



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

PEVNOSTNÍ VÝPOČET TRUBKOVNICE TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU SE ZAMĚŘENÍM NA EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

STRENGTH CALCULATION OF HEAT EXCHANGER TUBESHEET WITH FOCUSING ON ECONOMIC
EVALUATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Patrik Horniak

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Buzík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	Patrik Horniak
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Buzík, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

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

Pevnostní výpočet trubkovnice tepelného výměníku se zaměřením na ekonomické zhodnocení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Trubkovnice je kritická část tepelného výměníku a proto si vyžadují zvýšenou pozornost. V ČR se pevnostní návrh trubkovnice realizuje pomocí normy EN 13445. V praxi se často využívá zjednodušená výpočtová metoda podle kapitoly 13 výše uvedené normy. Cílem bakalářské práce je provedení pevnostního návrhu vybrané geometrie trubkovnice s ohledem na ekonomické zhodnocení nákupu a opracování polotovarů z nichž jsou trubkovnice a její součásti (trubky a pláště) vyrobeny.

Cíle bakalářské práce:

1. Seznámení se s problematikou trubkovic
2. Seznámení se s výpočtovými přístupy pro návrh trubkovnice
3. Seznámení se s programovacím jazykem Python
4. Pevnostní návrh geometrie trubkovnice dle vybraného výpočtového přístupu
5. Ekonomické zhodnocení nákupu a opracování polotovarů trubek, pláště a trubkovnice

Seznam doporučené literatury:

SCHNEIDER, P., Základy konstruování procesních zařízení. 1999. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-214-1483-9.

ČSN EN 13455 - Netopné tlakové nádoby. Prosinec 2015. Brusel: CEN-CENELEC, 2015.

BAYLAC, G., KOPLEWICZ, D., EN 13445 "Unfired pressure vessels", Background to the rules in Part 3 Design. August 2004.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Bakalářská práce je zaměřena na pevnostní výpočet trubkovnice zadaného tepelného výměníku s pláštěm. Jde o trubkový výměník s pevnými trubkovicemi a přímými trubkami. Navrhovaná trubkovnice je integrální s pláštěm, těsněná ke komoře s přírubovým okrajem. První část práce je věnována seznámení se s problematikou tepelných výměníků a trubkovic. Výpočtová část práce se zabývá pevnostním návrhem tloušťky trubkovnice na základě normy ČSN EN 13 445. Ve výpočtové části jsou uvedeny vstupní parametry, základní podmínky výpočtu, rovnice potřebné pro výpočet maximálních napětí působících ve výměníku a pevnostní podmínky kontrolovaných součástí. Závěrem této části je zhodnocení dosažených výsledků vypočtených za pomoci programovacího jazyka Python v prostředí Spyder. Kontrola správnosti výsledků je provedena na základě výpočtů v programu Visual Vessel Design (VVD). Poslední částí práce je ekonomické zhodnocení celého návrhu na základě rozdílné volby kontrolovaného materiálu trubkovnice.

Abstract

This bachelor thesis is focused on strength design of assigned shell-and-tube heat exchanger. This heat exchanger have fixed tube sheets and straight tubes. Designed tube sheet is integrated with shell and flanged to the channel. First part of the thesis serves as introduction on the issue of heat exchangers and tube sheets. Following chapters are dedicated to the strength design of tube sheet thickness based on the ČSN EN 13 445 standard. These chapters are dealing with input parameters, basic requirements of calculation, equations essential for calculation of stress in heat exchanger and analysis of stresses in heat exchanger with the use of proper strength conditions. Conclusion of these chapters is evaluation of calculated results from personal script written in Python language using Spyder environment. Correctness of these results is ensured by their comparison with the output of Visual Vessel Design (VVD) program. Final part of the thesis is economic evaluation of whole tube sheet design based on possibility of choosing different analyzed material.

Klíčová slova

tepelný výměník, výměník s pláštěm, trubkový výměník, trubkovnice, pevnostní výpočet, tloušťka trubkovnice, ČSN EN 13 445, Visual Vessel Design, ekonomické zhodnocení

Keywords

heat exchanger, tube-and-shell, tubular heat exchanger, tube sheet, strength design, tube sheet thickness, ČSN EN 13 445, Visual Vessel Design, economical evaluation

Bibliografická citace

HORNIÁK, Patrik. *Pevnostní výpočet trubkovnice tepelného výměníku se zaměřením na ekonomické zhodnocení*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jirí Buzík, Ph.D.

Prohlášení

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

V Brně dne 24. 5. 2018

.....

Podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomáhali při psaní této bakalářské práce. Velké díky patří zejména mému vedoucímu práce Ing. Jiřímu Buzíkovi, Ph.D., za věnovaný čas a ochotu při psaní této práce. Děkuji také svým blízkým a přátelům za podporu při celém průběhu mého studia.

Obsah

Úvod.....	10
1 Tepelný výměník	11
1.1 Charakteristika	11
1.2 Rozdělení a využití	11
1.2.1 Způsob předávání tepelné energie	12
1.2.2 Směr a smysl proudění teplotnosných médií	13
1.2.3 Konstrukce výměníku	15
1.3 Trubkový výměník s pláštěm.....	18
2 Trubkovnice.....	20
2.1 Charakteristika a hlavní parametry	20
2.2 Rozdělení	21
2.3 Výpočtové metody trubkovnic.....	21
3 Pevnostní výpočet trubkovnice.....	23
3.1 Vstupní parametry.....	23
3.2 Podmínky platnosti	25
3.3 Výpočet potřebných veličin a součinitelů.....	27
3.4 Kontrola pevnostních podmínek	37
3.4.1 Kontrola napětí trubkovnice	37
3.4.2 Kontrola napětí trubek	38
3.4.3 Kontrola napětí pláště v místě vzdáleném od trubkovnice	39
3.4.4 Kontrola napětí pláště v místě spojení s trubkovnicí	40
3.5 Výsledné hodnoty a posouzení výpočtu	41
3.5.1 Výsledné hodnoty pro materiál 1.4404	42
3.5.2 Výsledné hodnoty pro materiál 1.0565	48
3.5.3 Posouzení výpočtů	58
4 Ekonomické zhodnocení návrhů	59
4.1 Zhodnocení nákladů od firmy A	59
4.2 Zhodnocení nákladů od firmy B	62
4.3 Zhodnocení nákladů od firmy C	64
4.4 Celkové zhodnocení.....	67
Závěr.....	69
Seznam použité literatury	70
Seznam použitých zkratk a symbolů	73

Seznam obrázků	75
Seznam tabulek	76
Seznam příloh.....	77

Úvod

Tato bakalářská práce je zaměřena na problematiku trubkovnice tepelného výměníku. Hlavním cílem práce je provedení pevnostního výpočtu trubkovnice integrální s pláštěm, těsněné ke komoře s přírubovým okrajem. Počítaná trubkovnice je součástí trubkového tepelného výměníku s pláštěm, který má obě dvě trubkovnice pevné. Pevnostní výpočet trubkovnice je proveden na základě 13. kapitoly normy ČSN EN 13 445. Součástí práce je také ekonomické zhodnocení návrhu trubkovnice, pláště a trubek v závislosti na volbě materiálu použitého při výpočtu.

První dvě kapitoly práce slouží jako teoretický úvod do problematiky. Pojednává se v nich o tepelných výměnících jako takových, o jejich rozdělení se zaměřením na výměníky s pláštěm, a o trubkovnicích samotných. Popsány jsou také nejznámější výpočtové přístupy pro návrh trubkovnic a jejich srovnání.

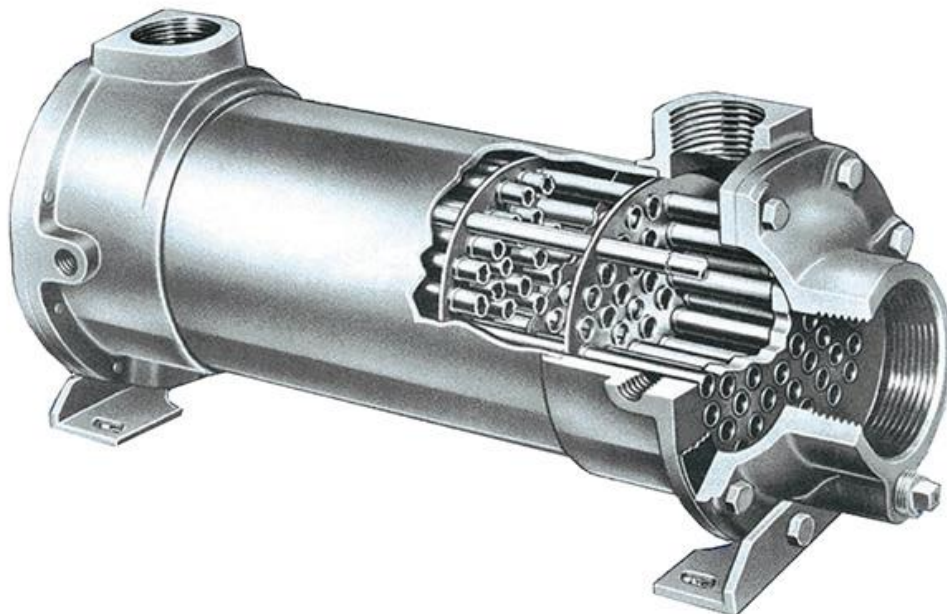
Praktická část práce je obsažena ve třetí a čtvrté kapitole. Tyto kapitoly jsou zaměřeny na provedení výše zmíněného pevnostního výpočtu pro různé materiály tvářené jako výkovek nebo plech. Tento výpočet je proveden v programovacím jazyce Python a jeho skript je přiložen v příloze. Kontrola výpočtu je provedena za pomoci programu Visual Vessel Design (VVD). Výsledkem těchto výpočtů je návrh minimální tloušťky trubkovnice. Poslední částí práce je vyhodnocení finanční stránky počítaných návrhů, za pomoci informací od několika různých zdrojů, které jsou na konci práce vyhodnoceny.

1 Tepelný výměník

1.1 Charakteristika

Tepelný výměník, dále jen výměník, je komplexní technické zařízení, ilustračně zobrazené na *obrázku 1*. Slouží k přenosu tepelné energie z jednoho systému do druhého. Funguje na principu precipitace energie z teplejšího (ohřívacího) média do studenějšího (ohřivaného). Podle konstrukce výměníku je v rámci tepelné soustavy možné pracovní látky nejen ohřívat a ochlazovat, ale také měnit jejich skupenství. [1], [2]

Výměna tepla mezi látkami je potřebná jak v běžném životě, tak v téměř každém odvětví průmyslu. Největší uplatnění má zejména v energetickém, chemickém a potravinářském průmyslu, kde je regulování teplot kapalin a plynů nezbytnou záležitostí. Pro ideální využití výměníku je nezbytné vhodně zvolit správný typ aparátu tak, aby mohl sloužit požadovaným účelům. Při návrhu by také měl být, kromě zajištění potřebného výkonu, kladen důraz na optimalizaci parametrů, zejména minimalizaci ceny, rozměrů a hmotností. Nezbytné je ale také zajištění spolehlivosti provozu a vhodných možností údržby. [2], [3]



Obrázek 1: Tepelný výměník [4]

1.2 Rozdělení a využití

Využití výměníků je velmi široké a jejich návrh se vždy musí přizpůsobit zejména tomu, jakou funkci bude v procesu vykonávat. K tomu je zapotřebí zejména vhodná volba jeho typu, pro tento účel jsou výměníky děleny podle mnoha kritérií, z nichž hlavní jsou:

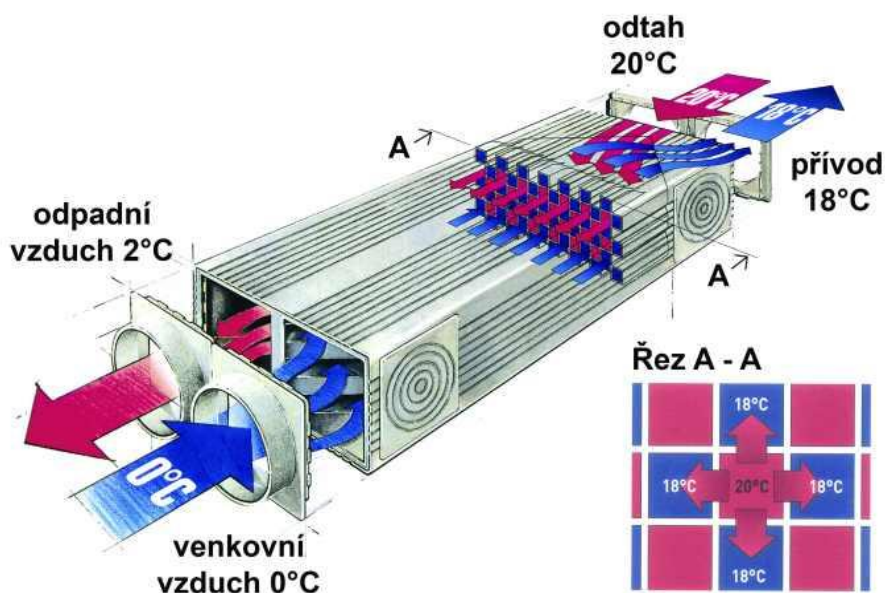
- **Způsob předávání tepelné energie**
- **Směr a smysl proudění teplotných médií**
- **Konstrukce výměníku**

1.2.1 Způsob předávání tepelné energie

Tepelná energie může být v tepelné soustavě, dále jen soustavě, předávána třemi základními způsoby. Rozdělenými v závislosti na tom, jak mezi médii probíhá přenos energie. Podle toho rozeznáváme výměníky rekuperační, regenerační, směšovací a kontaktní. Tyto výměníky jsou zobrazeny na *obrázcích 2 a 3*. [1]

a) Rekuperační

Všechny pracovní látky rekuperačních výměníků jsou od sebe odděleny pevnou stěnou, například trubkou, která tak tvoří dvě plochy zúčastňující se přenosu tepla. Kýžená precipitace energie mezi médii probíhá skrze tuto stěnu. Rekuperační výměníky jsou velmi používané zejména pro svoji jednoduchost a efektivitu. Využití mají jako větrací jednotky, radiátory nebo kondenzátory. Trubkovnice počítaná v této práci je součástí právě tohoto typu výměníku tepla. [1], [5], [6]

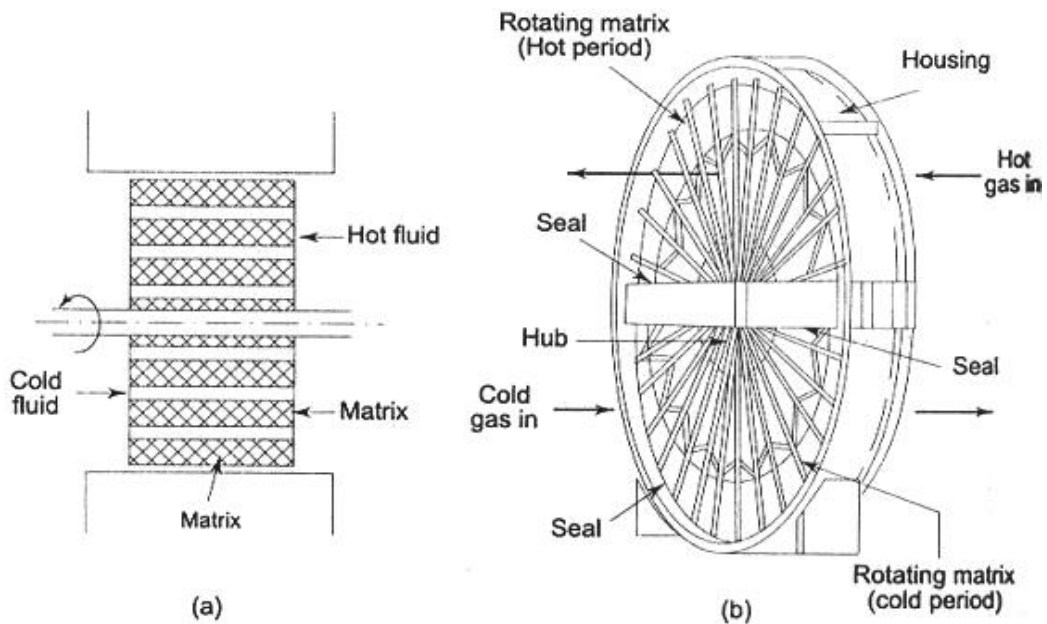


Obrázek 2: Rekuperační tepelný výměník [7]

b) Regenerační

Pracovní látky v regeneračních výměnících sdílí jeden pracovní prostor, vystupující jako prostředník přenosu. Ten je vždy vyplněn pouze jednou z nich, za pomoci jejich řízeného alternování. Díky tomu si média předávají tepelnou energii skrz pevnou látku, neboli stěnu, ohraničující tento prostor. Tato stěna teplo nashromáždí od látky teplejší a po výměně látek v prostoru ji předá látce chladnější. Kvůli nutnosti střídání prostoru mezi teplotními látkami jsou výměníky fungující na tomto principu velmi často rotační, jak je ilustračně ukázáno na *obrázku 3*. [2], [5]

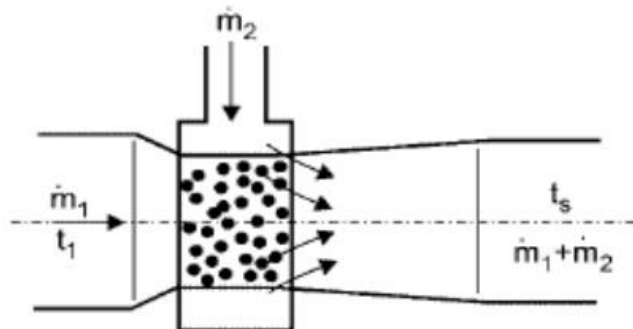
Díky své velké účinnosti mají využití zejména ve vzduchotechnice obytných budov jako rotační regenerační výměníky. Nejsou ovšem vhodnou volbou tam, kde je venkovní vzduch znehodnocen významnými škodlivinami. [5]



Obrázek 3: Regenerační tepelný výměník [8]

c) Směšovací a kontaktní

U těchto výměníků dochází k přímému styku pracovních látek a k jejich smíšení (znázorněno na obrázku 4). Dojde-li po smíšení látek k vytvoření neoddělitelné homogenní směsi, tak se jedná o typ směšovací. U kontaktních výměníků jsou látky po ustálení teplot od sebe opět odděleny. Využití mají například při regulaci teploty páry. [9]



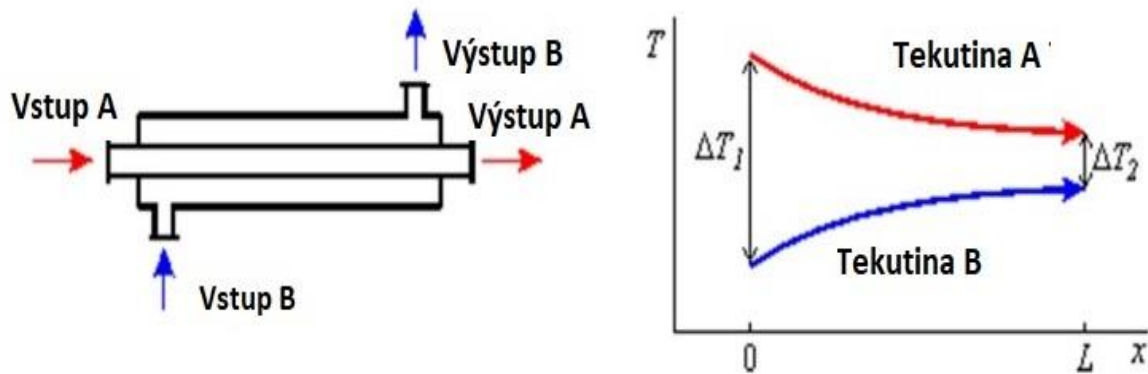
Obrázek 4: Směšovací/kontaktní tepelný výměník [10]

1.2.2 Směr a smysl proudění teplotných médií

Vzájemný směr a smysl proudění teplotných látek je klíčový pro stanovení přesného vývoje teplot po délce celého výměníku. Podle tohoto kritéria jsou výměníky děleny na souprůdné, protiprůdné a křížové. Vhodnou volbou směru je možné teplotu snadno regulovat a dosáhnout tak potřebného využití aparátu. Vývoj jejich teplot je, v ideálním případě, možné vyjádřit logaritmickými křivkami. Určuje se u nich teplotní profil látek při průtoku výměníkem a jejich střední logaritmický teplotní rozdíl, definovaný jako rozdíl jejich středních hodnot. [1], [2]

a) Souproudý

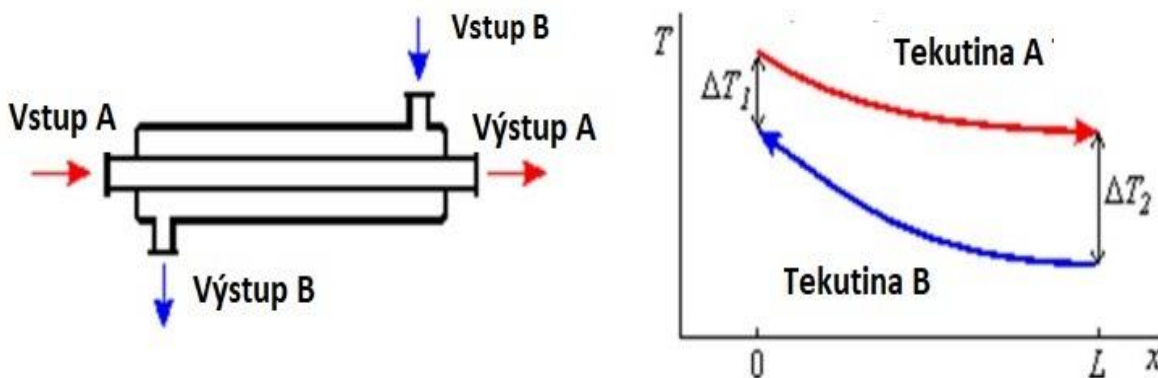
Látky prochází výměníkem ve stejném směru. Při jejich průchodu mezi nimi dochází k plynulému přenosu energie. U jejich teplotních křivek platí, že teplotní rozdíl při vstupu je vždy větší než rozdíl při výstupu z výměníku, jak jde vidět na grafu, v pravé části *obrázku 5*. Teploty na výstupu jsou u ohřívávaného média vždy menší než u ohřívajícího. Nedochází tedy ke křížení křivek. [1]



Obrázek 5: Souproudý tepelný výměník [11] (upraveno)

b) Protiproudý

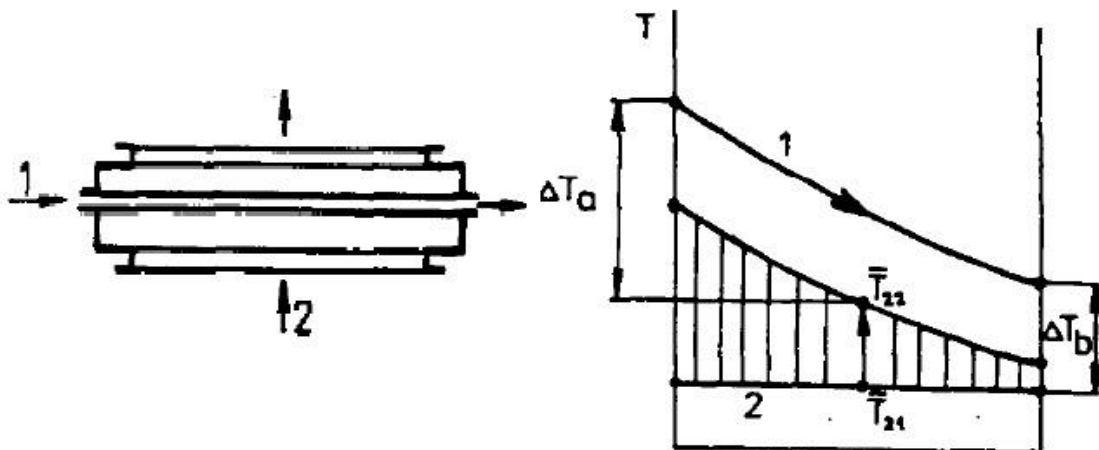
Na rozdíl od souproudého výměníku prochází látky výměníkem protiproudým, zobrazeným na *obrázku 6*, ve směru opačném. Nelze také okamžitě určit, zda bude rozdíl teplot menší na vstupu či výstupu, to záleží na specifických vlastnostech teplotnosných látek. Dojde-li k vhodné kombinaci vlastností, může dojít ke zkřížení křivek. [1]



Obrázek 6: Protiproudý tepelný výměník [11] (upraveno)

c) Křížový

V křížovém výměníku jsou k sobě toky látek kolmé. Typické využití je u trubkových výměníků s přepážkami, kdy směr toku jedné látky určuje uspořádání trubek, a druhý směr je ovlivněn přepážkami tak, aby docházelo k příčnému proudění. Stejně jako u protiproudých, nelze jednoduše určit, který z teplotních rozdílů bude menší nebo větší, ani jakou orientaci k sobě budou mít teplotní křivky. Příklad tepelného vývoje látek je zobrazen na *obrázku 7*. [1]

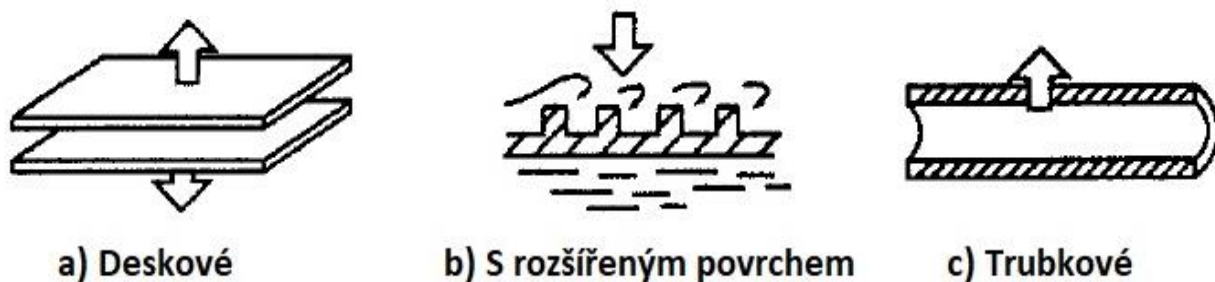


Obrázek 7: Křížový tepelný výměník [1]

Volba směru a smyslu proudění ovlivňuje to, kolik tepla si teplotonosné látky po délce výměníku předávají (znázorněno v grafech na obrázcích 5 až 7). To mimo jiné přímo ovlivní rozměry výměníku. Při souproutém toku musí mít pro stejnou funkci výměník mnohem větší rozměry než při protiproudém. Křížové proudění je, co se rozměrů týče, střední cestou. [1]

1.2.3 Konstrukce výměníku

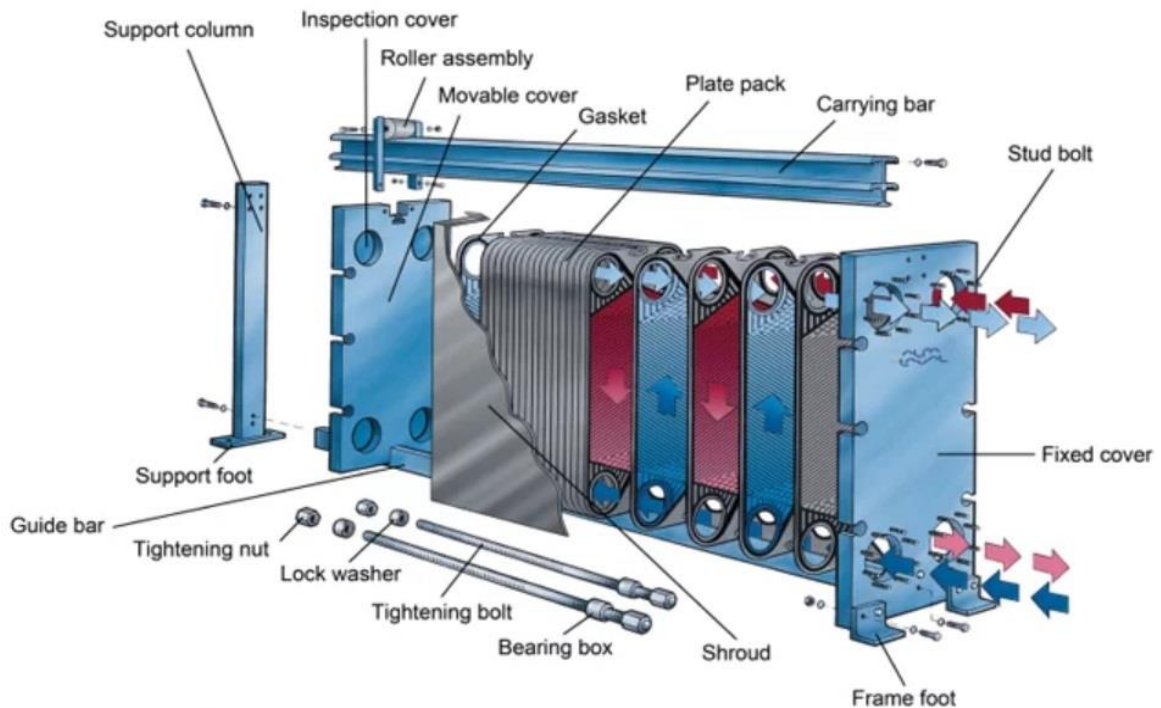
Tepelné výměníky, u kterých dochází k nepřímému přenosu tepla, jsou rozděleny dle jejich konstrukce na tři základní skupiny: deskové, s rozšířeným povrchem a trubkové, z nichž má každý své specifické využití, klady a zápory. Ilustrační rozdělení nepřímých výměníků na skupiny je znázorněno obrázkem 8. [2]



Obrázek 8: Rozdělení tepelných výměníků podle konstrukce [2] (upraveno)

a) Deskový výměník

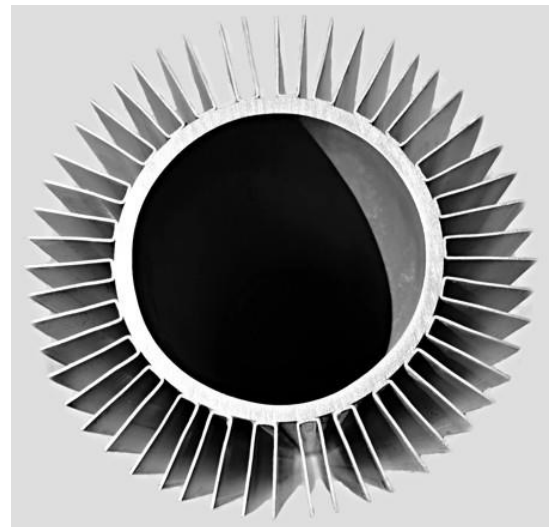
Prostor pro tepelnou výměnu je tvořen souborem těsně spojených tenkých desek s prolisy, které tvoří kanálky, kterými může proudit teplotonosná látka. Všechny desky v tomto celku jsou obtékány z každé strany jiným médiem tak, aby nebyly přímo v kontaktu a k precipitaci energie docházelo právě skrze desky výměníku. Vhodnou geometrií prolisů je možné dosáhnout turbulentního proudění kapaliny, což má za následek vysokou tepelnou účinnost. Nevýhodou jsou problémy s utěsněním spojů desek při vysokých tlacích a větší náchylnost k zanášení. Velké využití mají tyto výměníky například v potravinářském průmyslu. Ilustrační zobrazení tohoto výměníku je na obrázku 9. [3], [12]



Obrázek 9: Deskový tepelný výměník [13]

b) Výměník s rozšířeným povrchem

Tyto tepelné výměníky fungují stejně jako trubkové nebo deskové výměníky s tím rozdílem, že se klade důraz na maximalizaci plochy, skrz kterou probíhá teplotní výměna. Tím dojde ke zvýšení teplotní účinnosti výměníku. Typickým způsobem rozšíření teplotnosné plochy je žebrování (ukázáno na obrázku 10). To je vyžadováno zejména v případě, kdy dochází k přenosu energie látky v plynném skupenství. Typické využití mají jako vytápění u automobilů nebo jako vzdušné chlazení motorů a kompresorů. [14], [15]



Obrázek 10: Žebrování trubky výměníku [16]

c) Trubkový výměník

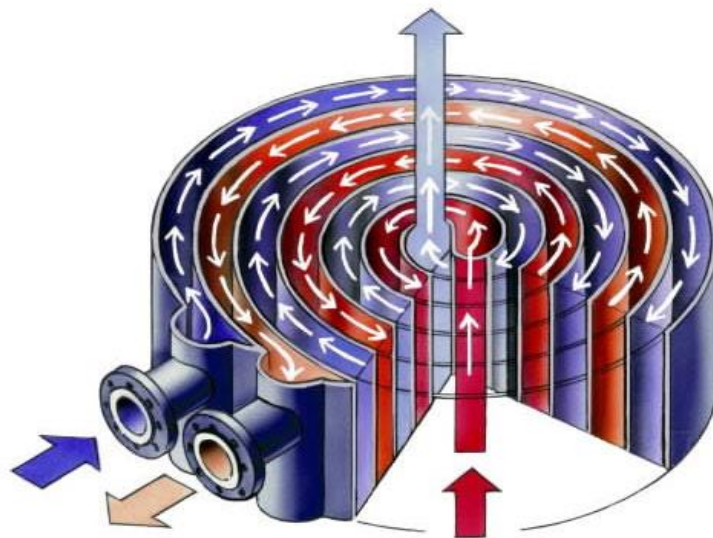
Jedná se o nejobvyklejší a nejrozšířenější druh tepelných výměníků, složený ze svazku trubek, které obvykle vedou teplejší z teplotnosných látek. Tyto trubky jsou obklopeny druhou látkou v tzv. mezitrubkovém prostoru, který je obvykle ohraničen pláštěm. Jejich využití je velmi široké. Bývají hojně využívány například v petrochemickém průmyslu, jako boilers a kondenzátory. Setkat se s nimi ovšem lze také v běžném životě. Příkladem může být lednička nebo rychlovarná konvice. [3]

Trubkové výměníky se dále dělí na dvoutrubkové, spirálové a výměníky s pláštěm. **Dvoutrubkové** (angl. Double-pipe heat exchangers), známé jako trubka v trubce, jsou zobrazené na *obrázku 11*. Jejich hlavní využití je v případech, kdy je vyžadována malá plocha pro přenos energie, nebo když má některé médium velký tlak. [2]



Obrázek 11: Dvoutrubkový výměník [17]

Spirálové výměníky (angl. Spiral tube type heat exchangers) jsou vyobrazené na *obrázku 12*. Tento typ trubkového výměníku má vyšší součinitel přenosu energie než varianty s rovnými trubkami. Jejich nevýhodou je ovšem velká náchylnost k zanášení umocněná nemožností údržby. [2]

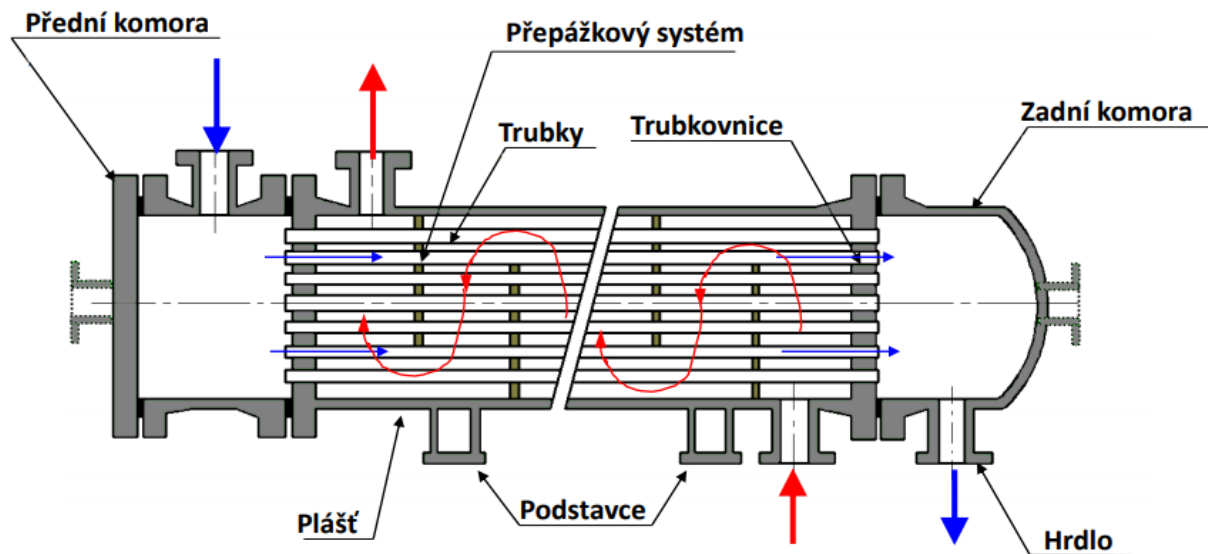


Obrázek 12: Spirálový výměník [18]

Posledním a nejobvyklejším typem, jsou **výměníky s pláštěm** (Shell-and-tube heat exchangers), které jsou znázorněny na *obrázku 13*. Výměník s pláštěm, jakožto typ trubkového výměníku, který obsahuje trubkownice, součástí jejichž pevnostní výpočet je hlavním cílem této práce, bude samostatně rozveden v následující podkapitole. [2]

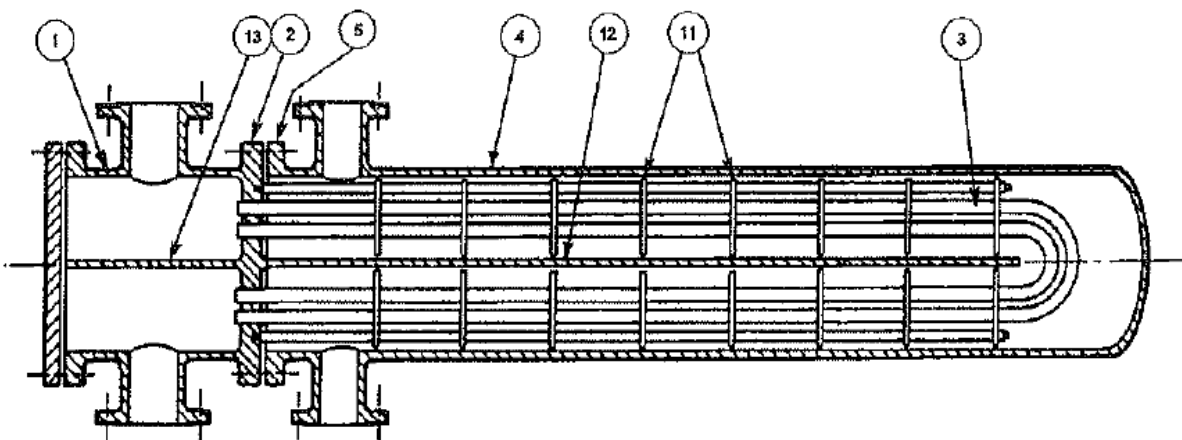
1.3 Trubkový výměník s pláštěm

Skládá se ze svazku trubek, ohraničených pláštěm, čímž rozděljuje celý výměník na trubkový a mezitrubkový prostor. Prostor mezitrubkový je ohraničen pláštěm, vnější plochou trubek a trubkovnicemi, zatímco trubkový prostor je uvnitř trubek a komor výměníku. Osy trubek a pláště jsou rovnoběžné. Navzdory tomu nemusí být směr toku pouze protiproudý nebo souproudý. Za pomoci přepážek může být také v příčném směru k osám trubek, čímž můžeme při návrhu korigovat parametry výměníku. Trubkový výměník jde i dále modifikovat úpravou jeho parametrů tak, aby se dal využít téměř za každých okolností. Právě tato rozmanitost je jednou z jeho nejsilnějších stránek. [9], [19]

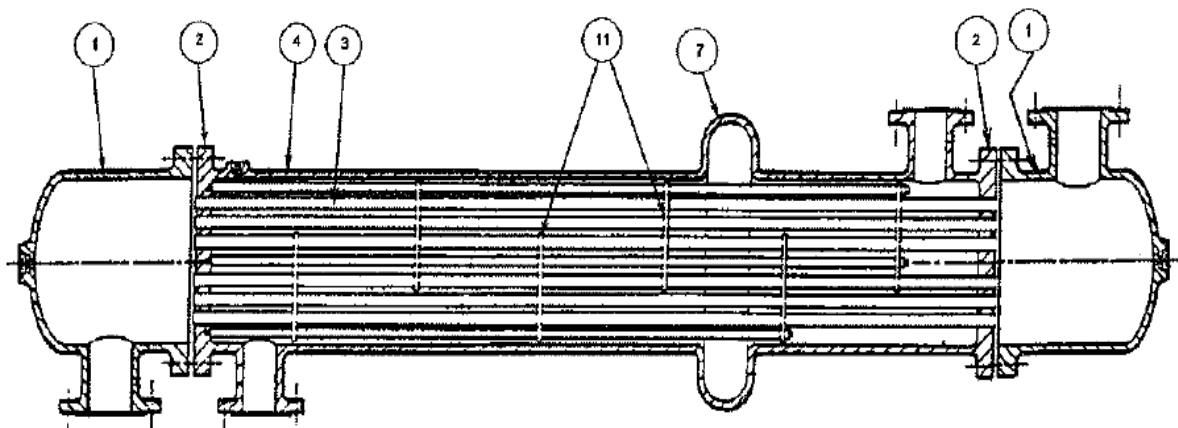


Obrázek 13: Trubkový tepelný výměník [20]

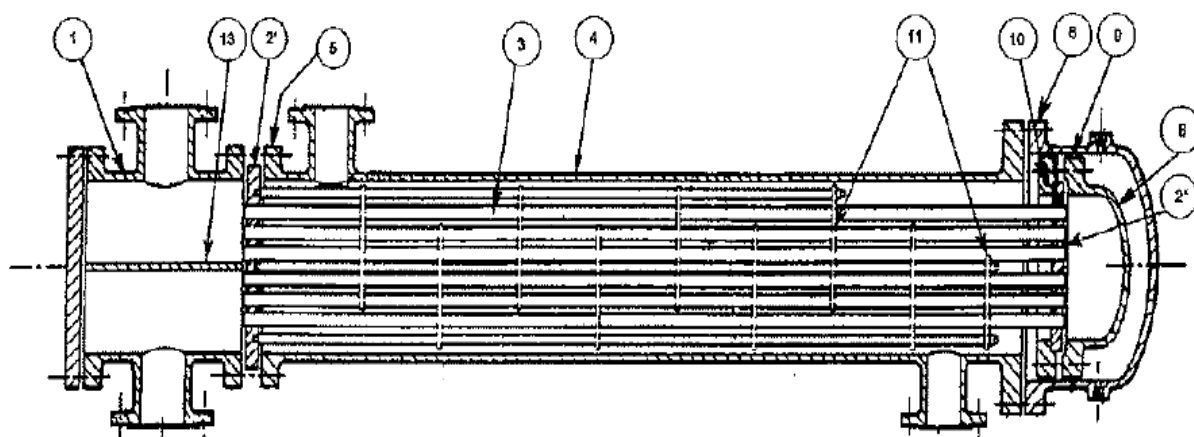
Trubkové výměníky s pláštěm lze dále podle jejich konstrukce dělit na výměníky s plovoucí trubkovnicí, u-trubkami nebo s pevnou trubkovnicí. Grafické znázornění jednotlivých typů je ukázáno na obrázcích 14 až 16. Nejdůležitější rozdíly mezi nimi jsou rozdílná kompenzace tepelné roztažnosti trubek, jednoduchost čištění a možnost opravy výměníku. [19]



Obrázek 14: Trubkový výměník s U-trubkami [21]



Obrázek 15: Trubkový výměník s pevnými trubkovnicemi [21]



Obrázek 16: Trubkový výměník s plovoucí trubkovnicí [21]

Varianta s pevnou trubkovnicí je co se geometrie týče nejjednodušší. Plášť výměníku je u ní svařený s oběma trubkovnicemi. Nevýhodou je, že neumožňuje trubkám volnou teplotní dilataci, což vede ke zvyšování osových sil v trubkách, které působí na trubkovnici. Tento problém se obvykle řeší za pomoci kompenzátoru. Problémem této varianty také je, že mezitrubkový prostor nelze v případě potřeby čistit ani jednoduše kontrolovat. Další a nejlevnější variantou trubkových výměníků s pláštěm je výměník s u-trubkami. U tohoto typu na trubkovnici díky tvaru trubek (znázorněném na obrázku 21) nepůsobí žádné síly od jejich expanze, nevýhodou ovšem je nemožnost mechanického čištění trubek, způsobená právě jejich tvarem. Poslední a geometricky nejkomplicovanější možností jsou výměníky s plovoucí trubkovnicí. Tyto výměníky jsou vyráběny tak, aby se hlava výměníku mohla pohybovat podle roztažnosti trubek, čímž jsou účinky teplotní roztažnosti trubek eliminovány. Značně se tím ovšem zkomplikuje konstrukce výměníku. [19]

Trubkové výměníky s pláštěm lze také dělit a označovat podle kritérií určených organizací TEMA. Výměníky jsou dle jejich standardů označovány třemi písmeny, popisujícími možné konfigurace přední hlavy, pláště a zadní hlavy výměníku. Příkladem může být výměník s plovoucí trubkovnicí, na obrázku 16, označený dle TEMA standardů jako: AES. Trubkový výměník s pevnými trubkovnicemi počítaný v této práci je typu AEL.

2 Trubkovnice

2.1 Charakteristika a hlavní parametry

Trubkovnice (ilustračně zobrazená na *obrázku 17*) je kruhová deska nebo výkovek z oceli, s otvory pro napojení trubek. V trubkovém výměníku slouží jako bariéra mezi trubkovým a mezitrubkovým prostorem. Trubky jsou do ní obvykle zaválcovány, v některých případech k ní mohou být také pouze přivařeny. Často se využívá kombinace obou těchto spojů, aby byl spoj dostatečně pevný, těsný a spolehlivý. Trubkovnice musí mít zvětšenou tloušťku tak, aby vydržela silové namáhání vzniklé provozem výměníku a kompenzovala sníženou pevnost způsobenou jejím děrováním. Jelikož je ve styku s oběma teplotními médii, musí být ošetřena proti korozi vhodnou volbou materiálu nebo povrchovou úpravou. [22], [23]

Geometrie trubkovnice je závislá jak na celkové funkci tepelného výměníku, tak na jeho dílčích komponentech. Materiál trubkovnice musí být zvolen s přihlédnutím na korozi způsobenou vlivem obou teplotních látek. Průměr trubkovnice je závislý na vnějším průměru pláště a komory, popřípadě na jejich přírubových okrajích. Otvory pro trubky jsou závislé na průměru a tloušťce trubek výměníku. Jejich uspořádání musí také souhlasit s polohou trubek v trubkovém svazku. Toto uspořádání je charakteristické úhlem, který trubky svírají. Vhodné rozložení děr pro trubky je zásadní kvůli snaze o využití maximálního možného počtu trubek a zaručení čistitelnosti mezitrubkového prostoru. Kvůli tomu jsou trubky obvykle uspořádány do čtverců nebo trojúhelníků pod úhly 30° nebo 60°, tak aby jimi byl vyplněn prostor výměníku co nejefektivněji. [21], [24]

Dle pevnostního návrhu je nejdůležitějším rozměrem tloušťka trubkovnice, ta je také nejdůležitější samostatnou výslednou hodnotou této práce. Při jejím návrhu je nutné zohlednit pevnostní podmínky všech částí trubkovnice, které jsou na ní závislé. [21]

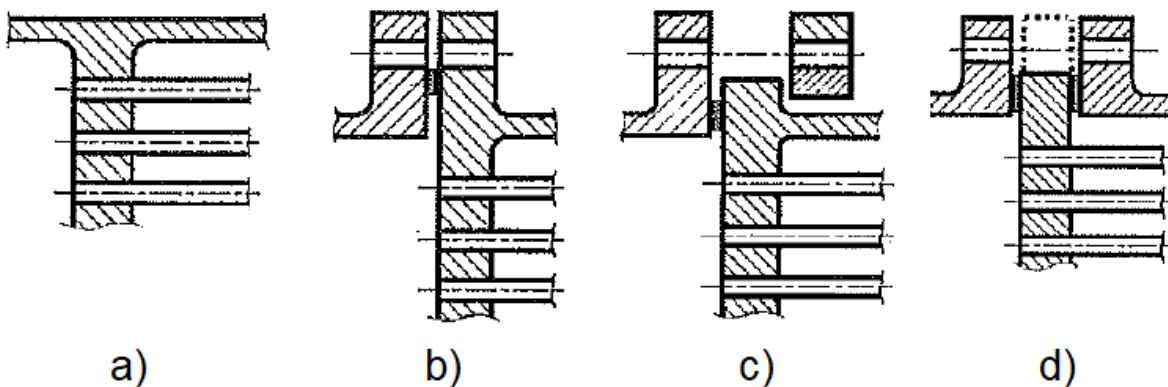


Obrázek 17: Trubkovnice [25]

2.2 Rozdělení

Trubkovnice mohou být provedeny v mnoha konfiguracích závislých na tom, pro který typ tepelného výměníku jsou navrhovány. Rozdělujeme je podle toho, jakým způsobem jsou spojeny s navazujícími částmi výměníku. Tato práce se týká zejména tepelných výměníků s pevnými trubkovnicemi a proto budou dále uvedeny pouze konfigurace pro tento typ. Možné konfigurace jsou zobrazeny na *obrázku 18*. [21]

- a) Trubkovnice integrální s pláštěm a komorou
- b) Trubkovnice integrální s pláštěm a těsněná ke komoře s přírubovým okrajem
- c) Trubkovnice integrální s pláštěm a těsněná ke komoře bez přírubového okraje
- d) Trubkovnice těsněná k plášti a komoře bez přírubového okraje



Obrázek 18: Rozdělení trubkovic [21] (upraveno)

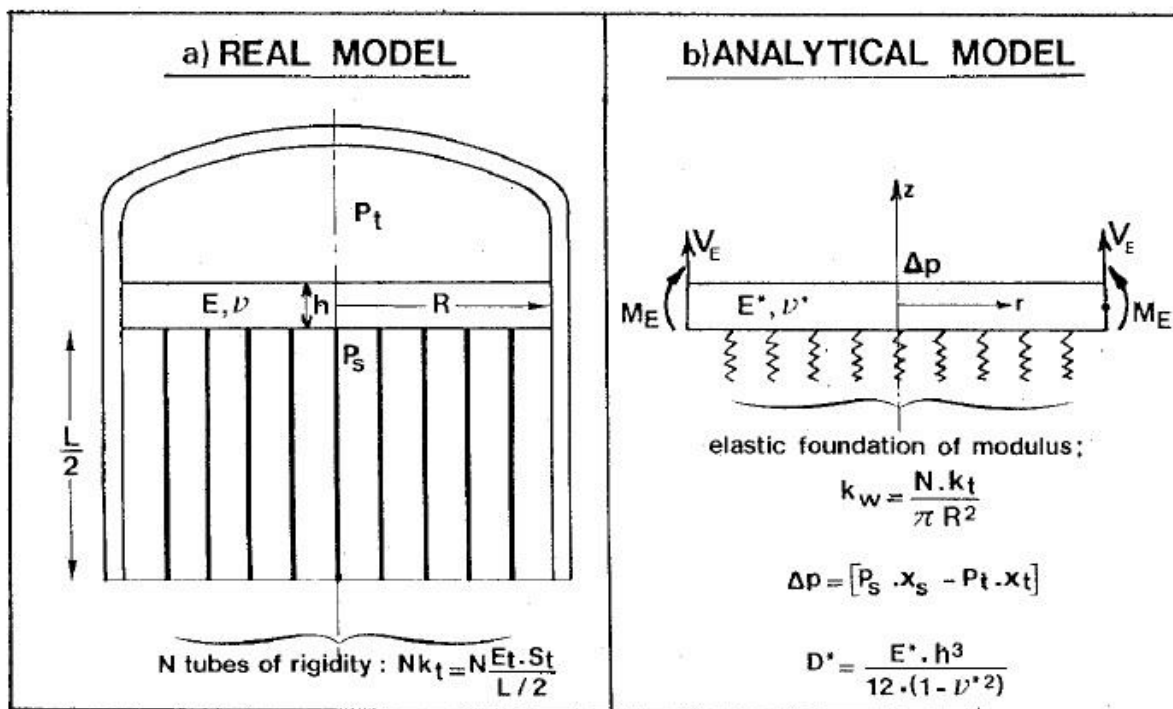
Provedení integrální jak s pláštěm, tak s komorou je konstrukčně nejjednodušší a není při něm potřeba řešit těsnění v přírubovém spoji. Nelze při něm ovšem oddělit komoru a plášť od trubkovnice, což v případě potřeby znemožňuje údržbu a opravu výměníku. Další provedení jsou již na návrh komplikovanější, protože u přírubového okraje je potřeba navrhovat těsnění. Jejich výhodou je ovšem možnost spoj rozebrat, což umožňuje jednoduchou údržbu a případné opravy příslušných komponent. V této bakalářské práci jsou pevnostní výpočty provedeny pro konfiguraci trubkovnice integrální s pláštěm, těsněnou ke komoře s přírubovým okrajem b). [21]

2.3 Výpočtové metody trubkovic

V dnešní době existuje několik využívaných metod pro pevnostní výpočet trubkovnice. Výpočet každé z těchto metod je závislý na použité normě, kterou se řídí. Největší rozvoj v této problematice nastal na přelomu 20. století, kdy se z dříve využívaných TEMA standardů (Tubular Exchanger Manufacturing Association) nezávisle na sobě vyvinuly další dílčí normy: CODAP (French Pressure Vessel Code) a ASME-VIII (American Society of Mechanical Engineers- Boiler & Pressure Vessel Code). [26]

TEMA standardy, které se využívaly již od poloviny 20. století, už nezajišťovaly potřebnou bezpečnost pro všechny potřebné druhy a velikosti tepelných výměníků. Podle jejich výpočtů také často docházelo k zbytečnému předimenzování rozměrů, způsobenému nedostatečnou přizpůsobivostí výpočtu pro specifické druhy výměníků [27]. [28]

Výpočty dle norem CODAP, ASME nebo také EN 13 445, modernizují dosud využívané metody výpočtu. Změnou je například vytvoření zjednodušeného modelu trubkovnice, jehož efektivními elastickými konstantami nahrazujeme elastické konstanty trubkovnice skutečné. Příklad provedení analytického a reálného modelu je zobrazen na *obrázku 19*. [27], [29]



Obrázek 19: Ukázkový analytický model trubkovnice [30]

Analytický model trubkovnice vzniká tak, že se nahradí spoj trubkovnice s pláštěm a komorou za pomoci síly V_E a momentu M_E . Snížená pevnost trubkovnice děrováním je zohledněná právě ekvivalentním nahrazením trubkovnice plnou kruhovou deskou s efektivními elastickými konstantami E^* a ν^* a vliv trubek na reálnou trubkovnici je nahrazen ekvivalentní hodnotou k_w . [30]

V evropské unii se od roku 2002 návrh trubkovnic řídí nejčastěji normou EN 13 445, kapitolou 13. V rámci této normy lze také využít alternativní metodu výpočtu popsanou v příloze J. Země evropské unie si obvykle vytváří přepis této normy, který dále využívají, příkladem může být česká norma ČSN EN 13 445. Některé země Evropy mají také své vlastní normy, které upřednostňují, příkladem může být norma německá AD- Merkblatt. [29], [30]

V této práci je pro pevnostní výpočet trubkovnice využita právě výše zmíněná kapitola 13 české normy pro netopené tlakové nádoby ČSN EN 13 445 část 3: Konstrukce a výpočet.

3 Pevnostní výpočet trubkovnice

Celý následující výpočet podléhá normě ČSN EN 13445-3, citované *zdrojem [21]*, právě z této normy pochází využití vzorce a postupy výpočtu. Tato norma určuje pro každý typ tepelného výměníku a trubkovnice jiný výpočet. Zadání této práce spadá do kapitoly 13.5 Výměníky s pevnými trubkovicemi. Přesněji do podkapitol 13.5.2 až 13.5.9, které projednávají výpočet trubkovic integrálních s pláštěm, těsněných ke komoře s přírubovým okrajem.

Cílem návrhového výpočtu trubkovnice je iterační metodou zjistit nejmenší přípustnou tloušťku trubkovnice tak, aby byly splněny všechny potřebné pevnostní podmínky. Je nutné brát zřetel na to, že změnou tloušťky trubkovnice dojde také ke změně napětí v plášti, trubkách a komoře.

3.1 Vstupní parametry

Trubkovnice počítaná v této práci je integrovaná k plášti a těsněná ke komoře přírubovým okrajem. Je součástí trubkového výměníku s pláštěm s pevnými trubkovicemi. Směr proudění kapaliny v trubkovém a mezi trubkovém prostoru je opačný a ovlivněný sedmi přepážkami.

Všechny údaje potřebné pro pevnostní návrh tloušťky trubkovnice jsou určeny z předem vygenerovaného výstupu programu HTRI, jehož nejdůležitější části pro tento výpočet jsou v *příloze 1 [31]*. Součástí tohoto výstupu je také schéma rozložení trubkovnice, které je přiložené jako *příloha 2*. Nejdůležitější ze vstupních hodnot, potřebných pro následný pevnostní výpočet, jsou uvedeny v *tabulkách 1 až 3*. Uvedené hodnoty v těchto tabulkách jsou, vůči hodnotám z programu HTRI, upraveny s přihlédnutím k reálným možnostem výroby, kdy například tloušťka pláště vypočtená z programu HTRI je 7,938 mm a upravená vstupní tloušťka, se kterou se ve výpočtu dále počítá je 8 mm.

Výpočet je proveden opakovaně pro různé kombinace materiálu, kvůli následnému pevnostnímu a cenovému srovnání provedenému v posledních částech této práce. Specifikace vybraných materiálů jsou uvedeny v *tabulkách 4 a 5*. Materiálové charakteristiky uvedené v těchto tabulkách jsou získány z materiálové knihovny programu VVD. Hodnoty mezi pevností a kluzu jsou uvedeny pro teplotu 20 °C, kdežto hodnoty dovolených namáhání jsou pro teplotu výpočtovou 110 °C.

Geometrie výměníku:

Tepelný výměník			
Celková délka	2 531 mm		
TEMA typ	AEL		
	Plášť	Přední komora	Zadní komora
Vnější průměr	276 mm	276 mm	276 mm
Vnitřní průměr	260 mm	260 mm	260 mm
Tloušťka stěny	8 mm	8 mm	8 mm

Tabulka 1: Zadaná geometrie výměníku [31]

Specifikace trubkového svazku:

Délka trubek	2000 mm
Počet trubek	42
Vnější průměr	25,4 mm
Tloušťka stěny	2,9 mm
Rozteč trubek	33,0 mm
Charakteristický úhel	30°

Tabulka 2: Specifikace trubkového svazku [31]

Parametry trubkového a mezitrubkového prostoru:

	Trubkový prostor	Mezitrubkový prostor
Médium	Voda	Voda
Výpočtový tlak	2,1374 MPa	2,1374 MPa
Výpočtová teplota	65,56 °C	110 °C
Střední teplota média	27,5 °C	55 °C
Vstupní teplota média	20 °C	80 °C
Výstupní teplota média	35 °C	30 °C

Tabulka 3: Parametry trubkového a mezitrubkového prostoru [31]

Materiálové konstanty pro různé návrhy:

Nerezová ocel	Trubkovnice		Plášť	Trubky
Materiál	1.4404: X2CrNiMo17-12-2			
	Výkovek	Plech	Plech	Bezešvá trubka
Modul pružnosti (MPa)	196 100			
Mez pevnosti (MPa)	490	520	530	490
Mez kluzu (MPa)	225	260	270	225
Dovolené namáhání při výpočtové teplotě (MPa)	142	142	142	130,67
Poissonova konstanta	0,3			

Tabulka 4: Specifikace pro materiál 1.4404 [32]

Uhlíková ocel	Trubkovnice		Plášť	Trubky
Materiál	1.0565: P355NH			
	Výkovek	Plech	Plech	Bezešvá trubka
Modul pružnosti (MPa)	208 540			
Mez pevnosti (MPa)	490	490	490	490
Mez kluzu (MPa)	355	345	355	355
Dovolené namáhání při výpočtové teplotě (MPa)	200	206,27	212,13	200
Poissonova konstanta	0,3			

Tabulka 5: Specifikace pro materiál 1.0565 [32]

3.2 Podmínky platnosti

Prvním krokem pevnostního návrhu trubkovnice je kontrola základních podmínek platnosti výpočtu, kde se prověřuje, zda je možné uvažované vstupní parametry pro výpočet využít. Tyto podmínky se týkají jak obecné geometrie výměníku, tak základních rozměrů trubkovnice použitých při dalším výpočtu.

Níže uvedené podmínky se liší pro každý jednotlivý typ trubkového výměníku a jsou závislé na konfiguraci počítané trubkovnice. Jednotlivé druhy tepelných výměníků jsou uvedeny v podkapitole 1.3 *Trubkový výměník s pláštěm*. Kdy výměník řešený v této práci je trubkový tepelný výměník s pláštěm, který má obě trubkovnice pevné. Výše zmíněné konfigurace trubkovnic jsou popsány v kapitole 2 *Trubkovnice*. Provedení trubkovnice dále řešená v této práci je: b) Trubkovnice integrální s pláštěm a těsněná ke komoře s přírubovým okrajem.

Podmínky platnosti řešené v této podkapitole lze rozdělit podle toho, které části výměníku se týkají, na:

- Podmínky pro trubkovnici
- Podmínky pro trubky
- Podmínky pro plášť
- Podmínky pro komoru
- Podmínky pro využití zatížení

Pro celý pevnostní výpočet musí platit, že u každé součásti výměníku, s výjimkou trubek, se počítá s jejím zkorodovaným stavem. Kdy jsou patřičné rozměry upraveny o hodnotu korozního přídatku. Tato hodnota je pro tuto práci zvolena jako 3 mm pro ocel uhlíkovou a 1 mm pro nerezovou.

a) Podmínky pro trubkovnici

- Obě trubkovnice počítaného výměníku musí být identické. Musí být rovné, mít kruhový tvar, stejnou konstantní tloušťku, materiál a stejné napojení na sousedící části.
- Pokud je při návrhu tloušťka okraje trubkovnice místně zmenšena drážkou pro těsnění, tak musí být zbývající tloušťka trubkovnice $e_{a,p}$, rovna nejméně osminásobku tloušťky trubkovnice samotné e_a . Jak je znázorněno *rovnici (1)*.

$$e_{a,p} \geq 0,8 e_a \quad (1)$$

Tento požadavek platí pouze tehdy, pokud je poměr vnějšího a vnitřního průměru přilehlé skořepiny větší než 1,2. Poloměr zaoblení této drážky musí být alespoň 5 mm a nesmí být menší než 20 % tloušťky přilehlé skořepiny.

- Jsou-li trubky do trubkovnice zaválcovány, a není-li prokázána zkušenost s výrobou a provozem výměníků s tenčí trubkovnicí, tak musí být dodržena hodnota minimální tloušťky trubkovnice, určená *rovnici (2)*. Tato hodnota je závislá na průměru uvažovaných trubek. Pro trubky využité v této práci o průměru d_t o hodnotě 25,4 mm, platí:

$$e_a \geq 22 \text{ mm} \quad (2)$$

- Otvory pro trubky musí být rovnoměrně umístěny do vrcholů čtverců nebo rovnostranných trojúhelníků, většinou pod úhly 30° nebo 60°. Pokud je k trubkovnici připojena přepážka, tak musí být k trubkovnici připojena v místě nenarušeném otvory pro trubky. Kde vzdálenost nejbližších děrovaných řad trubek U_L , mezi kterými přepážka leží, je určena *rovnici (3)*. Tato vzdálenost musí být menší než čtyřnásobek rozteče p mezi trubkami.

$$U_L \leq 4 p \quad (3)$$

- Neotrubkovaný prstenec je možné využít, pokud platí *rovnice (4)*, porovnávající průměry ekvivalentní a efektivní:

$$D_o \geq 0,85 D_e \quad (4)$$

Kde hodnota D_o je ekvivalentní průměr mezní kružnice krajních trubek a D_e efektivní průměr trubkovnice.

b) Podmínky pro trubky

- Všechny trubky musí mít stejný průměr i tloušťku. Musí být ze stejného materiálu a také být pevně spojeny s trubkovnicí.

c) Podmínky pro plášť

- Tvar pláště musí být válec, mít konstantní tloušťku a neměnný průměr. Je ovšem možné, lokálně zesílit tloušťku pláště přilehlého k trubkovnici, tak aby byly jednodušeji splněny pevnostní podmínky a přitom zmenšeny náklady na materiál. Plášť v tomto případě musí mít svou minimální výpočtovou tloušťku e_s , alespoň v délce l_s (vypočtenou rovnicí (5)) od obou trubkovic.

$$l_s = 1,4 \sqrt{(D_s + e_s) e_s} \quad (5)$$

Při výpočtu v této práci není lokální zesílení pláště využito, protože by k hodnotě práce nijak nepřispělo. Obecně je ovšem snaha o zmenšení hmotnosti návrhů velmi vítána, kvůli snaze o snížení nákladů.

d) Podmínky pro komoru

- Průměr, na kterém působí reakce od zatížení těsnění komory G_c musí, v závislosti na vnitřním průměru pláště D_s , pro kontrolovanou konfiguraci splnit podmínku určenou rovnicí (6). Průměr G_c přímo nesouvisí s pevnostním návrhem trubkovnice. K vypočtení jeho přesné velikosti je nutné určení všech parametrů šroubového spojení přírubového okraje trubkovnice s komorou. Pro účely této práce je jeho hodnota stanovena jako 260 mm, což odpovídá hodnotě D_s . Tato hodnota je zvolena jako vhodná po předchozí konzultaci s osobou znalou řešené problematiky.

$$0,9 D_s \leq G_c \leq 1,2 D_s \quad (6)$$

e) Podmínky pro způsoby zatížení

- Uvažované zatížení kontrolované při tomto pevnostním výpočtu je způsobeno tlakem v trubkovém prostoru P_t , tlakem v mezitrubkovém prostoru P_s a zatížením plynoucím z vlivu teplotní roztažnosti γ .

U zmíněných tlaků se předpokládá, jejich rovnoměrné působení v celém prostoru, kde působí. Zatížení způsobené tíhou komponentů výměníku nebo tlakovou ztrátou nejsou uvažovány.

3.3 Výpočet potřebných veličin a součinitelů

Druhou částí pevnostního výpočtu je stanovení všech součinitelů a veličin, které jsou potřebné pro následující výpočty maximálních napětí trubkovnice, trubek a pláště. Tyto hodnoty jsou uvedeny se snahou zachovat pořadí uvedené ve zdrojové normě ČSN EN 13 445. V některých případech je toto pořadí narušeno tak, aby vzorce následovali po sobě stejně, jak jsou potřebné pro provedení výpočtu. Všechny zde určené rovnice jsou získány z normy ČSN EN 13 445, ocitované *zdrojem* [21]. Popřípadě jsou doplněny publikací Background to the rules in Part 3: Design, určenou *zdrojem* [30], která upřesňuje některé využití vztahy.

Při výpočtu následujících hodnot je potřeba zohlednit nejhorsí kombinaci zatížení. Nejhorší kombinací ovšem nemusí být vzájemné působení všech zatížení. Proto je nutné počítat se všemi možnými případy zatížení, které mohou nastat při provozu výměníku.

1. Působí pouze tlak P_t , Tlak P_s a teplotní roztažnost γ jsou nulové
2. Působí pouze tlak P_s , Tlak P_t a teplotní roztažnost γ jsou nulové
3. Tlaky P_t i P_s působí současně bez teplotní roztažnosti γ ($\gamma = 0$)
4. Působí pouze teplotní roztažnost γ
5. Tlak P_t a teplotní roztažnost γ působí současně bez tlaku P_s ($P_s = 0$)
6. Tlak P_s a teplotní roztažnost γ působí současně bez tlaku P_t ($P_t = 0$)
7. Tlaky P_t i P_s působí současně s teplotní roztažnosti γ

a) Efektivní elastické konstanty trubkovnice

Efektivní součinitel zeslabení trubkovnice μ^* , daný rovnicí (7), je potřebný pro výpočet efektivních elastických konstant a ohybového napětí působícího na trubkovnici.

$$\mu^* = \frac{p^* - d^*}{p^*} \quad (7)$$

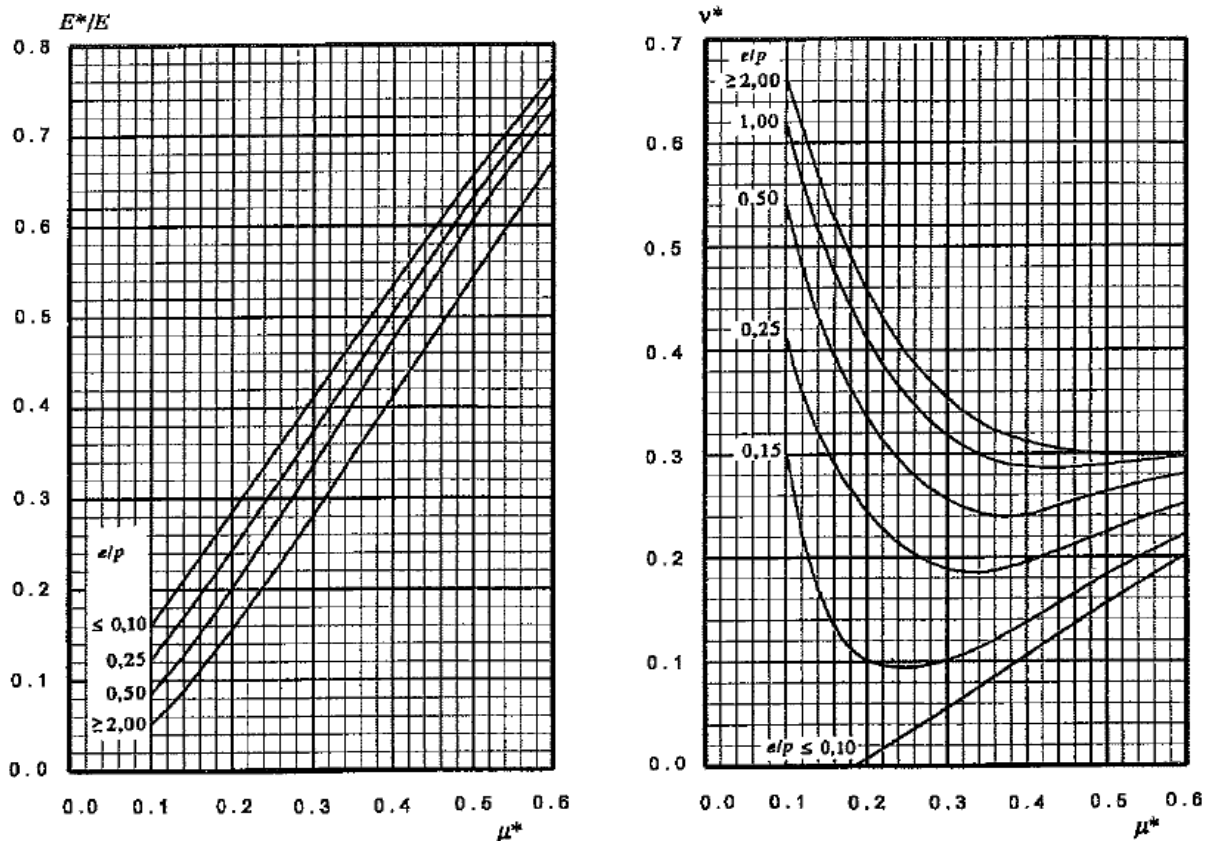
V rovnici (7) je hodnota p^* efektivní rozteč trubek a d^* **efektivní průměr otvoru pro trubku**. Efektivní rozteč trubek je pro počítanou trubkovnici rovna rozteči trubek p , protože počítaná trubkovnice nemá žádnou neděrovanou diametrální řadu pro přepážku. Efektivní průměr otvoru pro trubku se vypočte jako maximální hodnota parametrů ze vzorce (8), kde E_t je modul pružnosti materiálu trubek při konstrukční teplotě a E modul pružnosti materiálu trubkovnice při konstrukční teplotě. Hodnoty f_t a f jsou dovolené namáhání materiálu trubek a trubkovnice při konstrukční teplotě a ρ je poměr hloubky zaválcování trubky určený jako konstanta rovná jedné ($\rho = 1$).

$$d^* = \max \left\{ \left[d_t - 2 e_t \left(\frac{E_t}{E} \right) \left(\frac{f_t}{f} \right) \rho \right]; [d_t - 2 e_t] \right\} \quad (8)$$

Efektivní elastické konstanty trubkovnice E^* a ν^* jsou určeny jako funkce zeslabení otvory trubek μ^* , pro různé hodnoty poměru e/p . Stanovují se podle grafů na obrázku 20, nebo podle tabulky na straně 219 z normy ČSN EN 13 445, citované zdrojem [21]. Tyto hodnoty jsou velmi důležité pro celý výpočet, právě skrz ně probíhá převod reálného modelu trubkovnice na analytický. Jak je popsáno v předchozí podkapitole 2.3 *Výpočtové metody trubkovnic*. Kdy analytický model trubkovnice uvažujeme jako kruhovou desku nebo výkovek, určený stejnými rozměry jako u trubkovnice skutečné. Jejíž zmenšení pevnosti, způsobené zejména děrováním, je zohledněno zde počítanými efektivními elastickými konstantami.

Za pomoci efektivních elastických konstant E^* a ν^* je možné vypočíst ze vztahu (9) **efektivní ohybovou tuhost trubkovnice D^*** , která je potřebná pro výpočet dalších součinitelů.

$$D^* = \frac{E^* e^3}{12(1 - \nu^{*2})} \quad (9)$$



Obrázek 20: Graf pro stanovení elastických konstant E^* a ν^* [21]

b) Efektivní průměr trubkovnice D_e

Pro uvažovanou konfiguraci trubkovnice integrální s pláštěm, která je těsněná ke komoře přírubovým okrajem. Je efektivní průměr trubkovnice, určený rovnicí (10), dán jako střední hodnota mezi vnitřním průměrem pláště D_s a průměrem, na kterém působí reakce od zatížení těsnění komory G_c . Ten je pro tuto práci určen jako $G_c = 260 \text{ mm}$.

$$D_e = \frac{D_s + G_c}{2} \quad (10)$$

c) Efektivní délka trubky

Efektivní délka trubky neboli **délka mezi vnitřními čely trubkovnice L** , je vypočtena z délky trubky mezi vnějšími čely trubkovnice L_t a z tloušťky trubkovnice e , podle rovnice (11).

$$L = L_t - 2e \quad (11)$$

d) Součinitele rozvrtání trubkovnice

Součinitel, který zohledňuje zeslabení pevnosti trubkovnice způsobené otvory pro trubky. Počítá se samostatně pro každou stranu trubkovnice, jakožto **součinitel rozvrtání trubkovnice na straně pláště x_s** , daný rovnicí (12), a **na straně trubek x_t** , daný rovnicí (13).

Tyto součinitele jsou vypočteny pomocí počtu trubek N_t , jmenovitého vnějšího průměru trubek d_t , efektivního průměru trubkovnice D_e , daného rovnicí (10) a jmenovitou tloušťkou trubek e_t .

$$x_s = 1 - N_t \left(\frac{d_t}{D_e} \right)^2 \quad (12)$$

$$x_t = 1 - N_t \left(\frac{d_t - 2 e_t}{D_e} \right)^2 \quad (13)$$

e) Axiální tuhosti

Pro další výpočet je potřebné stanovení **axiálních tuhostí trubek K_t , pláště K_s , poměru těchto axiálních tuhostí $K_{s,t}$, modulu pružného podkladu, který je ekvivalentní trubkovému svazku K_w a poměru axiálních tuhostí vlnovcového kompenzátoru k axiální tuhosti pláště J** . Ten je pro tento výpočet roven jedné, z důvodu, že vlnovcový kompenzátor není při výpočtu využit. Všechny zmíněné hodnoty jsou určeny rovnicemi (14 až 18).

$$K_t = \frac{\pi e_t (d_t - e_t) E_t}{L} \quad (14)$$

$$K_s = \frac{\pi e_s (D_s - e_s) E_s}{L} \quad (15)$$

$$K_{s,t} = \frac{K_s}{N_t K_t} \quad (16)$$

$$K_w = 8 \frac{N_t K_t}{\pi D_e^2} \quad (17)$$

$$J = \frac{1}{1 + \frac{K_s}{K_j}} = 1 \quad (18)$$

Kromě již popsaných veličin zde jsou využity modul pružnosti materiálu pláště při konstrukční teplotě E_s , tloušťka pláště e_s a axiální tuhost vlnovcového kompenzátoru K_j , která ovšem kvůli nevyužití vlnovcového kompenzátoru není pro tento výpočet důležitá.

f) Poměr tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice

Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice X , vypočtený podle rovnice (19), je klíčový pro určení součinitelů F_q , F_i a H z grafů, potřebných pro další výpočty. Počítaný mimo již zmíněné za pomoci efektivní ohybové tuhosti trubkovnice D^* , dané vztahem (9).

$$X = \left(\frac{K_w}{D^*} \right)^2 \frac{D_e}{2} \quad (19)$$

g) Ohybové tuhosti

Okrajové momenty na jednotku délky potřebné k natočení komory k_c a pláště k_s o jednotkový úhel. Počítané pro konfiguraci trubkovnice integrální s pláštěm a těsněnou ke komoře s přírubovým okrajem, kde je k_s počítán vztahem (20) a k_c je dle vztahu (21) roven nule. Nově vyskytující se veličina v tomto výpočtu je Poissonova konstanta materiálu trubek ν_s .

$$k_s = \frac{2 E_s (e_s)^{2,5}}{[12 (1 - \nu_s^2)]^{0,75} (D_s + e_s)^{0,5}} \quad (20)$$

$$k_c = 0 \quad (21)$$

h) Součinitel vetknutí okraje trubkovnice od pláště a komory

Poslední klíčový součinitel, **součinitel vetknutí okraje trubkovnice od pláště a komory Z** , je stejně jako součinitel X klíčový pro výpočet součinitelů F_q , F_i a H z grafů. Je daný vztahem (22).

Pokud se Z blíží k 0, tak se trubkovnice chová jako by byla kloubově podepřena. V případě vysokých hodnot, vyšších než 5, se chová jako by byla vetknutá. Implementace součinitelů X a Z při výpočtu je důležitým přínosem moderních norem použitých při pevnostním výpočtu. Korigují časté předimenzování rozměrů způsobené nedokonalostí předtím využívaných norem.

$$Z = \frac{k_s + k_c}{(K_w)^{0,25} (D^*)^{0,75}} \quad (22)$$

ch) Efektivní tlak P_e

Další klíčovou částí pevnostního výpočtu je určení **efektivního tlaku P_e** , počítaného z tlaků v trubkovém prostoru P_t a mezitrubkovém P_s s teplotní roztažností podle rovnice (23). K jeho výpočtu je, kromě výše zmíněných součinitelů, také potřeba stanovit hodnotu součinitele F_q a Poissonovu konstantu materiálu trubek ν_t .

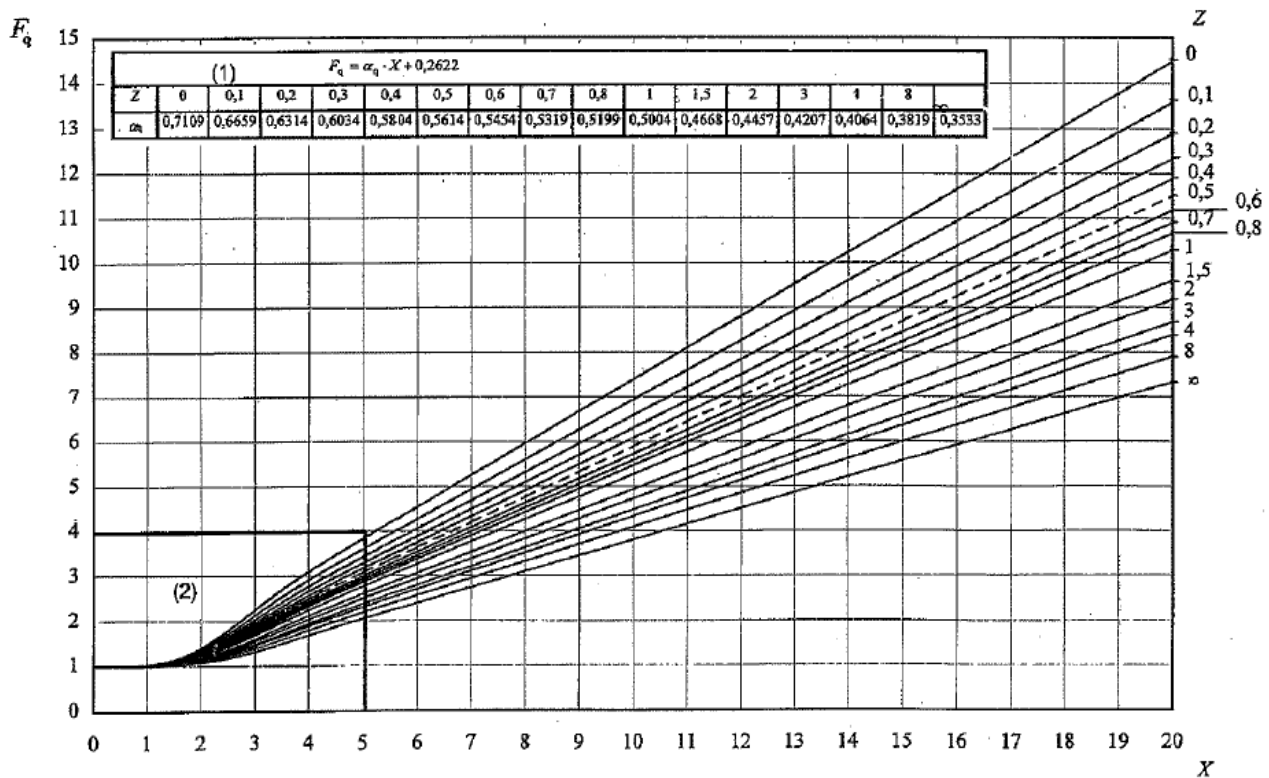
Ve výše zmíněné rovnici (23), pro výpočet efektivního tlaku P_e , se člen $\frac{(D_J + 2 w_J)^2 - D_s^2}{D_s^2}$ rovná nule, protože se při návrhu nevyužívá vlnovcového kompenzátoru.

$$P_e = \frac{J K_{s,t}}{1 + J K_{s,t} F_q} \left[x_s + 2 v_t (1 - x_s) + \frac{2 v_s}{K_{s,t}} - \frac{1 - J}{2 J K_{s,t}} \frac{(D_j + 2 w_j)^2 - D_s^2}{D_s^2} \right] P_s - \frac{J K_{s,t}}{1 + J K_{s,t} F_q} \left[x_t + 2 v_t (1 - x_t) + \frac{1}{J K_{s,t}} \right] P_t + \frac{J K_{s,t}}{1 + J K_{s,t} F_q} \frac{K_w}{2} \gamma \quad (23)$$

Teplotní roztažnost je ve výpočtu zastoupena **axiální diferenční teplotní dilatací mezi trubkami a pláštěm γ** , danou *vzorcem* (24). K jejímu určení je potřeba znát střední součinitele teplotní roztažnosti materiálu pláště $\alpha_{s,m}$, při teplotě $T_{s,m}$, a trubek $\alpha_{t,m}$, při teplotě $T_{t,m}$.

$$\gamma = [\alpha_{t,m} (T_{t,m} - 20^\circ\text{C}) - \alpha_{s,m} (T_{s,m} - 20^\circ\text{C})] L \quad (24)$$

Součinitel F_q , potřebný pro výpočet, se vyčte z grafu na *obrázku 22*, jako funkce X pro různé hodnoty Z . Pro $X \geq 5$ je pro jeho výpočet také možné využít rovnice $F_q = \alpha_q X + 0,2622$. Kde se koeficient α_q určí z tabulky na *obrázku 21*. Pro menší hodnoty součinitele X se využívá tabulka na straně 198 z citovaného *zdroje* [21], normy ČSN EN 13 445.



Obrázek 21: Graf pro určení součinitele F_q [21]

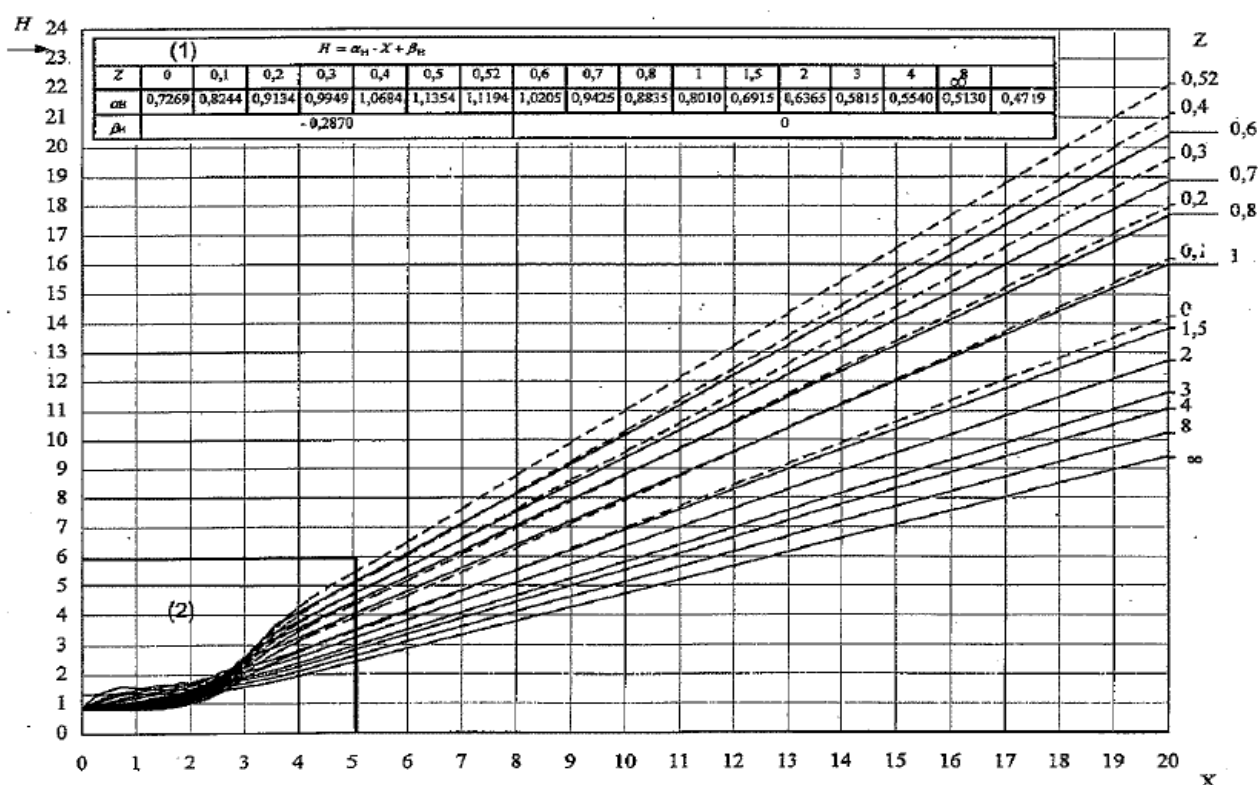
i) Hodnoty potřebné pro výpočet napětí trubkovnice

V tomto a následujících bodech této podkapitoly jsou počítány dodatečné hodnoty součinitelů, veličin a napětích potřebných pro výpočty a pro kontrolu pevnostních podmínek v následující části práce. Tyto hodnoty jsou uvedeny zde pro lepší přehlednost následující podkapitoly.

Počítaná trubkovnice nemá přepážku chodů, při jejím návrhu se tedy nepočítá s její drážkou, a proto jsou hodnoty hloubky drážky pro přepážku chodů na trubkové straně h_g a efektivní hloubka této drážky h'_g rovny nule.

K výpočtu ohybové napětí je potřeba znát hodnotu **součinitele** F_m ze vztahu (25) daného **součinitelem** H , který je daný jako funkce X pro různé hodnoty Z . Součinitel H se určuje z grafu na obrázku 22. Také je možné jej určit, pro hodnoty součinitele $X < 5$, z tabulky na straně 199, z citovaného zdroje [21], normy ČSN EN 13 445. Nebo pro hodnoty $X \geq 5$ dle rovnice $H = \alpha_H X + \beta_H$, potřebné konstanty pro výpočet jsou uvedeny v tabulce na obrázku 22.

$$F_m = \frac{1}{6H} \quad (25)$$



Obrázek 22: Graf pro určení součinitele H [21]

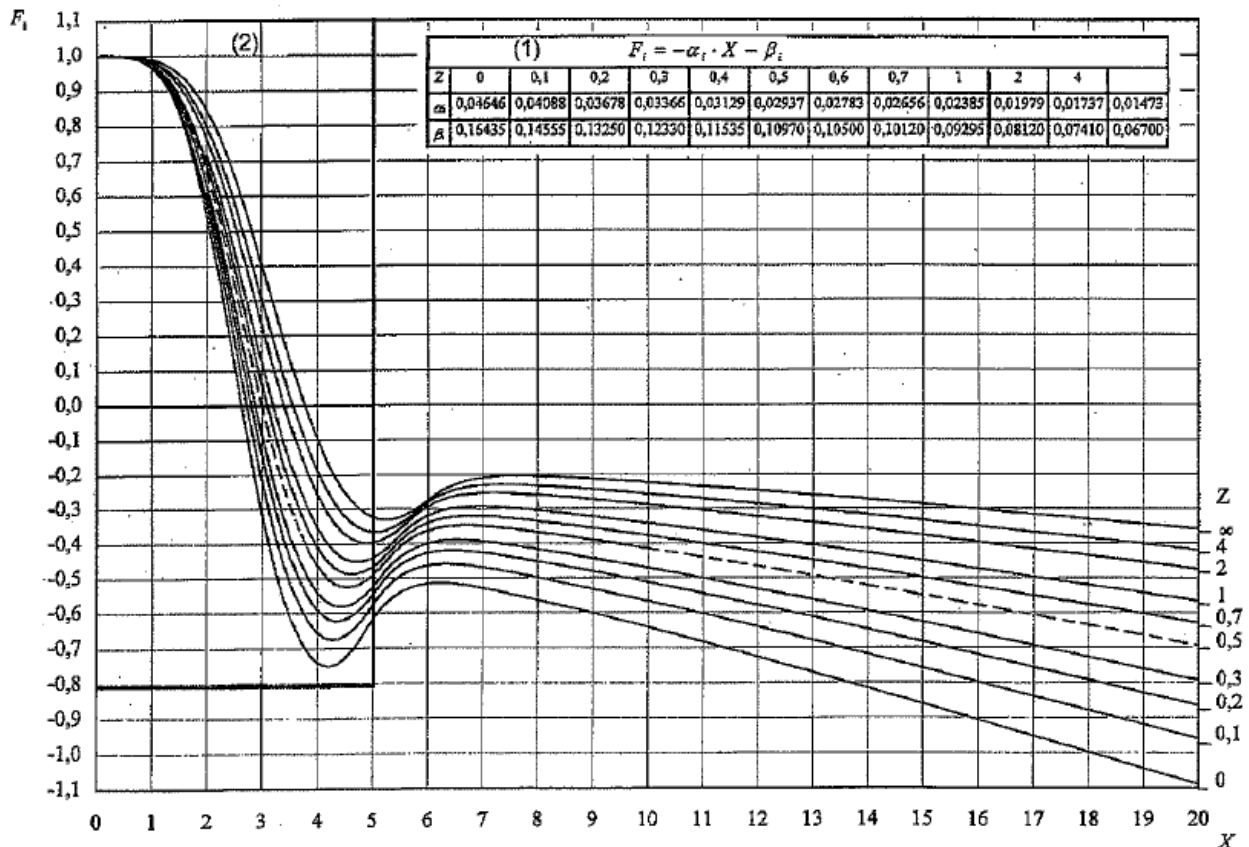
Při výpočtu smykového napětí trubkovnice je kromě výše zmíněných součinitelů také nutné znát hodnotu **základního součinitele zeslabení trubkovnice** μ určeného vztahem (26) a **průměr děrované plochy trubkovnice** D_o , daný vztahem (27). Ten se vypočte skrz poloměr kružnice procházející středem nejkrajnější trubky r_o .

$$\mu = \frac{p - d_t}{p} \quad (26)$$

$$D_o = 2r_o + d_t \quad (27)$$

j) Hodnoty potřebné pro výpočet napětí trubek

Při výpočtu axiálního membránového napětí trubek je pro výpočet vnitřních řad trubek potřebné znát hodnotu **součinitele** F_i , ten je dán jako funkce X pro různé hodnoty Z . Určuje se z grafu na *obrázku 23*. Pro přesnější výsledné hodnoty a při hodnotě součinitele $X \geq 13$ je možné využít rovnici $F_i = -\alpha_i X - \beta_i$, pro kterou jsou potřebné konstanty uvedeny v tabulce na *obrázku 23*. Pro menší hodnoty X je možné součinitel F_i určit z tabulky na straně 200 z normy ČSN EN 13 445, citované *zdrojem [21]*.



Obrázek 23: Graf pro určení součinitele F_i [21]

Dále je potřebné znát hodnotu **přípustného napětí ve spoji trubek s trubkovnicí** $f_{t,j}$, které určuje pevnost spoje trubek s trubkovnicí. Závisí na tom, který způsob spojení je při návrhu využit. Pro zaválcovaný spoj užitý trubkovnicí počítanou v této práci platí *vzorec (28)*:

$$f_{t,j} = 0,5 f_{min} \min \left[\left(\frac{l_{t,x}}{d_t} \right); (1,6) \right] \quad (28)$$

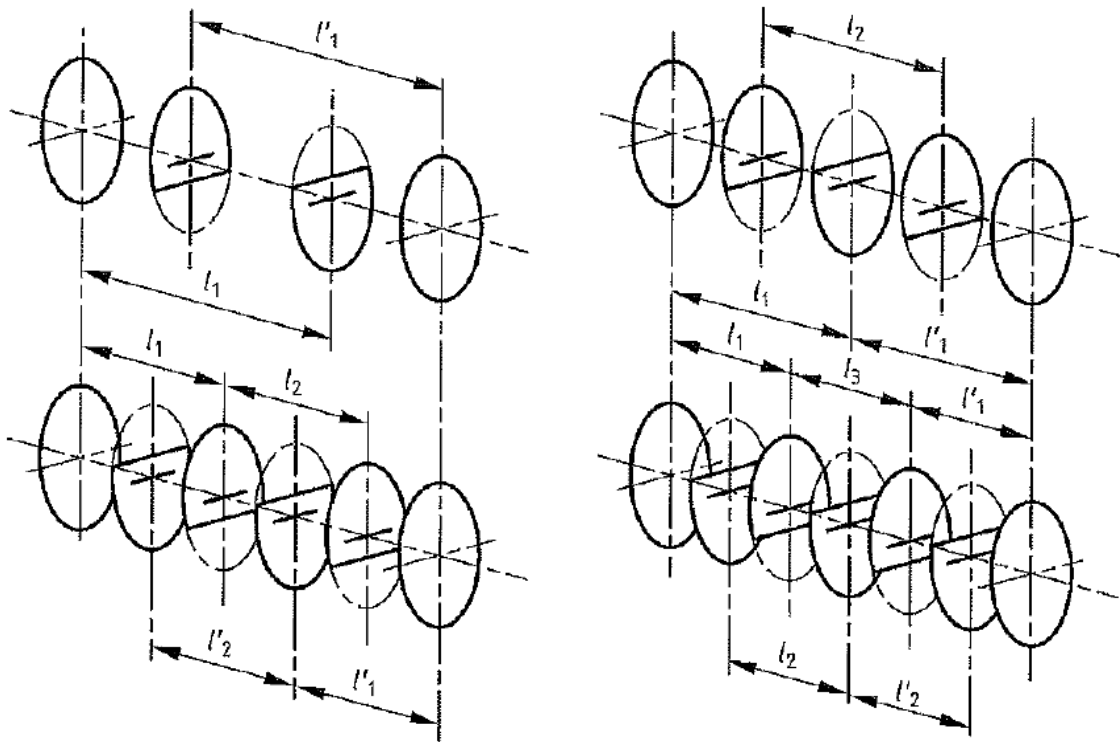
Kde f_{min} je nejmenší hodnotou dovolených namáhání trubek nebo trubkovnice, a $l_{t,x}$ je délka zaválcování trubky v trubkovnici, určená jako celá tloušťka trubkovnice e .

Pro případ, že jsou trubky stlačovány, je také nutné provést kontrolu na vzpěr. Axiální napětí trubek, je při ní srovnáváno s **maximálním přípustným napětím trubek ve vzpěru** $f_{t,bk}$, vypočteným podle *rovnice (29)*.

$$f_{t,bk} = \frac{1}{x} \left[x \sigma_{t,p} + \frac{R_{p0,2/T} - |x \sigma_{t,p}|}{\sqrt{1 + \left(\frac{(1 + b_0) R_{p0,2/T} - |x \sigma_{t,p}|}{\sigma_{t,cr}} \right)^2}} \right] \quad (29)$$

Kde $l_{t,bk}$ je **vzpěrná délka trubek** dána vzorcem (30), rozměry l_1 , l_2 a l_3 jsou délky mezi přepážkami trubkovnice dané obrázkem 24. Hodnota $\sigma_{t,cr}$ je **Eulerovo kritické napětí pro trubky** určené vzorcem (31). Hodnota $\sigma_{t,p}$ je **součinitel tlakového efektu na trubky** daný vzorcem (32). Proměnná b_0 je **součinitel imperfekce trubek** určený rovnicí (33). Konstanta x je součinitel bezpečnosti proti zhoulení trubek daný jako 1,1 a $R_{p0,2/T}$ je smluvní mez kluzu materiálu trubek při konstrukční teplotě.

$$l_{t,bk} = \min\{[0,5 L]; \max[(0,7 l_1); (0,7 l'_1); (0,7 l_2); (0,7 l'_2); (l_3)]\} \quad (30)$$



Obrázek 24: Znárodnění vzdáleností mezi přepážkami [21]

$$\sigma_{t,cr} = \frac{\pi^2 E_t}{l_{t,bk}^2} \frac{d_t^2 + (d_t - 2 e_t)^2}{16} \quad (31)$$

$$\sigma_{t,p} = \frac{P_s d_t^2 - P_t (d_t - 2 e_t)^2}{d_t^2 - (d_t - 2 e_t)^2} \quad (32)$$

$$b_0 = 0,206 \sqrt{\frac{\sigma_{t,cr}}{R_{p\ 0,2/T}}} \left(1 - 0,2 \sqrt{\frac{\sigma_{t,cr}}{R_{p\ 0,2/T}}} \right) \quad (33)$$

Pro výpočet maximálního ekvivalentního napětí v trubkách je nutné znát **střední hodnotu obvodového a radiálního napětí** $\sigma_{t,\theta}$ a $\sigma_{t,r}$, dané rovnicemi (34) a (35).

$$\sigma_{t,\theta} = \frac{P_t (d_t - 2 e_t) - P_s d_t}{2 e_t} \quad (34)$$

$$\sigma_{t,r} = -\frac{P_t + P_s}{2} \quad (35)$$

k) Hodnoty potřebné pro výpočet napětí pláště

Pro kontrolu axiálního membránového napětí je potřeba znát hodnotu **přípustného napětí pláště při boulení** $f_{s,bk}$, vypočteného z rovnice (36). Které je ovlivněno koeficientem K, ten má hodnotu 1,0 pro normální provozní podmínky a 1,35 pro podmínky mimořádné (a pro tlakovou zkoušku). V práci je počítáno s hodnotou koeficientu 1,0.

$$f_{s,bk} = K \frac{e_s E_s}{4 (D_s + e_s)} \quad (36)$$

Pro výpočet ekvivalentního napětí v plášti je, podobně jako u trubek, potřeba znát hodnoty **středního a radiálního napětí** $\sigma_{s,\theta}$ a $\sigma_{s,r}$, dané rovnicemi (37) a (38).

$$\sigma_{s,\theta} = \frac{P_s D_s}{2 e_s} \quad (37)$$

$$\sigma_{s,r} = -\frac{P_s}{2} \quad (38)$$

K výpočtu axiálního ohybového napětí pláště v místě, kde se spojuje s trubkovnicí je zapotřebí znát hodnotu **efektivní délky trubkovnice** l_e , počítané rovnicí (39). Která se určuje za pomoci součinitelů H_∞ a $F_{q,\infty}$, vypočtených jako funkce X pro $Z = \infty$. Ty jsou vypočítané stejným principem jako součinitele H a F_q pro vlastní hodnoty Z, jejichž výpočet je popsán v této podkapitole v bodech ch) a i).

$$l_e = H_\infty \left[\left(\frac{2}{X Z} F_{q,\infty} \right) + \left(1 - \frac{1 - \nu^*}{X Z} \right) \right] \quad (39)$$

3.4 Kontrola pevnostních podmínek

Poslední částí výpočtu je kontrola pevnostních podmínek za pomoci iteračního cyklu, při kterém se postupně zvyšuje počítaná tloušťka trubkovnice až do chvíle, kdy jsou splněny všechny potřebné podmínky. Tyto podmínky lze rozdělit podle toho, které části výměníku se podmínky týkají, na:

- Kontrola napětí trubkovnice
- Kontrola napětí trubek
- Kontrola napětí pláště v místě vzdáleném od trubkovnice
- Kontrola napětí pláště v místě spojení s trubkovnicí

3.4.1 Kontrola napětí trubkovnice

Při pevnostní kontrole návrhu trubkovnice se kontroluje, zda je maximální ohybové a smykové napětí dostatečně malé. Tyto napětí jsou určeny rovnicemi (40) a (43).

- **Maximální ohybové napětí trubkovnice σ** je určeno vztahem:

$$\sigma = \left(\frac{1,5 F_m}{\mu^*} \right) \left(\frac{D_e}{e - h'_g} \right)^2 P_e \quad (40)$$

Absolutní hodnota maximálního ohybového napětí trubkovnice nesmí překročit danou mez, určenou rovnicemi (41) a (42). Maximální napětí se srovnává s dovoleným namáháním materiálu trubkovnice f vynásobeným patričným koeficientem. Ten se mění podle počítaného způsobu zatěžování, v závislosti na tom, zda se při daném způsobu počítá s teplotní roztažností γ .

- Teplotní roztažnost je nulová, napětí je vyvolané pouze tlaky P_t a P_s .

$$|\sigma| \leq 1,5 f \quad (41)$$

- Napětí je vyvolané současným působením teplotní roztažností γ a tlaků P_t a P_s .

$$|\sigma| \leq 1,5 f \quad (42)$$

- **Maximální smykové napětí trubkovnice τ** je určeno vztahem:

$$\tau = \left(\frac{1}{2\mu} \right) \left(\frac{D_o}{2e} \right)^2 P_e \quad (43)$$

Absolutní hodnota smykového napětí nesmí při žádné uvažované kombinace zatížení překročit hodnotu $0,8 f$, podle rovnice (44):

$$|\tau| \leq 0,8 f \quad (44)$$

3.4.2 Kontrola napětí trubek

U trubek se kontroluje, zda jsou hodnoty axiálního membránového a ekvivalentního napětí, daných rovnicemi (45), (46) a (51), v patřičných mezích. Maximální axiální membránové napětí se kontroluje samostatně pro vnitřní i vnější řadu trubek.

- **Maximální axiální membránové napětí v trubkách $\sigma_{t,o}$ a $\sigma_{t,i}$** jsou určeny vzorci:

- pro vnější řadu trubek:

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_q] \quad (45)$$

- pro vnitřní řadu trubek:

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_i] \quad (46)$$

Pro každou kombinaci zatížení výměníku musí platit, že absolutní hodnoty maximálních axiálních napětí v trubkách nepřesáhnou přípustné napětí ve spoji trubek s trubkovnicí $f_{t,j}$ (dané vztahem 28). Podle rovnic (47) a (48).

$$|\sigma_{t,o}| \leq f_{t,j} \quad (47)$$

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,j} \quad (48)$$

V případě, že je některé z výsledných axiálních napětí záporné (trubky jsou tlačeny), tak jeho absolutní hodnota nesmí překročit hodnotu maximálního přípustného napětí ve vzpěru $f_{t,bk}$ (danou vztahem 29). Podmínky pro kontrolu záporných axiálních napětí jsou znázorněny na následujících rovnicích (49) a (50).

$$|\sigma_{t,o}| \leq f_{t,bk} \quad (49)$$

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,bk} \quad (50)$$

- **Maximální ekvivalentní napětí $\sigma_{t,eq}$** je dáno vztahem:

$$\sigma_{t,eq} = \max(|\sigma_{t,i} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}|) \quad (51)$$

Jde tedy o největší možný rozdíl mezi napětími působícími v trubce. Kde $\sigma_{t,\theta}$ je střední hodnota obvodového napětí v trubkách (určená vztahem 34) a $\sigma_{t,r}$ je střední hodnota radiálního napětí v trubkách (určená vztahem 35).

Ekvivalentní napětí je posuzováno vůči hodnotě dovoleného namáhání materiálu trubek při konstrukční teplotě f_t vynásobené patřičným koeficientem, podle rovnic (52) a (53). Ten je závislý na tom, jaký způsob zatěžování je zrovna kontrolován, podle toho, zda počítáme s teplotní roztažností γ .

- Napětí je vyvolané současným působením teplotní roztažností γ a tlaků P_t a P_s .

$$\sigma_{t,eq} \leq 1,5 f_t \quad (52)$$

- Napětí je vyvolané pouze tlaky P_t a P_s , hodnota teplotní roztažnosti γ je nulová.

$$\sigma_{t,eq} \leq f_t \quad (53)$$

3.4.3 Kontrola napětí pláště v místě vzdáleném od trubkovnice

U pláště tepelného výměníku se kontroluje maximální axiální membránové a ekvivalentní napětí, určené rovnicemi (54) a (56).

Pro konfiguraci trubkovnice integrální s pláštěm a těsněnou ke komoře s přírubovým okrajem je také nutné provést kontrolu pláště v místě spoje s trubkovnicí. Ta je provedena v následujícím bodě práce.

- **Maximální axiální membránové napětí $\sigma_{s,m}$** je dáno vzorcem:

$$\sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4 e_s (D_s + e_s)} (P_t + P_s) \quad (54)$$

Axiální membránové napětí pláště se kontroluje pouze v případě, že má zápornou hodnotu (plášť je stlačován). Jeho absolutní hodnota poté nesmí přesáhnout hodnotu napětí pláště při boulení $f_{s,bk}$ (danou vztahem 36), podle rovnice (55).

$$|\sigma_{s,m}| \leq f_{s,bk} \quad (55)$$

- **Maximální ekvivalentní napětí $\sigma_{s,eq}$** je dáno vzorcem:

$$\sigma_{s,eq} = \max(|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,\theta}|; |\sigma_{s,m} - \sigma_{s,r}|; |\sigma_{s,\theta} - \sigma_{s,r}|) \quad (56)$$

Jde tedy o největší rozdíl mezi axiálním napětím $\sigma_{s,m}$, středním obvodovým napětím $\sigma_{t,r}$ a středním radiálním napětím $\sigma_{t,\theta}$, které všechny působí v plášti výměníku.

Ekvivalentní napětí musí být při každém myšleném způsobu zatěžování menší, než je hodnota dovoleného namáhání materiálu pláště při konstrukční teplotě f_s vynásobená patřičným koeficientem, podle rovnic (57) a (58).

- Napětí je vyvolané současným působením teplotní roztažností γ a tlaků P_t a P_s .

$$\sigma_{s,eq} \leq 1,5 f_s \quad (57)$$

- Napětí je vyvolané pouze tlaky P_t a P_s , hodnota teplotní roztažnosti γ je nulová.

$$\sigma_{s,eq} \leq f_s \quad (58)$$

3.4.4 Kontrola napětí pláště v místě spojení s trubkovnicí

U výměníků s trubkovnicí integrovanou s pláštěm se musí kromě obecných pevnostních podmínek pláště, kontrolovaných v předchozím bodě práce, počítat také s upravenými podmínkami v místě spojení pláště s trubkovnicí. Kontroluje se maximální ekvivalentního napětí dané rovnicí (60). Kde hodnota l_e je efektivní délka trubkovnice počítaná dle vzorce (39).

- Maximální axiální ohybové napětí $\sigma_{s,b}$ je dáno vzorcem:

$$\sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c} \frac{1}{l_e} \left(\frac{D_e}{2 e_s} \right)^2 P_e \quad (59)$$

- Maximální ekvivalentní napětí $\sigma_{s,eq,1}$ je dáno vzorcem:

$$\sigma_{s,eq,1} = \max(|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s|; |\sigma_{s,m} + \sigma_{s,b}|) \quad (60)$$

Ekvivalentní napětí se tedy počítá za pomoci tlaku v mezi trubkovém prostoru P_s a hodnot maximálních axiálních napětí v plášti $\sigma_{s,m}$ a $\sigma_{s,b}$, které jsou dány rovnicemi (54) a (59). Toto napětí nesmí pro žádný z případů zatěžování přesáhnout hodnotu $3 f_s$, jak je znázorněno v následující rovnici (61):

$$\sigma_{s,eq,1} \leq 3 f_s \quad (61)$$

3.5 Výsledné hodnoty a posouzení výpočtu

Při návrhovém výpočtu, provedeném v programovacím jazyce Python, se za pomoci cyklu iteračně zvedala analyzovaná tloušťka trubkovnice, pro kterou se při každém zesílení přepočítávali hodnoty veličin, součinitelů a napětí, určené v předchozích kapitolách. Analyzovaná tloušťka se takto zvyšovala až do chvíle, kdy byly splněny všechny pevnostní podmínky, určené předchozí podkapitolou 3.4 *Kontrola pevnostních podmínek*. Výpočet byl z důvodu následného cenového zhodnocení návrhu proveden pro dva různé materiály, jakožto zástupce uhlíkové a nerezové oceli.

Materiály využité pro výpočet byly:

- **Nerezová ocel 1.4404: X2CrNiMo17-12-2** (tabulka 4)
- **Uhlíková ocel 1.0565: P355NH** (tabulka 5)

Výpočet byl také proveden pro dva odlišné technologické postupy výroby trubkovnice. Pro trubkovnici vyrobenou z výkovku a plechu. Informace o materiálech, v závislosti na způsobu jejich zpracování, jsou uvedeny v *tabulkách 4 a 5*, v podkapitole 3.1 *Vstupní parametry*. Zhodnocení vypočítaných návrhů po finanční stránce je obsaženo v kapitole 4 *Ekonomické zhodnocení návrhů*.

Následující podkapitoly popisují pro materiály 1.4404 a 1.0565 vypočtenou minimální tloušťku trubkovnice a výsledné hodnoty napětí, které ji při pevnostním výpočtu ovlivňovaly. Tyto hodnoty byly získány výpočtem provedeným jak v Pythonu, tak v programu Visual Vessel Design (zkráceně VVD). V následujících tabulkách a grafech jsou hodnoty získané z programu VVD zvýrazněny světle šedou barvou.

Analyzovaná tloušťka trubkovnice byla kontrolována pro všechny možné zátěžné stavy, popsané na začátku podkapitoly 3.3 *Výpočet potřebných veličin a součinitelů* (str. 28). Tyto výpočtové stavy jsou v nadcházejících tabulkách a grafech dále znázorněny pouze číslem stavu, na který poukazují.

Výsledné hodnoty napětí jsou v nadcházejících *tabulkách 7 až 27* zvýrazněny barevně, od žluté po červenou, podle toho, jak blízko se porovnávané maximální napětí přibližuje k dovoleným hodnotám. Toto rozdělení je barevně znázorněno v následující *tabulce 6*.

Poměr max. a dovoleného napětí (%)	0-19	20-39	40-59	60-79	80-100
------------------------------------	------	-------	-------	-------	--------

Tabulka 6: Barevné rozdělení napětí

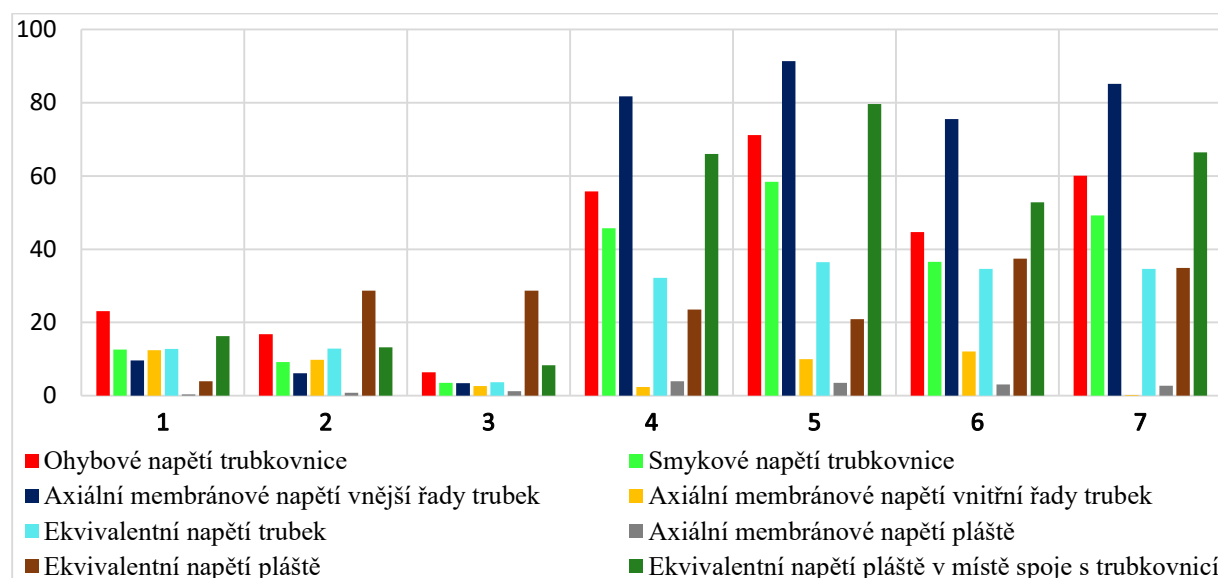
Pevnostní výpočet minimální tloušťky trubkovnice byl proveden v programovacím jazyce Python, v prostředí Spyder. Celý pevnostní výpočet počítaný pro uhlíkovou ocel 1.0565, je k práci přiložen v *příloze 3*. Správnost tohoto výpočtu byla zkontrolována za pomoci softwaru Visual Vessel Design (VVD). Ukázka výstupu programu VVD pro trubkovnici o tloušťce 18 mm z materiálu 1.0565, je obsažena v *příloze 4*.

3.5.1 Výsledné hodnoty pro materiál 1.4404

Výsledná hodnota minimální tloušťky trubkovnice pro návrh, s nerezovým materiálem 1.4404 byla vypočtena na 28,2 mm. Protože nejde o normalizovaný rozměr, tak byla v této práci výsledná tloušťka trubkovnice určena jako 30 mm. Vypočtená minimální tloušťka byla stejná jak pro variantu s trubkovnicí kovanou, tak vyrobenou z plechu. Důvodem je, že materiál 1.4404 má totožné hodnoty dovoleného namáhání při výpočtové teplotě 110 °C, jak pro výkovek, tak pro plech. Modul pružnosti pro výkovek i plech z tohoto materiálu je pro obě varianty také stejný a jiné materiálové konstanty ve výpočtu nefigurují.

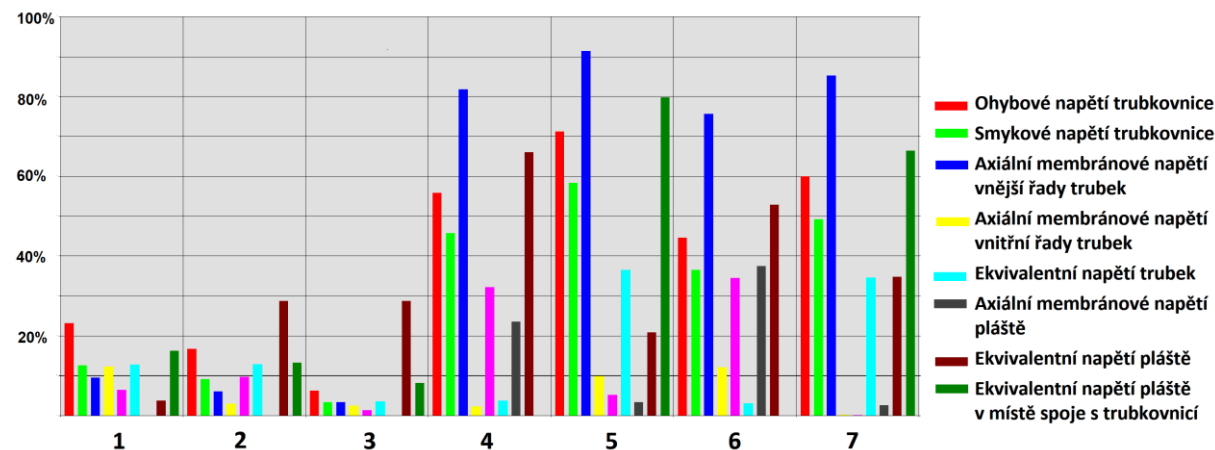
Z důvodu totožných vstupních parametrů obou variant jsou dále zobrazeny pouze jedny tabulky a grafy popisující výsledné napětí jak pro výkovek, tak pro plech najednou. Následující obrázky 25 a 26 graficky zobrazují poměry maximálních a dovolených napětí kontrolovaných při pevnostním výpočtu pro trubkovnici o tloušťce 30 mm, pro všechny zátěžné stavy (1-7).

Grafické srovnání poměrů maximálního k dovolenému napětí (Python):



Obrázek 25: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.4404 (Python)

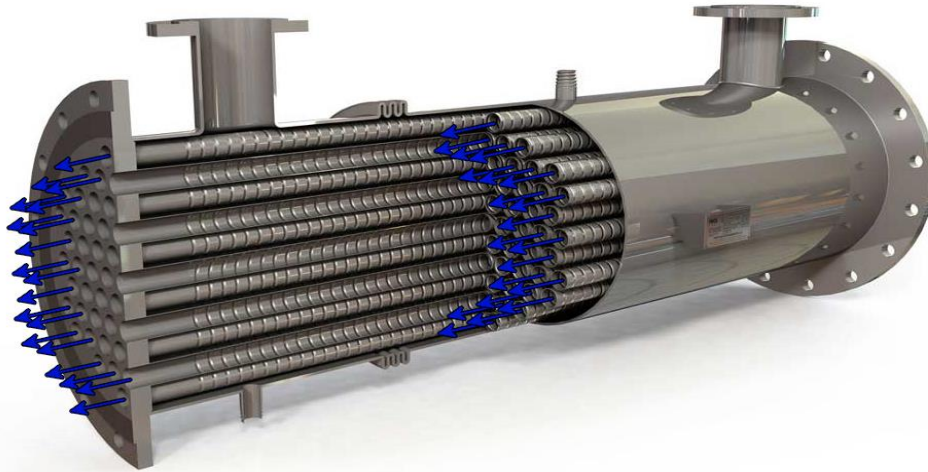
Grafické srovnání poměrů maximálního k dovolenému napětí (VVD):



Obrázek 26: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.4404 (VVD) [32] (upraveno)

Podle výše uvedených obrázků je vidět, že kritické napětí při pevnostní kontrole bylo axiální membránové napětí vnější řady trubek. Toto napětí bylo vypočteno pomocí vzorce (45) a je graficky znázorněno na obrázku 27.

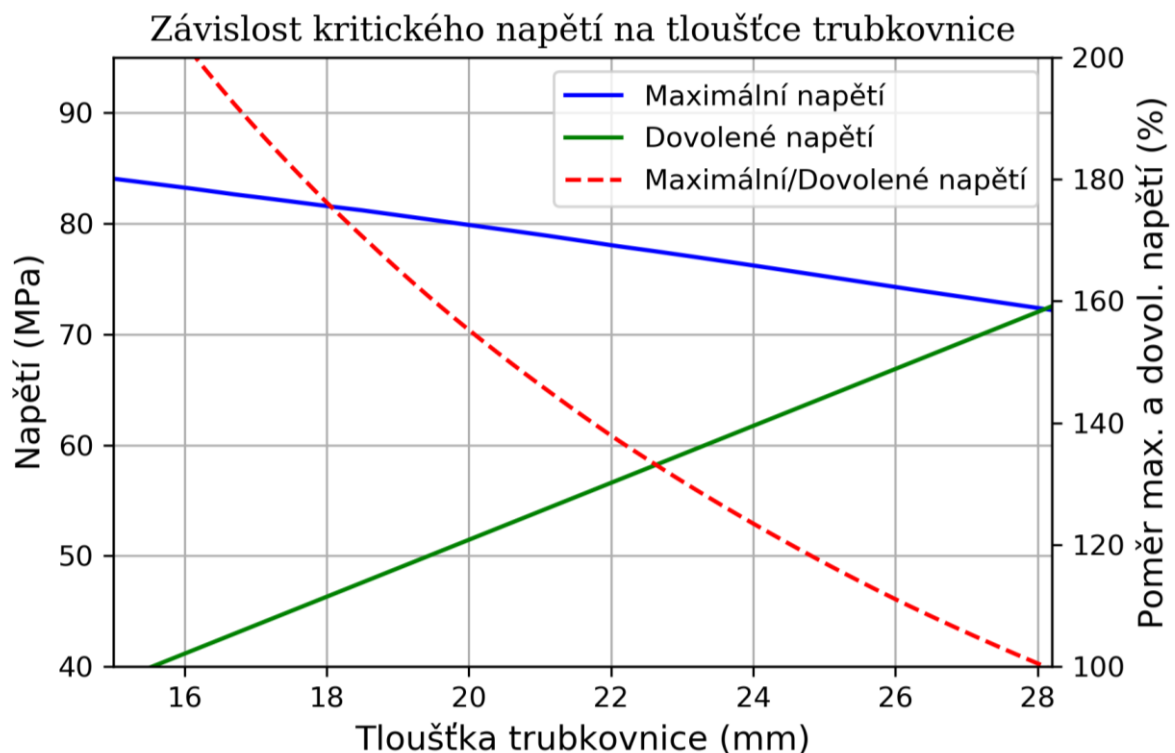
Grafické znázornění axiálního membránového napětí vnější řady trubek:



Obrázek 27: Grafické znázornění axiálního membránového napětí vnější řady trubek [33] (upraveno)

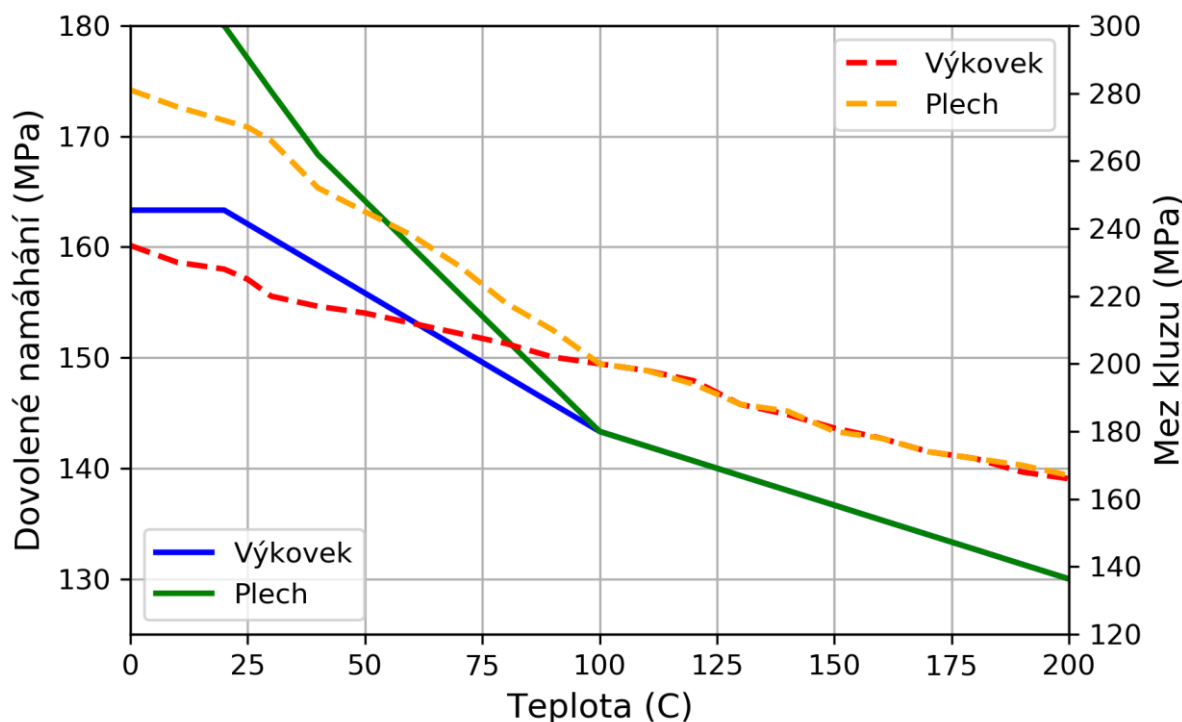
Závislost tohoto kritického napětí na iteračním procesem zvětšované, tloušťce trubkovnice je vyobrazena na obrázku 28. Graf na tomto obrázku také ukazuje napětí dovolené a vývoj poměru kritického napětí k hodnotě napětí dovoleného.

Závislost axiálního membránového napětí na tloušťce trubkovnice:



Obrázek 28: Závislost kritického napětí pro materiál 1.4404

Výše zmíněná shodnost výsledných minimálních tloušťek pro variantu návrhu s trubkovnicí kovanou i vyrobenou z plechu je způsobena závislostí zmíněného dovoleného namáhání a meze kluzu na teplotě. Pro řešený materiál 1.4404 jsou tyto závislosti znázorněny *obrázkem 29*, který se odkazuje na hodnoty z materiálové knihovny programu VVD. Plné křivky v tomto grafu znázorňují hodnoty dovolených namáhání a křivky čárkované zobrazují hodnoty meze kluzu.



Obrázek 29: Závislost materiálových charakteristik materiálu 1.4404 na teplotě [32]

Podle tohoto grafu lze vidět, že pro teploty nad 100°C jsou znázorněné materiálové charakteristiky pro výkovek a plech totožné, což je důvod, proč vychází minimální tloušťka pro obě zmíněné varianty stejná.

Přesné hodnoty vypočtených napětí pro zvolenou tloušťku trubkovnice 30 mm jsou znázorněny v následujících *tabulkách 7 až 13*, kde každá tabulka popisuje jeden zátěžný stav. Tyto tabulky ukazují výsledné maximální napětí, kontrolované při výpočtu, a hodnoty dovolených napětí, vynásobených příčinným koeficientem, které se k němu vztahují. Tyto koeficienty jsou více řešeny v podkapitole 3.4 *Kontrola pevnostních podmínek*. V následujících tabulkách je také zobrazen poměr napětí maximálního k hodnotám dovoleným. Tento poměr popisuje, které napětí bylo při návrhu kritické. Hodnoty napětí jsou barevně zvýrazněny podle *tabulky 6*.

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				30 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.4404		
Zátěžný stav				1		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-49,24	-49,24	213,00	213,00	23,1	23,1
Smykové napětí trubkovnice	-14,35	-14,35	113,60	113,60	12,6	12,6
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	7,39	7,39	77,17	77,17	9,6	9,5
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-9,53	-9,53	77,17	77,17	12,4	12,3
Ekvivalentní napětí trubek	16,75	16,75	130,67	130,67	12,8	12,8
Axiální membránové napětí pláště	5,50	5,50	1285,30	1000,00	0,4	0
Ekvivalentní napětí pláště	5,50	5,50	142,00	142,00	3,9	3,8
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	69,32	69,32	426,00	426,00	16,3	16,2

Tabulka 7: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 1

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				30 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.4404		
Zátěžný stav				2		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	35,71	35,71	213,00	213,00	16,8	16,7
Smykové napětí trubkovnice	10,40	10,40	113,60	113,60	9,2	9,1
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	-4,74	-4,74	77,17	77,17	6,1	6,1
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	7,53	7,53	77,17	77,17	9,8	9,7
Ekvivalentní napětí trubek	16,89	16,89	130,67	130,67	12,9	12,9
Axiální membránové napětí pláště	10,03	10,03	1285,30	1000,00	0,8	0
Ekvivalentní napětí pláště	40,76	40,76	142,00	142,00	28,7	28,7
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	56,31	56,31	426,00	426,00	13,2	13,2

Tabulka 8: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 2

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				30 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.4404		
Zátěžný stav				3		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-13,53	-13,53	213,00	213,00	6,4	6,3
Smykové napětí trubkovnice	-3,94	-3,94	113,60	113,60	3,5	3,4
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	2,65	2,65	77,17	77,17	3,4	3,4
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-2,00	-2,00	77,17	77,17	2,6	2,5
Ekvivalentní napětí trubek	4,79	4,79	130,67	130,67	3,7	3,6
Axiální membránové napětí pláště	15,53	15,53	1285,30	1000,00	1,2	0
Ekvivalentní napětí pláště	40,76	40,76	142,00	142,00	28,7	28,7
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	35,20	35,20	426,00	426,00	8,3	8,2

Tabulka 9: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 3

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				30 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.4404		
Zátěžný stav				4		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-178,38	-178,38	319,50	319,50	55,8	55,8
Smykové napětí trubkovnice	-51,96	-51,97	113,60	113,60	45,7	45,7
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	63,11	63,12	77,17	77,17	81,8	81,7
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	1,82	1,82	77,17	77,17	2,4	2,3
Ekvivalentní napětí trubek	63,11	63,12	196,00	196,00	32,2	32,2
Axiální membránové napětí pláště	-50,08	-50,08	1285,30	1285,30	3,9	3,8
Ekvivalentní napětí pláště	50,08	50,08	213,00	213,00	23,5	23,5
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	281,25	281,25	426,00	426,00	66,0	66,0

Tabulka 10: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 4

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				30 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.4404		
Zátěžný stav				5		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-227,62	-227,63	319,50	319,50	71,2	71,2
Smykové napětí trubkovnice	-66,31	-66,31	113,60	113,60	58,4	58,3
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	70,50	70,50	77,17	77,17	91,4	91,3
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-7,71	-7,71	77,17	77,17	10,0	9,9
Ekvivalentní napětí trubek	71,57	71,57	196,00	196,00	36,5	36,5
Axiální membránové napětí pláště	-44,58	-44,58	1285,30	1285,30	3,5	3,4
Ekvivalentní napětí pláště	44,58	44,58	213,00	213,00	20,9	20,9
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	339,56	339,56	426,00	426,00	79,7	79,7

Tabulka 11: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 5

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				30 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.4404		
Zátěžný stav				6		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-142,67	-142,67	319,50	319,50	44,7	44,6
Smykové napětí trubkovnice	-41,56	-41,56	113,60	113,60	36,6	36,5
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	58,38	58,38	77,17	77,17	75,6	75,6
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	9,36	9,36	77,17	77,17	12,1	12,1
Ekvivalentní napětí trubek	67,74	67,74	196,00	196,00	34,6	34,5
Axiální membránové napětí pláště	-40,06	-40,06	1285,30	1285,30	3,1	3,1
Ekvivalentní napětí pláště	79,75	79,75	213,00	213,00	37,4	37,4
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	224,94	224,94	426,00	426,00	52,8	52,8

Tabulka 12: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 6

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				30 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.4404		
Zátěžný stav				7		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-191,91	-191,91	319,50	319,50	60,1	60,0
Smykové napětí trubkovnice	-55,91	-55,91	113,60	113,60	49,2	49,2
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	65,76	65,77	77,17	77,17	85,2	85,2
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-0,18	-0,18	77,17	77,17	0,2	0,2
Ekvivalentní napětí trubek	67,90	67,90	196,00	196,00	34,6	34,6
Axiální membránové napětí pláště	-34,55	-34,56	1285,30	1285,30	2,7	2,6
Ekvivalentní napětí pláště	74,25	74,25	213,00	213,00	34,9	34,8
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	283,25	283,26	426,00	426,00	66,5	66,4

Tabulka 13: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 7

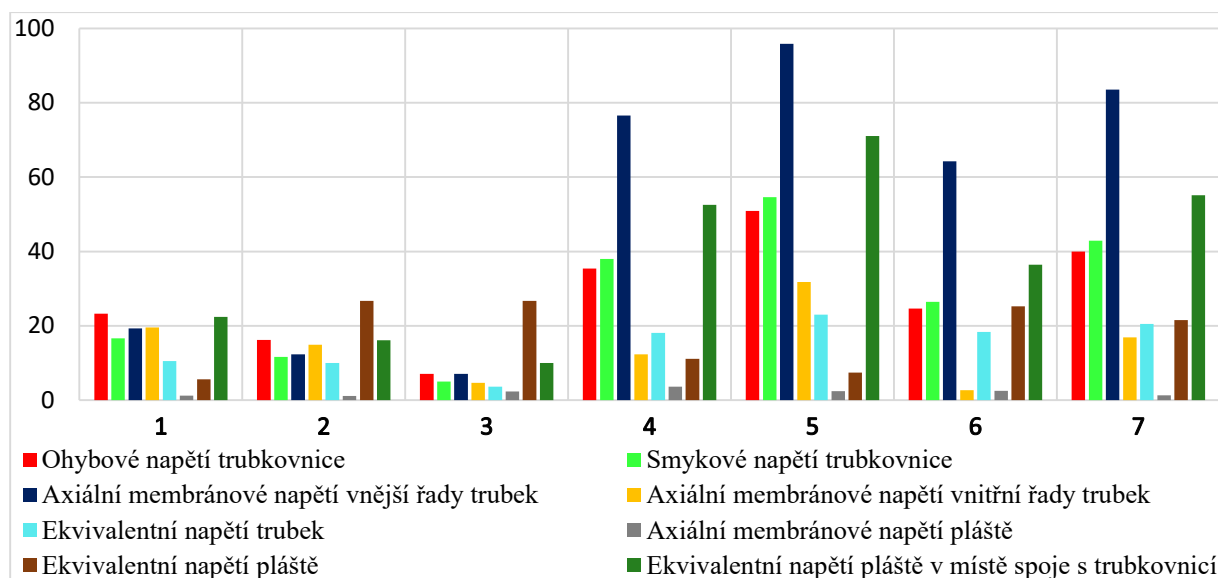
3.5.2 Výsledné hodnoty pro materiál 1.0565

Pro uhlíkový materiál 1.0565 byla vypočtena minimální tloušťka trubkovnice 17,5 mm. Nejde o běžně používaný rozměr, a proto bude v této práci dále počítáno s rozměrem 18 mm. Stejná hodnota, 17,5 mm, vyšla jak pro variantu s trubkovnicí kovanou, tak pro trubkovnicí vyrobenou z plechu.

Rozměr 18 mm je ovšem menší než minimální doporučená hodnota tloušťky trubkovnice určená v podkapitole 3.2 *Podmínky platnosti*. Tato podmínka říká, že pokud výrobce nemá dostatečné zkušenosti s výrobou a provozem tenkých trubkovic, tak musí být tloušťka trubkovnice stanovena alespoň na 22 mm. Pro účely této práce, kdy je hlavním cílem provedení samotného pevnostního výpočtu, se předpokládají dostatečné zkušenosti s takto tenkými trubkovicemi. V následující kapitole 4 *Ekonomické zhodnocení návrhu*, se pro materiál 1.0565 zkoumá jak návrh s trubkovnicí o tloušťce 18 mm, tak 22 mm.

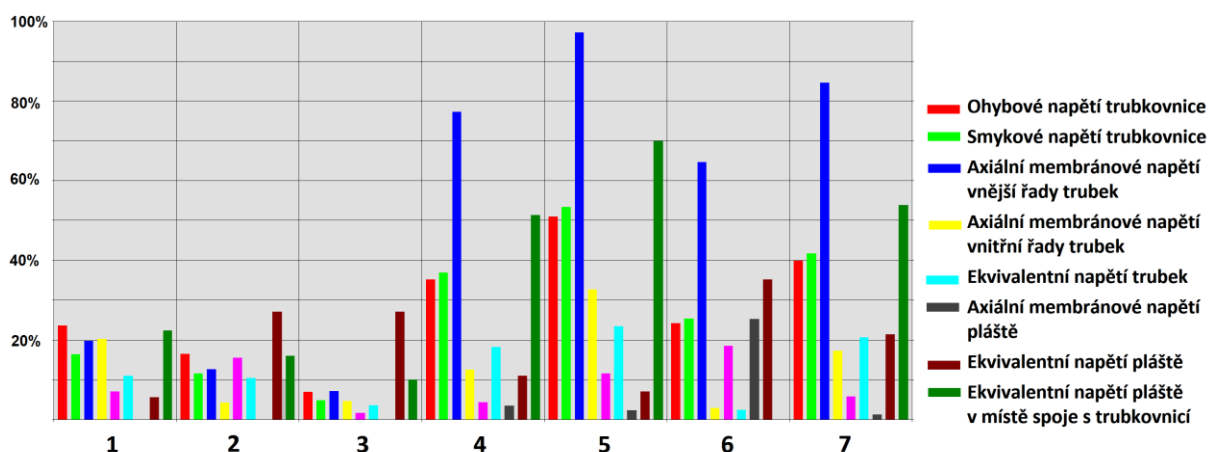
Grafické znázornění poměrů maximálních a dovolených napětí pro tloušťku trubkovnice 18 mm je na *obrázcích 30 a 31*. Tyto obrázky, díky velké podobnosti výsledných hodnot obou řešených variant dostatečně popisují jak návrh s trubkovnicí kovanou, tak vyrobenou z plechu. Přesné hodnoty zobrazených napětí jsou v *tabulkách 7 až 27*, na konci této podkapitoly.

Grafické srovnání poměrů maximálního k dovolenému napětí (Python):



Obrázek 30: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.0565 (Python)

Grafické srovnání poměrů maximálního k dovolenému napětí (VVD):

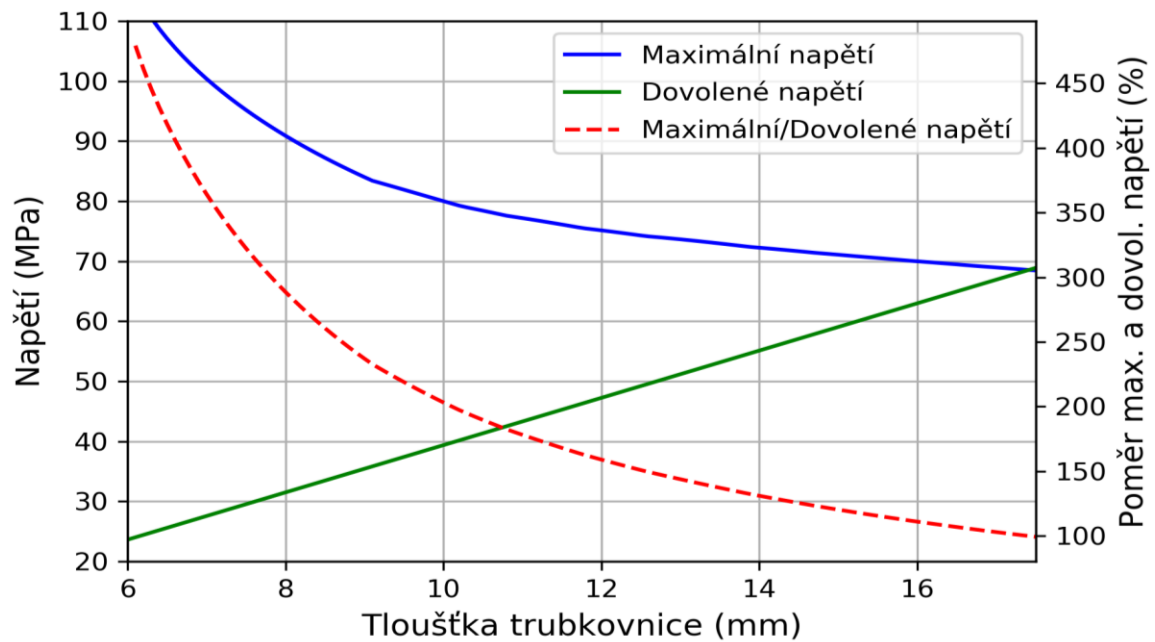


Obrázek 31: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.0565 (VVD) [32] (upraveno)

Kritické napětí při tomto návrhu bylo opět axiální membránové napětí vnější řady trubek (obrázek 27), vypočtené vzorcem (45). Zátěžný stav, při kterém docházelo k maximálnímu napětí, byl opět stav pátý. Počítáno při něm bylo pouze s tlakem v trubkovém prostoru P_t a hodnotou teplotní roztažnosti γ .

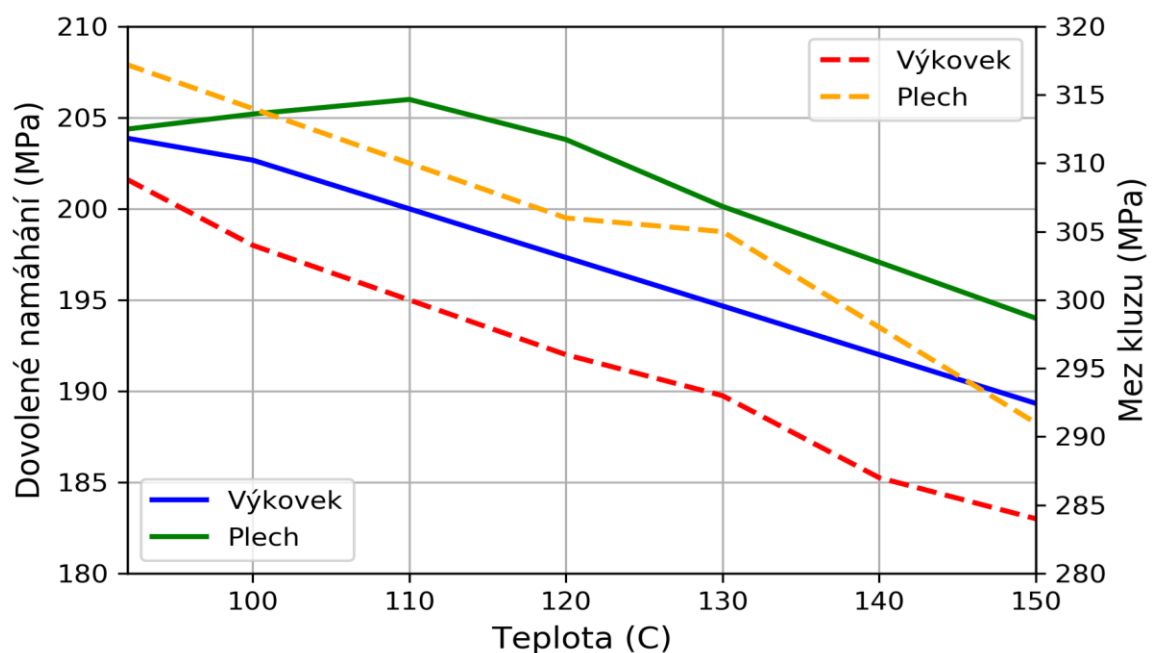
Závislost maximálního axiálního membránového napětí vnější řady trubek na iteračně zvyšované tloušťce trubkovnice je vyobrazena na následujícím obrázku 32. Na tomto obrázku je také zobrazena hodnota dovoleného napětí, se kterým se maximální napětí porovnává, stejně tak jako poměr maximálního k dovolenému napětí.

Závislost axiálního membránového napětí vnější řady trubek na tloušťce trubkovnice:



Obrázek 32: Závislost kritického napětí pro mat. 1.0565

Minimální tloušťka trubkovnice vyšla stejná jak pro návrh s trubkovnicí vyrobenou z výkovku, tak z plechu na 17,5 mm. Důvodem této shody je, že vstupní materiálové charakteristiky pro obě varianty jsou téměř totožné, jejich rozdíly se ovšem projeví na přesných hodnotách maximálních napětí. Hodnota dovoleného namáhání, která vystupuje ve výpočtu, je při výpočtové teplotě 110 °C pro materiál 1.0565 odlišná pro návrh s trubkovnicí kovanou a vyrobenou z plechu. Závislost dovoleného namáhání a meze kluzu materiálu 1.0565 na teplotě je znázorněna na obrázku 33. Hodnoty využití v tomto grafu jsou získány z materiálové knihovny programu VVD. Plné křivky v tomto grafu znázorňují hodnoty dovoleného namáhání a čárkované křivky se týkají meze kluzu.



Obrázek 33: Závislost materiálových charakteristik materiálu 1.0565 na teplotě [32]

Následující *tabulky 14 až 27* zobrazují přesné hodnoty maximálních napětí, dovolených napětí a poměrů mezi nimi, pro návrh s materiálem 1.0565. Každá tabulka pojednává o jednom zátěžném stavu. *Tabulky 14 až 20* pojednávají o variantě návrhu s trubkovnicí kovanou a *tabulky 21 až 27* o variantě, kde je trubkovnice vyrobena z plechu.

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Výkovek		
Zátěžný stav				1		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-69,63	-69,63	300,00	300,00	23,2	23,2
Smykové napětí trubkovnice	-26,55	-26,55	160,00	160,00	16,6	16,5
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	13,68	13,68	70,87	70,87	19,3	19,3
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-13,84	-13,84	70,87	70,87	19,5	19,5
Ekvivalentní napětí trubek	21,06	21,06	200,00	200,00	10,5	10,5
Axiální membránové napětí pláště	11,79	11,79	983,68	1000,00	1,2	0
Ekvivalentní napětí pláště	11,79	11,79	212,13	212,13	5,6	5,5
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	142,27	142,27	636,39	636,39	22,4	22,3

Tabulka 14: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 1

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Výkovek		
Zátěžný stav				2		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	48,73	48,73	300,00	300,00	16,2	16,2
Smykové napětí trubkovnice	18,58	18,58	160,00	160,00	11,6	11,6
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	-8,70	-8,70	70,87	70,87	12,3	12,2
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	10,56	10,56	70,87	70,87	14,9	14,9
Ekvivalentní napětí trubek	19,92	19,92	200,00	200,00	10,0	9,9
Axiální membránové napětí pláště	10,83	10,83	983,68	1000,00	1,1	0
Ekvivalentní napětí pláště	56,64	56,64	212,13	212,13	26,7	26,7
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	102,14	102,14	636,39	636,39	16,1	16,0

Tabulka 15: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 2

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Výkovek		
Zátěžný stav				3		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-20,90	-20,90	300,00	300,00	7,0	6,9
Smykové napětí trubkovnice	-7,97	-7,97	160,00	160,00	5,0	4,9
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	4,98	4,98	70,87	70,87	7,0	7,0
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-3,28	-3,28	70,87	70,87	4,6	4,6
Ekvivalentní napětí trubek	7,12	7,12	200,00	200,00	3,6	3,5
Axiální membránové napětí pláště	22,62	22,62	983,68	1000,00	2,3	0
Ekvivalentní napětí pláště	56,64	56,64	212,13	212,13	26,7	26,7
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	63,91	63,92	636,39	636,39	10,0	10,0

Tabulka 16: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 3

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Výkovek		
Zátěžný stav				4		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-159,31	-159,32	450,00	450,00	35,4	35,4
Smykové napětí trubkovnice	-60,74	-60,75	160,00	160,00	38,0	37,9
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	54,27	54,27	70,87	70,87	76,6	76,5
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-8,71	-8,71	70,87	70,87	12,3	12,2
Ekvivalentní napětí trubek	54,27	54,27	300,00	300,00	18,1	18,0
Axiální membránové napětí pláště	-35,39	-35,39	983,68	983,69	3,6	3,5
Ekvivalentní napětí pláště	35,39	35,39	318,19	318,20	11,1	11,1
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	333,94	333,95	636,39	636,39	52,5	52,4

Tabulka 17: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 4

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Výkovek		
Zátěžný stav				5		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-228,94	-228,94	450,00	450,00	50,9	50,8
Smykové napětí trubkovnice	-87,29	-87,29	160,00	160,00	54,6	54,5
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	67,95	67,95	70,87	70,87	95,9	95,8
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-22,55	-22,55	70,87	70,87	31,8	31,8
Ekvivalentní napětí trubek	69,02	69,02	300,00	300,00	23,0	23,0
Axiální membránové napětí pláště	-23,60	-23,60	983,68	983,69	2,4	2,3
Ekvivalentní napětí pláště	23,60	23,60	318,19	318,20	7,4	7,4
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	452,62	452,63	636,39	636,39	71,1	71,1

Tabulka 18: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 5

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Výkovek		
Zátěžný stav				6		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-110,58	-110,59	450,0	450,00	24,6	24,5
Smykové napětí trubkovnice	-42,16	-42,17	160,0	160,00	26,4	26,3
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	45,57	45,57	70,87	70,87	64,3	64,2
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	1,85	1,85	70,87	70,87	2,6	2,6
Ekvivalentní napětí trubek	54,93	54,93	300,0	300,00	18,3	18,3
Axiální membránové napětí pláště	-24,57	-24,57	983,68	983,69	2,5	2,4
Ekvivalentní napětí pláště	80,14	80,14	318,19	318,20	25,2	25,1
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	231,79	231,80	636,39	636,39	36,4	36,4

Tabulka 19: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 6

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Výkovek		
Zátěžný stav				7		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-180,21	-180,21	450,00	450,00	40,0	40,0
Smykové napětí trubkovnice	-68,71	-68,71	160,00	160,00	42,9	42,9
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	59,25	59,25	70,87	70,87	83,6	83,6
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-11,99	-11,99	70,87	70,87	16,9	16,9
Ekvivalentní napětí trubek	61,38	61,39	300,00	300,00	20,5	20,4
Axiální membránové napětí pláště	-12,77	-12,77	983,68	983,69	1,3	1,2
Ekvivalentní napětí pláště	68,34	68,34	318,19	318,20	21,5	21,4
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	350,47	350,48	636,39	636,39	55,1	55,0

Tabulka 20: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 7

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Plech		
Zátěžný stav				1		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-69,98	-69,98	309,41	309,41	22,6	22,6
Smykové napětí trubkovnice	-26,52	-26,52	165,02	165,02	16,1	16,0
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	13,70	13,70	70,87	70,87	19,3	19,3
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-13,81	-13,81	70,87	70,87	19,5	19,4
Ekvivalentní napětí trubek	21,03	21,03	200,00	200,00	10,5	10,5
Axiální membránové napětí pláště	11,81	11,81	983,68	1000,00	1,2	0
Ekvivalentní napětí pláště	11,81	11,81	212,13	212,13	5,6	5,5
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	142,56	142,56	636,39	636,39	22,4	22,4

Tabulka 21: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 1

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Plech		
Zátěžný stav				2		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	48,98	48,98	309,41	309,41	15,8	15,8
Smykové napětí trubkovnice	18,56	18,56	165,02	165,02	11,2	11,2
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	-8,71	-8,71	70,87	70,87	12,3	12,2
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	10,54	10,54	70,87	70,87	14,9	14,8
Ekvivalentní napětí trubek	19,90	19,90	200,00	200,00	9,9	9,9
Axiální membránové napětí pláště	10,81	10,81	983,68	1000,00	1,1	0
Ekvivalentní napětí pláště	56,64	56,64	212,13	212,13	26,7	26,7
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	102,33	102,33	636,39	636,39	16,1	16,0

Tabulka 22: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 2

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Plech		
Zátěžný stav				3		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-21,00	-21,00	309,41	309,41	6,8	6,7
Smykové napětí trubkovnice	-7,96	-7,96	165,02	165,02	4,8	4,8
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	4,99	4,99	70,87	70,87	7,0	7,0
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-3,27	-3,27	70,87	70,87	4,6	4,6
Ekvivalentní napětí trubek	7,12	7,12	200,00	200,00	3,6	3,5
Axiální membránové napětí pláště	22,62	22,62	983,68	1000,00	2,3	0
Ekvivalentní napětí pláště	56,64	56,64	212,13	212,13	26,7	26,7
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	64,00	64,00	636,39	636,39	10,1	10,0

Tabulka 23: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 3

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Plech		
Zátěžný stav				4		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-160,12	-160,13	464,11	464,11	34,5	34,5
Smykové napětí trubkovnice	-60,68	-60,68	165,02	165,02	36,8	36,7
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	54,31	54,31	70,87	70,87	76,6	76,6
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-8,63	-8,63	70,87	70,87	12,2	12,1
Ekvivalentní napětí trubek	54,31	54,31	300,00	300,00	18,1	18,1
Axiální membránové napětí pláště	-35,35	-35,35	983,68	983,69	3,6	3,5
Ekvivalentní napětí pláště	35,35	35,35	318,19	318,20	11,1	11,1
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	334,53	334,54	636,39	636,39	52,6	52,5

Tabulka 24: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 4

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Plech		
Zátěžný stav				5		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-230,10	-230,11	464,11	464,11	49,6	49,5
Smykové napětí trubkovnice	-87,20	-87,20	165,02	165,02	52,8	52,8
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	68,00	68,01	70,87	70,87	96,0	95,9
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-22,43	-22,43	70,87	70,87	31,7	31,6
Ekvivalentní napětí trubek	69,07	69,07	300,00	300,00	23,0	23,0
Axiální membránové napětí pláště	-23,54	-23,54	983,68	983,69	2,4	2,3
Ekvivalentní napětí pláště	23,54	23,54	318,19	318,20	7,4	7,4
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	453,47	453,48	636,39	636,39	71,3	71,3

Tabulka 25: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 5

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Plech		
Zátěžný stav				6		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-111,15	-111,15	464,11	464,11	23,9	23,9
Smykové napětí trubkovnice	-42,12	-42,12	165,02	165,02	25,5	25,5
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	45,59	45,59	70,87	70,87	64,3	64,3
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	1,91	1,91	70,87	70,87	2,7	2,6
Ekvivalentní napětí trubek	54,95	54,95	300,00	300,00	18,3	18,3
Axiální membránové napětí pláště	-24,54	-24,54	983,68	983,69	2,5	2,4
Ekvivalentní napětí pláště	80,11	80,11	318,19	318,20	25,2	25,1
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	232,21	232,21	636,39	636,39	36,5	36,4

Tabulka 26: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 6

Analyzovaná tloušťka trubkovnice				18 mm		
Specifikace materiálu trubkovnice				1.0565: Plech		
Zátěžný stav				7		
Napětí	Maximální (MPa)		Dovolené (MPa)		Poměr max. k dovolenému (%)	
Výpočet	Python	VVD	Python	VVD	Python	VVD
Ohybové napětí trubkovnice	-181,12	-181,13	464,11	464,11	39,0	39,0
Smykové napětí trubkovnice	-68,64	-68,64	165,02	165,02	41,6	41,5
Axiální membránové napětí vnější řady trubek	59,29	59,29	70,87	70,87	83,7	83,6
Axiální membránové napětí vnitřní řady trubek	-11,90	-11,90	70,87	70,87	16,8	16,7
Ekvivalentní napětí trubek	61,43	61,43	300,00	300,00	20,5	20,4
Axiální membránové napětí pláště	-12,73	-12,73	983,68	983,69	1,3	1,2
Ekvivalentní napětí pláště	68,30	68,30	318,19	318,20	21,5	21,4
Ekvivalentní napětí pláště v místě spoje s trubkovnicí	351,15	351,15	636,39	636,39	55,2	55,1

Tabulka 27: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 7

3.5.3 Posouzení výpočtů

Vypočtené minimální tloušťky trubkovnic jsou pro návrhy s materiály 1.4404 a 1.0565 rozdílné z důvodu odlišných materiálových konstant, které figurují v pevnostním výpočtu, a rozdílných korozních přídavek pro nerezové a uhlíkové oceli. Hodnota použitého korozního přídavku pro nerezovou ocel byla 3 mm a pro uhlíkovou 1 mm.

Pro nerezovou ocel 1.4404 s hodnotou dovoleného namáhání, při výpočtové teplotě, 142 MPa a modulem pružnosti 196 100 MPa vyšla minimální tloušťka 28,2 mm. Tento materiál má stejné hodnoty dovoleného namáhání jak pro trubkovnici kovanou, tak pro vyrobenou z plechu, tato skutečnost je více popsána *obrázkem 29*, v podkapitole 3.5.1.

Uhlíková ocel 1.0565 je, co se materiálových konstant týče, kvalitnější, má vyšší hodnotu modulu pružnosti, o hodnotě 208 540 MPa, a dovoleného namáhání. Dovolené namáhání oceli 1.0565 je při výpočtové teplotě u této oceli odlišné pro variantu návrhu s kovanou trubkovnicí, kdy se rovná 200 MPa, a pro variantu s trubkovnicí vyrobenou z plechu, kdy je rovno 206,27 MPa. Závislost těchto hodnot na teplotě je zobrazena na *obrázku 33*. I přes tyto drobné rozdíly v dovolených namáhání vyšla výsledná minimální tloušťka trubkovnice na 17,5 mm pro obě varianty.

Kvůli snaze o využití normalizovaných rozměrů plechů jsou výše určené minimální tloušťky upraveny na hodnoty 30 mm pro ocel 1.4404 a 18 mm pro ocel 1.0565. S těmito hodnotami se také dále počítá v nadcházející kapitole, pojednávající o finanční stránce návrhů.

Pro všechny návrhy bylo kritické napětí axiální membránové napětí vnější řady trubek, toto napětí je znázorněno *obrázkem 28*. Nejhorší zátěžný stav, při kterém došlo k výpočtu minimální hodnoty tloušťky trubkovnice byl pro všechny návrhy stav pátý, při němž se uvažoval pouze tlak v trubkovém prostoru P_t a hodnota teplotní roztažnosti γ , tlak v mezitrubkovém prostoru P_s byl nulový.

Výsledné hodnoty napětí, získané jak z vlastního výpočtu v programu Python, tak z programu VVD jsou téměř totožné, jak vyplývá z *tabulek 7 až 27*. Na základě podobnosti těchto výsledků se dá předpokládat, že pevnostní výpočet byl proveden úspěšně. Malá odchylka v rámci těchto hodnot, obvykle v řádu setin, je pravděpodobně způsobena zaokrouhlováním. Větší odchylku u výsledných hodnot napětí můžeme sledovat pouze u axiálního membránového napětí pláště, kdy program VVD v některých případech vyhodnocuje jeho maximální hodnotu automaticky jako nulovou, pravděpodobně kvůli velkému rozdílu vůči napětí dovolenému.

4 Ekonomické zhodnocení návrhů

Ekonomické zhodnocení návrhu by mělo být součástí každého návrhového výpočtu, právě cena bývá klíčovým faktorem pro výběr konečného řešení zadaného problému. V této práci jsou po finanční stránce zhodnoceny ty části tepelných výměníků, které vystupují v pevnostních výpočtech, jmenovitě trubkovnice, plášť a trubkový svazek. Náklady na výrobu těchto částí nejsou pouze cena za nákup a zpracování využitých materiálů, ale například také cena za vypracování potřebné konstrukční a technologické dokumentace nebo provedení pevnostních výpočtů.

Při pevnostním návrhu trubkovnice tepelného výměníku s předem zadanou geometrií lze cenu finálního návrhu korigovat zejména vhodnou volbou materiálu. Změnou materiálu při návrhovém výpočtu trubkovnice se změní nejen hodnoty srovnávaných dovolených napětí, ale také hodnoty součinitelů a veličin, potřebných pro výpočet napětí maximálních, což ovlivňuje výslednou tloušťku trubkovnice.

Materiály, zvolené v této práci jsou nerezová ocel 1.4404 a uhlíková ocel 1.0565, které jsou přesněji popsány *tabulkami 4 až 5* v podkapitole *3.1 Vstupní parametry*. Tyto materiály jsou vybrány jako zástupci nerezových a uhlíkových ocelí. V rámci finančního zhodnocení je počítáno s dvěma různými technologickými procesy zpracování vybraných materiálů, kdy jsou trubkovnice vyrobeny jako výkovek nebo z plechu.

V této práci jsou zkoumané části výměníku po finanční stránce vyhodnoceny za pomoci informací získaných od tří různých důvěryhodných zdrojů, které poskytly potřebné ocenění ve formě Kč/kg. Tyto ceny byly poskytnuty od firem s dlouholetou tradicí, působících v oblasti energetiky, chemického a petrochemického průmyslu. Poskytnuté náklady od těchto firem jsou rozdílné, protože každá z nich pracuje za jiných podmínek a s jiným zázemím. Zmíněné ceny nejsou stálé a jsou závislé na spoustě dalších faktorů, ceny uvedené v této práci jsou průměrné v aktuálním období.

V následujících podkapitolách jsou navržené trubkovnice, plášť a trubky zhodnoceny za pomoci informací poskytnutých od jednotlivých firem A, B a C, s tím že, na konci této kapitoly, jsou všechny ceny srovnány a vyhodnoceny.

Náklady návrhu s materiálem 1.4404 jsou určeny pro vypočtenou minimální tloušťku trubkovnice 30 mm. Ceny pro návrh s materiálem 1.0565 jsou vypočteny jak pro vypočtenou minimální tloušťku trubkovnice 18 mm, na základě pevnostních podmínek určených v podkapitole *3.4 Kontrola pevnostních podmínek*, tak pro doporučenou tloušťku 22 mm, určenou v podkapitole *3.2 Podmínky platnosti*.

4.1 Zhodnocení nákladů od firmy A

Firma A, která poskytla informace, určené následujícími *tabulkami 28 a 29*, nakupuje pouze materiál, který si poté dále zpracovává sama. Tato firma si také vypracovává potřebnou dokumentaci, výpočty a další dílčí úkony, potřebné k zhotovení celého výměníku. Ceny, poskytnuté touto firmou, jsou rozděleny do dvou skupin, na náklady za samotný materiál (*tabulka 28*) a na náklady na provedení všech ostatních potřebných úkonů (*tabulka 29*), jejichž cena je čtyř až šestinásobně vyšší, než cena za nákup materiálu.

Ceny za nákup materiálu:

Materiál		Trubkovnice		Plášť	Trubky
		Výkovek	Plech	Plech	Bezešvé
Nerezová ocel	1.4404 X2CrNiMo17-12-2	150 Kč/kg	100 Kč/kg	100 Kč/kg	200 Kč/m
Uhlíková ocel	1.0565 P355NH	60 Kč/kg	25 Kč/kg	25 Kč/kg	90 Kč/m

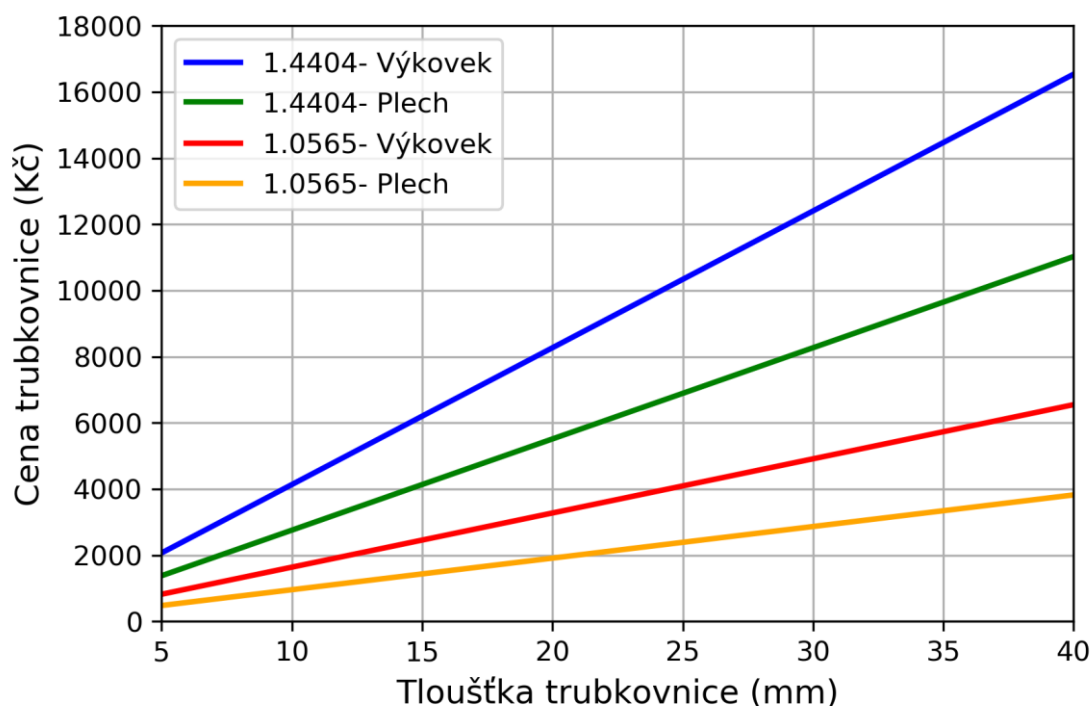
Tabulka 28: Ocenění materiálů od firmy A

Ostatní náklady:

Materiál		Trubkovnice		Plášť
		Výkovek	Plech	Plech
Nerezová ocel	1.4404 X2CrNiMo17-12-2	600 Kč/kg	400 Kč/kg	200 Kč/kg
Uhlíková ocel	1.0565 P355NH	240 Kč/kg	150 Kč/kg	50 Kč/kg

Tabulka 29: Ostatní náklady od firmy A

Cena trubkovnice je dána lineární závislostí mezi souhrnnou cenou materiálu, popsanou tabulkami 28 a 29, a její hmotností. Hmotnost trubkovnice je přímo ovlivněna její tloušťkou, pevnostně navrhnutou v předchozí kapitole této práce. Výše zmíněná lineární závislost je znázorněna na obrázku 34.



Obrázek 34: Závislost ceny trubkovnice na její tloušťce s využitím údajů od firmy A

Výsledné cenové zhodnocení všech návrhů, se vstupními cenami poskytnutými od firmy A, je prezentováno *tabulkami 30 a 31*, kde první tabulka znázorňuje výsledné rozměry, hmotnosti a objemy vypočtené trubkovnice s jejím cenovým odhadem. *Tabulka 31* ukazuje cenu trubkovnice, pláště a trubek, jejichž materiál je při návrhu uvažovaný jako totožný s materiálem trubkovnice. Tato tabulka také ukazuje souhrnnou cenu za dvě trubkovnice, plášť a trubkový svazek.

Cenové zhodnocení výsledných návrhů trubkovnic:

Materiál		Tloušťka	Objem	Hmotnost	Cena
1.4404	Výkovek	30 mm	2 085 309 mm ³	16,54 kg	12 402 Kč
	Plech				8 268 Kč
1.0565	Výkovek	22 mm	1 529 227 mm ³	12,00 kg	3 601 Kč
	Plech				2 101 Kč
	Výkovek	18 mm	1 251 186 mm ³	9,82 kg	2 947 Kč
	Plech				1 719 Kč

Tabulka 30: Cenové zhodnocení trubkovnice na základě údajů od firmy A

Celkové cenové zhodnocení návrhů:

Materiál	Trubkovnice			Trubky	Plášť	Celková cena
1.4404	Výkovek	30	12 402 Kč	16 800 Kč	31 086 Kč	72 691 Kč
	Plech		8 268 Kč			64 423 Kč
1.0565	Výkovek	22	3 601 Kč	7 560 Kč	7 757 Kč	22 519 Kč
		18	2 947 Kč		7 788 Kč	21 241 Kč
	Plech	22	2 101 Kč		7 757 Kč	19 518 Kč
		18	1 719 Kč		7 788 Kč	18 786 Kč

Tabulka 31: Zhodnocení návrhů na základě údajů od firmy A

Ceny pro návrhy s uhlíkovou ocelí 1.0565 vychází nižší než je obvyklé. Je to způsobeno zejména tím, že výchozí ceny, poskytnuté firmou A, jsou pouze ve formě Kč/kg. Tyto hodnoty nezohledňují další vlivy ovlivňující cenu návrhu, jako například minimální náklady na zakázku, způsobené kusovou výrobou daného dílu. Tento problém se projevuje zejména u cen trubkovnic, uvedených v *tabulce 30*.

Výsledné ceny trubkovnice o tloušťce 18 mm pro ocel 1.0565 jsou zhruba 3 000 Kč pro výkovek, a 1 700 Kč pro plech. Pro trubkovnici o tloušťce 22 mm vycházejí pro tento materiál hodnoty 3 600 Kč pro výkovek, a 2 100 Kč pro plech. Souhrnné ceny pro řešené části výměníku (dvě trubkovnice, plášť a trubky) jsou pro materiál 1.0565 vypočteny zhruba na 22 000 Kč, s využitím trubkovnic kovaných, a 19 000 Kč s využitím trubkovnic vyrobených z plechu.

Výsledné ceny pro nerezový materiál 1.4404 vycházejí podle očekávání. Cena jedné trubkovnice o tloušťce 30 mm vychází pro výkovek kolem 12 400 Kč, a pro trubkovnici z plechu zhruba 8 300 Kč. Celková cena kontrolovaných součástí, řešených v této práci (dvou trubkovic, pláště a trubek) vychází, pro návrh s trubkovnicí kovanou, na 72 700 Kč. Cena těchto součástí při návrhu s trubkovnicí, vyrobenou z plechu, je přibližně 64 400 Kč.

4.2 Zhodnocení nákladů od firmy B

Firma B, která je v podobné situaci, jako firma A, si také nakupuje pouze materiál a všechny další náležitosti si vypracovává sama. Informace poskytnuté od této firmy jsou rozděleny do tří skupin, a to náklady na materiál (*tabulka 32*), výrobu a konstrukční a technologické zpracování (*tabulka 33*) a na ostatní náklady (*tabulka 34*). Všechny ceny poskytnuté touto firmou jsou ve formátu Kč/kg.

Ceny za nákup materiálu:

Materiál		Trubkovnice		Plášť	Trubky
		Výkovek	Plech	Plech	Bezešvé
Nerezová ocel	1.4404 X2CrNiMo17-12-2	300 Kč/kg	200 Kč/kg	110 Kč/kg	180 Kč/m
Uhlíková ocel	1.0565 P355NH	180 Kč/kg	50 Kč/kg	30 Kč/kg	70 Kč/m

Tabulka 32: Ocenění materiálů od firmy B

Cena za výrobu a konstrukční a technologické zpracování:

Materiál		Trubkovnice		Plášť
		Výkovek	Plech	Plech
Nerezová ocel	1.4404 X2CrNiMo17-12-2	250 Kč/kg	180 Kč/kg	90 Kč/kg
Uhlíková ocel	1.0565 P355NH	160 Kč/kg	40 Kč/kg	20 Kč/kg

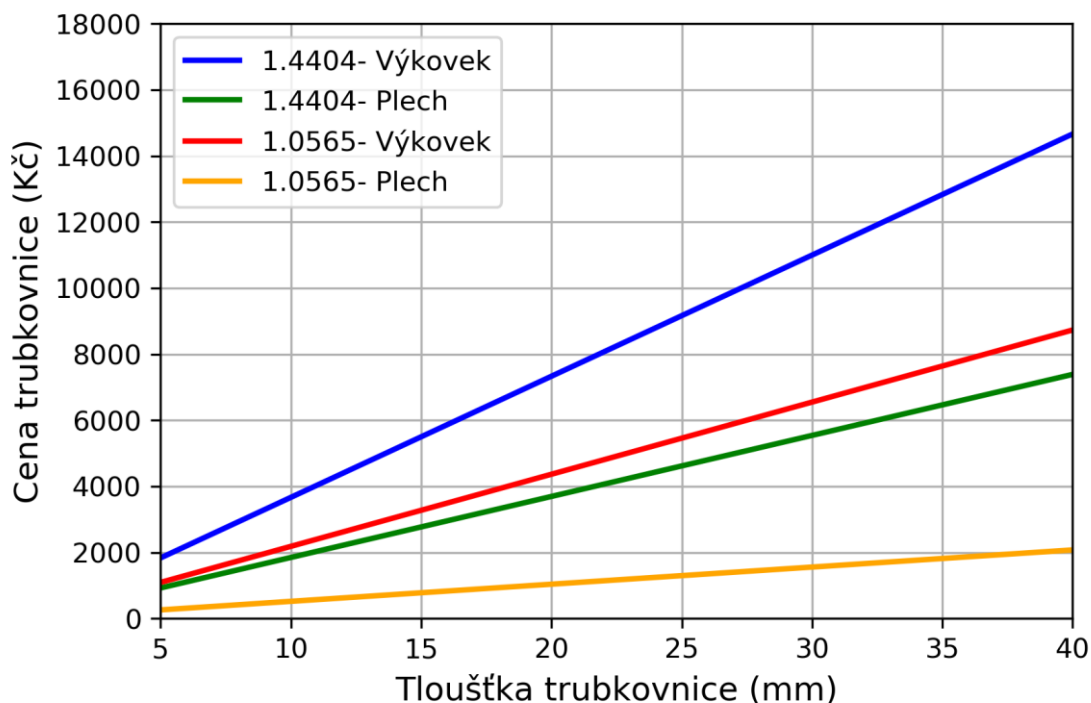
Tabulka 33: Ocenění výroby a zpracování materiálů od firmy B

Ostatní náklady:

Materiál		Trubkovnice		Plášť
		Výkovek	Plech	Plech
Nerezová ocel	1.4404 X2CrNiMo17-12-2	100 Kč/kg	80 Kč/kg	35 Kč/kg
Uhlíková ocel	1.0565 P355NH	60 Kč/kg	50 Kč/kg	20 Kč/kg

Tabulka 34: Ostatní náklady od firmy B

Cena trubkovnice je opět dána lineární závislostí mezi souhrnnou cenou materiálu, popsanou *tabulkami 32 až 34*, a její hmotností. Hmotnost trubkovnice je přímo ovlivněna její tloušťkou, pevnostně navrhnutou v předchozí kapitole této práce. Výše zmíněná lineární závislost je znázorněna na *obrázku 35*.



Obrázek 35: Závislost ceny trubkovnice na její tloušťce s využitím údajů od firmy B

Výsledné cenové zhodnocení všech návrhů, se vstupními cenami poskytnutými od firmy B, je prezentováno *tabulkami 35 a 36*, kde *tabulka 35* znázorňuje výsledné hodnoty vypočtené trubkovnice s jejím cenovým odhadem. *Tabulka 36* ukazuje cenu trubkovnice, pláště a trubek, jejichž materiál, je při návrhu, uvažovaný jako totožný s materiálem trubkovnice. Tato tabulka také ukazuje souhrnnou cenu za dvě trubkovnice, plášť a trubkový svazek.

Cenové zhodnocení výsledných návrhů trubkovnic:

Materiál		Tloušťka	Objem	Hmotnost	Cena
1.4404	Výkovek	30 mm	2 085 309 mm ³	16,54 kg	10 749 Kč
	Plech				7 607 Kč
1.0565	Výkovek	22 mm	1 529 227 mm ³	12,00 kg	4 802 Kč
	Plech				1 681 Kč
	Výkovek	18 mm	1 251 186 mm ³	9,82 kg	3 929 Kč
	Plech				1 375 Kč

Tabulka 35: Cenové zhodnocení trubkovnice na základě údajů od firmy B

Celkové cenové zhodnocení návrhů:

Materiál	Trubkovnice			Trubky	Plášť	Celková cena
1.4404	Výkovek	30	10 749 Kč	15 120 Kč	24 351 Kč	60 968 Kč
	Plech		7 607 Kč			54 685 Kč
1.0565	Výkovek	22	4 802 Kč	5 880 Kč	7 240 Kč	22 723 Kč
		18	3 929 Kč		7 269 Kč	21 007 Kč
	Plech	22	1 681 Kč		7 240 Kč	16 481 Kč
		18	1 375 Kč		7 269 Kč	15 899 Kč

Tabulka 36: Zhodnocení návrhů na základě údajů od firmy B

Podle výše uvedených tabulek 35 a 36, je zřejmé, že ceny návrhů s využitím trubkovnic, vyrobených z uhlíkového plechu, určených na základě informací od firmy B, jsou příliš nízké. Tato nesrovnalost je, pravděpodobně, opět způsobena formou, kterou jsou náklady od firmy B poskytnuty, Kč/kg. Ceny, poskytnuté od této firmy, jsou získány porovnáváním cen pro tepelné výměníky větších velikostí, než jsou ty zpracovávány v této práci, je tedy možné, že k neobvyklým výsledkům, u návrhu s uhlíkovou ocelí, dochází také z tohoto důvodu.

Ceny trubkovnic z uhlíkové oceli vyšly pro výkovek zhruba 4 800 Kč a pro plech 1 700 Kč, v případě, že se uvažuje tloušťka trubkovnice 22 mm. Pokud uvažujeme tloušťku 18 mm, tak je výsledná cena pro kovanou trubkovnici 4 000 Kč a pro trubkovnici z plechu zhruba 1 400 Kč. Celkové ceny všech pevnostně kontrolovaných součástí v této práci (dvou trubkovnic, pláště a trubek), vyšly pro tloušťku 22 mm zhruba 22 700 Kč s variantou kovaných trubkovnic a 16 000 Kč s variantou z plechu. Pro tloušťku 18 mm byly tyto hodnoty vypočteny na 21 000 Kč pro návrh s výkovkem a 15 900 Kč pro návrh, kde je trubkovnice vyrobena z plechu.

4.3 Zhodnocení nákladů od firmy C

Firma C, na rozdíl od obou předchozích firem, nemá potřebné zázemí pro zpracování materiálu ani možnost vypracovat potřebnou dokumentaci. Tato firma si objednává samotný materiál a jeho zpracování, výrobu, konstrukční a technologickou dokumentaci a provedení potřebných výpočtů od jiných firem. Informace poskytnuté od tohoto zdroje jsou rozděleny do tří kategorií, na ceny za materiál (tabulka 37), výrobní náklady (tabulka 38) a provedení výpočtů a vypracování potřebné dokumentace (tabulka 39).

Ceny za nákup materiálu:

Materiál		Trubkovnice		Plášť	Trubky
		Výkovek	Plech	Plech	Bezešvé
Nerezová ocel	1.4404 X2CrNiMo17-12-2	300 Kč/kg	180 Kč/kg	130 Kč/kg	250 Kč/m
Uhlíková ocel	1.0565 P355NH	110 Kč/kg	40 Kč/kg	35 Kč/kg	80 Kč/m

Tabulka 37: Ocenění materiálů od firmy C

Cena za výrobu:

Materiál		Trubkovnice		Plášť
		Výkovek	Plech	Plech
Nerezová ocel	1.4404 X2CrNiMo17-12-2	200 Kč/kg		100 Kč/kg
Uhlíková ocel	1.0565 P355NH	150 Kč/kg		80 Kč/kg

Tabulka 38: Ocenění výrobních nákladů od firmy C

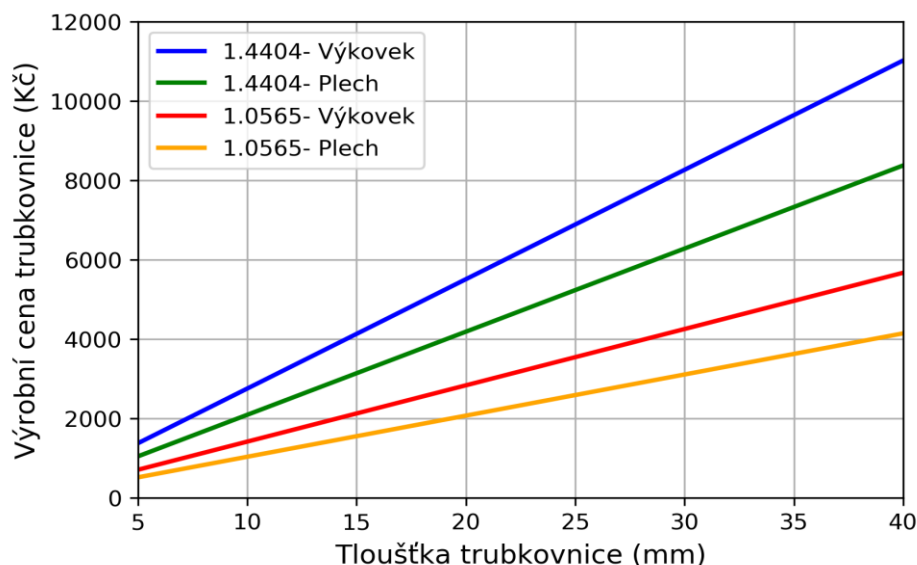
Dokumentace:

	Trubkovnice	Celý tepelný výměník
Konstrukční dokumentace	4 000 Kč	50 000 Kč
Technologická dokumentace	3 000 Kč	15 000 Kč
Pevnostní výpočty	5 000 Kč	30 000 Kč

Tabulka 39: Náklady na dokumentaci od firmy C

Informace v tabulce 39, mohou být mírně nepřesné z důvodu, že se v této práci počítá s velmi malým a lehkým výměníkem, ke kterému se tyto hodnoty špatně zobecňují na základě zkušeností s jinými výměníky. Podle informací od firmy C jsou náklady za provedení pevnostních výpočtů a vypracování potřebné dokumentace, vzhledem k malým rozměrům výměníku, v porovnání s výrobními náklady, mnohem vyšší.

Samotná výrobní cena trubkovnice, ve které nejsou vztáhnuty náklady za výpočty a vypracování dokumentace, je dána lineární závislostí mezi souhrnnou cenou materiálu, popsanou tabulkami 37 a 38, a její hmotností. Hmotnost trubkovnice je přímo ovlivněna její tloušťkou, pevnostně navrženou v předchozí kapitole této práce. Výše zmíněná lineární závislost je znázorněna na obrázku 36.



Obrázek 36: Závislost výrobní ceny trubkovnice na její tloušťce s využitím údajů od firmy C

Výsledné cenové zhodnocení všech počítaných návrhů, se vstupními cenami poskytnutými od firmy C, je prezentováno *tabulkami 40 a 41*. *Tabulka 40* znázorňuje výsledné hodnoty vypočtené trubkovnice s jejím cenovým odhadem, ve kterém je také počítáno se vzniklým odpadem. *Tabulka 41* ukazuje cenu trubkovnice, pláště a trubek, jejichž materiál je při návrhu uvažovaný jako totožný s materiálem trubkovnice. Tato tabulka také ukazuje souhrnnou cenu za dvě trubkovnice, plášť a trubkový svazek. Obě dvě tyto tabulky zahrnují náklady za provedení pevnostních výpočtů a vypracování potřebné dokumentace, získané z *tabulky 39*.

Cenové zhodnocení výsledných návrhů trubkovnic:

Materiál		Tloušťka	Objem	Hmotnost	Cena
1.4404	Výkovek	30 mm	2 085 309 mm ³	16,54 kg	14 268 Kč
	Plech				12 284 Kč
1.0565	Výkovek	22 mm	1 529 227 mm ³	12,00 kg	9 121 Kč
	Plech				8 281 Kč
	Výkovek	18 mm	1 251 186 mm ³	9,82 kg	8 554 Kč
	Plech				7 866 Kč

Tabulka 40: Cenové zhodnocení trubkovnice na základě údajů od firmy C

Celkové cenové zhodnocení návrhů:

Materiál	Trubkovnice			Trubky	Plášť	Celková cena
1.4404	Výkovek	30	14 268 Kč	23 000 Kč	28 833 Kč	118 369 Kč
	Plech		12 284 Kč			114 401 Kč
1.0565	Výkovek	22	9 121 Kč	8 720 Kč	16 894 Kč	81 856 Kč
		18	8 281 Kč		16 942 Kč	80 770 Kč
	Plech	22	8 554 Kč		16 894 Kč	80 175 Kč
		18	7 866 Kč		16 942 Kč	79 394 Kč

Tabulka 41: Zhodnocení návrhů na základě údajů od firmy C

Podle předchozích *tabulek 40 a 41*, je vidět velký rozdíl mezi cenami návrhů, vypočtených s využitím informací od firmy C vůči firmám A a B. Tento rozdíl je způsoben hlavně tím, že firma C kladla velký důraz na to, že hlavní položkou z celkové ceny je vypracování potřebné dokumentace a provedení pevnostních výpočtů. Kvůli tomuto přístupu je mnohem menší rozdíl mezi různými variantami návrhů, ale průměrná cena pro všechny návrhy je mnohem vyšší.

Pro materiál 1.4404 vyšla cena trubkovnice kované zhruba na 14 300 Kč a z plechu na 12 200 Kč. Souhrnná cena za všechny kontrolované části výměníku v této práci (dvě trubkovnice, plášť a trubky) vyšla na 118 400 Kč pro výkovek a 114 400 Kč pro plech.

Návrh kované trubkovnice z materiálu 1.0565 vyšel kolem 9 000 Kč a pro trubkovnici z plechu zhruba na 8 000 Kč, pro obě řešené tloušťky. Celková cena pro kontrolované součásti výměníku vyšla pro všechny varianty návrhu z materiálu 1.0565 zhruba na 80 000 Kč.

4.4 Celkové zhodnocení

Následující *tabulka 42*, popisuje výsledné ceny trubkovnice, pláště a trubek vypočtené pro řešené návrhy. Tato tabulka shrnuje informace získané od firem A a B, které mají dostatečné zázemí pro zpracování nakoupeného materiálu a provedení všech dalších potřebných kroků k vyrobení výměníku. Popsány jsou také informace od firmy C, která toto zázemí nemá a musí obstarat jak materiál tak jeho další zpracování od jiných firem.

Srovnání cen:

(Kč)	Trubkovnice				Plášť a trubky	
Materiál	1.4404		1.0565		1.4404	1.0565
	Výkovek	Plech	Výkovek	Plech		
Firma A	12 402	8 268	3 601	2 101	47 886	15 317
Firma B	10 749	7 607	4 802	1 681	39 471	13 120
Firma C	14 268	12 284	9 121	8 554	51 833	25 615

Tabulka 42: Srovnání cen všech návrhů od firem A, B i C

Tuto tabulku doplňuje *tabulka 43*, ve které jsou odhady celkové ceny počítaného výměníku, získané skrz údaje v *tabulkách 31,36 a 41*. Ceny pro uhlíkový materiál, jsou pro zjednodušení, všechny vztažené pouze k tloušťce trubkovnice 22 mm.

Odhad ceny tepelného výměníku:

	Odhad ceny celého výměníku			
Materiál	1.4404		1.0565	
	Výkovek	Plech	Výkovek	Plech
Firma A	105 000 Kč	90 000 Kč	35 000 Kč	30 000 Kč
Firma B	90 000 Kč	80 000 Kč	35 000 Kč	25 000 Kč
Firma C	115 000 Kč	100 000 Kč	65 000 Kč	60 000 Kč

Tabulka 43: Odhad cen návrhů celého výměníku

Výsledné ceny od firem A a B, které mají podobné zázemí, vyšly velmi podobně, kdy se celková odhadovaná cena tepelného výměníku, počítaná pro návrh z nerezové oceli 1.4404 pohybovala kolem 90 000 Kč až 105 000 Kč pro variantu s kovanou trubkovnicí a 80 000 Kč až 90 000 Kč pro variantu s trubkovnicí vyrobenou z plechu. Návrh, využívající uhlíkovou ocel 1.0565, vyšel pro variantu s kovanou trubkovnicí na 35 000 Kč a s trubkovnicí z plechu mezi 25 000 Kč až 30 000 Kč. Zatímco výsledné hodnoty, vypočtené s využitím informací od firem A a B, pro nerezovou ocel vyšly podle očekávání kolem 100 000 Kč, tak hodnoty pro uhlík vyšly menší než očekávané. Tato nepřesnost pravděpodobně vznikla nedokonalým oceněním některých z dodatečných nákladů, které jsou součástí celkové ceny výměníku.

Dílčí ceny pro kontrolované části výměníku, určené s využitím ocenění od firem A a B, vyšly pro obě firmy podobně. Cena kované trubkovnice se pohybuje kolem 10 500 Kč až 12 500 Kč u oceli nerezové a kolem 3 500 Kč až 5 000 Kč u uhlíkové. Náklady pro trubkovnice vyrobené z plechu se poté pohybují kolem 7 500 Kč až 8 500 Kč pro materiál nerezový a mezi 1 500 Kč a 2 200 Kč pro materiál uhlíkový. Průměrný součet celkové ceny, týkající se pláště a trubek, vyšel pro ocel 1.4404 mezi 39 500 Kč a 48 000 Kč, zatímco u materiálu 1.0565 zhruba 13 200 Kč až 15 500 Kč.

Celkové ceny od firmy C, která sama nezpracovává materiál ani potřebné výpočty nebo dokumentaci, vyšly vyšší než ceny od firem A a B. Tento rozdíl je, pravděpodobně, způsoben dodatečnými náklady, spojenými se spoluprací s dalšími firmami, které pro firmu C zprostředkovávají potřebné úkony, nutné k výrobě tepelného výměníku.

Pro návrh s nerezovým materiálem 1.4404 vyšla odhadovaná cena, podle firmy C, za celý tepelný výměník s kovanými trubkovnicemi na 115 000 Kč a na 100 000 Kč s trubkovnicemi z plechu. Při využití materiálu 1.0565 byla vypočtena cena 65 000 Kč pro variantu s trubkovicí kovanou a 60 000 Kč pro variantu s trubkovicí z plechu. Tyto hodnoty jsou blízké hodnotám očekávaným jak u návrhu, využívajícího ocel nerezovou, tak uhlíkovou, což je pravděpodobně způsobeno tím, že poskytnuté náklady firmou C popisují lépe skutečnou situaci, než náklady od firem A a B.

Dílčí výsledky, vypočtené z informací od firmy C, jsou si z důvodu stejné ceny za provedení výpočtů a konstrukční a technologické dokumentace, pro všechny řešené materiály mnohem podobnější, než od firem A a B. Cena kované trubkovnice z materiálu 1.4404 se pohybuje kolem 14 200 Kč a z materiálu 1.0565 kolem 9 100 Kč. Trubkovnice, vyrobená z plechu, vyšla zhruba na 12 200 Kč pro materiál nerezový a 8 500 Kč pro uhlíkový. Součet celkové ceny týkající se pláště a trubek vyšel pro ocel 1.4404 zhruba 51 800 Kč a pro ocel 1.0565 přibližně 25 600 Kč. Výše zmíněné cenové rozdíly mezi uhlíkovou ocelí 1.0565 a nerezovou 1.4404 jsou způsobeny mnohonásobně vyšší cenou za nerezové materiály, určenou v *tabulce 37*.

Závěr

Bakalářská práce je zaměřena na problematiku pevnostního výpočtu trubkovnice tepelného výměníku. Práce je rozdělena na dvě hlavní části. Na část teoretickou, která pojednává o základních znalostech, potřebných pro pochopení dané problematiky, a část praktickou, která se zabývá samotným pevnostním výpočtem trubkovnice, podle normy ČSN EN 13 445.

V teoretické části se práce zabývá dvěma hlavními problémy, tepelnými výměníky jako takovými, a jejich trubkovnicemi. Tepelné výměníky jsou popsány se zaměřením na jejich charakteristiku, rozdělení a využití. Hodně prostoru je u nich věnováno, v praktické části řešenému, trubkovému výměníku s pláštěm, jehož součástí jsou dále řešené trubkovnice. Trubkovnice výměníku jsou klíčovou částí celé této práce. Kromě jejich popisu a rozdělení jsou v práci také uvedeny informace o rozdílných přístupech k jejich pevnostním výpočtům.

Praktická, výpočtová, část práce je zaměřena na pevnostní výpočet jako takový a jeho ekonomické zhodnocení. Pevnostní výpočet je proveden pro předem zadaný výměník s pevnými trubkovnicemi integrálními k plášti, které jsou ke komoře těsněné přírubovým okrajem. Tepelný výměník je zadaný pomocí výstupu z programu HTRI, jehož nejdůležitější části pro pevnostní výpočet jsou uvedeny v *příloze 1*. Pomocí programu HTRI je také určena přesná geometrie trubkovnice a trubkového svazku, za pomoci schéma rozložení trubkovnice (*příloha 2*).

Cílem pevnostních výpočtů je určit nejmenší hodnotu tloušťky trubkovnice, tak aby byly splněny všechny kontrolované pevnostní podmínky. Tato část obsahuje určení nejdůležitějších vstupních hodnot pro výpočet, všeobecné podmínky výpočtu, rovnice pro všechny potřebné veličiny a součinitele, které jsou nezbytné k výpočtu kontrolovaných maximálních napětí, vzorce pro výpočet těchto napětí a rovnice pevnostních podmínek podle kterých se tyto napětí kontrolují. Celý výpočet je proveden iteračně a v případě nesplnění některé z pevnostních podmínek dojde k zvětšení tloušťky trubkovnice a přepočítání celého výpočtu až do chvíle kdy budou všechny podmínky splněny. Tento výpočet je proveden v programovacím jazyce Python a jeho skript je v *příloze 3*. Správnost tohoto výpočtu je kontrolována programem Visual Vessel Design, jehož výstup je v *příloze 4*.

Závěrem výpočtové části je zhodnocení výsledných hodnot minimálních tlouštěk trubkovic a uvedení vypočtených napětí, působících ve výměníku. Tyto údaje jsou prezentované formou tabulek a grafů. Součástí práce je také ekonomické zhodnocení výsledných pevnostních návrhů trubkovic. Trubkovnice je, z tohoto důvodu, při výpočtu uvažována z různých materiálů, uhlíkové oceli 1.0565 a nerezové oceli 1.4404. Tyto materiály jsou také kontrolovány pro dva různé způsoby jejich zpracování, pro trubkovnici kovanou nebo vyrobenou z plechu, což ovlivňuje počítanou minimální tloušťku a tím i cenu.

Seznam použité literatury

- [1] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [2] KAKAÇ, S. a Hongtan LIU. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2002. ISBN 0-8493-0902-6.
- [3] ROSYPAL, Š. Výměníky tepla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Marek Baláš.
- [4] Small Coolers – CHX. In: BellGosett [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://bellgosett.com/heat-exchangers/straight-tube-heat-exchangers/small-coolers-chx/#0>
- [5] WEINZETL, Jan. ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA V ADMINISTRATIVNÍCH BUDOVÁCH. Praha, 2016. Bakalářská práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ.
- [6] Větrací jednotky – rekuperace tepla, optimalizace vlhkosti Řízené větrání s rekuperací tepla pro rodinné domy a byty (II) [online]. 27.11.2013 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/10635-rizene-vetrani-s-rekuperaci-tepla-pro-rodinne-domy-a-byty-ii>
- [7] VĚTRÁNÍ (A VYTÁPĚNÍ). In: Pasivní Domy [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.pasivnidomy.cz/vetrani-a-vytapeni/t4029>
- [8] Types of Heat Exchangers: Rotatory Generator. In: Chemical Engineering Data [online]. 2011 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://chemicalengineeringdata.blogspot.com/2011/06/types-of-heat-exchangers.html>
- [9] OCHRANA, Ladislav. Spalovací zařízení a výměníky tepla. Brno: Vysoké učení technické, 1993. ISBN 80-214-0529-5.
- [10] Výměníky tepla [online]. In: . 2011 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [11] Základy chemických technologií [online]. In: . [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: http://aplchem.upol.cz/predmety/ZCHT/PREZENTACE/6_P%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ka.pdf
- [12] Deskové výměníky tepla- DASAL Morava s.r.o. DASAL [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://www.dasal.cz/produkty/deskove-vymeniky-tepla/>
- [13] How gasket plate heat exchanger works [online]. In: . [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/tools/how-gphes-work/>
- [14] SHAH a K RAMESH. EXTENDED SURFACE HEAT TRANSFER. Thermopedia [online]. 2011 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/750/>
- [15] THIRUMALESHWAR, M. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 2009. Pearson Education India, 2006. ISBN 8177585193.

- [16] Podélná žebrovaná trubka: PARSFIN [online]. In: . [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://www.parsdecin.cz/podelne-zebrovana-trubka/11/11>
- [17] Tube-in-tube heat exchangers. In: Alfa Laval [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/tubular-heat-exchangers/tube-in-tube-heat-exchangers/>
- [18] Spiral heat exchanger. In: SP-Teploobmen [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.sp-teploobmen.ru/en/>
- [19] BROGAN, R.J. SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/1121/>
- [20] ENERGETIKA – konstrukce trubkového výměníku: Výměníky s odnímatelným potrubím [online]. In: . [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://enerit.cz/energetika-konstrukce-trubkoveho-vymeniku/>
- [21] ČSN EN 13 445-3. Netopené tlakové nádoby: část 3: Konstrukce a výpočet. Duben 2018.
- [22] STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. 9th edition. New York: TEMA,2007
- [23] SINGH, Krishna P. a A. SOLER. Mechanical design of heat exchangers and pressure vessel components: And Pressure Vessel Components. Cherry Hill, NJ: Arcturus Publishers, c1984. ISBN 09-168-7700-0.
- [24] NEKVASIL R., Konstrukce procesních zařízení II, Soubor přednášek, ÚPI VUT FSI Brno, 2016
- [25] Steel Tube: Heat Exchanger Tube Sheet [online]. In: . [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.tsinox.com/steel-tube/heat-exchanger-tube-sheet.html>
- [26] OSWEILLER, F. TUBESHEET HEAT EXCHANGERS: ANALYSIS AND COMPARISON OF TEMA, CODAP AND ASME METHODS. CENGDIAN, Liu a ROY W NICHOLS. Design & Analysis: Volume 1: Design and Analysis. Elsevier, 1989, s. 385-400. ISBN 978-1-4832-8430-9.
- [27] International Journal of Pressure Vessels and Piping: Design, Manufacture and Operation of Pressurised Components; Structural Integrity; Plant Life Management. 1988(5). ISSN 0308-0161.
- [28] SHIRODE, Kalpesh D., Dr. S. B. RANE a Mr. Yashwant NAIK. COMPARISON OF DESIGN AND ANALYSIS OF TUBE SHEET THICKNESS BY USING UHX CODE OF ASME AND TEMA STANDARD. International Journal of Mechanical Engineering and Technology: IJMET [online]. IAEME, 2013, 2013(5.7731) [cit. 2019-04-21]. ISSN 0976–6340.
Dostupné z: http://www.iaeme.com/MasterAdmin/uploadfolder/IJMET_04_04_013/IJMET_04_04_013.pdf
- [29] Summary: Comperative Study on Pressure Equipement Standards [online]. July 2004 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: http://www.unm.fr/main/download.php?file=144_FICHER_0.pdf

- [30] BAYLAC, Guy a Danielle KOPLEWICZ. EN 13445 "Unfired pressure vessels": Background to the rules in Part 3: Design. 20 August 2004.
- [31] Software: HTRI Xist, Ver: 7 SP1
- [32] Software: Visual Vessel Design- Hexagon PPM, Ver: 18.0
- [33] GALERÍA DE IMÁGENES. In: HRS: heat exchangers [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.hrs-heatexchangers.com/mx/galeria-de-imagenes/>

Seznam použitých zkratek a symbolů

Symbol	Jednotky	Význam
A	mm	Vnější průměr trubkovnice
b_0	-	Součinitel imperfekce trubek
D_e	mm	Efektivní průměr trubkovnice
D_J	mm	Vnitřní průměr vlny kompenzátoru
D_s	mm	Vnitřní průměr pláště
D_o	mm	Ekvivalentní průměr mezní kružnice krajních trubek
D^*	N mm	Efektivní ohybová tuhost trubkovnice
d_t	mm	Jmenovitý vnější průměr trubek
d^*	mm	Efektivní průměr otvoru pro trubku
E	MPa	Modul pružnosti materiálu trubkovnice při konstrukční teplotě
E_s	MPa	Modul pružnosti materiálu pláště při konstrukční teplotě
E_t	MPa	Modul pružnosti materiálu trubek při konstrukční teplotě
E^*	MPa	Efektivní modul pružnosti trubkovnice při konstrukční teplotě
e	mm	Tloušťka trubkovnice
e_a	mm	Analyzovaná tloušťka trubkovnice
$e_{a,p}$	mm	Kontrolovaná tloušťka trubkovnice
e_s	mm	Tloušťka stěny pláště
e_t	mm	Jmenovitá tloušťka stěny trubky
F_i	-	Součinitel
F_m	-	Součinitel
F_q	-	Součinitel
$F_{q,\infty}$	-	Součinitel
f	MPa	Dovolené namáhání materiálu trubkovnice při výpočtové teplotě
f_{\min}	MPa	Nejmenší hodnota dovoleného namáhání trubek nebo trubkovnice
f_s	MPa	Dovolené namáhání materiálu pláště při výpočtové teplotě
$f_{s,bk}$	MPa	Maximální přípustné napětí pláště ve vzpěru
f_t	MPa	Dovolené namáhání materiálu trubek při výpočtové teplotě
$f_{t,bk}$	MPa	Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru
$f_{t,j}$	MPa	Maximální přípustné napětí ve spoji trubek s trubkovnicí
G_c	mm	Průměr, na kterém působí reakce od zatížení těsnění komory
H	-	Součinitel
H_∞	-	Součinitel
h_g	mm	Hloubka drážky pro přepážku chodů
h'_g	mm	Efektivní hloubka drážky pro přepážku chodů
J	-	Poměr axiální tuhosti vlnovcového kompenzátoru k axiální tuhosti pláště
K	-	Koeficient zohledňující podmínky provozní a mimořádné
K_J	N/mm	Axiální tuhost vlnovcového kompenzátoru
K_s	N/mm	Axiální tuhost pláště
$K_{s,t}$	-	Poměr axiální tuhosti pláště k axiální tuhosti trubkového svazku
K_t	N/mm	Axiální tuhost trubky
K_w	N/mm ³	Modul pružného podkladu, který je ekvivalentní trubkovému svazku
k_c	N/mm ²	Okrajový moment na jednotku délky potřebný pro natočení komory o jednotkový úhel

k_s	N/mm ²	Okrajový moment na jednotku délky potřebný pro natočení pláště o jednotkový úhel
L	mm	Délka trubky mezi vnitřními čely trubkovnice
l_e	mm	Efektivní délka trubkovnice
L_t	mm	Délka trubky mezi vnějšími čely trubkovnice
l_s	mm	Minimální délka lokálního zesílení tloušťky trubkovnice
$l_{t,bk}$	mm	Vzpěrná délka trubek
$l_{t,x}$	mm	Délka zaválcování trubky do trubkovnice
$l_1, l'_1, l_2, l'_2, l_3$	mm	Charakteristická vzdálenosti přepážek výměníku
N_t	ks.	Počet trubek
P_e	MPa	Efektivní tlak působící na trubkovnici
P_s	MPa	Výpočtový tlak v mezitrubkovém prostoru
P_t	MPa	Výpočtový tlak v trubkovém prostoru
p	mm	Rozteč trubek
p^*	mm	Efektivní rozteč trubek
$R_{p0,2/T}$	MPa	Smluvní mez kluzu materiálu trubek při konstrukční teplotě
r_o	Mm	Poloměr kružnice procházející středem nejkrajnější trubky
$T_{s,m}$	°C	Střední teplota materiálu pláště po jeho délce
$T_{t,m}$	°C	Střední teplota materiálu trubky po její délce
U_L	mm	Vzdálenost mezi sousedními řadami trubek
ν_s	-	Poissonova konstanta materiálu pláště
ν_t	-	Poissonova konstanta materiálu trubek
ν^*	-	Efektivní Poissonova konstanta trubkovnice
w_j	mm	Výška vlny kompenzátoru
X	-	Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice
x	-	Součinitel bezpečnosti proti zboulení trubky
x_s	-	Součinitel rozvrtání trubkovnice na straně pláště
x_t	-	Součinitel rozvrtání trubkovnice na straně trubek
Z	-	Součinitel uložení okraje trubkovnice od pláště a komory
$\alpha_{s,m}$	N/mm C	Střední součinitel teplotní roztažnosti materiálu pláště
$\alpha_{t,m}$	N/mm C	Střední součinitel teplotní roztažnosti materiálu trubek
γ	mm	Axiální diferenční teplotní dilatace mezi trubkami a pláštěm
μ	-	Základní součinitel zeslabení trubkovnice
μ^*	-	Efektivní součinitel zeslabení trubkovnice
π	-	Ludolfovo číslo
ρ	-	Poměr hloubky zaválcování trubky do trubkovnice
σ	MPa	Maximální radiální ohybové napětí v trubkovnici
$\sigma_{s,b}$	MPa	Maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě spojení s trubkovnicí
$\sigma_{s,eq}$	MPa	Maximální ekvivalentní napětí v plášti
$\sigma_{s,eq,l}$	MPa	Maximální ekvivalentní napětí v plášti v místě spojení s trubkovnicí
$\sigma_{s,m}$	MPa	Maximální axiální membránové napětí v plášti
$\sigma_{s,r}$	MPa	Střední hodnota radiálního napětí v plášti
$\sigma_{s,\theta}$	MPa	Střední hodnota obvodového napětí v plášti
$\sigma_{t,cr}$	MPa	Eulerovo kritické napětí pro trubky
$\sigma_{t,eq}$	MPa	Maximální ekvivalentní napětí v trubkách
$\sigma_{t,i}$	MPa	Maximální axiální membránové napětí ve vnitřní řadě trubek

$\sigma_{t,p}$	MPa	Součinitel tlakového efektu na trubky
$\sigma_{t,r}$	MPa	Střední hodnota radiálního napětí v trubkách
$\sigma_{t,o}$	MPa	Maximální axiální membránové napětí ve vnější řadě trubek
$\sigma_{t,\theta}$	MPa	Střední hodnota obvodového napětí v trubkách
τ	MPa	Maximální smykové napětí v trubkovnici

Seznam obrázků

Obrázek 1: Tepelný výměník [4]	11
Obrázek 2: Rekuperační tepelný výměník [7].....	12
Obrázek 3: Regenerační tepelný výměník [8].....	13
Obrázek 4: Směšovací/kontaktní tepelný výměník [10]	13
Obrázek 5: Souprůdný tepelný výměník [11] (upraveno).....	14
Obrázek 6: Protiprůdný tepelný výměník [11] (upraveno)	14
Obrázek 7: Křížový tepelný výměník [1].....	15
Obrázek 8: Rozdělení tepelných výměníků podle konstrukce [2] (upraveno).....	15
Obrázek 9: Deskový tepelný výměník [13].....	16
Obrázek 10: Žebrování trubky výměníku [16].....	16
Obrázek 11: Dvoutrubkový výměník [17]	17
Obrázek 12: Spirálový výměník [18]	17
Obrázek 13: Trubkový tepelný výměník [20]	18
Obrázek 14: Trubkový výměník s U-trubkami [21].....	18
Obrázek 15: Trubkový výměník s pevnými trubkovnicemi [21].....	19
Obrázek 16: Trubkový výměník s plovoucí trubkovnicí [21].....	19
Obrázek 17: Trubkovnice [25]	20
Obrázek 18: Rozdělení trubkovnic [21] (upraveno)	21
Obrázek 19: Ukázkový analytický model trubkovnice [30]	22
Obrázek 20: Graf pro stanovení elastických konstant E^* a ν^* [21].....	29
Obrázek 21: Graf pro určení součinitele F_q [21]	32
Obrázek 22: Graf pro určení součinitele H [21].....	33
Obrázek 23: Graf pro určení součinitele F_i [21]	34
Obrázek 24: Znárodnění vzdáleností mezi přepážkami [21].....	35
Obrázek 25: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.4404 (Python)	42
Obrázek 26: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.4404 (VVD) [32] (upraveno)..	42
Obrázek 27: Grafické znázornění axiálního membránového napětí vnější řady trubek [33] (upraveno)..	43
Obrázek 28: Závislost kritického napětí pro materiál 1.4404	43
Obrázek 29: Závislost materiálových charakteristik materiálu 1.4404 na teplotě [32]	44
Obrázek 30: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.0565 (Python)	49
Obrázek 31: Poměr max. a dovoleného napětí pro materiál 1.0565 (VVD) [32] (upraveno)..	49
Obrázek 32: Závislost kritického napětí pro mat. 1.0565	50
Obrázek 33: Závislost materiálových charakteristik materiálu 1.0565 na teplotě [32]	50
Obrázek 34: Závislost ceny trubkovnice na její tloušťce s využitím údajů od firmy A.....	60
Obrázek 35: Závislost ceny trubkovnice na její tloušťce s využitím údajů od firmy B.....	63
Obrázek 36: Závislost výrobní ceny trubkovnice na její tloušťce s využitím údajů od firmy C... 65	

Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadaná geometrie výměníku [31]	23
Tabulka 2: Specifikace trubkového svazku [31]	24
Tabulka 3: Parametry trubkového a mezitrubkového prostoru [31]	24
Tabulka 4: Specifikace pro materiál 1.4404 [32]	24
Tabulka 5: Specifikace pro materiál 1.0565 [32]	25
Tabulka 6: Barevné rozdělení napětí	41
Tabulka 7: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 1	45
Tabulka 8: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 2	45
Tabulka 9: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 3	46
Tabulka 10: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 4	46
Tabulka 11: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 5	47
Tabulka 12: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 6	47
Tabulka 13: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.4404, část 7	48
Tabulka 14: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 1	51
Tabulka 15: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 2	51
Tabulka 16: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 3	52
Tabulka 17: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 4	52
Tabulka 18: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 5	53
Tabulka 19: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 6	53
Tabulka 20: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Výkovek, část 7	54
Tabulka 21: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 1	54
Tabulka 22: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 2	55
Tabulka 23: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 3	55
Tabulka 24: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 4	56
Tabulka 25: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 5	56
Tabulka 26: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 6	57
Tabulka 27: Výsledné hodnoty napětí pro materiál: 1.0565- Plech, část 7	57
Tabulka 28: Ocenění materiálů od firmy A	60
Tabulka 29: Ostatní náklady od firmy A	60
Tabulka 30: Cenové zhodnocení trubkovnice na základě údajů od firmy A	61
Tabulka 31: Zhodnocení návrhů na základě údajů od firmy A	61
Tabulka 32: Ocenění materiálů od firmy B	62
Tabulka 33: Ocenění výroby a zpracování materiálů od firmy B	62
Tabulka 34: Ostatní náklady od firmy B	62
Tabulka 35: Cenové zhodnocení trubkovnice na základě údajů od firmy B	63
Tabulka 36: Zhodnocení návrhů na základě údajů od firmy B	64
Tabulka 37: Ocenění materiálů od firmy C	64
Tabulka 38: Ocenění výrobních nákladů od firmy C	65
Tabulka 39: Náklady na dokumentaci od firmy C	65
Tabulka 40: Cenové zhodnocení trubkovnice na základě údajů od firmy C	66
Tabulka 41: Zhodnocení návrhů na základě údajů od firmy C	66
Tabulka 42: Srovnání cen všech návrhů od firem A, B i C	67
Tabulka 43: Odhad cen návrhů celého výměníku	67

Seznam příloh

Příloha 1: Výběr ze vstupního tepelně-hydraulického návrhu výměníku z programu HTRI

Příloha 2: Výkres rozložení trubkovnice z programu HTRI

Příloha 3: Vlastní pevnostní výpočet v programovacím jazyce Python

Příloha 4: Výstup pevnostního výpočtu z programu VVD

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles
No Data Check Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name			voda		voda
Flow rate	(kg/s)		0,8500		2,8333
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	80,00	30,00	20,00	35,00
Inlet P/Avg	(kPa)	2000,0	1998,7	2000,0	1999,2
dP/Allow.	(kPa)	2,608	0,000	1,681	0,000
Fouling	(m2-K/W)		0,000188		0,000188

Exchanger Performance

Shell h	(W/m2-K)	1486,1	Actual U	(W/m2-K)	447,01
Tube h	(W/m2-K)	1181,5	Required U	(W/m2-K)	1202,8
Hot regime	(--)	Sens. Liquid	Duty	(MegaWatts)	0,1779
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(m2)	6,501
EMTD	(Deg C)	22,7	Overdesign	(%)	-62,83

Shell Geometry

TEMA type	(--)	AEL
Shell ID	(mm)	260,00
Series	(--)	1
Parallel	(--)	1
Orientation	(deg)	0,00

Baffle Geometry

Baffle type	(--)	Single-Seg.
Baffle cut	(Pct Dia.)	28
Baffle orientation	(--)	Perpend.
Central spacing	(mm)	285,54
Crosspasses	(--)	7

Tube Geometry

Tube type	(--)	Plain
Tube OD	(mm)	25,40
Length	(m)	2,00
Pitch ratio	(--)	1,3000
Layout	(deg)	30
Tubecount	(--)	42
Tube Pass	(--)	1

Nozzles

Shell inlet	(mm)	26,645
Shell outlet	(mm)	26,645
Inlet height	(mm)	31,51
Outlet height	(mm)	31,51
Tube inlet	(mm)	52,553
Tube outlet	(mm)	52,553

Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
Shell	30,08	Shellside	4,31e-2	A	0,045
Tube	48,38	Tubeside	0,22	B	0,679
Fouling	19,15	Crossflow	4,46e-2	C	0,167
Metal	2,39	Window	0,10	E	0,109
				F	0,000

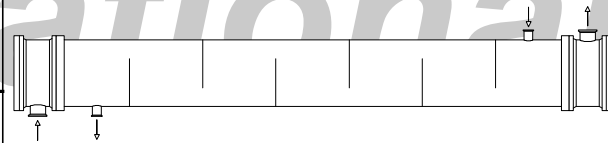
Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name	voda			voda	
Fluid condition			Sens. Liquid		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		0,8500		2,8333
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	80,00	30,00	20,00	35,00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	55,00	41,09	27,50	36,28
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	26,52	63,24	26,32	61,97
Pressure, In/Average	(kPa)	2000,0	1998,7	2000,0	1999,2
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	2,608		1,681	
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	4,31e-2		0,22	
Mole fraction inert	(--)				
Average film coef.	(W/m2-K)		1486,1		1181,5
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000188		0,000188

Overall Performance Data

Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	1202,8 /	552,89 /	447,01
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,1779 /		
Effective overall temperature difference	(Deg C)	22,7		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	23,23 *	0,9792 *	1,0000

See Runtime Messages Report for warnings.


Exchanger Fluid Volumes

Approximate shellside (L)	61,5
Approximate tubeside (L)	52,5

Shell Construction Information

TEMA shell type	AEL	Shell ID	(mm)	260,00
Shells Series	1 Parallel	Total area	(m2)	6,703
Passes Shell	1 Tube	Eff. area	(m2/shell)	6,501
Shell orientation angle (deg)	0,00			
Impingement present	No			
Pairs seal strips	1	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0
Shell expansion joint	No	Rear head support plate		No
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		616,23 /	502,29 /	150,74 (kg/shell)

Baffle Information

Type	Perpend. Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	28
Crosspasses/shellpass	7	No. (Pct Area)	(mm) to C.L
Central spacing	(mm) 285,54	1	26,21 57,20
Inlet spacing	(mm) 256,00	2	0,00 0,00
Outlet spacing	(mm) 256,00		
Baffle thickness	(mm) 3,17		
Use deresonating baffles	No		

Tube Information

Tube type	Plain	Tubecount per shell	42
Overall length	(m) 2,00	Pct tubes removed (both)	9,52
Effective length	(m) 1,940	Outside diameter	(mm) 25,400
Total tubesheet	(mm) 60,32	Wall thickness	(mm) 2,769
Area ratio	(out/in) 1,2788	Pitch (mm)	33,020 Ratio 1,3000
Tube metal	Carbon steel	Tube pattern (deg)	30

Service of Unit		Item No.					
Type	AEL	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)	6,703 / 6,501	m2	Shell/Unit 1	Surf/Shell (Gross/Eff)	6,703 / 6,501	m2	

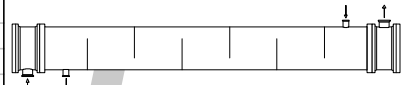
PERFORMANCE OF ONE UNIT

Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side		
Fluid Name		voda		voda		
Fluid Quantity, Total		0,8500		2,8333		
Vapor (In/Out)		0,00	0,00	0,00	0,00	
Liquid		100,00	100,00	100,00	100,00	
Temperature (In/Out)		80,00	30,00	20,00	35,00	
Density		982,89	995,66	998,22	994,38	
Viscosity		0,2549	0,7973	1,0016	0,7114	
Specific Heat		4,1562	4,1800	4,1847	4,1776	
Thermal Conductivity		0,7011	0,6155	0,5984	0,6241	
Critical Pressure						
Inlet Pressure		2000,0		2000,0		
Velocity		m/s		0,22		
Pressure Drop, Allow/Calc		0,000	2,608	0,000	1,681	
Average Film Coefficient		1486,1		1181,5		
Fouling Resistance (min)		0,000188		0,000188		
Heat Exchanged		0,1779	MegaWatts	MTD (Corrected)	22,7	C
Transfer Rate, Service		1202,8	W/m2-K	Calculated	447,01	W/m2-K
				Overdesign	-62,83	%
				Clean	552,89	W/m2-K

CONSTRUCTION OF ONE SHELL

Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)

		Shell Side		Tube Side			
Design Pressure		2137,4		2137,4			
Design Temperature		110,00		65,56			
No Passes per Shell		1		1			
Flow Direction		Downward					
Connections		In	mm	1	@	52,553	
Size & Rating		Out	mm	1	@	52,553	
		Liq. Out	mm	1	@		
Tube No.	42,000	OD	25,400	mm	Thk(Avg)	2,769	mm
Tube Type	Plain	Material	Carbon steel	Length	2,000	m	Pitch
Shell ID	260,00	mm	Kettle ID	mm			33,020
Cross Baffle Type	Perpend.	Single-Seg.	%Cut (Diam)	28			Tube pattern
Spacing(c/c)	285,54	mm	Inlet	256,00	mm	No. of Crosspasses	30
Rho-V2-Inlet Nozzle	2364,4	kg/m-s2	Shell Entrance	98,17	kg/m-s2	Shell Exit	96,91
			Bundle Entrance	4,40	kg/m-s2	Bundle Exit	4,34
Weight/Shell	502,29	kg	Filled with Water	616,23	kg	Bundle	150,74



Notes:		Thermal Resistance, %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
		Shell	30,08	Shellside	4,31e-2	A	0,045
		Tube	48,38	Tubeside	0,22	B	0,679
		Fouling	19,15	Crossflow	4,46e-2	C	0,167
		Metal	2,39	Window	0,10	E	0,109
						F	0,000



Customer								Job No.		
Address								Reference No.		
Plant Location								Proposal No.		
Service of Unit								Date	7. 5. 2019	Rev
Size	260 x 2000	mm	Type	AEL	Horizontal	Connected In	1	Parallel	1	Series
Surf/Unit (Gross/Eff)	6,703 / 6,501	m2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	6,703 / 6,501	m2			

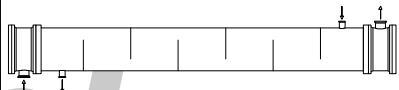
PERFORMANCE OF ONE UNIT

		Shell Side		Tube Side	
Fluid Allocation		voda		voda	
Fluid Name		voda		voda	
Fluid Quantity, Total		3060,0		10200	
Vapor (In/Out)					
Liquid		3060,0	3060,0	10200	10200
Steam					
Water					
Noncondensables					
Temperature (In/Out)		C	80,00	30,00	20,00
Specific Gravity			0,9833	0,9961	0,9987
Viscosity		mN-s/m2	0,2549	0,7973	1,0016
Molecular Weight, Vapor					
Molecular Weight, Noncondensables					
Specific Heat			4,1562	4,1800	4,1847
Thermal Conductivity			0,7011	0,6155	0,5984
Latent Heat					
Inlet Pressure			2000,0		2000,0
Velocity			4,31e-2		0,22
Pressure Drop, Allow/Calc			0,000	2,608	0,000
Fouling Resistance (min)			0,000188		0,000188
Heat Exchanged		177859	W	MTD (Corrected)	22,7
Transfer Rate, Service		1202,8	W/m2-K	Clean	552,89
				Actual	447,01

CONSTRUCTION OF ONE SHELL

Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)

		Shell Side		Tube Side	
Design/Test Pressure		kPaG	2137,4 /	2137,4 /	
Design Temperature		C	110,00	65,56	
No Passes per Shell			1	1	
Corrosion Allowance		mm	0,000	0,000	
Connections		In mm	1 @ 26,645	1 @ 52,553	
Size & Rating		Out mm	1 @ 26,645	1 @ 52,553	
		Intermediate	@	@	
Tube No.	42	OD	25,400	mm	Thk(Avg)
					2,769
					mm
					Length
					2,000
					m
					Pitch
					33,020
					mm
Tube Type		Plain			Material
					Carbon steel
					Tube pattern
					30
Shell		Carbon steel	ID	260,00	OD
					275,87
					mm
Channel or Bonnet					Shell Cover
Tubesheet-Stationary					Channel Cover
Floating Head Cover					Tubesheet-Floating
					Impingement Plate
					None
Baffles-Cross		Type	Single-Seg.	%Cut (Diam)	28
					Spacing(c/c)
					285,54
					Inlet
					256,00
					mm
Baffles-Long					Seal Type
					None
Supports-Tube					U-Bend
					Type
					None
Bypass Seal Arrangement		1	pairs seal strips		Tube-Tubesheet Joint
					Expanded (No groove)
Expansion Joint					Type
Rho-V2-Inlet Nozzle		2364,4	kg/m-s2		Bundle Entrance
					4,40
					Bundle Exit
					4,34
					kg/m-s2
Gaskets-Shell Side					Tube Side
-Floating Head					
Code Requirements					TEMA Class
					R
Weight/Shell		502,29	kg	Filled with Water	616,23
					kg
					Bundle
					150,74
					kg



Remarks:

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Exchanger Data

Service type	Generic shell and tube
TEMA type	AEL
Run mode	Rating
Hot fluid location	Shellside
Unit orientation	Horizontal
Number of shells in series	1
Number of shells in parallel	1
Flow in 1st tubepass	Countercurrent
Train flow direction	Countercurrent

Construction Data

Shell material	Carbon steel
Tube material	Carbon steel
Shellside design pressure	2137,4 kPaG
Tubeside design pressure	2137,4 kPaG
Shellside vacuum pressure	None
Tubeside vacuum pressure	None
Shellside design temperature	110,00 C
Tubeside design temperature	65,56 C
Shellside corrosion allowance	0,000 mm
Tubeside corrosion allowance	0,000 mm
Shellside radiography	None
Tubeside radiography	None
TEMA class	R
Shell outside diameter	275,88 mm
Shell inside diameter	260,00 mm
Shell wall thickness	7,938 mm
Front head outside diameter	275,88 mm
Front head inside diameter	260,00 mm
Front head thickness	7,938 mm
Rear head outside diameter	275,88 mm
Rear head inside diameter	260,00 mm
Rear head thickness	7,938 mm
Suppress mechanical calculations	No

Reboiler Data

Reboiler type	No piping specified
---------------	---------------------

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles
Tube Data

Tube type	Plain
Tube outside diameter	25,400 mm
Tube wall thickness	2,769 mm
Tube pitch	33,020 mm
Tube pitch ratio	1,300
Tube passes per shell	1
Tube pattern	30 degrees
Number of tubes per shell	42,000
Tube count method	Rigorous
Tube length	2,000 m
Tube material	Carbon steel

Baffle Data

Baffle type	Single segmental
Baffle orientation	Perpendicular
Baffle cut percent	28,000 % shell ID
Adjust baffle cut	No adjustment
Number of crosspasses	7
Inlet baffle spacing	256,00 mm
Outlet baffle spacing	256,00 mm
Variable baffle spacing	No
Window cut from baffles	No
Use deresonating baffles	No

Supports Data

Floating head support type	None
Include inlet vibration support	No
Include outlet vibration support	No

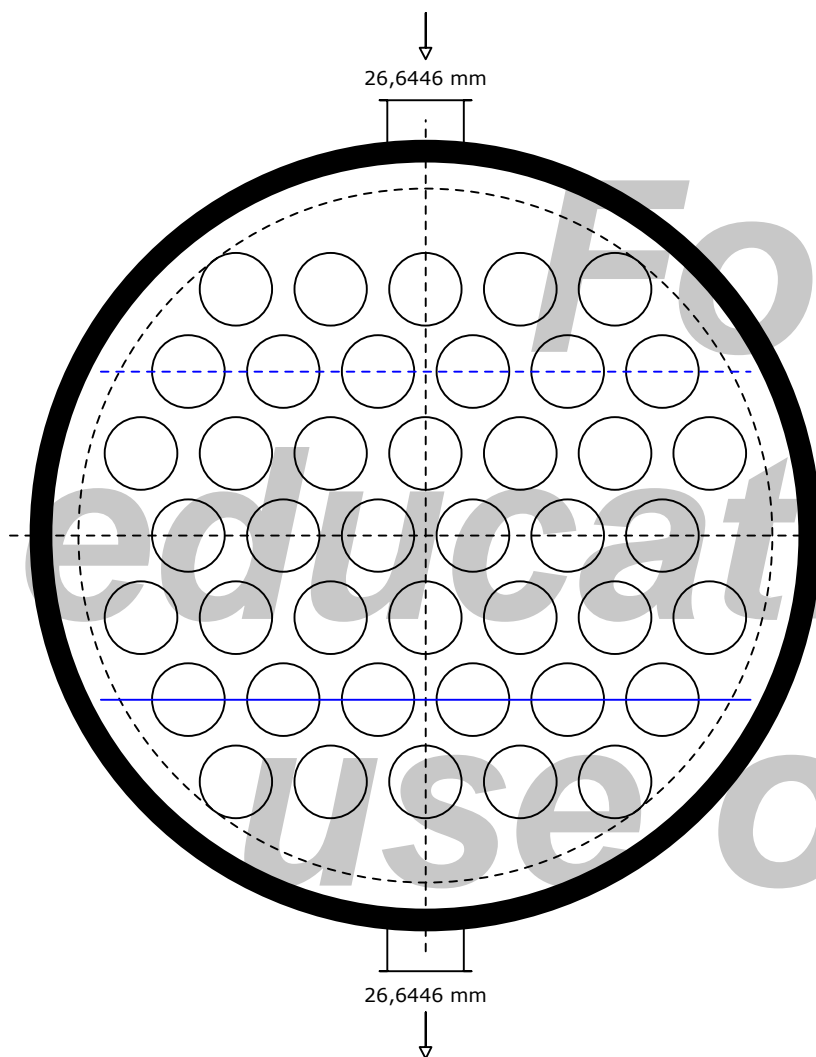
Nozzle Data

Shellside			
Shell entrance type	No impingement device		
Shell exit type	Remove tubes if TEMA requires		
	Inlet	Outlet	Liq. Outlet
Number at this position	1	1	--
Tubeside			
	Inlet	Outlet	Liq. Outlet
Number at this position	1	1	--

Nozzle Location Data

Radial position on shell inlet nozzle	Program decides
Longitudinal position on shell of inlet nozzle	At rear head
Radial position on shell outlet nozzle	Program decides
Tubeside entry type	Radial
Tubeside inlet position	Front head
Tubeside exit type	Same as inlet

Vykres rozlozeni trubkovnice z programu HTRI



TEMA type	AEL
Shell ID	259,999 mm
Actual OTL	241,927 mm
Height under inlet nozzle	31,511 mm
Height under outlet nozzle	31,511 mm
Tube type	Plain
Tube OD	25,400 mm
Tube pitch	33,020 mm
Tube layout angle	30 deg
Tubes	42
Tube positions available	42
Tubes removed for tie rods	0
Tie rods	4
Seal strip pairs	1
Tube Passes	1
Baffle cut % diameter	28

TUBEPASS DETAILS		
Pass	Rows	Tubes
1	7	42

- SYMBOL LEGEND
- Tube
 - ▲ Dummy Short Tube
 - ▲ Dummy Long Tube
 - Plugged Tube
 - ⊙ Tie Rod
 - ⊙ Seal Rod
 - ⊙ Impingement Rod

Pevnostní výpočet v programovacím jazyce Python

```
import numpy as np
import math

#Minimální analyzovaná tloušťka trubkovnice (nezkorodovaná)
ea2=10

    #Zadané hodnoty:
    #Tlak 0 nebo 2.13738 podle zátěžného stavu
    #Výpočtový tlak v trubkovém prostoru
Pt=2.13738 #[MPa]
    #Výpočtový tlak v mezitrubkovém prostoru
Ps=0 #[MPa]

    #Trubky
    #Jmenovitý vnější průměr trubek
dt=25.4 #[mm]
    #Jmenovitá tloušťka stěny trubky
et=2.9 #[mm]
    #Rozteč trubek na trubkovnici
p=33 #[mm]
    #Celková délka trubky
Lt=2000 #[mm]
    #vzpěrná délka trubek
ltbk=2*285.54 #[mm]
    #Počet trubek
Nt=42
    #součinitel bezpečnosti proti zhoulení trubek x = 1.1
x=1.1
    #smluvní mez kluzu trubek
Rpt=300 #[N/mm2]
    #Modul pružnosti materiálu trubek při konstrukční teplotě
Et=2.0854E05#[N/mm2]
    #Dovolené namáhání materiálu trubek při konstrukční teplotě
ft=200
    #Poissonova konstanta materiálu trubek
vt=0.3

    #Plášť
    #Vnitřní průměr pláště
Ds= 260 #[mm]
    #Tloušťka stěny pláště
es2= 8 #[mm]
    #Modul pružnosti materiálu pláště při konstrukční teplotě
Es=2.0854E05#[MPa]
    #Dovolené namáhání materiálu pláště při konstrukční teplotě
fs=212.13
    #Poissonova konstanta materiálu pláště
vs=0.3

    #Trubkovnice
    #Průměr děrované plochy trubkovnice
Do=242 #[mm]
    #Efektivní hloubka drážky v trubkovnici s korozi
hgstar=0
    #Modul pružnosti materiálu trubkovnice při konstrukční teplotě
E=2.0854E05 #[MPa]
    #Dovolené namáhání materiálu trubkovnice při konstrukční teplotě
f=206.27

    #Komora
    #Průměr, na kterém působí zatížení těsnění komory
Gc= 260 #[mm]

    #Korozní přídavky
    #Přídavek na korozi při trubkovém prostoru
ct=3 #[mm]
    #Přídavek na korozi při mezitrubkovém prostoru
cs=3 #[mm]

    #Teplotní údaje
    #Střední teplota materiálu trubky po její délce v stupních celsia
Ttm= 26.32 #[C]
    #Střední teplota materiálu pláště po její délce v stupních celsia Tsm
Tsm= 63.24 #[C]
    #Střední součinitel teplotní roztažnosti materiálu pláště při teplotě Tsm
asm=1.1645E-05
    #Střední součinitel teplotní roztažnosti materiálu trubek při teplotě Ttm
atm=1.1645E-05

    #Minimální korodovaná analyzovaná tloušťka trubkovnice
ea=ea2-ct-cs
```

Pevnostní výpočet v programovacím jazyce Python

```

# Iterační cyklus
#zadejte přesnost iteracního cyklu (př. 0.01)
presnost=0.1
rep=0
while rep<9 :
#Výpočty dalších hodnot:
#Přepočet nezkorodované tloušťky trubkovnice
ea2=ea+ct+cs
#Efektivní průměr trubkovnice
De=(Ds + Gc)/2
#Přepočet nezkorodované tloušťky trubkovnice
ea2=ea+ct+cs
#Délka zaválcování trubky v trubkovnici
ltx=ea2 #[mm]
#efektivní rozteč trubek
pstar=p #[mm]
#poměr zaválcování trubek do trubkovnice
ro=ltx/ea2 #[-]
#efektivní průměr otvoru pro trubku
dstar=max((dt-2*et*(Et/E)*(ft/f)*ro),(dt-2*et))
#efektivní součinitel zeslabení trubkovnice pro ohybové napětí
mystar=(pstar-dstar)/pstar
#Základní součinitel zeslabení pro tečné napětí
my=(p-dt)/p
#Poměr e/p potřebný pro určení Estar, vstar
ep_poměr=ea/p
#Efektivní elastické konstanty E* a v*
ep_poměr_sloupec=[0.1,0.25,0.5,2]
alfa0=[0.0353,0.0135,0.0054,-0.0029]
alfa1=[1.2502,0.9910,0.5279,0.2126]
alfa2=[-0.0491,1.0080,3.0461,3.9906]
alfa3=[0.3604,-1.0498,-4.3657,-6.1730]
alfa4=[-0.6100,0.0184,1.9435,3.4307]
interpolace_alfa0=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec,alfa0)
interpolace_alfa1=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec,alfa1)
interpolace_alfa2=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec,alfa2)
interpolace_alfa3=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec,alfa3)
interpolace_alfa4=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec,alfa4)
ep_poměr_sloupec2=[0.1,0.15,0.25,0.5,1,2]
beta0=[-0.0958,0.8897,0.7439,0.9100,0.9923,0.9966]
beta1=[0.6209,-9.0855,-4.4989,-4.8901,-4.8759,-4.1978]
beta2=[-0.8683,36.1435,12.5779,12.4325,12.3572,9.0478]
beta3=[2.1099,-59.5425,-14.2092,-12.7039,-13.7214,-7.9955]
beta4=[-1.6832,35.8223,5.7822,4.4298,5.7629,2.2398]
interpolace_beta0=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec2,beta0)
interpolace_beta1=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec2,beta1)
interpolace_beta2=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec2,beta2)
interpolace_beta3=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec2,beta3)
interpolace_beta4=np.interp(ep_poměr,ep_poměr_sloupec2,beta4)
EstarEpoměr=interpolace_alfa0+interpolace_alfa1*mystar+interpolace_alfa2*pow(mystar,2)+interpolace_alfa3*
*pow(mystar,3)+interpolace_alfa4*pow(mystar,4)
vstar=interpolace_beta0+interpolace_beta1*mystar+interpolace_beta2*pow(mystar,2)+interpolace_beta3*
*pow(mystar,3)+interpolace_beta4*pow(mystar,4)
Estar=E*EstarEpoměr
#Efektivní ohybový tuhost trubkovnice
Dstar=(Estar*pow(ea,3))/(12*(1-pow(vstar,2)))
#Délka trubky mezi vnitřními čely trubkovnice
L=Lt-2*ea2 #[mm]
#Součinitel rozvrtání trubkovnice na straně pláště a trubek
xs=1-Nt*pow((dt/De),2)
xt=1-Nt*pow(((dt-2*et)/De),2)
#Zkorodovaná tloušťka stěny pláště
es=es2-ct #[mm]
#Axiální tuhosti
Kt=(math.pi*et*(dt-et)*Et)/L #[N/mm]
Ks=(math.pi*es*(Ds+es)*Es)/L #[N/mm]
Kst=Ks/(Nt*Kt) #[-]
Kw=(8*Nt*Kt)/(math.pi*pow(De,2)) #[N/mm3]
#Poměr tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice
X=(pow((Kw/Dstar),0.25)*De/2)
#Ohybové tuhosti
ks=2*Es*pow(es,2.5)/(pow((12*(1-vs*vs)),0.75)*pow((Ds+es),0.5))
kc=0
#Součinitel uložení okraje trubkovnice od pláště a komory
Z=(ks+kc)/(pow(Kw,0.25)*pow(Dstar,0.75))

```


Pevnostní výpočet v programovacím jazyce Python

```

#Určení součinitele Fi
Fi_X=[0,0.5,0.8,1,1.3,1.5,1.8,2,2.3,3,3.3,3.5,3.8,4,4.2,4.3,4.4,4.5,4.6,4.8,5,5.3,5.5,5.8,6,6.3,6.5,7,8,10,13]
Fi_Z=[0,0.1,0.2,0.3,0.5,0.7,1,2,4,math.inf]
Fi_n=np.array([[1.000,1.000,1.000,1.000,1.000,1.000,1.000,1.000,1.000,1.000,1.000]
, [0.998,0.998,0.998,0.998,0.998,0.998,0.998,0.999,0.999,0.999]
, [0.986,0.987,0.987,0.988,0.988,0.989,0.990,0.991,0.993,0.996]
, [0.966,0.968,0.969,0.970,0.973,0.974,0.976,0.980,0.984,0.990]
, [0.905,0.911,0.916,0.920,0.927,0.932,0.938,0.949,0.957,0.971]
, [0.837,0.848,0.857,0.865,0.877,0.886,0.896,0.914,0.928,0.949]
, [0.683,0.707,0.726,0.742,0.766,0.784,0.803,0.836,0.861,0.869]
, [0.546,0.582,0.610,0.633,0.668,0.693,0.719,0.766,0.800,0.846]
, [0.300,0.357,0.401,0.436,0.489,0.526,0.565,0.632,0.681,0.745]
, [-0.306,-0.210,-0.137,-0.080,0.005,0.065,0.128,0.234,0.309,0.408]
, [-0.507,-0.407,-0.331,-0.270,-0.181,-0.118,-0.053,0.059,0.138,0.242]
, [-0.608,-0.510,-0.434,-0.374,-0.286,-0.224,-0.159,-0.048,0.031,0.135]
, [-0.708,-0.616,-0.546,-0.491,-0.408,-0.350,-0.289,-0.185,-0.111,-0.013]
, [-0.741,-0.657,-0.592,-0.541,-0.465,-0.411,-0.354,-0.258,-0.189,-0.098]
, [-0.751,-0.675,-0.617,-0.571,-0.502,-0.454,-0.403,-0.315,-0.253,-0.170]
, [-0.748,-0.677,-0.622,-0.579,-0.514,-0.468,-0.420,-0.338,-0.279,-0.201]
, [-0.740,-0.674,-0.623,-0.582,-0.522,-0.479,-0.434,-0.357,-0.302,-0.228]
, [-0.728,-0.666,-0.619,-0.581,-0.525,-0.485,-0.443,-0.372,-0.321,-0.252]
, [-0.711,-0.655,-0.611,-0.576,-0.525,-0.488,-0.449,-0.383,-0.336,-0.273]
, [-0.669,-0.622,-0.585,-0.557,-0.514,-0.483,-0.451,-0.396,-0.357,-0.304]
, [-0.618,-0.577,-0.548,-0.525,-0.491,-0.466,-0.441,-0.397,-0.365,-0.323]
, [-0.564,-0.520,-0.489,-0.467,-0.440,-0.424,-0.407,-0.378,-0.357,-0.330]
, [-0.541,-0.494,-0.462,-0.438,-0.408,-0.390,-0.376,-0.356,-0.342,-0.323]
, [-0.521,-0.471,-0.436,-0.410,-0.376,-0.355,-0.337,-0.315,-0.307,-0.299]
, [-0.515,-0.463,-0.426,-0.399,-0.363,-0.340,-0.320,-0.293,-0.282,-0.276]
, [-0.514,-0.459,-0.420,-0.391,-0.352,-0.327,-0.304,-0.272,-0.256,-0.244]
, [-0.516,-0.460,-0.420,-0.390,-0.348,-0.322,-0.298,-0.263,-0.245,-0.230]
, [-0.529,-0.469,-0.426,-0.394,-0.350,-0.321,-0.294,-0.254,-0.232,-0.210]
, [-0.564,-0.499,-0.452,-0.417,-0.368,-0.336,-0.306,-0.260,-0.234,-0.205]
, [-0.642,-0.567,-0.512,-0.471,-0.414,-0.377,-0.342,-0.289,-0.257,-0.224]
, [-0.771,-0.680,-0.613,-0.563,-0.494,-0.449,-0.405,-0.341,-0.302,-0.261]])
Fi_Z2=[0,0.1,0.2,0.3,0.4,0.5,0.6,0.7,2,4,math.inf]
alfa_Fi=[0.04646,0.04088,0.03678,0.03366,0.03129,0.02937,0.02783,0.02656,0.02385,0.01979,0.01737,0.01473]
beta_Fi=[0.16435,0.14555,0.13250,0.12330,0.11535,0.10970,0.10500,0.10120,0.09295,0.08120,0.07410,0.06700]
cyklus=0
interpolace_Z3=np.zeros(31)
while cyklus < 31:
    interpolace_Z3[cyklus]=np.interp(Z,Fi_Z,Fi_n[cyklus,:])
    cyklus=cyklus+1
if x<=5: Fi=np.interp(X,Fi_X,interpolace_Z3)
else: Fi=np.interp(Z,Fi_Z,alfa_Fi)*(-1)*X-np.interp(Z,Fi_Z2,beta_Fi)

#Teplotní roztažnost
gamma=(atm*(Ttm-20)-asm*(Tsm-20))*L
#Hodnota tuhosti kompenzátoru potřebná k výpočtu
J=1
#Efektivní tlak Pe
Pe = J*Kst/(1+J*Kst*Fq)*(xs+2*vt*(1-xs)+2*vs/Kst)*Ps-J*Kst/(1+J*Kst*Fq)*(xt+2*vt*(1-xt)+1/(J*Kst))*Pt+J*
*Kst/(1+J*Kst*Fq)*(Kw/2)*gamma
#součinitel Fm pro výpočet ohybového napětí
Fm=1/(6*H)
#minimální dovozené namáhání mezi trubkovnicí a trubkami
fmin=min(f,ft) #[N/mm2]
#připustné napětí ve spoji trubky s trubkovnicí
ftj=0.5*fmin*min((ltx/dt),1.6) #[N/mm2]
#Eulerovo kritické napětí pro trubky
sigtcr=(math.pi*math.pi*Et)/(ltbk*ltbk)*(dt*dt+pow(dt-2*et,2))/16
#součinitel tlakového efektu na trubky
sigtp=(Ps*dt*dt-Pt*pow(dt-2*et,2))/(dt*dt-pow(dt-2*et,2))
#součinitel imperfekce trubek
bo=0.206*pow(sigtcr/Rpt,1/2)*(1-0.2*pow(sigtcr/Rpt,1/2))
#připustné napětí trubek ve vzpěru
ftbk=(1/x)*(x*sigtp+(Rpt-abs(x*sigtp))/pow(1+pow(((1+bo)*Rpt-abs(x*sigtp))/sigtcr,2),1/2))
#střední hodnoty obvodového a radiálního napětí v trubkách
sigtteta=(Pt*(dt-2*et)-Ps*dt)/(2*et)
sigtr=-(Pt+Ps)/2
#Koeficient podmínek zatěžování
K=1
#Připustné napětí pláště při boulení
fsbk=K*(es*Es)/(4*(Ds+es))
sigmasteta=Ps*Ds/(2*es)
sigmasr=-Ps/2
#Efektivní délka trubkovnice
l1=Hinf*((2/(X*Z)*Fqinf)+(1-(1-vstar)/(X*Z)))

```


Pevnostní výpočet v programovacím jazyce Python

```
#13.5.5 - Výpočet trubkovnice
#Ohybové napětí
sigma=(1.5*Fm/mystar)*pow((De/(ea-hgstar)),2)*Pe
#Smykové napětí
tau= (1/(4*my))*(Do/ea)*Pe

#13.5.6 - Výpočet trubek
#Axiální membránové napětí
sigmato=1/(xt-xs)*((Ps*xs-Pt*xt)-Pe*Fq)
sigmati=1/(xt-xs)*((Ps*xs-Pt*xt)-Pe*Fi)
#Ekvivalentní napětí
sigmateq=max(abs(sigmati-sigteteta),abs(sigmati-sigtr),abs(sigteteta-sigtr),abs(sigmato-sigteteta),abs(sigmato-sigtr))

#13.5.7 - Výpočet pláště
#Axiální membránové napětí
sigmasm = pow(Ds,2)/(4*es*(Ds+es))*(Pt+Pe)
#Ekvivalentní napětí
sigmaseq=max(abs(sigmasm-sigmasteta),abs(sigmasm-sigmasr),abs(sigmasteta-sigmasr))

# - Výpočet pláště v místě spojení s trubkovicí
#Axiální ohybové napětí
sigmasb=ks/(ks+kc)*1/l1*pow(De/(2*es),2)*Pe
#Ekvivalentní napětí
sigmaseq1=max(abs(sigmasm-sigmasb+Ps),abs(sigmasm+sigmasb))

#Podmínky ukončení cyklu
#Trubkovnice - Ohybové napětí
if abs(sigma)<=(2.25*f) : rep=rep+1
else : print('1-Ohybove trubkovnice')

#Trubkovnice - Smykové napětí
if abs(tau)<(0.8*f) : rep=rep+1
else : print('2-Tecne trubkovnice')

#Trubky - Axiální membránové napětí
if (abs(sigmato) <= ftj) and (abs(sigmati) <= ftj) : rep=rep+1
else : print('3-Ohybove trubky')

if sigmato < 0 :
    if (abs(sigmato) <= ftbk) : rep=rep+1
    else : print('4-Ohybove trubky vzpěr')
else : rep=rep+1

if sigmati < 0 :
    if (abs(sigmati) <= ftbk): rep=rep+1
    else : print('5-Ohybove trubky')
else : rep=rep+1

#Trubky - Ekvivalentní napětí
if sigmateq <= (1.5*ft) : rep=rep+1
else : print('6-Ekvivalentni trubky')

#Plášť - Axiální membránové napětí
if sigmasm < 0:
    if abs(sigmasm)<= fsbk : rep=rep+1
    else : print('7-Axialni membranove trubky')
else : rep=rep+1

#Plášť - Ekvivalentní napětí
if sigmaseq <= (1.5*fs) : rep=rep+1
else : print('8-Ekvivalentni plast')

#Plášť v místě spojení s trubkovicí - Ekvivalentní napětí
if sigmaseq1 <= (3*fs) : rep=rep+1
else : print('9-Ekvivalentni plast v blizkosti trubkovnice')

if rep==9 : print('všechny podmínky jsou splněny')
else : rep=0; ea=ea+presnost;

#konec cyklu

#Vyhodnocení:
print('Minimální tloušťka trubkovnice je: ',ea+ct+cs)
```

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

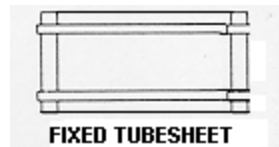
INPUT DATA

COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION

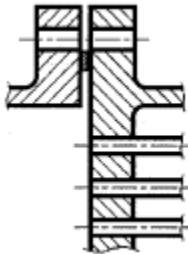
Attachment: S1.1 Cylindrical Shell Main Shell
Location: Along z-axis zo= 0

GENERAL DESIGN DATA

Alternative Method for Design of Heat Exchanger Tubesheets to Annex J: NO



Type of Heat Exchanger: 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers



Configuration Type:

b Tubesheet integral with shell and gasketed with channel(extended flange)

Material Design Temperatures:

Select material design temperatures from the process card.

Ttubesheet= 110, Tshell= 110, Ttube= 110, Tchannel= 65.56(all values in °C)

LOAD CASES (LC)

Table LOAD CASES:

Description	ID	=LC1=	=LC2=	=LC3=	=LC4=	=LC5=	=LC6=	=LC7=
Shell-Side Pressure (MPa)	Ps	0	2.1374	2.1374	0	0	2.1374	2.1374
Tube-Side Pressure (MPa)	Pt	2.1374	0	2.1374	0	2.1374	0	2.1374
Shell-Side Corr.Allow.(mm)	cs	3	3	3	3	3	3	3
Tube-Side Corr.Allow. (mm)	ct	3	3	3	3	3	3	3
Allowable Stress M Factor	Mf	1	1	1	1	1	1	1
Thermal Stress Factor	MdT	0	0	0	1	1	1	1
Mean Shell Temperature(°C)	Tsm	NA	NA	NA	63.24	63.24	63.24	63.24
Mean Tube Temperature (°C)	Ttm	NA	NA	NA	26.32	26.32	26.32	26.32

=LC1=: =LC1=

=LC2=: =LC2=

=LC3=: =LC3=

=LC4=: =LC4=

=LC5=: =LC5=

=LC6=: =LC6=

=LC7=: =LC7=

DATA FOR TUBESHEET

EN 10028-3:2017, 1.0565 P355NH plate and strip, HT:N THK<=40mm 110'C
Rm=490 Rp=345 Rpt=309.4 f=206.27 f20=230 ftest=328.57 E=205338(N/mm²) ro=7.85

NOTE: ALLOWABLE STRESSES HAS BEEN BASED ON THE ALTERNATIVE ROUTE.

OUTSIDE DIAMETER OF TUBESHEET.....:A 340.00 mm

NOMINAL THICKNESS OF TUBESHEET (uncorroded).....:en 18.00 mm

ELASTIC MODULUS OF TUBESHEET at design temp.....:E 2,0854E05 N/mm²

POISSON'S RATIO FOR TUBESHEET MATERIAL.....:v 0.3000

Include a local reduction of thickness at the periphery of the tubesheet for a gasket/relief groove.: NO

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

DATA FOR TUBES AND TUBES LAYOUT

Tube Layout: Triangular Pattern
EN 10216-3:2013, 1.0565 P355NH seamless tube, HT:N THK<=20mm 110'C
Rm=490 Rp=355 Rpt=300 ft=200 f20=204.17 ftest=338.1 E=205338(N/mm2) ro=7.85
NOTE: ALLOWABLE STRESSES HAS BEEN BASED ON THE ALTERNATIVE ROUTE.
ELASTIC MODULUS OF TUBES at tube design temp.....:Et 2,0854E05 N/mm2
NOMINAL OUTSIDE DIAMETER OF TUBES.....:dt 25.40 mm
TUBE SIZE & COMMENT:
NOMINAL THICKNESS OF TUBES.....:et 2.9000 mm
TUBE PITCH (Spacing between centers).....:p 33.00 mm
DIAMETER OF TUBEHOLE IN TUBESHEET.....:dh 25.70 mm
DIAMETER OF OUTER TUBE LIMIT CIRCLE.....:Do 242.00 mm
NUMBER OF TUBEHOLES IN TUBESHEET.....:Nt 42.00 piec
TOTAL UNPERFORATED AREA OF TUBESHEET (Fig.13.7.3-5)...:S 0.00 mm2
EFFECTIVE DEPTH OF TUBE-SIDE PASS PARTITION GROOVE...:hg' 0.00 mm
Determine thermal expansion coefficients based material categories in Figure O-2.: NO
THERMAL EXPANSION COEF.OF TUBES at mean tube metal temp.:atm1,1645E-05 mm/mmC
POISSON'S RATIO FOR TUBE MATERIAL.....:vt 0.3000

DATA RELATED TO BUCKLING OF TUBES

Baffle Plates: Buckling Length Specified by User
TUBE LENGTH BETWEEN INNER FACES OF TUBESHEETS.....:L 1964.00 mm
BUCKLING LENGTH (Fig.13.9.3-1).....:Itbk 571.08 mm

DATA FOR TUBE TO TUBESHEET JOINT

Tube to Tubesheet Joint: Expanded with Plain Holes
EXPANDED LENGTH OF TUBES IN TUBESHEET(0<=Itx<=en)...:Itx 18.00 mm

SHELL DATA

EN 10028-3:2017, 1.0565 P355NH plate and strip, HT:N THK<=16mm 110'C
Rm=490 Rp=355 Rpt=318.2 fs=212.13 f20=236.67 ftest=338.1 E=205338(N/mm2) ro=7.85
NOTE: ALLOWABLE STRESSES HAS BEEN BASED ON THE ALTERNATIVE ROUTE.
INSIDE DIAMETER OF SHELL(corroded).....:Ds 260.00 mm
THICKNESS OF SHELL (uncorroded).....:es 8.0000 mm
ELASTIC MODULUS OF SHELL MATERIAL at shell design temp:Es 2,0854E05 N/mm2
POISSON'S RATIO FOR SHELL MATERIAL.....:vs 0.3000
THERMAL EXPANSION COEF.OF SHELL at mean shell metal temp.:asm1,1645E-05 mm/mmC

DATA FOR SHELL ADJACENT TO TUBESHEET

Shell Adjacent to Tubesheet:
Similar Shell Thickness and Material Adjacent to Tubesheet

CHANNEL DATA

EN 10028-3:2017, 1.0565 P355NH plate and strip, HT:N THK<=16mm 110'C
Rm=490 Rp=355 Rpt=318.2 fc=212.13 f20=236.67 ftest=338.1 E=205338(N/mm2) ro=7.85
NOTE: ALLOWABLE STRESSES HAS BEEN BASED ON THE ALTERNATIVE ROUTE.
INSIDE DIAMETER OF CHANNEL(corroded).....:Dc 260.00 mm
THICKNESS OF CHANNEL (uncorroded).....:ec 8.0000 mm
ELASTIC MODULUS OF CHANNEL at channel design temp...:Ec 2,0854E05 N/mm2
POISSON'S RATIO FOR CHANNEL MATERIAL.....:vc 0.3000

FLANGE DATA

Include Flange Calculation for Flanged Extension of Tubesheet: NO
Gasket Type for Flange: Narrow Face Gasket
DIAMETER OF CHANNEL GASKET LOAD REACTION.....:Gc 260.00 mm

DATA FOR EXPANSION BELLOW

Expansion Bellow: Fixed Tubesheet Excluding Expansion Bellow

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

CALCULATION DATA

LOAD CASE : =LC1==LC1=

PRELIMINARY CALCULATIONS

Tubesheet Analysis Thickness ea

$$ea = en - ct - cs = 18 - 3 - 3 = 12.00 \text{ mm}$$

13.7.6 Determination of the Basic Ligament Efficiency (my) for Shear

$$my = (p - dt) / p \text{ (13.7.6-1)} = (33 - 25.4) / 33 = 0.2303$$

13.7.7 Determination of the Effective Ligament Efficiency (Mystar) for Bending

Tube Expansion Depth Ratio

$$ro = Itx / ea \text{ (13.7.7-3)} = 18 / 12 = 1.0000$$

Effective Tube Hole Diameter (dstar)

$$dstar = \text{MAX}(dt - 2 * et * (Et / E) * (ft / f) * ro, dt - 2 * et) \text{ (13.7.7-2)}$$

$$= \text{MAX}(25.4 - 2 * 2.9 * (2.0854E05 / 2.0854E05) * (200 / 206.27) * 1, 25.4 - 2 * 2.9) = 19.78 \text{ mm}$$

Effective Pitch Diameter (pstar)

$$pstar = p / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(S, 4 * Do * p) / (\text{PI} * Do^2)) \text{ (13.7.7-4)}$$

$$= 33 / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(0, 4 * 242 * 33) / (3.14 * 242^2)) = 33.00 \text{ mm}$$

$$\text{Mystar} = (pstar - dstar) / pstar \text{ (13.7.7-1)} = (33 - 19.78) / 33 = 0.4007$$

13.7.8 Determination of the Effective Elastic Constants Estar and vstar

Estar/E from figure 13.7.8-1a) = 0.4917 (e/p=0.36)

$$\text{Estar} = \text{Estar} * E = 0.4917 * 2.0854E05 = 1,0254E05 \text{ N/mm}^2$$

vstar from figure 13.7.8-1b) = 0.2174 (e/p=0.36)

13.7.9 Determination of the Effective Bending Rigidity of the Tubesheet Dstar

$$\text{Dstar} = (\text{Estar} * ea^3) / (12 * (1 - vstar^2)) \text{ (13.7.9-1)}$$

$$= (1.0254E05 * 12^3) / (12 * (1 - 0.2174^2)) = 1,5498E07 \text{ Nmm}$$

13.8 Maximum Permissible Tube to Tubesheet Joint Stress

$$fmin = \text{MIN}(f, ft) \text{ (13.8.2-1)} = \text{MIN}(206.27, 200) = 200.00 \text{ N/mm}^2$$

$$ftj = 0.5 * fmin * \text{MIN}(Itx / dt, 1.6) \text{ (13.8.3-2)}$$

$$= 0.5 * 200 * \text{MIN}(18 / 25.4, 1.6) = 70.87 \text{ N/mm}^2$$

13.9 Maximum Permissible Longitudinal Compressive Stress for Tubes

$$\text{Sigtp} = (\text{Ps} * dt^2 - \text{Pt} * (dt - 2 * et)^2) / (dt^2 - (dt - 2 * et)^2) \text{ (13.9.3-5)}$$

$$= (0 * 25.4^2 - 2.1374 * (25.4 - 2 * 2.9)^2) / (25.4^2 - (25.4 - 2 * 2.9)^2) = -3.15 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Sigtcr} = \text{PI}^2 * Et / \text{Itbk}^2 * (dt^2 + (dt - 2 * et)^2) / 16 \text{ (13.9.3-6)}$$

$$= 3.14^2 * 2.0854E05 / 571.08^2 * (25.4^2 + (25.4 - 2 * 2.9)^2) / 16 = 406.01 \text{ N/mm}^2$$

$$bo = 0.206 * \text{Sqr}(\text{Sigtcr} / \text{Rpt}) * (1 - 0.2 * \text{Sqr}(\text{Sigtcr} / \text{Rpt})) \text{ (13.9.3-3)}$$

$$= 0.206 * \text{Sqr}(406.01 / 300) * (1 - 0.2 * \text{Sqr}(406.01 / 300)) = 0.1839$$

$$\text{ftbk} = (x * \text{Sigtp} + (\text{Rpt} - \text{Abs}(x * \text{Sigtp})) / \text{Sqr}(1 + ((1 + bo) * \text{Rpt} -$$

$$\text{Abs}(x * \text{Sigtp})) / \text{Sigtcr})^2) / x \text{ (13.9.3-7)}$$

$$= (1.1 * -3.15 + (300 - \text{Abs}(1.1 * -3.15)) / \text{Sqr}(1 + ((1 + 0.1839) * 300 - \text{Abs}(1.1 * -3.15))) / 406$$

$$.01)^2) / 1.1 = 200.61 \text{ N/mm}^2$$

Effective Tubesheet Diameter De

$$De = (Ds + Gc) / 2 \text{ (13.5.4-2)} = (260 + 260) / 2 = 260.00 \text{ mm}$$

Tubesheet Drilling Coefficients

$$xs = 1 - Nt * (dt / De)^2 \text{ (13.5.4-5)} = 1 - 42 * (25.4 / 260)^2 = 0.5992$$

$$xt = 1 - Nt * ((dt - 2 * et) / De)^2 \text{ (13.5.4-6)}$$

$$= 1 - 42 * ((25.4 - 2 * 2.9) / 260)^2 = 0.7613$$

Axial Rigidities

$$Kt = \text{PI} * et * (dt - et) * Et / L \text{ (13.5.4-7)}$$

$$= 3.14 * 2.9 * (25.4 - 2.9) * 2.0854E05 / 1964 = 21766.28 \text{ N/mm}$$

$$Ks = \text{PI} * es * (Ds + es) * Es / L \text{ (13.5.4-8)}$$

$$= 3.14 * 5 * (260 + 5) * 2.0854E05 / 1964 = 4,42E05 \text{ N/mm}$$

$$\text{Kst} = Ks / (Nt * Kt) \text{ (13.5.4-9)} = 4.42E05 / (42 * 21766.28) = 0.4835$$

$$\text{Kw} = 8 * Nt * Kt / (\text{PI} * De^2) \text{ (13.5.4-10)}$$

$$= 8 * 42 * 21766.28 / (3.14 * 260^2) = 34.44 \text{ N/mm}^3$$

Tube Bundle to Tubesheet Rigidity Ratio

$$X = (\text{Kw} / \text{Dstar})^0.25 * De / 2 \text{ (13.5.4-12)}$$

$$= (34.44 / 1.5498E07)^0.25 * 260 / 2 = 5.0191$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Bending Rigidity for Shell

$$k_s = 2 * E_s * (e_s)^{2.5} / ((12 * (1 - \nu_s^2))^{0.75} * (D_s + e_s)^{0.5}) \quad (13.5.4-13)$$

$$= 2 * 2.0854E05 * (5)^{2.5} / ((12 * (1 - 0.3^2))^{0.75} * (260 + 5)^{0.5}) = 2,3843E05 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Edge Restraint Factor Due to Shell and Channel

$$Z = (k_s + k_c) / (K_w \wedge 0.25 * D_{star} \wedge 0.75) \quad (13.5.4-17)$$

$$= (2.3843E05 + 0) / (34.44 \wedge 0.25 * 1.5498E07 \wedge 0.75) = 0.3985$$

$$F_q \text{ (from figure 13.5.4-1)} = 3.1771$$

$$H \text{ (from figure 13.5.5-1)} = 5.0698$$

$$F_i \text{ (from figure 13.5.6-1)} = -0.5048$$

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

$$\Gamma = (atm * (T_{tm} - 20) - a_{sm} * (T_{sm} - 20)) * L * M_d T \quad (13.5.4-19)$$

$$= (1.1645E-05 * (0 - 20) - 1.1645E-05 * (0 - 20)) * 1964 * 0 = 0.00 \text{ mm}$$

$$T_{mp1} = J * K_{st} / (1 + J * K_{st} * F_q)$$

$$= 1 * 0.4835 / (1 + 1 * 0.4835 * 3.18) = 0.1906$$

$$T_{mp2} = x_s + 2 * \nu_t * (1 - x_s) + 2 * \nu_s / K_{st}$$

$$= 0.5992 + 2 * 0.3 * (1 - 0.5992) + 2 * 0.3 / 0.4835 = 2.0806$$

$$T_{mp3} = x_t + 2 * \nu_t * (1 - x_t) + 1 / (J * K_{st})$$

$$= 0.7613 + 2 * 0.3 * (1 - 0.7613) + 1 / (1 * 0.4835) = 2.9728$$

$$P_e = T_{mp1} * (T_{mp2} - T_{mp4}) * P_s - T_{mp1} * T_{mp3} * P_t + T_{mp1} * K_w / 2 * \Gamma$$

$$= 0.1906 * (2.08 - 0) * 0 - 0.1906 * 2.97 * 2.1374 + 0.1906 * 34.44 / 2 * 0 = -1.21 \text{ MPa}$$

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$F_m = 1 / (6 * H) \quad (13.5.5-2) = 1 / (6 * 5.07) = 0.0329$$

$$\Sigma = 1.5 * F_m / M_{y_{star}} * (D_e / (e_a - h_g'))^2 * P_e \quad (13.5.5-1)$$

$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * -1.21 = -69.98 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=69.98 <= 1.5 * f=309.41[N/mm2] (13.5.5-3)

22.6%

OK

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\tau = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e \quad (13.5.5-7)$$

$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -1.21 = -26.52 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=26.52 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)

16.0%

OK

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\Sigma_{to} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-1)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -1.21 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 13.70 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigto=13.7 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)

19.3%

OK

For the inner most tube

$$\Sigma_{ti} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_i) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-2)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -1.21 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -13.81 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=13.81 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)

19.4%

OK

Tube Buckling Stress Sigti=13.81 <= f_{bk}=200.61[N/mm2] (13.5.6-6)

6.8%

OK

13.5.6.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in tube

$$\Sigma_{tt\eta} = (P_t * (d_t - 2 * e_t) - P_s * d_t) / (2 * e_t) \quad (13.5.6-8)$$

$$= (2.1374 * (25.4 - 2 * 2.9) - 0 * 25.4) / (2 * 2.9) = 7.2229 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in tube

$$\Sigma_{tr} = - (P_t + P_s) / 2 \quad (13.5.6-9) = -(2.1374 + 0) / 2 = -1.07 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\Sigma_{teq} = \text{MAX}(\Sigma_{ti} - \Sigma_{tt\eta}, \Sigma_{ti} - \Sigma_{tr}, \Sigma_{tt\eta} - \Sigma_{tr}, \Sigma_{to} - \Sigma_{tt\eta}, \Sigma_{to} - \Sigma_{tr}) \quad (13.5.6-7)$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

$$=MAX(-13.81-7.22, -13.81--1.07, 7.22--1.07, 13.7-7.22, 13.7--1.07)= 21.03 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=21.03 <= ft=200[N/mm2] (13.5.6-10)	10.5%	OK
---	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = Ds^2 * (Pt + Pe) / (4 * es * (Ds + es)) \quad (13.5.7-1)$$

$$=260^2 * (2.1374+-1.21) / (4 * 5 * (260+5)) = 11.81 \text{ N/mm}^2$$

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in shell

$$\text{Sigsteta} = Ps * Ds / (2 * es) \quad (13.5.7-5) = 0 * 260 / (2 * 5) = 0.00 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in shell

$$\text{Sigsr} = -Ps / 2 \quad (13.5.7-6) = -0 / 2 = 0.00 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = MAX(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigsr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigsr}) \quad (13.5.7-4)$$

$$=MAX(11.81-0, 11.81-0, 0-0) = 11.81 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=11.81 <= fs=212.13[N/mm2] (13.5.7-7)	5.5%	OK
--	------	----

$$I1 = \text{Hinf}(2 * Fqinf / (X * Z) + (1 - (1 - vstar) / (X * Z)))$$

$$=2.37 * (2 * 2.04 / (5.02 * 0.3985) + (1 - (1 - 0.2174) / (5.02 * 0.3985))) = 6.2629$$

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Axial bending stress in shell

$$\text{Sigsb} = ks / (ks + kc) * (De / (2 * es))^2 * Pe / I1 \quad (13.5.7-9)$$

$$=2.3843E05 / (2.3843E05 + 0) * (260 / (2 * 5))^2 * -1.21 / 6.26 = -130.75 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = MAX(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + Ps, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$=MAX(11.81--130.75+0, 11.81+-130.75) = 142.56 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=142.56 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	22.4%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC2==LC2=

PRELIMINARY CALCULATIONS

Tubesheet Analysis Thickness ea

$$ea = en - ct - cs = 18 - 3 - 3 = 12.00 \text{ mm}$$

13.7.6 Determination of the Basic Ligament Efficiency (my) for Shear

$$my = (p - dt) / p \quad (13.7.6-1) = (33 - 25.4) / 33 = 0.2303$$

13.7.7 Determination of the Effective Ligament Efficiency (Mystar) for Bending

Tube Expansion Depth Ratio

$$ro = Itx / ea \quad (13.7.7-3) = 18 / 12 = 1.0000$$

Effective Tube Hole Diameter (dstar)

$$\text{dstar} = MAX(dt - 2 * et * (Et / E) * (ft / f) * ro, dt - 2 * et) \quad (13.7.7-2)$$

$$=MAX(25.4 - 2 * 2.9 * (2.0854E05 / 2.0854E05) * (200 / 206.27) * 1, 25.4 - 2 * 2.9) = 19.78 \text{ mm}$$

Effective Pitch Diameter (pstar)

$$\text{pstar} = p / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(S, 4 * Do * p) / (\text{PI} * Do^2)) \quad (13.7.7-4)$$

$$=33 / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(0, 4 * 242 * 33) / (3.14 * 242^2)) = 33.00 \text{ mm}$$

$$\text{Mystar} = (\text{pstar} - \text{dstar}) / \text{pstar} \quad (13.7.7-1) = (33 - 19.78) / 33 = 0.4007$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.7.8 Determination of the Effective Elastic Constants Estar and vstar

Estar/E from figure 13.7.8-1a) = 0.4917(e/p=0.36)
 Estar = Estar * E = 0.4917*2.0854E05 = 1,0254E05 N/mm2
 vstar from figure 13.7.8-1b) = 0.2174(e/p=0.36)

13.7.9 Determination of the Effective Bending Rigidity of the Tubesheet Dstar

Dstar = (Estar * ea ^ 3) / (12 * (1 - vstar ^ 2)) (13.7.9-1)
 = (1.0254E05*12^3)/(12*(1-0.2174^2)) = 1,5498E07 Nmm

13.8 Maximum Permissible Tube to Tubesheet Joint Stress

fmin = MIN(f , ft) (13.8.2-1) = MIN(206.27,200) = 200.00 N/mm2
 ftj = 0.5 * fmin * MIN(Itx / dt, 1.6) (13.8.3-2)
 = 0.5*200*MIN(18/25.4,1.6) = 70.87 N/mm2

13.9 Maximum Permissible Longitudinal Compressive Stress for Tubes

Sigt_p = (Ps*dt^2-Pt*(dt-2*et)^2)/(dt^2-(dt-2*et)^2) (13.9.3-5)
 = (2.1374*25.4^2-0*(25.4-2*2.9)^2)/(25.4^2-(25.4-2*2.9)^2) = 5.2834 N/mm2
 Sig_{tcr} = PI^2*Et/Itbk^2*(dt^2+(dt-2*et)^2)/16 (13.9.3-6)
 = 3.14^2*2.0854E05/571.08^2*(25.4^2+(25.4-2*2.9)^2)/16 = 406.01 N/mm2
 bo = 0.206*Sqr(Sig_{tcr}/Rpt)*(1-0.2*Sqr(Sig_{tcr}/Rpt)) (13.9.3-3)
 = 0.206*Sqr(406.01/300)*(1-0.2*Sqr(406.01/300)) = 0.1839
 ftbk = (x*Sigt_p+(Rpt-Abs(x*Sigt_p))/Sqr(1+((1+bo)*Rpt-
 Abs(x*Sigt_p))/Sig_{tcr}^2))/x (13.9.3-7)
 = (1.1*5.28+(300-Abs(1.1*5.28))/Sqr(1+((1+0.1839)*300-Abs(1.1*5.28))/406.01
 ^2))/1.1 = 208.01 N/mm2

Effective Tubesheet Diameter De

De = (Ds + Gc) / 2 (13.5.4-2) = (260+260)/2 = 260.00 mm

Tubesheet Drilling Coefficients

xs = 1 - Nt * (dt / De) ^ 2 (13.5.4-5) = 1-42*(25.4/260)^2 = 0.5992
 xt = 1 - Nt * ((dt - 2 * et) / De) ^ 2 (13.5.4-6)
 = 1-42*((25.4-2*2.9)/260)^2 = 0.7613

Axial Rigidities

Kt = PI * et * (dt - et) * Et / L (13.5.4-7)
 = 3.14*2.9*(25.4-2.9)*2.0854E05/1964 = 21766.28 N/mm

Ks = PI * es * (Ds + es) * Es / L (13.5.4-8)
 = 3.14*5*(260+5)*2.0854E05/1964 = 4,42E05 N/mm

Kst = Ks / (Nt * Kt) (13.5.4-9) = 4.42E05/(42*21766.28) = 0.4835
 Kw = 8 * Nt * Kt / (PI * De ^ 2) (13.5.4-10)
 = 8*42*21766.28/(3.14*260^2) = 34.44 N/mm3

Tube Bundle to Tubesheet Rigidity Ratio

X = (Kw / Dstar) ^ 0.25 * De / 2 (13.5.4-12)
 = (34.44/1.5498E07)^0.25*260/2 = 5.0191

Bending Rigidity for Shell

ks = 2*Es*(es)^2.5/((12*(1-vs^2))^0.75*(Ds+es)^0.5) (13.5.4-13)
 = 2*2.0854E05*(5)^2.5/((12*(1-0.3^2))^0.75*(260+5)^0.5) = 2,3843E05 N/mm2

Tubesheet Edge Restraint Factor Due to Shell and Channel

Z = (ks + kc) / (Kw ^ 0.25 * Dstar ^ 0.75) (13.5.4-17)
 = (2.3843E05+0)/(34.44^0.25*1.5498E07^0.75) = 0.3985

Fq (from figure 13.5.4-1) = 3.1771

H (from figure 13.5.5-1) = 5.0698

Fi (from figure 13.5.6-1) = -0.5048

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

Gamma = (atm * (Ttm - 20) - asm * (Tsm - 20)) * L * MdT (13.5.4-19)
 = (1.1645E-05*(0-20)-1.1645E-05*(0-20))*1964*0 = 0.00 mm

Tmp1 = J * Kst / (1 + J * Kst * Fq)
 = 1*0.4835/(1+1*0.4835*3.18) = 0.1906

Tmp2 = xs + 2 * vt * (1 - xs) + 2 * vs / Kst
 = 0.5992+2*0.3*(1-0.5992)+2*0.3/0.4835 = 2.0806

Tmp3 = xt + 2 * vt * (1 - xt) + 1 / (J * Kst)
 = 0.7613+2*0.3*(1-0.7613)+1/(1*0.4835) = 2.9728

Pe = Tmp1*(Tmp2-Tmp4)*Ps-Tmp1*Tmp3*Pt+Tmp1*Kw/2*Gamma
 = 0.1906*(2.08-0)*2.1374-0.1906*2.97*0+0.1906*34.44/2*0 = 0.8478 MPa

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$F_m = 1 / (6 * H) (13.5.5-2) = 1 / (6 * 5.07) = 0.0329$$

$$\text{Sigma} = 1.5 * F_m / \text{Mystar} * (D_e / (e_a - h_g'))^2 * P_e (13.5.5-1)$$

$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * 0.8478 = 48.98 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=48.98 <= 1.5 * f=309.41[N/mm2] (13.5.5-3)	15.8%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e (13.5.5-7)$$

$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * 0.8478 = 18.56 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=18.56 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	11.2%	OK
--	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) (13.5.6-1)$$

$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - 0.8478 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = -8.71 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigto=8.71 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	12.2%	OK
---	-------	----

Tube Buckling Stress Sigto=8.71 <= ftk=208.01[N/mm2] (13.5.6-5)	4.1%	OK
---	------	----

For the inner most tube

$$\text{Sigti} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_i) / (x_t - x_s) (13.5.6-2)$$

$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - 0.8478 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = 10.54 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=10.54 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	14.8%	OK
--	-------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in tube

$$\text{Sigtteta} = (P_t * (d_t - 2 * e_t) - P_s * d_t) / (2 * e_t) (13.5.6-8)$$

$$= (0 * (25.4 - 2 * 2.9) - 2.1374 * 25.4) / (2 * 2.9) = -9.36 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in tube

$$\text{Sigtr} = - (P_t + P_s) / 2 (13.5.6-9) = -(0 + 2.1374) / 2 = -1.07 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(10.54 - -9.36, 10.54 - -1.07, -9.36 - -1.07, -8.71 - -9.36, -8.71 - -1.07) = 19.90 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=19.9 <= ft=200[N/mm2] (13.5.6-10)	9.9%	OK
---	------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = D_s^2 * (P_t + P_e) / (4 * e_s * (D_s + e_s)) (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 * (0 + 0.8478) / (4 * 5 * (260 + 5)) = 10.81 \text{ N/mm}^2$$

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in shell

$$\text{Sigsteta} = P_s * D_s / (2 * e_s) (13.5.7-5) = 2.1374 * 260 / (2 * 5) = 55.57 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in shell

$$\text{Sigstr} = - P_s / 2 (13.5.7-6) = -2.1374 / 2 = -1.07 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigstr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigstr}) (13.5.7-4)$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

=MAX(10.81-55.57,10.81--1.07,55.57--1.07)= 56.64 N/mm2

Equivalent Shell Stress Sigseq=56.64 <= fs=212.13[N/mm2] (13.5.7-7)	26.7%	OK
--	-------	----

$I1 = Hinf*(2*Fqinf/(X*Z)+(1-(1-vstar)/(X*Z)))$
 $=2.37*(2*2.04/(5.02*0.3985)+(1-(1-0.2174)/(5.02*0.3985)))= 6.2629$

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Axial bending stress in shell

$Sigsb = ks / (ks + kc) * (De / (2 * es)) ^ 2 * Pe / I1$ (13.5.7-9)

$=2.3843E05/(2.3843E05+0)*(260/(2*5))^2*0.8478/6.26= 91.51 N/mm2$

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$Sigseq1 = MAX(Sigsm - Sigsb + Ps, Sigsm + Sigsb)$ (13.5.7-11)

=MAX(10.81-91.51+2.1374,10.81+91.51)= 102.33 N/mm2

Equivalent Shell Stress Sigseq1=102.33 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	16.0%	OK
---	-------	----

LOAD CASE : =LC3==LC3=

PRELIMINARY CALCULATIONS

Tubesheet Analysis Thickness ea

$ea = en - ct - cs =18-3-3= 12.00 mm$

13.7.6 Determination of the Basic Ligament Efficiency (my) for Shear

$my = (p - dt) / p$ (13.7.6-1) $= (33-25.4)/33= 0.2303$

13.7.7 Determination of the Effective Ligament Efficiency (Mystar) for Bending

Tube Expansion Depth Ratio

$ro = Itx / ea$ (13.7.7-3) $=18/12= 1.0000$

Effective Tube Hole Diameter (dstar)

$dstar = MAX(dt-2*et*(Et/E)*(ft/f)*ro, dt-2*et)$ (13.7.7-2)

$=MAX(25.4-2*2.9*(2.0854E05/2.0854E05)*(200/206.27)*1, 25.4-2*2.9)= 19.78 mm$

Effective Pitch Diameter (pstar)

$pstar = p/Sqr(1-4*MIN(S,4*Do*p)/(PI*Do^2))$ (13.7.7-4)

$=33/Sqr(1-4*MIN(0,4*242*33)/(3.14*242^2))= 33.00 mm$

$Mystar = (pstar - dstar) / pstar$ (13.7.7-1) $= (33-19.78)/33= 0.4007$

13.7.8 Determination of the Effective Elastic Constants Estar and vstar

Estar/E from figure 13.7.8-1a) = 0.4917(e/p=0.36)

$Estar = Estar * E =0.4917*2.0854E05= 1,0254E05 N/mm2$

vstar from figure 13.7.8-1b) = 0.2174(e/p=0.36)

13.7.9 Determination of the Effective Bending Rigidity of the Tubesheet Dstar

$Dstar = (Estar * ea ^ 3) / (12 * (1 - vstar ^ 2))$ (13.7.9-1)

$= (1.0254E05*12^3)/(12*(1-0.2174^2))= 1,5498E07 Nmm$

13.8 Maximum Permissible Tube to Tubesheet Joint Stress

$fmin = MIN(f , ft)$ (13.8.2-1) $=MIN(206.27,200)= 200.00 N/mm2$

$ftj = 0.5 * fmin * MIN(Itx / dt, 1.6)$ (13.8.3-2)

$=0.5*200*MIN(18/25.4,1.6)= 70.87 N/mm2$

13.9 Maximum Permissible Longitudinal Compressive Stress for Tubes

$Sigtp = (Ps*dt^2-Pt*(dt-2*et)^2)/(dt^2-(dt-2*et)^2)$ (13.9.3-5)

$= (2.1374*25.4^2-2.1374*(25.4-2*2.9)^2)/(25.4^2-(25.4-2*2.9)^2)= 2.1374 N/mm2$

$Sigtcr = PI^2*Et/Itbk^2*(dt^2+(dt-2*et)^2)/16$ (13.9.3-6)

$=3.14^2*2.0854E05/571.08^2*(25.4^2+(25.4-2*2.9)^2)/16= 406.01 N/mm2$

$bo = 0.206*Sqr(Sigtcr/Rpt)*(1-0.2*Sqr(Sigtcr/Rpt))$ (13.9.3-3)

$=0.206*Sqr(406.01/300)*(1-0.2*Sqr(406.01/300))= 0.1839$

$ftbk = (x*Sigtcp+(Rpt-Abs(x*Sigtcp))/Sqr(1+((1+bo)*Rpt-$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

$$\frac{\text{Abs}(x * \text{Sigtp}) / \text{Sigtr}^2)}{x} (13.9.3-7)$$

$$= (1.1 * 2.1374 + (300 - \text{Abs}(1.1 * 2.1374)) / \text{Sqr}(1 + ((1 + 0.1839) * 300 - \text{Abs}(1.1 * 2.1374)) / 406.01)^2)) / 1.1 = 206.38 \text{ N/mm}^2$$
 Effective Tubesheet Diameter De

$$De = (Ds + Gc) / 2 (13.5.4-2) = (260 + 260) / 2 = 260.00 \text{ mm}$$
 Tubesheet Drilling Coefficients

$$xs = 1 - Nt * (dt / De)^2 (13.5.4-5) = 1 - 42 * (25.4 / 260)^2 = 0.5992$$

$$xt = 1 - Nt * ((dt - 2 * et) / De)^2 (13.5.4-6) = 1 - 42 * ((25.4 - 2 * 2.9) / 260)^2 = 0.7613$$
 Axial Rigidities

$$Kt = \text{PI} * et * (dt - et) * Et / L (13.5.4-7) = 3.14 * 2.9 * (25.4 - 2.9) * 2.0854E05 / 1964 = 21766.28 \text{ N/mm}$$

$$Ks = \text{PI} * es * (Ds + es) * Es / L (13.5.4-8) = 3.14 * 5 * (260 + 5) * 2.0854E05 / 1964 = 4.42E05 \text{ N/mm}$$

$$Kst = Ks / (Nt * Kt) (13.5.4-9) = 4.42E05 / (42 * 21766.28) = 0.4835$$

$$Kw = 8 * Nt * Kt / (\text{PI} * De^2) (13.5.4-10) = 8 * 42 * 21766.28 / (3.14 * 260^2) = 34.44 \text{ N/mm}^3$$
 Tube Bundle to Tubesheet Rigidity Ratio

$$X = (Kw / Dstar)^{0.25} * De / 2 (13.5.4-12) = (34.44 / 1.5498E07)^{0.25} * 260 / 2 = 5.0191$$
 Bending Rigidity for Shell

$$ks = 2 * Es * (es)^{2.5} / ((12 * (1 - \nu_s^2))^{0.75} * (Ds + es)^{0.5}) (13.5.4-13) = 2 * 2.0854E05 * (5)^{2.5} / ((12 * (1 - 0.3^2))^{0.75} * (260 + 5)^{0.5}) = 2,3843E05 \text{ N/mm}^2$$
 Tubesheet Edge Restraint Factor Due to Shell and Channel

$$Z = (ks + kc) / (Kw^{0.25} * Dstar^{0.75}) (13.5.4-17) = (2.3843E05 + 0) / (34.44^{0.25} * 1.5498E07^{0.75}) = 0.3985$$

$$Fq \text{ (from figure 13.5.4-1)} = 3.1771$$

$$H \text{ (from figure 13.5.5-1)} = 5.0698$$

$$Fi \text{ (from figure 13.5.6-1)} = -0.5048$$

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

$$\text{Gamma} = (\text{atm} * (Ttm - 20) - \text{asm} * (Tsm - 20)) * L * \text{MdT} (13.5.4-19) = (1.1645E-05 * (0 - 20) - 1.1645E-05 * (0 - 20)) * 1964 * 0 = 0.00 \text{ mm}$$

$$\text{Tmp1} = J * Kst / (1 + J * Kst * Fq) = 1 * 0.4835 / (1 + 1 * 0.4835 * 3.18) = 0.1906$$

$$\text{Tmp2} = xs + 2 * vt * (1 - xs) + 2 * vs / Kst = 0.5992 + 2 * 0.3 * (1 - 0.5992) + 2 * 0.3 / 0.4835 = 2.0806$$

$$\text{Tmp3} = xt + 2 * vt * (1 - xt) + 1 / (J * Kst) = 0.7613 + 2 * 0.3 * (1 - 0.7613) + 1 / (1 * 0.4835) = 2.9728$$

$$Pe = \text{Tmp1} * (\text{Tmp2} - \text{Tmp4}) * Ps - \text{Tmp1} * \text{Tmp3} * Pt + \text{Tmp1} * Kw / 2 * \text{Gamma} = 0.1906 * (2.08 - 0) * 2.1374 - 0.1906 * 2.97 * 2.1374 + 0.1906 * 34.44 / 2 * 0 = -0.3635 \text{ MPa}$$

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$Fm = 1 / (6 * H) (13.5.5-2) = 1 / (6 * 5.07) = 0.0329$$

$$\text{Sigma} = 1.5 * Fm / \text{Mystar} * (De / (ea - hg'))^2 * Pe (13.5.5-1) = 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * -0.3635 = -21.00 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=21. <= 1.5 * f=309.41[N/mm2] (13.5.5-3)

6.7%

OK

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * Do / (my * ea) * Pe (13.5.5-7) = 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -0.3635 = -7.96 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=7.96 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)

4.8%

OK

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((Ps * xs - Pt * xt) - Pe * Fq) / (xt - xs) (13.5.6-1) = ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - (-0.3635 * 3.18)) / (0.7613 - 0.5992) = 4.9854 \text{ N/mm}^2$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Tube Axial Stress Sigto=4.99 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	7.0%	OK
For the inner most tube $\text{Sigti} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fi}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-2)$ $= ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - 0.3635 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -3.27 \text{ N/mm}^2$		
Tube Axial Stress Sigti=3.27 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	4.6%	OK
Tube Buckling Stress Sigti=3.27 <= ftk=206.38[N/mm2] (13.5.6-6)	1.5%	OK

13.5.6.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in tube

$$\text{Sigtteta} = (\text{Pt} * (\text{dt} - 2 * \text{et}) - \text{Ps} * \text{dt}) / (2 * \text{et}) \quad (13.5.6-8)$$

$$= (2.1374 * (25.4 - 2 * 2.9) - 2.1374 * 25.4) / (2 * 2.9) = -2.14 \text{ N/mm}^2$$
 Mean radial stress in tube

$$\text{Sigtr} = - (\text{Pt} + \text{Ps}) / 2 \quad (13.5.6-9) = -(2.1374 + 2.1374) / 2 = -2.14 \text{ N/mm}^2$$
 Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(-3.27 - -2.14, -3.27 - -2.14, -2.14 - -2.14, 4.99 - -2.14, 4.99 - -2.14) = 7.1228 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=7.12 <= ft=200[N/mm2] (13.5.6-10)	3.5%	OK
---	-------------	-----------

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = \text{Ds}^2 * (\text{Pt} + \text{Pe}) / (4 * \text{es} * (\text{Ds} + \text{es})) \quad (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 * (2.1374 + -0.3635) / (4 * 5 * (260 + 5)) = 22.62 \text{ N/mm}^2$$

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in shell

$$\text{Sigsteta} = \text{Ps} * \text{Ds} / (2 * \text{es}) \quad (13.5.7-5) = 2.1374 * 260 / (2 * 5) = 55.57 \text{ N/mm}^2$$
 Mean radial stress in shell

$$\text{Sigstr} = - \text{Ps} / 2 \quad (13.5.7-6) = -2.1374 / 2 = -1.07 \text{ N/mm}^2$$
 Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigstr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigstr}) \quad (13.5.7-4)$$

$$= \text{MAX}(22.62 - 55.57, 22.62 - -1.07, 55.57 - -1.07) = 56.64 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=56.64 <= fs=212.13[N/mm2] (13.5.7-7)	26.7%	OK
---	--------------	-----------

$$\text{I1} = \text{Hinf} * (2 * \text{Fqinf} / (\text{X} * \text{Z}) + (1 - (1 - \text{vstar}) / (\text{X} * \text{Z})))$$

$$= 2.37 * (2 * 2.04 / (5.02 * 0.3985) + (1 - (1 - 0.2174) / (5.02 * 0.3985))) = 6.2629$$

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Axial bending stress in shell

$$\text{Sigsb} = \text{ks} / (\text{ks} + \text{kc}) * (\text{De} / (2 * \text{es}))^2 * \text{Pe} / \text{I1} \quad (13.5.7-9)$$

$$= 2.3843\text{E}05 / (2.3843\text{E}05 + 0) * (260 / (2 * 5))^2 * -0.3635 / 6.26 = -39.24 \text{ N/mm}^2$$
 Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + \text{Ps}, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$= \text{MAX}(22.62 - -39.24 + 2.1374, 22.62 + -39.24) = 64.00 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=64. <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	10.0%	OK
---	--------------	-----------

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers
T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

LOAD CASE : =LC4==LC4=

PRELIMINARY CALCULATIONS

Tube sheet Analysis Thickness ea
ea = en - ct - cs =18-3-3= 12.00 mm

13.7.6 Determination of the Basic Ligament Efficiency (my) for Shear

my = (p - dt) / p (13.7.6-1) = (33-25.4)/33= 0.2303

13.7.7 Determination of the Effective Ligament Efficiency (Mystar) for Bending

Tube Expansion Depth Ratio
ro = Itx / ea (13.7.7-3) =18/12= 1.0000
Effective Tube Hole Diameter (dstar)
dstar = MAX(dt-2*et*(Et/E)*(ft/f)*ro, dt-2*et) (13.7.7-2)
=MAX(25.4-2*2.9*(2.0854E05/2.0854E05)*(200/206.27)*1, 25.4-2*2.9)= 19.78 mm
Effective Pitch Diameter (pstar)
pstar = p/Sqr(1-4*MIN(S, 4*Do*p)/(PI*Do^2)) (13.7.7-4)
=33/Sqr(1-4*MIN(0, 4*242*33)/(3.14*242^2))= 33.00 mm
Mystar = (pstar - dstar) / pstar (13.7.7-1) = (33-19.78)/33= 0.4007

13.7.8 Determination of the Effective Elastic Constants Estar and vstar

Estar/E from figure 13.7.8-1a) = 0.4917(e/p=0.36)
Estar = Estar * E =0.4917*2.0854E05= 1,0254E05 N/mm2
vstar from figure 13.7.8-1b) = 0.2174(e/p=0.36)

13.7.9 Determination of the Effective Bending Rigidity of the Tubesheet Dstar

Dstar = (Estar * ea ^ 3) / (12 * (1 - vstar ^ 2)) (13.7.9-1)
=(1.0254E05*12^3)/(12*(1-0.2174^2))= 1,5498E07 Nmm

13.8 Maximum Permissible Tube to Tubesheet Joint Stress

fmin = MIN(f , ft) (13.8.2-1) =MIN(206.27,200)= 200.00 N/mm2
ftj = 0.5 * fmin * MIN(Itx / dt, 1.6) (13.8.3-2)
=0.5*200*MIN(18/25.4,1.6)= 70.87 N/mm2

13.9 Maximum Permissible Longitudinal Compressive Stress for Tubes

Sigtp = (Ps*dt^2-Pt*(dt-2*et)^2)/(dt^2-(dt-2*et)^2) (13.9.3-5)
=(0*25.4^2-0*(25.4-2*2.9)^2)/(25.4^2-(25.4-2*2.9)^2)= 0.00 N/mm2
Sigtr = PI^2*Et/Itbk^2*(dt^2+(dt-2*et)^2)/16 (13.9.3-6)
=3.14^2*2.0854E05/571.08^2*(25.4^2+(25.4-2*2.9)^2)/16= 406.01 N/mm2
bo = 0.206*Sqr(Sigtr/Rpt)*(1-0.2*Sqr(Sigtr/Rpt)) (13.9.3-3)
=0.206*Sqr(406.01/300)*(1-0.2*Sqr(406.01/300))= 0.1839
ftbk = (x*Sigtp+(Rpt-Abs(x*Sigtp))/Sqr(1+(((1+bo)*Rpt-Abs(x*Sigtp))/Sigtr)^2))/x (13.9.3-7)
=(1.1*0+(300-Abs(1.1*0))/Sqr(1+(((1+0.1839)*300-Abs(1.1*0))/406.01)^2))/1.1
= 205.27 N/mm2
Effective Tubesheet Diameter De
De = (Ds + Gc) / 2 (13.5.4-2) =(260+260)/2= 260.00 mm
Tubesheet Drilling Coefficients
xs = 1 - Nt * (dt / De) ^ 2 (13.5.4-5) =1-42*(25.4/260)^2= 0.5992
xt = 1 - Nt * ((dt - 2 * et) / De) ^ 2 (13.5.4-6)
=1-42*((25.4-2*2.9)/260)^2= 0.7613
Axial Rigidities
Kt = PI * et * (dt - et) * Et / L (13.5.4-7)
=3.14*2.9*(25.4-2.9)*2.0854E05/1964= 21766.28 N/mm
Ks = PI * es * (Ds + es) * Es / L (13.5.4-8)
=3.14*5*(260+5)*2.0854E05/1964= 4,42E05 N/mm
Kst = Ks / (Nt * Kt) (13.5.4-9) =4.42E05/(42*21766.28)= 0.4835
Kw = 8 * Nt * Kt / (PI * De ^ 2) (13.5.4-10)
=8*42*21766.28/(3.14*260^2)= 34.44 N/mm3
Tube Bundle to Tubesheet Rigidity Ratio
X = (Kw / Dstar) ^ 0.25 * De / 2 (13.5.4-12)
=(34.44/1.5498E07)^0.25*260/2= 5.0191
Bending Rigidity for Shell
ks = 2*Es*(es)^2.5/((12*(1-vs^2))^0.75*(Ds+es)^0.5) (13.5.4-13)

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

$= 2 * 2.0854E05 * (5)^{2.5} / ((12 * (1 - 0.3^2))^{0.75} * (260 + 5)^{0.5}) = 2,3843E05 \text{ N/mm}^2$
 Tubesheet Edge Restraint Factor Due to Shell and Channel
 $Z = (k_s + k_c) / (K_w^{0.25} * D_{star}^{0.75}) \quad (13.5.4-17)$
 $= (2.3843E05 + 0) / (34.44^{0.25} * 1.5498E07^{0.75}) = 0.3985$
 $F_q \text{ (from figure 13.5.4-1)} = 3.1771$
 $H \text{ (from figure 13.5.5-1)} = 5.0698$
 $F_i \text{ (from figure 13.5.6-1)} = -0.5048$

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

$\Gamma = (atm * (T_{tm} - 20) - asm * (T_{sm} - 20)) * L * MdT \quad (13.5.4-19)$
 $= (1.1645E-05 * (26.32 - 20) - 1.1645E-05 * (63.24 - 20)) * 1964 * 1 = -0.8444 \text{ mm}$
 $Temp1 = J * K_{st} / (1 + J * K_{st} * F_q)$
 $= 1 * 0.4835 / (1 + 1 * 0.4835 * 3.18) = 0.1906$
 $Temp2 = x_s + 2 * v_t * (1 - x_s) + 2 * v_s / K_{st}$
 $= 0.5992 + 2 * 0.3 * (1 - 0.5992) + 2 * 0.3 / 0.4835 = 2.0806$
 $Temp3 = x_t + 2 * v_t * (1 - x_t) + 1 / (J * K_{st})$
 $= 0.7613 + 2 * 0.3 * (1 - 0.7613) + 1 / (1 * 0.4835) = 2.9728$
 $P_e = Temp1 * (Temp2 - Temp4) * P_s - Temp1 * Temp3 * P_t + Temp1 * K_w / 2 * \Gamma$
 $= 0.1906 * (2.08 - 0) * 0 - 0.1906 * 2.97 * 0 + 0.1906 * 34.44 / 2 * -0.8444 = -2.77 \text{ MPa}$

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$F_m = 1 / (6 * H) \quad (13.5.5-2) = 1 / (6 * 5.07) = 0.0329$
 $\Sigma = 1.5 * F_m / M_{y_{star}} * (D_e / (e_a - h_g'))^2 * P_e \quad (13.5.5-1)$
 $= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * -2.77 = -160.13 \text{ N/mm}^2$

Tubesheet Bending Stress Sigma=160.13 <= 2.25 * f=464.11[N/mm2] (13.5.5-4)	34.5%	OK
--	--------------	-----------

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$\tau = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e \quad (13.5.5-7)$
 $= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -2.77 = -60.68 \text{ N/mm}^2$

Tubesheet Shear Stress Tau=60.68 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	36.7%	OK
--	--------------	-----------

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube
 $\Sigma_{t_o} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-1)$
 $= ((0 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -2.77 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 54.31 \text{ N/mm}^2$

Tube Axial Stress Sigto=54.31 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	76.6%	OK
--	--------------	-----------

For the inner most tube
 $\Sigma_{t_i} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_i) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-2)$
 $= ((0 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -2.77 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -8.63 \text{ N/mm}^2$

Tube Axial Stress Sigti=8.63 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	12.1%	OK
---	--------------	-----------

Tube Buckling Stress Sigti=8.63 <= f_{bk}=205.27[N/mm2] (13.5.6-6)	4.2%	OK
--	-------------	-----------

13.5.6.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in tube
 $\Sigma_{t_{teta}} = (P_t * (d_t - 2 * e_t) - P_s * d_t) / (2 * e_t) \quad (13.5.6-8)$
 $= (0 * (25.4 - 2 * 2.9) - 0 * 25.4) / (2 * 2.9) = 0.00 \text{ N/mm}^2$
 Mean radial stress in tube
 $\Sigma_{t_r} = - (P_t + P_s) / 2 \quad (13.5.6-9) = -(0 + 0) / 2 = 0.00 \text{ N/mm}^2$
 Maximum equivalent stress in the tubes
 $\Sigma_{t_{eq}} = \text{MAX}(\Sigma_{t_i} - \Sigma_{t_{teta}}, \Sigma_{t_i} - \Sigma_{t_r}, \Sigma_{t_{teta}} - \Sigma_{t_r}, \Sigma_{t_o} - \Sigma_{t_{teta}}, \Sigma_{t_o} - \Sigma_{t_r} \quad (13.5.6-7)$
 $= \text{MAX}(-8.63 - 0, -8.63 - 0, 0 - 0, 54.31 - 0, 54.31 - 0) = 54.31 \text{ N/mm}^2$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Equivalent Tube Stress $\text{Sig}_{teq}=54.31 \leq 1.5 \cdot f_t=300$ [N/mm ²] (13.5.6-11)	18.1%	OK
--	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sig}_{sm} = D_s^2 \cdot (P_t + P_e) / (4 \cdot e_s \cdot (D_s + e_s)) \quad (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 \cdot (0 + -2.77) / (4 \cdot 5 \cdot (260 + 5)) = -35.35 \text{ N/mm}^2$$

Permissible buckling stress for shell

$$\text{fsbk} = K \cdot e_s \cdot E_s / (4 \cdot (D_s + e_s)) \quad (13.5.7-3)$$

$$= 1 \cdot 5 \cdot 2.0854 \cdot 10^5 / (4 \cdot (260 + 5)) = 983.69 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell $\text{Sig}_{sm}=35.35 \leq \text{fsbk}=983.69$ [N/mm ²] (13.5.7-2)	3.5%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in shell

$$\text{Sig}_{steta} = P_s \cdot D_s / (2 \cdot e_s) \quad (13.5.7-5) = 0 \cdot 260 / (2 \cdot 5) = 0.00 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in shell

$$\text{Sig}_{sr} = -P_s / 2 \quad (13.5.7-6) = -0 / 2 = 0.00 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sig}_{seq} = \text{MAX}(\text{Sig}_{sm} - \text{Sig}_{steta}, \text{Sig}_{sm} - \text{Sig}_{sr}, \text{Sig}_{steta} - \text{Sig}_{sr}) \quad (13.5.7-4)$$

$$= \text{MAX}(-35.35 - 0, -35.35 - 0, 0 - 0) = 35.35 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress $\text{Sig}_{seq}=35.35 \leq 1.5 \cdot f_s=318.2$ [N/mm ²] (13.5.7-8)	11.1%	OK
--	-------	----

$$I_1 = \text{Hinf}(2 \cdot F_{qinf} / (X \cdot Z) + (1 - (1 - v_{star}) / (X \cdot Z)))$$

$$= 2.37 \cdot (2 \cdot 2.04 / (5.02 \cdot 0.3985) + (1 - (1 - 0.2174) / (5.02 \cdot 0.3985))) = 6.2629$$

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Axial bending stress in shell

$$\text{Sig}_{sb} = k_s / (k_s + k_c) \cdot (D_e / (2 \cdot e_s))^2 \cdot P_e / I_1 \quad (13.5.7-9)$$

$$= 2.3843 \cdot 10^5 / (2.3843 \cdot 10^5 + 0) \cdot (260 / (2 \cdot 5))^2 \cdot -2.77 / 6.26 = -299.19 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sig}_{seq1} = \text{MAX}(\text{Sig}_{sm} - \text{Sig}_{sb} + P_s, \text{Sig}_{sm} + \text{Sig}_{sb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$= \text{MAX}(-35.35 - -299.19 + 0, -35.35 + -299.19) = 334.54 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress $\text{Sig}_{seq1}=334.54 \leq 3 \cdot f_s=636.39$ [N/mm ²] (13.5.7-12)	52.5%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC5==LC5=

PRELIMINARY CALCULATIONS

Tubesheet Analysis Thickness ea

$$ea = e_n - ct - cs = 18 - 3 - 3 = 12.00 \text{ mm}$$

13.7.6 Determination of the Basic Ligament Efficiency (my) for Shear

$$m_y = (p - dt) / p \quad (13.7.6-1) = (33 - 25.4) / 33 = 0.2303$$

13.7.7 Determination of the Effective Ligament Efficiency (Mystar) for Bending

Tube Expansion Depth Ratio

$$r_o = I_{tx} / ea \quad (13.7.7-3) = 18 / 12 = 1.0000$$

Effective Tube Hole Diameter (dstar)

$$\text{dstar} = \text{MAX}(dt - 2 \cdot e_t \cdot (E_t / E) \cdot (f_t / f) \cdot r_o, dt - 2 \cdot e_t) \quad (13.7.7-2)$$

$$= \text{MAX}(25.4 - 2 \cdot 2.9 \cdot (2.0854 \cdot 10^5 / 2.0854 \cdot 10^5) \cdot (200 / 206.27) \cdot 1, 25.4 - 2 \cdot 2.9) = 19.78 \text{ mm}$$

Effective Pitch Diameter (pstar)

$$p_{star} = p / \text{Sqr}(1 - 4 \cdot \text{MIN}(S, 4 \cdot D_o \cdot p) / (\pi \cdot D_o^2)) \quad (13.7.7-4)$$

$$= 33 / \text{Sqr}(1 - 4 \cdot \text{MIN}(0, 4 \cdot 242 \cdot 33) / (3.14 \cdot 242^2)) = 33.00 \text{ mm}$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

$$\text{Mystar} = (\text{pstar} - \text{dstar}) / \text{pstar} \quad (13.7.7-1) = (33-19.78)/33 = 0.4007$$

13.7.8 Determination of the Effective Elastic Constants Estar and vstar

$$\text{Estar}/E \text{ from figure 13.7.8-1a) } = 0.4917 (e/p=0.36)$$

$$\text{Estar} = \text{Estar} * E = 0.4917 * 2.0854E05 = 1,0254E05 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{vstar from figure 13.7.8-1b) } = 0.2174 (e/p=0.36)$$

13.7.9 Determination of the Effective Bending Rigidity of the Tubesheet Dstar

$$\text{Dstar} = (\text{Estar} * \text{ea}^3) / (12 * (1 - \text{vstar}^2)) \quad (13.7.9-1)$$

$$= (1.0254E05 * 12^3) / (12 * (1 - 0.2174^2)) = 1,5498E07 \text{ Nmm}$$

13.8 Maximum Permissible Tube to Tubesheet Joint Stress

$$\text{fmin} = \text{MIN}(f, ft) \quad (13.8.2-1) = \text{MIN}(206.27, 200) = 200.00 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{ftj} = 0.5 * \text{fmin} * \text{MIN}(Itx / dt, 1.6) \quad (13.8.3-2)$$

$$= 0.5 * 200 * \text{MIN}(18/25.4, 1.6) = 70.87 \text{ N/mm}^2$$

13.9 Maximum Permissible Longitudinal Compressive Stress for Tubes

$$\text{Sigtp} = (\text{Ps} * \text{dt}^2 - \text{Pt} * (\text{dt} - 2 * \text{et})^2) / (\text{dt}^2 - (\text{dt} - 2 * \text{et})^2) \quad (13.9.3-5)$$

$$= (0 * 25.4^2 - 2.1374 * (25.4 - 2 * 2.9)^2) / (25.4^2 - (25.4 - 2 * 2.9)^2) = -3.15 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Sigctr} = \text{PI}^2 * \text{Et} / \text{Itbk}^2 * (\text{dt}^2 + (\text{dt} - 2 * \text{et})^2) / 16 \quad (13.9.3-6)$$

$$= 3.14^2 * 2.0854E05 / 571.08^2 * (25.4^2 + (25.4 - 2 * 2.9)^2) / 16 = 406.01 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{bo} = 0.206 * \text{Sqr}(\text{Sigctr} / \text{Rpt}) * (1 - 0.2 * \text{Sqr}(\text{Sigctr} / \text{Rpt})) \quad (13.9.3-3)$$

$$= 0.206 * \text{Sqr}(406.01 / 300) * (1 - 0.2 * \text{Sqr}(406.01 / 300)) = 0.1839$$

$$\text{ftbk} = (\text{x} * \text{Sigtp} + (\text{Rpt} - \text{Abs}(\text{x} * \text{Sigtp})) / \text{Sqr}(1 + ((1 + \text{bo}) * \text{Rpt} -$$

$$\text{Abs}(\text{x} * \text{Sigtp})) / \text{Sigctr})^2) / \text{x} \quad (13.9.3-7)$$

$$= (1.1 * -3.15 + (300 - \text{Abs}(1.1 * -3.15)) / \text{Sqr}(1 + ((1 + 0.1839) * 300 - \text{Abs}(1.1 * -3.15))) / 406$$

$$.01)^2) / 1.1 = 200.61 \text{ N/mm}^2$$

Effective Tubesheet Diameter De

$$\text{De} = (\text{Ds} + \text{Gc}) / 2 \quad (13.5.4-2) = (260 + 260) / 2 = 260.00 \text{ mm}$$

Tubesheet Drilling Coefficients

$$\text{xs} = 1 - \text{Nt} * (\text{dt} / \text{De})^2 \quad (13.5.4-5) = 1 - 42 * (25.4 / 260)^2 = 0.5992$$

$$\text{xt} = 1 - \text{Nt} * ((\text{dt} - 2 * \text{et}) / \text{De})^2 \quad (13.5.4-6)$$

$$= 1 - 42 * ((25.4 - 2 * 2.9) / 260)^2 = 0.7613$$

Axial Rigidities

$$\text{Kt} = \text{PI} * \text{et} * (\text{dt} - \text{et}) * \text{Et} / \text{L} \quad (13.5.4-7)$$

$$= 3.14 * 2.9 * (25.4 - 2.9) * 2.0854E05 / 1964 = 21766.28 \text{ N/mm}$$

$$\text{Ks} = \text{PI} * \text{es} * (\text{Ds} + \text{es}) * \text{Es} / \text{L} \quad (13.5.4-8)$$

$$= 3.14 * 5 * (260 + 5) * 2.0854E05 / 1964 = 4,42E05 \text{ N/mm}$$

$$\text{Kst} = \text{Ks} / (\text{Nt} * \text{Kt}) \quad (13.5.4-9) = 4.42E05 / (42 * 21766.28) = 0.4835$$

$$\text{Kw} = 8 * \text{Nt} * \text{Kt} / (\text{PI} * \text{De}^2) \quad (13.5.4-10)$$

$$= 8 * 42 * 21766.28 / (3.14 * 260^2) = 34.44 \text{ N/mm}^3$$

Tube Bundle to Tubesheet Rigidity Ratio

$$\text{X} = (\text{Kw} / \text{Dstar})^0.25 * \text{De} / 2 \quad (13.5.4-12)$$

$$= (34.44 / 1.5498E07)^0.25 * 260 / 2 = 5.0191$$

Bending Rigidity for Shell

$$\text{ks} = 2 * \text{Es} * (\text{es})^2.5 / ((12 * (1 - \text{vs}^2))^0.75 * (\text{Ds} + \text{es})^0.5) \quad (13.5.4-13)$$

$$= 2 * 2.0854E05 * (5)^2.5 / ((12 * (1 - 0.3^2))^0.75 * (260 + 5)^0.5) = 2,3843E05 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Edge Restraint Factor Due to Shell and Channel

$$\text{Z} = (\text{ks} + \text{kc}) / (\text{Kw}^0.25 * \text{Dstar}^0.75) \quad (13.5.4-17)$$

$$= (2.3843E05 + 0) / (34.44^0.25 * 1.5498E07^0.75) = 0.3985$$

$$\text{Fq (from figure 13.5.4-1) } = 3.1771$$

$$\text{H (from figure 13.5.5-1) } = 5.0698$$

$$\text{Fi (from figure 13.5.6-1) } = -0.5048$$

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

$$\text{Gamma} = (\text{atm} * (\text{Ttm} - 20) - \text{asm} * (\text{Tsm} - 20)) * \text{L} * \text{MdT} \quad (13.5.4-19)$$

$$= (1.1645E-05 * (26.32 - 20) - 1.1645E-05 * (63.24 - 20)) * 1964 * 1 = -0.8444 \text{ mm}$$

$$\text{Tmp1} = \text{J} * \text{Kst} / (1 + \text{J} * \text{Kst} * \text{Fq})$$

$$= 1 * 0.4835 / (1 + 1 * 0.4835 * 3.18) = 0.1906$$

$$\text{Tmp2} = \text{xs} + 2 * \text{vt} * (1 - \text{xs}) + 2 * \text{vs} / \text{Kst}$$

$$= 0.5992 + 2 * 0.3 * (1 - 0.5992) + 2 * 0.3 / 0.4835 = 2.0806$$

$$\text{Tmp3} = \text{xt} + 2 * \text{vt} * (1 - \text{xt}) + 1 / (\text{J} * \text{Kst})$$

$$= 0.7613 + 2 * 0.3 * (1 - 0.7613) + 1 / (1 * 0.4835) = 2.9728$$

$$\text{Pe} = \text{Tmp1} * (\text{Tmp2} - \text{Tmp4}) * \text{Ps} - \text{Tmp1} * \text{Tmp3} * \text{Pt} + \text{Tmp1} * \text{Kw} / 2 * \text{Gamma}$$

$$= 0.1906 * (2.08 - 0) * 0 - 0.1906 * 2.97 * 2.1374 + 0.1906 * 34.44 / 2 * -0.8444 = -3.98 \text{ MPa}$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$F_m = 1 / (6 * H) (13.5.5-2) = 1 / (6 * 5.07) = 0.0329$$

$$\sigma = 1.5 * F_m / M_{ystar} * (D_e / (e_a - h_g'))^2 * P_e (13.5.5-1)$$

$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * -3.98 = -230.11 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress $\sigma = 230.11 \leq 2.25 * f = 464.11 \text{ [N/mm}^2\text{]} (13.5.5-4)$	49.5%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\tau = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e (13.5.5-7)$$

$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -3.98 = -87.20 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress $\tau = 87.2 \leq 0.8 * f = 165.02 \text{ [N/mm}^2\text{]} (13.5.5-8)$	52.8%	OK
---	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\sigma_{t_o} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) (13.5.6-1)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.98 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 68.01 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress $\sigma_{t_o} = 68.01 \leq f_{tj} = 70.87 \text{ [N/mm}^2\text{]} (13.5.6-3)$	95.9%	OK
---	-------	----

For the inner most tube

$$\sigma_{t_i} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_i) / (x_t - x_s) (13.5.6-2)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.98 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -22.43 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress $\sigma_{t_i} = 22.43 \leq f_{tj} = 70.87 \text{ [N/mm}^2\text{]} (13.5.6-4)$	31.6%	OK
---	-------	----

Tube Buckling Stress $\sigma_{t_i} = 22.43 \leq f_{t_{bk}} = 200.61 \text{ [N/mm}^2\text{]} (13.5.6-6)$	11.1%	OK
---	-------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in tube

$$\sigma_{t_{\theta}} = (P_t * (d_t - 2 * e_t) - P_s * d_t) / (2 * e_t) (13.5.6-8)$$

$$= (2.1374 * (25.4 - 2 * 2.9) - 0 * 25.4) / (2 * 2.9) = 7.2229 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in tube

$$\sigma_{t_r} = - (P_t + P_s) / 2 (13.5.6-9) = -(2.1374 + 0) / 2 = -1.07 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\sigma_{t_{eq}} = \text{MAX}(\sigma_{t_i} - \sigma_{t_{\theta}}, \sigma_{t_i} - \sigma_{t_r}, \sigma_{t_{\theta}} - \sigma_{t_r}, \sigma_{t_o} - \sigma_{t_{\theta}}, \sigma_{t_o} - \sigma_{t_r}) (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(-22.43 - 7.22, -22.43 - -1.07, 7.22 - -1.07, 68.01 - 7.22, 68.01 - -1.07) = 69.07 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress $\sigma_{t_{eq}} = 69.07 \leq 1.5 * f_t = 300 \text{ [N/mm}^2\text{]} (13.5.6-11)$	23.0%	OK
---	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\sigma_{sm} = D_s^2 * (P_t + P_e) / (4 * e_s * (D_s + e_s)) (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 * (2.1374 + -3.98) / (4 * 5 * (260 + 5)) = -23.54 \text{ N/mm}^2$$

Permissible buckling stress for shell

$$f_{sbk} = K * e_s * E_s / (4 * (D_s + e_s)) (13.5.7-3)$$

$$= 1 * 5 * 2.0854E05 / (4 * (260 + 5)) = 983.69 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell $\sigma_{sm} = 23.54 \leq f_{sbk} = 983.69 \text{ [N/mm}^2\text{]} (13.5.7-2)$	2.3%	OK
--	------	----

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers
T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in shell
 $\text{Sigsteta} = \text{Ps} * \text{Ds} / (2 * \text{es})$ (13.5.7-5) = $0 * 260 / (2 * 5) = 0.00 \text{ N/mm}^2$
 Mean radial stress in shell
 $\text{Sigsr} = - \text{Ps} / 2$ (13.5.7-6) = $-0 / 2 = 0.00 \text{ N/mm}^2$
 Maximum equivalent stress in the shell
 $\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigsr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigsr})$ (13.5.7-4)
 $= \text{MAX}(-23.54 - 0, -23.54 - 0, 0 - 0) = 23.54 \text{ N/mm}^2$

Equivalent Shell Stress $\text{Sigseq} = 23.54 \leq 1.5 * \text{fs} = 318.2 [\text{N/mm}^2]$ (13.5.7-8)	7.3%	OK
--	------	----

$\text{I1} = \text{Hinf} * (2 * \text{Fqinf} / (\text{X} * \text{Z}) + (1 - (1 - \text{vstar}) / (\text{X} * \text{Z})))$
 $= 2.37 * (2 * 2.04 / (5.02 * 0.3985) + (1 - (1 - 0.2174) / (5.02 * 0.3985))) = 6.2629$

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Axial bending stress in shell
 $\text{Sigsb} = \text{ks} / (\text{ks} + \text{kc}) * (\text{De} / (2 * \text{es})) ^ 2 * \text{Pe} / \text{I1}$ (13.5.7-9)
 $= 2.3843\text{E}05 / (2.3843\text{E}05 + 0) * (260 / (2 * 5)) ^ 2 * -3.98 / 6.26 = -429.94 \text{ N/mm}^2$
 Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet
 $\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + \text{Ps}, \text{Sigsm} + \text{Sigsb})$ (13.5.7-11)
 $= \text{MAX}(-23.54 - -429.94 + 0, -23.54 + -429.94) = 453.48 \text{ N/mm}^2$

Equivalent Shell Stress $\text{Sigseq1} = 453.48 \leq 3 * \text{fs} = 636.39 [\text{N/mm}^2]$ (13.5.7-12)	71.2%	OK
---	-------	----

LOAD CASE : =LC6==LC6=

PRELIMINARY CALCULATIONS

Tubesheet Analysis Thickness ea
 $\text{ea} = \text{en} - \text{ct} - \text{cs} = 18 - 3 - 3 = 12.00 \text{ mm}$

13.7.6 Determination of the Basic Ligament Efficiency (my) for Shear

$\text{my} = (\text{p} - \text{dt}) / \text{p}$ (13.7.6-1) = $(33 - 25.4) / 33 = 0.2303$

13.7.7 Determination of the Effective Ligament Efficiency (Mystar) for Bending

Tube Expansion Depth Ratio
 $\text{ro} = \text{Itx} / \text{ea}$ (13.7.7-3) = $18 / 12 = 1.0000$
 Effective Tube Hole Diameter (dstar)
 $\text{dstar} = \text{MAX}(\text{dt} - 2 * \text{et} * (\text{Et} / \text{E}) * (\text{ft} / \text{f}) * \text{ro}, \text{dt} - 2 * \text{et})$ (13.7.7-2)
 $= \text{MAX}(25.4 - 2 * 2.9 * (2.0854\text{E}05 / 2.0854\text{E}05) * (200 / 206.27) * 1, 25.4 - 2 * 2.9) = 19.78 \text{ mm}$
 Effective Pitch Diameter (pstar)
 $\text{pstar} = \text{p} / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(S, 4 * \text{Do} * \text{p}) / (\text{PI} * \text{Do} ^ 2))$ (13.7.7-4)
 $= 33 / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(0, 4 * 242 * 33) / (3.14 * 242 ^ 2)) = 33.00 \text{ mm}$
 $\text{Mystar} = (\text{pstar} - \text{dstar}) / \text{pstar}$ (13.7.7-1) = $(33 - 19.78) / 33 = 0.4007$

13.7.8 Determination of the Effective Elastic Constants Estar and vstar

Estar / E from figure 13.7.8-1a) = 0.4917 (e/p=0.36)
 $\text{Estar} = \text{Estar} * \text{E} = 0.4917 * 2.0854\text{E}05 = 1,0254\text{E}05 \text{ N/mm}^2$
 vstar from figure 13.7.8-1b) = 0.2174 (e/p=0.36)

13.7.9 Determination of the Effective Bending Rigidity of the Tubesheet Dstar

$\text{Dstar} = (\text{Estar} * \text{ea} ^ 3) / (12 * (1 - \text{vstar} ^ 2))$ (13.7.9-1)
 $= (1.0254\text{E}05 * 12 ^ 3) / (12 * (1 - 0.2174 ^ 2)) = 1,5498\text{E}07 \text{ Nmm}$

13.8 Maximum Permissible Tube to Tubesheet Joint Stress

$\text{fmin} = \text{MIN}(f, \text{ft})$ (13.8.2-1) = $\text{MIN}(206.27, 200) = 200.00 \text{ N/mm}^2$
 $\text{ftj} = 0.5 * \text{fmin} * \text{MIN}(\text{Itx} / \text{dt}, 1.6)$ (13.8.3-2)
 $= 0.5 * 200 * \text{MIN}(18 / 25.4, 1.6) = 70.87 \text{ N/mm}^2$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.9 Maximum Permissible Longitudinal Compressive Stress for Tubes

$$\begin{aligned} \text{Sigtp} &= (\text{Ps} \cdot \text{dt}^2 - \text{Pt} \cdot (\text{dt} - 2 \cdot \text{et})^2) / (\text{dt}^2 - (\text{dt} - 2 \cdot \text{et})^2) && (13.9.3-5) \\ &= (2.1374 \cdot 25.4^2 - 0 \cdot (25.4 - 2 \cdot 2.9)^2) / (25.4^2 - (25.4 - 2 \cdot 2.9)^2) = 5.2834 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Sigtc} &= \text{PI}^2 \cdot \text{Et} / \text{Itbk}^2 \cdot (\text{dt}^2 + (\text{dt} - 2 \cdot \text{et})^2) / 16 && (13.9.3-6) \\ &= 3.14^2 \cdot 2.0854 \cdot 10^5 / 571.08^2 \cdot (25.4^2 + (25.4 - 2 \cdot 2.9)^2) / 16 = 406.01 \text{ N/mm}^2 \\ \text{bo} &= 0.206 \cdot \sqrt{\text{Sigtc} / \text{Rpt}} \cdot (1 - 0.2 \cdot \sqrt{\text{Sigtc} / \text{Rpt}}) && (13.9.3-3) \\ &= 0.206 \cdot \sqrt{406.01 / 300} \cdot (1 - 0.2 \cdot \sqrt{406.01 / 300}) = 0.1839 \\ \text{ftbk} &= (x \cdot \text{Sigtp} + (\text{Rpt} - \text{Abs}(x \cdot \text{Sigtp})) / \sqrt{1 + ((1 + \text{bo}) \cdot \text{Rpt} - \text{Abs}(x \cdot \text{Sigtp})) / \text{Sigtc}}) / x && (13.9.3-7) \\ &= (1.1 \cdot 5.28 + (300 - \text{Abs}(1.1 \cdot 5.28)) / \sqrt{1 + ((1 + 0.1839) \cdot 300 - \text{Abs}(1.1 \cdot 5.28)) / 406.01}) / 1.1 = 208.01 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Effective Tubesheet Diameter De

$$\text{De} = (\text{Ds} + \text{Gc}) / 2 \quad (13.5.4-2) = (260 + 260) / 2 = 260.00 \text{ mm}$$

Tubesheet Drilling Coefficients

$$\begin{aligned} \text{xs} &= 1 - \text{Nt} \cdot (\text{dt} / \text{De})^2 \quad (13.5.4-5) = 1 - 42 \cdot (25.4 / 260)^2 = 0.5992 \\ \text{xt} &= 1 - \text{Nt} \cdot ((\text{dt} - 2 \cdot \text{et}) / \text{De})^2 && (13.5.4-6) \\ &= 1 - 42 \cdot ((25.4 - 2 \cdot 2.9) / 260)^2 = 0.7613 \end{aligned}$$

Axial Rigidities

$$\begin{aligned} \text{Kt} &= \text{PI} \cdot \text{et} \cdot (\text{dt} - \text{et}) \cdot \text{Et} / \text{L} && (13.5.4-7) \\ &= 3.14 \cdot 2.9 \cdot (25.4 - 2.9) \cdot 2.0854 \cdot 10^5 / 1964 = 21766.28 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ks} &= \text{PI} \cdot \text{es} \cdot (\text{Ds} + \text{es}) \cdot \text{Es} / \text{L} && (13.5.4-8) \\ &= 3.14 \cdot 5 \cdot (260 + 5) \cdot 2.0854 \cdot 10^5 / 1964 = 4.42 \cdot 10^5 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

$$\text{Kst} = \text{Ks} / (\text{Nt} \cdot \text{Kt}) \quad (13.5.4-9) = 4.42 \cdot 10^5 / (42 \cdot 21766.28) = 0.4835$$

$$\begin{aligned} \text{Kw} &= 8 \cdot \text{Nt} \cdot \text{Kt} / (\text{PI} \cdot \text{De}^2) && (13.5.4-10) \\ &= 8 \cdot 42 \cdot 21766.28 / (3.14 \cdot 260^2) = 34.44 \text{ N/mm}^3 \end{aligned}$$

Tube Bundle to Tubesheet Rigidity Ratio

$$\begin{aligned} \text{X} &= (\text{Kw} / \text{Dstar})^{0.25} \cdot \text{De} / 2 && (13.5.4-12) \\ &= (34.44 / 1.5498 \cdot 10^7)^{0.25} \cdot 260 / 2 = 5.0191 \end{aligned}$$

Bending Rigidity for Shell

$$\begin{aligned} \text{ks} &= 2 \cdot \text{Es} \cdot (\text{es})^{2.5} / ((12 \cdot (1 - \text{vs}^2))^{0.75} \cdot (\text{Ds} + \text{es})^{0.5}) && (13.5.4-13) \\ &= 2 \cdot 2.0854 \cdot 10^5 \cdot (5)^{2.5} / ((12 \cdot (1 - 0.3^2))^{0.75} \cdot (260 + 5)^{0.5}) = 2.3843 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tubesheet Edge Restraint Factor Due to Shell and Channel

$$\begin{aligned} \text{Z} &= (\text{ks} + \text{kc}) / (\text{Kw}^{0.25} \cdot \text{Dstar}^{0.75}) && (13.5.4-17) \\ &= (2.3843 \cdot 10^5 + 0) / (34.44^{0.25} \cdot 1.5498 \cdot 10^7^{0.75}) = 0.3985 \end{aligned}$$

$$\text{Fq (from figure 13.5.4-1)} = 3.1771$$

$$\text{H (from figure 13.5.5-1)} = 5.0698$$

$$\text{Fi (from figure 13.5.6-1)} = -0.5048$$

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

$$\begin{aligned} \text{Gamma} &= (\text{atm} \cdot (\text{Ttm} - 20) - \text{asm} \cdot (\text{Tsm} - 20)) \cdot \text{L} \cdot \text{MdT} && (13.5.4-19) \\ &= (1.1645 \cdot 10^{-5} \cdot (26.32 - 20) - 1.1645 \cdot 10^{-5} \cdot (63.24 - 20)) \cdot 1964 \cdot 1 = -0.8444 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Tmp1} &= \text{J} \cdot \text{Kst} / (1 + \text{J} \cdot \text{Kst} \cdot \text{Fq}) && (13.5.4-19) \\ &= 1 \cdot 0.4835 / (1 + 1 \cdot 0.4835 \cdot 3.18) = 0.1906 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Tmp2} &= \text{xs} + 2 \cdot \text{vt} \cdot (1 - \text{xs}) + 2 \cdot \text{vs} / \text{Kst} && (13.5.4-19) \\ &= 0.5992 + 2 \cdot 0.3 \cdot (1 - 0.5992) + 2 \cdot 0.3 / 0.4835 = 2.0806 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Tmp3} &= \text{xt} + 2 \cdot \text{vt} \cdot (1 - \text{xt}) + 1 / (\text{J} \cdot \text{Kst}) && (13.5.4-19) \\ &= 0.7613 + 2 \cdot 0.3 \cdot (1 - 0.7613) + 1 / (1 \cdot 0.4835) = 2.9728 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pe} &= \text{Tmp1} \cdot (\text{Tmp2} - \text{Tmp4}) \cdot \text{Ps} - \text{Tmp1} \cdot \text{Tmp3} \cdot \text{Pt} + \text{Tmp1} \cdot \text{Kw} / 2 \cdot \text{Gamma} && (13.5.4-19) \\ &= 0.1906 \cdot (2.08 - 0) \cdot 2.1374 - 0.1906 \cdot 2.97 \cdot 0 + 0.1906 \cdot 34.44 / 2 \cdot (-0.8444) = -1.92 \text{ MPa} \end{aligned}$$

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$\text{Fm} = 1 / (6 \cdot \text{H}) \quad (13.5.5-2) = 1 / (6 \cdot 5.07) = 0.0329$$

$$\begin{aligned} \text{Sigma} &= 1.5 \cdot \text{Fm} / \text{Mystar} \cdot (\text{De} / (\text{ea} - \text{hg}'))^2 \cdot \text{Pe} && (13.5.5-1) \\ &= 1.5 \cdot 0.0329 / 0.4007 \cdot (260 / (12 - 0))^2 \cdot (-1.92) = -111.15 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=111.15 <= 2.25 * f=464.11[N/mm2] (13.5.5-4)

23.9%

OK

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\begin{aligned} \text{Tau} &= 0.25 \cdot \text{Do} / (\text{my} \cdot \text{ea}) \cdot \text{Pe} && (13.5.5-7) \\ &= 0.25 \cdot 242 / (0.2303 \cdot 12) \cdot (-1.92) = -42.12 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tubesheet Shear Stress Tau=42.12 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)

25.5%

OK

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers
T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fq}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-1)$$

$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -1.92 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = \underline{\underline{45.59 \text{ N/mm}^2}}$$

Tube Axial Stress Sigto=45.59 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	64.3%	OK
--	--------------	-----------

For the inner most tube

$$\text{Sigti} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fi}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-2)$$

$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -1.92 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = \underline{\underline{1.9082 \text{ N/mm}^2}}$$

Tube Axial Stress Sigti=1.91 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	2.6%	OK
---	-------------	-----------

13.5.6.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in tube

$$\text{Sigtteta} = (\text{Pt} * (\text{dt} - 2 * \text{et}) - \text{Ps} * \text{dt}) / (2 * \text{et}) \quad (13.5.6-8)$$

$$= (0 * (25.4 - 2 * 2.9) - 2.1374 * 25.4) / (2 * 2.9) = -9.36 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in tube

$$\text{Sigtr} = - (\text{Pt} + \text{Ps}) / 2 \quad (13.5.6-9) = -(0 + 2.1374) / 2 = -1.07 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(1.91 - -9.36, 1.91 - -1.07, -9.36 - -1.07, 45.59 - -9.36, 45.59 - -1.07) = \underline{\underline{54.95 \text{ N/mm}^2}}$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=54.95 <= 1.5*ft=300[N/mm2] (13.5.6-11)	18.3%	OK
--	--------------	-----------

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = \text{Ds}^2 * (\text{Pt} + \text{Pe}) / (4 * \text{es} * (\text{Ds} + \text{es})) \quad (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 * (0 + -1.92) / (4 * 5 * (260 + 5)) = -24.54 \text{ N/mm}^2$$

Permissible buckling stress for shell

$$\text{fsbk} = \text{K} * \text{es} * \text{Es} / (4 * (\text{Ds} + \text{es})) \quad (13.5.7-3)$$

$$= 1 * 5 * 2.0854 \text{E}05 / (4 * (260 + 5)) = 983.69 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell Sigsm=24.54 <= fsbk=983.69[N/mm2] (13.5.7-2)	2.4%	OK
--	-------------	-----------

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in shell

$$\text{Sigsteta} = \text{Ps} * \text{Ds} / (2 * \text{es}) \quad (13.5.7-5) = 2.1374 * 260 / (2 * 5) = 55.57 \text{ N/mm}^2$$

Mean radial stress in shell

$$\text{Sigstr} = - \text{Ps} / 2 \quad (13.5.7-6) = -2.1374 / 2 = -1.07 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigstr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigstr}) \quad (13.5.7-4)$$

$$= \text{MAX}(-24.54 - 55.57, -24.54 - -1.07, 55.57 - -1.07) = \underline{\underline{80.11 \text{ N/mm}^2}}$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=80.11 <= 1.5*fs=318.2[N/mm2] (13.5.7-8)	25.1%	OK
--	--------------	-----------

$$I1 = \text{Hinf} * (2 * \text{Fqinf} / (\text{X} * \text{Z}) + (1 - (1 - \text{vstar}) / (\text{X} * \text{Z})))$$

$$= 2.37 * (2 * 2.04 / (5.02 * 0.3985) + (1 - (1 - 0.2174) / (5.02 * 0.3985))) = 6.2629$$

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Axial bending stress in shell

$$\text{Sigsb} = \text{ks} / (\text{ks} + \text{kc}) * (\text{De} / (2 * \text{es}))^2 * \text{Pe} / I1 \quad (13.5.7-9)$$

$$= 2.3843 \text{E}05 / (2.3843 \text{E}05 + 0) * (260 / (2 * 5))^2 * -1.92 / 6.26 = -207.67 \text{ N/mm}^2$$

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + \text{Ps}, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$= \text{MAX}(-24.54 - -207.67 + 2.1374, -24.54 + -207.67) = \underline{\underline{232.21 \text{ N/mm}^2}}$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Equivalent Shell Stress Sigseq1=232.21 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	36.4%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC7==LC7=

PRELIMINARY CALCULATIONS

Tubesheet Analysis Thickness ea

$$ea = en - ct - cs = 18 - 3 - 3 = 12.00 \text{ mm}$$

13.7.6 Determination of the Basic Ligament Efficiency (my) for Shear

$$my = (p - dt) / p \text{ (13.7.6-1)} = (33 - 25.4) / 33 = 0.2303$$

13.7.7 Determination of the Effective Ligament Efficiency (Mystar) for Bending

Tube Expansion Depth Ratio

$$ro = Itx / ea \text{ (13.7.7-3)} = 18 / 12 = 1.0000$$

Effective Tube Hole Diameter (dstar)

$$dstar = \text{MAX}(dt - 2 * et * (Et / E) * (ft / f) * ro, dt - 2 * et) \text{ (13.7.7-2)}$$

$$= \text{MAX}(25.4 - 2 * 2.9 * (2.0854E05 / 2.0854E05) * (200 / 206.27) * 1, 25.4 - 2 * 2.9) = 19.78 \text{ mm}$$

Effective Pitch Diameter (pstar)

$$pstar = p / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(S, 4 * Do * p) / (\text{PI} * Do^2)) \text{ (13.7.7-4)}$$

$$= 33 / \text{Sqr}(1 - 4 * \text{MIN}(0, 4 * 242 * 33) / (3.14 * 242^2)) = 33.00 \text{ mm}$$

$$\text{Mystar} = (pstar - dstar) / pstar \text{ (13.7.7-1)} = (33 - 19.78) / 33 = 0.4007$$

13.7.8 Determination of the Effective Elastic Constants Estar and vstar

$$\text{Estar} / E \text{ from figure 13.7.8-1a)} = 0.4917 (e/p = 0.36)$$

$$\text{Estar} = \text{Estar} * E = 0.4917 * 2.0854E05 = 1,0254E05 \text{ N/mm}^2$$

$$vstar \text{ from figure 13.7.8-1b)} = 0.2174 (e/p = 0.36)$$

13.7.9 Determination of the Effective Bending Rigidity of the Tubesheet Dstar

$$Dstar = (\text{Estar} * ea^3) / (12 * (1 - vstar^2)) \text{ (13.7.9-1)}$$

$$= (1.0254E05 * 12^3) / (12 * (1 - 0.2174^2)) = 1,5498E07 \text{ Nmm}$$

13.8 Maximum Permissible Tube to Tubesheet Joint Stress

$$fmin = \text{MIN}(f, ft) \text{ (13.8.2-1)} = \text{MIN}(206.27, 200) = 200.00 \text{ N/mm}^2$$

$$ftj = 0.5 * fmin * \text{MIN}(Itx / dt, 1.6) \text{ (13.8.3-2)}$$

$$= 0.5 * 200 * \text{MIN}(18 / 25.4, 1.6) = 70.87 \text{ N/mm}^2$$

13.9 Maximum Permissible Longitudinal Compressive Stress for Tubes

$$\text{Sigtp} = (\text{Ps} * dt^2 - \text{Pt} * (dt - 2 * et)^2) / (dt^2 - (dt - 2 * et)^2) \text{ (13.9.3-5)}$$

$$= (2.1374 * 25.4^2 - 2.1374 * (25.4 - 2 * 2.9)^2) / (25.4^2 - (25.4 - 2 * 2.9)^2) = 2.1374 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Sigtc} = \text{PI}^2 * Et / \text{Itbk}^2 * (dt^2 + (dt - 2 * et)^2) / 16 \text{ (13.9.3-6)}$$

$$= 3.14^2 * 2.0854E05 / 571.08^2 * (25.4^2 + (25.4 - 2 * 2.9)^2) / 16 = 406.01 \text{ N/mm}^2$$

$$bo = 0.206 * \text{Sqr}(\text{Sigtc} / \text{Rpt}) * (1 - 0.2 * \text{Sqr}(\text{Sigtc} / \text{Rpt})) \text{ (13.9.3-3)}$$

$$= 0.206 * \text{Sqr}(406.01 / 300) * (1 - 0.2 * \text{Sqr}(406.01 / 300)) = 0.1839$$

$$\text{ftbk} = (x * \text{Sigtp} + (\text{Rpt} - \text{Abs}(x * \text{Sigtp})) / \text{Sqr}(1 + ((1 + bo) * \text{Rpt} - \text{Abs}(x * \text{Sigtp})) / \text{Sigtc})) / x \text{ (13.9.3-7)}$$

$$= (1.1 * 2.1374 + (300 - \text{Abs}(1.1 * 2.1374)) / \text{Sqr}(1 + ((1 + 0.1839) * 300 - \text{Abs}(1.1 * 2.1374)) / 406.01^2)) / 1.1 = 206.38 \text{ N/mm}^2$$

Effective Tubesheet Diameter De

$$De = (Ds + Gc) / 2 \text{ (13.5.4-2)} = (260 + 260) / 2 = 260.00 \text{ mm}$$

Tubesheet Drilling Coefficients

$$xs = 1 - Nt * (dt / De)^2 \text{ (13.5.4-5)} = 1 - 42 * (25.4 / 260)^2 = 0.5992$$

$$xt = 1 - Nt * ((dt - 2 * et) / De)^2 \text{ (13.5.4-6)}$$

$$= 1 - 42 * ((25.4 - 2 * 2.9) / 260)^2 = 0.7613$$

Axial Rigidities

$$Kt = \text{PI} * et * (dt - et) * Et / L \text{ (13.5.4-7)}$$

$$= 3.14 * 2.9 * (25.4 - 2.9) * 2.0854E05 / 1964 = 21766.28 \text{ N/mm}$$

$$Ks = \text{PI} * es * (Ds + es) * Es / L \text{ (13.5.4-8)}$$

$$= 3.14 * 5 * (260 + 5) * 2.0854E05 / 1964 = 4,42E05 \text{ N/mm}$$

$$Kst = Ks / (Nt * Kt) \text{ (13.5.4-9)} = 4.42E05 / (42 * 21766.28) = 0.4835$$

$$Kw = 8 * Nt * Kt / (\text{PI} * De^2) \text{ (13.5.4-10)}$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

$=8*42*21766.28/(3.14*260^2)=$ 34.44 N/mm3
 Tube Bundle to Tubesheet Rigidity Ratio
 $X = (Kw / Dstar) ^ 0.25 * De / 2$ (13.5.4-12)
 $= (34.44/1.5498E07)^{0.25} * 260/2 =$ 5.0191
 Bending Rigidity for Shell
 $ks = 2*Es*(es)^{2.5}/((12*(1-vs^2))^{0.75}*(Ds+es)^{0.5})$ (13.5.4-13)
 $= 2*2.0854E05*(5)^{2.5}/((12*(1-0.3^2))^{0.75}*(260+5)^{0.5}) =$ 2,3843E05 N/mm2
 Tubesheet Edge Restraint Factor Due to Shell and Channel
 $Z = (ks + kc) / (Kw ^ 0.25 * Dstar ^ 0.75)$ (13.5.4-17)
 $= (2.3843E05+0)/(34.44^{0.25}*1.5498E07^{0.75}) =$ 0.3985
 Fq (from figure 13.5.4-1) = 3.1771
 H (from figure 13.5.5-1) = 5.0698
 Fi (from figure 13.5.6-1) = -0.5048

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

$\Gamma = (atm * (Ttm - 20) - asm * (Tsm - 20)) * L * MdT$ (13.5.4-19)
 $= (1.1645E-05*(26.32-20) - 1.1645E-05*(63.24-20)) * 1964 * 1 =$ -0.8444 mm
 $Tmp1 = J * Kst / (1 + J * Kst * Fq)$
 $= 1 * 0.4835 / (1 + 1 * 0.4835 * 3.18) =$ 0.1906
 $Tmp2 = xs + 2 * vt * (1 - xs) + 2 * vs / Kst$
 $= 0.5992 + 2 * 0.3 * (1 - 0.5992) + 2 * 0.3 / 0.4835 =$ 2.0806
 $Tmp3 = xt + 2 * vt * (1 - xt) + 1 / (J * Kst)$
 $= 0.7613 + 2 * 0.3 * (1 - 0.7613) + 1 / (1 * 0.4835) =$ 2.9728
 $Pe = Tmp1 * (Tmp2 - Tmp4) * Ps - Tmp1 * Tmp3 * Pt + Tmp1 * Kw / 2 * \Gamma$
 $= 0.1906 * (2.08 - 0) * 2.1374 - 0.1906 * 2.97 * 2.1374 + 0.1906 * 34.44 / 2 * -0.8444 =$ -3.14 MPa

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$Fm = 1 / (6 * H)$ (13.5.5-2) = $1/(6*5.07) =$ 0.0329
 $\Sigma = 1.5 * Fm / Myster * (De / (ea - hg')) ^ 2 * Pe$ (13.5.5-1)
 $= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0)) ^ 2 * -3.14 =$ -181.13 N/mm2

Tubesheet Bending Stress Sigma=181.13 <= 2.25 * f=464.11[N/mm2] (13.5.5-4)	39.0%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$\tau = 0.25 * Do / (my * ea) * Pe$ (13.5.5-7)
 $= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -3.14 =$ -68.64 N/mm2

Tubesheet Shear Stress Tau=68.64 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	41.5%	OK
--	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube
 $\text{Sigto} = ((Ps * xs - Pt * xt) - Pe * Fq) / (xt - xs)$ (13.5.6-1)
 $= ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.14 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) =$ 59.29 N/mm2

Tube Axial Stress Sigto=59.29 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	83.6%	OK
--	-------	----

For the inner most tube
 $\text{Sigti} = ((Ps * xs - Pt * xt) - Pe * Fi) / (xt - xs)$ (13.5.6-2)
 $= ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.14 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) =$ -11.90 N/mm2

Tube Axial Stress Sigti=11.9 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	16.7%	OK
---	-------	----

Tube Buckling Stress Sigti=11.9 <= ftk=206.38[N/mm2] (13.5.6-6)	5.7%	OK
---	------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in tube
 $\text{Sigtteta} = (Pt * (dt - 2 * et) - Ps * dt) / (2 * et)$ (13.5.6-8)
 $= (2.1374 * (25.4 - 2 * 2.9) - 2.1374 * 25.4) / (2 * 2.9) =$ -2.14 N/mm2
 Mean radial stress in tube

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Sigtr = - (Pt + Ps) / 2 (13.5.6-9) = -(2.1374+2.1374)/2= -2.14 N/mm2
 Maximum equivalent stress in the tubes
 Sigteq = MAX(Sigti-Sigtteta, Sigti-Sigtr, Sigtteta-Sigtr, Sigto-Sigtteta, Sigto-Sigtr (13.5.6-7)
 =MAX(-11.9--2.14, -11.9--2.14, -2.14--2.14, 59.29--2.14, 59.29--2.14
 = 61.43 N/mm2

Equivalent Tube Stress Sigteq=61.43 <= 1.5*ft=300[N/mm2] (13.5.6-11)	20.4%	OK
--	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress
 Sigsm = Ds ^ 2 * (Pt + Pe) / (4 * es * (Ds + es)) (13.5.7-1)
 =260^2*(2.1374+-3.14)/(4*5*(260+5))= -12.73 N/mm2

Permissible buckling stress for shell
 fsbk = K * es * Es / (4 * (Ds + es)) (13.5.7-3)
 =1*5*2.0854E05/(4*(260+5))= 983.69 N/mm2

Compressive Stress in Shell Sigsm=12.73 <= fsbk=983.69[N/mm2] (13.5.7-2)	1.2%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Mean circumferential stress in shell
 Sigsteta = Ps * Ds / (2 * es) (13.5.7-5) =2.1374*260/(2*5)= 55.57 N/mm2
 Mean radial stress in shell
 Sigstr = - Ps / 2 (13.5.7-6) =-2.1374/2= -1.07 N/mm2
 Maximum equivalent stress in the shell
 Sigseq = MAX(Sigsm-Sigsteta, Sigsm-Sigstr, Sigsteta-Sigstr) (13.5.7-4)
 =MAX(-12.73-55.57, -12.73--1.07, 55.57--1.07)= 68.30 N/mm2

Equivalent Shell Stress Sigseq=68.3 <= 1.5*fs=318.2[N/mm2] (13.5.7-8)	21.4%	OK
---	-------	----

I1 = Hinf*(2*Fqinf/(X*Z)+(1-(1-vstar)/(X*Z)))
 =2.37*(2*2.04/(5.02*0.3985)+(1-(1-0.2174)/(5.02*0.3985)))= 6.2629

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Axial bending stress in shell
 Sigspb = ks / (ks + kc) * (De / (2 * es)) ^ 2 * Pe / I1 (13.5.7-9)
 =2.3843E05/(2.3843E05+0)*(260/(2*5))^2*-3.14/6.26= -338.43 N/mm2
 Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet
 Sigseq1 = MAX(Sigsm - Sigspb + Ps, Sigsm + Sigspb) (13.5.7-11)
 =MAX(-12.73--338.43+2.1374, -12.73+-338.43)= 351.15 N/mm2

Equivalent Shell Stress Sigseq1=351.15 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	55.1%	OK
--	-------	----

MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE SUMMARY

Table MAWP SUMMARY FOR T.1 :

Description	P(MPa)	LimitedBy
Max.Allow.Test Pressure (tubeside)	19.19	Tube Axial Stress
Max.Allow.Test Pressure(shellside)	20.14	Equivalent Shell Stress
Max.Allow.Pressure Hot&Corroded(tubeside)	2.59	Tube Axial Stress
Max.Allow.Pressure Hot&Corroded(shellside)	8.01	Equivalent Shell Stress
Max.Allow.Pressure New&Cold(tubeside)	3.35	Tube Axial Stress
Max.Allow.Pressure New&Cold(shellside)	12.67	Equivalent Shell Stress

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

TEST PRESSURES

TEST PRESSURE ON TUBESIDE

$$P_{ttmin} = \text{MAX}(1.43 * P_{td}, 1.25 * P_{td} * f_{20}/f, P_{tubeMaxDiff})$$

$$= \text{MAX}(1.43 * 2.1374, 1.25 * 2.1374 * 230/206.27, 2.1374) = \underline{\underline{3.0565 \text{ MPa}}}$$

»Tubeside Test Pressure(limited by:Tube Axial Stress) $P_{ttmin}=3.06 \leq P_{ttmax}=19.19[\text{MPa}]$ «» OK«

TEST PRESSURE ON SHELLSIDE

$$P_{tsmin} = \text{MAX}(1.43 * P_{sd}, 1.25 * P_{sd} * f_{20}/f, P_{shellMaxDiff})$$

$$= \text{MAX}(1.43 * 2.1374, 1.25 * 2.1374 * 230/206.27, 2.1374) = \underline{\underline{3.0565 \text{ MPa}}}$$

»Shellside Test Pressure(limited by:Equivalent Shell Stress) $P_{tsmin}=3.06 \leq P_{tsmax}=20.14[\text{MPa}]$ «» OK«

CALCULATION SUMMARY

LOAD CASE : =LC1==LC1=

13.5.4.4 Effective Pressure P_e

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (σ)

$$\sigma = 1.5 * F_m / M_{ystar} * (D_e / (e_a - h_g')) ^ 2 * P_e \quad (13.5.5-1)$$

$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0)) ^ 2 * -1.21 = \underline{\underline{-69.98 \text{ N/mm}^2}}$$

Tubesheet Bending Stress $\sigma=69.98 \leq 1.5 * f=309.41[\text{N/mm}^2]$ (13.5.5-3)	22.6%	OK
---	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (τ)

$$\tau = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e \quad (13.5.5-7)$$

$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -1.21 = \underline{\underline{-26.52 \text{ N/mm}^2}}$$

Tubesheet Shear Stress $\tau=26.52 \leq 0.8 * f=165.02[\text{N/mm}^2]$ (13.5.5-8)	16.0%	OK
---	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\sigma_{tgo} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-1)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -1.21 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = \underline{\underline{13.70 \text{ N/mm}^2}}$$

Tube Axial Stress $\sigma_{tgo}=13.7 \leq f_{tj}=70.87[\text{N/mm}^2]$ (13.5.6-3)	19.3%	OK
---	-------	----

For the inner most tube

$$\sigma_{tgi} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_i) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-2)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -1.21 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = \underline{\underline{-13.81 \text{ N/mm}^2}}$$

Tube Axial Stress $\sigma_{tgi}=13.81 \leq f_{tj}=70.87[\text{N/mm}^2]$ (13.5.6-4)	19.4%	OK
--	-------	----

Tube Buckling Stress $\sigma_{tgi}=13.81 \leq f_{tbk}=200.61[\text{N/mm}^2]$ (13.5.6-6)	6.8%	OK
---	------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\sigma_{teq} = \text{MAX}(\sigma_{tgi} - \sigma_{t\eta}, \sigma_{tgi} - \sigma_{tr}, \sigma_{t\eta} - \sigma_{tr}, \sigma_{tgo} - \sigma_{t\eta}, \sigma_{tgo} - \sigma_{tr}) \quad (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(-13.81 - 7.22, -13.81 - -1.07, 7.22 - -1.07, 13.7 - 7.22, 13.7 - -1.07) = \underline{\underline{21.03 \text{ N/mm}^2}}$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Equivalent Tube Stress $\text{Sig}_{teq}=21.03 \leq f_t=200[\text{N/mm}^2]$ (13.5.6-10)	10.5%	OK
--	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sig}_{sm} = D_s^2 * (P_t + P_e) / (4 * e_s * (D_s + e_s)) \quad (13.5.7-1)$$
$$= 260^2 * (2.1374 + 1.21) / (4 * 5 * (260 + 5)) = 11.81 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell $\text{Sig}_{sm}=0 \leq f_{sbk}=1000[\text{N/mm}^2]$ (13.5.7-2)	0.0%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sig}_{seq} = \text{MAX}(\text{Sig}_{sm} - \text{Sig}_{steta}, \text{Sig}_{sm} - \text{Sig}_{srs}, \text{Sig}_{steta} - \text{Sig}_{srs}) \quad (13.5.7-4)$$
$$= \text{MAX}(11.81 - 0, 11.81 - 0, 0 - 0) = 11.81 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress $\text{Sig}_{seq}=11.81 \leq f_s=212.13[\text{N/mm}^2]$ (13.5.7-7)	5.5%	OK
---	------	----

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sig}_{seq1} = \text{MAX}(\text{Sig}_{sm} - \text{Sig}_{sb} + P_s, \text{Sig}_{sm} + \text{Sig}_{sb}) \quad (13.5.7-11)$$
$$= \text{MAX}(11.81 - 130.75 + 0, 11.81 + 130.75) = 142.56 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress $\text{Sig}_{seq1}=142.56 \leq 3 * f_s=636.39[\text{N/mm}^2]$ (13.5.7-12)	22.4%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC2==LC2=

13.5.4.4 Effective Pressure P_e

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$\text{Sigma} = 1.5 * F_m / M_{y\text{star}} * (D_e / (e_a - h_g'))^2 * P_e \quad (13.5.5-1)$$
$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * 0.8478 = 48.98 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress $\text{Sigma}=48.98 \leq 1.5 * f=309.41[\text{N/mm}^2]$ (13.5.5-3)	15.8%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e \quad (13.5.5-7)$$
$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * 0.8478 = 18.56 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress $\text{Tau}=18.56 \leq 0.8 * f=165.02[\text{N/mm}^2]$ (13.5.5-8)	11.2%	OK
--	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sig}_{to} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-1)$$
$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - 0.8478 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = -8.71 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress $\text{Sig}_{to}=8.71 \leq f_{tj}=70.87[\text{N/mm}^2]$ (13.5.6-3)	12.2%	OK
---	-------	----

Tube Buckling Stress $\text{Sig}_{to}=8.71 \leq f_{tbk}=208.01[\text{N/mm}^2]$ (13.5.6-5)	4.1%	OK
--	------	----

For the inner most tube

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

$$\text{Sigti} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fi}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-2)$$

$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - 0.8478 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = 10.54 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=10.54 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	14.8%	OK
--	-------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(10.54 - -9.36, 10.54 - -1.07, -9.36 - -1.07, -8.71 - -9.36, -8.71 - -1.07)$$

$$= 19.90 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=19.9 <= ft=200[N/mm2] (13.5.6-10)	9.9%	OK
---	------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = \text{Ds}^2 * (\text{Pt} + \text{Pe}) / (4 * \text{es} * (\text{Ds} + \text{es})) \quad (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 * (0 + 0.8478) / (4 * 5 * (260 + 5)) = 10.81 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell Sigsm=0 <= fskb=1000[N/mm2] (13.5.7-2)	0.0%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigstr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigstr}) \quad (13.5.7-4)$$

$$= \text{MAX}(10.81 - 55.57, 10.81 - -1.07, 55.57 - -1.07) = 56.64 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=56.64 <= fs=212.13[N/mm2] (13.5.7-7)	26.7%	OK
---	-------	----

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + \text{Ps}, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$= \text{MAX}(10.81 - 91.51 + 2.1374, 10.81 + 91.51) = 102.33 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=102.33 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	16.0%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC3==LC3=

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$\text{Sigma} = 1.5 * \text{Fm} / \text{Mystar} * (\text{De} / (\text{ea} - \text{hg}'))^2 * \text{Pe} \quad (13.5.5-1)$$

$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * -0.3635 = -21.00 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=21. <= 1.5 * f=309.41[N/mm2] (13.5.5-3)	6.7%	OK
--	------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * \text{Do} / (\text{my} * \text{ea}) * \text{Pe} \quad (13.5.5-7)$$

$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -0.3635 = -7.96 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=7.96 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	4.8%	OK
---	------	----

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers
T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fq}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-1)$$

$$= ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - 0.3635 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 4.9854 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigto=4.99 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	7.0%	OK
---	------	----

For the inner most tube

$$\text{Sigti} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fi}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-2)$$

$$= ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - 0.3635 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -3.27 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=3.27 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	4.6%	OK
---	------	----

Tube Buckling Stress Sigti=3.27 <= ftk=206.38[N/mm2] (13.5.6-6)	1.5%	OK
---	------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(-3.27 - 2.14, -3.27 - 2.14, -2.14 - 2.14, 4.99 - 2.14, 4.99 - 2.14) = 7.1228 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=7.12 <= ft=200[N/mm2] (13.5.6-10)	3.5%	OK
---	------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = \text{Ds}^2 * (\text{Pt} + \text{Pe}) / (4 * \text{es} * (\text{Ds} + \text{es})) \quad (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 * (2.1374 + -0.3635) / (4 * 5 * (260 + 5)) = 22.62 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell Sigsm=0 <= fsbk=1000[N/mm2] (13.5.7-2)	0.0%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigstr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigstr}) \quad (13.5.7-4)$$

$$= \text{MAX}(22.62 - 55.57, 22.62 - -1.07, 55.57 - -1.07) = 56.64 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=56.64 <= fs=212.13[N/mm2] (13.5.7-7)	26.7%	OK
---	-------	----

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + \text{Ps}, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$= \text{MAX}(22.62 - -39.24 + 2.1374, 22.62 + -39.24) = 64.00 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=64. <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	10.0%	OK
---	-------	----

LOAD CASE : =LC4==LC4=

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$\text{Sigma} = 1.5 * F_m / M_{y\text{star}} * (D_e / (e_a - h_g'))^2 * P_e \quad (13.5.5-1)$$
$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * -2.77 = -160.13 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=160.13 <= 2.25 * f=464.11[N/mm2] (13.5.5-4)	34.5%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e \quad (13.5.5-7)$$
$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -2.77 = -60.68 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=60.68 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	36.7%	OK
--	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-1)$$
$$= ((0 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -2.77 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 54.31 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigto=54.31 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	76.6%	OK
--	-------	----

For the inner most tube

$$\text{Sigti} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_i) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-2)$$
$$= ((0 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -2.77 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -8.63 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=8.63 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	12.1%	OK
---	-------	----

Tube Buckling Stress Sigti=8.63 <= ftk=205.27[N/mm2] (13.5.6-6)	4.2%	OK
---	------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$
$$= \text{MAX}(-8.63 - 0, -8.63 - 0, 0 - 0, 54.31 - 0, 54.31 - 0) = 54.31 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=54.31 <= 1.5*ft=300[N/mm2] (13.5.6-11)	18.1%	OK
--	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = D_s^2 * (P_t + P_e) / (4 * e_s * (D_s + e_s)) \quad (13.5.7-1)$$
$$= 260^2 * (0 + -2.77) / (4 * 5 * (260 + 5)) = -35.35 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell Sigsm=35.35 <= fsbk=983.69[N/mm2] (13.5.7-2)	3.5%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigsr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigsr}) \quad (13.5.7-4)$$
$$= \text{MAX}(-35.35 - 0, -35.35 - 0, 0 - 0) = 35.35 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=35.35 <= 1.5*fs=318.2[N/mm2] (13.5.7-8)	11.1%	OK
--	-------	----

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers
T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + \text{Ps}, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$= \text{MAX}(-35.35 - 299.19 + 0, -35.35 + 299.19) = 334.54 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=334.54 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	52.5%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC5==LC5=

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$\text{Sigma} = 1.5 * \text{Fm} / \text{Mystar} * (\text{De} / (\text{ea} - \text{hg}')) ^ 2 * \text{Pe} \quad (13.5.5-1)$$

$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0)) ^ 2 * -3.98 = -230.11 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=230.11 <= 2.25 * f=464.11[N/mm2] (13.5.5-4)	49.5%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * \text{Do} / (\text{my} * \text{ea}) * \text{Pe} \quad (13.5.5-7)$$

$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -3.98 = -87.20 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=87.2 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	52.8%	OK
---	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fq}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-1)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.98 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 68.01 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigto=68.01 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	95.9%	OK
--	-------	----

For the inner most tube

$$\text{Sigti} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fi}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-2)$$

$$= ((0 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.98 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -22.43 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=22.43 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	31.6%	OK
--	-------	----

Tube Buckling Stress Sigti=22.43 <= ftk=200.61[N/mm2] (13.5.6-6)	11.1%	OK
--	-------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(-22.43 - 7.22, -22.43 - -1.07, 7.22 - -1.07, 68.01 - 7.22, 68.01 - -1.07) = 69.07 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=69.07 <= 1.5*ft=300[N/mm2] (13.5.6-11)	23.0%	OK
--	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = \text{Ds} ^ 2 * (\text{Pt} + \text{Pe}) / (4 * \text{es} * (\text{Ds} + \text{es})) \quad (13.5.7-1)$$

$$= 260 ^ 2 * (2.1374 + -3.98) / (4 * 5 * (260 + 5)) = -23.54 \text{ N/mm}^2$$

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Compressive Stress in Shell Sigsm=23.54 <= fskb=983.69[N/mm2] (13.5.7-2)	2.3%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigstr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigstr}) \quad (13.5.7-4)$$
$$= \text{MAX}(-23.54 - 0, -23.54 - 0, 0 - 0) = 23.54 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=23.54 <= 1.5*fs=318.2[N/mm2] (13.5.7-8)	7.3%	OK
--	------	----

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + \text{Ps}, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$
$$= \text{MAX}(-23.54 - 429.94 + 0, -23.54 + 429.94) = 453.48 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=453.48 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	71.2%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC6==LC6=

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$\text{Sigma} = 1.5 * \text{Fm} / \text{Mystar} * (\text{De} / (\text{ea} - \text{hg}')) ^ 2 * \text{Pe} \quad (13.5.5-1)$$
$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0)) ^ 2 * -1.92 = -111.15 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=111.15 <= 2.25 * f=464.11[N/mm2] (13.5.5-4)	23.9%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * \text{Do} / (\text{my} * \text{ea}) * \text{Pe} \quad (13.5.5-7)$$
$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -1.92 = -42.12 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=42.12 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	25.5%	OK
--	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fq}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-1)$$
$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -1.92 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 45.59 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigto=45.59 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	64.3%	OK
--	-------	----

For the inner most tube

$$\text{Sigti} = ((\text{Ps} * \text{xs} - \text{Pt} * \text{xt}) - \text{Pe} * \text{Fi}) / (\text{xt} - \text{xs}) \quad (13.5.6-2)$$
$$= ((2.1374 * 0.5992 - 0 * 0.7613) - -1.92 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = 1.9082 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=1.91 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	2.6%	OK
---	------	----

13.5.6.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti} - \text{Sigtteta}, \text{Sigti} - \text{Sigtr}, \text{Sigtteta} - \text{Sigtr}, \text{Sigto} - \text{Sigtteta}, \text{Sigto} - \text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$
$$= \text{MAX}(1.91 - -9.36, 1.91 - -1.07, -9.36 - -1.07, 45.59 - -9.36, 45.59 - -1.07) = 54.95 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=54.95 <= 1.5*ft=300[N/mm2] (13.5.6-11)	18.3%	OK
--	-------	----

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = D_s^2 * (P_t + P_e) / (4 * e_s * (D_s + e_s)) \quad (13.5.7-1)$$
$$= 260^2 * (0 + -1.92) / (4 * 5 * (260 + 5)) = -24.54 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell Sigsm=24.54 <= fsbk=983.69[N/mm2] (13.5.7-2)	2.4%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsteta}, \text{Sigsm} - \text{Sigsr}, \text{Sigsteta} - \text{Sigsr}) \quad (13.5.7-4)$$
$$= \text{MAX}(-24.54 - 55.57, -24.54 - -1.07, 55.57 - -1.07) = 80.11 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=80.11 <= 1.5*fs=318.2[N/mm2] (13.5.7-8)	25.1%	OK
--	-------	----

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + P_s, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$
$$= \text{MAX}(-24.54 - -207.67 + 2.1374, -24.54 + -207.67) = 232.21 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=232.21 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	36.4%	OK
--	-------	----

LOAD CASE : =LC7==LC7=

13.5.4.4 Effective Pressure Pe

13.5.5.1 Bending Stress in Tubesheet (Sigma)

$$\text{Sigma} = 1.5 * F_m / M_{y\text{star}} * (D_e / (e_a - h_g'))^2 * P_e \quad (13.5.5-1)$$
$$= 1.5 * 0.0329 / 0.4007 * (260 / (12 - 0))^2 * -3.14 = -181.13 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress Sigma=181.13 <= 2.25 * f=464.11[N/mm2] (13.5.5-4)	39.0%	OK
--	-------	----

13.5.5.2 Shear Stress in Tubesheet (Tau)

$$\text{Tau} = 0.25 * D_o / (m_y * e_a) * P_e \quad (13.5.5-7)$$
$$= 0.25 * 242 / (0.2303 * 12) * -3.14 = -68.64 \text{ N/mm}^2$$

Tubesheet Shear Stress Tau=68.64 <= 0.8 * f=165.02[N/mm2] (13.5.5-8)	41.5%	OK
--	-------	----

13.5.6 TUBE DESIGN

13.5.6.1 Axial Membrane Stress

For the outer most tube

$$\text{Sigto} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_q) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-1)$$
$$= ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.14 * 3.18) / (0.7613 - 0.5992) = 59.29 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigto=59.29 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-3)	83.6%	OK
--	-------	----

For the inner most tube

$$\text{Sigti} = ((P_s * x_s - P_t * x_t) - P_e * F_i) / (x_t - x_s) \quad (13.5.6-2)$$
$$= ((2.1374 * 0.5992 - 2.1374 * 0.7613) - -3.14 * -0.5048) / (0.7613 - 0.5992) = -11.90 \text{ N/mm}^2$$

Tube Axial Stress Sigti=11.9 <= ftj=70.87[N/mm2] (13.5.6-4)	16.7%	OK
---	-------	----

Tube Buckling Stress Sigti=11.9 <= ftk=206.38[N/mm2] (13.5.6-6)	5.7%	OK
---	------	----

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

13.5.6.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the tubes

$$\text{Sigteq} = \text{MAX}(\text{Sigti}-\text{Sigtteta}, \text{Sigti}-\text{Sigtr}, \text{Sigtteta}-\text{Sigtr}, \text{Sigto}-\text{Sigtteta}, \text{Sigto}-\text{Sigtr}) \quad (13.5.6-7)$$

$$= \text{MAX}(-11.9--2.14, -11.9--2.14, -2.14--2.14, 59.29--2.14, 59.29--2.14) = 61.43 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Tube Stress Sigteq=61.43 <= 1.5*ft=300[N/mm2] (13.5.6-11)	20.4%	OK
--	-------	----

13.5.7 SHELL DESIGN

13.5.7.1 Shell Design Far From Tubesheet

Axial membrane stress

$$\text{Sigsm} = D_s^2 * (P_t + P_e) / (4 * e_s * (D_s + e_s)) \quad (13.5.7-1)$$

$$= 260^2 * (2.1374 + -3.14) / (4 * 5 * (260 + 5)) = -12.73 \text{ N/mm}^2$$

Compressive Stress in Shell Sigsm=12.73 <= fsbk=983.69[N/mm2] (13.5.7-2)	1.2%	OK
--	------	----

13.5.7.1.2 Equivalent Stress

Maximum equivalent stress in the shell

$$\text{Sigseq} = \text{MAX}(\text{Sigsm}-\text{Sigsteta}, \text{Sigsm}-\text{Sigstr}, \text{Sigsteta}-\text{Sigstr}) \quad (13.5.7-4)$$

$$= \text{MAX}(-12.73-55.57, -12.73--1.07, 55.57--1.07) = 68.30 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq=68.3 <= 1.5*fs=318.2[N/mm2] (13.5.7-8)	21.4%	OK
---	-------	----

13.5.7.2 Shell Design At Its Junction With The Tubesheet

Maximum equivalent stress in the shell at its junction with tubesheet

$$\text{Sigseq1} = \text{MAX}(\text{Sigsm} - \text{Sigsb} + P_s, \text{Sigsm} + \text{Sigsb}) \quad (13.5.7-11)$$

$$= \text{MAX}(-12.73--338.43+2.1374, -12.73+-338.43) = 351.15 \text{ N/mm}^2$$

Equivalent Shell Stress Sigseq1=351.15 <= 3*fs=636.39[N/mm2] (13.5.7-12)	55.1%	OK
--	-------	----

MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE SUMMARY

Table MAWP SUMMARY FOR T.1 :

Description	P(MPa)	LimitedBy
Max.Allow.Test Pressure (tubeside)	19.19	Tube Axial Stress
Max.Allow.Test Pressure(shellside)	20.14	Equivalent Shell Stress
Max.Allow.Pressure Hot&Corroded(tubeside)	2.59	Tube Axial Stress
Max.Allow.Pressure Hot&Corroded(shellside)	8.01	Equivalent Shell Stress
Max.Allow.Pressure New&Cold(tubeside)	3.35	Tube Axial Stress
Max.Allow.Pressure New&Cold(shellside)	12.67	Equivalent Shell Stress

WARNING: UNABLE TO UPDATE MATERIAL PROPERTIES AT TEMP= 110 FOR: 2 EN 10028-3:2017, 1.0565 P355NH plate and strip, HT:N , the material must be re-selected from the material database.

WARNING: UNABLE TO UPDATE MATERIAL PROPERTIES AT TEMP= 110 FOR: 1 EN 10028-3:2017, 1.0565 P355NH plate and strip, HT:N , the material must be re-selected from the material database.

WARNING: UNABLE TO UPDATE MATERIAL PROPERTIES AT TEMP= 65.56 FOR: 1 EN 10028-3:2017, 1.0565 P355NH plate and strip, HT:N , the material must be re-selected from the material database.

Company Name -

Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

Volume:0.00 m3 Weight:12 kg (SG= 7.85)

Company Name -

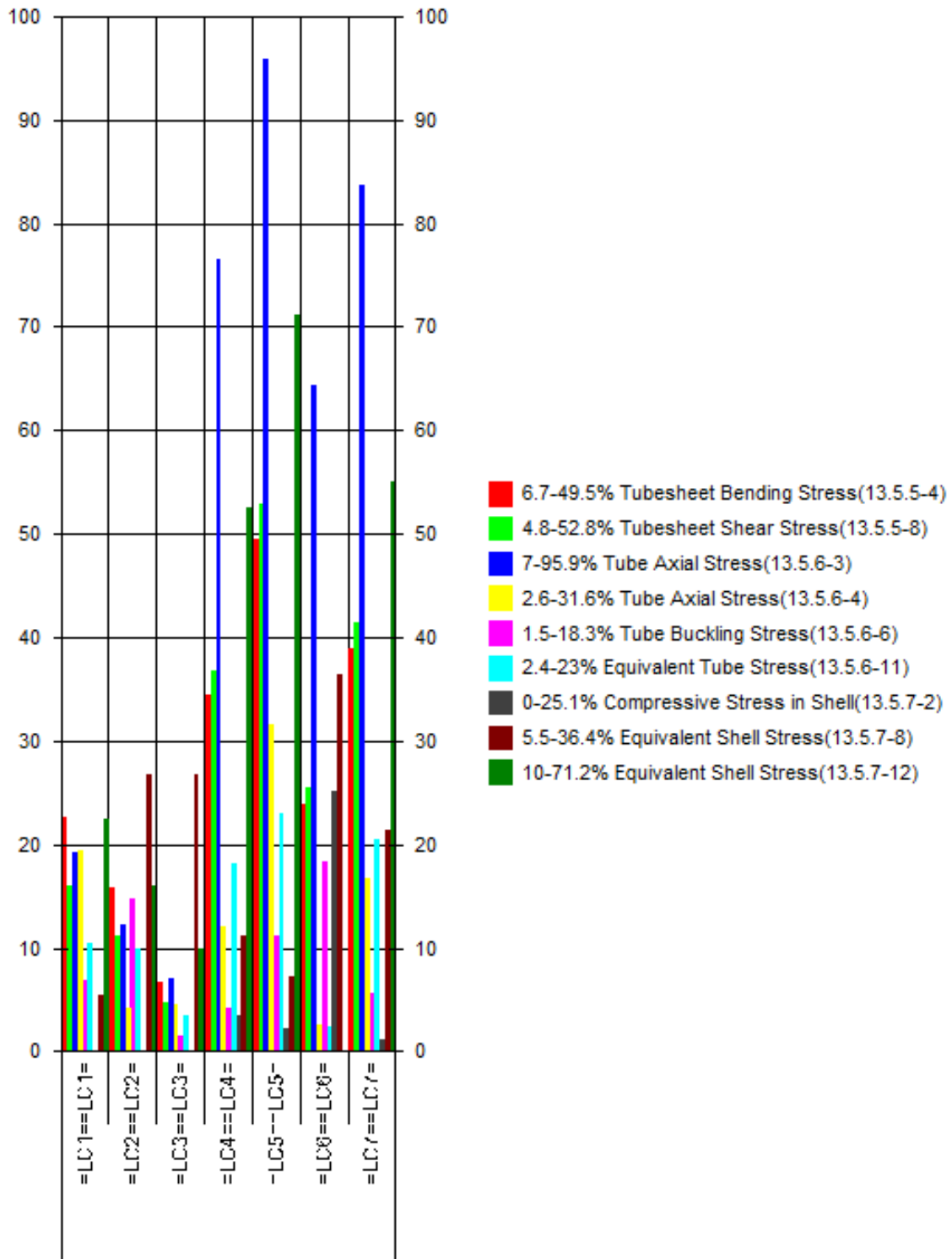
Client : Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:18.0 Operator : Rev.:A

EN13445: - 13.5 Fixed Tubesheet Heat Exchangers

T.1 tsh-1 16 May 2019 14:49 ConnID:S1.1 PC# 2

UTILIZATION CHART - T.1 TSH-1



Max.Utilization/Condition 95.9% CASE:=LC5==LC5=