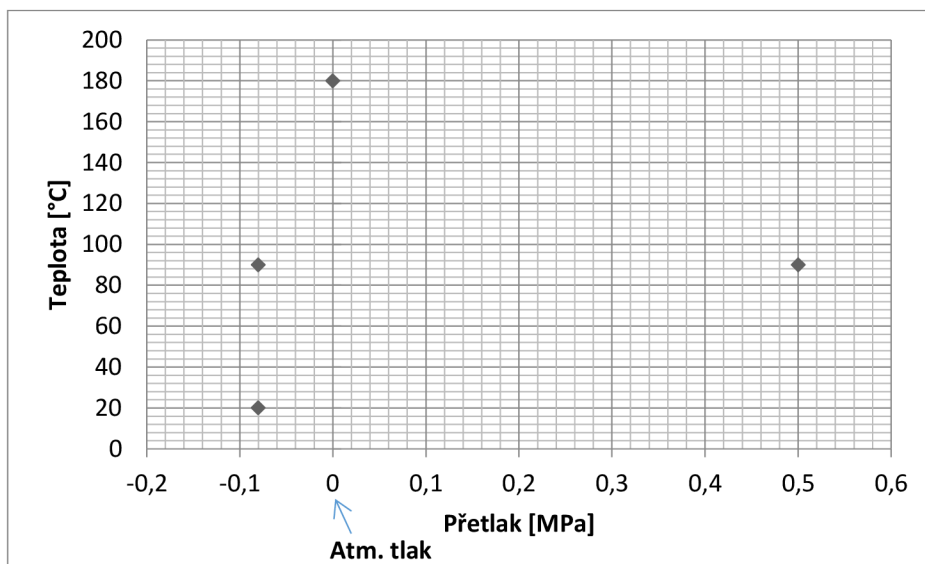
Výsledná hodnota PSV je součin tlaku [bar] a objemu [litr] a vychází 215118 [barlitrů], což je hodnota vyšší než 1000. Tato hodnota spadá do zkušební skupiny 4. Poznámka určuje, že pokud by se jednalo o nestabilní plyn, tak by nádoba nespádající do kategorie 1 a 2 spadala do kategorie 3. Což se nejedná. Součin PSV tedy určil kategorii 4.

Avšak norma ČSN EN 13445 část 5 – Kontrola a zkoušení v tab. 6.6.1-1 [20] určuje, že pro zkušební skupinu 4 jsou přípustné materiály pouze ocel s minimální horní mezí kluzu  $R_{eH} < 275$  MPa a austenitická nerezová ocel s  $Cr < 19$  %. Dále pro tyto materiály stanovuje maximální dovolenou tloušťku 12 mm. Z předchozích návrhů a praxe je však jasné, že tloušťka pláště s otvorem pro dveře tuto tloušťku přesáhne. Z tohoto důvodu se volí zkušební skupina 3b. Pro tuto zkušební skupinu jsou dovoleny materiály stejné jako pro skupinu 4, avšak s maximální tloušťkou 50 mm a dále je přípustný materiál ocel s minimální horní mezí kluzu  $275 \text{ MPa} < R_{eH} < 360$  MPa, s maximální tloušťkou 30 mm. Svarový součinitel  $z = 0,85$  a podléhá 10% rozsahu nedestruktivních zkoušek svarových spojů [20].

### 6.1.2 Stanovení okrajových podmínek

Jak již bylo uvedeno v kapitole 4 tab. 4.1, působí na autokláv během jednoho cyklu více zátěžných stavů. Proto je potřeba určit na které maximální hodnoty bude nádoba navrhována. Zátěžné stavy v závislosti teplota/tlak jsou zaznamenány v grafu 6.3.





Graf 6.3 Zátěžné provozní stavy

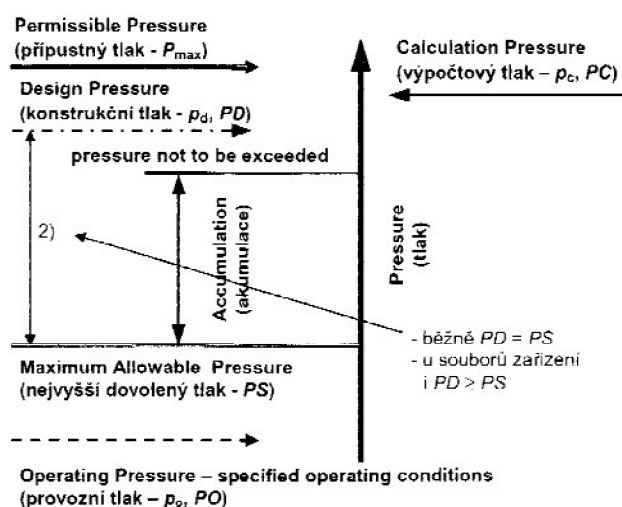
Nejvyšší teplota 180°C působí uvnitř nádoby bez zvýšeného tlaku oproti atmosférickému. V tomto stavu je kladen důraz pouze na těsnost tlakové nádoby. Nejhorší zátěžný stav lze považovat uvnitř nádoby při teplotě 90°C a přetlaku 0,5 MPa. Na tento stav bude nádoba navrhována. Dále zde působí podtlak -0,08 MPa při zvýšené teplotě 90°C. Pro tuto hodnotu bude nádoba také kontrolována na stabilitu. Všechny tyto hodnoty lze označit koeficienty PO jako provozní tlak a TO jako provozní teplota. Podle obr. 6.4 vyplývá, že je třeba dále stanovit PS a TS, který se běžně rovná PD a TD a pro ně vyšší výpočtové hodnoty PC a TC. PS jakožto nejvyšší hodnota tlaku, na kterou je zařízení konstruováno a TS jako nejvyšší teplota, na kterou je zařízení konstruováno při daném tlaku, a výpočtové hodnoty PC a TC jsou znázorněny v tab. 6.1.

Tab. 6.1 Výpočtové hodnoty (okrajové podmínky)

PD = PS [MPa]	0,6
TD = TS [°C]	95
PC = P [MPa]	<b>0,65</b>
TC = T [°C]	<b>100</b>
PC <sub>2</sub> = P <sub>2</sub> [MPa]	-0,1

prEN 764-1

(abstrakt)



Obr. 6.4 Schematické znázornění tlaku podle prEN 764-1 [12]

### 6.1.3 Volba materiálu a dovolené namáhání tlakové nádoby

Při volbě materiálu je brán ohled na zvýšené teploty, při kterých musí nádoba vydržet předepsaný tlak. Pro námi navrhovanou tlakovou nádobu byl zvolen materiál P265GH. Tento materiál je vzhledem k normě ČSN EN 13445 dovolený a dá se říci, že běžně užívaný. Jeho mechanické vlastnosti za normálních podmínek jsou uvedeny v tab. 6.2 a při zvýšených teplotách v tab. 6.3.

Tab. 6.2 Mechanické vlastnosti P265GH, EN 10028/2-92 [21]

Rozměr [mm]	<=16	17-40
Mez kluzu $R_e$ [MPa]min	265	255
Mez pevnosti $R_m$ [Mpa]	410-530	
Tažnost A [%]	23	

Tab. 6.3 Mechanické vlastnosti při zvýšených teplotách [21]

Teplota [°C]	50	100	150	200	250	300
Modul pružnosti E [GPa]	-	201	-	191	-	181
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	234	215	205	195	175	155

Tento „kotlový“ materiál má lepší vlastnosti pro vyšší teplotu, než jeho levnější varianta P235GH, který má minimální mez kluzu  $R_e$  235 MPa za teploty 20°C a při vyšší teplotě zdatelně klesající. Přípona G značí, že jde o válcovaný plech a přípona H, že jde o plech pro vyšší teploty. Konečný materiál se může změnit podle maximálních napětí, které budou stanoveny pomocí kategorizace napětí.

#### Antikorozní ochrana

Z bezpečnostních listů pro amoniak [22] plyne, že se jedná o žíravý plyn. Z tohoto důvodu je nutná ochrana základního materiálu proti korozi. Jako nejefektivnější se jeví vyložkování vnitřních stěn nádoby nerezovým plechem, kdy je tento plech bodově navařen na vnitřní stěny nádoby. Avšak při cyklickém namáhání nádoby by mohlo po čase docházet k trhání těchto svarů a nedokonalé ochraně základního materiálu. Proto je volen bimetal, kdy je nerezová vrstva na základní materiál neplátována. Jako antikorozní materiál byla zvolena nerezová ocel třídy 1.4401 odolná vůči amoniaku. Tato antikorozní vrstva by měla sloužit zároveň jako ochrana vůči vzniku vodíkové křehkosti, která u amoniaku hrozí.

#### Dovolené namáhání

Pro zvolený materiál tlakové nádoby autoklávu je třeba stanovit maximální přípustné namáhání tlakových částí dle námi použité normy [12]. Pro případy výpočtového zatížení se dle tab. 3.3 a námi zvolený materiál P265GH s tažností A=23%, stanoví  $f$  dle rovnice 6.1. Pro případy zkušební a mimořádného zatížení se  $f_{test}$  stanoví dle rovnice 6.2.

$$f = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right) [MPa] \quad (6.1)$$

$$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/t \text{ test}}}{1,05}\right) [MPa] \quad (6.2)$$

$R_{p0,2/t}$  – minimální smluvní mez kluzu 0,2 % při teplotě  $t$  v °C. Dle tab. 6.3 pro výpočtovou teplotu 100 °C → 215 MPa.

$R_{m/t}$  – minimální mez pevnosti v tahu při teplotě  $t$  v °C. Dle tab. 6.3 volena nejnižší hodnota 410 MPa.

$R_{p0,2/t \text{ test}}$  - minimální smluvní mez kluzu 0,2% při teplotě  $t$  zkušební v °C. Zkušební zatížení se provádí při teplotě 20°C → 255 MPa pro tloušťku větší jak 17 mm dle tab. 6.3

$$f = \min\left(\frac{215}{1,5}; \frac{410}{2,4}\right) = \min(143; 171) = 143 \text{ MPa} \quad (6.1)$$

$$f_{test/20^\circ C} = \left(\frac{R_{p0,2/t_{test}}}{1,05}\right) = \frac{255}{1,05} = 243 \text{ MPa} \quad (6.2)$$

Z těchto hodnot lze stanovit zkušební tlak viz rov. 6.3 [19]

$$P_{test} = 1,25 P_S \frac{f_a}{f_t} [\text{MPa}] \quad (6.3)$$

Kde:  $f_a$  – dovolené namáhání při teplotě zkoušky =  $f_{test/20^\circ C}$  [MPa]  
 $f_t$  – dovolené namáhání při nejvyšší dovolené teplotě =  $f$  [MPa]

$$P_{test} = 1,25 \cdot 0,6 \cdot \frac{243}{136} = 1,34 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

## 6.2 Stanovení minimální tloušťky pláště a torosferických den

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.2.1, základní výpočtovou metodou normy ČSN EN 13445-3 je metoda DBF. Dle uvedených rovnic v kapitole 3.2.1 se stanoví minimální tloušťky pláště a torosferických den.

Minimální tloušťka pláště

$$e = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot f \cdot z - P} = \frac{0,65 \cdot 3200}{2 \cdot 143 \cdot 0,85 - 0,65} [\text{mm}] \quad (3.1)$$

$$e = 8,57 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Minimální tloušťka torosferického dna rovna  $\max(e_s, e_y, e_b)$

$$e_s = \frac{P \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0,5 \cdot P} = \frac{0,65 \cdot 2570}{2 \cdot 143 \cdot 0,85 - 0,5 \cdot 0,65} [\text{mm}] \quad (3.4)$$

$$e_s = 6,88 \text{ mm}$$

$$e_y = \frac{\beta \cdot P \cdot (0,5 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f} = \frac{0,77 \cdot 0,65 \cdot (0,5 \cdot 2570 + 0,2 \cdot 3200)}{143} [\text{mm}] \quad (3.5)$$

$$e_y = 6,74 \text{ mm}$$

$$e_b = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[ \frac{P}{111 \cdot f_b} \cdot \left(\frac{D_i}{r}\right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5}\right)} [\text{mm}] \quad (3.6)$$

$$f_b = \frac{R_{p0,2/t}}{1,5} = \frac{205}{1,5} [\text{MPa}] \quad (3.7)$$

$$f_b = 136 \text{ MPa}$$

$$e_b = (0,75 \cdot 2570 + 0,2 \cdot 3200) \cdot \left[ \frac{0,65}{111 \cdot 143} \cdot \left(\frac{3200}{500}\right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5}\right)} [\text{mm}] \quad (3.6)$$

$$e_b = 8,47 \text{ mm}$$

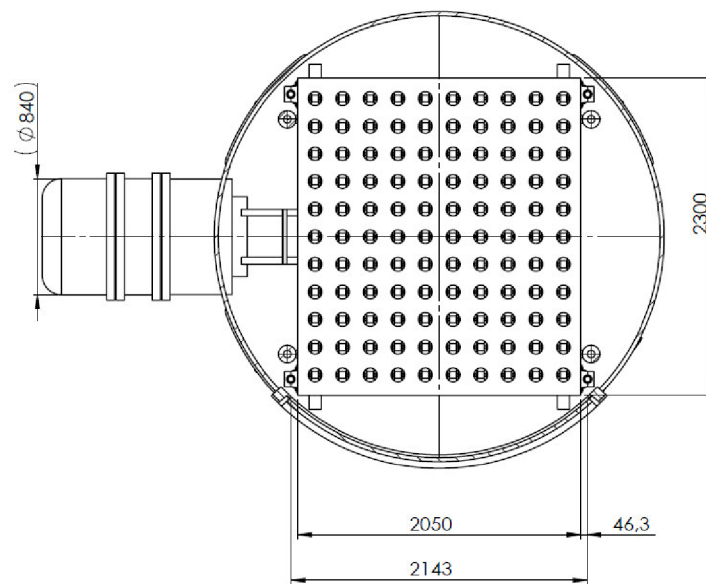
Minimální tloušťka torosferických den zatížených vnitřním přetlakem je 8,47 mm.

Tyto hodnoty jsou však pro ideální membránovou napjatost. Pro námi řešený otvor dveří v plášti nelze využít přímo určitého vzorce z této normy, proto se bude dále aplikovat metoda DBA což je metoda návrhu podle analýzy. Dle normy ČSN EN 13445-3 přílohy C bude využita metoda založená na kategorizaci napětí.

Základní návrh bude proveden pomocí MKP analýzy v softwaru SolidWorks Premium a na závěr dořešen pomocí MKP analýzy v programu Ansys Workbench.

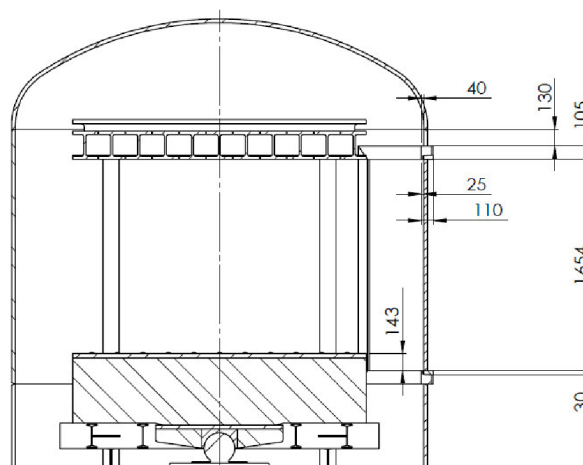
### 6.3 Základní návrh tlakové nádoby

Před samotnou analýzou je potřeba určit konečné rozměry pláště tlakové nádoby. Tedy stanovit velikost otvoru v plášti nádoby a velikost samotného rámu dveří. Vzhledem k šířce stolu je šířka otvoru v plášti stanovena dle obr. 6.5



Obr. 6.5 Otvor zavážečích dveří 1

Vzhledem k pracovnímu prostoru pevnostního rámu mezi stolem a vrchní částí rámu je stanovena výška otvoru dle obr. 6.6.



Obr. 6.6 Otvor zavážečích dveří 2

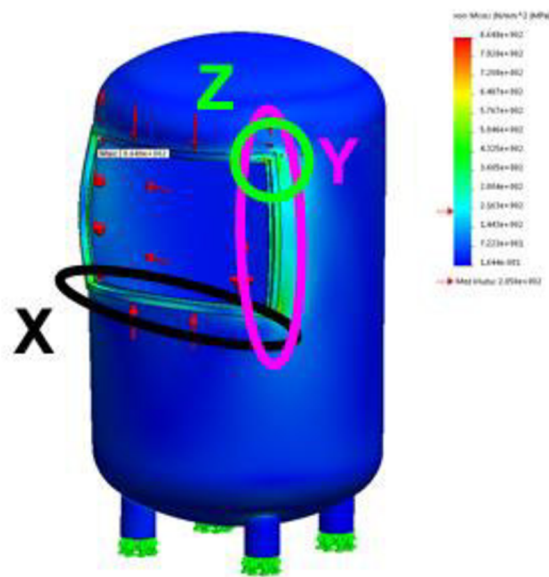
Vnitřní hrana vrchního rámu lícuje s lisovací plochou pevnostního rámu. Spodní je odsazená o 143 mm pro možnost zavezení stohu hranolů do autoklávu zavážečím zařízením.

### 6.3.1 Základní návrh pomocí SolidWorks Premium

Po stanovení velikosti otvoru dveří, lze navrhnout velikost rámu dveří a samotnou velikost celé tlakové nádoby. Následně bude provedena základní analýza prvního modelu a pro ni proveden rozbor vznikajících napětí a stanoven postup dalších vyztužení. Analýzy se zaměřují pouze na samotný otvor dveří.

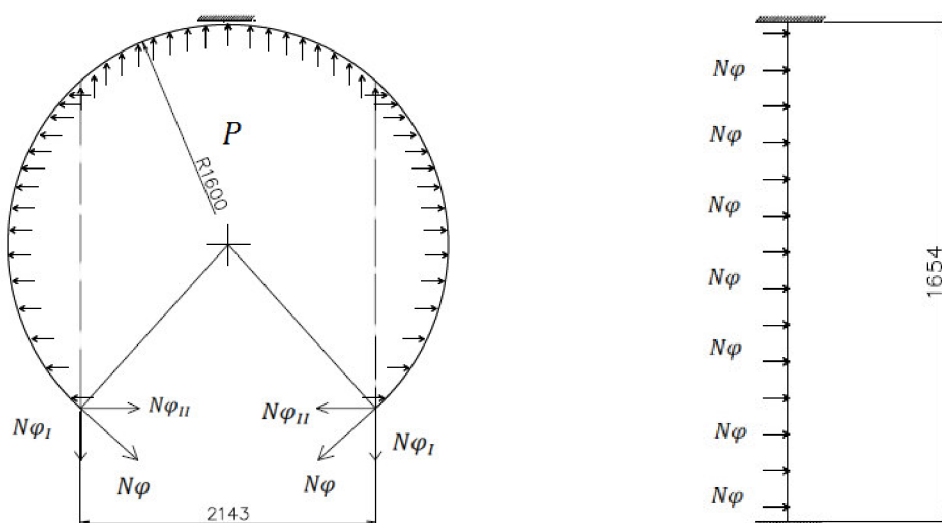
#### Model 1

Pro první návrh byla stanovena tloušťka stěny nádoby 30 mm se základním rámem zavazecích dveří. Na obr. 6.7 je zobrazeno napětí vznikající v místě otvoru s maximální koncentrací napětí 523 MPa v předpokládaném místě. Toto místo je oblast velké diskontinuity tvaru a to přechod vertikálního rámu do rámu obloukového označeného místem Z. Na obr. 6.7 jsou také zobrazeny oblasti, které budou dále řešeny z pohledu průběhu membránových sil a vznikajících sil ohybových.



Obr. 6.7 Průběh napětí - Model 1

Oblast Y lze například v jejím středu uvolnit viz následující obrázek 6.8 vlevo.

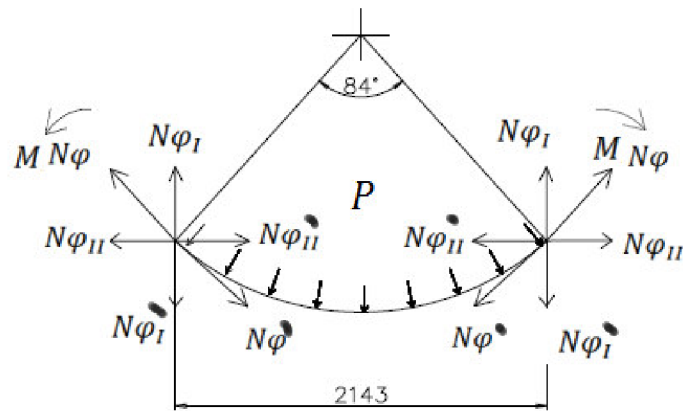


Obr. 6.8 Obvodové síly působící na rám otvoru

Na obr. 6.8 vlevo jsou znázorněny obvodové síly, které by v ideálním stavu zachycovala vertikální část rámu. Jelikož tento rám není ideálně tuhý a těžko toho s rozumnou velikostí rámu dosáhnout,

dochází k jeho ohybu a to k maximálnímu v jeho středu. Rám lze zakreslit jako nosník, viz obr. 6.8 vpravo. Tento rám se chová jako na obou koncích vetknutý zatížení kontinuálně po celé délce. K maximálnímu napětí dochází právě v jeho uložení a maximálnímu ohybu v jeho středu.

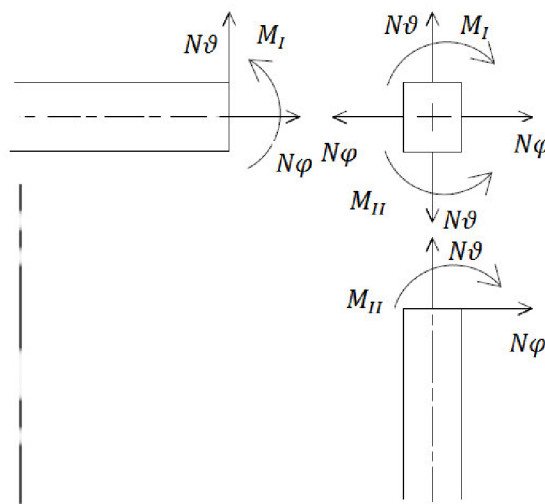
Oblast X lze zjednodušeně rozebrat následovně viz obr. 6.9.



Obr. 6.9 Oblast X

V místě přechodu obloukového rámu do vertikálního vzniká koncentrace napětí, kdy je obvodová síla  $N\varphi'$  od přetlaku, vznikající v této části pod rozsahem úhlu  $84^\circ$ , podstatně menší než obvodová síla  $N\varphi$  ze zbylé části nádoby. Tato obvodová síla  $N\varphi$  je součtem obvodových sil z poloviny výšky otvoru, které zachytil vertikální rám. Také zde působí prostorově složité ohybové momenty od deformace pláště. Tyto veličiny mají v součtu za následek, že dochází k natahování obloukového rámu, čili vtahování jeho středu směrem dovnitř tlakové nádoby. A to hlavně u spodního obloukového rámu neboť rameno ohybu od spodního dna je zde ztlačenější než u horního obloukového rámu.

Samotnou oblast velké diskontinuity tvaru Z lze zjednodušeně uvolnit viz obr. 6.10.

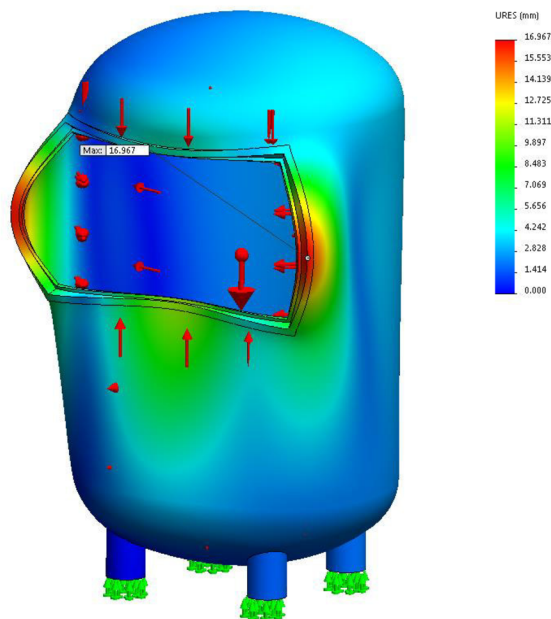


Obr. 6.10 Oblast Z

V místě spoje obloukového a vertikálního rámu otvoru dochází ke skokové změně napětí vyvolané obvodovými a podélnými silami. Tento problém by šel řešit numericky pomocí Laplaceovi transformace a deformačních podmínek místa spoje. Avšak zde vznikají další prostorově složité ohybové momenty, z důvodu narušení pláště otvorem, které lze těžko stanovit.

Průběh deformace celého otvoru, který byl výše rozebrán lze vidět na obr. 6.11 v přibližném měřítku 40:1.



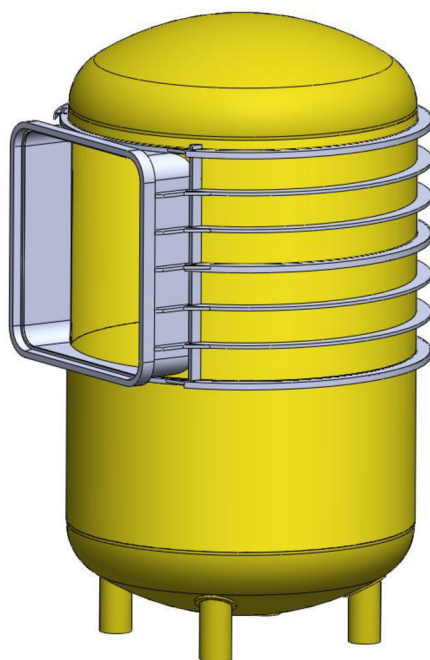


Obr. 6.11 Průběh posunutí modelu 1

Z obr. 6.7 a 6.11 plyne, že vznikající napětí a posuv je v nepřijatelných hodnotách.

#### Model 2

Z výše rozebraných problémů u modelu 1, plynou následující úpravy konstrukčního řešení. Vzhledem k obvodovým silám působícím ohybově na vertikální rám otvoru byl zaveden plášť otvoru, čili jeho vyústění mimo obvod samotné tlakové nádoby. Délka vyústění je volena s ohledem možnosti výroby celého otvoru, ale také snahou co nejkratší délky rovných úseků na které budou působit ohybové momenty od vnitřního přetlaku. Toto konstrukční řešení nám umožní zavedení dostatečně velkých výztužných žebér po celém obvodu a také zavedení přechodových rádiusů namísto ostrých rohů. Rádiusy u předchozí varianty nebyly možné z výrobního hlediska.

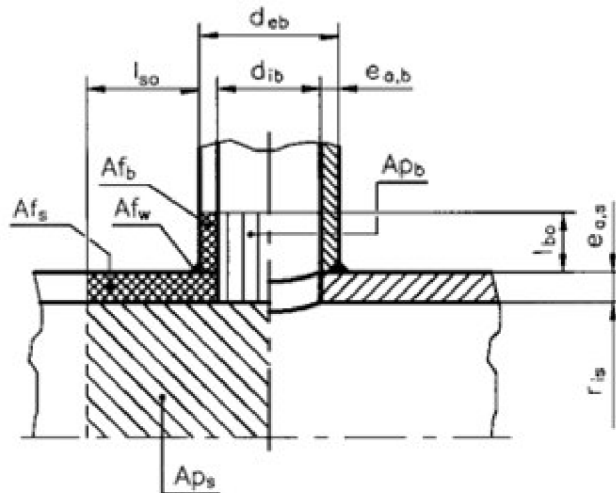


Obr. 6.12 Model 2

Na obr 6.12 lze vidět koncepci nového konstrukčního řešení autoklávu dále nazývané jako model 2. Počáteční návrh bere v úvahu rozdílné tloušťky pláště v oblasti otvoru a v oblasti, kterou otvor nenarušuje. Spodní plášť (nenarušený otvorem dveří) je navrhován na tloušťku 25 mm, stejně tak torosférická dna. Tloušťka pláště v oblasti otvoru bude stanovena na základě MKP analýzy.

### 6.3.2 Kontrola otvoru ventilátoru

Po stanovení základní tloušťky stěny válcového pláště ve spodní nenarušené části nádoby lze pomocí metody DBF zkontrolovat otvor pro ventilátor vnějšího průměru 840 mm. Na obr. 6.13 [12] z normy ČSN EN 13 445-3 je znázorněn typ tohoto otvoru a v tab. 6.4 jsou přiřazeny hodnoty k těmto kótám. Námí řešený otvor se od nákresu liší tím, že má průchozí hrdlo.



Obr. 6.13 Kontrola otvoru ventilátoru

Tab. 6.4 Rozměry otvoru ventilátoru

$d_{eb}$ [mm]	$d_{ib}$ [mm]	$e_{a,b}$ [mm]	$l_{so}$ [mm]	$l_{bo}$ [mm]	$e_{a,s}$ [mm]	$r_{is}$ [mm]	$l_{bi}$ [mm]
840	810	20	284	111	25	1600	55,5

- Kde:
- $d_{eb}$  – vnější průměr hrdla [mm]
  - $d_{ib}$  – vnitřní průměr hrdla [mm]
  - $e_{a,b}$  – analyzovaná tloušťka stěny hrdla [mm]
  - $l_{so}$  – výztužná délka skořepiny [mm]
  - $l_{bo}$  – výztužná délka hrdla [mm]
  - $e_{a,s}$  – analyzovaná tloušťka stěny skořepiny [mm]
  - $r_{is}$  – vnitřní poloměr skořepiny [mm]
  - $l_{bi}$  – vnitřní výztužná délka průchozího hrdla [mm]

Dále musí být splněna podmínka kapitoly 9.4.6 [12]

U otvorů ve válcových skořepinách vyztužených hrdly nesmí poměr dle rovnice 6.4 překročit 1,0.[12]

$$\frac{d_i}{2 \cdot r_{is}} < 1 \quad (6.4)$$

$$\frac{810}{2 \cdot 1600} = 0,25 < 1 \rightarrow \text{Splněno} \quad (6.4)$$

Délka hrdla  $l_{bo}$  přispívající k vyztužení se určí podle vzorce 6.5 [12].



$$l_{bo} = \sqrt{(d_{eb} - e_{ab}) \cdot e_{ab}} = \sqrt{(840 - 20) \cdot 20} = 128,06 \cong 128 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Vnitřní efektivní délka pro vsazené hrdlo dle vzorce 6.6

$$l'_{bi} = \min(l_{bi}; 0,5l_{bo}) = \min(100; 64) = 64 \text{ mm} \quad (6.6)$$

Maximální délka vyztužující skořepiny dle rovnice 6.7.

$$l_{so} = \sqrt{(2r_{is} + e_{a,s}) \cdot e_{a,s}} = \sqrt{(3200 + 25) \cdot 25} = 284 \text{ mm} \quad (6.7)$$

Délka skořepiny mezi okrajem otvoru nebo vnějším průměrem hrdla a skořepinovou diskontinuitou podle rovnice 6.8

$$l_s = l_{cyl} = \sqrt{D_C \cdot e_{a,s}} = \sqrt{3225 \cdot 25} = 284 \text{ mm} \quad (6.8)$$

Efektivní vyztužující délka skořepiny Podle rovnice 6.9

$$l'_s = \min(l_{so}; l_s) = 284 \text{ mm} \quad (6.9)$$

Minimální vzdálenost otvoru od klenutého dna viz rovnice 6.10.

$$w \geq w_{min} = \max(0,2\sqrt{(2r_{is} + e_{a,s}) \cdot e_{a,s}}; 3e_{a,s}) \quad (6.10)$$

$$w \geq w_{min} = \max(56,8; 75)$$

$$w \geq 75 \quad (6.10)$$

Vzdálenost otvoru ventilátoru od spoje s torosferickým dnem  $w$  je volena 100 mm. Čili  $l'_s = 100 \text{ mm}$ .

Pro dostatečné vyztužení musí být splněna rovnice 6.11.

$$(Af_s + Af_w)(f_s - 0,5P) + Af_p(f_{op} - 0,5P) + Af_b(f_{ob} - 0,5P) \geq P(Ap_s + Ap_b + 0,5Ap_\varphi) \quad (6.11)$$

Kde:  $f_s = f_{op} = f_{ob} = f$  – dovolené namáhání materiálu [MPa]

Jednotlivé plochy se pak určí dle rovnic 6.12-16.

$$Af_s = e_{c,s} \cdot (e_b + l'_s) \quad (6.12)$$

$$Ap_s = 0,5r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a}{0,5e_{a,s} + r_{is}} \quad (6.13)$$

$$Af_b = e_b \cdot (l'_{bi} + l_{bo} + e_{a,s}) \quad (6.14)$$

$$Ap_b = 0,5d_{ib} \cdot (l_{bo} + l'_{bi} + e_{a,s}) \quad (6.15)$$

$$Af_w = \frac{z_s \cdot v_s}{2} \quad (6.16)$$

Kde  $a$  je dle rovnice 6.18-19.

$$a = r_{ms} \cdot \arcsin \delta \quad (6.17)$$

$$r_{ms} = r_{is} + 0,5e_{a,s} \quad (6.18)$$

$$\delta = \frac{d}{2r_{ms}} \quad (6.19)$$

Vzorec 6.11 pro výpočtové podmínky potom

$$(3000 + 32)(143 - 0,5 \cdot 0,65) + 4000(143 - 0,5 \cdot 0,65) \geq 0,65(404348 + 81000) \quad (6.11)$$

$$1\,003\,291 \geq 315\,476 \rightarrow \text{Splněno} \quad (6.11)$$

Vzorec 6.20 pro zkušební podmínky potom

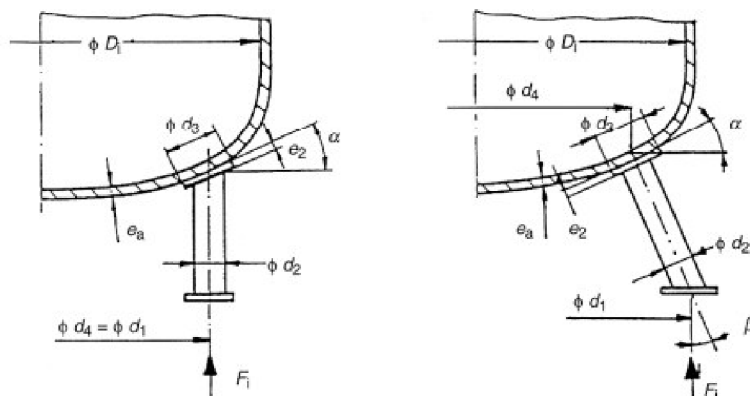
$$(3000 + 32)(243 - 0,5 \cdot 1,34) + 4000(243 - 0,5 \cdot 1,34) \geq 1,64(404348 + 81000) \quad (6.20)$$

$$1\,704\,065 \geq 650\,366 \rightarrow \text{Splněno} \quad (6.20)$$

Navržený otvor vyhovuje.

### 6.3.3 Podstavec nádoby

Opěrné nohy tlakové nádoby autoklávu budou navrženy podle kapitoly 16.11 [12] a to dle obr. 6.14. Při návrhu se uvažuje hmotnost nádoby dle modelu 2 v kapitole 6.3.1. Navýšená o dostatečnou rezervu. Toto navýšení představuje přídatná žebra otvoru dveří, která budou stanovena dle MKP analýzy.



Obr. 6.14 Opěrné nohy svislých nádob [12]

Navrhované rozměry jsou uvedeny v tab. 6.5.

Tab. 6.5 Rozměry opěrných noh

$e_a$ [mm]	$D_i$ [mm]	$d_1=d_4$ [mm]	$d_2$ [mm]	$d_3$ [mm]	$e_2$ [mm]	$\alpha_a$ [°]	$\beta_a$ [°]	R [mm]
25	3200	2300	300	400	20	15	0	2570

Kde:  $e_a$  – analyzovaná tloušťka torosférického dna [mm]

$D_i$  – vnitřní průměr tlakové nádoby [mm]

$d_1=d_4$  – průměr roztečné kružnice opěrných noh [mm]

$d_2$  – vnější průměr opěrné nohy [mm]

$d_3$  – průměr podložního plechu [mm]

$e_2$  – tloušťka podpěrného plechu [mm]

$\alpha_a$  – úhel sklonu tečny klenutého dna v místě spoje s nohou [°]

$\beta_a$  – úhel mezi osou nohy a svislou osou [°]

R – poloměr středové kulové části torosférického dna [mm]

Pro užití platí podmínka dle rovnice 6.21.

$$0,001 \leq e_a/R \leq 0,05 \quad (6.21)$$

$$0,001 \leq 25/2570 \leq 0,05 \quad (6.21)$$

$$0,001 \leq 0,0097 \leq 0,05 \rightarrow \text{Splněno} \quad (6.21)$$

Zatěžující lokální síla na nohu  $F_i$  se určí ze vzorce 6.22. Uvažuje se pouze vlastní tíha nádoby bez vestavěného rámu lisu. Tíha rámu lisu s příslušenstvím bude uvažována u kontroly nohy na stabilitu.

$$F_i = \frac{F_{TS}}{n} + \frac{4M}{nd_4} [N] \quad (6.22)$$

Kde:  $n$  – počet podpěrných noh [ks]

$M$  – max. globální moment působící na tlakovou nádobu vznikající tíhou nádoby [N/mm]

$F_{TS}$  – tíhová síla tlakové nádoby působící na podpěrné nohy [N]

$$F_i = \frac{200\,000}{4} + \frac{4 \cdot \left(\frac{200\,000}{3200}\right) \cdot 3200^2}{4 \cdot 2300} = 84\,782 \text{ N} \quad (6.22)$$

Mezní zatížení skořepiny se potom určí z rovnic 6.23-29.

$$\lambda = \frac{d_3}{\sqrt{R \cdot e_n}} = \frac{400}{\sqrt{2570 \cdot 25}} = 1,57 [-] \quad (6.23)$$

$$F_{i,max} = f_d \cdot e_a^2 \cdot \frac{\cos(\beta_d)}{\cos(\alpha_d - \beta_d)} (1,82 + 3,6\lambda + 0,91\lambda^2) \quad (6.24)$$

Kde:  $\lambda$  – geometrický parametr [-]

$F_{i,max}$  – maximální dovolená síla [N]

$$F_{i,max} = 143 \cdot 25^2 \cdot \frac{\cos(0)}{\cos(29,1 - 0)} (1,82 + 3,6 \cdot 1,57 + 0,91 \cdot 1,57^2) = 162\,527 \text{ N} \quad (6.24)$$

Musí platit podmínka dle rovnice 6.25

$$\frac{F_i}{F_{i,max}} \leq 1,0 \quad (6.25)$$

$$\frac{84\,782}{162\,527} \leq 1,0 \rightarrow \text{Splněno} \quad (6.25)$$

Maximální dovolený tlak na torosférické dno dle rovnice 6.26

$$P_{max} = \min(P_s; P_y) \quad (6.26)$$

$$P_s = \frac{2f_d \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5e_a} = \frac{2 \cdot 143 \cdot 0,85 \cdot 25}{2570 + 0,5 \cdot 25} = 2,35 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

$$P_y = \frac{f_d \cdot e_a}{\beta(0,75R + 0,2D_i)} = \frac{143 \cdot 25}{0,77(0,75 \cdot 2570 + 0,2 \cdot 3200)} = 1,80 \text{ MPa} \quad (6.28)$$

Kde:  $P_s$  – maximální dovolený tlak na torosférická dno (s) [MPa]  
 $P_y$  – maximální dovolený tlak na torosférická dno (y) [MPa]  
 $\beta$  – parametr pro torosférická dna dle obr. 7.5-1 dle normy EN 13 445 [12]

$$P_{max} = \min(2,35; 1,80) = 1,80 \text{ MPa} \quad (6.26)$$

V závěru musí platit podmínka dle rovnice 6.29.

$$\frac{F_i - P \cdot \pi \cdot d_3^2 / 4}{F_{i,max}} + \frac{P}{P_{max}} \leq 1,0 \quad (6.29)$$

$$\frac{84\,782 - 0,65 \cdot \pi \cdot 400^2 / 4}{162\,527} + \frac{0,65}{1,80} \leq 1,0 \quad (6.29)$$

$$0,379 \leq 1,0 \rightarrow \text{Splněno} \quad (6.29)$$

Pro stanovení průřezu trubky podstavné nohy bude využito Eulerova vztahu pro výpočet vzpěrné stability dle rovnice 6.30[14]. Výpočet bude uvažován, jako oba konce kloubově uložené, kde výpočtová délka nohy se rovná dvojnásobku skutečné délky nohy. [12]

$$\frac{F_T}{n} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{min}}{l_N^2} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{min}}{(2l_{Ns})^2} [N] \quad (6.30)$$

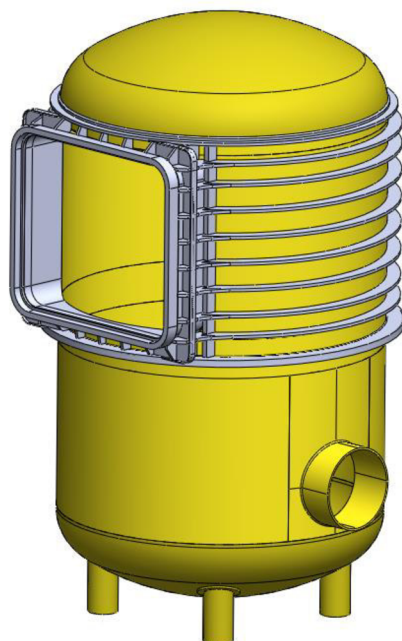
Kde:  $F_T$  – tíhová síla celého zařízení [N]  
 $l_N$  – výpočtová délka nohy [mm]  
 $l_{Ns}$  – skutečná délka nohy [mm]

$$I_{min} = \frac{F_T \cdot (2l_{Ns})^2}{n \cdot \pi^2 E} = \frac{500\,000 \cdot (2 \cdot 900)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 201\,000} = 204\,155 [mm^4] \quad (6.30)$$

Vzhledem k vypočtenému minimálnímu kvadratickému průřezu nohy a rozměrům uvažovaných v předchozích výpočtech, byla vybrána trubka o rozměrech pr. 324x8 mm s kvadratickým momentem k ose ohybu  $I_x=99\,194\,908 \text{ mm}^4$ .

#### 6.4 MKP analýza v programu ANSYS Workbench

Z výchozího modelu 2 uvedeného v kapitole 6.3.1 a dále z kapitol 6.3.2 a 6.3.3 byl pomocí MKP analýzy navržen konečný model autoklávu. Přístup návrhu vyztužení otvoru dveří byl postaven na základě MKP analýz jednotlivých modelů, kdy se vyhodnocovalo napětí vznikající v otvoru a také jeho deformace. Z těchto hodnot se navrhovala přídatná vyztužná žebra se snahou minimalizace tloušťky stěny, ale zároveň s ohledem na výrobitelnost celého zařízení. Konečný analyzovaný model je zobrazen na obr. 6.15.



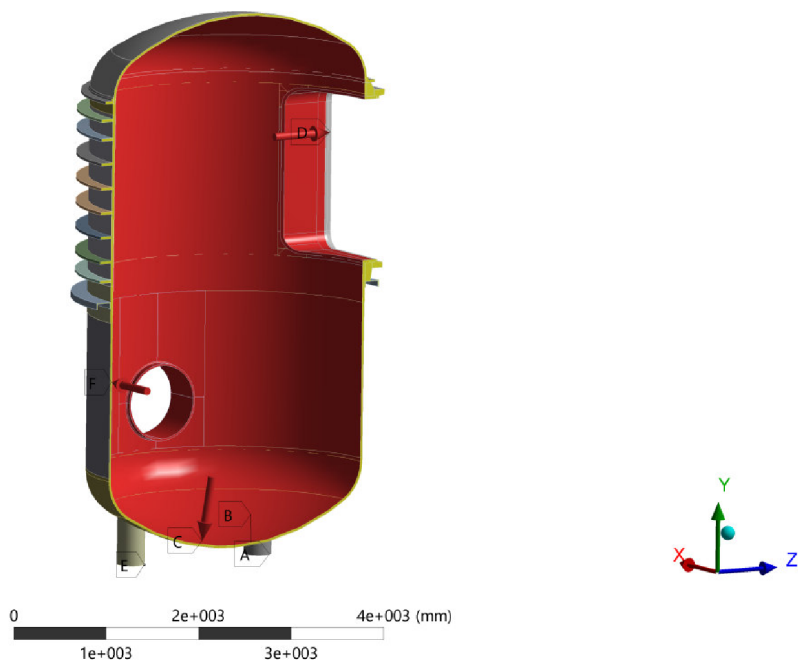
Obr. 6.15 Konečný model pláště Autoklávu

Tloušťka spodního pláště je navrhovaných 25 mm. Stejně tak torosférická dna. Tloušťka pláště v úrovni otvoru dveří je 30 mm stejně tak plášť otvoru. Výztužná žebra jsou tloušťky 30 mm.

Pevnostní analýza konečného modelu probíhala následovně. Po importu konečného modelu z programu SolidWorks do programu Ansys workbench byly v prvním kroku nastaveny materiálové vlastnosti jako je modul pružnosti a Poissonův koeficient. Na model byly nastaveny okrajové podmínky, viz obr. 6.16.

**A: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s  
20. 5. 2016 10:35

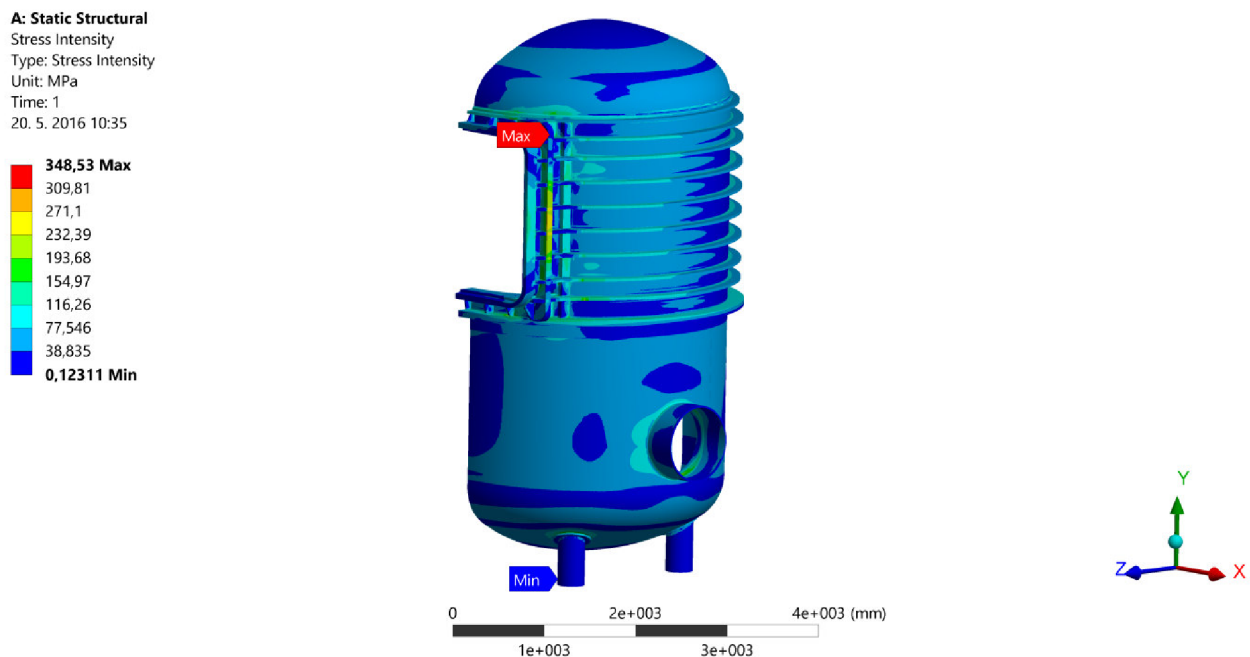
- A** Displacement
- B** Displacement 2
- C** vypočtový 0,65: 0,65 MPa
- D** vypočtový reakce dveří: -5,006 MPa
- E** Displacement 3
- F** vypočtový reakce ventilátoru: -6,34 MPa



Obr. 6.16 Okrajové podmínky

Z polovičního modelu plyne, že se uvažuje symetrie tlakové nádoby, tudíž bylo nastaveno omezení posuvu nádoby ve směru kolmém na rovinu řezu nádoby. Dále byl zamezen posuv i v ostatních směrech. Nastaven byl vnitřní výpočtový přetlak a na otvor dveří i otvor ventilátoru nastaven tlak

odpovídající otevřené ploše jako reakce dveří či ventilátoru. Dále byla nastavena výpočtová teplota působící uvnitř autoklávu a to 100°C a na vnější části o 40°C nižší, jelikož se neuvažuje izolace nádoby. Pro tyto podmínky bylo spuštěno řešení. Na obr. 6.17 je výsledné napětí podle Tresci.



6.17. Napětí podle Tresci

Napětí podle Tresci je konzervativnější a proto i vyšší než podle Von-Mises. Maximální napětí je špička v místě hrany svaru a je považováno za chybu způsobenou modelem. Pro určení, zda tlaková nádoba vyhovuje, bude využito linearizace napětí v kritických místech a kategorizace těchto napětí dle normy ČSN EN 13445-3 přílohy C [12].

#### 6.4.1 Kategorizace napětí

Metoda kategorizace napětí je založena na pseudo-elastické analýze napětí, kdy se vyhodnocují napětí na základě rozdělení podle jejich původu a druhu. Ta se dělí do příslušných kategorií, kde má každá kategorie svá určitá kritéria. Pseudo-elastická napjatost je stav, kdy zatížený uzel, který překročí mez kluzu materiálu, dále posuzujeme podle elastické teorie. V tomto uzlu dochází k plastickému přetvoření, čili zpevnění a rozložení napětí do jeho okolí. Proto v mnoha případech dochází k destrukci nádoby mimo tento uzel [23].

Toto chování podchycuje právě kategorizace napětí, kdy se příslušné poruchové mechanismy dělí do kategorií a to primární, sekundární a špičkové.

Primární napětí je napětí splňující zákony rovnováhy působících zatížení, jakožto tlak, síly a momenty. Není samo-omezující, čili v případě plasticity je dosaženo stavu, kdy nemůže nastat prospěšná redistribuce napětí. Dále se rozděluje na globální membránová napětí ( $P_m$ ), lokální membránová napětí ( $P_l$ ) vznikajících u diskontinuit a ohybová napětí ( $P_b$ ) [12].

Sekundární napětí je napětí vyvolané omezeními následkem geometrických diskontinuit, použitím materiálu s odlišnými moduly pružnosti při vnějším zatížení nebo omezení vyvolané různými teplotními roztažnostmi materiálů. Je samo-omezující, čili deformační tok vede k omezení napětí. Ve většině případů není potřeba rozlišovat membránové napětí ( $Q_m$ ) nebo ohybové ( $Q_b$ ), protože kritérium uvažuje pouze jejich sumu ( $Q_m+Q_b$ ). Pouze v případě ztráty stability je potřeba tyto napětí uvažovat odděleně [12].

Špičková napětí nezpůsobují žádné pozorovatelné deformace. Je to část napětí přičítající se k příslušným primárním a sekundárním napětí a tím tvoří celkové napětí.

Rozklad těchto napětí musí být proveden napříč tloušťkou stěny podél úsečky. Tato úsečka je nejkratší úsečka spojující vnější a vnitřní stranu stěny [12]. Obecně je toto známo pod pojmem linearizace napětí.

V námi řešeném modelu bylo zavedeno několik linearizačních přímk, pro které bude stanovena kategorizace napětí. Umístění linearizačních přímk bylo voleno podle předchozích analýz právě v těch místech, kde se vyskytovali koncentrace napětí, což jsou místa velkých diskontinuit tvaru a jejich okolí. Všechna linearizovaná napětí jsou podle Trescovi hypotézy smykových napětí.

V první řadě se jedná o linearizační přímk L1 a L2 v okolí otvoru dveří, kde bude hodnoceno globální membránové napětí podle kritéria 6.31. a také primární ohybové napětí podle kritéria 6.32. Jak pro výpočtový tlak  $P$ ,  $P_2$  tak zkušební.

$$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f \text{ [MPa]} \quad (6.31)$$

$$(\sigma_{eq})_P \leq 1,5f \text{ [MPa]} \quad (6.32)$$

- Hodnota dovoleného namáhání  $f$  odpovídá uvažovaným podmínkám zatížení

To, že se jedná o globální membránové napětí ve válcové části pláště, určuje rovnice 6.33. Kdy je vzdálenost těchto posuzovaných míst od diskontinuity tvaru, čili přechodu těchto plášťů, vyšší než vypočtená  $l_s$ . Analogicky pak vzdálenost v plášti otvoru dle rovnice 6.34 [12].

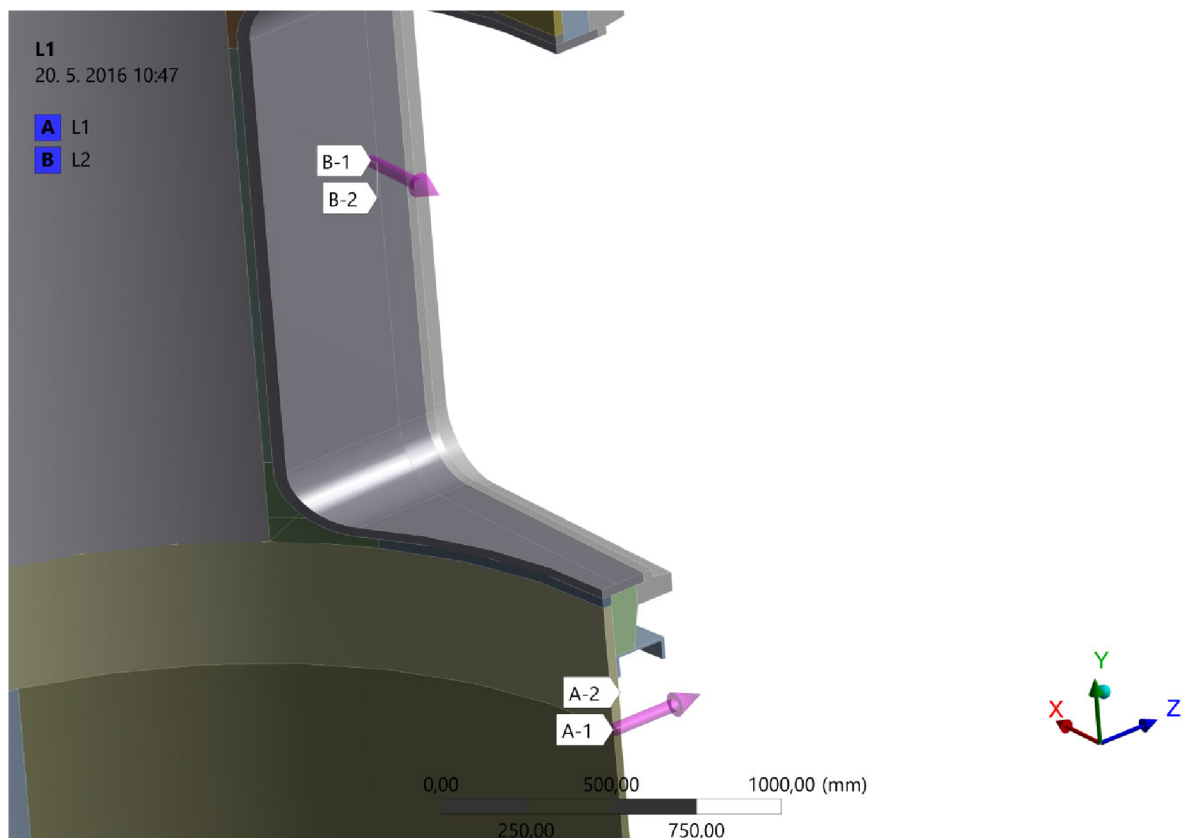
$$l_s = \frac{\sqrt{R_m \cdot e_{a,s}}}{2} = \frac{\sqrt{1630 \cdot 30}}{2} = 110,57 \text{ mm} \quad (6.33)$$

$$l_n = \frac{\sqrt{r_m \cdot e_{a,n}}}{2} = \frac{\sqrt{1080 \cdot 30}}{2} = 90 \text{ mm} \quad (6.34)$$

Kde:  $l_s$  – vzdálenost v plášti skořepiny ovlivněná diskontinuitou tvaru otvoru dveří [mm]  
 $l_n$  – vzdálenost v plášti otvoru ovlivněná diskontinuitou tvaru otvoru dveří [mm]  
 $R_m$  – střední poloměr skořepiny [mm]  
 $r_m$  – pomyslný střední poloměr otvoru [mm]  
 $e_{a,n}$  – tloušťka pláště otvoru dveří [mm]

Místa vedení linearizačních přímk L1 a L2 je zobrazeno na obr. 6.18





Obr. 6.18 Přímký L1, L2

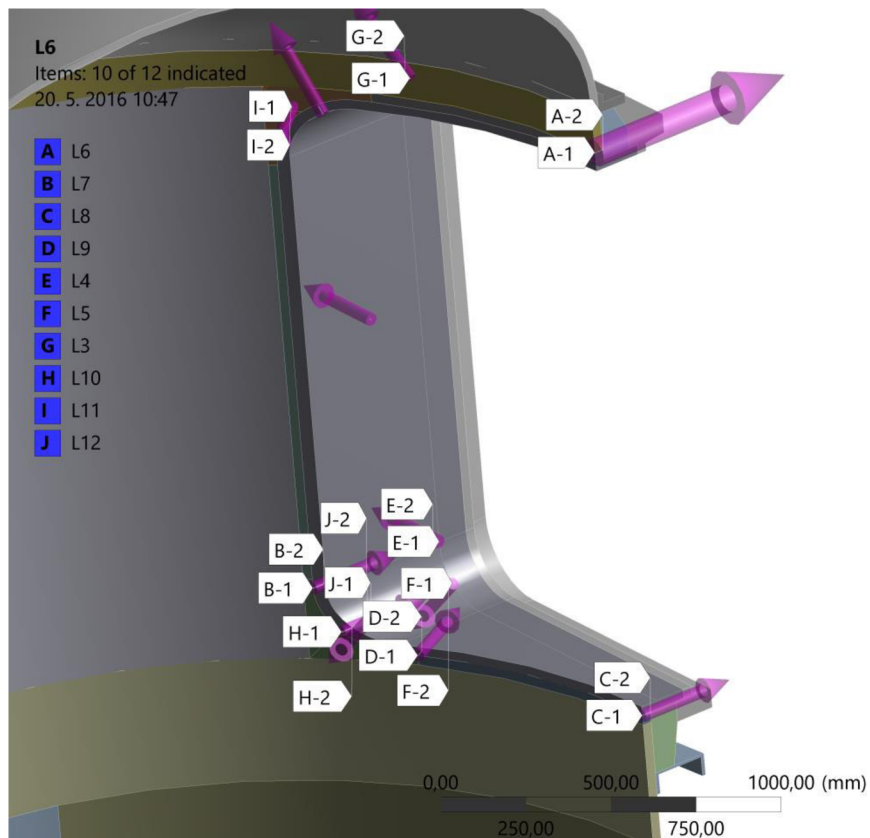
Tabulka 6.6 udává hodnoty těchto napětí pro výpočtové tlaky  $P, P_2$  a zkušební podmínky a k nim jejich dovolené hodnoty napětí.

Tab. 6.6. Primární napětí globální L1-L5

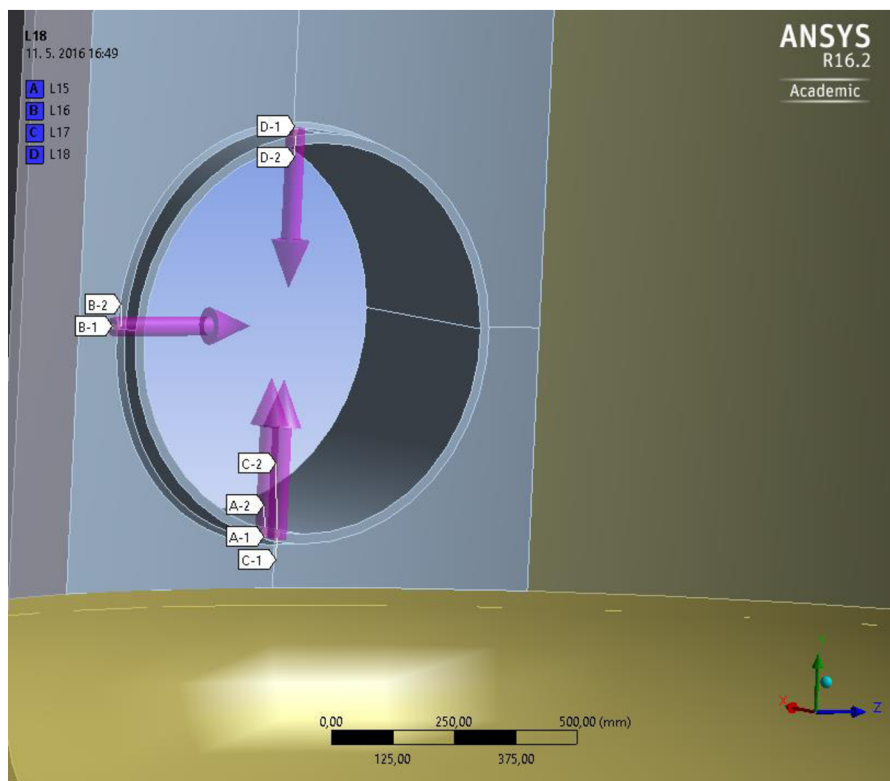
Oblast	Kritérium	Výpočtové podmínky			Zkušební podmínky	
		Napětí při $P=0,65$ [MPa]	Napětí při $P_2=-0,1$ [MPa]	Limitní napětí [MPa]	Napětí při $P=1,36$ [MPa]	Limitní napětí [MPa]
L1	$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f$	44,69	6,87	143	92,12	243
	$(\sigma_{eq})_P \leq 1,5f$	25,09	3,86	214,5	51,748	364,5
L2	$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f$	16,26	2,50	143	33,68	243
	$(\sigma_{eq})_P \leq 1,5f$	15,86	2,44	214,5	32,761	364,5

V druhé řadě se jedná o linearizační přímký L3 až L14 výrazných diskontinuit otvoru dveří zobrazených na obr. 6.19. A také přímký L15 a ž L18 výrazných diskontinuit otvoru ventilátoru, zobrazených na obr. 6.20. Zde bude hodnoceno lokální membránové napětí podle kritéria 6.35. Opět pro výpočtové tlaky  $P, P_2$  i tlak zkušební.

$$(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5f \text{ [MPa]} \quad (6.35)$$



Obr. 6.19 Přímký L3-L14



Obr. 6.20 Přímký L15-L18

Tabulka 6.7 udává hodnoty těchto napětí pro výpočtové stavy 1, 2 a zkušební podmínky a k nim jejich dovolené hodnoty napětí.

Tab. 6.7. Primární napětí lokální L6-L18

Oblast	Kritérium	Výpočtové podmínky			Zkušební podmínky	
		Napětí při P=0,65 [MPa]	Napětí při P <sub>2</sub> =-0,1 [MPa]	Limitní napětí [MPa]	Napětí při P=1,36 [MPa]	Limitní napětí [MPa]
L1	$(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5f$	44,69	6,87	214,5	92,12	364,5
L2		16,26	2,50	214,5	33,68	364,5
L3		53,35	8,21	214,5	110,44	364,5
L6		28,63	4,40	214,5	58,90	364,5
L7		45,97	7,06	214,5	94,48	364,5
L8		84,54	13,018	214,5	174,21	364,5
L9		85,85	13,21	214,5	177,44	364,5
L10		92,37	14,21	214,5	190,25	364,5
L11		89,89	13,83	214,5	185,8	364,5
L12		71,20	10,95	214,5	146,78	364,5
L13		98,98	15,23	214,5	204,86	364,5
L14		134,61	20,71	214,5	278,03	364,5
L15		111,94	17,25	214,5	232,12	364,5
L16		42,89	6,64	214,5	90,646	364,5
L17		134,11	20,65	214,5	277,39	364,5
L18		138,54	21,33	214,5	286,5	364,5

V poslední řadě se jedná o kategorizaci sekundárních napětí kdy je hodnoceno membránové + ohybové napětí spolu s působením teploty a to dle kritéria 6.36. Posouzení podle tohoto kritéria se provede pro všechny zmíněné linearizační přímký. Výsledné hodnoty lze vidět v tab. 6.8.

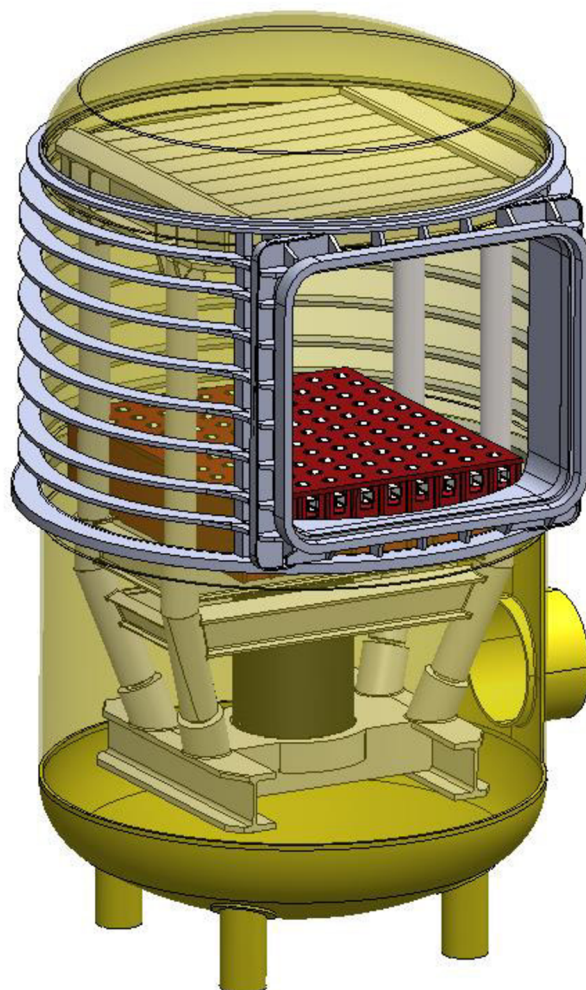
$$(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3f \text{ [MPa]} \quad (6.36)$$

Tab. 6.8 Sekundární napětí L1-L18

Oblast	Kritérium	Výpočtové podmínky			Zkušební podmínky	
		Napětí při P=0,65 [MPa]	Napětí při P <sub>2</sub> =-0,1 [MPa]	Limitní napětí [MPa]	Napětí při P=1,36 [MPa]	Limitní napětí [MPa]
L1	$(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3f$	45,61	36,88	429	109,86	729
L2		63,53	45,80	429	154,81	729
L3		81,806	38,28	429	142,12	729
L4		62,24	19,87	429	132,17	729
L5		66,219	38,64	429	58,903	729
L6		42,34	58,84	429	64,025	729
L7		97,145	100,5	429	98,51	729
L8		105,71	105,16	429	182,84	729
L9		73,50	33,41	429	189,54	729
L10		95,45	83,04	429	109,86	729
L11		79,246	70,92	429	195,31	729
L12		92,88	68,47	429	226,99	729
L13		109,66	71,46	429	298,67	729
L14		169,28	83,82	429	288,16	729
L15		88,92	25,47	429	350,16	729
L16		88,92	20,22	429	192,58	729
L17		221,24	29,49	429	448,86	729
L18		236,09	30,74	429	477,69	729

Z hodnot v tab. 6.6 až 6.8 plyne, že jsou všechny hodnoty napětí pod danou mezí, čili vyhovují. Dále se předpokládá, že vybraná místa linearizace napětí podchycují právě místa kritická a s tolerancí nepřesnosti v jejich umístění v řádu desítek MPa. Tato tolerance je přípustná vzhledem k dovoleným hodnotám viz tab. 6.6 až 6.8.

Konečný Model 2 vyhovuje. Jeho 3D zobrazení s umístěným rámem lisu lze vidět na obr. 6.21.



Obr. 6.21 Model 2

## 7. Technicko – ekonomické zhodnocení

V rámci technicko-ekonomického zhodnocení budou teoreticky porovnány dvě varianty a to varianta původního řešení s bajonetovým uzávěrem a navrženého řešení s otvorem dveří v plášti nádoby. Ekonomické zhodnocení těchto dvou variant s přímou kalkulací cen nelze zjednodušeně stanovit, pro reálné určení ceny by bylo zapotřebí z výpisu čistých hmotností a rozměrů profilů a plechů, určit jejich polotovary, čili hrubou hmotnost. U dodavatele poptat ceny za kg těchto polotovarů. Určit pracnost výroby. Ta by se dělila na opracování a svařečské operace. Na toto by navazovaly ceny za energie potřebné na přehřev svarových spojů a žíhání. Dále určení rozsahu zkoušek a jejich ceny. A spousty dalších operací.

Námi provedené technicko-ekonomické zhodnocení bude provedeno porovnáním výhod a nevýhod jednotlivých zařízení.

Z prvního pohledu na obr. 6.21 je patrné, že pracnost výroby a množství materiálu na navržený Model 2, bude vyšší než u původního řešení, kde je čistě svařovaný plášť tlakové nádoby s přírubou bajonetového uzávěru. Zde můžeme mluvit o vyšších investičních nákladech na námi navržené řešení. Avšak nutno zohlednit také manipulační prostor okolo autoklávu, kdy je nutný volný prostor nad autoklávem původního řešení, a to pro víko, které se musí zvedat do poměrně velké výšky nad celý autokláv pro možnost zavezení stohu hranolů. Pokud by se tedy jednalo o investici i do výstavby haly, byla by u modelu 2 cena haly nižší a celkové investice by se mohli rovnat.

Z pohledu provozních nákladů má navrch námi navržené řešení, z důvodu jednoduchosti a rychlého otvírání dveří a pohodlného zavážení stohu hranolů. U původního řešení byla po každém cyklu nutná výměna těsnění na bajonetovém uzávěru z důvodů jeho obvodového pohybu po těsnění.

Po vyčíslení všech těchto aspektů by bylo možné přesně cenově porovnat tyto dvě řešení.

## 8. Závěr

Diplomová práce je zaměřena na návrh konstrukčního řešení autoklávu vycházejícího z původního řešení a jeho následné modernizace. V úvodu práce je stručné rozdělení autoklávu podle konstrukčního řešení a jejich stručný popis. V dalším bodě je navázáno na základní rozbor problému z hlediska talkových nádob stabilních a rozdělení normy EN 13 445 na její části s větším zájmem o část 3 – Konstrukce a výpočet.

Stěžejní část práce a to samotný návrh začíná popisem počátečních myšlenek modernizace autoklávu. Zavedením otvoru dveří v plášti a vestavěného rámu lisu, pro možnost lisování stohu hranolů bez vlivu lisovacích sil na tlakovou nádobu.

Po zavedení těchto úprav se další část práce věnuje pevnostnímu výpočtu rámu lisu. Pro základní návrh je využito numerické řešení za použití Castiglianovi věty. Tento výpočet byl proveden v programu MAPLE 17 a je uveden pod přílohou č. 1. Na toto navržené řešení navazuje MKP analýza v programu ANSYS MECHANICAL 16.2, která se důsledněji věnuje spojům rámu lisu, které nelze numericky efektivně řešit. Pro prvotní analýzy byl vytvořen model lajn s přiřazenými profily a spoje rámu lisu byly řešeny přepočtem posuvů jednotlivých nodu na submodel. Tyto přepočty byly provedeny v tabulkovém editoru Excel a jsou uvedeny spolu se soubory programu ANSYS pod přílohou č. 2 což je CD-Rom, který je součástí této práce. Vzhledem k náročnosti přepočtů těchto submodelů bylo využito programu ANSYS WORKBENCH 16.2 pro dořešení konečného rámu lisu. Na něm byly zavedeny oproti počátečnímu řešení úpravy v uložení, kdy bylo nutné kompenzovat velké ohybové momenty. Celý postup je uveden v kapitole 5.

Pro konečnou velikost rámu lisu byly stanoveny rozměry tlakové nádoby a otvoru dveří v samotném plášti. Byla určena zkušební skupina, přiřazen základní materiál pláště P265GH jako bimetal s nerezovou ocelí a určeno dovolené namáhání. Celý návrh se řídí normou EN 13 445. Pro základní návrh nádoby bez uvažování otvoru byla stanovena formou DBF minimální tloušťka válcové nádoby a torosférických den a to 8,5 mm. V programu SOLIDWORKS SIMULATION 2014 proběhly základní MKP analýzy tlakové nádoby s otvorem dveří a z jejich výsledků byla rozebrána problematika tvaru otvoru a vznikající napětí. Na tomto rozboru bylo postaveno další řešení pláště tlakové nádoby, pro které byla provedena statická strukturální analýza v programu ANSYS WORKBENCH 16.2 a kategorizace napětí s vyhovujícími výsledky. Tato analýza je uvedena v příloze č. 2. Konečné řešení se dostalo na tloušťku pláště v místě otvoru dveří na 30 mm a v neovlivněné oblasti na 25 mm.

Práce by mohla být rozšířena o výpočet na únavu materiálu, vlivu vibrací od frekvence ventilátoru podporující cirkulaci vnitřní atmosféry. Dále dopočet zbylých hrdel, která zde nejsou uvedena a statická strukturální analýza by mohla být rozšířena o kontrolu na buckling.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. *Autokláv*. Wikipedia [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Autokl%C3%A1v>
2. *Autokláv 1 řízený počítačem*. Lacomposite [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.lacomposite.com/technologie-kompozitni-autoklav.html>
3. *Glass Laminating Autoclaves*. Melco Steel [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.melcosteel.com/glass-lamination-autoclaves.html>
4. *Laboratorní autokláv*. Costrad [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.costrad.cz/tuttlabor.html>
5. *Autoclave*. Regionální centrum pokročilých technologií a materiálů [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.rcptm.com/cs/equipment/current-instrumental-equipment/instruments-for-chemical-synthesis-and-manufacturing-of-surfaces-and-layers/autoclave/>
6. *Víko s rychlouzávěrem*. Regionální centrum pokročilých technologií a materiálů [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: [http://www.zvuengineering.cz/files/cz/prospekty/Autoklavy\\_s\\_rychlouzaverem\\_prospekt\\_re\\_vize\\_0.pdf](http://www.zvuengineering.cz/files/cz/prospekty/Autoklavy_s_rychlouzaverem_prospekt_re_vize_0.pdf)
7. Šmíd, Michal. *Technologie vytavitelného modelu v současnosti – vytavování vosků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. s. 35. Vedoucí práce prof. Ing. Milan Horáček, CSc.
8. *LBBC BOILERCLAVE*. LBBC Technologies [online]. [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://lbbctechnologies.com/downloads/>
9. ČSN EN 13 445 – *Netopené tlakové nádoby*, Český normalizační institut, 2010
10. ČSN EN 13445-1: *Netopené tlakové nádoby - Část 1: Obecně*. Normy.biz [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://shop.normy.biz/detail/98942>
11. ING. MYSLÍK, Jaromír. *ČSN EN 13445 a ČSN 764 a její zavádění do praxe*. Tlakinfo [online]. 2016 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1300>
12. ČSN EN 13 445 - *Netopené tlakové nádoby – Část 3: Konstrukce a výpočet*, Český normalizační institut, 2010
13. *S235Jxx*. ThyssenKrupp Schulte [online]. 2011 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: [http://www.thyssenkrupp-schulte.de/tl\\_files/ThyssenKrupp/Infothek%20%28Downloads%29/Baustaehle/S235Jxx.pdf](http://www.thyssenkrupp-schulte.de/tl_files/ThyssenKrupp/Infothek%20%28Downloads%29/Baustaehle/S235Jxx.pdf)
14. LEINVEBRE, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Třetí doplněné vydání. Praha 1, Biskupský dvůr 5: ALBRA. pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
15. *S355Jxx*. ThyssenKrupp Schulte [online]. 2011 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: [http://www.thyssenkrupp-schulte.de/tl\\_files/ThyssenKrupp/Infothek%20%28Downloads%29/Baustaehle/S355Jxx.pdf](http://www.thyssenkrupp-schulte.de/tl_files/ThyssenKrupp/Infothek%20%28Downloads%29/Baustaehle/S355Jxx.pdf)
16. FERONA. *Katalog produktů* [online]. 2016 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/>
17. PROF. ING. JANÍČEK, DRSC, Přemysl a Jan DOC. RNDR. ING. VRBKA, DRSC. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost 1*. Brno: VUT Brno, 1992.
18. *SILNOSTĚNNÉ BEZEŠVÉ OCELOVÉ TRUBKY*. KöngFrankstahl [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.ocel.cz/209-silnostenne-ocelove-trubky.html?menu=178>
19. *Svarové spoje*. MITcalc [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/welding/help/cz/welding.htm>



20. ČSN EN 13 445 - *Netopené tlakové nádoby – Část 5: Kontrola a zkoušení*, Český normalizační institut, 2010
21. *Ploché výrobky pro tlakové nádoby a zařízení z legovaných a nelegovaných ocelí pro vyšší teploty Technické dodací podmínky*. Bohdan Bolzano [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: [http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/Ploche\\_vyrobky/MOP\\_EN10028-2TDP\\_4.pdf](http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/Ploche_vyrobky/MOP_EN10028-2TDP_4.pdf)
22. *Amoniak*. Integrovaný registr znečišťování [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.irz.cz/repository/latky/amoniak.pdf>
23. ING. BABINSKÝ, CSC, Milan. *Dimenzování tlakových zařízení podle mezních stavů* [online]. 2011 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1818>

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha č. 1 – Výpočet rámu lisu MAPLE 17

Příloha č. 2 – CD-ROM