



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING

## VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA CALCULATION OF HEAT EXCHANGER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

MATĚJ KVAPIL

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. IVAN KLUČKA

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2014/15

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Matěj Kvapil

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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

### **Výpočet výměníku tepla**

v anglickém jazyce:

### **Calculation of heatexchanger**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Seznámení se s pevnostními výpočty částí výměníků tepla dle normy ČSN EN 13 445, která je celosvětově jednou z nejpoužívanějších norem. Výpočet bude proveden pro vybranou část výměníku.

Cíle bakalářské práce:

1. Seznámení se s řešenou problematikou.
2. Provedení pevnostního výpočtu některé části výměníku.
3. Vyhodnocení získaných výsledků.
4. Tvorba základní výkresové dokumentace.

Seznam odborné literatury:

- [1] Schneider P.: Základy konstruování procesních zařízení, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1999
- [2] ČSN EN 13 445 – Netopené tlakové nádoby
- [3] Křupka V., Schneider P.: Konstrukce aparátů, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1998
- [4] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Mechanika těles, Pružnost pevnost I, SNTL , Praha 1987

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Ivan Klučka

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 24.11.2014



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

doc. Ing. Jaroslav Katořícký, Ph.D.  
Děkan

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zaměřuje na pevnostní výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13445. Počáteční část se zabývá úvodem do problematiky výměníků tepla a jejich výpočtem. V další části je proveden samotný výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13445. Součástí práce je také pevnostní analýza některých součástí pomocí numerické metody (MKP). Přílohy obsahují výpočtový program v software Microsoft Excel a základní výkresovou dokumentaci komponent.

Klíčová slova: výměník tepla, ČSN EN 13445, AEU, pevnostní výpočet, skořepina, plášť, torosférické dno, ploché dno, příruba, hrdlo, MKP, pevnostní analýza, kategorizace napětí.

## **Abstract**

This bachelor thesis focuses on strength calculation of a heat exchanger according to ČSN EN 13445. First stage is an introduction into the theme of heat exchangers and their calculation. Next part is about the calculation according to ČSN EN 13445 itself. Part of this thesis is also strength analysis of selected items using numerical method (FEM). Annexes include calculation in software Microsoft Excel and basic drawings of items.

Keywords: heat exchanger, ČSN EN 13445, AEU, strength calculation, shell, cylindrical shell, shell cover, channel cover, flange, nozzle, FEM, strength analysis, stress categorization.



## **Bibliografická citace**

KVAPIL, M. *Výpočet výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ivan Klučka.

## **Prohlášení o původnosti**

Tímto prohlašuji, že předkládanou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací s vedením vedoucího bakalářské práce.

v Brně dne 20. 5. 2015

.....

Podpis

## **Poděkování**

Tuto část bych chtěl věnovat jako poděkování vedoucímu své bakalářské práce Ing. Ivanu Klučkovi, za jeho ochotu, čas a pomoc během tvorby této práce. Dále bych velmi rád poděkoval svým rodičům Mgr. Zuzaně Kvapilové a Ing. Jaroslavu Kvapilovi za pevné nervy, cenné životní zkušenosti a rady během celého svého studia i života.

## OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>2</b>	<b>VÝMĚNÍKY TEPLA</b> .....	<b>11</b>
2.1	CHARAKTERISTIKA VÝMĚNÍKŮ TEPLA .....	11
2.2	ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ TEPLA .....	12
2.3	VÝMĚNÍKY TEPLA SE SVAZKEM TRUBEK V PLÁŠTI.....	12
2.4	NORMY VYUŽÍVANÉ PŘI NÁVRHU VÝMĚNÍKU TEPLA .....	14
<b>3</b>	<b>PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA</b> .....	<b>15</b>
3.1	POUŽITÉ MATERIÁLY [8].....	15
3.2	PLÁŠŤ .....	16
3.2.1	<i>Požadovaná tloušťka stěny</i> .....	16
3.2.2	<i>Maximální přípustný tlak</i> .....	17
3.3	TOROSFÉRICKÉ DNO .....	17
3.3.1	<i>Požadovaná tloušťka stěny</i> .....	18
3.3.2	<i>Únosnost</i> .....	19
3.4	HRDLA .....	21
3.4.1	<i>Meze průměrů</i> .....	21
3.4.2	<i>Meze tloušťek</i> .....	22
3.4.3	<i>Malé otvory</i> .....	22
3.4.4	<i>Osamocené otvory</i> .....	24
3.4.5	<i>Výpočet nosných ploch</i> .....	25
3.4.6	<i>Dovolené namáhání</i> .....	26
3.4.7	<i>Vyztužení osamocené otvory</i> .....	27
3.5	PLOCHÉ DNO .....	29
3.5.1	<i>Minimální tloušťka uvnitř těsnění</i> .....	29
3.5.2	<i>Minimální tloušťka přírubového okraje</i> .....	30
3.6	PŘÍRUBA.....	31
3.6.1	<i>Zatížení šroubů a plochy</i> .....	32
3.6.2	<i>Momenty působící na přírubu</i> .....	32
3.6.3	<i>Napětí v přírubě</i> .....	33
3.6.4	<i>Limity napětí v přírubě</i> .....	34
<b>4</b>	<b>PEVNOSTNÍ ANALÝZA VÝMĚNÍKU TEPLA</b> .....	<b>36</b>
4.1	PEVNOSTNÍ ANALÝZA HRDLA NA PLÁŠTI A PLÁŠŤOVÉ PŘÍRUBY .....	38
4.1.1	<i>Výpočtový model hrdla na plášti a plášťové příruby</i> .....	38
4.1.2	<i>Linearizace napětí</i> .....	44
4.1.3	<i>Kategorizace napětí</i> .....	50
<b>5</b>	<b>ZÁKLADNÍ VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE</b> .....	<b>53</b>
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>54</b>
<b>7</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b> .....	<b>55</b>

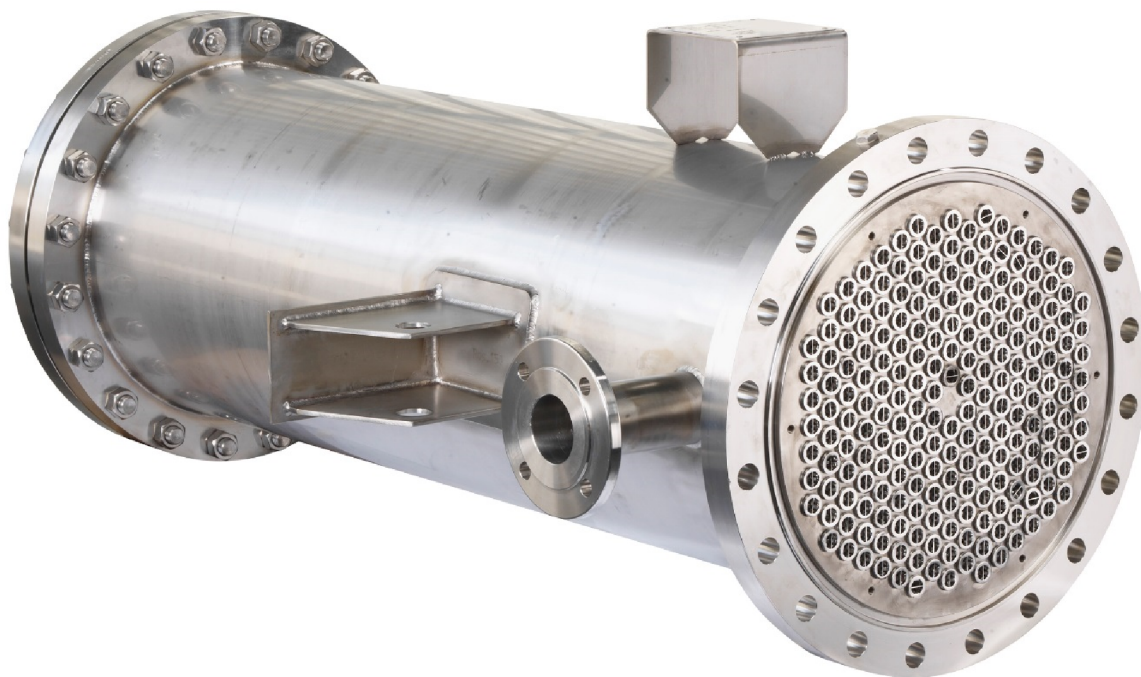
8	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	56
9	SEZNAM PŘÍLOH .....	60

## 1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem výměníku tepla se svazkem trubek v plášti, dle zadání. První část obsahuje stručný popis výměníků tepla a seznámení se s normou ČSN EN 13445-3. V další části práce je proveden pevnostní návrh vybraných komponentů výměníku tepla se svazkem trubek v plášti, dle normy ČSN EN 13445-3 s vyhodnocením výsledků. Následující část obsahuje principy pevnostní analýzy v software ANSYS Workbench a dále se zabývá pevnostní analýzou vybraných komponentů výměníku tepla metodou konečných prvků (MKP) pomocí software ANSYS Workbench. Výsledky pevnostní analýzy jsou vyhodnoceny kategorizací napětí, dle normy ČSN EN 13445-3 (Příloha 2). Bakalářská práce také obsahuje výkres jednotlivých součástí analyzovaného výměníku.

## 2 VÝMĚNÍKY TEPLA

Druhá kapitola je věnována obecnému popisu funkce a charakteristice výměníků tepla. Výměníky jsou zde rozděleny do několika kategorií. Dále se v této kapitole věnuje pozornost popisu jednotlivých norem použitých pro pevnostní výpočty těchto zařízení.



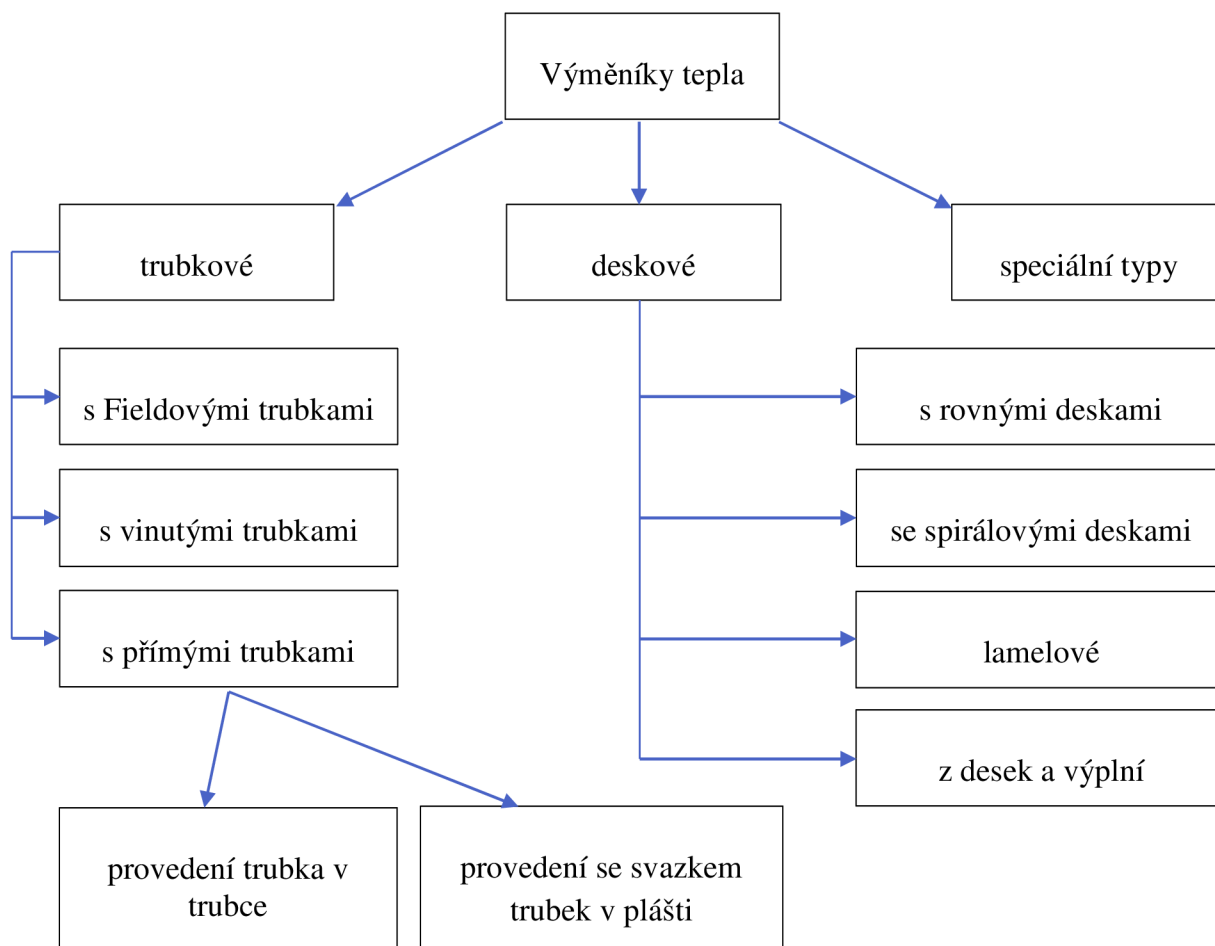
Obr.2.1.1 Příklad výměníku tepla [1]

### 2.1 CHARAKTERISTIKA VÝMĚNÍKŮ TEPLA

Výměník tepla je zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma pracovními látkami, obsahuje oddělené prostory pro proudění pracovních látek. Přenos tepla je uskutečněn pomocí konvekce z teplé látky do stěny, vedením tepla stěnou a dále konvekcí ze stěny do chladné látky. Existují různé druhy uspořádání pracovních médií ve výměníku tepla, jako například kapalina/kapalina, kapalina/plyn, plyn/plyn apod. V některých případech může docházet i ke změně skupenství pracovních látek. Výměníky tepla se používají v mnoha odvětvích průmyslu, kde hrají velmi důležitou součást technologických procesů. Jejich uplatnění lze najít i ve strojích, se kterými se dostáváme každodenně do styku, a to například v podobě domácí chladničky nebo chladiče automobilu. [2]

## 2.2 ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ TEPLA

V následujícím schématu je provedeno rozdělení výměníků do několika kategorií podle použité konstrukce. [3]



## 2.3 VÝMĚNÍKY TEPLA SE SVAZKEM TRUBEK V PLÁŠTI

V této bakalářské práci bude analyzován výměník tepla se svazkem trubek v plášti, neboť díky svému širokému rozsahu užití v různých podmínkách, poměrně vysoké účinnosti a ověřeným výpočtovým vztahům jde o nejrozšířenější a nejpoužívanější druh tohoto zařízení.

Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti jsou realizovány v několika provedeních. Podrobněji se jednotlivými druhy zabývá norma TEMA (Tubular Exchangers Manufacturing Association), což je progresivně se rozvíjející organizace s dlouholetými zkušenostmi s výrobou, návrhem, řešením problémů či opravami týkajících se výměníků tepla. Tato asociace zaručuje díky svým rozsáhlým výzkumům nejvyšší standard při výrobě. [4]



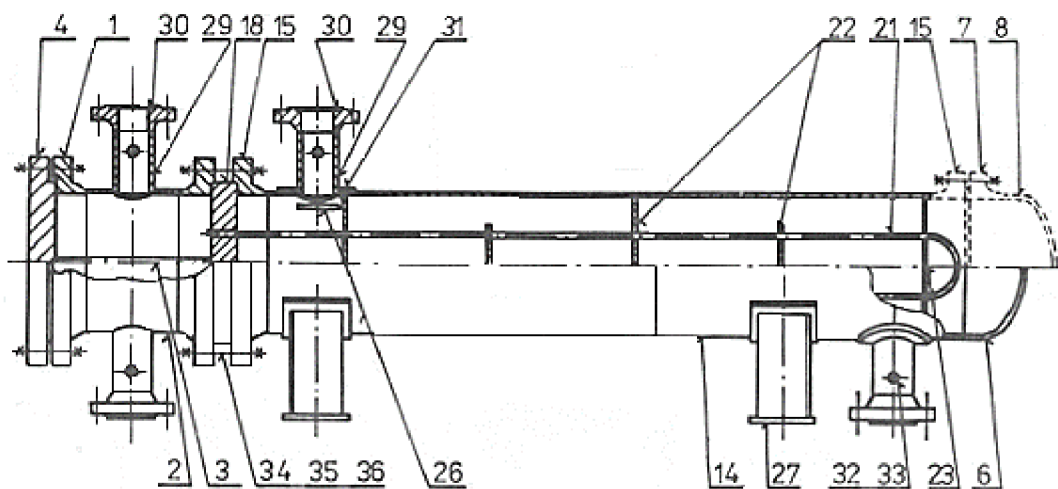
Analyzovaný výměník tepla má, dle normy TEMA, označení **AEU**, což odpovídá uspořádání s odnímatelnou komorou výměníku, svazkovými U-trubkami v pevné trubkovnici a s jednochodým plášťovým prostorem. Na obr. 2.3.1 je popis jednotlivých částí výměníku **AEU**. [4]

### Význam AEU

**A-Typ komory výměníku:** Tento typ hlavy se jednoduše opravuje a vyměňuje, také umožňuje z důvodu čištění a údržby snadný přístup k trubkám. Má dva uzávěry, jeden mezi pláštěm a hlavou, druhý mezi hlavou a dnem. [5]

**E-Typ pláště výměníku:** Jde o nejběžněji používaný druh pláště. Je vhodný pro mnoho aplikací a splňuje různé požadavky. Ostatní typy se většinou používají pro speciální aplikace a případy. [5]

**U-Typ uspořádání trubek:** Jde o nejlevnější konstrukci vyměnitelných trubek a také o nejméně náročný typ, co se návrhu týče. Za účelem čištění je možné svazek zcela vyjmout z výměníku.[5]



Obr.2.3.1 Výměník tepla typu AEU [3]

1- příruba komory 2- plášť komory 3- přepážka komory 4- víko komory 6- dno pláště  
7- příruba víka 8- dno víka 14- lub pláště 15- příruba pláště 18- trubkovnice sevřená  
21- U-trubka 22- segmentová přepážka 23- opěrná přepážka 26- nárazový plech  
27- podstavec 29- hrdlo 30- příruba hrdla 31- plochý výztužný kroužek  
32,33- návarek a zátkový šroub 34,35,36- šrouby, matice, těsnění [3]

## 2.4 NORMY VYUŽÍVANÉ PŘI NÁVRHU VÝMĚNÍKU TEPLA

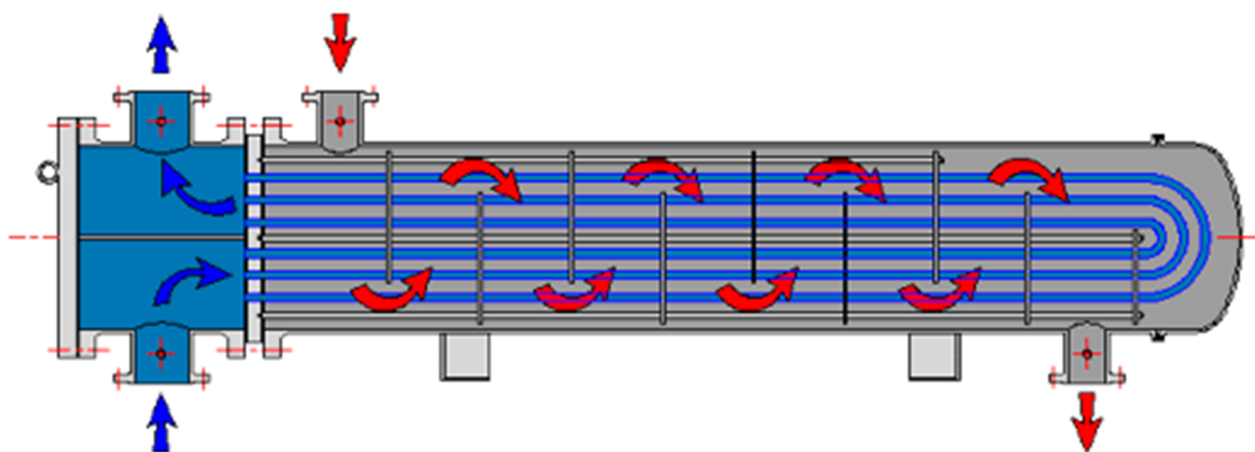
Tlakové nádoby, potrubí a jejich dílce podléhají různým normám, většina zemí s dlouholetou tradicí má své vlastní normy, podle kterých se provádí výpočty, konstruování, zkoušení a přejímka tlakových nádob. Dnes se využívá ve značné míře známých norem ASME ze Spojených států amerických nebo britských, německých či například italských norem. Komplikace ovšem mohou nastat, pokud je například dokumentace z jedné země a výroba zařízení probíhá v zemi jiné, což je v dnešní praxi zcela běžný jev. Tlaková nádoba musí tedy vždy splňovat požadavky země, ve které bude toto zařízení v provozu, a proto byly zavedeny evropské normy ve státech EU. [6]

Původně se pro navrhování tlakových zařízení používala norma ČSN 69 0010, v současnosti se nejvíce využívá normy Evropského společenství s označením EN 13445. Tato norma vychází z jednotlivých norem obecně používaných v Evropském společenství, jako je například AD-2000 Merkblatt nebo právě ČSN 69 0010. [7]

První část obsahuje všeobecné informace o předmětu normy, termínech, definicích, veličinách, značkách a jednotkách, které jsou v normě používány. Druhá část se zabývá materiály, jejich zařazením do skupin a chováním při nízkých teplotách. Ve třetí části jsou uvedena pravidla používaná pro konstrukci a výpočet při působení vnitřního anebo vnějšího tlaku (pokud přichází v úvahu), lokálního zatížení a akcí jiných než tlak. Pravidla poskytují jak návrh na základě vzorců (DBF), tak návrh na základě analýzy (DBA) a návrh na základě experimentu (DBE). Čtvrtá část, která je vytvořená po dlouholetých zkušenostech užívání dřívějších národních norem, obsahuje postupy tváření, svařování a kvalifikace svařovacích postupů, výrobních zkoušek, tepelného zpracování po svařování a oprav. V páté části nalezneme všechny kontroly a zkoušky, které jsou spojené s ověřováním shody tlakové nádoby s touto normou, včetně přezkoumání konstrukčního návrhu a podpůrné technické dokumentace. Šestá část obsahuje speciální pravidla pro materiál, konstrukci, výrobu, kontrolu a zkoušení tlakových nádob vyráběných s kuličkovým grafitem. Sedmá část uvádí návod, jak používat postupy posouzení shody ve směrnici pro tlaková zařízení 97/23/ES. 97/23/ES je PRESSURE EQUIPMENT DIRECTIVE (PED), což je předpis Evropského společenství, nadřazený národním normám, který musí splnit zařízení realizované v rámci EU. Osmá část obsahuje speciální pravidla pro materiál, konstrukci, výrobu, kontrolu a zkoušení tlakových nádob vyráběných z hliníku a slitin hliníku. Devátá a také poslední část se zabývá shodou celé řady EN 13445 s ISO 16528-1, „Kotle a tlakové nádoby – Část 1: Požadavky na provedení“. Toto je technická zpráva CEN. První vydání se omezuje na ocelové nádoby, ale později budou doplněny nádoby z litiny s kuličkovým grafitem a z hliníku. [8]

### 3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA

V softwaru Microsoft Excel byl dle ČSN EN 13445 vytvořen výpočtový program, který se nachází v příloze A této práce a také na přiloženém CD. Výpočtový program obsahuje pevnostní výpočty zadaných komponentů, což jsou plášť, torosférické dno, vstupní a výstupní hrdla pláště a komory, víko komory a plášťová příruba. Při výpočtu je u vstupních a výstupních dat využíváno zkratk pro jednotlivé podmínky zatížení, a to výpočtové podmínky (VP), zkušební podmínky (ZP).



Obr.3.1.1 Rozdělení výměníku na plášťový a trubkový prostor [9]

#### 3.1 POUŽITÉ MATERIÁLY [8]

Tab. 3.1.1 Seznam použitých materiálů

Analyzovaná komponenta	TDP dle EN 13445-2	Zvolený materiál	$R_{p0,2/t}$ [MPa]	$R_{m/20}$ [MPa]
Plášť	EN 10028-3	P355NH		
Dno	EN 10028-3	P355NH		
Plášťová příruba	EN 10028-3	P355NH	202-343	490-630
Víko komory	EN 10028-3	P355NH		
Hrdla	EN 10028-3	P355NH		

#### Případy normálního provozního zatížení

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right)$$

#### Případy zkušebního zatížení

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

Případy normálního provozního zatížení při zkušební teplotě

$$f_a = \min\left(\frac{R_{p0,2/t \text{ test}}}{1,5}; \frac{R_{m/t \text{ test}}}{2,4}\right)$$

**Tab. 3.1.2** Dovolena namáhání použitých materiálů

Posuzovaný materiál	Teplota [°C]	R <sub>p0,2/t</sub> [MPa]	f <sub>d</sub> [MPa]	f <sub>test</sub> [MPa]	f <sub>a</sub> [MPa]
P355NH	20	355	355		
	120	313	204	338	204
	185	282	188		

Hodnoty R<sub>p0,2</sub> pro jednotlivé posuzované teploty byly určeny lineární interpolací zadaných hodnot v tabulce seznamu materiálů.

**3.2 PLÁŠŤ**

Plášť je uvažován jako válcová skořepina, která je zatížena vnitřním tlakem a teplotou. Skořepina je osazena dvěma hrdly N3, N4. Je potřeba navrhnout jednotlivé tloušťky stěny pláště a také vypočítat zkušební a maximální přípustný tlak pro jednotlivé podmínky.

**Tab. 3.2.1** Vstupní parametry- plášť

Symbol	Hodnota	Jednotka
P <sub>v</sub>	1,5	MPa
T <sub>v</sub>	185	°C
c	4	mm
z	0,85	-
D <sub>i</sub>	1000	mm
e <sub>a</sub>	14	mm
D <sub>m</sub>	1014	mm

**3.2.1 Požadovaná tloušťka stěny**

Požadovaná tloušťka stěny je nejmenší dovolená hodnota z hlediska namáhání, kterou může být nutné zvětšit ve spoji s jinými částmi nebo pro přenášení netlakových zatížení.

Výpočtové podmínky

$$e = \frac{P_v \cdot D_i}{2 \cdot f_d \cdot z - P}$$

Zkušební podmínky

$$e_{test} = \frac{P_{test} \cdot D_i}{2 \cdot f_{test} \cdot z - P}$$

## 3.2.2 Maximální přípustný tlak

Výpočtové podmínky

$$P_{max} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_a}{D_m}$$

Zkušební podmínky

$$P_{max,test} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_a}{D_m}$$

Přípustný tlak při montážní teplotě

$$P_c = \frac{2 \cdot f_a \cdot z \cdot e_a}{D_m}$$

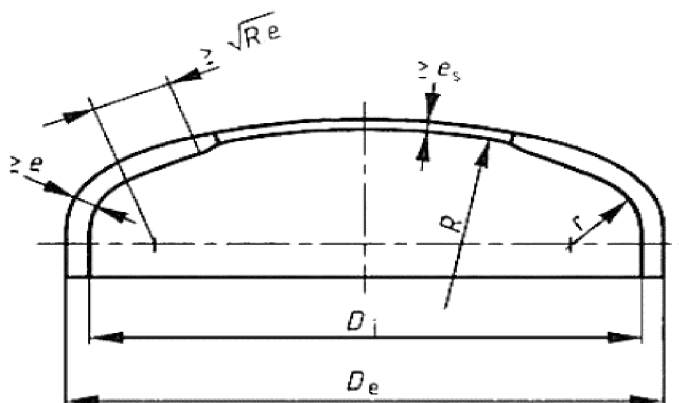
Tab. 3.2.2 Výstupní parametry- plášť

Symbol	Hodnota	Jednotka
e	4,8	mm
e <sub>test</sub>	3,8	mm
P <sub>max</sub>	4,4	MPa
P <sub>max,test</sub>	7,9	MPa
P <sub>c</sub>	4,7	MPa

Konečná (analyzovaná) tloušťka stěny byla s ohledem na konstrukční a technologické požadavky zvolena 14 mm.

## 3.3 TOROSFÉRICKÉ DNO

Torosférické dno je klenuté dno vytvořené ze sférické střední části, anuloidového přechodu a válcové skořepiny, přičemž tyto tři části mají společné tečny v místě svého styku. Kontrola byla provedena pro tloušťky stěn dna a zatěžující tlaky (únosnost). [8]



Obr 3.3.1 Torosférické dno [8]

Tab. 3.3.1 Vstupní parametry- tor. dno

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
$P_v$	1,5	MPa	$D_i$	1000	mm
$T_v$	185	°C	$r$	170	mm
$c$	4	mm	$\beta_1$	0,67	-
$z$	0,85	-	$\beta_{1,test}$	0,68	-
$e_a$	12	mm	$\beta_2$	0,61	-
$R$	900	mm	$\beta_{2,test}$	0,61	-
$D_e$	1024	mm			

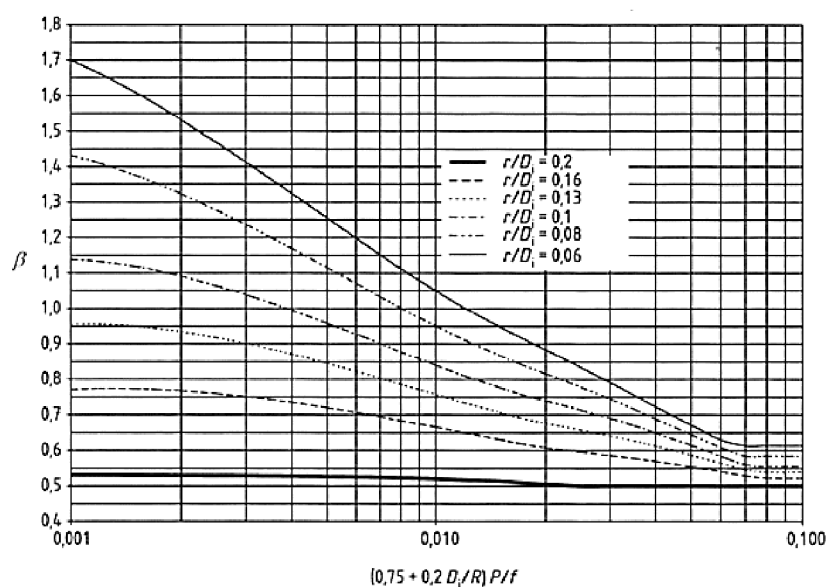
Pro použitelnost torosferického dna je nutno splnit následující podmínky:

Tab. 3.3.2 Podmínky platnosti- tor. dno

LP	Rovnice	RP	
170	$r \leq 0,2 * D_i$	200	Vyhovuje
170	$r \geq 0,06 * D_i$	60	Vyhovuje
170	$r \geq 2 * e$	24	Vyhovuje
12	$e_a \leq 0,08 * D_e$	81,92	Vyhovuje
12	$e_a \geq 0,001 * D_e$	1,024	Vyhovuje
900	$R \leq D_e$	1024	Vyhovuje

### 3.3.1 Požadovaná tloušťka stěny

Koeficienty  $\beta_1$ ,  $\beta_{1,test}$ , potřebné k výpočtu tloušťky stěn byly určeny z grafů dle normy ČSN EN 13445.

Obr 3.3.2 Volba koeficientů  $\beta_1$ ,  $\beta_{1,test}$  [8]

Výpočtové podmínky

$$e_s = \frac{P_v \cdot R}{2 \cdot f_d \cdot z - 0,5 \cdot P_v}; \quad e_y = \frac{\beta_1 \cdot P_v \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f_d}; \quad f_b = \frac{R_{p0,2/t}}{1,5}$$

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

Zkušební podmínky

$$e_{s,test} = \frac{P_{test} \cdot R}{2 \cdot f_{test} \cdot z - 0,5 \cdot P_{test}}; \quad e_{y,test} = \frac{\beta_{1,test} \cdot P_{test} \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f_{test}}$$

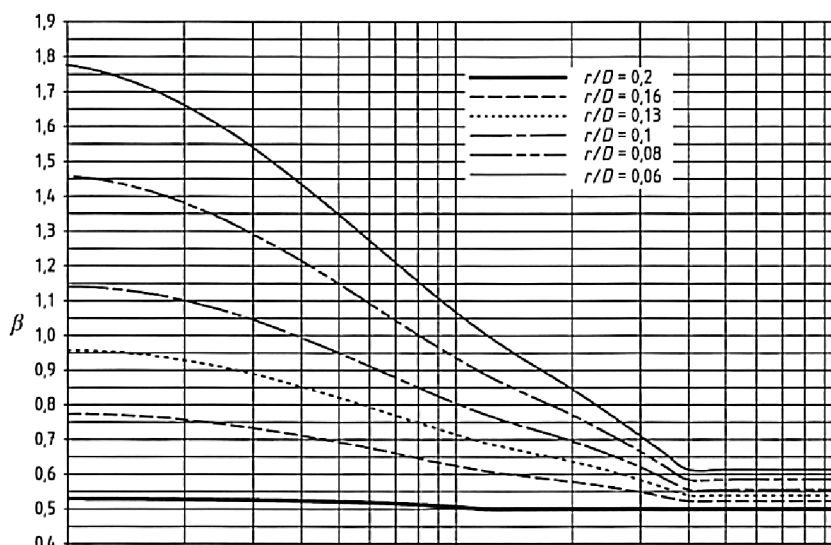
$$f_{b,test} = \frac{R_{p0,2/test}}{1,5}; \quad e_{b,test} = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \left[ \frac{P_{test}}{111 \cdot f_{b,test}} \left( \frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\left( \frac{1}{1,5} \right)}$$

$$e = \max\{e_s; e_y; e_b; e_{s,test}; e_{y,test}; e_{b,test};\}$$

Po vypočtení jednotlivých tloušťek a připočtení korozního přídatku byla zvolena konečná tloušťka stěny 12 mm.

## 3.3.2 Únosnost

Koeficienty  $\beta_2$ ,  $\beta_{2,test}$ , potřebné k výpočtu tloušťky stěn byly určeny z grafů dle normy ČSN EN 13445.

Obr 3.3.3 Volba koeficientů  $\beta_2$ ,  $\beta_{2,test}$  [8]

Výpočtové podmínky

$$P_s = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5 \cdot e_a}; \quad P_y = \frac{f_d \cdot e_a}{\beta_2 \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)};$$

$$P_b = 111 \cdot f_b \left( \frac{e_a}{0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i} \right)^{1,5} \cdot \left( \frac{r}{D_i} \right)^{0,825}$$

Zkušební podmínky

$$P_{s,test} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5 \cdot e_a}; \quad P_{y,test} = \frac{f_{test} \cdot e_a}{\beta_{2,test} \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}$$

$$P_{b,test} = 111 \cdot f_{b,test} \left( \frac{e_a}{0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i} \right)^{1,5} \cdot \left( \frac{r}{D_i} \right)^{0,825}$$

$$P_{max} = \min\{P_s, P_y, P_b, P_{s,test}, P_{y,test}, P_{b,test}\}$$

**Tab. 3.3.3** Výstupní parametry- tor. dno

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
e <sub>s</sub>	4,3	mm	f <sub>b,test</sub>	236,6	MPa
e <sub>s,test</sub>	3,4	mm	P <sub>s</sub>	5	MPa
e <sub>y</sub>	4,7	mm	P <sub>s,test</sub>	8	MPa
e <sub>y,test</sub>	3,9	mm	P <sub>y</sub>	4,3	MPa
e <sub>b</sub>	4,1	mm	P <sub>y,test</sub>	7,6	MPa
e <sub>b,test</sub>	4,4	mm	P <sub>b</sub>	7,8	MPa
e	8,7	mm	P <sub>b,test</sub>	9,8	MPa
f <sub>b</sub>	188	MPa	P <sub>max</sub>	4,3	MPa



## 3.4 HRDLA

Tab. 3.4.1 Vstupní parametry- hrdla N1/N2

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
$P_v$	1,5	MPa	$e'_s$	20	mm
$P_{test}$	2,16	MPa	$l_b$	40	mm
$T_v$	165	°C	$l_{bi}$	40	mm
$c$	4	mm	$l_p$	30	mm
$z$	0,85	-	$w$	50	mm
$L_b$	3000	mm	$a_1$	136,55	mm
$D_i$	1000	mm	$a_2$	136,55	mm
$D_e$	1028	mm	$f_s$	188	MPa
$e_{a,s}$	14	mm	$f_{s,test}$	338	MPa
$e_{c,s}$	14	mm	$f_d$	188	MPa
$d_{ib}$	243	mm	$f_{test}$	338	MPa
$e_{a,b}$	15,09	mm	$f_p$	188	MPa
$e_{a,p}$	14	mm	$f_{p,test}$	338	MPa

Tab. 3.4.2 Vstupní parametry- hrdla N3/N4

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
$P_v$	1,5	MPa	$e'_s$	20	mm
$P_{test}$	2,16	MPa	$l_b$	40	mm
$T_v$	185	°C	$l_{bi}$	40	mm
$c$	4	mm	$l_p$	30	mm
$z$	0,85	-	$w$	50	mm
$L_b$	500	mm	$a_1$	109,5	mm
$D_i$	1000	mm	$a_2$	109,5	mm
$D_e$	1028	mm	$f_s$	188	MPa
$e_{a,s}$	14	mm	$f_{s,test}$	338	MPa
$e_{c,s}$	14	mm	$f_d$	188	MPa
$d_{ib}$	188,9	mm	$f_{test}$	338	MPa
$e_{a,b}$	15,09	mm	$f_p$	188	MPa
$e_{a,p}$	14	mm	$f_{p,test}$	338	MPa

## 3.4.1 Meze průměrů

$$D_e = D_i + 2 \cdot e_{a,s}; \quad r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s}$$

Otvory vyztužené skořepinou bez hrdel musí splňovat následující podmínku:

$$\frac{d_{ib}}{2 \cdot r_{is}} \leq 0,5$$

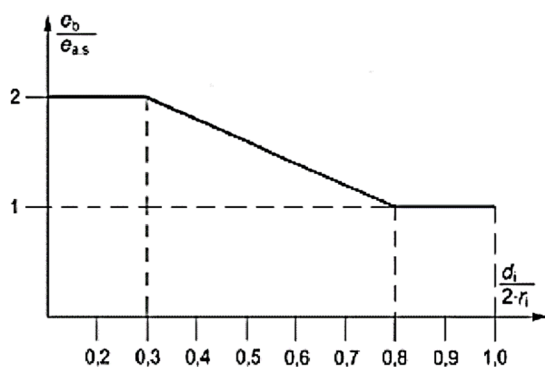
U otvorů ve válcových skořepinách vyztužených hrdly musí být také splněno:

$$\frac{d_{ib}}{2 \cdot r_{is}} \leq 1,0$$

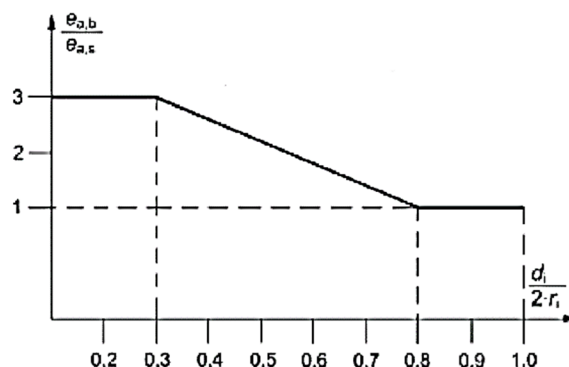
### 3.4.2 Meze tloušťek

Poměr  $e_b/e_{a,s}$  nesmí překročit hodnotu danou diagramem (viz. obr. 3.4.1) a také poměr  $e_{a,b}/e_{a,s}$  nesmí překročit hodnotu danou diagramem (viz. obr. 3.4.2).

$$e_b = \frac{P_{test} \cdot d_{ib}}{2 \cdot f_d - P_{test}}$$



Obr 3.4.1 Meze poměru efektivní tloušťky hrdel [8]



Obr 3.4.2 Meze poměru skutečné tloušťky hrdel [8]

### 3.4.3 Malé otvory

Malý otvor lze uvažovat, pokud je splněna tato podmínka:

$$d_{ib} \leq 0,15 \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}}$$

**Tab. 3.4.3** Podmínky platnosti- hrdlo N1

LP	Rovnice	RP	
0,273	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 0,5$	0,5	Vyhovuje
0,273	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 1$	1	Vyhovuje
0,1	$e_{b1}/e_{a,s} < (e_b/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
1,1	$e_{a,b}/e_{a,s} < (e_{a,b}/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
243	$d_{ib} \leq 0,15 * ((2*r_{is} + e_{c,s}) * e_{c,s})^{(1/2)}$	17,865	Nevyhovuje - otvor není malý
50	$w \geq w_{min}$	42	Vyhovuje
14	$e_{a,p} \leq 1,5 * e_{a,s}$	21	Vyhovuje

**Tab. 3.4.4** Podmínky platnosti- hrdlo N2

LP	Rovnice	RP	
0,273	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 0,5$	0,5	Vyhovuje
0,273	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 1$	1	Vyhovuje
0,1	$e_{b1}/e_{a,s} < (e_b/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
1,1	$e_{a,b}/e_{a,s} < (e_{a,b}/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
243	$d_{ib} \leq 0,15 * ((2*r_{is} + e_{c,s}) * e_{c,s})^{(1/2)}$	17,865	Nevyhovuje - otvor není malý
50	$w \geq w_{min}$	42	Vyhovuje
14	$e_{a,p} \leq 1,5 * e_{a,s}$	21	Vyhovuje

**Tab. 3.4.5** Podmínky platnosti- hrdlo N3

LP	Rovnice	RP	
0,219	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 0,5$	0,5	Vyhovuje
0,219	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 1$	1	Vyhovuje
0,071	$e_{b1}/e_{a,s} < (e_b/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
1,1	$e_{a,b}/e_{a,s} < (e_{a,b}/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
188,9	$d_{ib} \leq 0,15 * ((2*r_{is} + e_{c,s}) * e_{c,s})^{(1/2)}$	17,865	Nevyhovuje - otvor není malý
50	$w \geq w_{min}$	42	Vyhovuje
14	$e_{a,p} \leq 1,5 * e_{a,s}$	21	Vyhovuje

**Tab. 3.4.6** Podmínky platnosti- hrdlo N4

LP	Rovnice	RP	
0,219	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 0,5$	0,5	Vyhovuje
0,219	$d_{ib}/(2*r_{is}) \leq 1$	1	Vyhovuje
0,071	$e_{b1}/e_{a,s} < (e_b/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
1,1	$e_{a,b}/e_{a,s} < (e_{a,b}/e_{a,s})$ diagram	2	Vyhovuje
188,9	$d_{ib} \leq 0,15 * ((2*r_{is} + e_{c,s}) * e_{c,s})^{(1/2)}$	17,865	Nevyhovuje - otvor není malý
50	$w \geq w_{min}$	42	Vyhovuje
14	$e_{a,p} \leq 1,5 * e_{a,s}$	21	Vyhovuje

## 3.4.4 Osamocené otvory

Otvor se uvažuje jako osamocený, pokud splňuje následující podmínku:

$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{s01} + l_{s02}$$

$$l_{s0} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{a,s}) \cdot e_{a,s}}$$

$a_1, a_2$  - tyto hodnoty byly odečteny z výkresové dokumentace

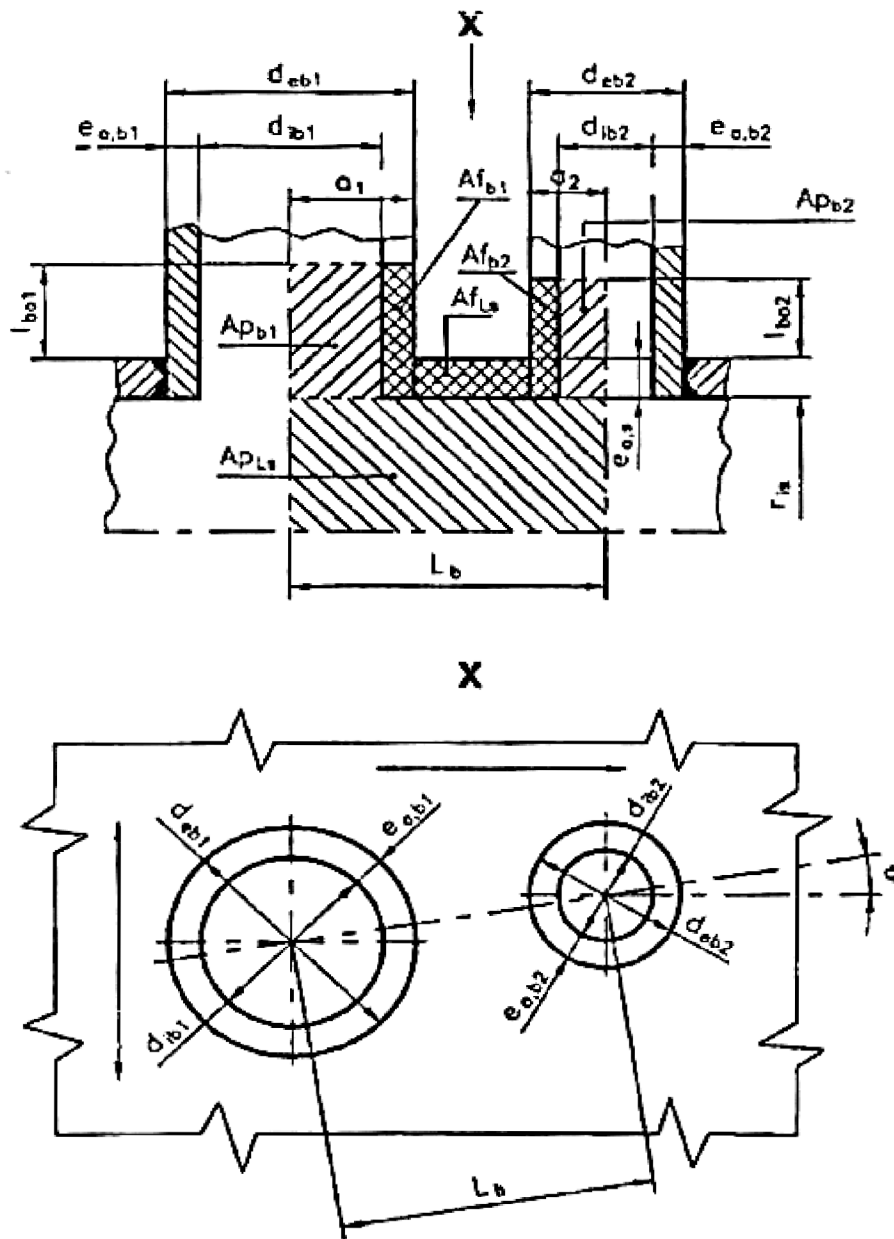
**Tab. 3.4.7** Podmínky platnosti- hrdla N1/N2

LP	Rovnice	RP	
3000	$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{s01} + l_{s02}$	511,3	Vyhovuje

**Tab. 3.4.8** Podmínka platnosti- hrdla N3/N4

LP	Rovnice	RP	
500	$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{s01} + l_{s02}$	457,2	Vyhovuje

3.4.5 Výpočet nosných ploch



Obr 3.4.3 Zobrazení hrdel [8]

Následující výpočet nosných ploch je nutný pro kontrolu vyztužení otvorů.

- $A_{f_s}$ - nosná plocha příčného průřezu skořepiny

Pokud platí:  $w \geq w_{min} = \max\left(0,2 \cdot \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}}; 3 \cdot e_{a,s}\right)$ ; tak  $l_s = w_{min}$ ;  
 $l'_s = \min(l_{s0}; l_s)$ ;  $A_{f_s} = e_{c,s} \cdot l'_s$

- $A_{p_s}$ - plocha zatížená tlakem od skořepiny

$$r_{ms} = r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s}; \quad d_{eb} = d_{ib} + 2 \cdot e_{a,b}; \quad \delta = \frac{d_{eb}}{2 \cdot r_{ms}}; \quad a = r_{ms} \cdot \sin^{-1}(\delta)$$

$$A_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \left( \frac{l'_s + a}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} \right)$$

$$A_{p_s} = A_s + 0,5 \cdot d_{ib} \cdot e_{a,s} + 0,5 \cdot d_{ib} \cdot e_p$$

- $A_{f_b}$ - nosná plocha příčného průřezu hrdla

$$l'_b = \min(l_{b0}; l_b); \quad l'_{bi} = \min(0,5 \cdot l_{b0}; l_{bi}); \quad l_{b0} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_b) \cdot e_b}$$

$$A_{f_b} = e_b \cdot (l'_b + l'_{bi} + e'_s)$$

- $A_{f_w}$ - příčná plocha průřezu koutového svaru mezi hrdlem a skořepinou

Tato plocha byla odečtena z výkresu.

- $A_{p_b}$ - plocha zatížená tlakem od hrdla

$$A_{p_b} = 0,5 \cdot d_{ib} \cdot (l'_b + e_{a,s})$$

- $A_{f_p}$ - nosná plocha příčného průřezu výztužného límce

$$l'_p = \min(l_{s0}; l_p); \quad e_p = \min(e_{a,p}; e_{a,s})$$

$$A_{f_p} = e_p \cdot l'_p$$

Dále musí platit, že:  $e_{a,p} \leq 1,5 \cdot e_{a,s}$

- $A_{p_\varphi}$ - plocha zatížená tlakem od šikmého hrdla

$$A_{p_\varphi} = 0$$

### 3.4.6 Dovolené namáhání

Pro výpočet vyztužení otvorů musíme určit dovolená namáhání výztužného límce a hrdla pro jednotlivé podmínky. [8]

Výpočtové podmínky

$$f_{ob} = \min(f_s; f_d); \quad f_{op} = \min(f_s; f_p)$$

Zkušební podmínky

$$f_{ob,test} = \min(f_{s,test}; f_{d,test}); \quad f_{op,test} = \min(f_{s,test}; f_{p,test})$$

## 3.4.7 Vyztužení osamocného otvoru

Výpočtové podmínky

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

Zkušební podmínky

$$(Af_s + Af_w) \cdot (f_{s,test} - 0,5 \cdot P_{test}) + Af_p \cdot (f_{op,test} - 0,5 \cdot P_{test}) + Af_b \cdot (f_{ob,test} - 0,5 \cdot P_{test}) \geq P_{test} \cdot (Ap_s + Ap_b + 0,5 \cdot Ap_\varphi)$$

Tab. 3.4.9 Výstupní parametry- hrdla N1/N2

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
r <sub>is</sub>	500	mm	l' <sub>p</sub>	30	mm
e <sub>b1</sub>	1,4	mm	e <sub>p</sub>	14	mm
e <sub>b2</sub>	1,4	mm	A <sub>fs</sub>	588	mm <sup>2</sup>
l <sub>so1</sub>	119,1	mm	A <sub>ps</sub>	40605,048	mm <sup>2</sup>
l <sub>so2</sub>	119,1	mm	A <sub>s</sub>	40605,048	mm <sup>2</sup>
w <sub>min</sub>	42	mm	A <sub>fb</sub>	66,622	mm <sup>2</sup>
l <sub>s</sub>	42	mm	A <sub>fw</sub>	250	mm <sup>2</sup>
l' <sub>s</sub>	42	mm	A <sub>pb</sub>	3935,543	mm <sup>2</sup>
r <sub>ms</sub>	507	mm	A <sub>fp</sub>	420	mm <sup>2</sup>
d <sub>eb</sub>	273,1	mm	A <sub>pφ</sub>	0	mm <sup>2</sup>
δ	0,24	-	f <sub>ob</sub>	188	MPa
a	122,694	mm	f <sub>op</sub>	188	MPa
l' <sub>b</sub>	18,391	mm	f <sub>ob,test</sub>	338	MPa
l' <sub>bi</sub>	9,196	mm	f <sub>op,test</sub>	338	MPa
l <sub>bo</sub>	18,391	mm			

**Tab. 3.4.10** Výstupní parametry- hrdla N3/N4

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
$r_{is}$	500	mm	$l'_p$	30	mm
$e_{b1}$	1	mm	$e_p$	14	mm
$e_{b2}$	1	mm	$A_{fs}$	588	mm <sup>2</sup>
$l_{so1}$	119,1	mm	$A_{ps}$	33778,358	mm <sup>2</sup>
$l_{so2}$	119,1	mm	$A_s$	33778,358	mm <sup>2</sup>
$w_{min}$	42	mm	$A_{fb}$	40,561	mm <sup>2</sup>
$l_s$	42	mm	$A_{fw}$	250	mm <sup>2</sup>
$l'_s$	42	mm	$A_{pb}$	2616,989	mm <sup>2</sup>
$r_{ms}$	507	mm	$A_{fp}$	420	mm <sup>2</sup>
$de_b$	219	mm	$A_{p\phi}$	0	mm <sup>2</sup>
$\delta$	0,186	-	$f_{ob}$	188	MPa
$a$	95,005	mm	$f_{op}$	188	MPa
$l'_b$	13,708	mm	$f_{ob,test}$	338	MPa
$l'_{bi}$	6,854	mm	$f_{op,test}$	338	MPa
$l_{bo}$	13,708	mm			

**Tab. 3.4.11** Podmínky vyztužení- hrdla N1/N2

LP	Rovnice	RP	
248035,4	$(A_{fs}+A_{fw})*(f_s-0,5*P_v)+A_{fp}*(f_{op}-0,5*P_v)+A_{fb}*(f_{ob}-0,5*P_v) \geq P_v*(A_{ps}+A_{pb}+0,5*A_{p\phi})$	66810,9	Vyhovuje
446291,6	$(A_{fs}+A_{fw})*(f_{s,test}-0,5*P_{test})+A_{fp}*(f_{op,test}-0,5*P_{test})+A_{fb}*(f_{ob,test}-0,5*P_{test}) \geq P_{test}*(A_{ps}+A_{pb}+0,5*A_{p\phi})$	96207,7	Vyhovuje

**Tab. 3.4.12** Podmínky vyztužení- hrdla N3/N4

LP	Rovnice	RP	
243155,6	$(A_{fs}+A_{fw})*(f_s-0,5*P_v)+A_{fp}*(f_{op}-0,5*P_v)+A_{fb}*(f_{ob}-0,5*P_v) \geq P_v*(A_{ps}+A_{pb}+0,5*A_{p\phi})$	54593	Vyhovuje
437511,3	$(A_{fs}+A_{fw})*(f_{s,test}-0,5*P_{test})+A_{fp}*(f_{op,test}-0,5*P_{test})+A_{fb}*(f_{ob,test}-0,5*P_{test}) \geq P_{test}*(A_{ps}+A_{pb}+0,5*A_{p\phi})$	78613,9	Vyhovuje



### 3.5 PLOCHÉ DNO

Ploché dno je nevyztužena plochá deska, vesměs konstantní tloušťky, připojena ke skořepině buď svarem, nebo šrouby, nepodepřena rozpěrami, nebo rozpěrnými trubkami, nevyztužena nosníky a podepřena pouze na obvodu tak, že je vystavena převážně ohybu. Podle zadání bude ploché dno připojeno ke skořepině šrouby.

Typ závitu: Metrický se střední roztečí

Počet šroubů: 44

Velikost šroubů: M27

Materiál šroubů: 42CrMo4

**Tab. 3.5.1** Vstupní parametry- Ploché dno

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
Pv	1,5	MPa	m	3	-
Tv	185	°C	C	1100	mm
c	4	mm	W	2593814	N
z	0,85	-	μ	0,3	-
t <sub>B</sub>	80	mm	w	37	mm
d <sub>b</sub>	25	mm			

$$b_0 = \frac{w}{2}; \quad \text{pokud } b_0 \geq 6,3, \text{ tak } b = 2,52\sqrt{b_0}$$

$$G = D_t - 2 \cdot b$$

#### 3.5.1 Minimální tloušťka uvnitř těsnění

$$e_A = \sqrt{\frac{3 \cdot (C - G)}{\pi \cdot G} \cdot \left(\frac{W}{f_a}\right)};$$

$$\text{Výpočtové podmínky: } e_p = \sqrt{\left[\frac{3 \cdot (3 + \mu)}{32} G^2 + 3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m\right) \cdot (C - G)\right] \frac{P_v}{f_d}}$$

$$\text{Zkušební podmínky: } e_{p,test} = \sqrt{\left[\frac{3 \cdot (3 + \mu)}{32} G^2 + 3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m\right) \cdot (C - G)\right] \frac{P_{test}}{f_{test}}}$$

$$e = \max\{e_A; e_p; e_{p,test}\}$$

## 3.5.2 Minimální tloušťka přírubového okraje

$$e_{p1} = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m\right) \cdot (C - G) \cdot \frac{P_v}{f_d}}$$

$$e_{p1,test} = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m\right) \cdot (C - G) \cdot \frac{P_{test}}{f_{test}}}$$

$$e_1 = \max\{e_A; e_{p1}; e_{p1,test}\}$$

Dále musí platit následující podmínka:  $t_B \leq 2 \cdot d_b + \frac{6 \cdot e_1}{0,5 + m}$ ;

Tab. 3.5.2 Podmínka platnosti- Ploché dno

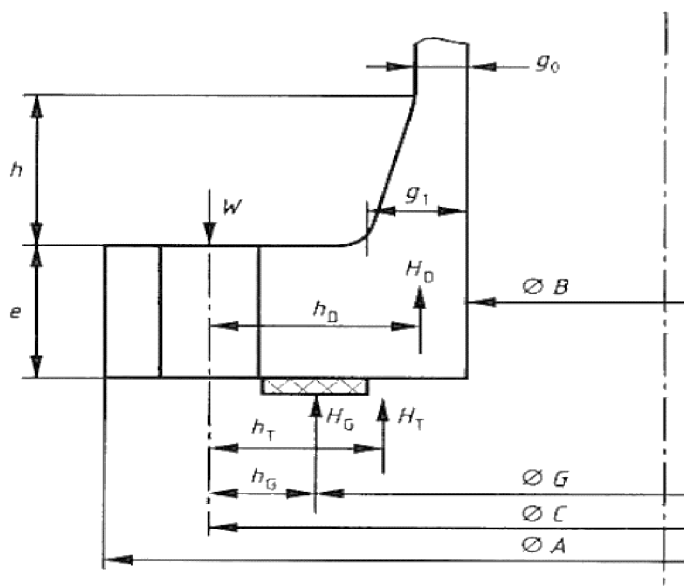
LP	Rovnice	RP	
80	$t_B \leq 2 \cdot d_b + \frac{6 \cdot e_1}{0,5 + m}$	42845,5	Vyhovuje

Tab. 3.5.3 Výstupní parametry- Ploché dno

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
$b_0$	18,5	mm	$e_{p,test}$	50	mm
$b$	10,9	mm	$e$	24964	mm
$G$	1051,2	mm	$e_{p1}$	19,6	mm
$e_A$	24964	mm	$e_{p1,test}$	17,6	mm
$e_p$	55,8	mm	$e_1$	24964	mm

### 3.6 PŘÍRUBA

Příruby komor jsou nezbytné ke spojení komor výměníků, plášťů a den. Podle zadání se jedná o přírubu s úzkým těsněním, což je příruba, u které se těsnění nachází zcela uvnitř kružnice omezené šrouby a vně roztečné kružnice šroubů nedochází k žádnému kontaktu.



Obr 3.6.1 Schéma příruby [8]

Tab. 3.6.1 Vstupní parametry- Příruba

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
Pv	1,5	Mpa	$\delta_b$	80	mm
Tv	185	°C	$d_b$	25	mm
c	4	mm	A	1160	mm
z	1	-	$D_t$	1073	mm
w	37	mm	n	44	-
m	3	-	$g_0$	14	mm
y	69	MPa	e	85	mm
S	530	mm <sup>2</sup>	$f_B$	91	MPa
B	1000	mm	$f_{B,A}$	116	MPa
C	1100	mm	$f_{B,test}$	116	MPa

#### Výpočet dovoleného namáhání šroubů

$$f_B = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{3}; \frac{R_{m/t}}{4}\right); \quad f_{B,A} = \min\left(\frac{R_{p0,2/test}}{3}; \frac{R_{m/test}}{4}\right)$$

$$f_{B,test} = \min\left(\frac{R_{p0,2/test}}{3}; \frac{R_{m/test}}{4}\right)$$

### 3.6.1 Zatížení šroubů a plochy

Pro příruby s úzkou těsnicí plochou je potřeba kontrolovat plochu průřezu šroubu, abychom zjistili vhodnost zvoleného typu šroubu.

$$b_0 = \frac{w}{2}; \quad \text{pokud } b_0 \geq 6,3, \text{ tak } b = 2,52\sqrt{b_0}$$

$$G = D_t - 2 \cdot b$$

#### Výpočtové podmínky

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot (G^2 \cdot P_v)$$

$$H_G = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot m \cdot P_v$$

$$W_{op} = H + H_G$$

#### Zkušební podmínky

$$H_{test} = \frac{\pi}{4} \cdot (G^2 \cdot P_{test})$$

$$H_{G,test} = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot m \cdot P_{test}$$

$$W_{op,test} = H_{test} + H_{G,test}$$

$$W_A = \pi \cdot b \cdot G \cdot y;$$

$$A_{B,min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{op}}{f_B}; \frac{W_{op,test}}{f_{B,test}}\right); \quad A_B = S \cdot n$$

pro šrouby musí platit:  $A_B \geq A_{B,min}$

### 3.6.2 Momenty působící na přírubu

#### Výpočtové podmínky

$$H_D = \frac{\pi}{4} \cdot (B^2 \cdot P_v)$$

$$H_T = H - H_D$$

$$h_D = \frac{(C - B)}{2}; \quad h_G = \frac{(C - G)}{2}; \quad h_T = \frac{(2 \cdot C - B - G)}{4}$$

$$W = 0,5 \cdot (A_{B,min} + A_B) f_{B,A}$$

#### Zkušební podmínky

$$H_{D,test} = \frac{\pi}{4} \cdot (B^2 \cdot P_{test})$$

$$H_{T,test} = H_{test} - H_{D,test}$$

- a) Smontovaný stav příruby. Celkový moment působící na přírubu bude:

$$M_A = W \cdot h_G$$

- b) Provozní stav příruby. Celkový moment působící na přírubu bude:

$$\text{Výpočtové podmínky: } M_{op} = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G$$

$$\text{Zkušební podmínky: } M_{op} = H_{D,test} \cdot h_D + H_{T,test} \cdot h_T + H_{G,test} \cdot h_G$$

### 3.6.3 Napětí v přírubě

Určení veličin potřebných k výpočtu momentů působících v přírubě.

$$C_F = \max \left( \sqrt{\frac{\delta_b}{2 \cdot d_b + \frac{6 \cdot e}{m + 0,5}}}; 1 \right); \quad K = \frac{A}{B}; \quad l_0 = \sqrt{B \cdot g_0};$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \cdot \left( 0,66845 + 5,7169 \cdot \frac{K^2 \cdot \log_{10} K}{K^2 - 1} \right)$$

Pro určení napětí v přírubě se musí určit momenty  $M$  působící v přírubě pro jednotlivé stavy následovně:

- a) Smontovaný stav příruby:

$$M_S = M_A \cdot \frac{C_F}{B}$$

- b) Provozní stav příruby:

Výpočtové podmínky

$$M_P = M_{op} \cdot \frac{C_F}{B}$$

Zkušební podmínky

$$M_{P,test} = M_{op,test} \cdot \frac{C_F}{B}$$

Nyní lze určit potřebná napětí k výpočtu.

#### Tangenciální napětí

- a) Smontovaný stav příruby:

$$\sigma_{\theta S} = \frac{\beta_Y \cdot M_S}{e^2}$$

b) Provozní stav příruby:

Výpočtové podmínky

$$\sigma_{\theta P} = \frac{\beta_Y \cdot M_P}{e^2}$$

Zkušební podmínky

$$\sigma_{\theta P, test} = \frac{\beta_Y \cdot M_{P, test}}{e^2}$$

Radiální napětí

$$\sigma_r = \sigma_H = 0$$

### 3.6.4 Limity napětí v přírubě

Vypočtená napětí musí splňovat následující podmínky pro jednotlivé stavy:

$$k = \frac{2}{3} \cdot \left( 1 + \frac{B}{2000} \right)$$

$$k \cdot \sigma_H \leq 1,5 \cdot \min(f, f_H)$$

$$k \cdot \sigma_r \leq f$$

$$k \cdot \sigma_{\theta} \leq f$$

$$0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_r) \leq f$$

$$0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_{\theta}) \leq f$$

**Tab. 3.6.2** Podmínky platnosti- Příruba

LP	Rovnice	RP	
23320	$AB \geq AB, \min$	21401	Vyhovuje
115,147	$k \cdot \sigma_{\theta S} \leq f_d$	188	Vyhovuje
116,805	$k \cdot \sigma_{\theta P} \leq f_{test}$	338	Vyhovuje
168,199	$k \cdot \sigma_{\theta P, test} \leq f_{test}$	338	Vyhovuje
57,574	$0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_{\theta S}) \leq f_d$	188	Vyhovuje
58,402	$0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_{\theta P}) \leq f_{test}$	338	Vyhovuje
84,01	$0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_{\theta P, test}) \leq f_{test}$	338	Vyhovuje

**Tab. 3.6.3** Výstupní parametry- Příruba

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
$b_0$	19	mm	$h_T$	37	mm
$b$	11	mm	$W$	2593814	N
$G$	1051	mm	$M_A$	63289057	Nmm
$H$	1301163	N	$M_{op}$	64200103	Nmm
$H_{test}$	1873674	N	$M_{op,test}$	92448148	Nmm
$H_G$	29707	N	$C_F$	1	-
$H_{G,test}$	42778	N	$K$	1,16	-
$W_{op}$	1330870	N	$l_0$	118	mm
$W_{op,test}$	1916452	N	$\beta_Y$	13,15	-
$W_A$	2482508	N	$M_S$	63289	Nmm
$A_{B,min}$	21401	mm <sup>2</sup>	$M_P$	64200	Nmm
$A_B$	23320	mm <sup>2</sup>	$M_{P,test}$	92448	Nmm
$H_D$	1177500	N	$\sigma_{\theta S}$	115	MPa
$H_{D,test}$	1695600	N	$\sigma_{\theta P}$	117	MPa
$H_T$	123663	N	$\sigma_{\theta P,test}$	168	MPa
$H_{T,test}$	178074	N	$\sigma_r$	0	MPa
$h_D$	50	mm	$\sigma_H$	0	MPa
$h_G$	24	mm	$k$	1	-

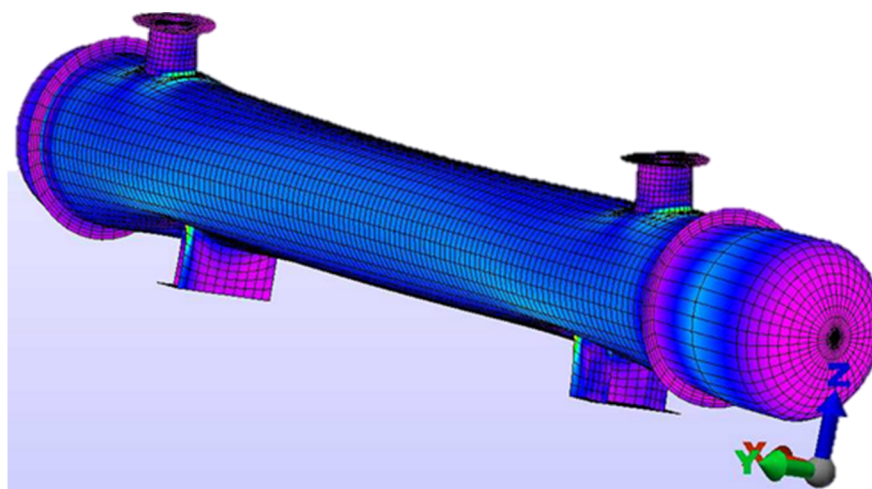
## 4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA VÝMĚNÍKU TEPLA

Tato kapitola se věnuje pevnostní analýze vybraných částí výměníku. Pro analýzu bylo použito metody konečných prvků (dále jen MKP), která je blíže charakterizována níže, v prostředí software ANSYS, jemuž bylo také věnováno několik odstavců. Užité modely byly vymodelovány pomocí software Autodesk Inventor a převedeny do prostředí ANSYS. Všechny součásti byly jednotlivě posouzeny na základě výsledků pevnostní analýzy pomocí kategorizace napětí, dle ČSN EN 13445 (Příloha 2).

MKP byla z počátku pro matematiky i přes úspěšné využití v praxi inženýry v letech 1956-1965 nezajímavá. Až po první mezinárodní konferenci v r. 1965, kde se prezentovala MKP, postřehli matematici to, co inženýři už dávno pocítovali, že vznikl kvalitativně nový aparát, který stojí za důkladný výzkum. Kolem r. 1968 byla již podána dosti přesná matematická definice. [10]

*„MKP je zobecněná Ritz-Galerkinova variační metoda užívající bázových funkcí s malým kompaktním nosičem, úzce spjatým se zvoleným rozdělením řešené oblasti na konečné prvky.“* [10]

V obecném pojetí MKP tkví matematická podstata v tzv. diskretizaci úlohy. Pojem diskretizace je rozdělení spojitého prostředí (kontinua) na konečný počet podoblastí (prvků). Bylo dokázáno, že MKP generuje soustavy lineárních rovnic podstatně lépe numericky podmíněné, než tehdy ještě běžně užívaná metoda sítí. Byly předloženy formálně nezávadné definice mnoha užitečných pojmů, sestaveny hierarchie různých 1D, 2D a 3D-konečných prvků podle požadavků spojitosti atd. Metoda se používá pro řešení problémů pružnosti a dynamiky, její variační formulace umožnila rozšíření na řešení proudění kapalin a plynů, vedení tepla, záření, elektromagnetismus atd. [10], [11].



Obr 4.1.1 Sítí prvků na výměníku tepla [12]



Výhodou numerických metod je, že umožňuje řešit i problémy na složitějších tělesech, oproti analytickému přístupu, kterým lze řešit jen tělesa elementární a ta se jako strojní součásti vyskytují zcela zřídka. Faktickým omezením je pouze kapacita dostupného hardwaru a časové nároky na výpočet. Výsledky se ovšem vztahují jen ke konkrétně zadanému případu, jakékoli úpravy, optimalizace apod. vyžadují opakování celého náročného procesu řešení. [11]

Dnes je na trhu k dispozici množství komerčních systémů využívajících MKP, jako ANSYS, ABAQUS, Cosmos a další. ANSYS se za dobu svého působení stal lídrem v tomto softwarovém odvětví a je tedy ideálním nástrojem pro pevnostní analýzu. ANSYS představuje škálu několika použitelných softwarů pro analýzu součástí, ale kvůli vhodnému prostředí pro uživatele bylo zvoleno platformy Workbench. V této platformě lze vytvořit pevnostní, dynamické, termodynamické a další simulace. Nemalou výhodou je také možnost propojení s různými CAD systémy. V tomto prostředí lze také snadno nastavit potřebnou škálu materiálových charakteristik, jako je např. Youngův modul pružnosti v tahu či Poissonova konstanta, což urychluje práci uživatele. Platforma Workbench je velice mocný nástroj konstruktéra, což dokazuje její využívání v celosvětovém měřítku. [11]

## 4.1 PEVNOSTNÍ ANALÝZA HRDLA NA PLÁŠTI A PLÁŠŤOVÉ PŘÍRUBY

Model hrdla komory byl vytvořen v software Autodesk Inventor 2015 a převeden pomocí parasolidu do software Ansys Workbench 14.5. Pevnostní analýza hrdla komory byla provedena pro výpočtové podmínky – stav 1 (1,5 MPa a 185 °C) a pro podmínky tlakové zkoušky – stav 2 (2,16 MPa a 20 °C).

### 4.1.1 Výpočtový model hrdla na plášti a plášťové příruby

Model byl zjednodušen v rámci symetrie. Bylo použito automatického síťování s řízenou hodnotou velikosti prvku a se zjemněním sítě v oblasti předpokládaných špiček napětí. Na obr. 4.1.2 je znázorněn model pokrytý sítí.

Na model byly aplikovány následující okrajové geometrické podmínky:

- funkce symetrie (symetry) aplikována na tloušťku pláště dle osy z
- funkce válcová podpora (cylindrical support), která omezuje pohyb v tangenciálním směru
- funkce zamezení pohybu (displacement), která omezuje posun modelu v ose výměníku
- funkce tlak (pressure) aplikována na vnitřní stěny modelu
- funkce teplota (thermal condition) aplikována na celý model
- funkce síla (force) aplikována na těsnící plochu
- funkce síla (force) aplikována na tloušťku pláště

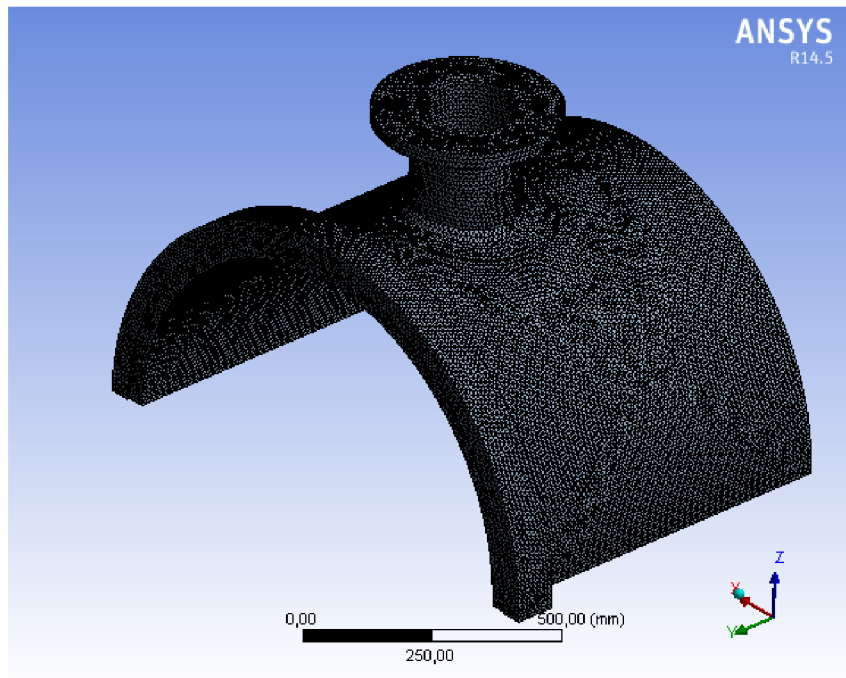
Obr. 4.1.3 znázorňuje použitou síť (mesh) a její modifikace pro oba posuzované stavy.

Obr. 4.1.4 znázorňuje jednotlivé použité okrajové podmínky a jejich umístění na modelu pro stav 1 a obr. 4.1.5 pro stav 2.

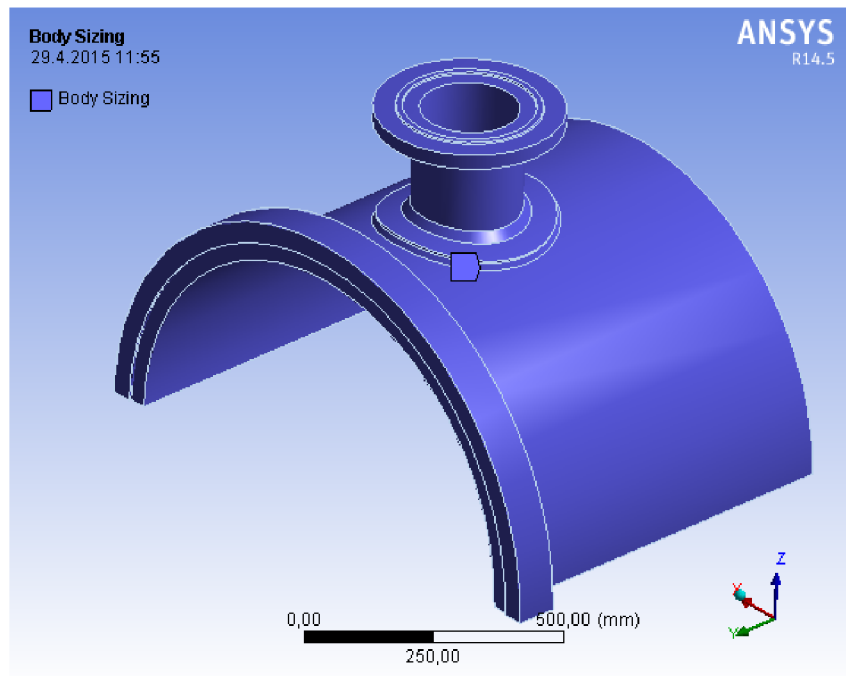
Obr. 4.1.6 znázorňuje ekvivalentní napětí (equivalent stress) na zatíženém modelu pro stav 1 a obr. 4.1.7 pro stav 2.

Obr. 4.1.8 znázorňuje intenzitu napětí (stress intensity) na zatíženém modelu pro stav 1 a obr. 4.1.9 pro stav 2.

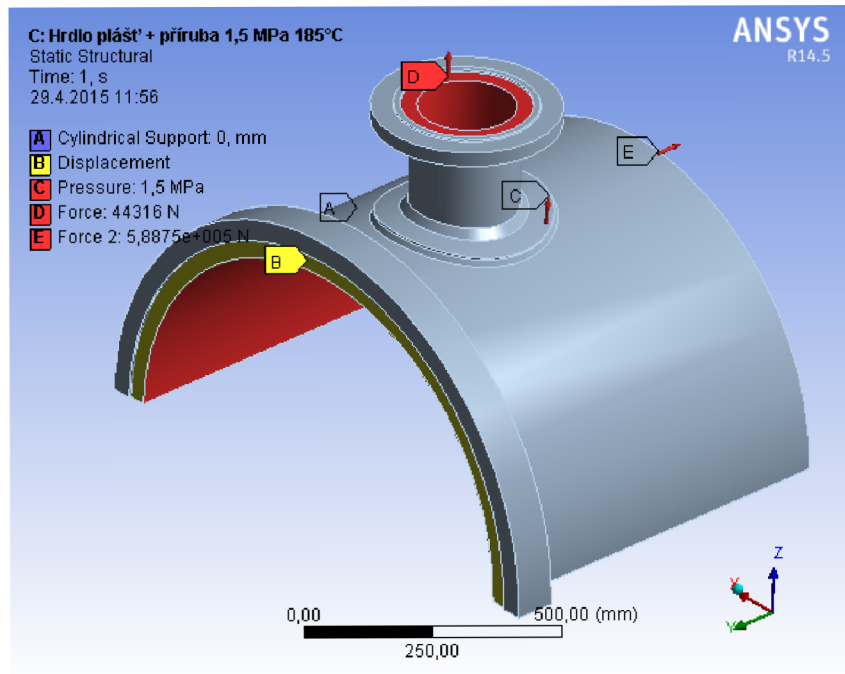
Obr. 4.1.10 znázorňuje maximální deformaci (total deformation) modelu při zatížení pro stav 1 a obr. 4.1.11 pro stav 2.



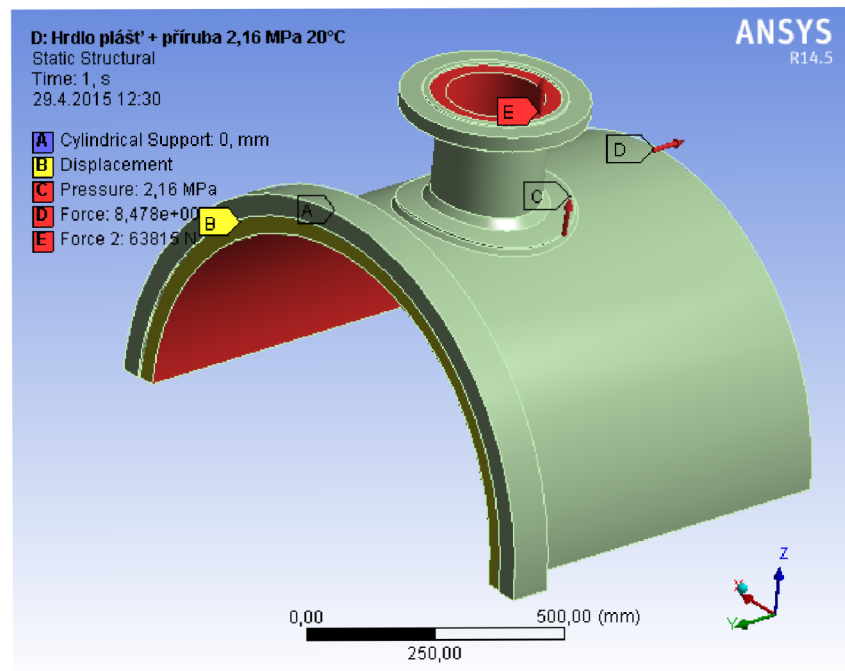
Obr 4.1.2 Síť prvků



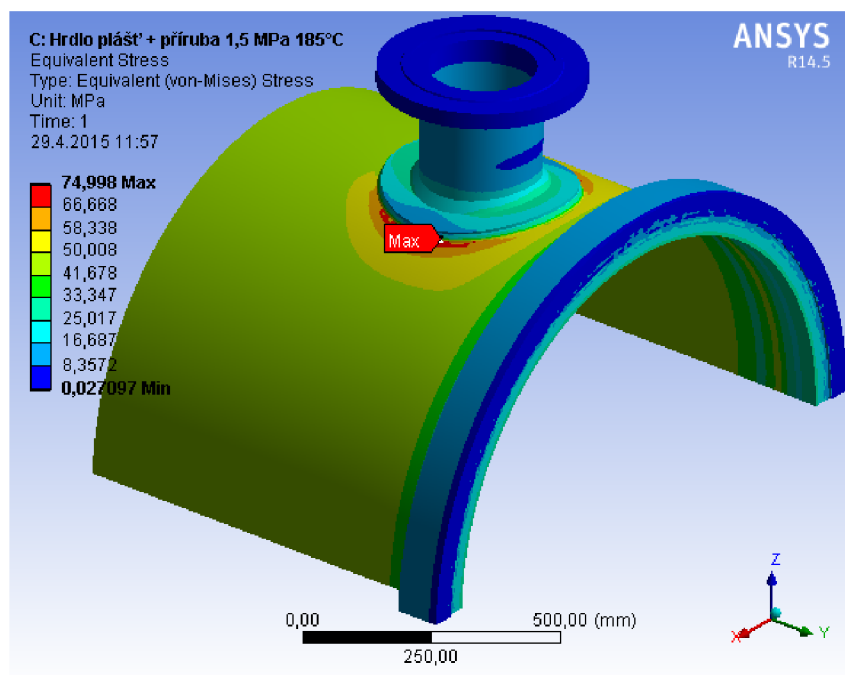
Obr 4.1.3 Modifikace sítě



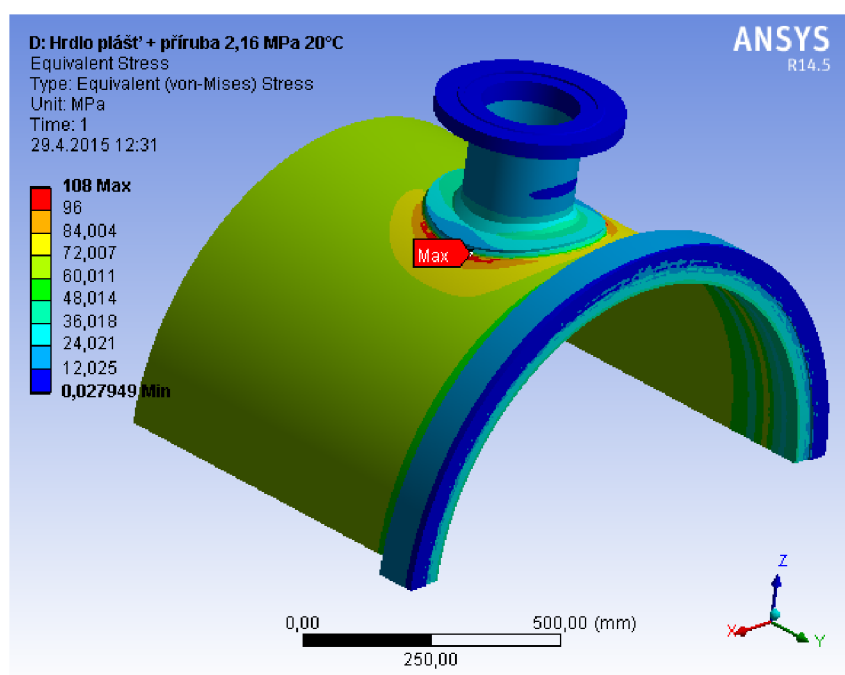
Obr 4.1.4 Okrajové podmínky- VP



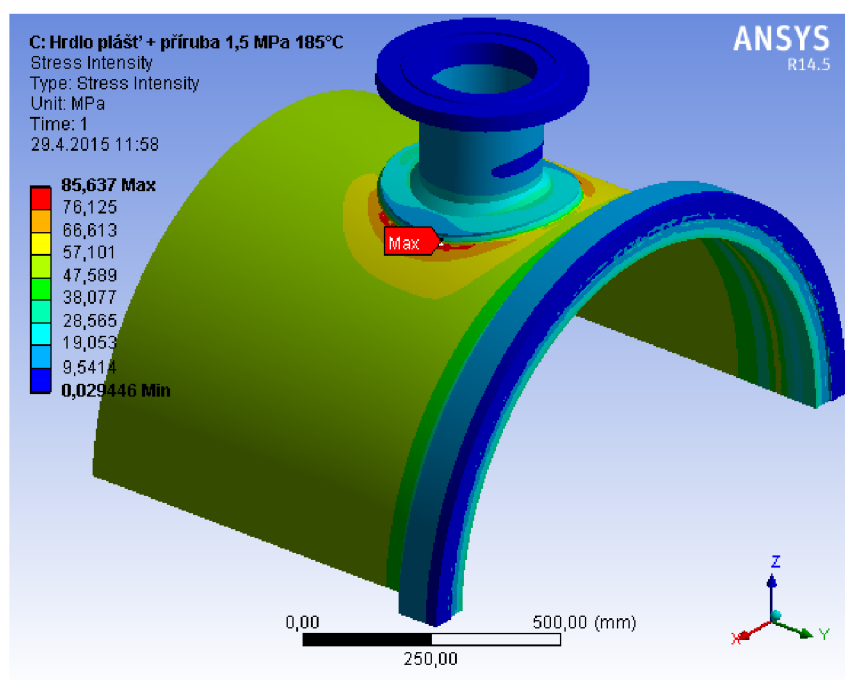
Obr 4.1.5 Okrajové podmínky- ZP



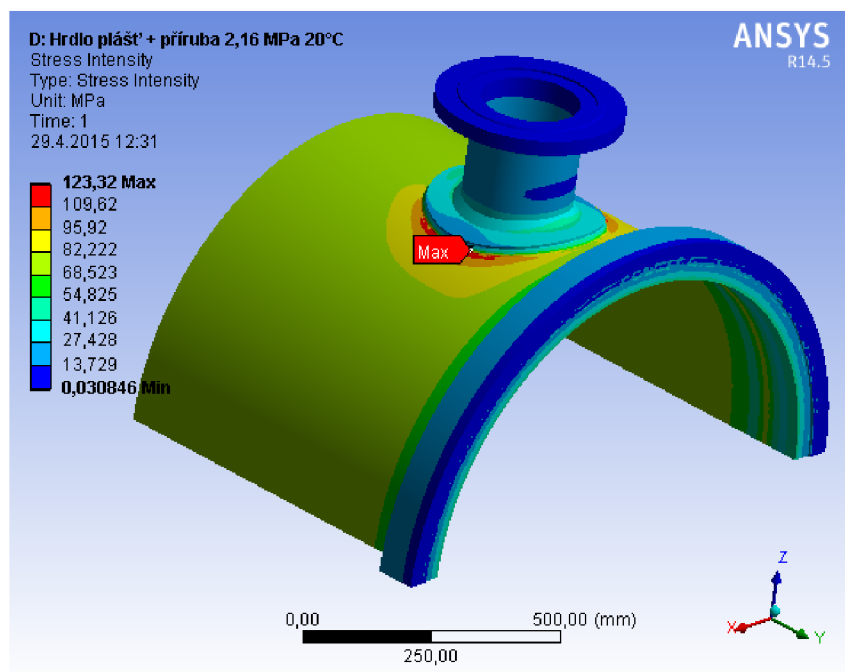
Obr 4.1.6 Ekvivalentní napětí- VP



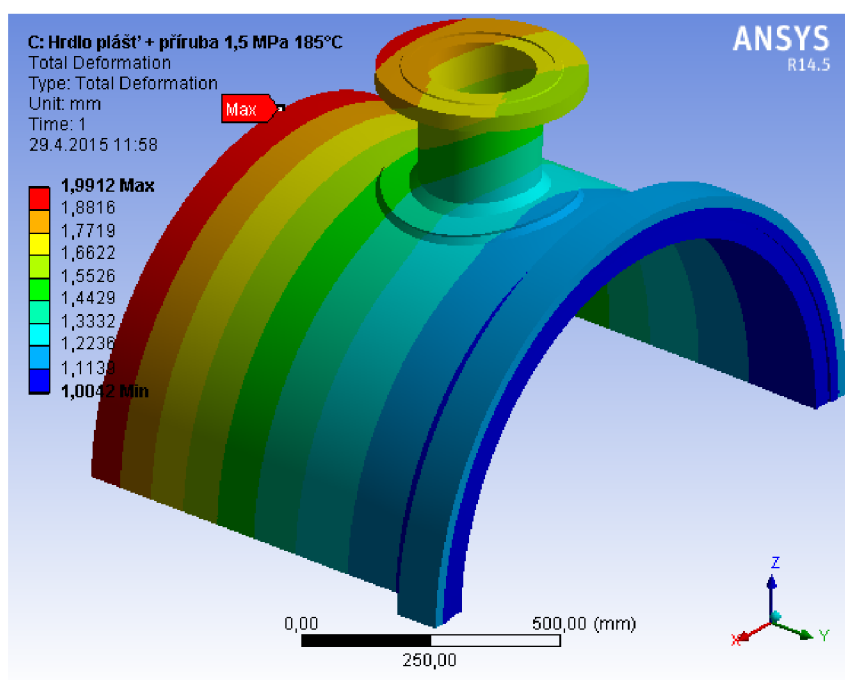
Obr 4.1.7 Ekvivalentní napětí- ZP



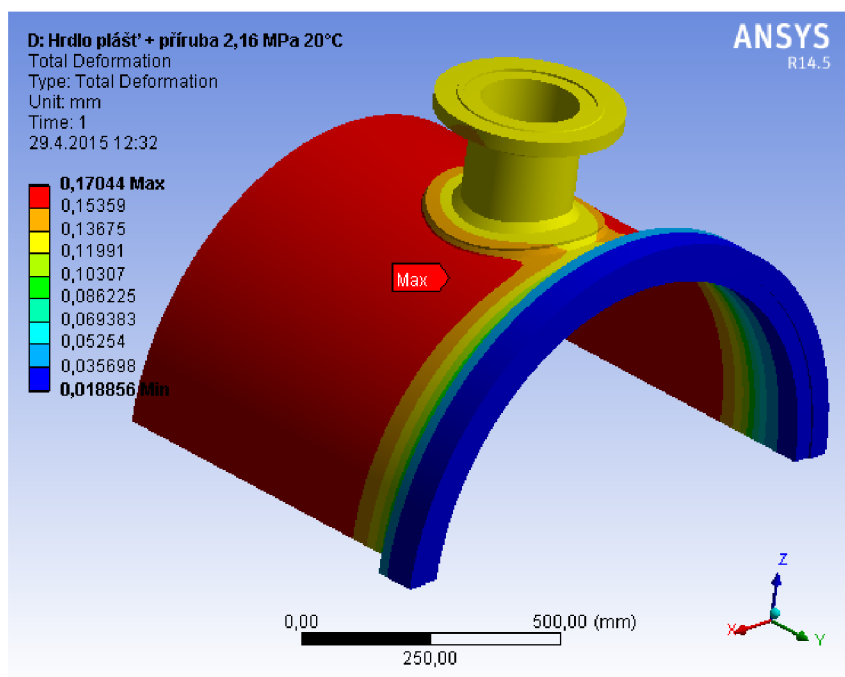
Obr 4.1.8 Intenzita napětí- VP



Obr 4.1.9 Intenzita napětí- ZP



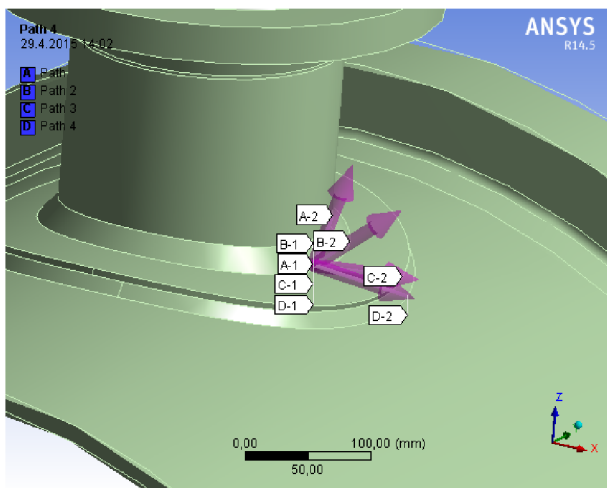
Obr 4.1.10 Maximální deformace- VP



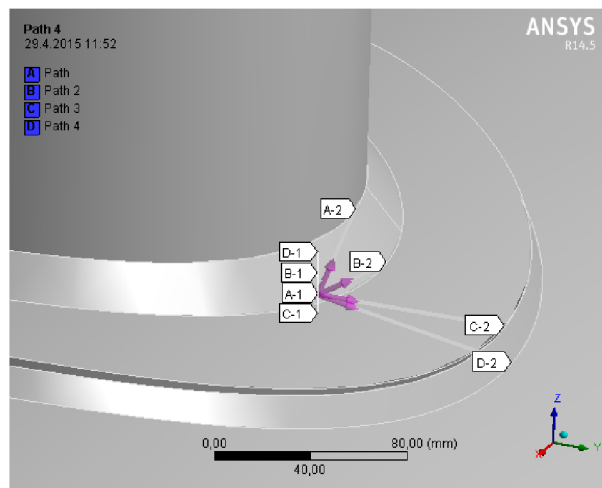
Obr 4.1.11 Maximální deformace- ZP

### 4.1.2 Linearizace napětí

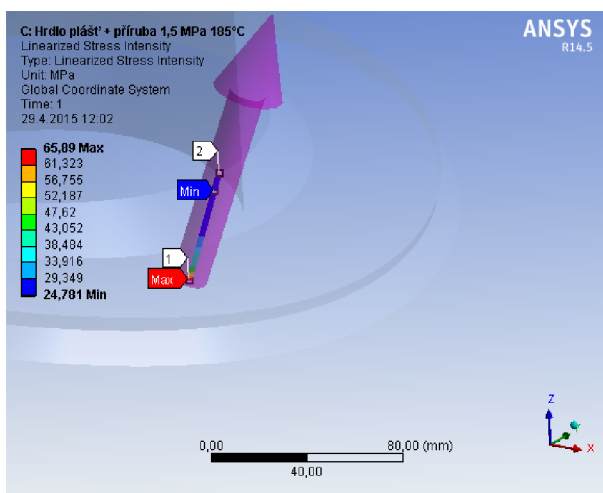
V místě zjištěných maximálních napětí byla aplikována linearizace napětí dle linearizačních přímek. Obr. 4.1.12 a 4.1.13 znázorňují jednotlivé cesty linearizačních přímek. Obr. 4.1.14 až 4.1.21 znázorňují průběhy napětí v jednotlivých linearizačních přímkách. Obr. 4.1.22 až 4.1.29 znázorňují grafy jednotlivých průběhů napětí.



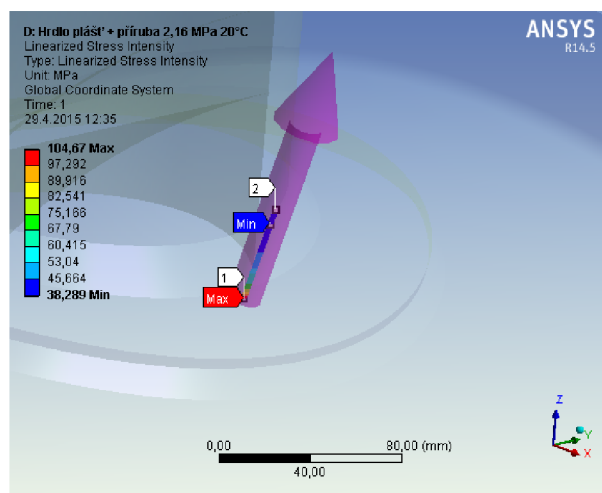
Obr. 4.1.12 Linearizační přímky- VP



Obr. 4.1.13.1 Linearizační přímky- ZP

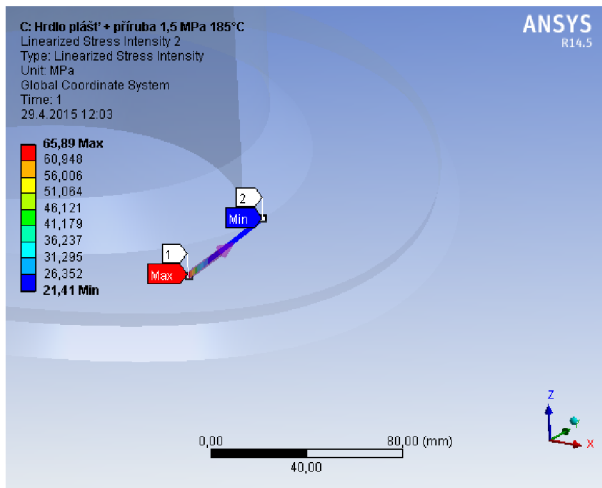


Obr. 4.1.14 Průběh napětí A1/A2- VP

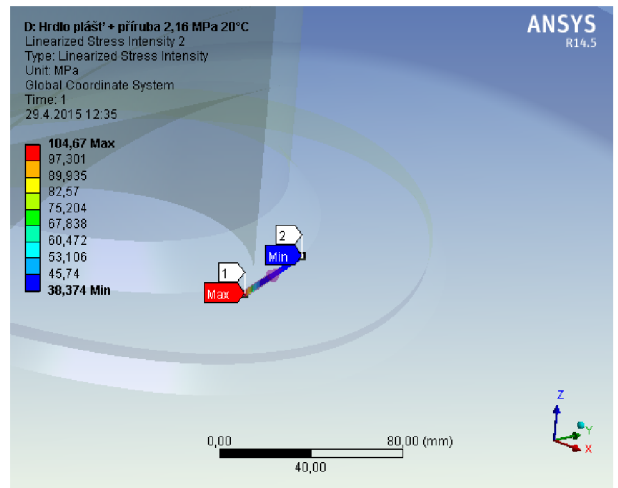


Obr. 4.1.15 Průběh napětí A1/A2- ZP

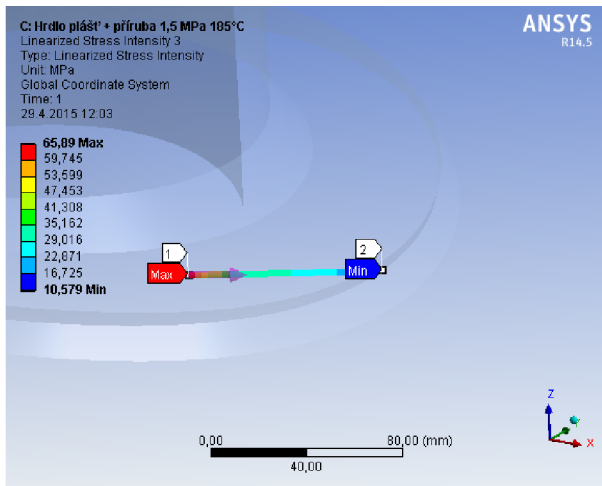




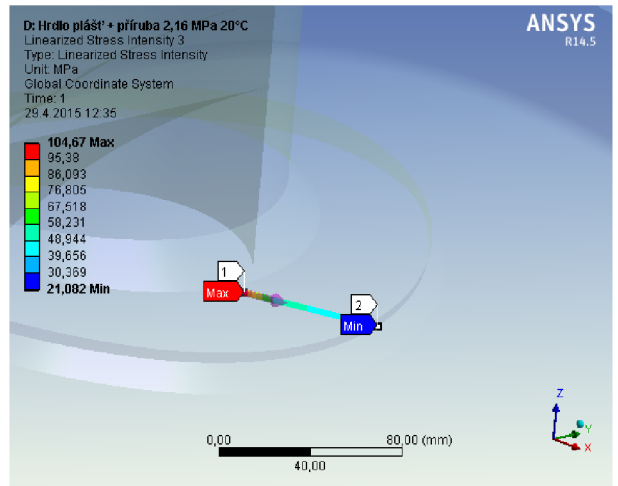
Obr. 4.1.16 Průběh napětí B1/B2- VP



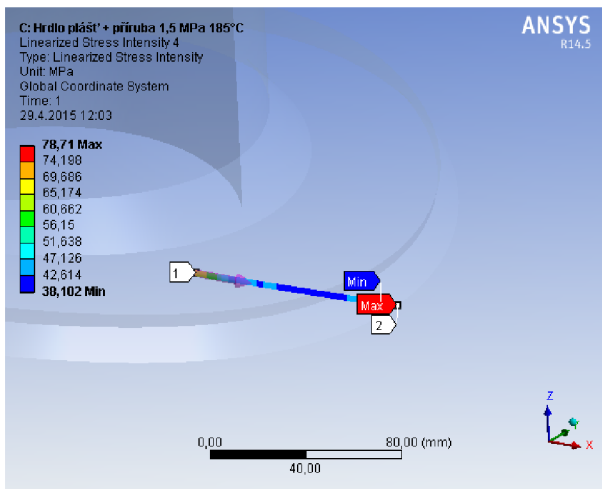
Obr. 4.1.17 Průběh napětí B1/B2- ZP



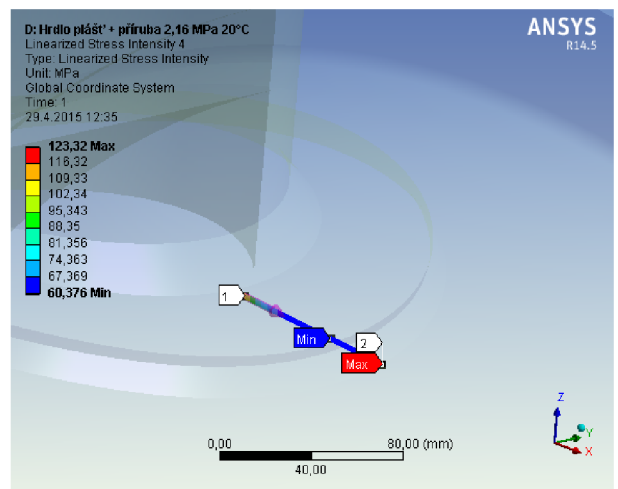
Obr. 4.1.18 Průběh napětí C1/C2- VP



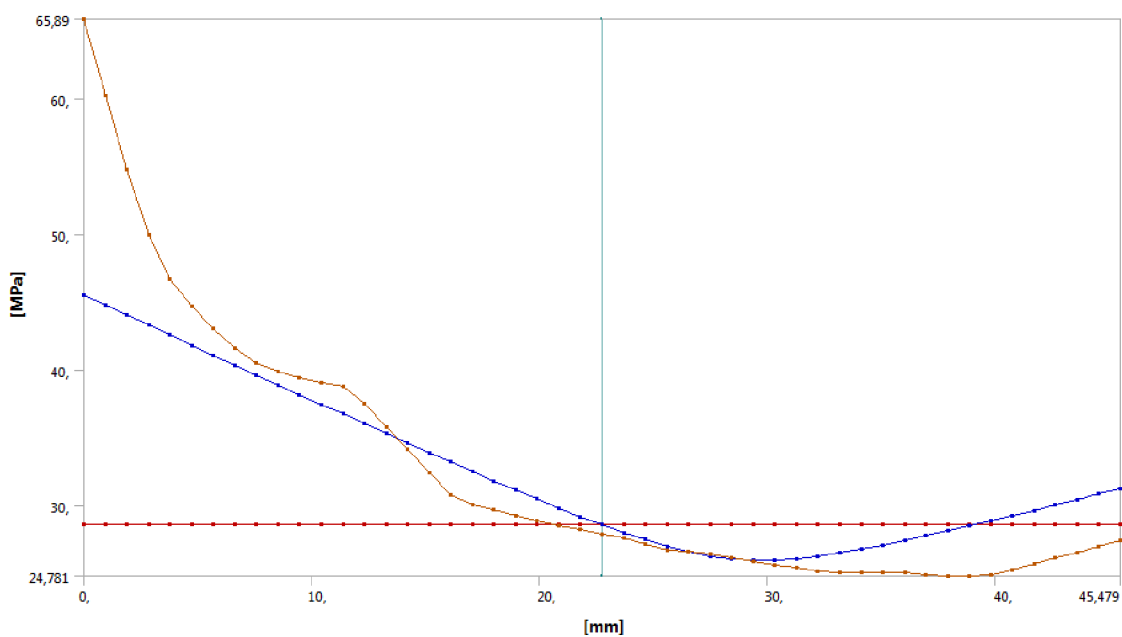
Obr. 4.1.19 Průběh napětí C1/C2- ZP



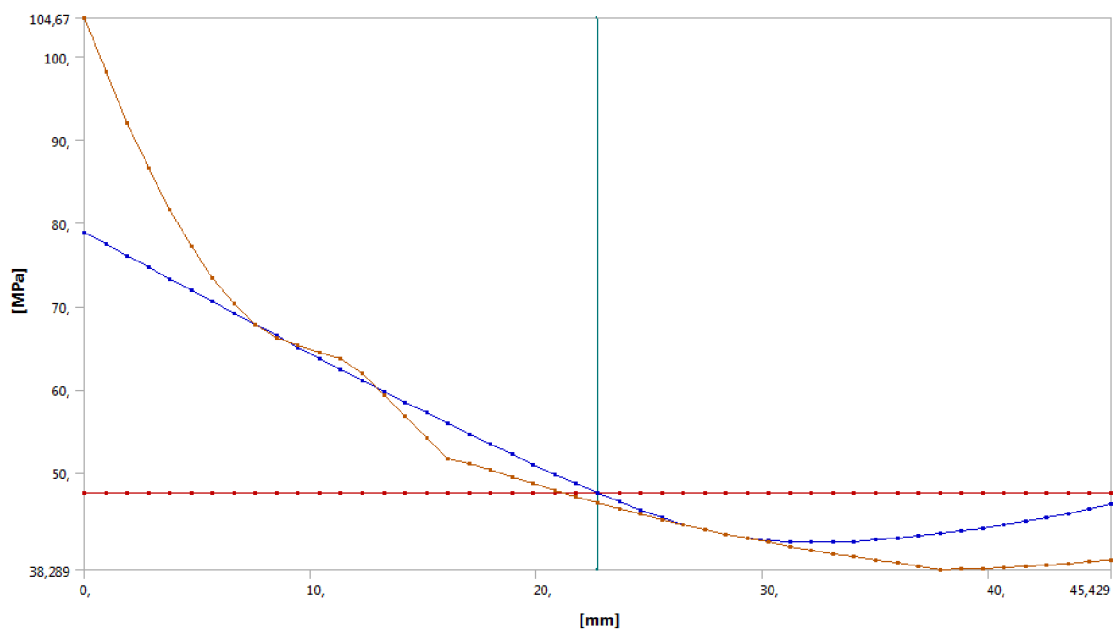
Obr. 4.1.20 Průběh napětí D1/D2- VP



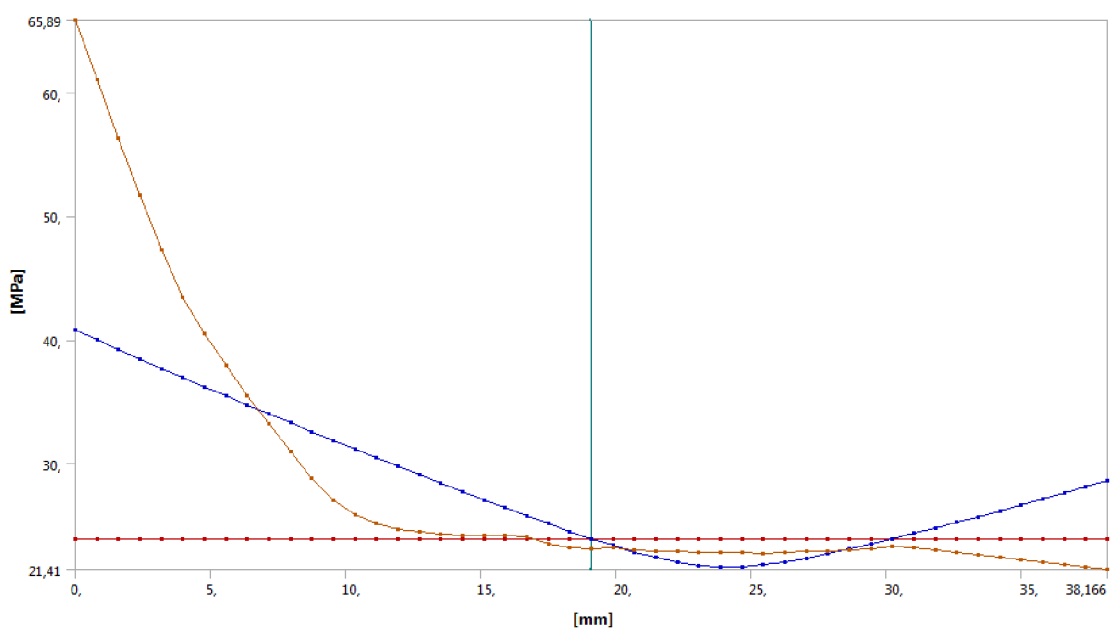
Obr. 4.1.21 Průběh napětí D1/D2- ZP



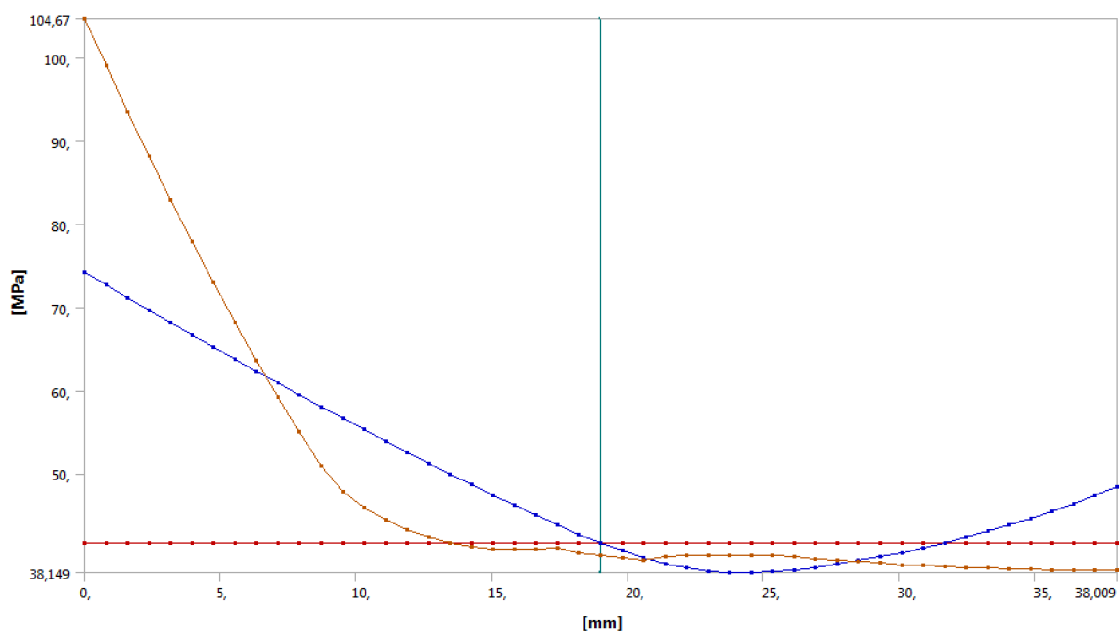
Obr. 4.1.22 Linearizace napětí po přímce A-1/A-2- VP



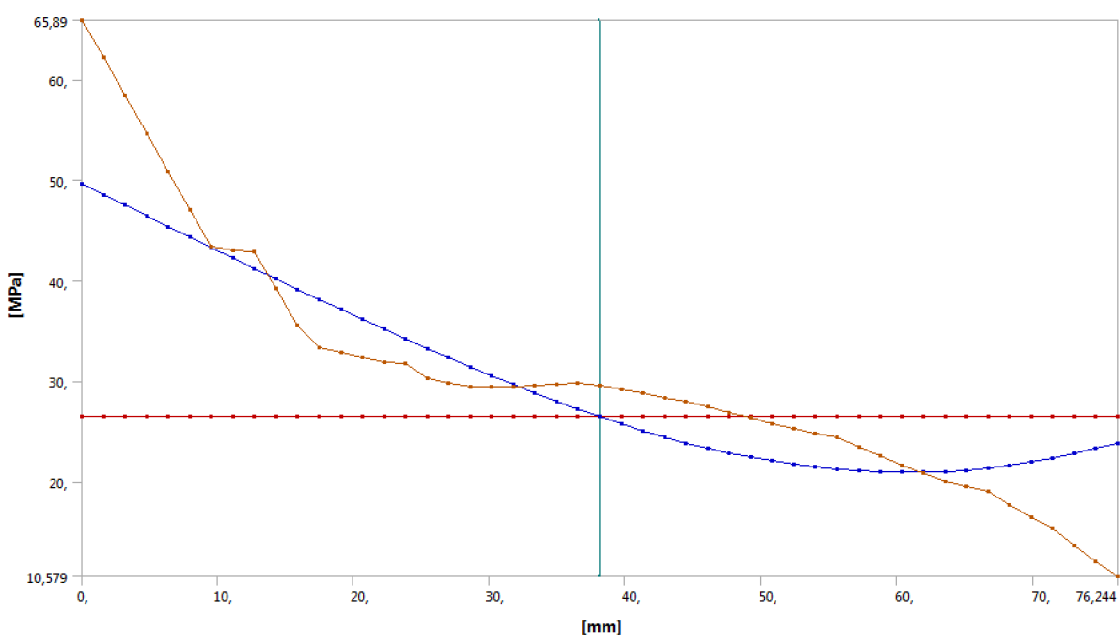
Obr. 4.1.23 Linearizace napětí po přímce A-1/A-2- ZP



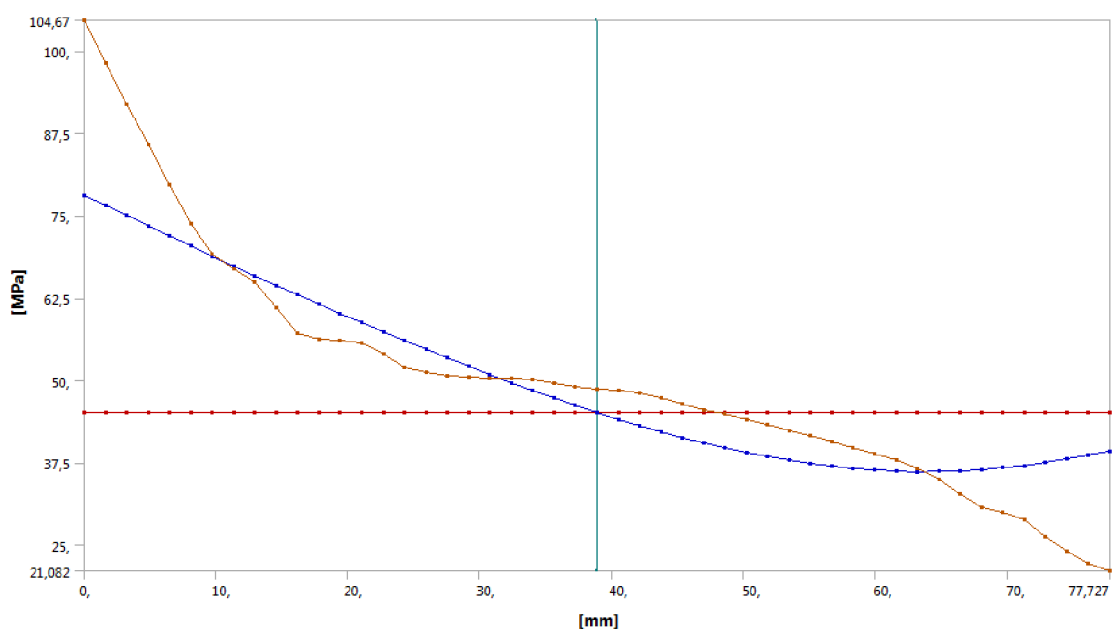
Obrázek 4.1.24 Linearizace napětí po přímce B-1/B-2- VP



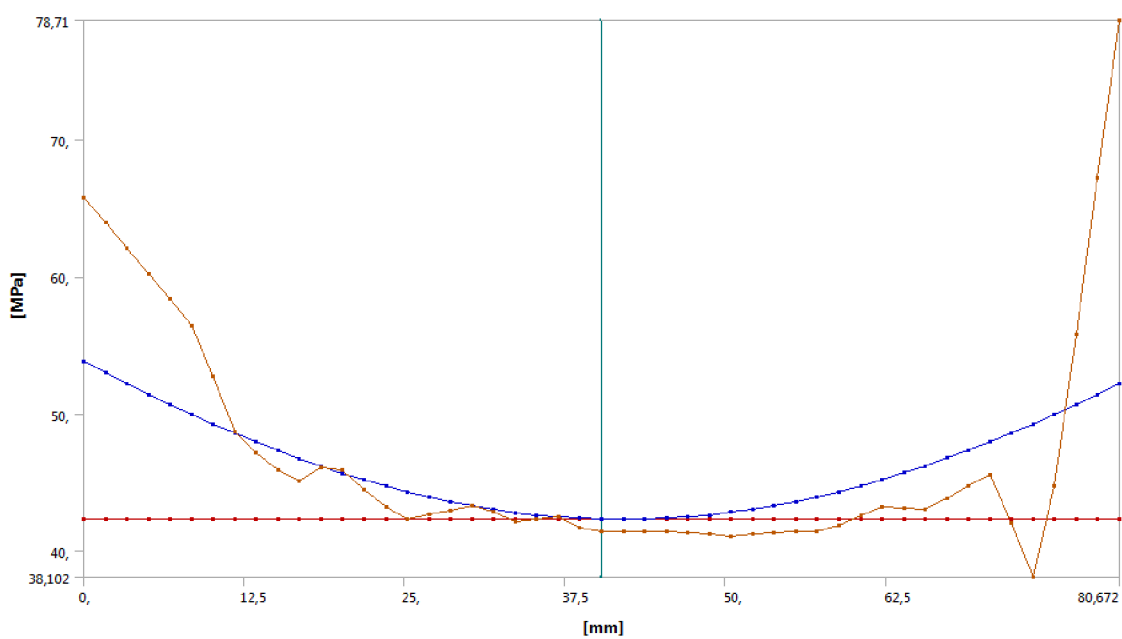
Obr. 4.1.25 Linearizace napětí po přímce B-1/B-2- ZP



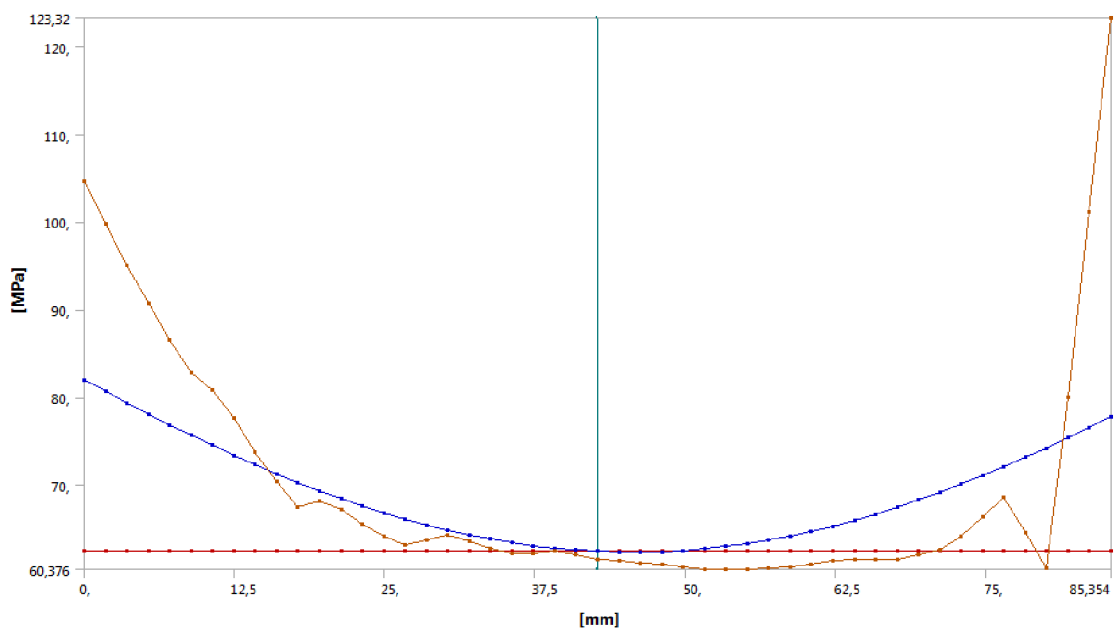
Obr. 4.1.26 Linearizace napětí po přímce C-1/C-2- VP



Obr. 4.1.27 Linearizace napětí po přímce C-1/C-2- ZP



Obr. 4.1.28 Linearizace napětí po průmce D-1/D-2- VP



Obr. 4.1.29 Linearizace napětí po průmce D-1/D-2- ZP

### 4.1.3 Kategorizace napětí

Kategorizace primárních a sekundárních napětí byla provedena pro oblast zjištěných nejvyšších napětí dle normy EN 13445 (Příloha 2). V tabulce 4.1.1 jsou znázorněny hodnoty dovoleného namáhání pro materiál P355GH. Tabulky 4.1.2 až 4.1.5 znázorňují hodnoty kategorizace primárních a sekundárních napětí pro stav 1 (VP) a tabulky 4.1.6 až 4.1.9 znázorňují hodnoty kategorizace napětí pro stav 2 (ZP).

**Tab. 4.1.1** Hodnoty dovoleného namáhání

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
$f_d$	Maximální dovolené namáhání pro VP	183	MPa
$f_{test}$	Maximální dovolené namáhání pro ZP	333	MPa
$f_a$	Maximální dovolené namáhání pro VP při zkušební teplotě	212,5	MPa

Podmínky pro kategorizaci napětí při výpočtových podmínkách, dle normy EN 13445-3 jsou:

Omezení ekvivalentních napětí pro globální membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{pm} \leq f_d$$

Omezení ekvivalentních napětí pro lokální membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{pL} \leq 1,5 \cdot f_d$$

Omezení ekvivalentních napětí pro ohybové napětí

$$(\sigma_{eq})_p \leq 1,5 \cdot f_d$$

Omezení ekvivalentních napětí pro membránové + ohybové napětí

$$(\sigma_{eq})_{p+Q} \leq 3 \cdot f_d$$

**Tab. 4.1.2** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce A-1/A-2 pro VP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{pm}$	28,578	183	MPa
$(\sigma_{eq})_{pL}$	28,578	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_p$	27,992	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_{p+Q}$	45,54	549	MPa

**Tab. 4.1.3** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce B-1/B-2 pro VP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	23,899	183	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	23,899	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	28,569	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_{P+Q}$	40,805	549	MPa

**Tab. 4.1.4** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce C-1/C-2 pro VP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	26,439	183	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	26,439	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	28,437	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_{P+Q}$	49,636	549	MPa

**Tab. 4.1.5** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce D-1/D-2 pro VP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	42,317	183	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	42,317	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	31,904	274,5	MPa
$(\sigma_{eq})_{P+Q}$	53,788	549	MPa

Podmínky pro kategorizaci napětí při zkušebních podmínkách, dle normy EN 13445-3 jsou:

Omezení ekvivalentních napětí pro globální membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f_{test}$$

Omezení ekvivalentních napětí pro lokální membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f_{test}$$

Omezení ekvivalentních napětí pro ohybové napětí

$$(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f_{test}$$

**Tab. 4.1.6** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce A-1/A-2 pro ZP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	47,552	333	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	47,552	500	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	40,38	500	MPa

**Tab. 4.1.7** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce B-1/B-2 pro ZP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	41,739	333	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	41,739	500	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	43,299	500	MPa

**Tab. 4.1.8** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce C-1/C-2 pro ZP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	45,098	333	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	45,098	500	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	42,566	500	MPa

**Tab. 4.1.9** Hodnoty kategorizace napětí po linearizační přímce D-1/D-2 pro ZP

Symbol	Linearizované napětí	Dovolená hodnota napětí	Jednotka
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	62,396	333	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	62,396	500	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	49,812	500	MPa

Všechna napětí zjištěna při kategorizaci odpovídají normě EN 13445 a jsou menší než dovolené hodnoty napětí.



## 5 ZÁKLADNÍ VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Na základě výsledků z pevnostního výpočtu a pevnostní analýzy byly vytvořeny výrobní detaily jednotlivých součástí, které se nachází v Příloze B. Na tomto výkresu jsou vykresleny všechny počítané komponenty z předcházejících kapitol a to plášť, torosférické dno, jednotlivá hrdla s výztužnými límci, ploché dno a příruba. Výkres dále obsahuje materiály jednotlivých součástí, popis, umístění a funkci jednotlivých hrdel, tzn., zda se jedná o vstupní, či výstupní hrdlo.

## 6 ZÁVĚR

Na začátku práce byla vypracována teoretická část, která obsahuje nejdůležitější body řešené problematiky s ohledem na konkrétní zadání. V praktické části je proveden výpočet jednotlivých komponent, dle ČSN EN 13445. Z důvodu nesplnění některých podmínek a také nutnosti kontroly byla vytvořena pevnostní analýza konkrétních kritických součástí pomocí MKP v programu ANSYS Workbench 14.5. Dále byla, dle normy ČSN EN 13445 vypracována kategorizace napětí a tím tedy provedena kontrola kritických součástí a míst. Posledním výstupem práce je výkresová dokumentace počítaných komponent v Příloze B. Závěrem práce je, že části výměníku tepla jsou z pevnostního hlediska vyhovující a tedy schopny provozu.

## 7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] [http://www.willworldengineering.com/images/heat\\_exchange3.jpg](http://www.willworldengineering.com/images/heat_exchange3.jpg)[cit.2015-05-13]
- [2] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [3] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla*. 1. vyd. Brno: VUT, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.
- [4] *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 8th ed. [Rev.]. New York, 1968 [i.e. 1999], XII, 294 p.
- [5] Thermopedia. 2011. *Thermopedia* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/1121/>
- [6] SCHNEIDER, Petr. *Základy konstruování procesních zařízení*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR Real, 1999, 169 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1483-9.
- [7] Bylo převzato z předmětu FSI-KKRE Ústavu procesního a energetického inženýrství Vysokého učení technické v Brně. [cit.2015-05-13]
- [8] ČSN EN 13445. *Česká technická norma: Netopené tlakové nádoby*. Říjen 2010. Brno: Český normalizační institut, 2010.
- [9] [http://www.korenergy.co.kr/En\\_template2/heat\\_shell.html](http://www.korenergy.co.kr/En_template2/heat_shell.html) [cit.2015-05-13]
- [10] KOLÁŘ, Vladimír, Ivan NĚMEC a Viktor KANICKÝ. *FEM: principy a praxe metody konečných prvků*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 1997, xii, 401 s. ISBN 80-7226-021-9.
- [11] VRBKA, Martin a Michal Vaverka. *Metoda konečných prvků: 1.přednáška-úvod*. [online].[cit.2015-03-22].Dostupné: [http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1\\_mkp.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf)
- [12] <http://zodiacenergy.com/wp-content/uploads/2013/03/E600PVD-overall-vm1.jpg> [cit.2015-05-13]

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Název	Jednotka
$a$	polovina vnitřního průměru hrdla	mm
$A$	vnější průměr příruby	mm
$a_1, a_2$	hodnota na straně můstku	mm
$A_B$	celková plocha průřezu šroubů v místě nejmenšího průřezu	mm <sup>2</sup>
$A_{B,min}$	celková požadovaná plocha průřezu šroubů	mm <sup>2</sup>
$A_{fb}$	nosná plocha příčného průřezu hrdla	mm <sup>2</sup>
$A_{fp}$	nosná plocha příčného průřezu výztužného límce	mm <sup>2</sup>
$A_{fs}$	nosná plocha příčného průřezu skořepiny	mm <sup>2</sup>
$A_{fw}$	příčná plocha průřezu koutového svaru mezi hrdlem a skořepinou	mm <sup>2</sup>
$A_{pb}$	plocha zatížená tlakem pro hrdlo	mm <sup>2</sup>
$A_{ps}$	plocha zatížená tlakem pro skořepinu	mm <sup>2</sup>
$A_{p\phi}$	plocha zatížená tlakem pro šikmá hrdla	mm <sup>2</sup>
$A_s$	plocha potřebná pro výpočet $A_{ps}$	mm <sup>2</sup>
$b$	účinná šířka těsnění nebo dosedací plochy	mm
$B$	vnitřní průměr příruby	mm
$b_0$	účinná šířka těsnění nebo dosedací plochy	mm
$c$	korozní přídavek	mm
$C$	průměr roztečné kružnice šroubů	mm
$C_F$	korekční součinitel rozteče šroubů	-
$d_b$	vnější průměr šroubu	mm
$D_e$	vnější průměr skořepiny	mm
$d_{e_b}$	vnější průměr	mm
$D_i$	vnitřní průměr skořepiny	mm
$d_{i_b}$	vnitřní průměr hrdla	mm
$D_m$	střední průměr skořepiny	mm
$D_t$	vnější průměr těsnící plochy	mm
$e$	požadovaná tloušťka stěny	mm
$e_1$	požadovaná tloušťka přišroubovaného víka vně těsnění	mm
$e_a$	analyzovaná tloušťka	mm
$e_A$	pomocná tloušťka dna	mm
$e_{a,b}$	analyzovaná tloušťka stěny	mm
$e_{a,p}$	analyzovaná tloušťka límce	mm
$e_{a,s}$	analyzovaná tloušťka stěny	mm
$e_b$	požadovaná tloušťka anuloidového přechodu při VP	mm
$e_{b,test}$	požadovaná tloušťka anuloidového přechodu při ZP	mm
$e_{b1}, e_{b2}$	efektivní tloušťka stěny	mm
$e_{c,s}$	předpokládaná tloušťka stěny	mm
$e_p$	efektivní tloušťka límce	mm

$e_p$	pomocná tloušťka dna při ZP	mm
$e_{p,test}$	pomocná tloušťka dna při VP	mm
$e_{p1}$	pomocná tloušťka dna při ZP	mm
$e_{p1,test}$	pomocná tloušťka dna při VP	mm
$e_s$	požadovaná tloušťka stěny při VP	mm
$e'_s$	délka vsazení hrdla do stěny skořepiny	mm
$e_{s,test}$	požadovaná tloušťka stěny při ZP	mm
$e_{test}$	požadovaná tloušťka stěny při ZP	mm
$e_y$	požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu při VP	mm
$e_{y,test}$	požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu při ZP	mm
$f_a$	maximální dovolené namáhání při VP a zkušební teplotě	MPa
$f_b$	výpočtové napětí při VP	MPa
$f_B$	maximální dovolené namáhání šroubů při VP	MPa
$f_{B,A}$	maximální dovolené namáhání šroubů při montáži	MPa
$f_{B,test}$	Maximální dovolené namáhání šroubů při ZP	MPa
$f_{b,test}$	výpočtové napětí při ZP	MPa
$f_d$	maximální dovolené namáhání při VP	MPa
$f_{ob}$	maximální dovolené namáhání hrdla při VP	MPa
$f_{ob,test}$	maximální dovolené namáhání hrdla při ZP	MPa
$f_{op}$	maximální dovolené namáhání límce při VP	MPa
$f_{op,test}$	maximální dovolené namáhání límce při ZP	MPa
$f_p$	maximální dovolené namáhání límce při ZP	MPa
$f_{p,test}$	maximální dovolené namáhání límce při ZP	MPa
$f_s$	maximální dovolené namáhání při VP	MPa
$f_{s,test}$	maximální dovolené namáhání při ZP	MPa
$f_{test}$	maximální dovolené namáhání při ZP	MPa
$G$	průměr reakční síly v těsnění	mm
$g_0$	tloušťka krku u spojení s pláštěm	mm
$H$	celková osová síla od tlaku při VP	N
$H_D$	osová síla přenášená přes plášť na přírubu při VP	N
$h_D$	radiální vzdálenost roztečné kružnice šroubů k působišti $H_D$	mm
$H_{D,test}$	osová síla přenášená přes plášť na přírubu při ZP	N
$H_G$	síla od tlaku na těsnění pro dosažení těsnosti při VP	N
$h_G$	radiální vzdálenost síly v těsnění k roztečné kružnici šroubů	mm
$H_{G,test}$	síla od tlaku na těsnění pro dosažení těsnosti při ZP	N
$H_T$	osová síla od tlaku na čelní plochu příruby při VP	N
$h_T$	radiální vzdálenost roztečné kružnice šroubů k reakční síle	mm
$H_{T,test}$	osová síla od tlaku na čelní plochu příruby při ZP	N
$H_{test}$	celková osová síla od tlaku při ZP	N
$K$	poměr průměrů přírub	-
$k$	součinitel bezpečnosti	-
$l'_b$	efektivní vyztužující délka vnitřní části skořepiny	mm

$l'_{bi}$	efektivní vyztužující délka vnitřní části hrdla	mm
$l'_p$	efektivní vyztužná šířka límce	mm
$l'_s$	vzdálenost otvoru od neblížeší diskontinuity	mm
$l_0$	parametr délky daný vzorcem	mm
$L_b$	vzdálenost analyzovaných hrdel	mm
$l_b$	délka vnější části hrdla skořepiny	mm
$l_{bi}$	délka vnitřní části hrdla skořepiny	mm
$l_{bo}$	maximální vyztužující délka vnější části hrdla	mm
$l_p$	šířka vyztužného límce	mm
$l_s$	délka skořepiny mezi okrajem otvoru a diskontinuitou	mm
$l_{so1}, l_{so2}$	maximální vyztužující délka	mm
$m$	součinitel těsnění	-
$M_A$	moment působící na přírubu ve smontovaném stavu	Nmm
MKP	Metoda konečných prvků	
$M_{op}$	moment působící na přírubu v provozním stavu při VP	Nmm
$M_{op, test}$	moment působící na přírubu v provozním stavu při ZP	Nmm
$M_p$	moment k určení napětí pro provozní stav při VP	Nmm
$M_{p, test}$	moment k určení napětí pro provozní stav při ZP	Nmm
$M_S$	moment k určení napětí pro smontovaný stav	Nmm
$n$	počet šroubů	-
$P_b$	tlak pro výpočet únosnosti při VP	MPa
$P_{b, test}$	tlak pro výpočet únosnosti při ZP	MPa
$P_c$	maximální tlak při montážní teplotě	MPa
$P_{max}$	maximální přípustný tlak při VP	MPa
$P_{max, test}$	maximální přípustný tlak při ZP	MPa
$P_s$	tlak pro výpočet únosnosti při VP	MPa
$P_{s, test}$	tlak pro výpočet únosnosti při ZP	MPa
$P_{test}$	zkušební tlak	MPa
$P_v$	výpočtový tlak	MPa
$P_y$	tlak pro výpočet únosnosti při VP	MPa
$P_{y, test}$	tlak pro výpočet únosnosti při ZP	MPa
$R$	vnitřní poloměr kulové střední části	mm
$r$	poloměr zaoblení	mm
$r_{is}$	vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru	mm
$R_{m/t}$	minimální mez pevnosti v tahu při provozní teplotě	MPa
$R_{m/t test}$	minimální mez pevnosti v tahu při zkušební teplotě	MPa
$r_{ms}$	poloměr střední tloušťky skořepiny	mm
$R_{p0,2/t}$	minimální smluvní mez kluzu 0,2% při provozní teplotě	MPa
$R_{p0,2/t test}$	minimální smluvní mez kluzu 0,2% při zkušební teplotě	MPa
$S$	plocha průřezu šroubu	mm <sup>2</sup>
$t_B$	střední rozteč šroubů u přišroubovaného dna	mm
$T_v$	výpočtová teplota	°C

VP	výpočtové podmínky	
w	vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny ( kap. 3.4)	mm
w	styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy (kap. 3.5/3.6)	mm
W	výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
$W_A$	požadované zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
$w_{min}$	minimální požadovaná hodnota w	mm
$W_{op}$	moment působící na přírubu při VP a provozním stavu	N
$W_{op,test}$	moment působící na přírubu při ZP a provozním stavu	N
y	minimální tlak na usazení těsnění nebo spoje	MPa
z	součinitel hodnoty svarového spoje	-
ZP	zkušební podmínky	
$\beta_1$	součinitel - návrh	-
$\beta_{1,test}$	součinitel - návrh při ZP	-
$\beta_2$	součinitel - únosnost	-
$\beta_{2,test}$	součinitel - únosnost při ZP	-
$\beta_Y$	součinitel potřebný k výpočtu napětí	-
$\delta$	poměr vnějšího průměru hrdla k poloměru střední tloušťky skořepiny	-
$\delta_b$	vzdálenost mezi středy sousedních šroubů	mm
$\mu$	Poissonova konstanta materiálu dna	-
$\sigma_H$	podélné napětí v krku při VP i ZP	MPa
$\sigma_r$	radiální napětí v přírubě při VP i ZP	MPa
$\sigma_{\theta P}$	tangenciální napětí v přírubě pro provozní stav při VP	MPa
$\sigma_{\theta P,test}$	tangenciální napětí v přírubě pro provozní stav při ZP	MPa
$\sigma_{\theta S}$	tangenciální napětí v přírubě pro smontovaný stav	MPa
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	globální membránové napětí	MPa
$(\sigma_{eq})_{PL}$	lokální membránové napětí	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	ohybové napětí	MPa
$(\sigma_{eq})_{P+Q}$	membránové + ohybové napětí	MPa

## 9 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A Výpočtový program v software Microsoft Excel

Příloha B Výkresová dokumentace počítaných součástí

Příloha C Zdrojový kód ze software Maple