



**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

## **NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA**

DESIGN OF HEAT EXCHANGER

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**Bc. JIŘÍ BUZÍK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**Ing. RICHARD NEKVASIL, Ph.D.**

BRNO 2013

## **Abstract**

The master thesis deals with thermal hydraulic design and strength design of a heat exchanger with “U” tube bundle inside of a shell. The first chapter introduces general design issues of the heat exchangers. The following chapter describes thermal hydraulic design created in software Maple 16.0 by using Kern’s method and the method of Bell-Delaware. HTRI software was used for the control of thermal hydraulic design correctness. To check critical locations of fluid flow in space between the tubes, the CFD model was created at ANSYS Fluent 14.0 software. Accuracy of strength design was verifying by Sant’ Ambrogio software in accordance with ČSN EN 13 445 standards. The last chapter concerns with FEM analysis. According to standards ČSN EN 13 445 the design by analysis namely method based on stress categories were used for the strength analysis of nozzle.

## **Abstrakt**

Diplomová práce je zaměřena na tepelně-hydraulický a pevnostní návrh tepelného výměníku s U-trubkovým svazkem uvnitř pláště. Úvodní část práce seznamuje s problematikou návrhu tepelného výměníku. Další část popisuje tepelně-hydraulický návrh vytvořený v softwaru Maple 16.0 pomocí Kernovy metody a metody Bell-Delaware. Kontrola tepelně-hydraulického návrhu je provedena v softwaru HTRI. Pro kontrolu kritických míst proudícího média v mezitrubkovém prostoru je vytvořen CFD model v softwaru ANSYS Fluent 14.0. Pevnostní návrh je vytvořen v softwaru Sant’Ambrogio dle normy ČSN EN 13 445. V poslední části je zkontrolováno hrdlo návrhem dle analýzy tedy pomocí MKP dle normy ČSN EN 13 445.

## **Keywords**

heat exchanger, shell-and-tube, ČSN EN 13 445, FEM analysis, CFD analysis, thermal hydraulic design of a heat exchanger, Kern’s method, Bell-Delaware method, HTRI, Sant’Ambrogio, ANSYS

## **Klíčová slova**

tepelný výměník, U-trubkový svazek, ČSN EN 13 445, MKP analýza, CFD analýza, tepelně hydraulický návrh, Kernova metoda, metoda Bell-Delaware, HTRI, Sant’Ambrogio, ANSYS

### **Bibliografická citace**

BUZÍK, J. *Návrh výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D..

### **Prohlášení**

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

V Brně dne 21. 5. 2013

.....

Podpis

## **Poděkování**

Především bych chtěl poděkovat Ing. Pavlu Lošákovi, Ing. Bohuslavu Kilkovskému, Ph.D., Ing. Jiřímu Vondálovi, Ph.D. a vedoucímu Ing. Richardu Nekvasilovi, Ph.D. za pečlivé vedení, rady a připomínky, které mi hodně pomohly k dokončení této práce. Rád bych také poděkoval své rodině za jejich velikou podporu během celé doby mého studia.

## Obsah

Seznam symbolů .....	9
Seznam indexů .....	11
1. Úvod .....	12
2. Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti .....	13
2.1 Úvod do návrhu výměníků tepla .....	13
2.2 Historie výměníků tepla se svazkem trubek v plášti .....	14
2.3 Vstupní data.....	15
3. Tepelné a hydraulické mechanismy .....	16
3.1 Fyzikální veličiny .....	16
3.1.1 Hustota kapaliny.....	16
3.1.2 Tepelná kapacita.....	17
3.1.3 Viskozita kapaliny .....	17
3.1.4 Tepelná vodivost .....	17
3.2 Mechanismy proudění tekutin v tepelném výměníku .....	18
3.2.1 Režimy proudění .....	18
3.2.2 Laminární proudění .....	19
3.2.3 Turbulentní proudění.....	19
3.2.4 Mezní vrstva.....	20
3.3 Mechanismy výměny tepla.....	23
3.3.1 Přenos tepla vedením .....	23
3.3.2 Přenos tepla prouděním .....	23
3.3.3 Přenos tepla zářením .....	24
4. Výpočet tepelného výměníku s U-trubkovým svazkem .....	25
4.1 Základní výpočtové vztahy .....	27
4.2 Výpočtové metody tepelných výměníků.....	30
4.2.1 Kernova metoda .....	30
4.2.2 Metoda Bell-Delaware .....	30
4.2.3 Proudění v mezitrubkovém prostoru.....	30
4.3 Optimalizace tepelných výměníků .....	31
5. Dopad negativních vlivů na tepelný výměník.....	32
5.1 Vibrace trubek.....	32
5.2 Zanášení .....	33
5.2.1 Krystalické zanášení.....	34
5.2.2 Partikulární zanášení .....	34
5.2.3 Zanášení chemickou reakcí .....	34
5.2.4 Korozní zanášení .....	34

5.2.5 Biologické zanášení.....	34
5.2.6 Zanášení v důsledku zmražení nebo ztuhnutí .....	34
5.3 Koroze .....	36
5.3.1 Plošná koroze .....	36
5.3.2 Galvanická koroze.....	37
5.3.3 Bodová koroze.....	37
5.3.4 Koroze pod napětím .....	37
5.3.5 Eroze.....	37
5.3.6 Koroze zanášením .....	37
5.3.7 Selektivní koroze.....	37
5.3.8 Pasivní vrstva .....	38
5.4 Čištění tepelného výměníku .....	38
6. Srovnání výsledků návrhových výpočtů tepelných výměníků.....	38
7. Pevnostní výpočty programem Sant' Ambrogio .....	40
7.1 Válcová skořepina zatížená vnitřním tlakem - plášť .....	41
7.2 Torosférické dno .....	42
7.3 Příruba .....	43
7.4 Trubkovnice .....	44
7.5 Hrdla.....	45
7.6 Sedlové podpěry .....	46
8. Proudění kapaliny v mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku.....	47
8.1 Výpočtová dynamika tekutin .....	47
8.2 Tvorba modelu CFD.....	48
8.3 Tvorba sítě CFD .....	49
8.4 Výsledky CFD.....	50
9. Pevnostní kontrola pomocí MKP .....	52
9.1 MKP .....	53
9.2 Statická strukturální analýza .....	53
9.3 Tvorba modelu MKP.....	54
9.4 Tvorba sítě MKP .....	55
9.4.1 Mesh metrics .....	55
9.4.2 Srovnání výsledků v post-processingu .....	56
9.4.3 Odhad chyb .....	58
9.5 Výsledky MKP.....	59
9.6 Linearizace napětí .....	62
9.7 Kategorizace napětí .....	65
10. Závěr.....	68

Seznam použitelných zdrojů .....	69
Seznam obrázků .....	71
Seznam tabulek .....	72
Seznam příloh.....	72

## Seznam symbolů

$\Delta\xi_t$	Koeficient upravující střední hodnotu tepla pracovní látky	-
$\Delta T_{lm}$	Střední logaritmický teplotní spád	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T_m$	Reálný střední teplotní logaritmický spád	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta p$	Tlaková ztráta	Pa
$a$	Absorptance	-
$A$	Teplosměnná plocha	$\text{m}^2$
$A_k$	Kritická amplituda	m
$A_t$	Koeficient upravující geometrii trubek	-
$B$	Rozteč přepážek	m
$c$	Korozní přídavek	mm
$CL$	Konstanta udávající rozložení trubek	-
$c_p$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
$CTP$	Konstanta udávající počet průchodů trubek pláštěm	-
$d$	Průměr	m
$D_s$	Vnitřní průměr pláště	m
$e$	Tloušťka	mm
$E$	Modul pružnosti v tahu (Youngův model)	MPa
$f_a$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při pokojové teplotě pláště	MPa
$f_d$	Normální provozní zatížení	MPa
$f_s$	Třecí součinitel pro mezitrubkový prostor	-
$F_t$	Teplotní korelační faktor	-
$f_t$	Třecí součinitel pro svazek trubku	-
$f_{Td}$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při konstrukční teplotě pláště	MPa
$f_{test}$	Zkušební a mimořádné zatížení	MPa
$g$	Gravitační konstanta	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
$G_s$	Hmotnostní průtok tekutiny vztažený na plochu	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$
$J_b$	Korelační faktor pro proudy C a F	-
$J_c$	Korelační faktor pro geometrii přepážek	-
$J_l$	Korelační faktor pro proudy A a E	-
$J_r$	Korelační faktor pro nežádoucí teplotní gradient při nízkých Reynoldsových číslech	-
$J_s$	Korelační faktor pro rozteče přepážek	-
$k$	Součinitel prostupu tepla	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
$k_{bun}$	Korekční faktor tlakové ztráty ve směru osy x	-
$L$	Charakteristický rozměr	m
$L_b$	Vzdálenost středů hrdel	m
$L_b^{\max}$	Maximální nepodepřená vzdálenost trubek	m
$L_p$	Délka porézní přepážky	m
$L_t$	Výpočtová délka trubek	m
$L_{tA}$	Ekvivalentní tlakové ztráty látky A na délce trubek	m

$L_{tB}$	Ekvivalentní tlakové ztráty látky B na délce trubek	m
$N_b$	Počet přepážek	-
$N_p$	Počet chodů trubek v tepelném výměníku	-
$N_t$	Počet trubek	-
$Nu$	Nusseltovo číslo	-
$O$	Smáčený obvod	m
$OD$	Overdesign	%
$p_h$	Hydrostatický tlak	MPa
$pr$	Roztečný poměr	m
$Pr$	Prandtlovo číslo	-
$p_s$	Provozní tlak	MPa
$p_t$	Zkušební tlak	MPa
$\dot{Q}$	Jednorozměrný tepelný tok	W
$r$	Reflektance	-
$R$	Rozdíl hmotnostních toků vynásobený rozdílem měrných tepelných kapacit	-
$R_{bs}$	Poměr mezi vzdáleností přepážek a průměrem pláště	-
$Re$	Reynoldsovo číslo	-
$Re_{x,krit}$	Kritická hodnota Reynoldsova čísla	-
$R_{m20}$	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
$R_{zi}$	Součinitel zanášení	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
$S$	Plocha kolmá k tepelnému toku	$m^2$
$S$	Míra teplotní účinnosti tepelného výměníku	-
$S_p$	Průtočný průřez	$m^2$
$t$	Transmitace	-
$T$	Konstrukční teplota	°C
$T_1$	Vstupní teplota horké tekutiny	°C
$t_1$	Vstupní teplota chladné tekutiny	°C
$T_2$	Výstupní teplota horké tekutiny	°C
$t_2$	Výstupní teplota chladné tekutiny	°C
$T_b$	Teplota tekutiny ve zdi neovlivněném porudu	°C
$T_w$	Teplota na povrchu tělesa	°C
$u$	Rychlost tekutiny	$m \cdot s^{-1}$
$u_m$	Střední rychlost tekutiny	$m \cdot s^{-1}$
$u_w$	Rychlost tekutiny na hranici mezní vrstvy	$m \cdot s^{-1}$
$V$	Celkový objem	$m^3$
$V_\varepsilon$	Objem porézní vrstvy	$m^3$
$x$	Vzdálenost od náběžné hrany	m
$x_k$	Vzdálenost od náběžné hrany	m
$x_o$	Rozběhová dráha laminárního profilu	m
$z$	Počet příčných řádků trubek ve svazku	-

$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q}$	Rozdíl ekvivalentního napětí pro součet primárního a sekundárního membránového napětí	MPa
$(\sigma_{eq})_P$	Primární ekvivalentní napětí	MPa
$\alpha_{id}$	Ideální součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$\alpha_s$	Součinitel přestupu tepla v plášti	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$\alpha_t$	Součinitel přestupu tepla v trubkách	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$\delta_x$	Tloušťka mezní vrstvy	m
$\varepsilon$	Relativní prodloužení	-
$\varepsilon_e$	Poměrná zářivost (emisivita)	-
$\varepsilon_p$	Porozita	-
$\eta$	Dynamická viskozita	Pa.s
$\eta_t$	Turbulentní dynamická viskozita	Pa.s
$\lambda$	Tepelná vodivost	$W.m^{-1}.K^{-1}$
$\nu$	Kinetická viskozita	$m^2.s^{-1}$
$\rho$	Hustota	$kg.m^{-3}$
$\sigma_{SB}$	Stefan-Boltzmannova konstanta	$W.m^{-2}.K^{-4}$
$\sigma$	Normálové napětí	MPa
$\tau$	Smykové napětí	Pa
$\tau_t$	Turbulentní smykové napětí	Pa
$\phi_s$	Koeficient upravující rychlost proudění u stěny	-
$\psi$	Koeficient upravující sklon trubek	-

## Seznam indexů

ekv	ekvivalentní
in	vnitřní
max	maximum
min	minimum
n	jmenovitá
nav	navrhovaná
out	vnější
s	plášť
t	trubka
test	zkušební
x	osa x
y	osa y

## 1. Úvod

Diplomová práce je zaměřena na návrh výměníku tepla s U-trubkovým svazkem uvnitř pláště. Součástí této práce je tepelně hydraulický výpočet, analýza proudění v mezitrubkovém prostoru za pomoci CFD (Computation fluid dynamics) a pevnostní návrh dle ČSN EN 13 445, ve kterém bude využito metody návrhu dle základních analytických vztahů a návrhu dle analýzy s použitím MKP (metody konečných prvků).

Výměníky tepla jsou aparáty sloužící k výměně tepla mezi dvěma či více tekutinami, mezi tekutinou a pevným povrchem nebo mezi pevnými částicemi a tekutinou, které jsou navzájem v kontaktu. Používají se při chlazení, ohřevu, odpařování případně kondenzaci v domácnostech, automobilech, kotlích, elektrárnách, klimatizačních soustavách, v procesních zařízeních a v řadě dalších aplikacích. Výměníky tepla mohou být řešeny ve čtyřech zcela odlišných konstrukčních typech, a to jako trubkové, deskové, s upraveným povrchem (např. žebrované) a regenerační [1].

Výměník tepla s U-trubkovým svazkem uvnitř pláště je realizován pomocí dvou prostorů (mezitrubkového a trubkového), v každém z nich proudí pracovní tekutina, díky tomuto faktu se tekutiny navzájem nemísí. Uvedené prostory jsou odděleny teplosměnnou plochou. Typ výměníku s U-trubkovým svazkem je realizován jedním chodem tekutiny v mezitrubkovém prostoru a dvěma chody tekutiny v trubkovém prostoru. Mezitrubkový prostor bývá zaopatřen přepážkami.

## 2. Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti

### 2.1 Úvod do návrhu výměníků tepla

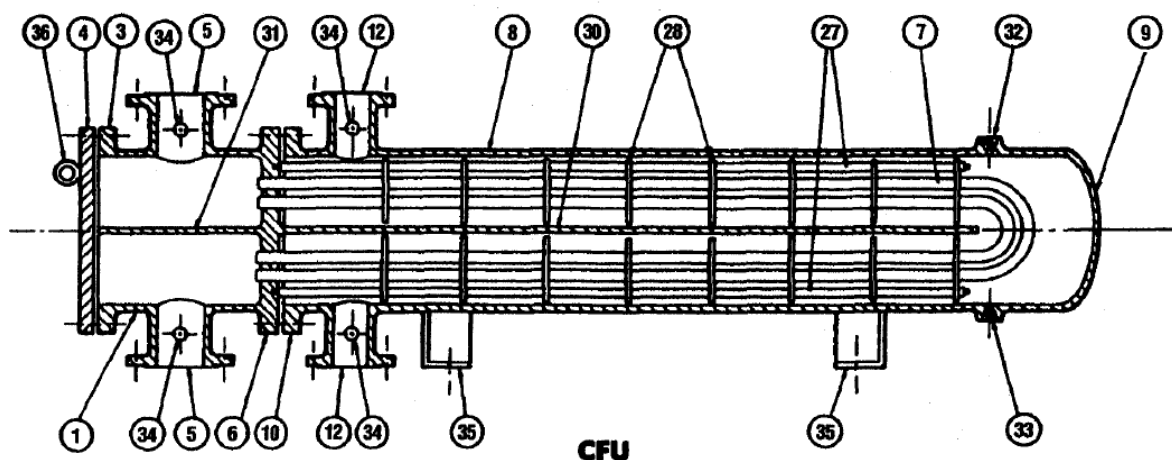
V současnosti existuje řada norem nebo standardů popisující pevnostní návrh výměníku tepla. Mezi ty neznámější patří ČSN EN 13 445, ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, TEMA a jiné. TEMA Standarty patří mezi nejvíce sofistikovanější standarty pro konstrukční návrh trubkových výměníků tepla vůbec. TEMA Standarty typizují výměníky tepla se svazkem trubek v plášti dle obrázku 1. V případě této diplomové práce se jedná o model BEU.

Důkladné seznámení s problematikou úspěšného návrhu tepelného výměníku vyžaduje nejen vypracování pevnostních výpočtů, ale i tepelně-hydraulických výpočtů. Tyto dva resp. tři výpočty, by se měly navzájem doplňovat.

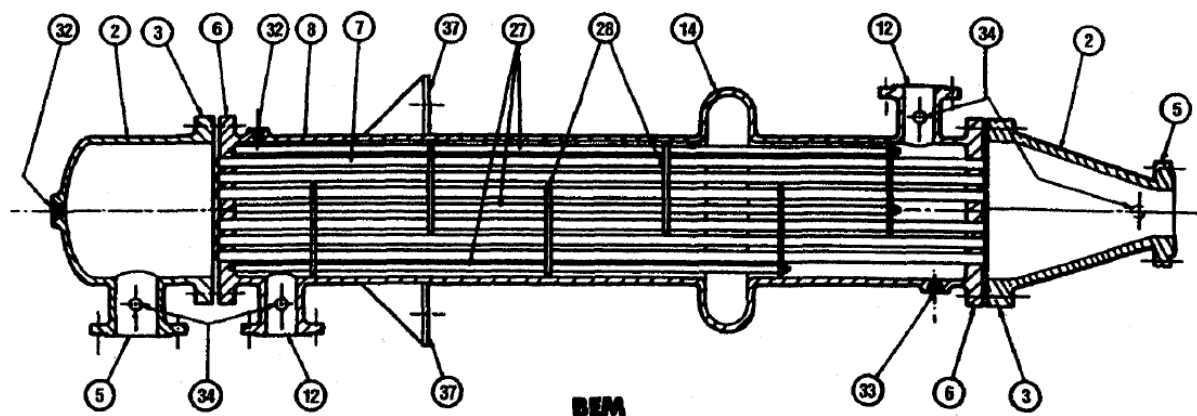
FRONT END STATIONARY HEAD TYPES	SHELL TYPES	REAR END HEAD TYPES
<b>A</b> CHANNEL AND REMOVABLE COVER	<b>E</b> ONE PASS SHELL	<b>L</b> FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
<b>B</b> BONNET (INTEGRAL COVER)	<b>F</b> TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	<b>M</b> FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
<b>C</b> CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER (removable tube bundle only)	<b>G</b> SPLIT FLOW	<b>N</b> FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
<b>N</b> CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER	<b>H</b> DOUBLE SPLIT FLOW	<b>P</b> OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
<b>D</b> SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	<b>J</b> DIVIDED FLOW	<b>S</b> FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
	<b>K</b> KETTLE TYPE REBOILER	<b>T</b> PULLTHROUGH FLOATING HEAD
	<b>X</b> CROSS FLOW	<b>U</b> U-TUBE BUNDLE
		<b>W</b> EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Obr. 1 – TEMA Standards[10]

Pro přehled komponent tepelných výměníků jsou vybrány dva typy s označením CFU (obrázek 2) a BEM (obrázek 3).



Obr. 2 – Popis tepelného výměníku typu CFU [10]



Obr. 3 – Popis tepelného výměníku typu BEM [10]

- |   |                             |
|---|-----------------------------|
| 1. Meziplášť                            | 14. Vlnový kompenzátor      |
| 2. Dno víka                             | 27. Tyče a podložky         |
| 3. Příruba víka                         | 28. Příčné přepážky         |
| 4. Víko komory                          | 30. Podélná přepážka        |
| 5. Příruba hrdla trubkové kapaliny      | 31. Přepážka komory         |
| 6. Příruba pláště                       | 32. Otvor pro odvědušení    |
| 7. Trubka svazku                        | 33. Otvor pro odvodnění     |
| 8. Plášť                                | 34. Návarek a zátkový šroub |
| 9. Dno víka                             | 35. Podpěra, sedlo          |
| 10. Příruba pláště                      | 37. Patka                   |
| 12. Příruba hrdla mezitrubkové kapaliny |                             |

## 2.2 Historie výměníků tepla se svazkem trubek v plášti

Základní návrh výměníku tepla se svazkem trubek v plášti byl představen kolem roku 1900. Důvodem byl požadavek velkých tepelných výměníků pro potřebu kondenzace a ohřevu vstupní vody pracující pod relativně vysokými tlaky. Všeobecné využití našel tento typ i v oblasti ropného průmyslu pro ohřev, ochlazení a kondenzaci ropných frakcí díky snadnému čištění a relativně jednoduchým opravám. Nejzávažnější počáteční problémy výměníku se svazkem trubek v plášti byly v tloušťce materiálu komponent tepelného výměníku, speciálně pak svazku trubek a trubkovnici [11].

Během 20. let minulého století se technologie výroby výše popsaného tepelného výměníku docela dobře vyvinula díky rychle se rozvíjícímu petrolejovému průmyslu. Ve 40. letech minulého století byly publikovány práce určující vztahy pro tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru, které byly doposud přísně hlídaným tajemstvím výrobců tepelných výměníků. V období 40. a 50. let vyvolal stále zvyšující se zájem o tepelné výměníky potřebu výzkumu v této oblasti. V 60. letech byl v mezitrubkovém prostoru uspokojivě vyřešen viskózní tok tekutiny [11].

## 2.3 Vstupní data

Tato kapitola znázorňuje přehled základních vstupních hodnot pro návrh tepelného výměníku. Data pro tepelně-hydraulický návrhový výpočet jsou znázorněna v tabulce 1. Tabulka 2 znázorňuje rovnice termofyzikálních vlastností pracovní látky (oleje ISO VG32) v závislosti na teplotě. Typ materiálů je uveden v tabulce 3. V tabulce 4 je seznam hrdel tepelného výměníku, umístění hrdel znázorňuje obrázek 4.

Tab. 1 - Vstupní data

	olej ISO VG32	voda
max. pracovní tlak [MPa] (rel.)	1	1
tlaková ztráta [MPa]	0,01	0,02 ÷ 0,03
vstupní teplota [°C]	93	35
výstupní teplota [°C]	56	-
hmotnostní průtok [kg/s]	17,3601	26,9401
koeficient zanášení [m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]	0,000528	0,000352
výkon chladicího okruhu [kW]	1307	
nominální výkon tepelného výměníku	1500	
max. délka tepelného výměníku [m]	3,5	

Tab. 2 – Termofyzikální vlastnosti oleje ISO VG32

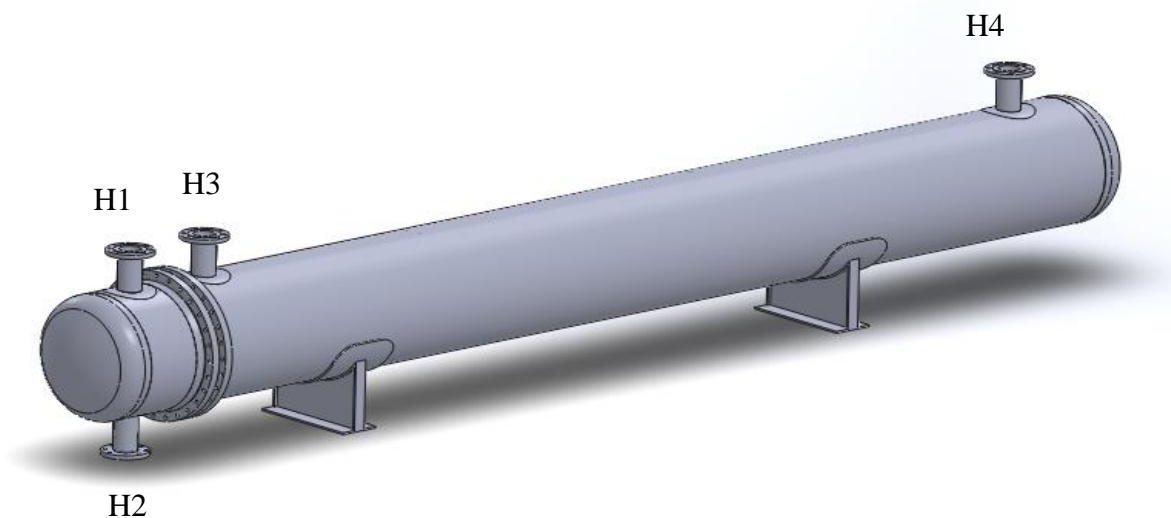
kinematická viskozita [mm <sup>2</sup> /s;°C]	$\ln(\nu)=6,09054-9,02665 \cdot 10^{-2} \cdot t+7,08108 \cdot 10^{-4} \cdot t^2-2,63479 \cdot 10^{-6} \cdot t^3$
měrná tepelná kapacita [kJ/kg.K;°C]	$c_p=1,7901+3,78121 \cdot 10^{-3} \cdot t$
hustota [kg.m <sup>-3</sup> ;°C]	$\rho=891,4172-0,6222553 \cdot t$
tepelná vodivost [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ;°C]	$\lambda=0,1339885-4,27291 \cdot 10^{-5} \cdot t-3,195965 \cdot 10^{-7} \cdot t^2$

Tab. 3 – Použité materiály tepelného výměníku

Díl	Materiál
plášť	P235GH, EN 10028-2:2009
torosférické dno	P235GH, EN 10028-2:2009
meziplášť	P235GH, EN 10028-2:2009
trubkovnice	P295GH, EN 10028-2:2009
sedlová podpora	P265GH, EN 10028-2:2009
hrdlo	P235GH, EN 10028-2:2009
šroub	25CrMo4, EN 10269:1999
příruba	P280GH, EN 10222-2:1999
trubka	X6CrNiTi18-10, EN 10216-5:2004

Tab. 4 – Hrdla tepelného výměníku

Označení	Funkce
H1	Vstup trubkové kapaliny (olej ISO VG32)
H2	Výstup trubkové kapaliny (olej ISO VG32)
H3	Výstup mezitrubkové kapaliny (voda)
H4	Vstup mezitrubkové kapaliny (voda)



Obr. 4 – Návrh výměníku tepla BEU

### 3. Tepelné a hydraulické mechanismy

V této kapitole jsou uvedeny základní fyzikální veličiny, tepelné a hydraulické mechanismy a vztahy, které se vyskytují ve výpočtech tepelného výměníku.

#### 3.1 Fyzikální veličiny

Fyzikální veličiny tekutin a materiálů velkou měrou ovlivňují výpočet tepelného výměníku. Tyto veličiny jsou zároveň stavovými veličinami závislé na změně stavu teploty, tlaku a objemu tekutin. Proto je stanovení hodnot fyzikálních veličin tekutin v mezitrubkovém resp. trubkovém prostoru klíčovou záležitostí pro správný výpočet. Změna teploty tekutin, resp. ohřev a ochlazování, je principiální mechanismus tepelného výměníku. Z tohoto hlediska je podstatné zvažovat změnu hodnoty fyzikálních veličin tekutin hlavně v závislosti na teplotě. Změna hodnoty fyzikální veličiny v závislosti na tlaku je minimální, a protože je stlačitelnost kapaliny malá, neuvažuje se ani závislost na objemu. Mezi fyzikální veličiny nutné pro výpočet tepelného výměníku patří:

##### 3.1.1 Hustota kapaliny

Hustota kapaliny se definuje jako změna jednotky hmotnosti vztažená na změnu jednotky objemu. Hustota může být popsána rovnicí 1

$$\rho = \frac{dm}{dV} = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V}, [kg \cdot m^{-3}]. \quad (1)$$

Hustota je závislá na tlaku a teplotě, při zvyšující, resp. snižující se teplotě velikost hustoty snižuje, resp. zvyšuje. Naopak při zvyšujícím, resp. snižujícím se tlaku velikost hustoty zvyšuje, resp. snižuje. Toto tvrzení však neplatí pro všechny kapaliny. Například zahříváme-li vodu z 0 °C na 4 °C, zmenšuje se její objem a její hustota roste. Ve 4 °C voda dosahuje maxima hustoty a to 1000 kg/m<sup>3</sup>. Teprve od teploty 4 °C a výše se objem vody zvětšuje a hustota se tedy zmenšuje.

### 3.1.2 Tepelná kapacita

Tepelná kapacita se definuje jako změna jednotky tepla vztažená na změnu jednotky teploty. Tepelná kapacita je popsána rovnicí 2

$$C = \frac{dQ}{dT}, [J \cdot K^{-1}]. \quad (2)$$

Pro výpočty tepelného výměníku se zavádí měrná tepelná kapacita, což je tepelná kapacita vztažená na jednotku hmotnosti v rovnici 3

$$c = \frac{dQ}{m \cdot dT}, [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]. \quad (3)$$

V praxi pak můžeme rozdělit měrnou tepelnou kapacitu za konstantního tlaku nebo konstantního objemu. Toto dělení se zohledňuje v případě, kdy je pracovní látka vzdušina (pára, plyn). Protože ale výměna tepla (změna teploty pracovních médií v tepelném výměníku) probíhá za konstantního tlaku jako izobarický děj (tlakové ztráty vzniklé vlivem proudění pracovních médií se zanedbávají), volí se ve výpočtech tepelného výměníku měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku.

### 3.1.3 Viskozita kapaliny

Viskozita neboli vazkost popisuje vnitřní tření kapaliny v závislosti na přitažlivých silách mezi molekulami, které převažují nad tepelným pohybem molekul. U plynů naopak převládá tepelný pohyb molekul nad mezimolekulárními silami. Z tohoto poznatku můžeme soudit, že při zvýšení teploty vzrůstá i rychlost tepelného pohybu molekul, a tím i viskozita plynu, kdežto u kapaliny viskozita klesá se vzrůstající teplotou. Viskozitu můžeme definovat jako poměr mezi tečným (smykovým) napětím a změnou rychlosti v závislosti na vzdálenosti mezi sousedními vrstvami proudící kapaliny. V praxi rozlišujeme viskozitu dynamickou a kinematickou. V ideální kapalině neexistuje žádné tření, takže má její viskozita nulovou hodnotu. Viskozita může být popsána Newtonovým zákonem viskozity (rovnice 4)

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}}, [Pa \cdot s], \quad (4)$$

kde  $\eta$  ... dynamická viskozita [Pa.s]

$\tau$  ... tečné (smykové) napětí [Pa]

$\frac{dv}{dy}$  ... gradient rychlosti [ $s^{-1}$ ].

Kinematická viskozita je veličina odvozená v závislosti na dynamické viskozitě a hustotě a lze vyjádřit rovnicí 5

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, [m^2 \cdot s^{-1}], \quad (5)$$

kde  $\nu$  ... kinematická viskozita [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]

$\rho$  ... hustota [ $kg \cdot m^{-3}$ ].

### 3.1.4 Tepelná vodivost

Tepelná vodivost je schopnost materiálu, resp. tekutiny, vést teplo. Její hodnota záleží na chemickém složení materiálu. V případě, že uvažujeme tepelnou vodivost tekutiny, musí se ve výpočtu tepelného výměníku zohlednit její závislost na teplotě, v případě materiálu, např. trubek tepelného výměníku, tuto závislost nezohledňujeme. Tabulka 5 porovnává tepelnou vodivost ocelí podle jejich složení.

Tab. 5 – Tabulka tepelných vodivostí ocelí [12]

	Ocel uhlíková	Ocel chromniklová	Ocel niklová	Ocel chromová	Ocel wolframová	Ocel manganová
Tepelná vodivost [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	50	15÷20	11÷38	19÷40	33	15

## 3.2 Mechanismy proudění tekutin v tepelném výměníku

### 3.2.1 Režimy proudění

Proudění uvnitř tepelného výměníku ovlivňuje velkou měrou přestup tepla. Proudění se dělí do základních režimů: laminární, turbulentní, případně přechodové. Režim proudění ovlivňuje rychlost proudění, fyzikální vlastnosti proudícího média a taktéž geometrie, v níž tekutina proudí. Všechny tyto aspekty jsou definovány pomocí Reynoldsova kritéria (rovnice 6)

$$Re = \frac{u \cdot L \cdot \rho}{\eta}, [-], \quad (6)$$

kde Re ... Reynoldsovo číslo [-]

u ... rychlost proudění tekutiny [m.s<sup>-1</sup>]

L ... charakteristický rozměr [m].

Obecně se uvádí kritická hodnota Reynoldsova čísla pro kruhové potrubí laminárního režimu proudění  $Re < 2320$ , pro přechodnou oblast proudění  $2320 < Re < 10000$  a pro turbulentní proudění  $Re > 10000$ . Pro nekruhové potrubí se v Reynoldsově rovnici používá místo charakteristického rozměru tzv. ekvivalentní průměr  $d_{ekv}$ , který se dá vyjádřit rovnicí 7 [13]

$$d_{ekv} = \frac{4 \cdot S}{O}, [m], \quad (7)$$

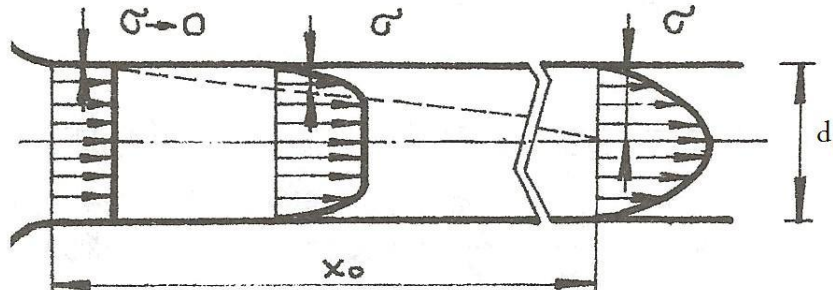
kde S ... průtočný průřez [m<sup>2</sup>]

O ... smáčený obvod [m].

Reynoldsovo kritérium vyjadřuje poměr mezi setrvačnými a třecími (viskózními) silami. V případě, kdy dominují setrvačné síly nad třecími, má Reynoldsovo číslo vysokou hodnotu. V opačném případě, kdy dominují třecí síly nad setrvačnými, má Reynoldsovo číslo hodnotu nízkou. Dosáhne-li Reynoldsovo číslo kritické hodnoty  $Re = 2320$ , začnou v proudu tekutiny vznikat rozruchy, které mohou vést ke vzniku turbulentního režimu proudění. Toto proudění může být prospěšné z hlediska zlepšení přestupu tepla díky rozrušení mezní vrstvy, která brání přestupu tepla.

### 3.2.2 Laminární proudění

Laminární režim proudění se v praxi vyskytuje tam, kde jsou úzké průtočné kanály s menšími rychlostmi a s kapalinou větší viskozity, např. v zařízeních hydraulických mechanismů a strojů (v těsnících mezerách, v ložiskách s hydrodynamickým mazáním apod.) [14].



Obr. 5 - Rozběhová dráha laminárního profilu [13]

Obrázek 5 znázorňuje vektorový rychlostní profil tekutiny proudící kruhovým kanálem o vnitřním průměru  $d_i$  s rozběhovou dráhou  $x_o$  a napětím tekutiny  $\sigma$ . Rozběhová vzdálenost je úsek potrubí od vtoku tekutiny do místa vytvoření parabolického profilu laminárního proudění. Na vstupu do potrubí bude rychlost tekutiny stejná v celém průřezu s výjimkou laminární podvrstvy. Rozběhovou dráhu laminárního proudění můžeme popsat empirickými rovnicemi pro plně vyvinutý rychlostní profil podle rovnice 8 [13],[14]

$$x_o \geq konst. Re. d_{in}, [m], \quad (8)$$

kde  $x_o$  ... rozběhová dráha laminárního profilu [m]

$d_{in}$  ... vnitřní průměr potrubí [m],

za konstantu se dosazují hodnoty dle použité empirické rovnice např. Boussinesq ( $konst = 0,065$ ) nebo Schiller ( $konst = 0,025$ ).

### 3.2.3 Turbulentní proudění

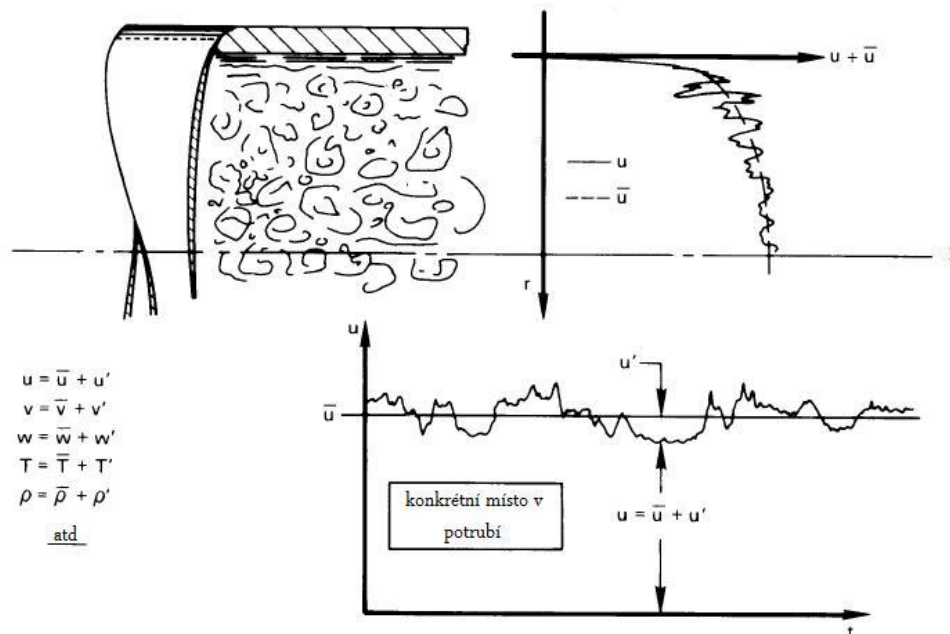
Při překročení kritické hodnoty Reynoldsova čísla konají částice v průtočném profilu neuspořádaný pohyb všemi směry. Vlivem pohybu částic napříč průřezem dochází k mnohem větším tlakovým ztrátám jako u laminárního proudění. Gradient rychlosti na stěně je větší, ale rozdíl rychlostí na různých místech naopak menší. Rychlostní profil je mnohem vyrovnanější než u laminárního proudění. Okamžité hodnoty veličin neustále kolísají kolem střední hodnoty, takže v každém okamžiku je například teplota  $T$  dána součtem střední teploty  $\bar{T}$  a flukтуаční složky teploty  $T'$  atd., jak je znázorněno na obrázku 6 [13],[14].

Na rozdíl od laminárního proudění je odpor proti pohybu při turbulentním proudění mnohem větší. Proto bylo nutné zavést zdánlivou (vírovou, turbulentní viskozitu)  $\eta_t$ , jež je analogií dynamické viskozity  $\eta$  z Newtonova vztahu pro smykové napětí při laminárním proudění. Na rozdíl od ní však vírová (turbulentní) viskozita není látkovou vlastností, nýbrž jen funkcí souřadnic a je závislá na geometrii a dalších charakteristikách proudového pole. Pro rovinné turbulentní proudění lze pak turbulentní smykové napětí vyjádřit rovnicí 9 [13],[14]

$$\tau_t = \eta_t \frac{d\bar{v}_x}{dy}, [Pa]. \quad (9)$$

V blízkosti stěny, kde dochází ke zbrzdění proudící tekutiny, se projeví i smykové napětí podle Newtona a tedy výsledné tečné napětí v turbulentním proudu je popsáno rovnicí 10 [13],[14]

$$\tau_t = (\eta + \eta_t) \frac{d\bar{v}_x}{dy}, [Pa]. \quad (10)$$



Obr. 6 - Časový průběh rychlosti [14]

### 3.2.4 Mezní vrstva

Mezní vrstvou se nazývá oblast v dostatečné blízkosti povrchu, kdy rychlost proudící tekutiny přímo na povrchu klesá až na nulovou hodnotu vlivem tření (viskozity) tekutiny. Toto zpomalení tekutiny má za následek, v případě přestupu tepla přes stěnu, snížený odvod tepla z oblasti mezní vrstvy, a tedy následnou lokální změnu fyzikálních vlastností tekutiny. S rostoucí vzdáleností ve směru toku tekutiny se vliv obtékaného povrchu (vliv viskozity) dostává stále více do volného proudu, a tím je stále větší část tekutiny zbrzděována. Hranice mezní vrstvy je definována jako poloha, v níž rychlost tekutiny (ve směru kolmém k toku tekutiny) dosáhne rychlosti přibližně stejně veliké jako je rychlost volného proudu. Většinou bývá hodnota mezní vrstvy brána polohou, kde platí rovnice 11 [15]

$$u_w = 0,99 \cdot u, [m \cdot s^{-1}], \quad (11)$$

kde  $u_w$  ... rychlost tekutiny na hranici mezní vrstvy  $[m \cdot s^{-1}]$ .

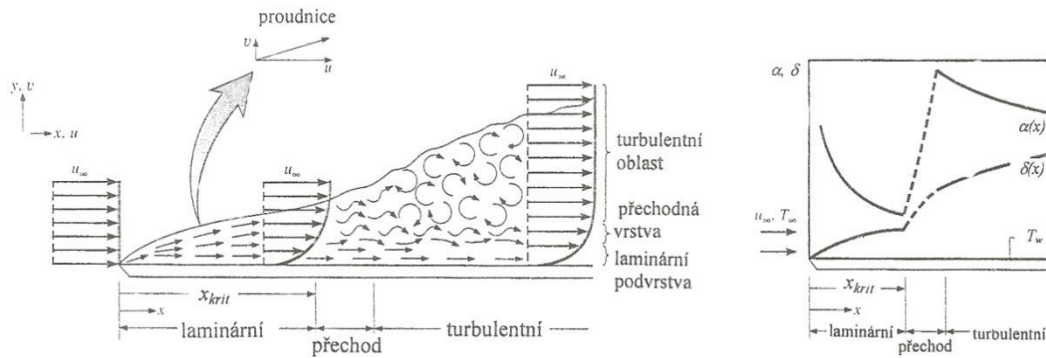
Při obtékání povrchu tekutinou může vzniknout laminární, turbulentní případně přechodný režim toku. Když je obtékaný povrch dostatečně dlouhý, přitékající tekutina má vysokou rychlost nebo nízkou viskozitu, vyvine se laminární režim do turbulentního režimu proudu. Prandtl a Kármán rozdělili turbulentní režim proudu v blízkosti stěny na tři oblasti: laminární (viskózní) podvrstvu (značně ovlivňuje přestup tepla), přechodnou vrstvu a plně turbulentní proud [14],[15].

Na obrázku 7 je znázorněna změna proudu v blízkosti stěny. Vzdálenost od náběžné hrany  $x$  [m],  $\delta_x$  [m] je tloušťka mezní vrstvy a  $u$   $[m \cdot s^{-1}]$  rychlost tekutiny stěnou neovlivněného proudu tekutiny. Vedlejší obrázek ukazuje poměrnou velikost součinitele přestupu tepla

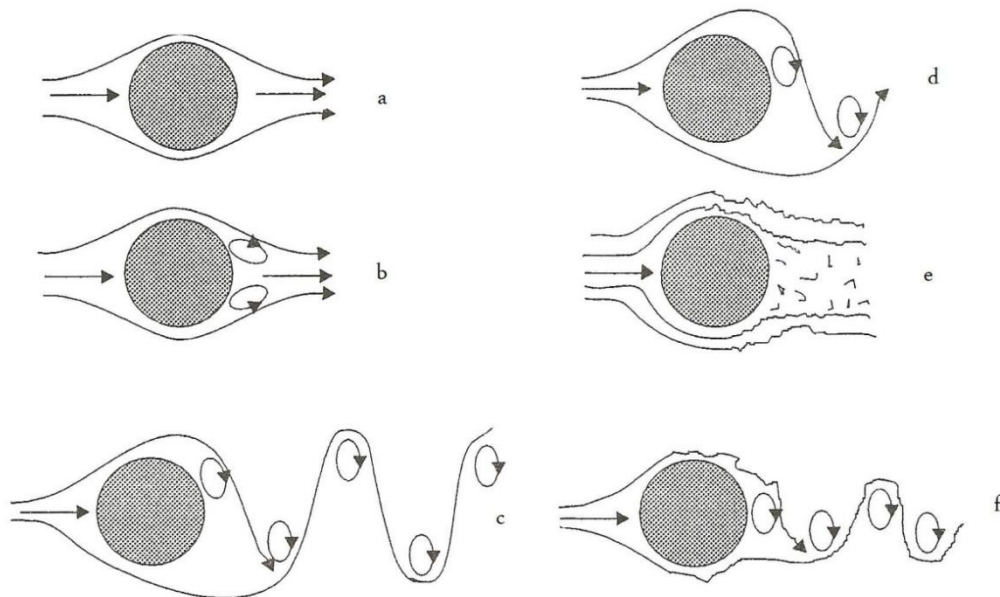
v různých režimech. Kritérium pro stanovení přechodu laminární mezní podvrstvy do plně turbulentního režimu uvádí hodnota Reynoldsova čísla  $Re_{x,krit} = 5 \cdot 10^5$  podle rovnice 12,

$$Re_{x,krit} = \frac{u \cdot x}{\nu}, [-], \quad (12)$$

kde  $x$  [m] je vzdálenost od náběžné hrany, ve které laminární mezní vrstva přechází do turbulentní.



Obr. 7 – Režim proudu v blízkosti stěny [15]



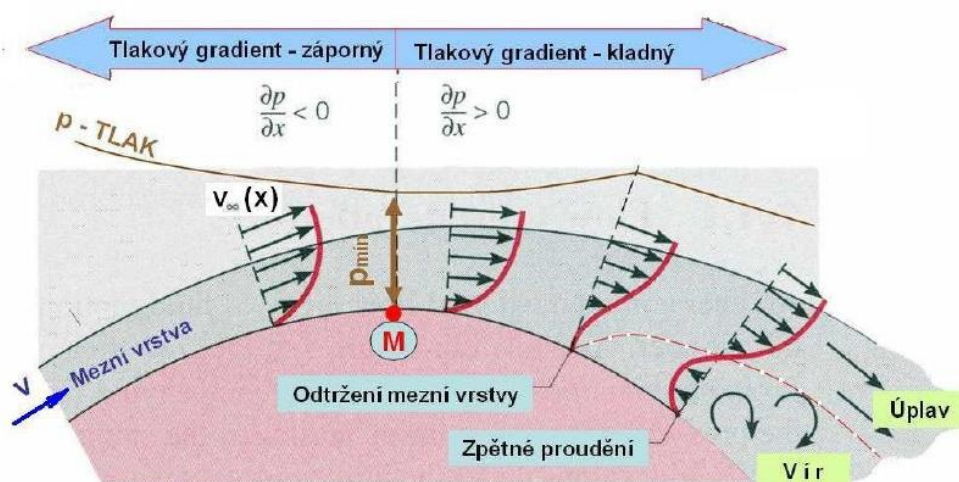
Obr. 8 – Obtékání kruhového potrubí tekutinou [15]

Obrázek 8 může pomoci pochopení toku tekutiny kolmo ke kruhovému potrubí, kde je sledováno zvyšování Reynoldsova čísla podle rovnice 6 od hodnoty menší než 5 k hodnotě  $10^7$ .

Tab. 6 – Hodnoty Reynoldsova čísla při obtékání kruhového potrubí [15]

Obr.24 a	$Re < 5$	Režim neodtrženého proudění.
Obr.24 b	$5 < Re < 40$	V místě úplavu se vytváří pár fixovaných tzv. Föpplových vírů.
Obr.24 c		Tvorba tzv. Kármánovy vírové řady laminární.
	$40 < Re < 90$	Pro nižší hodnotu Re čísla je periodicitu řízená nestabilitou úplavu.
	$90 < Re < 150$	Pro vyšší hodnotu Re čísla je periodicitu řízená šířením vírů.
Obr.24 d	$150 < Re < 300$	Přechod na turbulenci jen ve vírech.
	$300 < Re < 3 \cdot 10^5$	Kármánova vírová řada je plně turbulentní a rychlostní pole se stává trojrozměrné.
Obr.24 e	$3 \cdot 10^5 < Re < 3,5 \cdot 10^6$	Laminární mezní vrstva přešla do turbulentní; úplav je užší a neuspořádaný.
Obr.24 f	$3,5 \cdot 10^5 < Re < \infty$	Opětne ustavení turbulentní vírové řady tak, jako pro interval $300 < Re < 3 \cdot 10^5$ . Mezní vrstva je turbulentní a úplav je užší.

Održení mezní vrstvy nastává při proudění tekutin do míst s vyšším tlakem, např. na zadní části koule, válce, ale i v difuzoru atd. Tlakové a třecí síly působící proti pohybu částic jsou překonávány setrvačností částic tekutiny, její rychlost proto klesá, až v určitém místě na povrchu tělesa má rychlost nulovou (obrázek 9). Rychlostní profil v tomto místě má inflexní bod. Za tímto místem mají rychlosti u stěny opačný smysl, než je tomu u hlavního proudu a u stěny vzniká zpětné proudění. Održení proudu při obtékání rovinné desky nenastává v důsledku neměnného statického tlaku, tedy  $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ . Jiná situace nastává při obtékání jiného než deskového profilu, kdy k održení mezní vrstvy dochází v důsledku změny rychlosti, resp. tlaku tekutiny na povrchu tělesa. Předpokládejme, že tlak v bodě M dosáhne svého minima a následně se začíná zvětšovat. Do bodu M se tedy rychlost uvnitř mezní vrstvy zvětšuje, za bodem M naopak zmenšuje. Zpětné proudění vzniká v důsledku zbrzdění tekutiny vnitřním třením a kladným tlakovým gradientem. Rychlost v mezní vrstvě klesá, rychlostní profil mezní vrstvy se tím deformuje, na rychlostním profilu se objeví inflexní bod. V tomto okamžiku se částice tekutiny zastavily [16].



Obr. 9 – Održení mezní vrstvy na zakřiveném povrchu [Janalík]

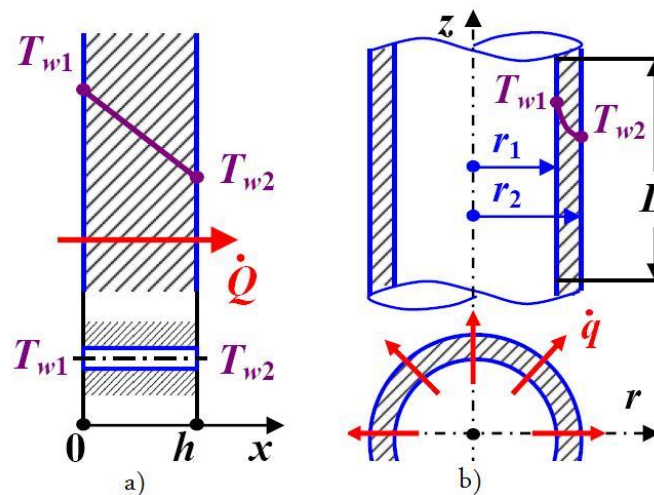
### 3.3 Mechanismy výměny tepla

Přenos energie buď ve formě práce, nebo tepla probíhá v interakci s okolím. V této diplomové práci je řešen přenos energie ve formě tepla. Ten nastává pouze v případě existence teplotního gradientu. Jinak k výměně tedy přestupu tepla nedochází.

Přenos tepla se dá rozdělit do tří základních mechanismů: vedení (kondukce), proudění (konvekce) nebo záření (radiace).

#### 3.3.1 Přenos tepla vedením

Vedení tepla neboli tepelná kondukce popisuje přestup energie vzájemnými srážkami mezi sousedními molekulami. Přenos tepla vedením dominuje v tekutinách s nulovou rychlostí a v pevných látkách.



Obr. 10 – Přenos tepla vedením [17]

Obrázek 10 a) popisuje přenos tepla jednosměrným vedením přes rovnou stěnu a obrázek 10 b) přes válcovou stěnu. Oba tyto děje matematicky popisuje Fourierova rovnice (rovnice 13 a 14). Jednotkový vektor normály k izotermické ploše je záporný vzhledem k opačnému směru tepelného toku k teplotnímu gradientu. Pro rovnou stěnu [17]

$$\dot{Q} = \lambda \cdot S \cdot \frac{T_{w1} - T_{w2}}{h}, [W], \quad (13)$$

a pro válcovou stěnu [17]

$$\dot{Q} = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda \cdot \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln \frac{r_2}{r_1}}, [W], \quad (14)$$

kde  $\dot{Q}$  ... jednorozměrný tepelný tok [W]

S ... plocha kolmá k tepelnému toku [m<sup>2</sup>]

$\lambda$  ... tepelná vodivost materiálu [W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]

T<sub>w1,2</sub> ... teplota na povrchu tělesa v místě 1 (resp. v místě 2) [K].

Přehled hodnot tepelných vodivostí ocelí je v tabulce 5.

#### 3.3.2 Přenos tepla prouděním

Přenos tepla prouděním neboli kondukcí probíhá mezi dvěma sousedními fázemi (obrázek 11), z nichž jedna je tekutá. Většinou se jedná o tekutinu a tuhou stěnu. Obecně se dá rozdělit do dvou skupin: přirozená a nucená kondukce. Přirozená kondukce probíhá díky rozdílu hustot tekutiny (vzduch u topení) a nucená vlivem energie přivedené do tekutiny (čerpádlem,

ventilátorem atd.). Primární úkol výměníků tepla se svazkem trubek v plášti je přívod, resp. odvod tepla z povrchu teplosměnné plochy pracovní tekutinou. Přenos tepla prouděním se řídí Newtonovým vztahem (rovnice 15) [17]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (T_w - T_b), [W], \quad (15)$$

kde  $\alpha$  ... součinitel přestupu tepla [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]

$T_w$  ... teplota na stěně [K]

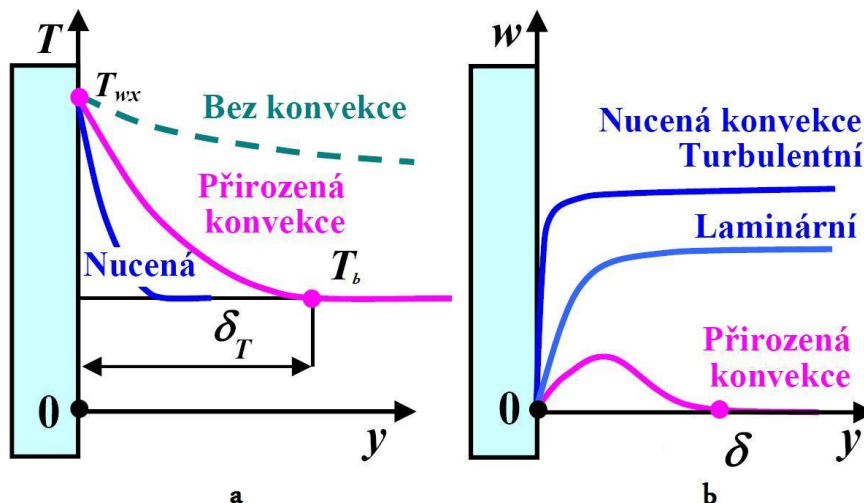
$T_b$  ... teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od zdi [K].

Přenos tepla prouděním je podstatně složitější než přenos tepla vedením. Přenos tepla prouděním kombinuje rovnici energetickou, rovnici pohybovou a rovnici kontinuity. Klíčovým parametrem pro přestup tepla prouděním je součinitel přestupu tepla  $\alpha$ . Součinitel přestupu tepla závisí na fyzikálních vlastnostech tekutiny, na geometrii obtékaného povrchu, na konkrétním místě na povrchu, a hlavně na rychlosti proudění. Jeho hodnota se získává z bezrozměrného Nusseltova čísla dle rovnice [17]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}, [-], \quad (16)$$

kde  $Nu$  ... Nusseltovo číslo [-]

$L$  ... charakteristický rozměr [L].



Obr. 11 – Přenos tepla prouděním [17]

### 3.3.3 Přenos tepla zářením

Přenos tepla zářením neboli radiací je jediný mechanismus přenosu tepla, kdy je teplo přenášeno z jednoho místa na druhé bez přítomnosti pracovní fáze. Z tohoto důvodu je přenos tepla zářením dominujícím mechanismem přenosu tepla ve vakuu. Záření je popsáno Stefan-Boltzmannovým zákonem (rovnice 17) [15],[17]

$$\dot{Q} = \varepsilon_e \cdot \sigma_{SB} \cdot S \cdot (T_1^4 - T_2^4), [W], \quad (17)$$

kde  $\varepsilon_e$  ... poměrná zářivost (emisivita) [-]

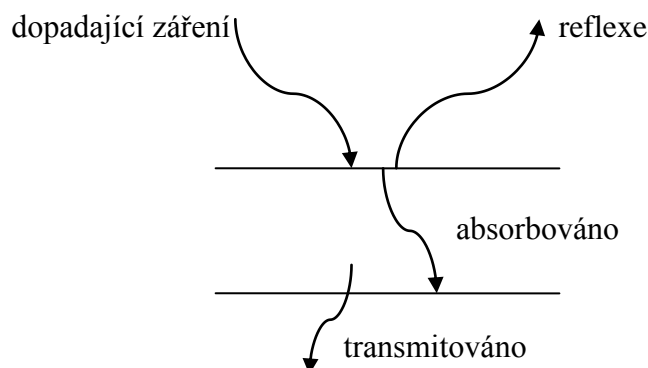
$\sigma_{SB}$  ... Stefan-Boltzmannova konstanta =  $5,6697 \cdot 10^{-8}$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ ]

$T_{1,2}$  ... teplota povrchu 1 nebo 2 [K], kde  $T_1 > T_2$ .

Pro matematický popis přenosu tepla zářením bylo nutné zavést pojem „dokonale černé těleso“. Dokonale černé těleso je ideální absorbent, ale i zářič. Dokonale černé těleso má hodnotu  $\varepsilon_e = 1$ . Opak dokonale černého tělesa je dokonale bílé těleso, které má hodnotu  $\varepsilon_e = 0$ . Reálné tělesa mají hodnotu emisivity  $0 \leq \varepsilon_e \leq 1$ . Téměř dokonale černé těleso lze

realizovat pomocí černých matných dutin. Pojmy dokonale černé a bílé těleso jsou úzce spojeny s pojmy absorptance ( $a$ ), reflektance ( $r$ ) a transmitance ( $t$ ) (obrázek 12). Tyto tři pojmy spojuje I. Kirchhoffův zákon (rovnice 18) do podoby [15],[17]

$$a + r + t = 1, [-]. \quad (18)$$



Obr. 12 – Grafické znázornění I. Kirchhoffova zákona [17]

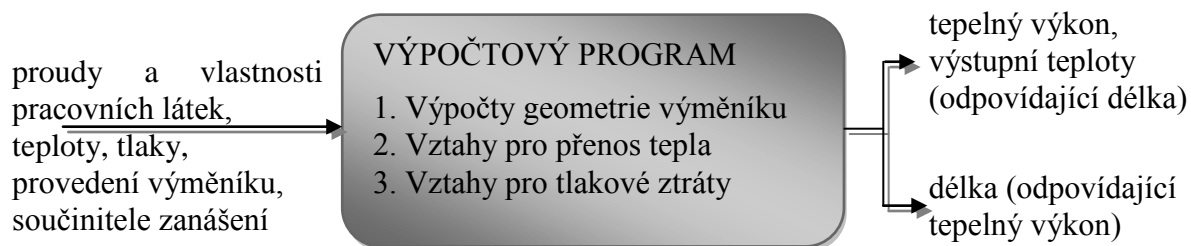
Pro dokonale černé těleso platí  $r = t = 0$ ,  $a = 1$ . Dokonale bílé těleso pak  $a = t = 0$ ,  $r = 1$  [15],[17].

#### 4. Výpočet tepelného výměníku s U-trubkovým svazkem

Tepelně – hydraulický výpočet výměníku tepla se provádí ve dvou variantách, kontrolním a návrhovém výpočtu. Mezi těmito výpočty je rozdíl, a proto je důležité je rozlišovat.

##### Kontrolní výpočet

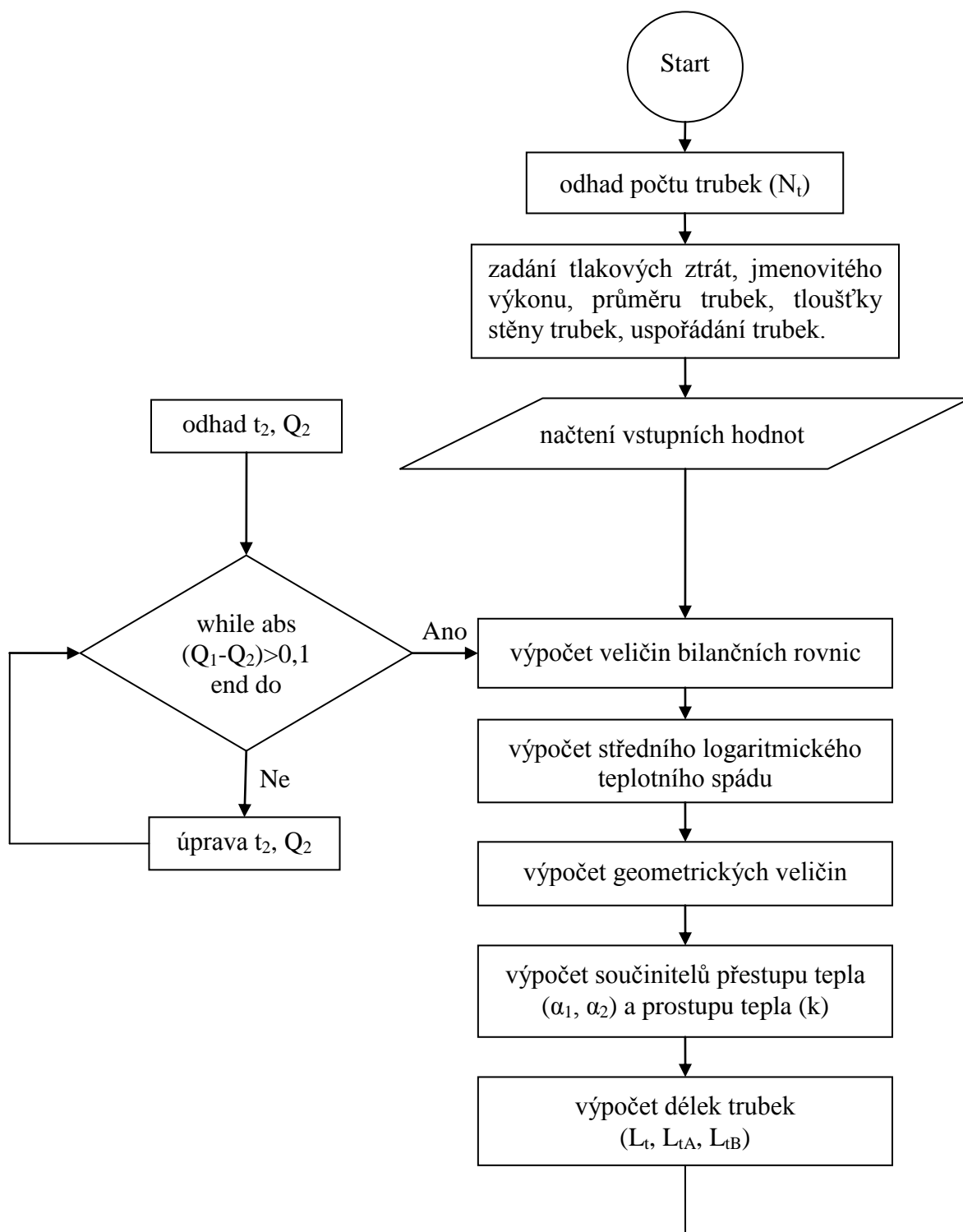
Kontrolním výpočtem se hlavně rozumí výpočtové ověření tepelného výkonu a tlakových ztrát na obou stranách tepelného výměníku. Výpočet se používá v případech posouzení vhodnosti návrhu výměníku dle nabídky. Hlavní vstupní parametry výpočtu tvoří rychlost, teplota a tlak vstupujících proudů pracovních látek, fyzikální vlastnosti pracovních látek a geometrické parametry tepelného výměníku. Návrh je přijatelný v případě menší rezervy, než je dovolené maximum tepelného výkonu a tlakových ztrát pracovních látek. Princip je znázorněn na obrázku 13 [18].

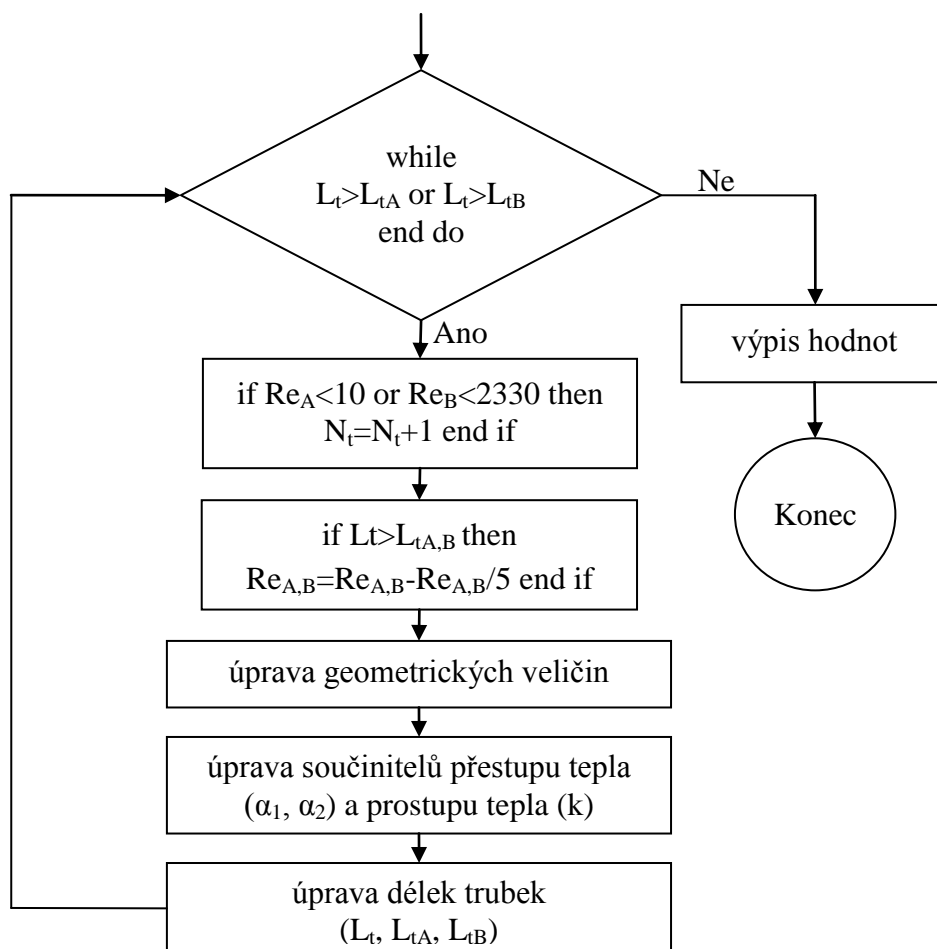


Obr. 13 – Schéma kontrolního výpočtu tepelného výměníku [18]

## Návrhový výpočet

Návrhovým výpočtem se rozumí výpočtový postup vedoucí k určení všech důležitých parametrů (včetně geometrie tepelného výměníku), které musí vyhovovat vstupním hodnotám, a to hlavně tepelnému výkonu při dodržení tlakových ztrát obou pracovních látek. Při návrhovém výpočtu se musí předběžně určit velikost teplosměnné plochy a na jejímž základu pak velikost průměru a délky trubek tepelného výměníku včetně volby a počtu přepážek. Výpočet se provádí podle alternativních schémat. Schéma výpočtu tepelného výměníku v této diplomové práci je znázorněno na obrázku 14 [18].





Obr. 14 – Schéma návrhového výpočtu tepelného výměníku (vývojový diagram)

#### 4.1 Základní výpočtové vztahy

Základním vztahem pro tepelnou bilanci látky v trubkovém i mezitrubkovém prostoru je kalorimetrická rovnice rozšířená o časový rozměr v rovnici 19

$$\dot{Q}_i = |c_{p_i} \cdot \dot{m}_i \cdot (t_2 - t_1)|, [W]. \quad (19)$$

Rovnice 20 pro výpočet středního logaritmického teplotního spádu

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}, [^{\circ}C, K], \quad (20)$$

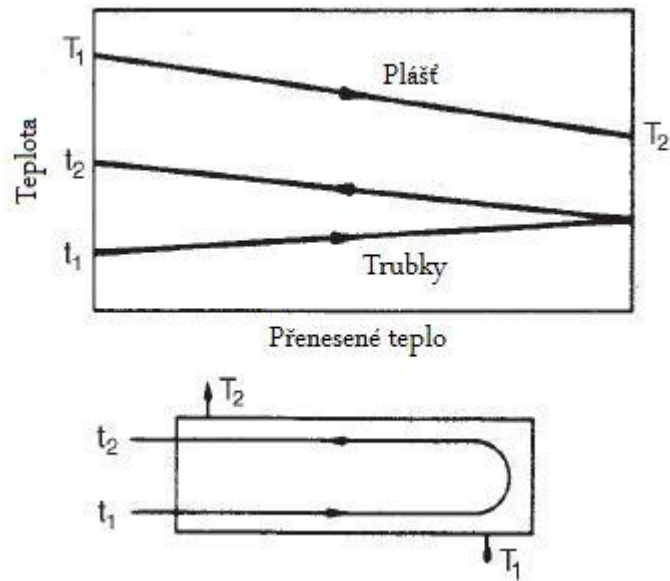
kde  $T_1$  ... vstupní teplota horké tekutiny [ $^{\circ}C$ , K]

$T_2$  ... výstupní teplota horké tekutiny [ $^{\circ}C$ , K]

$t_1$  ... vstupní teplota chladné tekutiny [ $^{\circ}C$ , K]

$t_2$  ... výstupní teplota chladné tekutiny [ $^{\circ}C$ , K].

Obrázek 15 znázorňuje vstupní a výstupní teploty v tepelném výměníku.



Obr. 15 – Průběh teplotního spádu ve výměníku s U-trubkami

Pro správný výpočet středního teplotního logaritmického spádu se musí hodnota  $\Delta T_{lm}$  upravit o faktor popisující křížový tok podle rovnice 21

$$\Delta T_m = F_t \cdot \Delta T_{lm}, [^{\circ}C, K], \quad (21)$$

kde  $\Delta T_m$  ... reálný střední teplotní logaritmický spád

$F_t$  ... teplotní korelační faktor [-].

Teplotní korelační faktor je závislý na teplotách tekutin v mezitrubkovém a trubkovém prostoru, počtu trubek a počtu průchodů trubek pláštěm. Počítá se za pomoci dvou bezrozměrných čísel z rovnic 22 a 23 [1],[9]

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)}, [-], \quad (22)$$

kde R ... rozdíl hmotnostních toků vynásobený rozdílem měrných tepelných kapacit [-].

$$S_t = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}, [-], \quad (23)$$

kde  $S_t$  ... míra teplotní účinnosti tepelného výměníku [-].

Pro dva chody trubek v plášti je teplotní korelační faktor vyjádřen rovnicí 24

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \cdot \ln \left[ \frac{(1 - S_t)}{(1 - R \cdot S_t)} \right]}{(R - 1) \cdot \ln \left[ \frac{2 - S_t \left[ R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)} \right]}{2 - S_t \left[ R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)} \right]} \right]}, [-]. \quad (24)$$

Výkon tepelného výměníku se určuje rovnicí 25

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m, [W], \quad (25)$$

kde k ... součinitel prostupu tepla [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]

A ... teplosměnná plocha [ $m^2$ ].

Teplosměnná plocha je určena rovnicí 26

$$A = \pi \cdot N_t \cdot d_{out} \cdot L_t, [m^2], \quad (26)$$

kde  $N_t$  ... počet trubek [-]  
 $d_{out}$  ... vnější průměr trubky [m]  
 $L_t$  ... délka trubky [m].

Průměr pláště tepelného výměníku je popsán rovnicí 27 [2]

$$D_s = 0,637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP} \cdot \left[ \frac{A \cdot (pr)^2 \cdot d_{out}}{L} \right]^{\frac{1}{2}}}, [m], \quad (27)$$

kde  $D_s$  ... vnitřní průměr pláště [m]  
 $CL$  a  $CTP$  ... konstanty udávající rozložení trubek a počet průchodů trubek pláštěm [-]  
 $pr$  ... roztečný poměr, hodnota mezi 1,25 ÷ 1,5 [m].

Počet přepážek je určen rovnicí 28 [2]

$$N_b = \frac{L}{B} - 1, [-], \quad (28)$$

kde  $B$  ... rozteč přepážek [m].

Mezi základní výpočtové rovnice tepelného výměníku bezpochyby patří i Reynoldsova rovnice – rovnice 6, Nusseltova rovnice – rovnice 16. Tyto rovnice (6 a 16) jsou tzv. bezrozměrné. Mezi další důležitou bezrozměrnou rovnicí patří Prandtlova rovnice (rovnice 29)

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}, [-]. \quad (29)$$

Důležitou proměnnou je součinitel prostupu tepla  $k$ , jeho výpočet je kombinací mechanismů přenosu tepla. V případě většiny tepelných výměníků se jedná o přenos tepla prouděním z prostoru s větší teplotou do prostoru s menší teplotou a přenos tepla vedením přes teplosměnnou plochu. Rovnice 30 pro prostup tepla přes válcovou stěnu má tvar [18]

$$k = \frac{1}{\frac{d_{i+1}}{d_i} \left( \frac{1}{\alpha_i} + R_{zi} \right) + \frac{d_{i+1}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \left( \frac{d_{i+1}}{d_i} \right) + \left( \frac{1}{\alpha_{i+1}} + R_{zi+1} \right)}, [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}], \quad (30)$$

kde  $d_i$  ... průměr potrubí [m]  
 $\alpha_i$  ... součinitel přestupu tepla [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]  
 $R_{zi}$  ... součinitel zanášení [ $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ ]  
 $\lambda_t$  ... tepelná vodivost materiálu teplosměnné plochy [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ].

Tlakové ztráty  $\Delta p_s$  pro mezitrubkový prostor tepelného výměníku se určí podle rovnice 31 [2]

$$\Delta p_s = \frac{f_s \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_s}{2 \cdot \rho \cdot d_{ekv} \cdot \phi_s}, [Pa], \quad (31)$$

kde  $f_s$  ... třecí součinitel pro mezitrubkový prostor [-]  
 $G_s$  ... hmotnostní průtok tekutiny vztažený na plochu [ $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$ ]  
 $\phi_s$  ... koeficient upravující rychlost proudění u stěny [-].

Tlakové ztráty  $\Delta p_t$  pro trubkový svazek tepelného výměníku se určí podle rovnice 32 [2]

$$\Delta p_t = \left( 4 \cdot f_t \cdot L_t \cdot \frac{N_p}{d_{in}} + 4 \cdot N_p \right) \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2}{2}, [Pa], \quad (32)$$

kde  $f_t$  ... třecí součinitel pro svazek trubek [-]  
 $L_t$  ... délka trubky [m]  
 $N_p$  ... počet chodů trubek v tepelném výměníku [-]  
 $u_m$  ... střední rychlost tekutiny [ $m \cdot s^{-1}$ ].

## 4.2 Výpočtové metody tepelných výměníků

### 4.2.1 Kernova metoda

Typickou metodou pro předběžný návrh tepelného výměníku je Kernova metoda, která je založena na experimentálních návrzích výměníků tepla. Kernova metoda nepočítá s korelačními faktory jednotlivých proudů v mezitrubkovém prostoru uvedených v kapitole 4.2.3. Z tohoto důvodu tato metoda solidně predikuje součinitel přestupu tepla, naopak predikce tlakových ztrát je méně uspokojivá, jelikož vznikající proudy u přepážek více ovlivňují tlakovou ztrátu [19].

### 4.2.2 Metoda Bell-Delaware

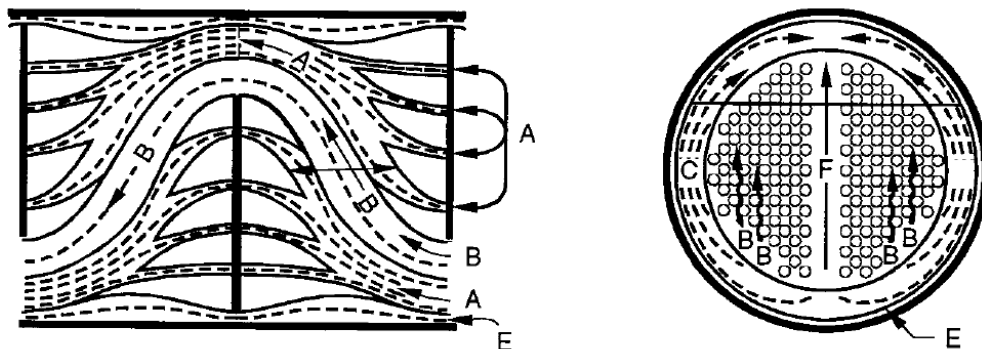
Tato metoda je založena na korelaci ideálního součinitele přestupu (rovnice 33) tepla pomocí korelačních faktorů jednotlivých proudů. Korelační faktory uvedené v kapitole 4.2.3 jsou založeny na experimentálních datech získaných na výměnících typu TEMA xEx o průměru 200 mm a segmentových přepážkách [1],[9]

$$\alpha_s = \alpha_{id} \cdot J_c \cdot J_1 \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r, [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}], \quad (33)$$

kde  $\alpha_s$  ... součinitel tepelného přestupu pro mezitrubkovou stranu [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]  
 $\alpha_{id}$  ... ideální součinitel tepelného přestupu pro mezitrubkovou stranu [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]  
 $J_c$  ... korelační faktor pro geometrii přepážek [-]  
 $J_1$  ... korelační faktor pro proudy A a E [-]  
 $J_b$  ... korelační faktor pro proudy C a F [-]  
 $J_s$  ... korelační faktor pro rozteče přepážek [-]  
 $J_r$  ... korelační faktor pro nežádoucí teplotní gradient při nízkých Reynoldsových číslech [-].

### 4.2.3 Proudění v mezitrubkovém prostoru

Pro upřesnění návrhového výpočtu tepelného výměníku, a to konkrétně pro přestup tepla, resp. proudění tekutiny bylo nutné zavést korelace, které dostatečně popisují obtékání přepážek v místech úmyslných konstrukčních netěsností. Celou problematiku znázorňuje obrázek 16. Tuto problematiku popisují dvě výpočtové metody: metoda Bell-Delaware a metoda proudové analýzy.



Obr. 16 – Proudění v mezitrubkovém prostoru [9]

Tab. 7 – Proudů tekutiny v mezitrubkovém prostoru [1],[9]

<b>Proud A</b>	Prstencový otvor mezi trubkou a dírou v přepážce. Proud vzniká kvůli rozdílnému tlaku „před“ a „za“ přepážkou. Přenos tepla je intenzivnější v místě prstencového otvoru.
<b>Proud B</b>	Proud tekoucí kolmo k trubkám v prostoru mezi přepážkami. Tento proud velkou měrou ovlivňuje přenos tepla, ale i tlakové ztráty.
<b>Proud C</b>	Proud tekoucí mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku. Kvůli díram v přepážkách, které nemohou být vrtány v blízkosti okraje přepážky kvůli narušení pevnosti přepážky. Tento proud není tak efektivní pro zvýšení přenosu tepla díky styku jen s okrajovými trubkami.
<b>Proud E</b>	Proud tekoucí mezi okrajem přepážky a pláštěm výměníku. Tento proud je nejméně efektivní pro přenos tepla, protože proud je v minimálním kontaktu s trubkami. V případě laminárního toku nemusí proud přijít vůbec do kontaktu s trubkami.
<b>Proud F</b>	Proud tekoucí podél přepážky mimo svazek trubek (buď ve směru vertikálním či horizontálním, podle uspořádání svazku trubek). Tento proud je pro přenos tepla méně efektivní než proud A, ale více efektivní než proud C.

### 4.3 Optimalizace tepelných výměníků

Kvůli významné roli tepelných výměníků v průmyslu vyvstala snaha o optimalizaci návrhu tepelného výměníku nebo sítě tepelných výměníků. Mezi nejpoužívanější optimalizační techniky patří: lineární a nelineární programování, genetické algoritmy, smíšené celočíselné lineární programování, smíšené celočíselné nelineární programování, simulované žíhání a jiné. Tyto metodiky jsou používány při hledání optima teplosměnných ploch, celkových nákladů (vstupní náklady + provozní náklady), přenosu tepla, tlakových ztrát, rychlosti tekutin a tak dále.

Při samotném návrhovém výpočtu tepelného výměníku se uvažuje sada definovaných parametrů, které vypočítají hledané parametry. V některých případech je nutné pro návrh „předdefinovat“ proměnné, které se během výpočtu musí upřesnit. Pro každý optimalizační výpočet je nutné uvést řadu omezujících podmínek. Tyto podmínky mohou být geometrické, rychlostní, servisní atd. Přehled nejdůležitějších omezujících podmínek je v tabulce 8.

Tab. 8 – Tabulka omezujících podmínek [11]

Geometrické omezení	Rychlostní omezení	Servisní omezení
$3 \leq L \cdot D_s^{-1} \leq 5$	$u_t \geq u_t^{\min}$	$A_{nav} = \frac{A - A_{min}}{A_{min}} \geq A_{nav}^{\min}$
$0,2 \leq R_{bs} \leq 1$	$u_t \leq u_t^{\max}$	$Q_{nav} = \frac{Q - Q_{min}}{Q_{min}} \geq Q_{nav}^{\min}$
$R_{bs} \geq 0,05 \cdot D_s^{-1}$	$u_s \geq u_s^{\min}$	$\Delta p_s \leq \Delta p_s^{\max}$
$R_{bs} \leq 0,5 \cdot L_b^{\max} \cdot D_s^{-1}$	$u_s \leq u_s^{\max}$	$\Delta p_t \leq \Delta p_t^{\max}$
$N_p \leq f(D_s)$		

V tabulce 8 jsou omezení, kde proměnná  $L_t$  je délka trubek [m],  $D_s$  průměr pláště [m],  $R_{bs}$  je poměr mezi vzdáleností přepážek a průměrem pláště,  $L_b^{max}$  je maximální nepodepřená vzdálenost trubek [m],  $N_p$  je počet chodů trubek ve výměníku [-]. V případě rychlostních omezení jde o stanovení pracovní rychlosti mezi dolní mezí, kdy se tepelný výměník může zanášet, a horní mezí, kdy bude docházet k poškození trubek vlivem vibrací. Servisní omezení pak zajišťuje větší teplosměnou plochu, větší výkon tepelného výměníku, případně maximální dovolenou tlakovou ztrátu v mezitrubkovém a trubkovém prostoru [11].

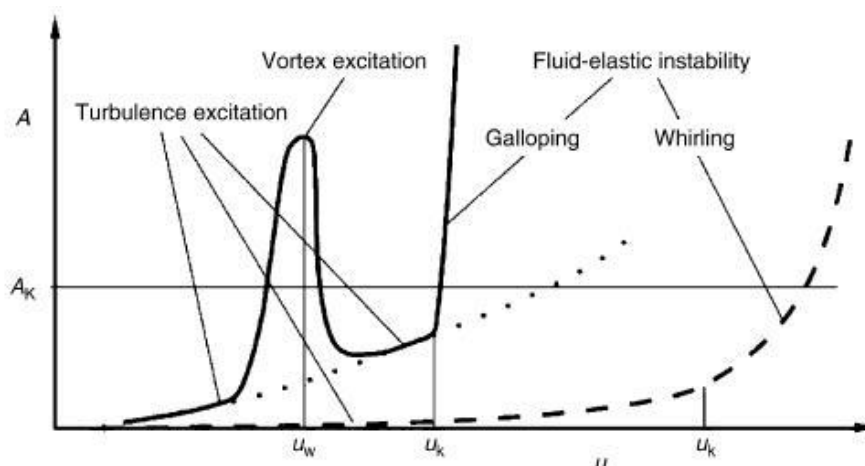
Mezi optimalizační metody tepelných výměníků patří bezpochyby i metody grafické. Mezi grafické metody patří metoda navržená pány Poddarem a Polleyem. Metoda vyhledává optimalizační minimum hlavních rozměrů tepelného výměníku, a to konkrétně parametr délky trubek v závislosti na průměru pláště, resp. počtu trubek. Účelové funkce tvoří rovnice výkonu a tlakových ztrát tekutin v trubkovém i mezitrubkovém prostoru. Omezující podmínky tvoří minimální resp. maximální rychlost tekutin, zanášení tekutin, případně vibrace trubek ve svazku. V rámci této diplomové práce byla vytvořena grafická optimalizace návrhu tepelného výměníku znázorněna na obrázku 22.

## 5. Dopad negativních vlivů na tepelný výměník

V tepelném výměníku dochází k celé řadě jevů, které vedou ke zmenšení množství přestupu tepla nebo k degradaci materiálu. Mezi tyto jevy patří bezpochyby koroze, zanášení, vibrace, netěsnost atd. Mnoho těchto jevů se spolu doprovází. V následujících kapitolách budou postupně popsány jednotlivé jevy.

### 5.1 Vibrace trubek

Vibrace bývají vyvolány především tekutinou, ale také jinými jevy, např. působením vibrací z poblíž stojícího zařízení. Mezi ty nejzákladnější stavy vyvolané prouděním tekutin patří rezonanční, silové a akustické vibrace, ale také kavitace, vodní rázy a jiné. V tepelném výměníku dominují vibrace s příčným prouděním tekutiny ke svazku trubek u vstupu tekutiny z mezitrubkového prostoru nebo u příčného toku tekutiny mezi přepážkami. Z těchto faktů se dá vyvodit, že vibrace závisí na fyzikálních vlastnostech tekutiny, její rychlosti, geometrii mezitrubkového prostoru, ale i na materiálu a geometrii trubek.



Obr. 17 – Vibrace trubek v závislosti na rychlosti křížového toku[20]

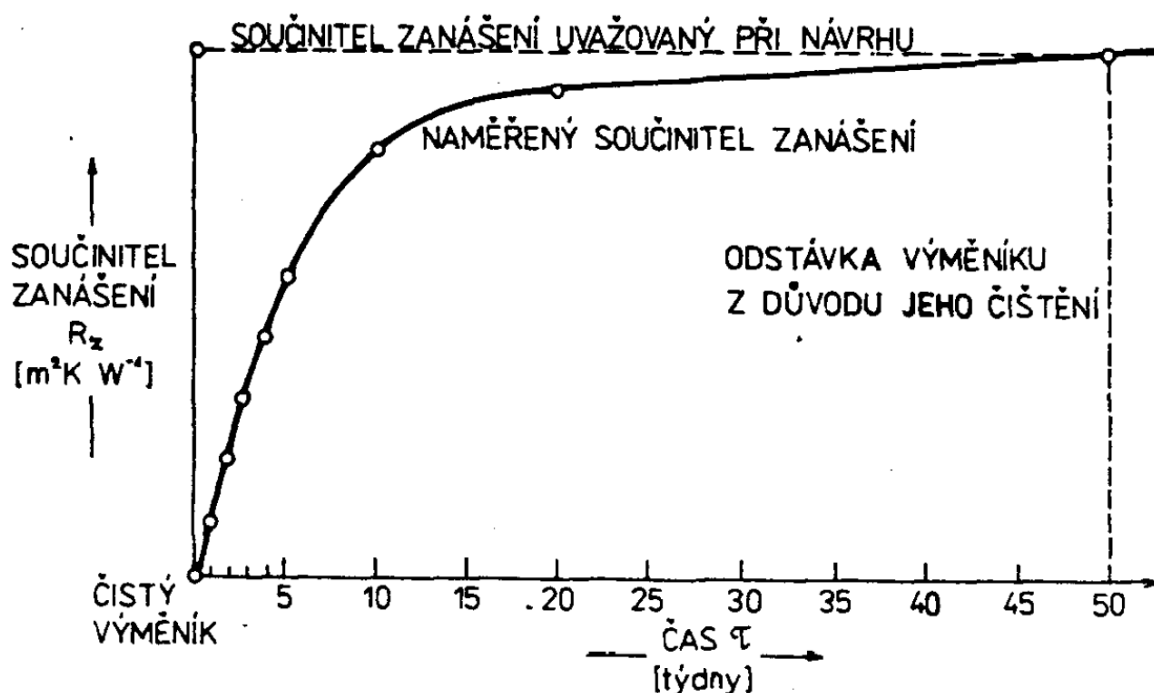
Vibrace trubek při příčném toku lze rozdělit do několika kategorií podle rychlosti tekutiny, která vyvolává amplitudu rozkmitu trubek. Obrázek 17 znázorňuje kritické oblasti kmitání trubek podle kritických rychlostí, kde plná čára znázorňuje kapalinu a čárkovaná čára plyn.

Při dosažení kritické amplitudy  $A_k$  může docházet k nenávratnému poškození trubek nebo přepážek například k „ustřižení“ trubky o hranu přepážky. Vibrační poškození probíhá ve dvou fázích, buď se jedná o vibrace v rezonanční oblasti, nebo o vibrace po dosažení kapalně-elastické nestability (Fluid-elastic instability). Vírové vibrační buzení (vortex excitation) se vyskytuje kolem hodnoty rychlosti  $u_w$ , kdy jsou vibrace vyvolány vířením kapaliny. Ke ztrátě kapalně-elastické stability dochází při překročení kritické rychlosti  $u_k$ . Při dosažení kritické rychlosti  $u_k$  dochází k nenávratnému poškození trubek během několika hodin. Mezi těmito oblastmi se vyskytují turbulentní vibrace trubek (turbulence excitation), tyto vibrace mají charakter rozkmitu pod hodnotou kritické amplitudy  $A_k$  a nedochází při nich k poškození trubkového svazku [20].

V rámci komplexnosti je nutné uvést existenci akustických vibrací. Tyto vibrace nastávají pouze při proudění páry nebo plynu. Akustické vibrace jsou závislé na geometrii tepelného výměníku, rychlosti zvuku v mezitrubkovém prostoru a na fyzikálních vlastnostech média [20].

## 5.2 Zanášení

Při každém návrhu tepelného výměníku se musí uvažovat vliv zanášení na stěnách výměníku tedy do výpočtu součinitele prostupu tepla zakomponovat součinitel zanášení. Koeficient zanášení pro návrhový výpočet tepelného výměníku této diplomové práce je uveden v tabulce 1. Pro správnou funkci je důležité průběžné sledování provozu, např. sledování teplot nebo tlakových ztrát pracovních látek na výstupu. Při dlouhodobém sledování zanášení tepelného výměníku je vhodné z naměřených veličin vyhodnocovat okamžitý součinitel prostupu tepla, který v závislosti na čase může předpovědět, v jakém okamžiku je vhodné tepelný výměník vyčistit, případně vyměnit. Naměřený součinitel zanášení by neměl přesáhnout součinitel zanášení uvažovaný při návrhu, jenž je znázorněn na obrázku 18 [18].



Obr. 18 – Součinitel zanášení v závislosti na čase [18]

Zanášení v důsledku působení rychlosti a teploty tekutiny lze obecně rozdělit do několika kategorií, které se většinou navzájem doplňují: zanášení krystalickými solemi, partikulární

zanášení, zanášení chemickou reakcí, biologické zanášení a zanášení v důsledku tuhnutí [1],[3],[20].

### **5.2.1 Krystalické zanášení**

K zanášení krystalickými solemi dochází při používání neupravené tekutiny (mořské vody, geotermální vody, solanky atd.), tedy použitím tekutiny s obsahem krystalotvorných látek, především solí, které jsou schopny díky lokálním teplotním gradientům na stěnách tepelného výměníku krystalizovat. U vzdušnin hraje hlavní roli při krystalickém zanášení vlhkost [1],[3],[20].

### **5.2.2 Partikulární zanášení**

Partikulární zanášení vzniká díky výskytu pevných částic suspendovaných v tekutině (hlína a minerální částice v kapalině, saze vzniklé nedokonalým spalováním, částice vzniklé korozi v tepelném výměníku aj.). Partikulární zanášení probíhá většinou gravitačně (tzv. sedimentační zanášení) [1],[3],[20].

### **5.2.3 Zanášení chemickou reakcí**

Zanášení v důsledku chemické reakce vzniká chemickými reakcemi uvnitř procesní tekutiny. Teplosměnná plocha, resp. vnitřní povrch tepelného výměníku, může působit jako katalyzátor při krakování, koksování, polymerizaci atd. Zanášení díky chemické reakci obvykle probíhá v nejteplejších místech, a to i v případě, že chemické reakce probíhají na celé teplosměnné ploše tepelného výměníku [1],[3],[20].

### **5.2.4 Korozní zanášení**

Dochází k ní při styku teplosměnné plochy s procesní kapalinou nebo chemickou látkou. Reakcí kapaliny s povrchem dochází ke korozi. V jistém slova smyslu se může korozní zanášení považovat za chemické, avšak korozní zanášení je závislé na oxidačním potenciálu pracovní tekutiny. Tepelný odpor korozní vrstvy je nízký vzhledem k vysoké tepelné vodivosti, avšak zdrsňený zkorodovaný povrchu podporuje zanášení [1],[3],[20].

### **5.2.5 Biologické zanášení**

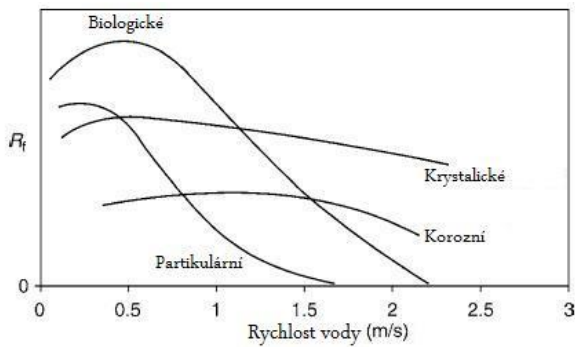
Biologické zanášení vzniká při příznivých podmínkách pro růst mikroorganismů resp. makroorganismů, např. u otevřeného systému pracovní látky. Mikroorganické zanášení se projevuje akumulací mikroorganismů, jako jsou řasy, houby, kvasinky, bakterie. Makroorganické zanášení probíhá akumulací škeblí, mušlí a jiné vegetace vyskytující se v mořské nebo sladkovodní vodě. Biologické znečištění se projevuje usazením vrstvy slizu na vnitřních plochách tepelného výměníku. Mikroorganismy slouží makroorganismům jako zdroj živin, proto mikroorganické zanášení vždy předchází makroorganickému zanášení [1],[3],[20].

### **5.2.6 Zanášení v důsledku zmrazení nebo ztuhnutí**

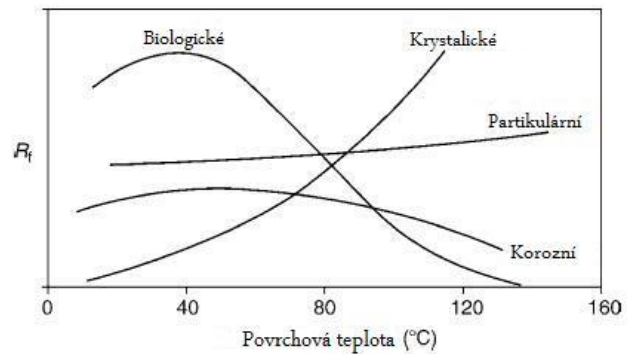
Zanášení v důsledku tuhnutí obecně vzniká buď v důsledku snížení teploty, nebo tlaku partikulárních látek obsažených v tekutině, anebo jako samotné ztuhnutí pracovní látky [1],[3],[20].

Zanášení se dá do jisté míry zabránit vhodnou úpravou rychlosti tekutiny. Vysoká rychlost poskytuje větší přestup tepla, ale také větší tlakovou ztrátu, a rovněž je příčinou eroze. V praxi se objevují případy zanášení, které nelze vyřešit úpravou rychlosti tekutin jako u suspendovaných solí v kapalině, chemických reakcí, korozního zanášení, biologické

zanášení a jiných. U těchto případů lze míru zanášení upravit vhodnou teplotou pracovní látky. Na obrázcích 19 a 20 je znázorněna velikost zanášení v závislosti na teplotě a rychlosti tekutiny [1],[3],[11],[20].



Obr. 19 – Vliv rychlosti na míru zanášení[20]



Obr. 20 – Vliv teploty na míru zanášení[20]

Tab. 9 – Tabulka limitních rychlostí

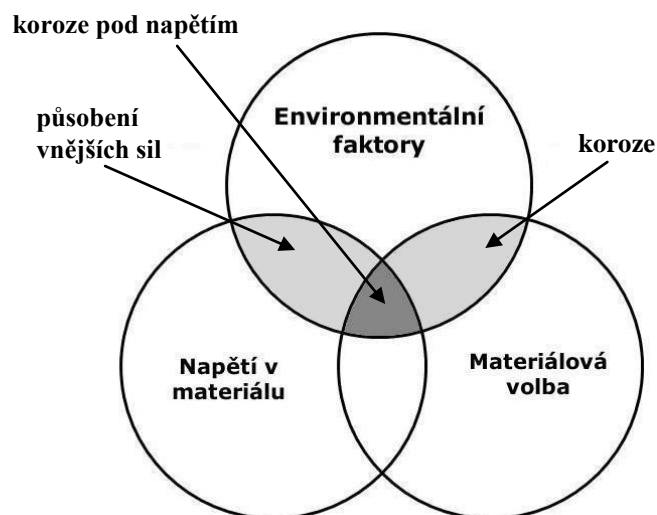
Pracovní látka	Mezitrubkový prostor [m/s]	Trubkový prostor [m/s]
kapalina [19]	0,3 ÷ 1	1 ÷ 4
voda [19]	0,3 ÷ 1	1,5 ÷ 2,5
kapalina [9]	~ 1,2	0,9 ÷ 1,52
kapalina [9]	0,6 ÷ 1,5	0,9 ÷ 2,4

Aby se alespoň částečně zabránilo zanášení tepelného výměníku, jsou z tabulky 9 zvoleny hodnoty nejméně konzervativní pro rychlost tekutin a to konkrétně pro mezitrubkový prostor v rozmezí 0,3 až 1,5 m.s<sup>-1</sup> a pro trubkový prostor 1 až 2,5 m.s<sup>-1</sup>. Tyto hodnoty rychlostí jsou porovnávány s výpočtovými rychlostmi a stanovují relativní meze zanášení nebo vibrací pro grafický optimalizační návrh tepelného výměníku (obrázek 22) [19].

### 5.3 Koroze

Koroze reprezentuje mechanické poškození ploch tepelného výměníku pod vlivem tekutiny a jejího bezprostředního kontaktu. Primárním důsledkem koroze je ztráta materiálu, která může mít za následek tvorbu trhlin, děr, následné částečné nebo úplné odstranění teplosměnné plochy, což vede k netěsnosti. Únik tekutiny z tepelného výměníku může poškodit životní prostředí, vyvolat požár, výbuch atd.

Koroze je zapříčiněna vždy vlivem několika faktorů zároveň, a to konkrétně napětím v materiálu, volbou materiálu a environmentálními faktory, jak je znázorněno na obrázku 21 a tabulce 10 [3],[9],[21].



Obr. 21 – Faktory ovlivňující korozi [9]

Tab. 10 – Přehled vlivů ovlivňující korozi [9]

Environmentální faktory	Napětí v materiálu	Materiálové volba
nečistoty	metalurgické faktory	složení
teplota a koncentrace korozních látek	zpracování materiálu	legující prvky
stupeň aerace	<b>Konstrukční faktory</b>	tepelné zpracování
rychlost proudění	geometrie spojů	mikrostruktura
pH	trhliny	stav povrchu
	U-trubky (ohyby)	tendence k zanášení
	„slepé“ oblasti	

Důležitou roli v prevenci koroze hraje poznání příčiny (typu) vzniku koroze a následná konstrukční nebo technologická úprava pro zabránění korozi. Koroze se může dělit na plošnou korozi, galvanickou korozi, pitting (bodová koroze), korozi pod napětím, erozi, korozi vlivem zanášení, selektivní korozi a jiné. Reálně neexistuje pouze jeden typ korozního napadení materiálu, koroze probíhá v kombinacích jednotlivých typů.

#### 5.3.1 Plošná koroze

Plošná koroze je způsobena chemickou nebo elektrochemickou reakcí mezi kovem a kapalinou nebo atmosférou působící na povrchu korodovaného materiálu. Vzniká v homogenním prostředí tekutiny (s kovovými částmi) a kovu. Tato koroze je viditelná,

protože probíhá rovnoměrně či nerovnoměrně na povrchu materiálu, který je v kontaktu s tekutinou [9],[21].

### **5.3.2 Galvanická koroze**

Galvanická koroze vzniká díky rozdílu elektrického potenciálu mezi dvěma elektricky nestejnorodými kovy (anodou a katodou) v systému s přítomností elektrolytu (např. vody). Koroze probíhá na anodě, na katodu zpravidla vliv nemá. Korozi se dá velmi snadno předejít a to vhodnou volbou materiálu trubek, přepážek, trubkovnice, pláště, ale i míst s přídavným pájeným nebo svařovaným materiálem [9],[21].

### **5.3.3 Bodová koroze**

Pitting (bodová koroze) je formou lokální autokatalytické koroze, která postupuje do hloubky materiálu a vytváří trhliny např. v potrubí, stěně nádoby atd. Pitting nastává v případě rychlé náhodné výměny katody s anodou (poškrábáním nebo deformací povrchového kovu a vystavení jinému druhu kovu) [9],[21].

### **5.3.4 Koroze pod napětím**

Poškozování korozí pod napětím je nejnebezpečnější korozí. Vzniká vnikáním agresivního prostředí do kořenů ostrých defektů a trhlinek na povrchu materiálu. Bariéra materiálu je likvidována agresivním prostředím. Tato bariéra zabraňuje materiálu v rozvoji trhlin tím, že znemožňuje otupování kořenů plastickými zónami. Trhliny vyvolané korozí pod napětím se šíří především interkrystalicky podél hranic zrn a mezi slabými místy struktury. Počátečním zdrojem zpravidla bývá určitá koncentrace napětí, nejčastěji technologická trhlinka, makrotrhlinka vytvořená únavou při cyklickém namáhání těles, nebo trhlinka vzniklá porušením pasivační vrstvy a povrchu materiálu během provozu. Proces koroze pod napětím lze zpomalit prodloužením stádia nukleace trhliny schopné rychlého růstu například úpravou napětí a jeho změnou v čase, chemickým složením média, tlakem a teplotou média. Obrázek 21 znázorňuje tři parametry, při jejich kombinaci dojde ke korozi pod napětím [9],[21].

### **5.3.5 Eroze**

Eroze je formou povrchové koroze. Vzniká při proudění tekutiny s partikulárními látkami za vysokých rychlostí (větších než 2 m/s), které mohou narušit povrch. Následné vystavení tohoto povrchu tekutinou umožňuje korozi. Erozní poškození materiálu vzniká i v případě kavitace nebo vzdušninou unášených kapek kapaliny. V tepelných výměnících jsou často ohroženy trubky v místě vstupů médií. Tento problém bývá řešen umístěním nárazových plechů před trubky [9],[21].

### **5.3.6 Koroze zanášením**

Koroze způsobená zanášením resp. usazování partikulárních látek na kovovém povrchu je běžným typem koroze tepelných výměníků. Tento typ koroze obvykle vzniká infiltrací korozivní substance do trhliny nebo malého otvoru jako je například vůle mezi zaválcovanými trubkami a trubkovnicí v otevřených svarech, otvorech pro šrouby, mezi deskami deskových výměníků aj [9],[21].

### **5.3.7 Selektivní koroze**

Selektivní koroze se projevuje napadením jedné fáze slitiny nebo zrn jednofázové slitiny. Koroze probíhá díky přítomnosti žíravé látky, např. odstraněním zinku z mosazi ve stojatých vodách nebo odstraněním hliníku z mosazi kyselinou [9],[21].

### 5.3.8 Pasivní vrstva

Pasivní vrstva je reakce kovu, který vytváří ochrannou vrstvu vzniklou samovolně na povrchu materiálu. Pasivita oxidového typu je způsobena velmi tenkou nepórovou vrstvou oxidů hliníku, titanu, chromu nebo manganu z materiálu na fázovém rozhraní kov-elektrolyt a její vznik je spojen s posuvem korozního potenciálu kladným směrem. Tato vrstva má schopnost zabraňovat další korozi materiálu. Pasivní vrstva bývá vytvářena samovolně nebo cíleně působením chemické inhibice např. křemičitany, fosforečnany, chromany nebo dusitany [9],[21].

### 5.4 Čištění tepelného výměníku

Čištění tepelného výměníku nepatří do skupiny negativních vlivů působících na tepelný výměník, ale bezpochyby patří do činností, které zajišťují dobrou funkčnost tepelného výměníku. Pokud jsou data ze zanášení tepelného výměníku sledována, může být optimálně naplánován harmonogram čištění tepelného výměníku vzhledem k jeho životnosti. Čištění probíhá v naplánovaných odstávkách během procesu. V závislosti na zanášení existují dva směry údržby tepelného výměníku založené na ekonomických rozvahách. První ve smyslu pravidelné údržby (chemické i mechanické čištění), odstávky aj. za cenu továrního výkonu tepelného výměníku a za cenu jeho spolehlivosti. A druhý ve smyslu nepravidelné údržby nebo méně časté údržby za cenu zmenšujícího se výkonu tepelného výměníku, vyššího výkonu čerpadel resp. kompresorů v důsledku zvýšených tlakových ztrát aj [9].

Princip chemického čištění probíhá v pěti po sobě jdoucích postupech, v nichž se sleduje účinnost.

1. Alkalické čištění má za úkol odstranit zanesení organického typu (olej,tuk).
2. Odstranění změkklého či uvolněného materiálu proudem vody.
3. Na čištěné plochy se vhání kyselina pro změknutí nebo odstranění materiálu s obsahem inhibitoru, který zabraňuje kyselině napadnout „zdravý“ materiál.
4. Opětovné odstraňování uvolněného či změkklého materiálu a kyseliny z předchozího kroku.
5. Čištěný materiál je v aktivním stavu a v případě styku s vlhkostí ovzduší by mohl rychle zoxidovat. Proto se uměle vytváří pasivní vrstva za účelem vytvoření ochranného filmu na základním materiálu.

U mechanické čistící metody se výměník musí demontovat. Některé usazeniny musí být odstraněny ručně, vodou nebo parou pod vysokým tlakem. Čištění nánosu uvnitř trubek se provádí kartáči, vrtáky, kovovými škrabkami, gumovými zátkami atd. [20].

## 6. Srovnání výsledků návrhových výpočtů tepelných výměníků

Jedním z úkolů diplomové práce bylo zhotovení návrhového výpočtu tepelného výměníku v komerčním softwaru HTRI Xist. Celá výstupní zpráva z HTRI Xist je v příloze č. 6. V rámci návrhu tepelného výměníku byly zhotoveny výpočtové programy metodou Kern a metodou Bell-Delaware. Zdrojové kódy těchto programů jsou v příloze č. 6. Výstupní zpráva z těchto programů stejně jako výstup nejdůležitějších hodnot jsou v příloze č. 2 (Kernova metoda) a č. 3 (metoda Bell-Delaware). Přílohy č. 2 a č. 3 jsou zpracovány interaktivně, kde hodnoty v zelených tabulkách jsou vstupními (tyto hodnoty načítá výpočtový kód vytvořený v programu Maple 16.0) a v šedých tabulkách výstupními. V tabulce 11 jsou srovnány důležité hodnoty jednotlivých návrhových výpočtů.

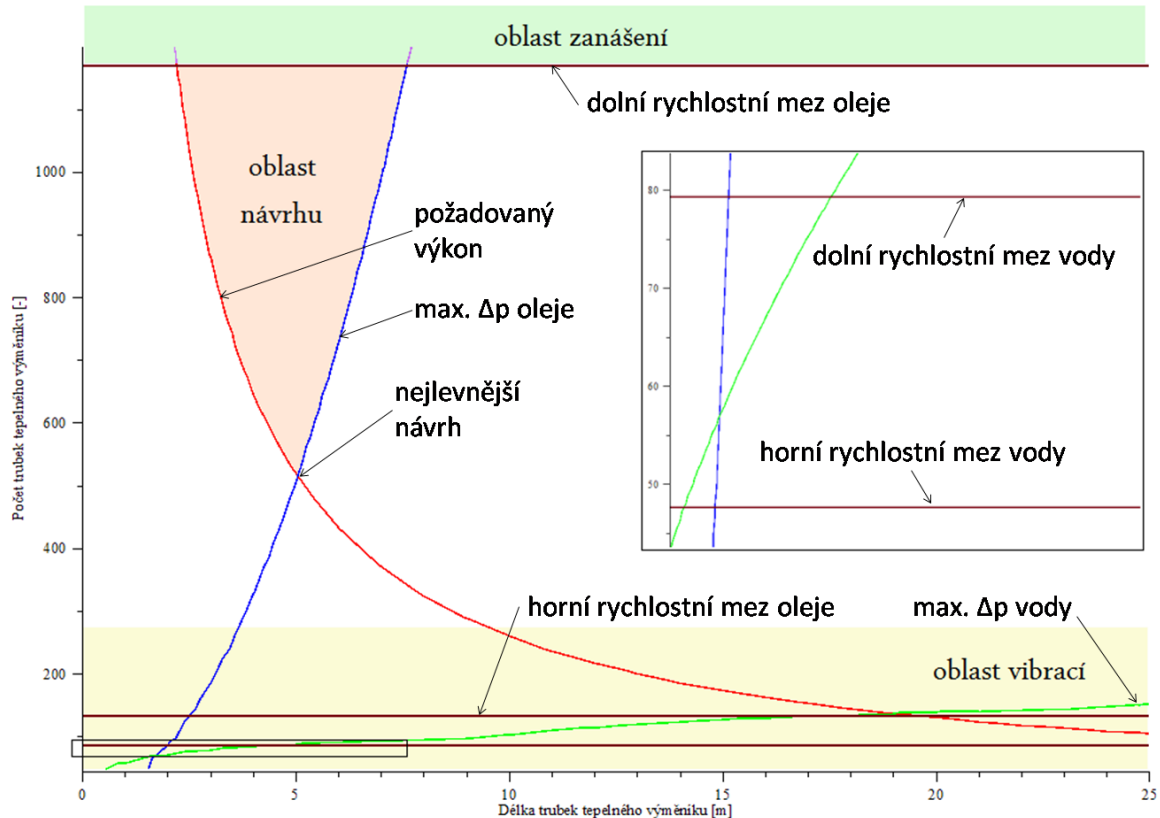
Tab. 11 – Porovnání hodnot z tepelně-hydraulického výpočtu tepelného výměníku

	HTRI	Kern	Bell-Delaware
Q [kW]	1330,8	1500	1500
$\alpha_s$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	526,14	599,351	528,718
$\alpha_t$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	2902,35	2875,624	2875,624
k [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	305,57	328,005	305,658
A [ $\text{m}^2$ ]	160,356	155,374	166,734
OD [%]	6,29	12,72	12,72
T <sub>22</sub> [°C]	46,72	46,828	46,828
$\Delta T_m$ [°C]	28,9	29,433	29,433
D <sub>s</sub> [mm]	650	601,6	601,6
B [mm]	288,66	379	318,9
N <sub>b</sub> [-]	18	12	16
L <sub>t</sub> [m]	5	5,01	5,38
N <sub>t</sub> [-]	518	518	518
u <sub>s</sub> [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	0,29	0,45	0,374
u <sub>t</sub> [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	0,46	0,459	0,459
Re <sub>s</sub> [-]	620	640,1	531,4
Re <sub>t</sub> [-]	12198	12055	12055

Vstupní hodnoty z tabulky 1 nevyhovují výsledkům ze softwaru HTRI v hodnotách tlakových ztrát na straně oleje a v délce trubek. Pro splnění požadavků z tabulky 1 je vhodné navrhnout jiný typ tepelného výměníku. Výsledky ze softwaru HTRI jsou brány jako referenční pro návrh tepelného výměníku.

Výsledky uvedené v tabulce 11 poskytují přehled klíčových hodnot při navrhování tepelného výměníku. Výstupní hodnoty Kernovy metody poskytují výsledek se značnou odchylkou. Tyto odchylky pak do jisté míry kompenzuje metoda Bell-Delaware. Odchylky od návrhu softwarem HTRI, který je brán v diplomové práci jako referenční, mohou být způsobeny nevhodnými rovnicemi nebo odlišnou strukturou výpočtu pro konkrétní výpočtové metody.

Obrázek 22 znázorňuje návrh tepelného výměníku pomocí grafické optimalizace. Přijatelný návrh tepelného výměníku leží v „oblasti návrhu“. Tato oblast vyhovuje požadavkům výkonu a požadovaným limitům tlakových ztrát. Nevyhovuje však dolní rychlostní mezi vody, pro kterou je hodnota ( $1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) příliš malá aby zabránila jistému zanášení.



Obr. 22 – Grafická optimalizace návrhu tepelného výměníku

## 7. Pevnostní výpočty programem Sant'Ambrogio

Pevnostní návrh i zkouška jsou provedeny podle normy EN 13 445-3 v program Sant'Ambrogio. Sant'Ambrogio je software pro výpočet tlakových nádob a generování výpočtových zpráv. Software podporuje mimo jiné normy ASME VIII div. 1 & 2, AD 2000-Merkblatt a WRC Bulletin 107/297. Pevnostní výpočet provedený Sant'Ambrogiem se nachází v příloze č. 6.

Mimo základního pevnostního návrhu tepelného výměníku je třeba brát zřetel také na konstrukční části jako rozpěrná tyč nebo rozpěrná přepážka, nárazový plech, otvory pro odvodu vzduchu případně odvodnění, páry těsnících proužků. V rámci diplomové práce byl vytvořen náčrt s nejdůležitějšími rozměry k nahlédnutí v příloze č. 4.

Každá tlaková nádoba musí být podrobena tlakové zkoušce za účelem prokázání celistvosti konečného výrobku. U tepelných výměníků, jakožto u víceprostorových nádob, musí být každý prostor podroben tlakové zkoušce samostatně příslušným standardním zkušebním tlakem bez působení tlaku z některého sousedního prostoru. Zkušební tlak je stanoven podle normy EN 13 445-3 jako vyšší z hodnot dle rovnice 34 [7]

$$p_t = \max \left\{ 1,25 \cdot p_s \cdot \left( \frac{f_a}{f_{Td}} \right), 1,43 \cdot p_s \right\}, [MPa]. \quad (34)$$

Hydrostatický tlak uvnitř tepelného výměníku je vypočítán podle rovnice 35

$$p_h = D_i \cdot \rho \cdot g, [MPa]. \quad (35)$$

Tab. 12 – Všeobecné pevnostní hodnoty tepelného výměníku

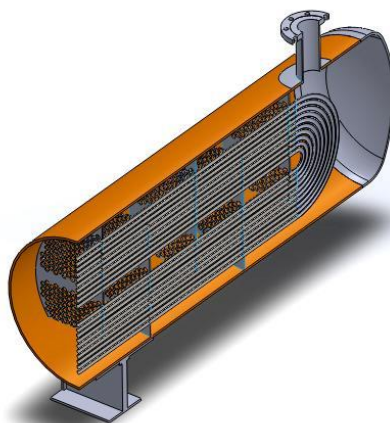
Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
$p_s$	Provozní tlak	1	MPa
$p_h$	Hydrostatický tlak	0,006	MPa
T	Konstrukční teplota	95	°C

Všeobecné hodnoty používané při pevnostním návrhu tepelného výměníku jsou uvedeny v tabulce 12. V následujících kapitolách (v tabulkách 13 až 19) jsou vypsány nejdůležitější hodnoty pevnostního návrhu tepelného výměníku pro výpočtové a zkušební podmínky.

## 7.1 Válcová skořepina zatížená vnitřním tlakem - plášť

Tab. 13 – Významné hodnoty válcové skořepiny

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
$D_i$	Vnitřní průměr skořepiny	650	mm
c	Korozní přírůstek	3	mm
$e_n$	Jmenovitá tloušťka	10	mm
e	Požadovaná tloušťka pro výpočtové podmínky	5,308	mm
$e_{test}$	Požadovaná tloušťka pro zkušební podmínky	2,093	mm
$P_{max,d}$	Maximální tlak pláště pro výpočtové podmínky	3,025	MPa
$P_{max,test}$	Maximální tlak pláště pro zkušební podmínky	6,776	MPa
$f_A$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při pokojové teplotě pláště	150	MPa
$f_{Td}$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při konstrukční teplotě pláště	143,54	MPa
$p_t$	Zkušební tlak měřený v nejvyšším bodě komory nádoby ve zkušební poloze	1,436	MPa

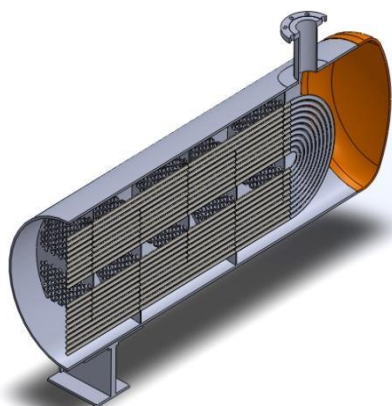


Obr. 23 – Válcová skořepina zatížená vnitřním tlakem

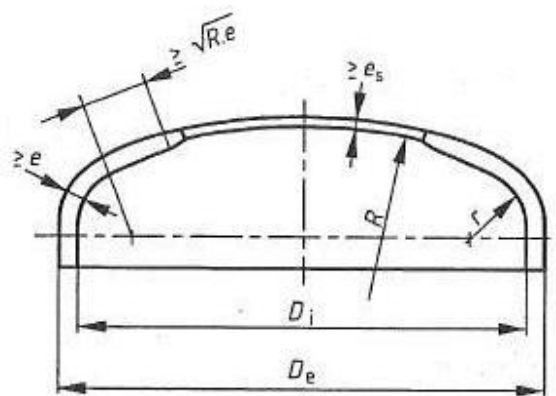
## 7.2 Torosférické dno

Tab. 14 – Významné hodnoty torosférického dna

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
$D_e$	Vnější průměr skořepiny	670	mm
$R$	Vnitřní poloměr kulové střední části torosférického dna	600	mm
$c$	Korozní přídavek	3	mm
$r$	Vnitřní poloměr křivosti anuloidového přechodu	100	mm
$e$	Požadovaná tloušťka stěny	10	mm
$h_i$	Vnitřní výška dna měřená od místa styku válcového lemu a anuloidového přechodu	40	mm
$e_c$	Tloušťka lemu	10	mm
$e_s$	Požadovaná tloušťka stěny dna pro omezení membránového napětí ve střední části dna pro výpočtové podmínky	5,12	mm
$e_b$	Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění plastickému zborcení pro výpočtové podmínky	5,56	mm
$e_y$	Požadovaná tloušťka stěny anuloid.přechodu pro zabránění axiálně symetrické deformace pro výpočtové podmínky	5,95	mm
$e_{s,test}$	Požadovaná tloušťka stěny dna pro omezení membránového napětí ve střední části dna pro zkušební podmínky	1,93	mm
$e_{b,test}$	Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění plastickému zborcení pro zkušební podmínky	2,43	mm
$e_{y,test}$	Požadovaná tloušťka stěny anuloid.přechodu pro zabránění axiálně symetrické deformace pro zkušební podmínky	2,71	mm
$e_{min,sk}$	Minimální tloušťka lemu	5,31	mm
$P_{max,d}$	Maximální tlak na torosférické dno pro výpočtové podmínky	2,74	MPa
$P_{max,test}$	Maximální tlak na torosférické dno pro zkušební podmínky	5,96	MPa
$f_A$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při pokojové teplotě torosférického dna	150	MPa
$f_{Td}$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při konstrukční teplotě torosférického dna	143,54	MPa
$p_t$	Zkušební tlak měřený v nejvyšším bodě komory nádoby ve zkušební poloze	1,436	MPa



Obr. 24 – Torosférické dno

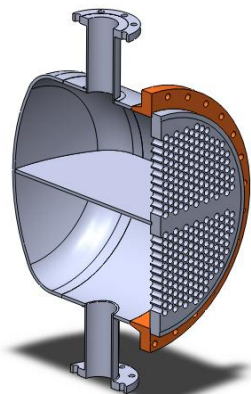


Obr. 25 – Geometrie torosférického dna [7]

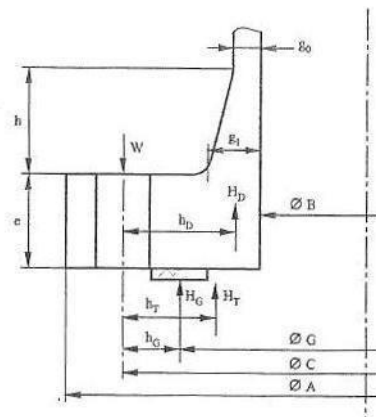
### 7.3 Příruba

Tab. 15 – Významné hodnoty příruby

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
A	Vnější průměr příruby	798	mm
C	Průměr roztečné kružnice šroubů	754	mm
G	Průměr reakční síly v těsnění	680	mm
B	Vnitřní průměr příruby	650	mm
c	Korozní přídavek	3	mm
h	Délka krku	42,4	mm
w	Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnicí plochou	13	mm
e	Minimální tloušťka příruby, měřená v nejtenčím průřezu	22	mm
g <sub>0</sub>	Tloušťka krku u spojení s pláštěm	10	mm
g <sub>1</sub>	Tloušťka krku u spojení s listem příruby	22	mm
n	Počet a typ šroubů	24xM18x2,5	-
d <sub>b</sub>	Vnější průměr šroubu	18	mm
P <sub>max,d,bolt</sub>	Maximální tlak na šroub pro výpočtové podmínky	1,21	MPa
P <sub>max,test,bolt</sub>	Maximální tlak na šroub pro zkušební podmínky	1,9	MPa
P <sub>max,d,flange</sub>	Maximální tlak na přírubu pro výpočtové podmínky	1,03	MPa
P <sub>max,test,flange</sub>	Maximální tlak na přírubu pro zkušební podmínky	1,63	MPa
f <sub>A,bolt</sub>	Dovolené namáhání šroubu pro provozní podmínky při pokojové teplotě	115	MPa
f <sub>Td,bolt</sub>	Dovolené namáhání šroubu pro provozní podmínky při konstrukční teplotě	109,23	MPa
f <sub>A,flange</sub>	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při pokojové teplotě příruby	150	MPa
f <sub>Td,flange</sub>	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při konstrukční teplotě příruby	140,21	MPa
p <sub>t</sub>	Zkušební tlak měřený v nejvyšším bodě komory nádoby ve zkušební poloze	1,436	MPa



Obr. 26 – Příruba

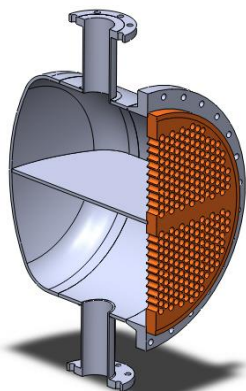


Obr. 27 – Geometrie příruby [7]

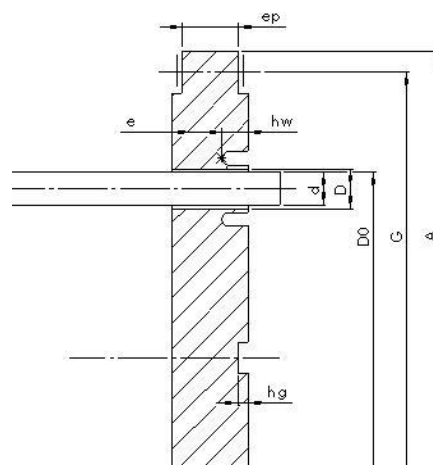
## 7.4 Trubkovnice

Tab. 16 – Významné hodnoty trubkovnice

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
G	Průměr kružnice reakce zatížení těsnění pláště	663	mm
e	Předpokládaná tloušťka trubkovnice	42	mm
$e_p$	Předpokládaná tloušťka trubkovnice na okraji	39	mm
$C_t$	Korozní přídavek na trubkové straně	1	mm
$C_s$	Korozní přídavek na mezitrubkové straně	1	mm
$D_0$	Průměr otrubkované plochy trubkovnice	635	mm
A	Vnější průměr trubkovnice	680	mm
$h_g$	Efektivní hloubka drážky v trubkovnici pro přepážku chodů	1,5	mm
$h_w$	Hloubka drážky u přivařované trubky	2	mm
D	Průměr otvoru pro trubku v trubkovnici	19,85	mm
d	Vnější průměr trubky	19,05	mm
$e_t$	Tloušťka stěny trubky	1	mm
p	Trojúhelníková rozteč trubek	23,81	mm
$p_t$	Zkušební tlak měřený v nejvyšším bodě komory nádoby ve zkušební poloze	1,436	MPa



Obr. 28 – Trubkovnice



Obr. 29 – Geometrie trubkovnice

## 7.5 Hrdla

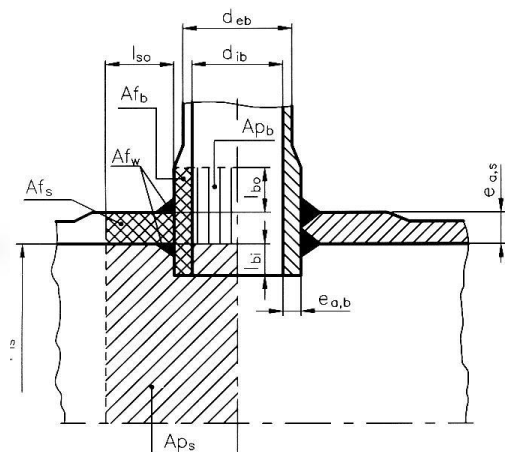
Všechna hrdla jsou provedena v konfiguraci válcové skořepiny s osamoceným otvorem a vsazeným hrdlem.

Tab. 17 – Významné hodnoty hrdel

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
$d_{eb}$	Vnější průměr hrdla	144,3	mm
$e_b$	Tloušťka stěny hrdla	6,02	mm
$l_{bi}'$	Efektivní provozní vyztužující délka vnitřní části hrdla	10	mm
$l_{bi,test}'$	Efektivní zkušební vyztužující délka vnitřní části hrdla	10	mm
$e_p$	Efektivní tloušťka vyztužného límce	8	mm
$l_p'$	Efektivní vyztužující šířka vyztužného límce	68	mm
$l_s'$	Efektivní provozní vyztužující délka skořepiny	68,12	mm
$l_{s,test}'$	Efektivní zkušební vyztužující délka skořepiny	81,24	mm
$l_b'$	Efektivní provozní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny	25,53	mm
$l_{b,test}'$	Efektivní zkušební vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny	25,53	mm
$A_{fw}$	Příčná plocha průřezu koutového svaru mezi hrdlem a skořepinou	3	mm <sup>2</sup>
$P_{max,d}$	Maximální tlak na hrdla pro výpočtové podmínky	4,293	MPa
$P_{max,test}$	Maximální tlak na hrdla pro zkušební podmínky	7,679	MPa
$f_A$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při pokojové teplotě hrdel	150	MPa
$f$	Dovolené namáhání pro provozní podmínky při konstrukční teplotě hrdel	143,54	MPa
$p_t$	Zkušební tlak měřený v nejvyšším bodě komory nádoby ve zkušební poloze	1,436	MPa



Obr. 30 – Hrdla



Obr. 31 – Geometrie hrdel [7]

U hrdel musí být provedena kontrola můstků přilehlých hrdel na válcové skořepině kvůli vzájemnému ovlivňování. Aby se hrdla vzájemně neovlivňovala, musí být splněna podmínka v rovnici 36

$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{so1} + l_{so2}, [mm]. \quad (36)$$

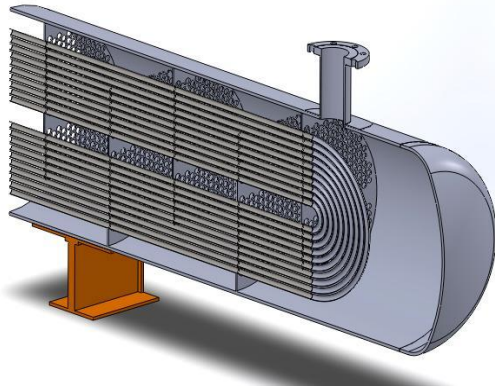
Tab. 18 – Kontrola samostatnosti hrdel

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
$a_{1,H1}$	Hodnota můstku na straně můstku hrdla H1	57,44	mm
$a_{2,H2}$	Hodnota můstku na straně můstku hrdla H2	57,44	mm
$l_{so1,H1}$	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny	68,12	mm
$l_{so2,H2}$	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny	68,12	mm
		<b>251,12</b>	<b>mm</b>
$L_{bH1,H2}$	Vzdálenost středů hrdel měřená na střednici skořepiny	<b>1041,44</b>	<b>mm</b>
<b>Podmínky z rovnice 3 je splněna a hrdla H1 a H2 se vzájemně neovlivňují.</b>			
$a_{1,H3}$	Hodnota můstku na straně můstku hrdla H1	57,15	mm
$a_{2,H4}$	Hodnota můstku na straně můstku hrdla H2	57,15	mm
$l_{so1,H3}$	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny	68,12	mm
$l_{so2,H4}$	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny	68,12	mm
		<b>250,54</b>	<b>mm</b>
$L_{bH3,H4}$	Vzdálenost středů hrdel měřená na střednici skořepiny	<b>4999,17</b>	<b>mm</b>
<b>Podmínky z rovnice 3 je splněna a hrdla H3 a H4 se vzájemně neovlivňují.</b>			

## 7.6 Sedlové podpěry

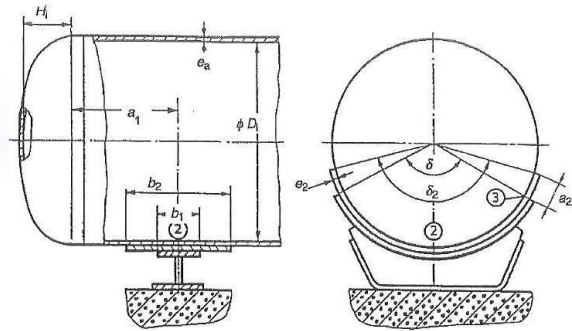
Tab. 19 – Významné hodnoty sedlové podpěry

Symbol	Název	Hodnota	Jednotka
W	Celková tíha nádoby (včetně obsahu)	29563	N
$W_f$	Tíha tekutiny	14241	N
L	Délka válcové části nádoby	5947	mm
n	Počet sedlových podpěr	2	-
$a_1$	Vzdálenost sedlové podpěry od přilehlého konce válcové části	1194	mm
$b_1$	Axiální šířka sedla sedlové podpěry	60	mm
$b_2$	Šířka podložného plechu	360	mm
$\delta$	Vnitřní úhel sedlové podpěry	120	°
$l_1$	Vzdálenost dvou sousedních sedlových podpěr	2988	mm



Obr. 32 – Sedlová podpěra

Axiální posuv od tepelné dilatace je řešen upevněním pouze jednoho sedla, druhé sedlo je volné vůči pohybu v axiálním směru.



Obr. 33 – Geometrie sedlové podpěry [7]

## 8. Proudění kapaliny v mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku

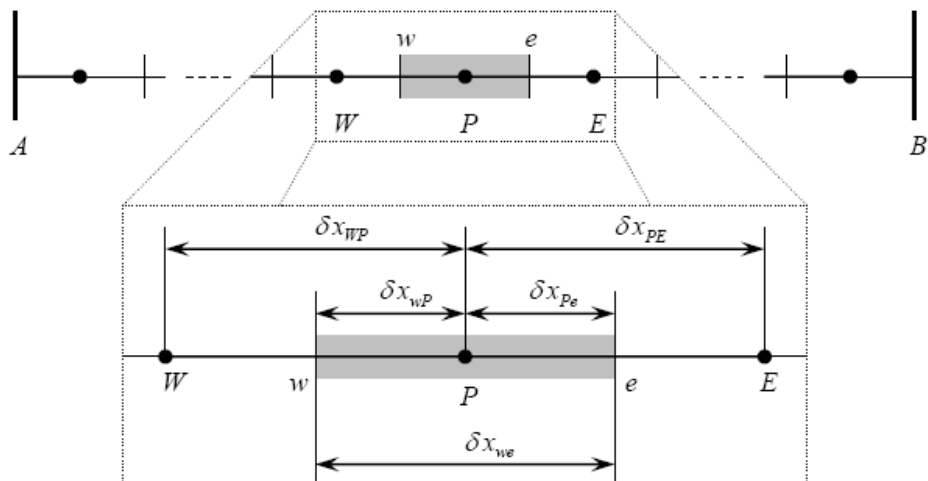
Součástí diplomové práce je model proudění v mezitrubkovém prostoru bez přítomnosti trubek vytvořený v programu ANSYS WORKBENCH 14.0, který je v příloze č. 6. Cílem tohoto modelu byl výpočet rychlostí a tlakových ztrát proudícího média a odhalení kritických míst na vstupu, resp. výstupu tekutiny z výměníku, případně v místech obtékání přepážek.

### 8.1 Výpočtová dynamika tekutin

Výpočtová dynamika tekutin (CFD – Computation Fluid Dynamics) je formou počítačové opory pro modelování proudění tekutin v průmyslových aplikacích. Tato forma se začala rozvíjet s rychlým vývojem výkonné výpočetní techniky v 70-tých letech 20. století. Výpočtová dynamika tekutin se věnuje vytváření výpočtových algoritmů a numerických metod, umožňujících počítačové simulace chování tekutin v reálných zařízeních. Mezi hlavní producenty CFD softwaru patří FLUENT, CFX, STAR-CD a jiné [22].

Rovnice popisující proudění jsou vyjádřeny Navier-Stokesovými rovnicemi a rovnicí kontinuity, tyto rovnice se označují jako řídicí rovnice. Vyjádření těchto zákonů lze interpretovat ve tvaru integrálních nebo parciálních diferenciálních rovnic. CFD se tedy dá definovat jako umění nahrazovat integrály a parciální derivace v Navier-Stokesových rovnicích rovnicemi diskretizovanými algebraickými formami, které jsou dále řešeny s cílem nalezení hodnoty vlastností proudových polí v diskretních bodech [22].

V praxi se využívají tři základní výpočtové diskretizační techniky: metoda konečných diferencí, metoda konečných prvků a metoda konečných objemů. Tyto metody rozdělují (diskretizují) celou oblast výpočtového prvku na malé části, v kterých se hodnoty řídicích rovnic aproximují. Řešení vyžaduje doplnění výpočtu o počáteční a okrajové podmínky. Pro CFD výpočty se používá vesměs metoda konečných objemů. Diskretizace metodou konečných objemů spočívá na dělení výpočtové oblasti na konečné, resp. kontrolní objemy (buňky), jak je znázorněno na obrázku 34. Každý kontrolní objem je definován svými hranicemi (svislými úsečky) a středovým uzlem (zvýrazněné body). Vzdálenost v ose x mezi jednotlivými hranicemi, resp. středovými uzly, pak znázorňuje hodnota  $\delta x_{ij}$  [22].

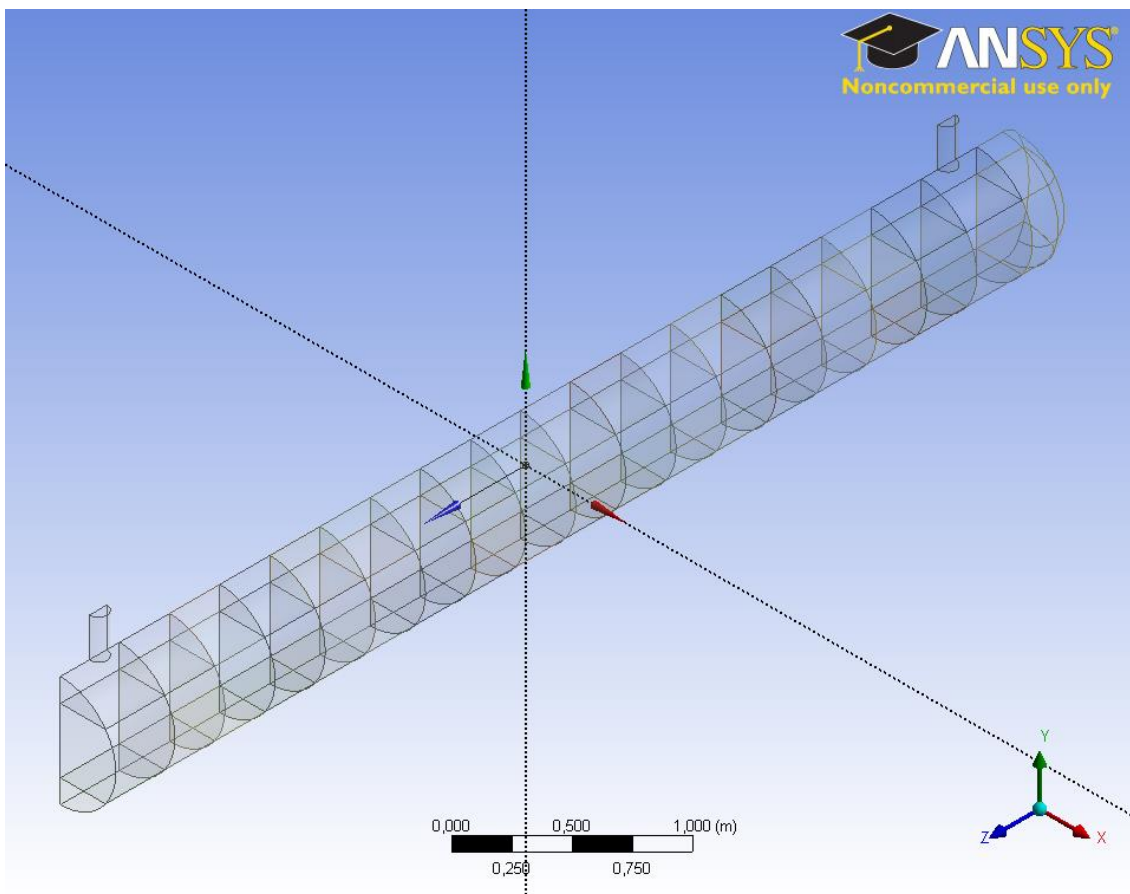


Obr. 34 – Schématické znázornění diskretizace výpočtové oblasti v 1D [22]

## 8.2 Tvorba modelu CFD

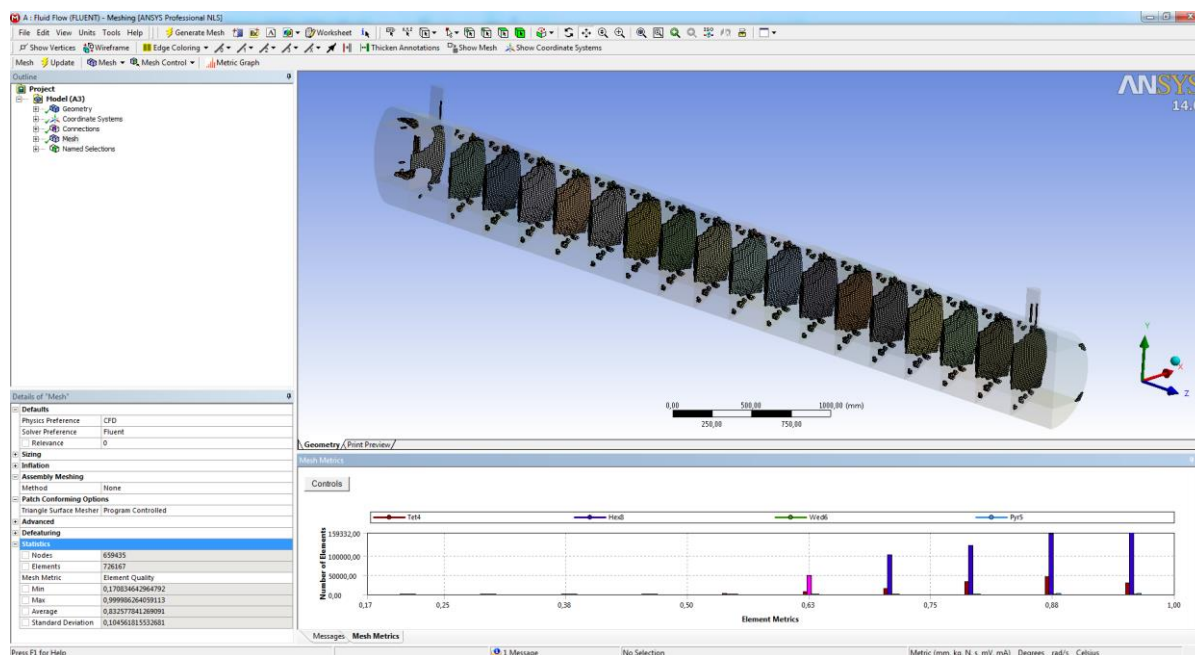
Důležitou částí pro modelování dynamiky tekutin je samotný model. V případě této diplomové práce pak trojrozměrný model pro důkladnou predikci proudění tekutiny ve všech třech osách. ANSYS má možnost tvorby modelu ve vlastním designovém rozhraní, ale pro potřeby této diplomové práce byl vytvořen trojrozměrný model v programu SolidWorks 2011 (obrázek 4). Tento model je k nahlédnutí v příloze č. 6.

Po vytvoření trojrozměrného modelu následuje fiktivní vyplnění prostoru (mezitrubkového prostoru) tekutinou, tedy prostoru, kde bude proudit tekutina. Celý model je pro úsporu výpočtového času a omezení výpočtových kapacit PC díky osové symetrii upraven, jak je znázorněno na obrázku 35. Tento model je dále rozdělen na několik desítek částí kvůli správnému nadefinování přepážek. Tyto přepážky jsou pouze fiktivní, tvoří je roviny na hranicích jednotlivých částí. Model s navrhovaným počtem trubek je enormně výpočtově náročný, z tohoto důvodu je zvolen výpočtový model s porézní přepážkou. Porézní přepážka je účinnou náhradou za trubky pro globální predikci veličin rychlostí, tlakových ztrát atd., ale neodhalí důležitá lokální místa, například pro zviření tekutiny a následné vibrace v příčném toku za trubkou nebo u přepážek.



Obr. 35 – Model mezitrubkového prostoru

### 8.3 Tvorba sítě CFD



Obr. 36 – Mesh metrics síťového modelu mezitrubkového prostoru

Tvorba sítě je jedním z klíčových bodů simulace. Příliš mnoho buněk vede k dlouhým výpočtovým časům, naopak příliš málo buněk vede k nepřesným výpočtům. V zásadě by po vykonání výpočtu mělo dojít ke kontrolnímu výpočtu s použitím stejného modelu

s větším počtem buněk, přičemž se sleduje odchylka obou řešení. Pokud by se od sebe oba výsledky výrazněji lišily, je zapotřebí vytvoření sítě s více buňkami. Dalším důležitým bodem při síťování je samotná kvalita sítě, která je většinou závislá na odbornosti uživatele.

Výpočetní modul pro tuto diplomovou práci byl řešen při 600 tisíci buňkách a upřesněn při 726 tisíci buňkách, při kterých se výsledky nelišily. Buňky u jednotlivých přepážek byly zhuštěny pro zpřesnění hodnot počítaných u přepážek.

Kontrola kvality sítě je provedena pomocí Mesh metrics znázorněná na obrázku 36.

## 8.4 Výsledky CFD

V kapitole 8.2 bylo zmíněno slovo porézní přepážka. Cílem porézní přepážky je zjednodušení geometrie pro výpočtový model. Použití porézní přepážky je podmíněno nadefinováním oblasti, v které bude použita, tlakové ztráty v jednotlivých osách, porózity a koeficientu  $C_2$  v definované oblasti.

Porézní média jsou modelována přidáním tlakových ztrát vlivem viskozity (první člen rovnice 37 na pravé straně) a setrvačnosti (druhý člen rovnice 37 na pravé straně) kapaliny do standardních rovnic kapalinového proudění vyjádřeného rovnicí 37 [23]

$$S_i = -\left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \cdot \mu \cdot u_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \cdot \rho \cdot |u| \cdot u_j\right), [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-2}], \quad (37)$$

kde  $S_i$  ... zdrojový člen pro i-tou (x,y,z) momentovou rovnici [ $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-2}$ ]

$|u|$  ... hodnota rychlosti [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$D_i, C_i$  ... předepsané matice pro i-tou (x,y,z) osu [ $m^{-2}, m^{-1}$ ].

Rovnice 37 může pro zjednodušenou homogenní porézní vrstvu vyjádřit rovnicí 38 [23]

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha} \cdot v_i + C_2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot |u| \cdot u_i\right), [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-2}], \quad (38)$$

kde  $\alpha$  ... propustnost [ $m^2$ ].

Při vysokých rychlostech je hodnota  $\alpha$  rovna nule a konstanta  $C_2$  koriguje setrvačné ztráty v porézním prostředí. Tato konstanta poskytuje hodnotu ztráty na jednotku délky podél směru proudění. Zjednodušená podoba rovnice tlakových ztrát v porézní vrstvě lze vyjádřit rovnicí 39 [23]

$$\Delta p = -S_i \cdot L_p, [Pa], \quad (39)$$

Po dosazení rovnice 38 do rovnice 39 a vyjádření konstanty  $C_2$  vznikne rovnice 40 [23]

$$C_2 = 2 \cdot \frac{\Delta p}{u_i^2} \cdot \frac{1}{\rho \cdot L_p}, [m^{-1}]. \quad (40)$$

V dalším kroku je potřeba najít tlakové ztráty ve směrech osy x – rovnice 41 [24] (směr shodný s geometrií trubek) a tlakových ztrát ve směrech osy y – rovnice 42 [24] (křížový tok). Tlaková ztráta ve směru osy z se považuje za nulovou.

$$\Delta p_x = k_{bun} \cdot \lambda \cdot \left(\frac{\rho \cdot u^2}{2}\right) \cdot \frac{l}{d_{ekv}}, [Pa], \quad (41)$$

a

$$\Delta p_y = (\psi \cdot A \cdot Re^{-0.27} \cdot (z + 1) + \Delta \xi_t) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2, [Pa]. \quad (42)$$

Celý mezitrubkový prostor dle obrázku 35 byl rozdělen na dva typy částí: střední část a okrajové části. Porozita je dána rovnicí 43

$$\varepsilon = \frac{V - V_\varepsilon}{V}, [-], \quad (43)$$

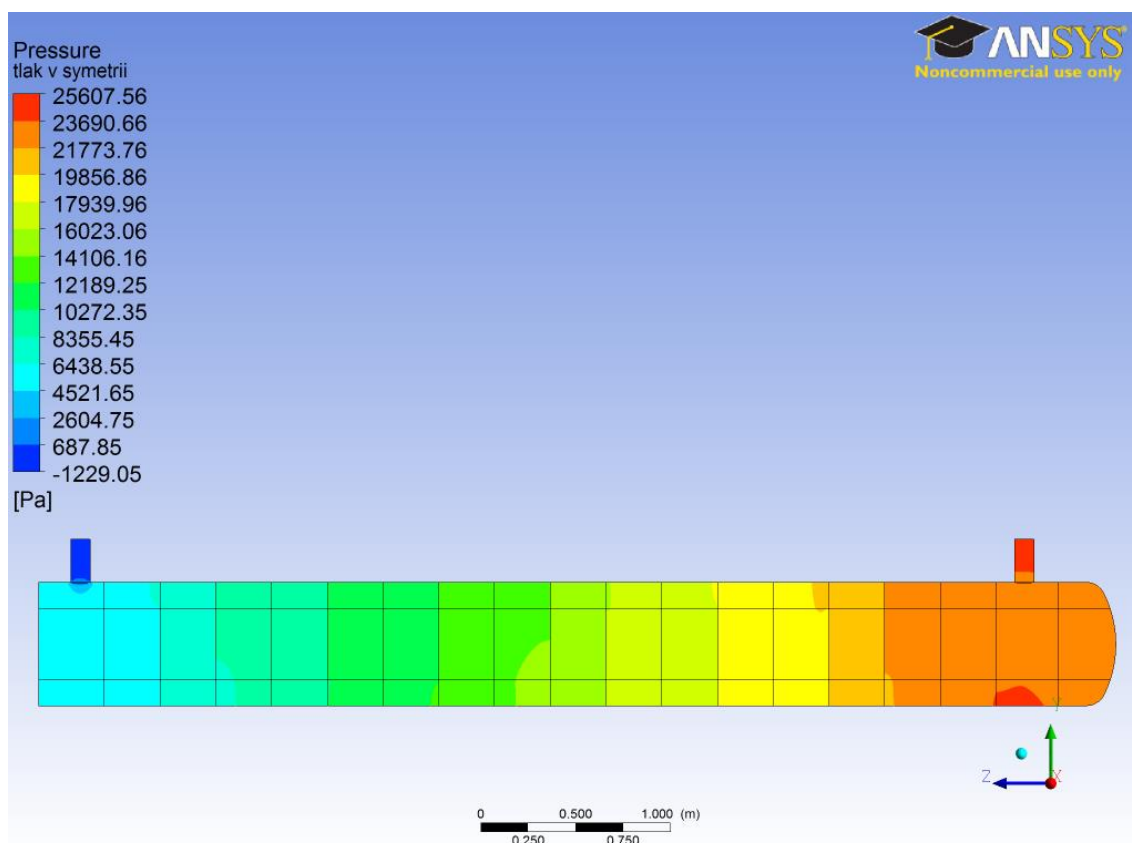
kde  $V$  ... celkový objem [ $\text{m}^3$ ]  
 $V_\varepsilon$  ... objem porézní vrstvy [ $\text{m}^3$ ].

Výsledky z rovnice 40 až 43 jsou vypsány v tabulce 20.

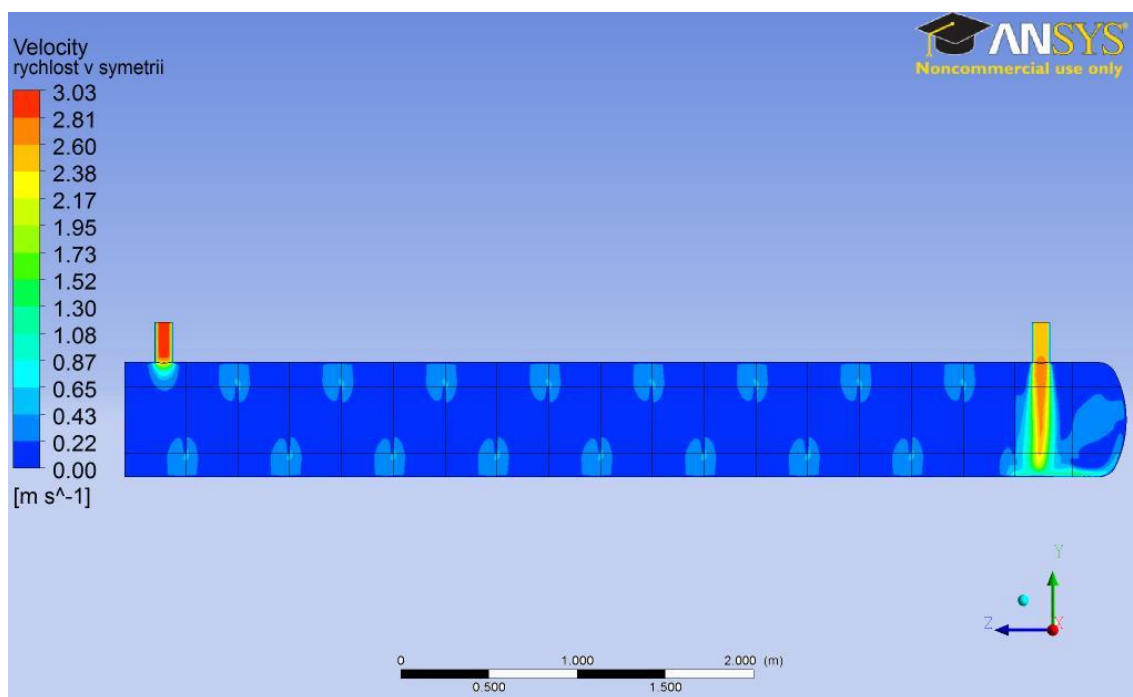
Tab. 20 – Hodnoty porézní přepážky

	$\Delta p_x$ [Pa]	$\Delta p_y$ [Pa]	$\varepsilon$ [-]	$C_{2,x}$ [ $\text{m}^{-1}$ ]	$C_{2,y}$ [ $\text{m}^{-1}$ ]
střední část	1970,1	630,2	0,53	9,1	2,9
okrajové části	1669,5	177,2	0,61	7,7	0,8

Výstupy z CFD jsou ve formě obrázků. Na obrázku 37 a 38 je znázorněna tlaková ztráta a rychlost tekutiny v mezitrubkového prostoru.



Obr. 37 – Tlak tekutiny v osové symetrii mezitrubkového prostoru



Obr. 38 – Rychlost tekutiny v osové symetrii mezitrubkového prostoru

Obrázek 38 znázorňuje kritické místo na vstupu kapaliny do mezitrubkového prostoru. Na vstupu bude s největší pravděpodobností docházet k erozi na povrchu trubek, jelikož kapalina přesahuje mezní hodnotu rychlosti  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , z tohoto důvodu by bylo vhodné umístit za vstupní hrdlo nárazový plech. Další obrázky z CFD výstupu jsou umístěny v příloze 5. Kde v příloze 5 a) je obrázek hodnot podélných rychlostí v kontrolních místech, 5 b) obrázek hodnot příčných rychlostí, 5 c) obrázek změn tlakových hodnot v příčných řezech, 5 d) obrázek rychlostních proudnic a 5 e) rozložení hodnot rychlostí na vstupu do mezitrubkového prostoru.

## 9. Pevnostní kontrola pomocí MKP

Při pevnostním návrhu základních částí výměníku tepla lze využít tři základní přístupy. Jedná se o návrh dle základních analytických vztahů (MKP), návrh dle analýzy a návrh na základě experimentů. Návrh na základě základních analytických vztahů je v dnešní době stále nejpoužívanější a ve většině případů i dostačující. Pokud však nelze konstrukci pomocí analytických vztahů spočítat, ať již z důvodu provozních podmínek, nebo geometrie neodpovídající normalizovaným analytickým vztahům, jsou problémové části kontrolovány pomocí metody konečných prvků (MKP). Norma ČSN EN 13 445 připouští několik využitelných metod. První přípustná metoda je návrh dle analýzy. Při návrhu dle analýzy lze využít dva přístupy řešení, prvním přístupem je metoda založená na kategorizaci napětí. Provádí elastický výpočet, který je následně vyhodnocen rozřazením příslušných napětí do kategorií, a poté porovnáním těchto napětí s dovolenými hodnotami namáhání. Tato metoda je do značné míry konzervativní. Pro zpřesnění je možno využít druhou možnost návrhu, a to přímou metodu. Přímou metodou je výpočet proveden podle mezních stavů. Touto metodou se kontroluje každé možné selhání konstrukce zvlášť. Uvažované kontroly konstrukce jsou: kontrola konstrukce na výraznou plastickou deformaci, progresivní plastickou deformaci, ztrátu stability, únavu a kontrola konstrukce na statickou rovnováhu. Třetí přípustnou metodou pevnostního návrhu je „návrh dle experimentu“, ten je ovšem využíván jen zřídka.

## 9.1 MKP

MKP neboli metoda konečných prvků patří mezi moderní metody napětově-deformačních analýz. Stejně jako metoda konečných objemů se metoda konečných prvků stala populární a hodně používanou matematickou metodou v inženýrské analýze (pro vedení tepla, elektromagnetismus, proudění kapaliny, pevnostní analýzy).

MKP je založena na variačním počtu hledajícím minimum funkcionálu. Funkcionál zobrazuje množinu funkcí do množiny čísel. Je to pravidlo, které přiřazuje funkci na základě jejího definičního oboru (nebo jeho části) nějakou číselnou hodnotu. Příkladem funkcionálu je určitý integrál funkce [26].

Základním funkcionálem v napětově-deformační analýze pružných těles je jejich energie napjatosti. Energie napjatosti je práce, která je spotřebovaná na deformaci tělesa a je v případě pružné deformace vratná. Je to tedy číselná hodnota přiřazená např. funkcím popisujícím deformační posuv jednotlivých bodů tělesa. Pro libovolný tvar deformovaného tělesa je možné tuto energii napjatosti určit z přetvoření a napětí ve všech bodech tělesa. Při daném zatížení a vazbách k okolí nemůže těleso zaujmout libovolný tvar, ale skoro vždy jde definovat jako deformace s nejméně energeticky náročným tvarem, což vyjadřuje matematicky věta o minimu kvadratického funkcionálu. Příslušný energetický funkcionál lze definovat rovnicí 44 [26]

$$\Pi = W - P, [J], \quad (44)$$

kde  $\Pi$  ... potenciální energie tělesa [J],

$W$  ... napjatost tělese [J]

$P$  ... potenciál vnějšího zatížení [J].

Praktický výpočet probíhá většinou za pomoci počítačového programu, kde se vytvoří geometrický model tělesa nebo soustavy, který se spojitě (beze zbytku) rozdělí na prvky konečných rozměrů. Základními prvky v rovině mohou být čtyřúhelník, trojúhelník a jiné. V prostoru pak trojstěn, čtyřstěn, kostka, kvádr a jiné. Rohy těchto prvků jsou pak uzlovými body, v nichž se určují neznámé hodnoty posuvů a natočení. Strany nebo případně hrany prvků poté vytvářejí síť [26].

## 9.2 Statická strukturální analýza

Součástí diplomové práce je seznámení se s analýzami MKP a využití analýz při kontrole dané části výměníku tepla. Touto částí je hrdlo. Pevnostní kontrola hrdla je provedena ve statické strukturální analýze modelem lineární (elastické) analýzy v programu ANSYS WORKBENCH 14.0, umístěný v příloze č. 6.

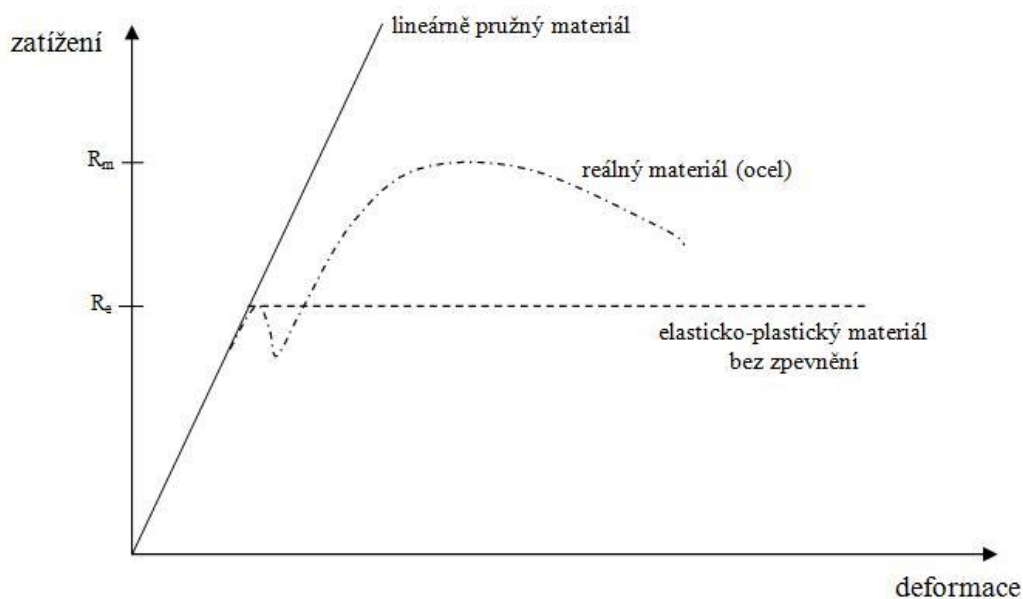
Alternativou k modelu lineární (elastické) analýze je nelineární (elasticko-plastická) analýza. Lineární analýza popisuje lineárně pružný materiál, kde zatížení materiálu je přímo úměrné deformaci materiálu, a to i nad mez kluzu materiálu  $R_e$ . U lineárně pružného materiálu dochází pouze k elastickým deformacím. To znamená, že nezáleží na předchozím zatěžování materiálu, ale na aktuálním stavu zatížení. Lineární (elastické) zatížení se může matematicky popsat obecným Hookovým zákonem (rovnice 45)

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, [MPa], \quad (45)$$

kde  $\sigma$  ... normálové napětí [MPa]

$\varepsilon$  ... relativní proloužení [-]

$E$  ... Youngův modul pružnosti (modul pružnosti v tahu) [MPa].

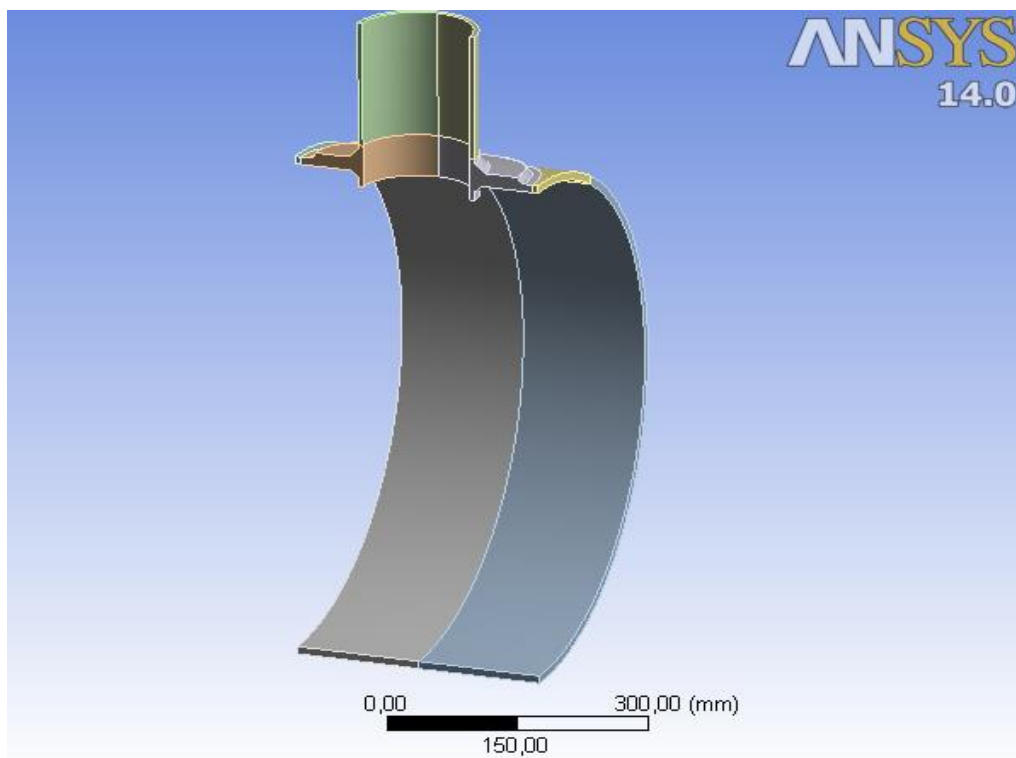


Obr. 39 – Závislost deformace na zatížení

Obrázek 39 znázorňuje závislost deformace na zatížení pro model lineárně pružného (elastického) materiálu, nelineárně pružného materiálu (elasticko-plastického bez zpevnění) a reálného materiálu.

### 9.3 Tvorba modelu MKP

Model pro statickou strukturální analýzu je znázorněn na obrázku 40. Model je za pomoci osové symetrie zjednodušen. Hrdlo je vyztuženo výztužným límcem podle návrhu ze software Sant' Ambrogio. Svar je na namodelován skosením ve stykových plochách.



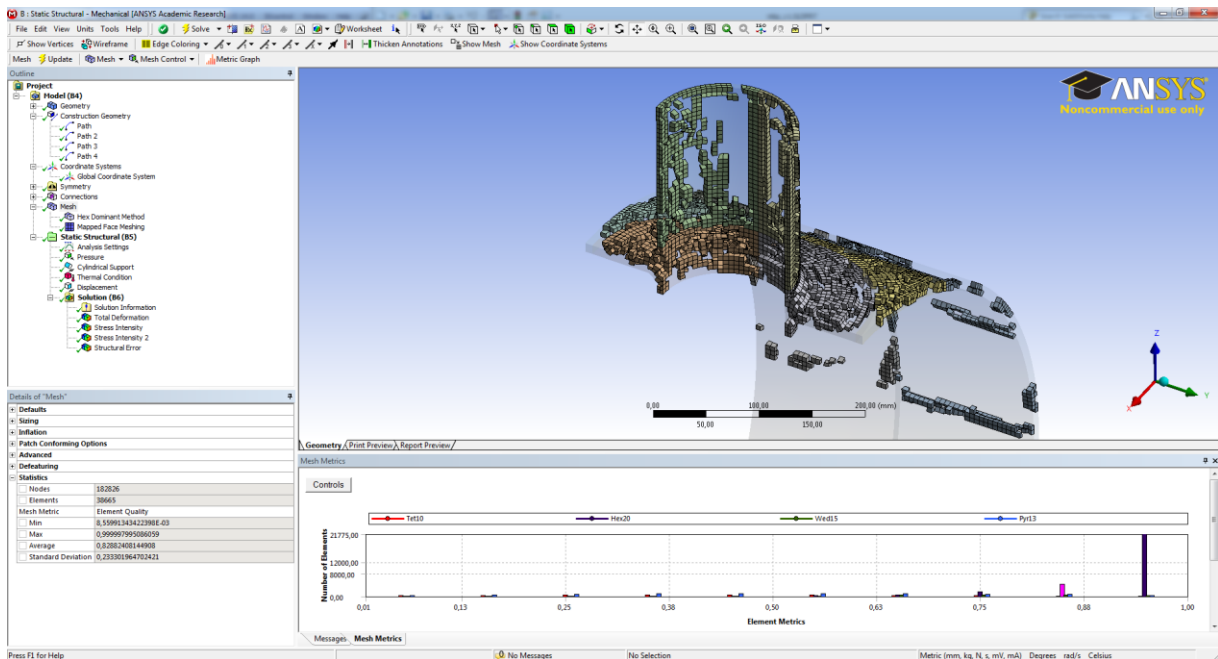
Obr. 40 – Výpočtový model pro MKP

## 9.4 Tvorba sítě MKP

Tvorba sítě pro metodu konečných prvků je stejná jako u metody konečných objemů u CFD. Dobrá síť by měla zachytit skutečné napětí v modelu. Pokud tomu tak není, program ANSYS WORKBENCH 14.0 má nástroje pro pokročilou kontrolu vytvořené sítě. A to konkrétně metodou Mesh metrics, porovnání výsledků v post-processingu, odhadem chyb a sledováním konvergence, která jediná není v této diplomové práci zpracována.

### 9.4.1 Mesh metrics

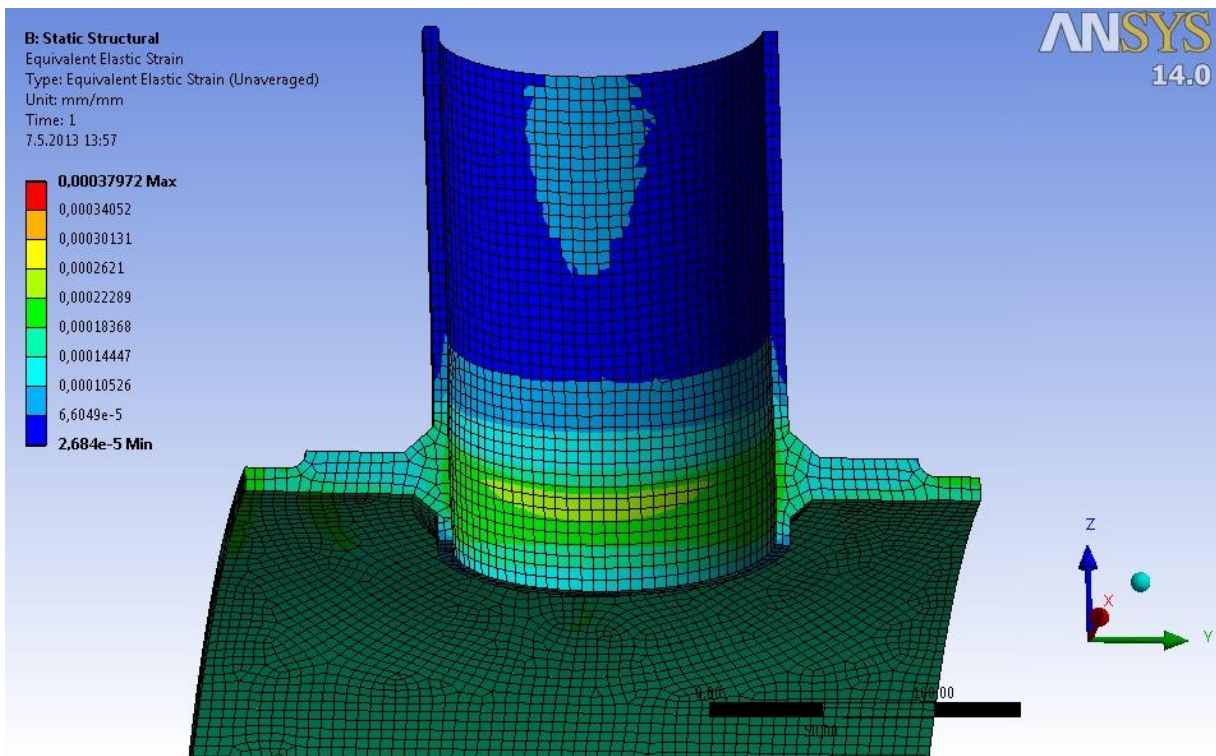
Mesh metrics je metoda sledující kvalitu sítě porovnáváním poměrů velikostí stran a velikostí úhlů podle jednotlivých typů buněk, jak je znázorněno na obrázku 41.



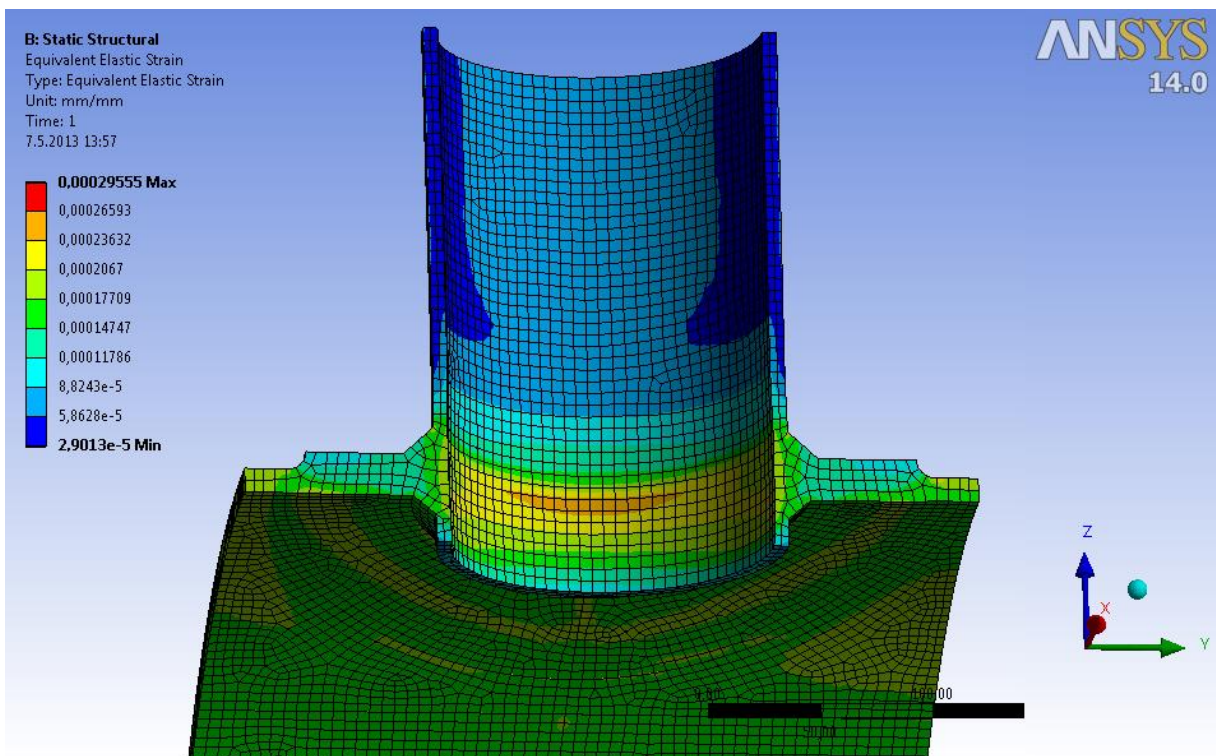
Obr. 41 – Mesh metrics

### 9.4.2 Srovnání výsledků v post-processingu

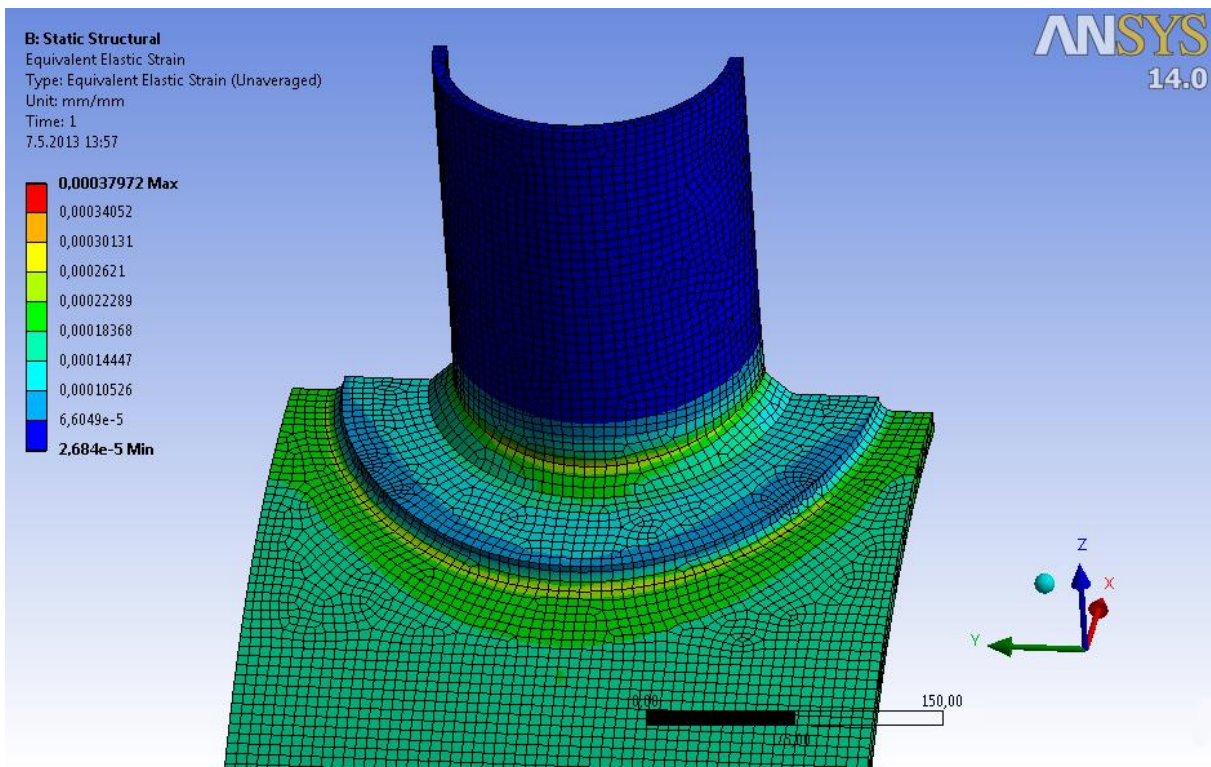
Metoda založená na porovnávání výsledků ekvivalentních napětí při zprůměrování (obrázek 42 a 44) a nezprůměrování (obrázek 43 a 45) veličin u jednotlivých buněk.



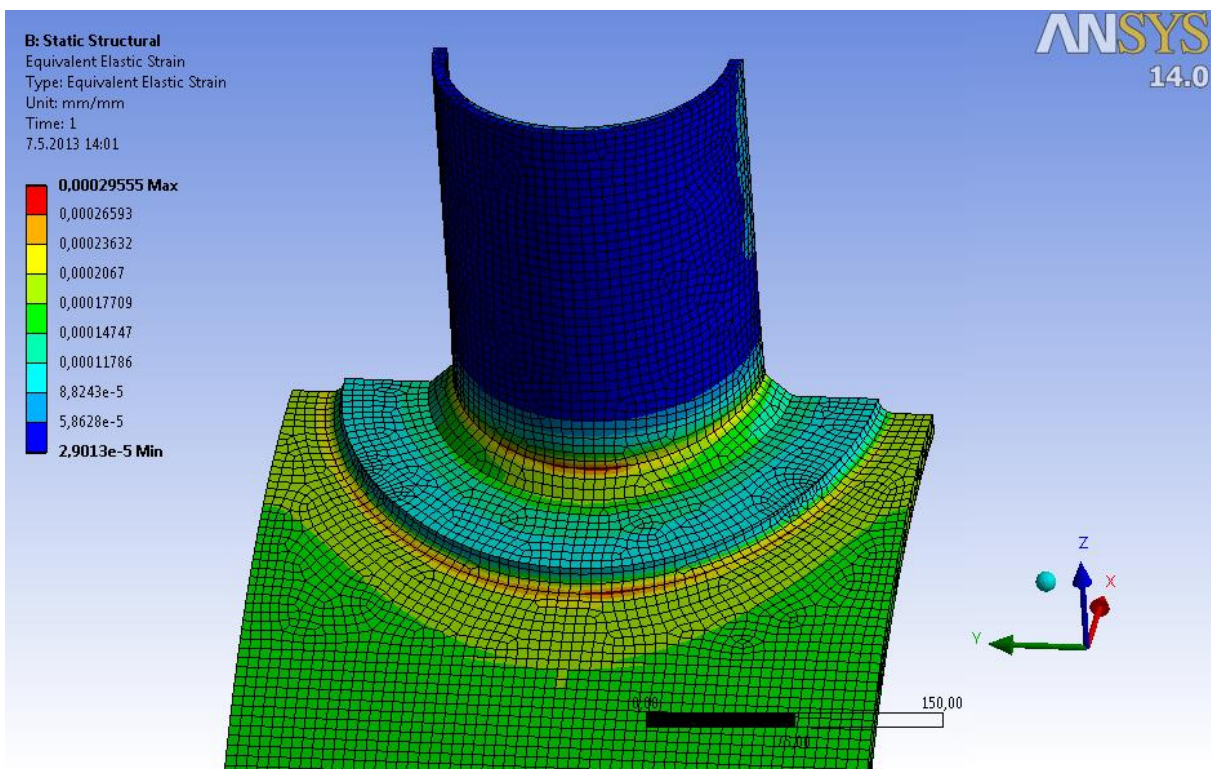
Obr. 42 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro nezprůměrované hodnoty buněk



Obr. 43 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro zprůměrované hodnoty buněk



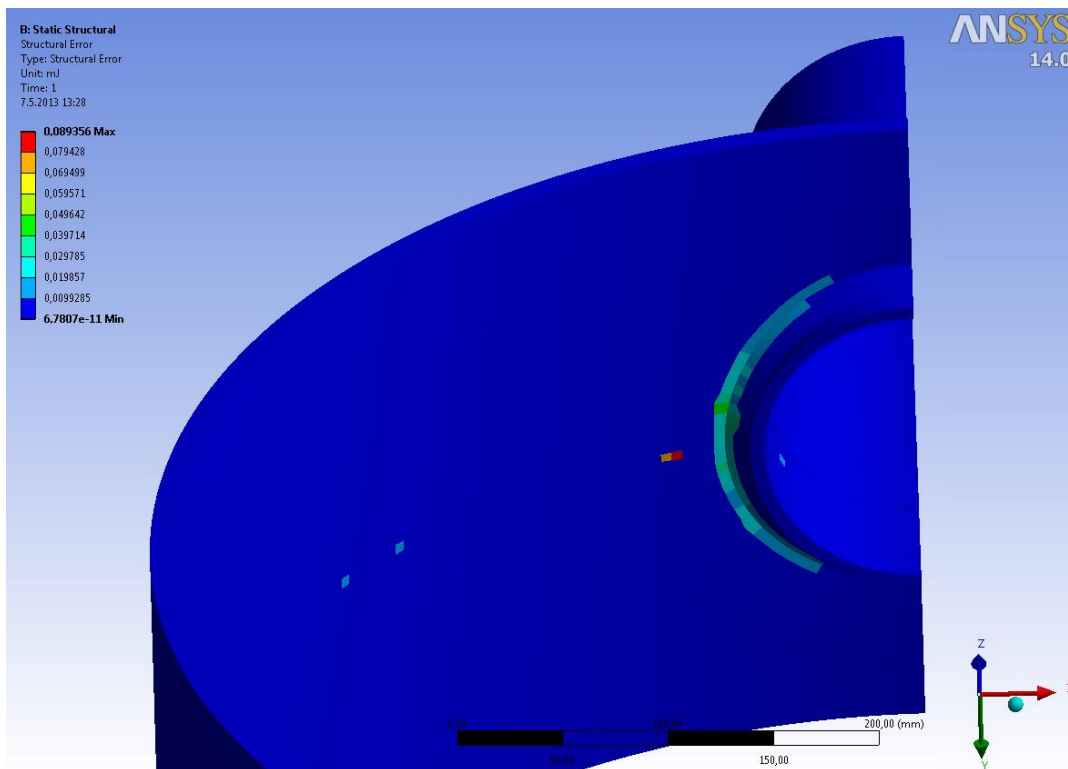
Obr. 44 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro nezprůměrované hodnoty buněk



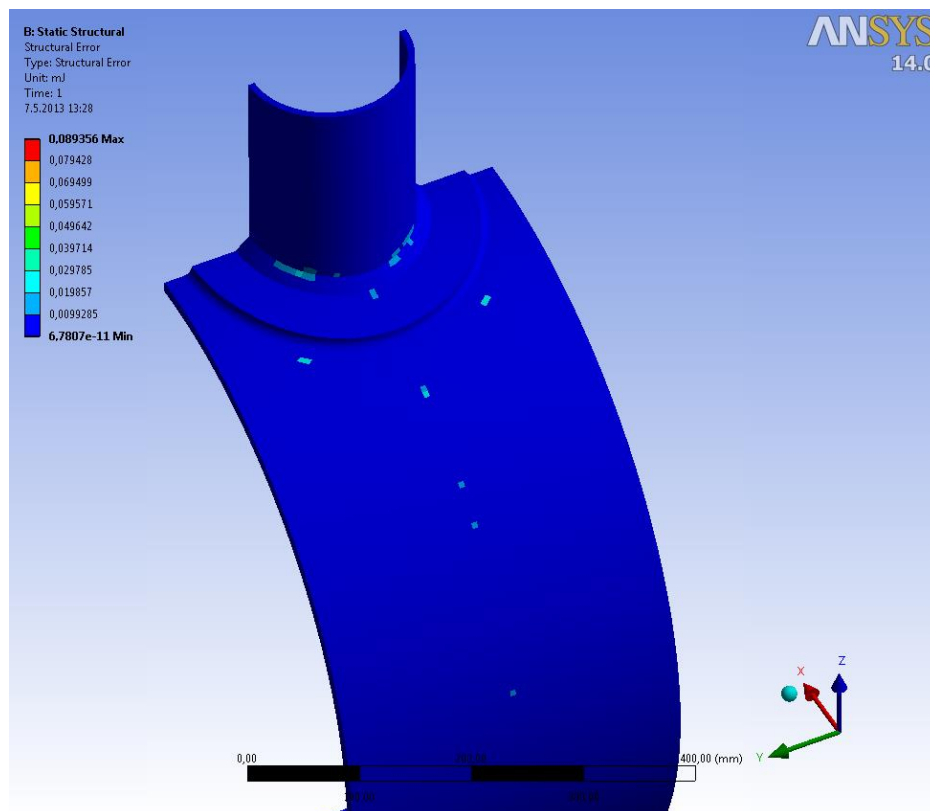
Obr. 45 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro zprůměrované hodnoty buněk

### 9.4.3 Odhad chyb

Metoda zvýrazňující elementy (obrázek 46 a 47), na kterých je pravděpodobná chyba velikostí napětí a deformace. Za pomoci této metody lze upravit kvalitu sítě.



Obr. 46 – Zvýraznění potenciálních zdrojů chyb



Obr. 47 – Zvýraznění potenciálních zdrojů chyb

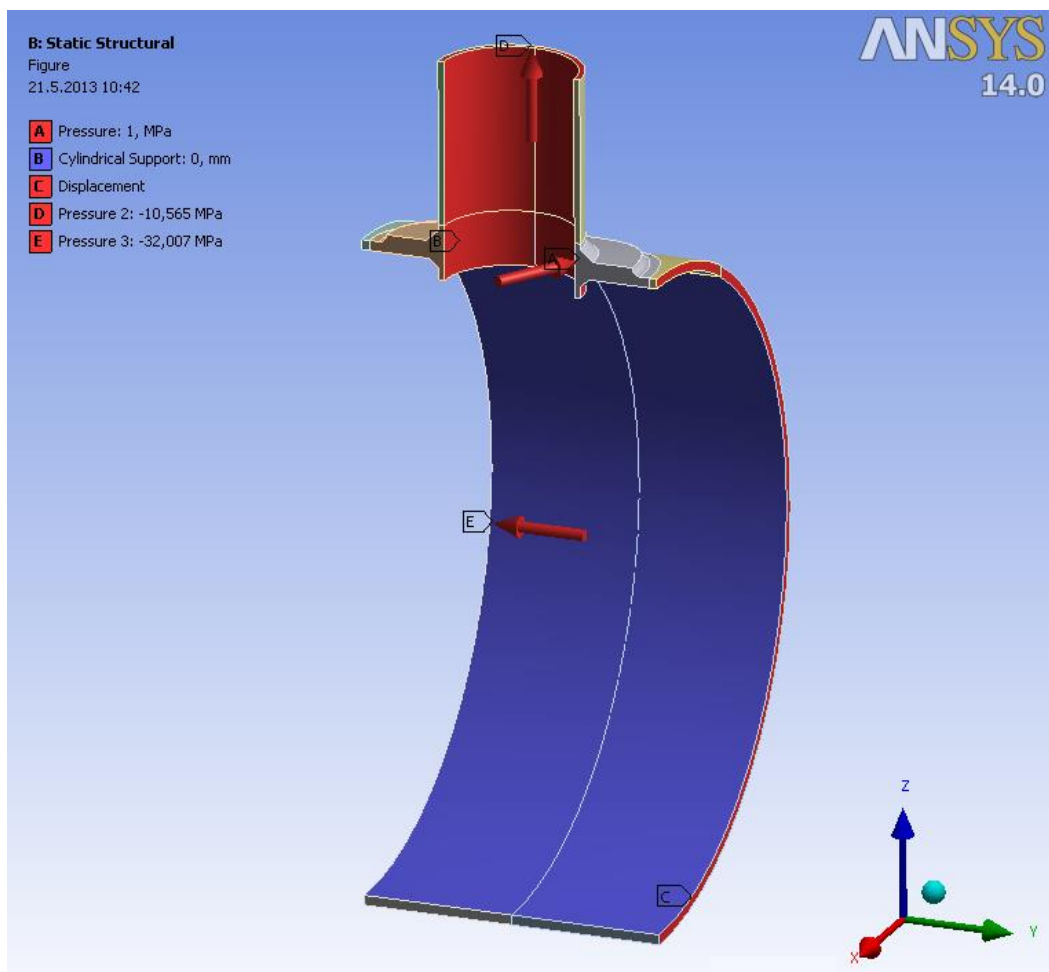
## 9.5 Výsledky MKP

Výsledkem MKP je kontrola vybrané části tepelného výměníku a to konkrétně hrdla s výstužným prstencem, pomocí kategorizace napětí podle ČSN EN 13445, přílohy C. Výstupem z kontroly hrdla s výstužným prstencem je obrázek celkové deformace (obr. 49) a intenzity napětí (obr. 50 až obr. 52).

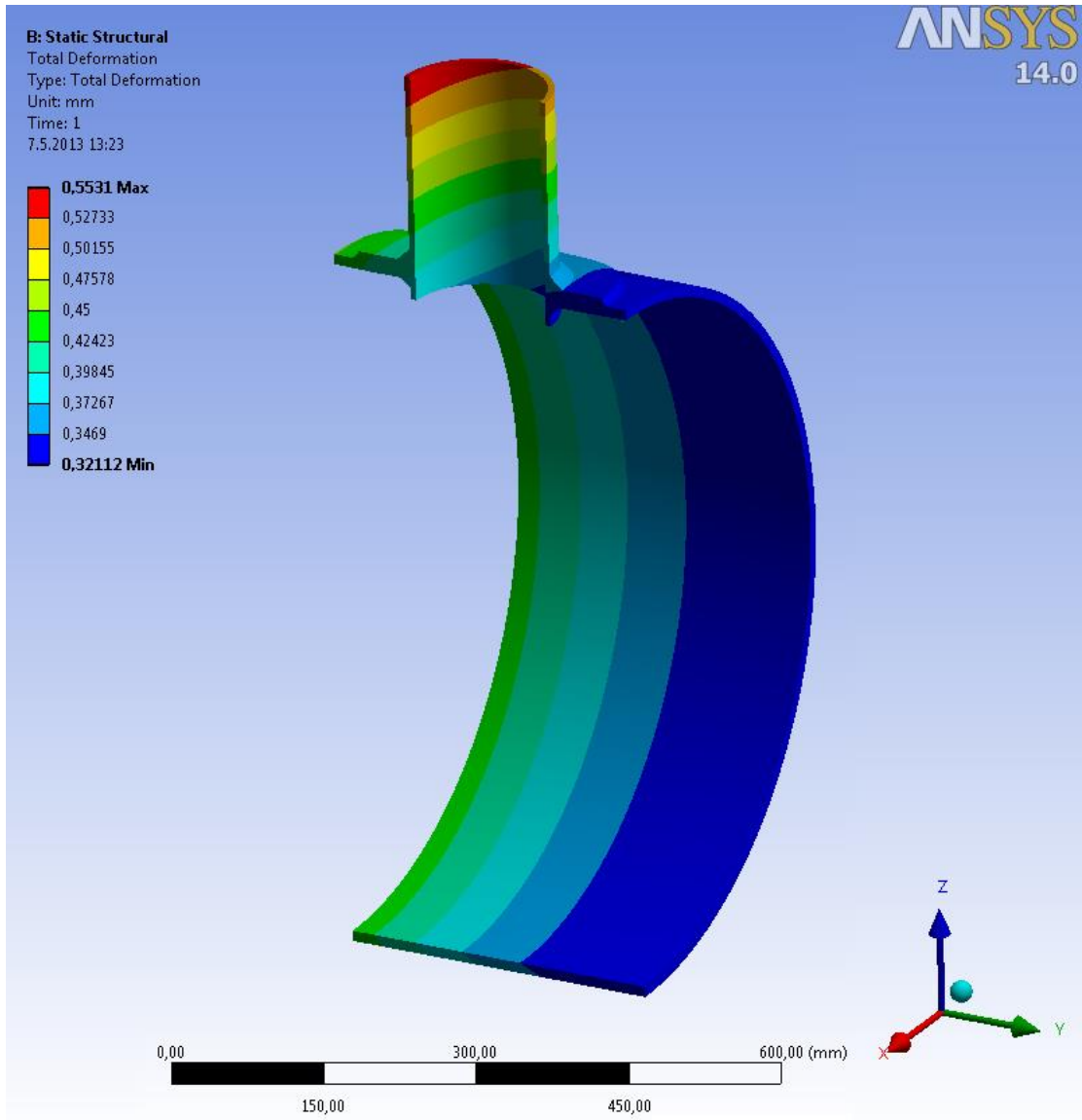
Do výpočtového modelu musí být přidány okrajové podmínky znázorněné na obrázku 47, v první řadě vazbové, zamezující posun v podélném směru, dále válcové vazby na vnitřní straně, symetrie na řezu a silové okrajové podmínky tlaku, teploty (dle tabulky 2) a ekvivalentní silové a ekvivalentní tlakové (dle tabulky 21) pro volné koncové plochy hrdla a skořepiny.

Tab. 21 – Ekvivalentní síly a tlaky pro okrajové podmínky

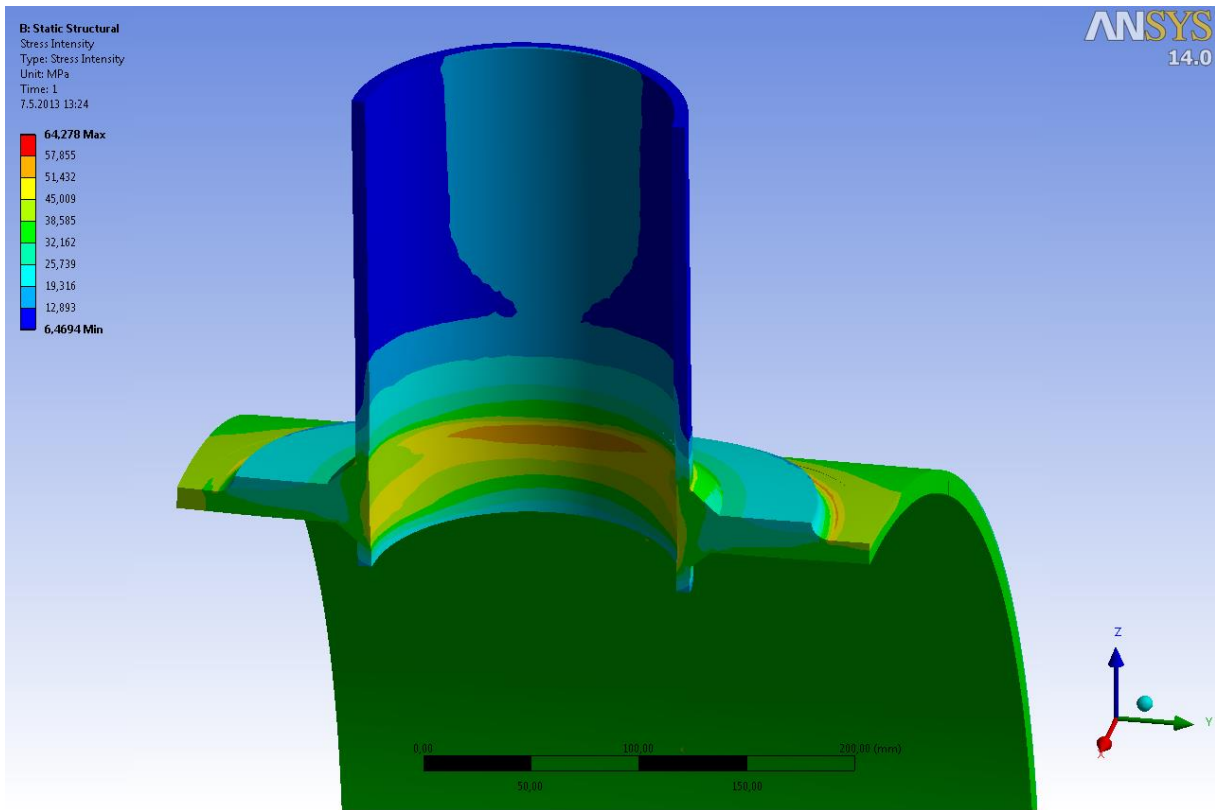
	Ekvivalentní silová podmínka [kN]	Ekvivalentní tlaková podmínka [MPa]
Hrdlo	13,77	10,57
Skořepina	331,83	32,007



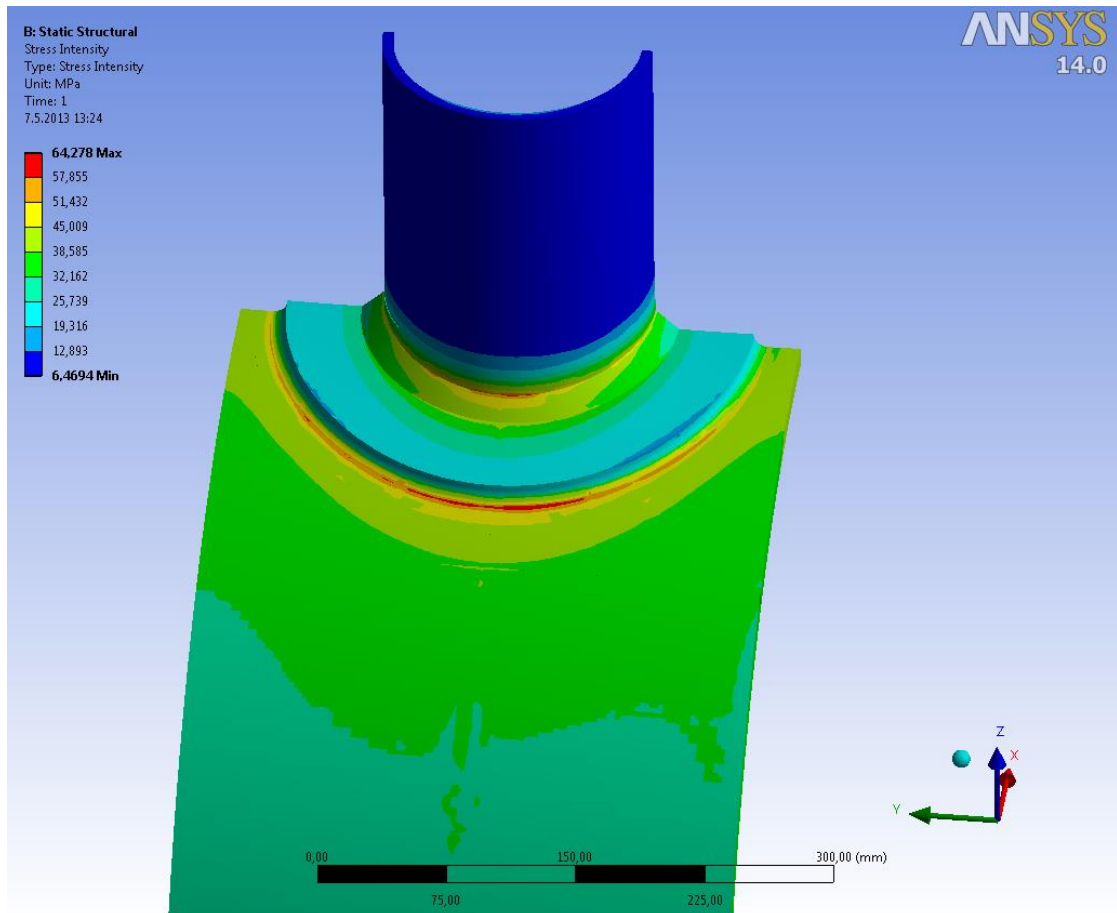
Obr. 47 – Okrajové podmínky



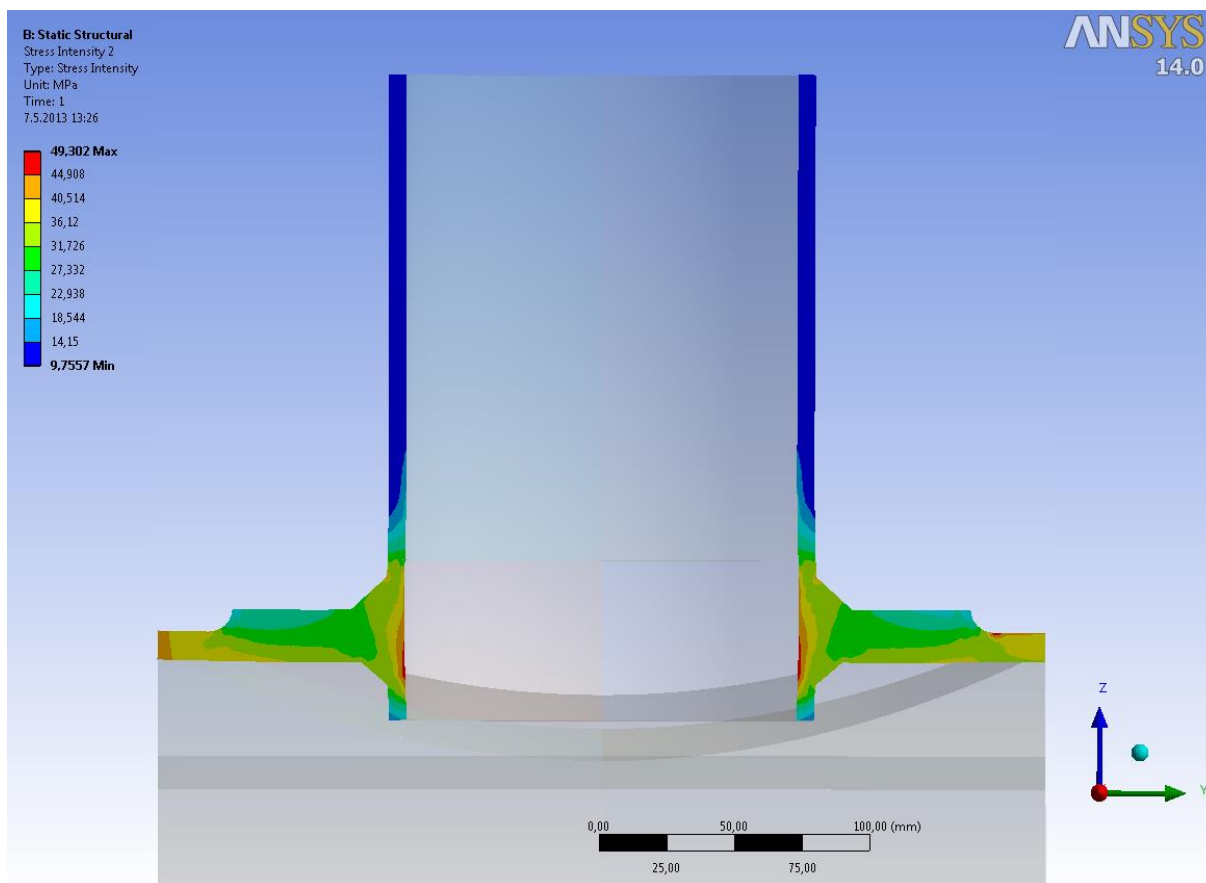
*Obr. 48 – Celková deformace hrdla tepelného výměníku*



*Obr. 49 – Intenzita napětí na hrdle*



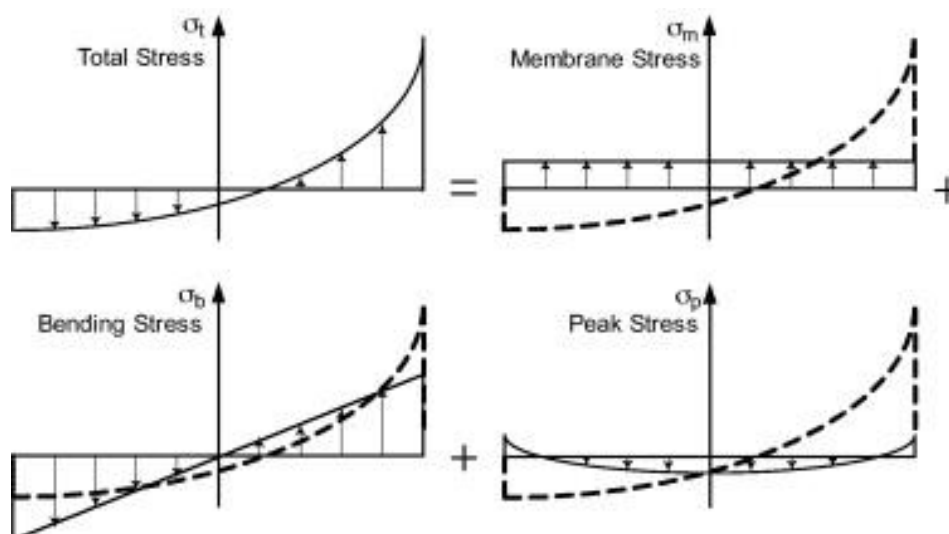
*Obr. 50 – Intenzita napětí na hrdle*



Obr. 51 – Intenzita napětí v osové symetrii

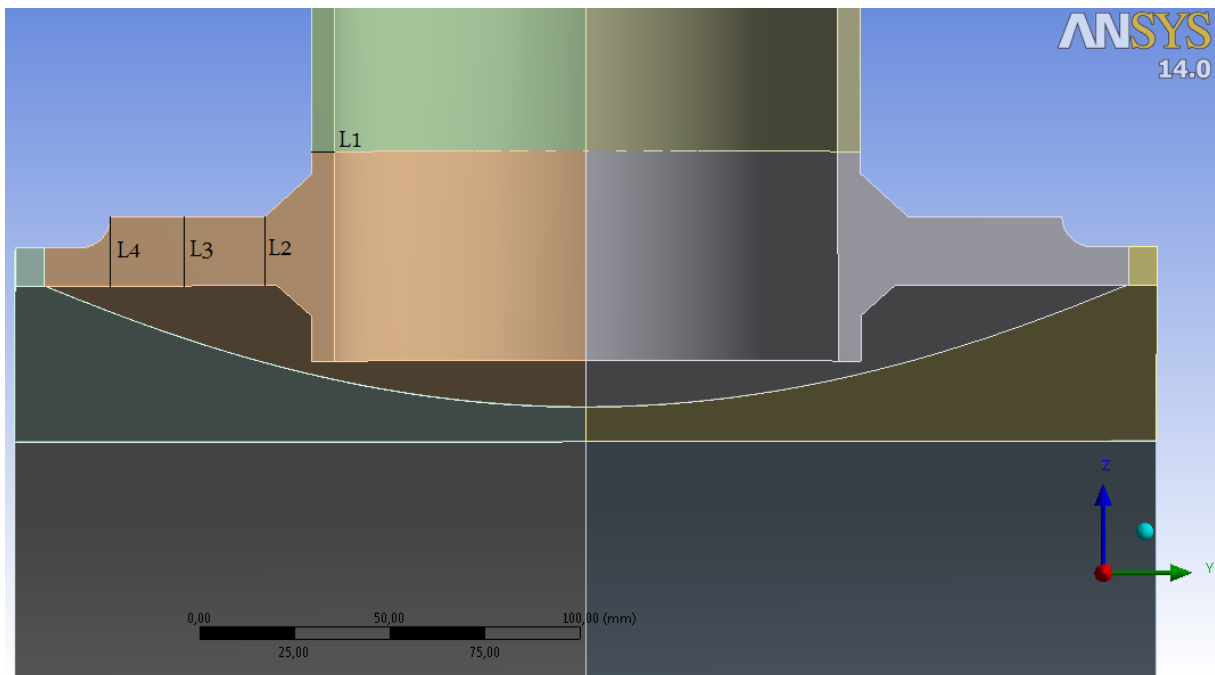
## 9.6 Linearizace napětí

Linearizace napětí probíhá po předem definované konstrukční přímce. Pro části konstrukční přímce, které neprochází uzlovými body sítě, se složky napětí interpolují pomocí vedlejších bodů uzlů sítě. Celkové napětí (Total Stress) na konstrukční přímce je dáno součtem lineárních membránových (Membrane Stress) a ohybových napětí (Bending Stress) a špičkových napětí (Peak Stress) znázorněných na obrázku 53.



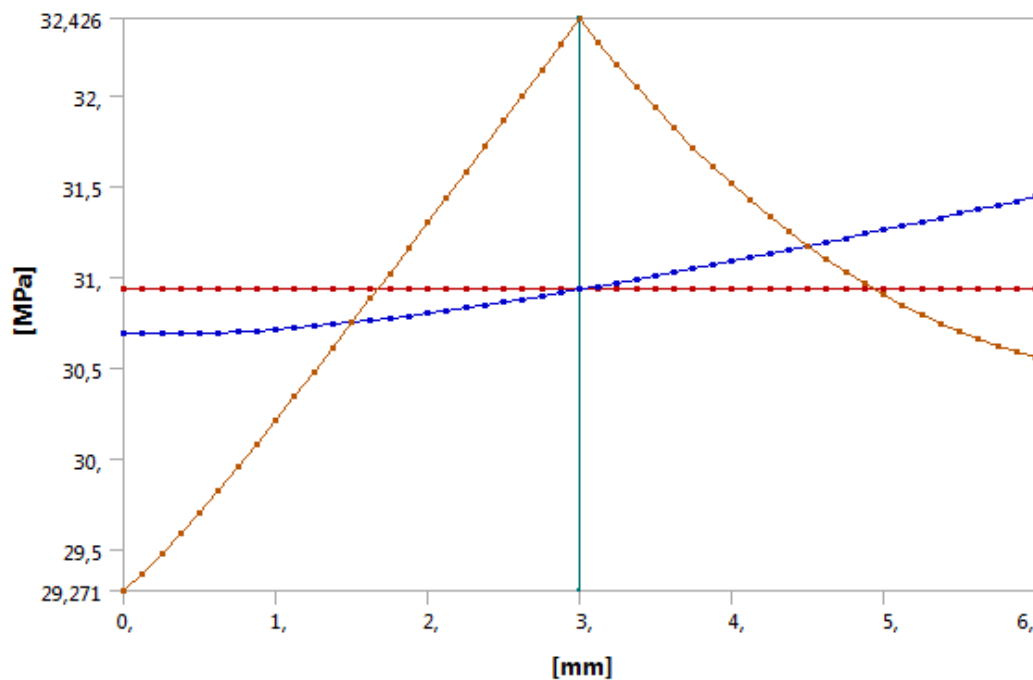
Obr. 52 – Složky linearizovaného napětí

V této diplomové práci je provedena linearizace napětí ve čtyřech místech  $L_1$  až  $L_4$  znázorněných na obrázku 54.

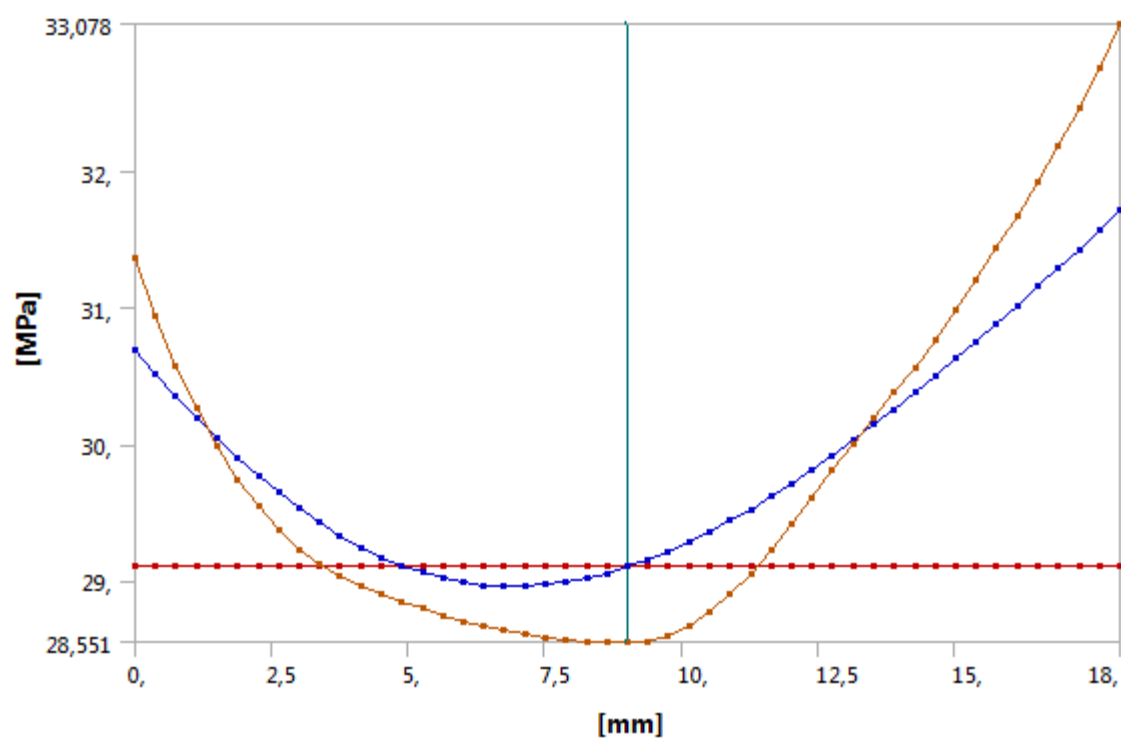


Obr. 53 – Konstrukční přímky linearizace napětí

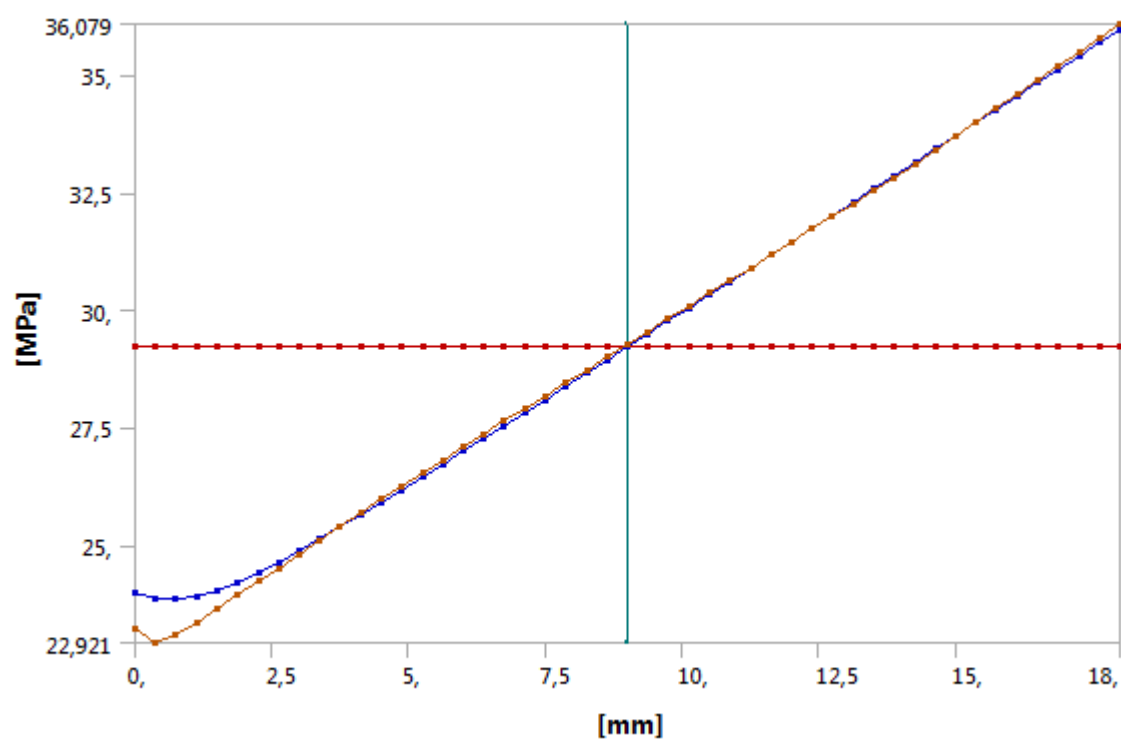
Linearizace napětí v konstrukčních přímkách  $L_1$  až  $L_4$  a hlavní napětí jsou znázorněny na obrázcích 55 až 58 s výjimkou špičkového napětí, které je v porovnání s ostatními napětími malé a jeho křivka by se zobrazila jako lineární, což v realitě není. Celkové napětí znázorňuje oranžová křivka, membránové napětí červená a součet ohybového a membránového modrá. Špičkové napětí je dáno rozdílem celkového napětí a součtu membránového s ohybovým.



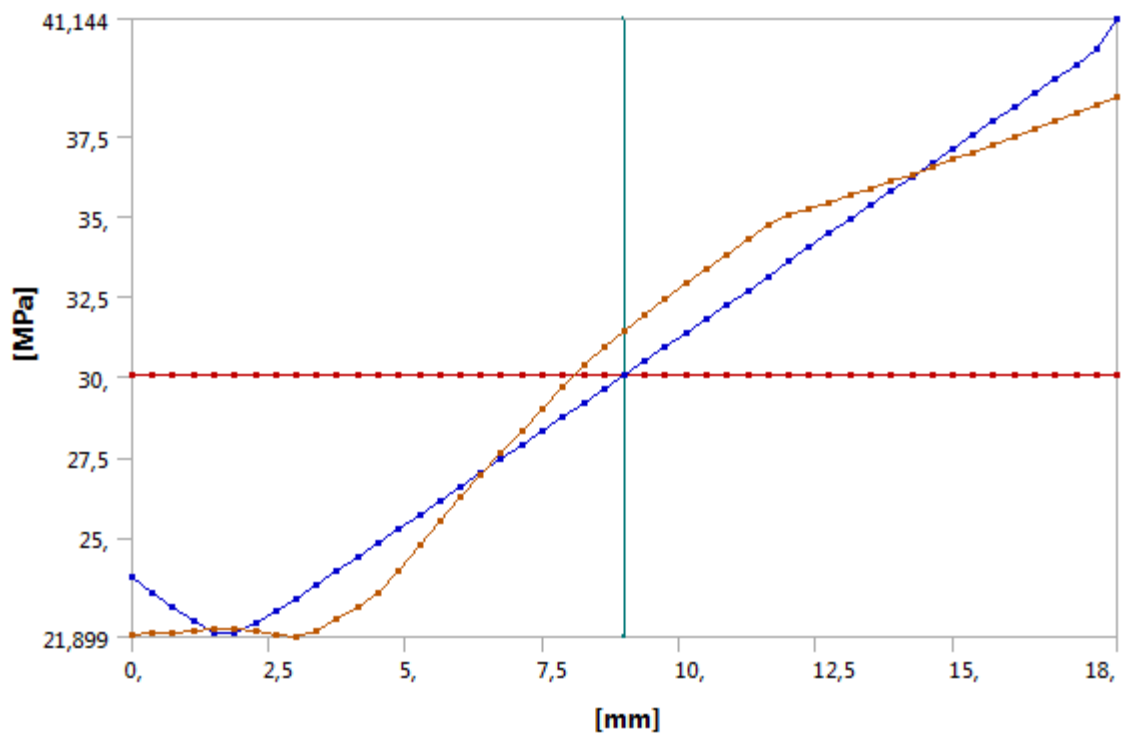
Obr. 54 – Linearizace napětí v konstrukční přímce  $L_1$



Obr. 55 – Linearizace napětí v konstrukční přímce  $L_2$



Obr. 56 – Linearizace napětí v konstrukční přímce  $L_3$



Obr. 57 – Linearizace napětí v konstrukční přímce  $L_4$

## 9.7 Kategorizace napětí

Kategorizace napětí je dominantním přístupem v návrhu tlakových nádob dle analýzy (design by analysis). Rozsahy přípustných hodnot se přiřazují různým kategoriím napětí odpovídajícím povaze jednotlivých poruchových mechanismů. Cílem kategorizace je zajištění dostatečné bezpečnosti proti hrubé plastické deformaci, stupňujícím plastickým deformacím a únavě. Jednotlivá napětí se klasifikují na primární, sekundární a špičkové, pro které se stanovují jednotlivé limity přípustného napětí. Primární napětí se může dělit na tři podkategorie. Značení těchto kategorií je v tabulce 22 [7].

Tab. 22 – Tabulka kategorizovaných napětí

$P$	Primární napětí
$P_m$	Globální primární membránové napětí
$P_L$	Lokální primární membránové napětí
$P_b$	Primární ohybové napětí
$Q$	Sekundární membránové a ohybové napětí
$F$	Špičkové napětí

Primární napětí ( $P$ ) je nejkritičtější napětí pro návrh, kdy při překročení meze kluzu  $R_e$  bezpochyby dochází k nenávratnému porušení materiálu. Je způsobeno mechanickým zatížením splňujícím zákony rovnováhy působících zatížení (tlak, síly a momenty). Primární napětí se vyznačují tím, že jsou samoomezující, což znamená, že jsou rozmístěna ve struktuře materiálu tak, že nenastane redistribuce napětí v důsledku uvolňování. Příkladem primárního napětí je obvodové napětí v tlakové nádobě vyvolané vnitřním tlakem. Primární napětí lze

rozdělit na tři podkategorie: globální primární membránové napětí, lokální primární membránové napětí a primární napětí v ohybu [7].

Globální primární membránová napětí ( $P_m$ ) se vyskytují mimo oblast velkých diskontinuit (spoje kužele a válce, místě svaru sedlových podpěr aj.). Příkladem obecných primárních membránových napětí jsou membránová napětí mimo oblast diskontinuit, podélné a obvodové napětí v tlakové nádobě [7].

Lokální primární membránové napětí ( $P_L$ ) se vyskytují v blízkosti konstrukčních diskontinuit. Pocházejí z mechanického zatížení, i když mají vlastnosti sekundárních napětí, jsou považována za primární napětí [7].

Primární napětí v ohybu ( $P_b$ ) jsou ohybová napětí splňující požadavky primárních napětí vyskytující se například uprostřed válcové tlakové nádoby [7].

Sekundární napětí ( $Q$ ) se vyznačují tím, že jsou sebeomezující, což jim umožňuje redistribuovat plastické deformace. Běžné příklady tohoto namáhání jsou tepelné namáhání nebo napětí v ohybu v oblasti diskontinuit [7].

Špičková napětí ( $F$ ) se připočítávají k příslušným primárním a sekundárním napětím, které v součtu tvoří celkové napětí [7].

Pro posouzení statických zatížení při kategorizaci napětí se jednotlivá napětí upravují na odpovídající ekvivalentní napětí ( $\sigma_{eq}$ ) pro konstrukční zatížení a rozkmitem ekvivalentních napětí ( $\Delta\sigma_{eq}$ ) pro provozní zatížení. Pro konstrukční zatížení jsou stanoveny limity dle rovnic 46 až 47 [7]

$$(\sigma_{eq})_p \leq 1,5 \cdot f_d, [MPa], \quad (46)$$

kde  $(\sigma_{eq})_p$  ... primární ekvivalentní napětí [MPa]  
 $f_d$  ... dovolené namáhání [MPa] (rovnice 48 nebo 49).

$$(\Delta\sigma_{eq})_{p+Q} \leq 3 \cdot f, [MPa], \quad (47)$$

kde  $(\Delta\sigma_{eq})_{p+Q}$  ... rozdíl ekvivalentního napětí pro součet primárního a sekundárního membránového napětí [MPa].

Dovolené namáhání je stanoveno podle materiálových vlastností. Pro hrdlo, výztužný límec a plášť je stanoven materiál P235GH, EN 10028-2:2009. Vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tabulce 23

Tab. 23 – Materiálové vlastnosti oceli P235GH [25]

	Tažnost [%]	$R_{p0,2/t}$ [MPa]	$R_{p0,2/t \text{ test}}$ [MPa]	$R_{m/20}$ [MPa]
P235 GH	25	215,3	235	350

Pro případ normálního provozního zatížení se použije rovnice 48

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{1,5}; \frac{R_{m20}}{2,4}\right) = 143,53, [MPa]. \quad (48)$$

Pro případ zkušební a mimořádného zatížení pak rovnice 49

$$f_{test} = \frac{R_{p0,2}/t_{test}}{1,05} = 223,81, [MPa]. \quad (49)$$

Tabulka 24 porovnává kategorizované napětí s limitem provozního a zkušební zatížení. Linearizované napětí nesmí přesáhnout limitní napětí ani v jednom sloupci.

Tab. 24 – Kategorizace napětí

Oblast	Značka	Linearizované napětí [MPa]	Limit provozního napětí [MPa]	Limit zkušební zatížení [MPa]
L <sub>1</sub>	( $\sigma_{eq}$ ) <sub>P</sub>	30,9	215,3	335,7
	( $\Delta\sigma_{eq}$ ) <sub>P+Q</sub>	31,4	430,6	671,4
L <sub>2</sub>	( $\sigma_{eq}$ ) <sub>P</sub>	29,1	215,3	335,7
	( $\Delta\sigma_{eq}$ ) <sub>P+Q</sub>	31,7	430,6	671,4
L <sub>3</sub>	( $\sigma_{eq}$ ) <sub>P</sub>	29,2	215,3	335,7
	( $\Delta\sigma_{eq}$ ) <sub>P+Q</sub>	36	430,6	671,4
L <sub>4</sub>	( $\sigma_{eq}$ ) <sub>P</sub>	30,1	215,3	335,7
	( $\Delta\sigma_{eq}$ ) <sub>P+Q</sub>	41,1	430,6	671,4

Provedením kategorizace napětí v tabulce 24 bylo zjištěno, že všechna napětí v jednotlivých konstrukčních přímkách vyhovují. Pro úplnou predikci zatížení může být rozšířena kategorizace napětí o posouzení na únavu.

## 10. Závěr

Diplomová práce je zaměřena na kontrolu konfigurace tepelného výměníku s U-trubkovým svazkem uvnitř pláště dle vstupních veličin mezi vodou a olejem. Tato původní konfigurace nevyhovovala provoznímu výkonu tepelnému výměníku, a proto je navržena nová konfigurace s úlevou na délce trubek a tlakových ztrát za pomoci softwaru HTRI. Tato konfigurace je použita dále jako referenční, výstup hlavních veličin je v příloze č. 1.

V dalším bodě diplomové práce je proveden návrh výpočtu stejného tepelného výměníku vlastním výpočtovým programem podle Kernovy metody a metody Bell-Delaware a následné porovnání výsledků s výsledky ze softwaru HTRI v tabulce 11. Vlastní výpočet je vytvořen v programu Maple 16.0 a je v příloze č. 6. Hlavní výsledky z Kernovy metody a metody Bell-Delaware jsou v příloze č. 2 a č. 3. Součástí vlastních výpočtových metod je vytvoření grafické optimalizace na obrázku 22. Konfigurace tepelného výměníku není zcela vhodná z důvodu malých rychlostí v mezitrubkovém prostoru, při kterých může docházet k zanášení.

Pevnostní návrh jednotlivých částí tepelného výměníku je proveden podle normy ČSN EN 13 445 v programu Sant'Ambrogio. Všechny rozměry tepelného výměníku korespondují s tepelně-hydraulickým návrhem v programu HTRI a vyhovují po pevnostní stránce. Výstupní protokol pevnostního návrhu je umístěn v příloze č. 6.

Vytvoření výpočtového modelu proudění kapaliny v mezitrubkovém prostoru je dalším bodem diplomové práce. Tento model (k nahlédnutí v příloze č. 6) je vytvořen v programu ANSYS WORKBENCH 14.0 a znázorňuje rychlosti a tlakové ztráty oleje v mezitrubkovém prostoru. Výstupy jsou ve formě obrázků 37 a 38 a v příloze č. 5. Model proudění kapaliny v mezitrubkovém prostoru potvrdil možnost erozního poškození trubek u vstupu kapaliny do tepelného výměníku. Tento problém se dá odstranit vhodným umístěním nárazového plechu.

Poslední částí diplomové práce je kontrola hrdla s výztužným límcem kategorizací napětí (viz. tabulka 24) ve čtyřech místech napříč tloušťkou stěny válce, výztužného límce i hrdla. Linearizované napětí bylo získáno ze statické strukturální analýzy vytvořené v programu ANSYS WORKBENCH 14.0 v příloze č. 6. Kategorizace napětí byla provedena pro provozní a zkušební zatížení a vyhovuje všem předepsaným limitům. V této části byla použita pokročilejší metoda kontroly kvality vytvořené sítě.

Diplomová práce má za cíl potvrdit, resp. predikovat funkčnost tepelného výměníku při konkrétním výkonu. Pokračováním diplomové práce by mohlo být zpřesnění výpočtové metody Bell-Delaware, která je stěžejní pro návrh tepelného výměníku s přepážkami v mezitrubkovém prostoru. Dále kontrola vlivu možných vibrací na trubky, resp. přepážky v mezitrubkovém prostoru, model obtékání trubek v mezitrubkovém prostoru a přestup tepla přes teplosměnnou plochu, kterou tvoří, nebo pevnostní kontrolu dalších částí tepelného výměníku v oblasti dislokací, případně kontrolu na únavu tepelného výměníku s využitím nelineárního výpočtového modelu v programu ANSYS WORKBENCH 14.0.

## Seznam použitelných zdrojů

- [1] SHAH, Ramesh K. Fundamentals of heat exchanger design. New York: John Wiley, 2003, xxxii, 941 s. ISBN 04-713-2171-0
- [2] KAKAÇ, Sadik. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002, 501 s. ISBN 08-493-0902-6
- [3] ANDREONE, Carl F a Stanley YOKELL. Tubular heat exchanger inspection, maintenance, and repair: selection, rating, and thermal design. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, c1998, x, 523 s. ISBN 00-700-1778-6
- [4] CHATTOPADHYAY, Somnath a Stanley YOKELL, Pressure vessels: design and practice. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2005, xii, 185 s. Mechanical engineering. ISBN 08-493-1369-4
- [5] HEWITT, G a Stanley YOKELL. Heat exchanger design handbook, 1998: design and practice. 2nd ed. New York: Begell House, 1998, 3 v. Mechanical engineering. ISBN 15670009675
- [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] ČSN EN 13 445 – Netopné tlakové nádoby.
- [8] KŘUPKA, Vlastimil. Výpočet válcových tenkostěnných kovových nádob a potrubí. 1. vyd. Praha: SNTL, 1967, 245 s.
- [9] INCROPERA Frank P., DeWITT David P., BERGMAN Theodore L., LAVINE Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition, 2006: John Wiley and Sons, ISBN 978-0471457282
- [10] STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, 9th edition.
- [11] SPALDING, Dudley B. Heat exchanger design handbook, 1st Issue, VDI-Verlag, 1983, ISBN 0891161252
- [12] PETŘÍKOVÁ, Markéta. Tabulky a diagramy pro termodynamiku, Technická univerzita v Liberci, 2009, ISBN 978-80-7372-453-5
- [13] MEDEK, J. Hydraulické pochody, CERM, 2004, ISBN 8021426403
- [14] DRÁBKOVÁ, S. Mechanika tekutin, Ediční středisko VŠB – TUO, 2007, ISBN 978-80-248-1508-4
- [15] JÍCHA M., Přenos tepla a látky, CERM, 2001, ISBN 8021420294
- [16] JANALÍK, J. Hydrodynamika a hydrodynamické stroje, VŠB-TU Ostrava, 2008
- [17] PAVELEK, M. Termomechanika, CERM, 2003, ISBN 8021424095
- [18] STEHLÍK, P., KOHOUTEK, J., NĚMČANSKÝ J. Tepelné pochody, výpočet výměníku tepla, Vysoké učení technické, 1991, ISBN 8021403632
- [19] COULSON, J. M., RICHARDSON J. F., Coulson & Richardson's Chemical Engineering: Chemical Engineering Design. 3rd ed, Butterworth-Heinemann, 1999, ISBN 0750641428
- [20] VDI GESELLSCHAFT, VDI Heat Atlas, Springer, 2010, ISBN 3540778764

- [21] VEJVODA, S. Stavba procesních zařízení, hodnocení odolnosti materiálu tlakových nádob proti jejich poškozování v provozních podmínkách, CERM, 2002, ISBN 8021423021
- [22] HÁJEK, J. Modelování s využitím CFD-I, studijní materiál pro 2. stupeň magisterského studia, Brno, 2008
- [23] ANSYS, ANSYS FLUENT 12.0, <http://www.sharcnet.ca/Software/Fluent12/index.htm>
- [24] IDELCHIK, I.E., Handbook of Hydraulic Resistance, Jaico Publishing House; 3 edition, 2005, ISBN 978-8179921180
- [25] software Sant' Ambrogio
- [26] BURŠA, J. HORNÍKOVÁ, J. Pružnost a pevnost, 1. vydání, CERM, 2003, ISBN 80-7204-268-8

## Seznam obrázků

Obr. 1 – TEMA Standards [10] .....	13
Obr. 2 – Popis tepelného výměníku typu CFU [10].....	13
Obr. 3 – Popis tepelného výměníku typu BEM [10].....	14
Obr. 4 – Návrh výměníku tepla BEU .....	16
Obr. 5 - Rozběhová dráha laminárního profilu [13].....	19
Obr. 6 - Časový průběh rychlosti [14].....	20
Obr. 7 – Režim proudu v blízkosti stěny [15] .....	21
Obr. 8 – Obtékání kruhového potrubí tekutinou [15].....	21
Obr. 9 – Održení mezní vrstvy na zakřiveném povrchu [16].....	22
Obr. 10 – Přenos tepla vedením [17].....	23
Obr. 11 – Přenos tepla prouděním [17] .....	24
Obr. 12 – Grafické znázornění I.Kirchhoffova zákona [17] .....	25
Obr. 13 – Schéma kontrolního výpočtu tepelného výměníku .....	25
Obr. 14 – Schéma návrhového výpočtu tepelného výměníku (vývojový diagram).....	27
Obr. 15 – Průběh teplotního spádu ve výměníku s U-trubkami .....	28
Obr. 16 – Proudění v mezitrubkovém prostoru [9] .....	30
Obr. 17 – Vibrace trubek v závislosti na rychlosti křížového toku [20] .....	32
Obr. 18 – Součinitel zanášení v závislosti na čase [18] .....	33
Obr. 19 – Vliv rychlosti na míru zanášení [20].....	35
Obr. 20 – Vliv teploty na míru zanášení [20].....	35
Obr. 21 – Faktory ovlivňující korozi [9] .....	36
Obr. 22 – Grafická optimalizace tepelného výměníku.....	40
Obr. 23 – Válcová skořepina zatížená vnitřním tlakem .....	41
Obr. 24 – Torosférické dno .....	43
Obr. 25 – Geometrie torosférického dna [7] .....	43
Obr. 26 – Příruba .....	44
Obr. 27 – Geometrie příruby [7] .....	44
Obr. 28 – Trubkovnice .....	44
Obr. 29 – Geometrie trubkovnice.....	44
Obr. 30 – Hrdla.....	44
Obr. 31 – Geometrie hrdel [7].....	45
Obr. 32 – Sedlová podpěra .....	45
Obr. 33 – Geometrie sedlové podpěry [7].....	47
Obr. 34 – Schématické znázornění diskretizace výpočtové oblasti v 1D [22].....	48
Obr. 35 – Model mezitrubkového prostoru .....	49
Obr. 36 – Mesh metrics síťového modelu mezitrubkového prostoru.....	49
Obr. 37 – Tlak tekutiny v osové symetrii mezitrubkového prostoru .....	51
Obr. 38 – Rychlost tekutiny v osové symetrii mezitrubkového prostoru.....	52
Obr. 39 – Závislost deformace na zatížení .....	54
Obr. 40 – Výpočtový model pro MKP .....	54
Obr. 41 – Mesh metrics .....	56
Obr. 42 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro nezprůměrované hodnoty buněk .....	57
Obr. 43 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro zprůměrované hodnoty buněk .....	57
Obr. 44 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro nezprůměrované hodnoty buněk .....	58
Obr. 45 – Ekvivalentní elastické napětí hrdla pro zprůměrované hodnoty buněk .....	58
Obr. 46 – Zvýraznění potenciálních zdrojů chyb .....	59
Obr. 47 – Zvýraznění potenciálních zdrojů chyb .....	59
Obr. 48 – Okrajové podmínky.....	60

Obr. 49 – Celková deformace hrdla tepelného výměníku.....	61
Obr. 50 – Intenzita napětí na hrdle .....	62
Obr. 51 – Intenzita napětí na hrdle .....	62
Obr. 52 – Intenzita napětí v osové symetrii .....	63
Obr. 53 – Složky linearizovaného napětí .....	63
Obr. 54 – Konstrukční přímky linearizace napětí .....	64
Obr. 55 – Linearizace napětí v konstrukční přímka $L_1$ .....	64
Obr. 56 – Linearizace napětí v konstrukční přímka $L_2$ .....	65
Obr. 57 – Linearizace napětí v konstrukční přímka $L_3$ .....	65
Obr. 58 – Linearizace napětí v konstrukční přímka $L_4$ .....	66

## Seznam tabulek

Tab. 1 - Vstupní data .....	15
Tab. 2 – Termofyzikální vlastnosti oleje ISO VG32 .....	15
Tab. 3 – Použité materiály tepelného výměníku .....	15
Tab. 4 – Hrdla tepelného výměníku .....	15
Tab. 5 – Tabulka tepelných vodivostí ocelí [12].....	18
Tab. 6 – Hodnoty Reynoldsova čísla při obtékání kruhového potrubí [15].....	22
Tab. 7 – Proudění tekutiny v mezitrubkovém prostoru [1],[9] .....	31
Tab. 8 – Tabulka omezujících podmínek [11] .....	31
Tab. 9 – Tabulka limitních rychlostí .....	35
Tab. 10 – Přehled vlivů ovlivňující korozi [9] .....	36
Tab. 11 – Porovnání hodnot z tepelně-hydraulického výpočtu tepelného výměníku .....	39
Tab. 12 – Všeobecné pevnostní hodnoty tepelného výměníku .....	41
Tab. 13 – Významné hodnoty válcové skořepiny .....	41
Tab. 14 – Významné hodnoty torosférického dna .....	42
Tab. 15 – Významné hodnoty příruby .....	43
Tab. 16 – Významné hodnoty trubkovnice .....	44
Tab. 17 – Významné hodnoty hrdel .....	45
Tab. 18 – Kontrola samostatnosti hrdel .....	46
Tab. 19 – Významné hodnoty sedlové podpěry .....	46
Tab. 20 – Hodnoty porézní přepážky .....	51
Tab. 21 – Ekvivalentní síly a tlaky pro okrajové podmínky .....	59
Tab. 22 – Tabulka kategorizovaných napětí .....	65
Tab. 23 – Materiálové vlastnosti oceli P235GH [25].....	66
Tab. 24 – Kategorizace napětí .....	67

## Seznam příloh

Příloha č. 1 - Přehled výstupních veličin z programu HTRI
Příloha č. 2 - Přehled výstupních veličin z Kernovy metody
Příloha č. 3 - Přehled výstupních veličin z metody Bell-Delaware
Příloha č. 4 - Nákres tepelného výměníku
Příloha č. 5 - CFD mezitrubkového prostoru
Příloha č. 6 - CD-ROM