



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH VYSOKOTLAKÉHO  
SEPARÁTORU SE ZAMĚŘENÍM NA  
PŘÍRUBOVÝ SPOJ

STRUCTURAL DESIGN OF THE HIGH-PRESSURE SEPARATOR WITH FOCUS ON  
FLANGE CONNECTIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Radek Šmarda

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Lošák, Ph.D.

BRNO 2020

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	<b>Bc. Radek Šmarda</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Pavel Lošák, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2019/20

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

## **Konstrukční návrh vysokotlakého separátoru se zaměřením na přírubový spoj**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh vysokotlakého separátoru se zaměřením na návrh přírubového spoje. Globální návrh bude proveden pomocí normy ČSN EN 13445, přičemž přírubový spoj bude dále blíže přezkoumán také dle ČSN EN 1591. Bude také provedena dílčí kontrola navrženého přírubového spoje pomocí metody konečných prvků. Nedílnou součástí práce je také vytvoření zjednodušené výkresové dokumentace dokumentující navržený aparát.

### **Cíle diplomové práce:**

- Literární rešerše z oblasti návrhů procesních aparátů.
- Literární rešerše z oblasti návrhů přírubových spojů. (typy konstrukčních řešení, těsnění, materiálů, zdrojů dat a další)
- Konstrukční návrh a pevnostní výpočet daného separátoru dle ČSN EN 13445.
- Kontrolní výpočet navrženého přírubového spoje dle ČSN EN 1591 a případně provedení nezbytných úprav geometrie.
- Provedení dílčích pevnostních výpočtů metodou konečných prvků.

### **Seznam doporučené literatury:**

ČSN EN 13445-3, Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.

ČSN EN 1591-1, Příruby a přírubové spoje - Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů - Část 1: Výpočet. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.

SCHNEIDER, Petr. Základy konstruování procesních zařízení. Brno: PC-DIR Real, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1483-9.

VEJVODA, Stanislav, Vladimír KUDĚLKA, Zdeněk BALEJ a Jan OPLETAL. Konstrukce procesních zařízení: teorie skořepin a prstenců, metoda počátečních parametrů. Brno: TESIYO, 2019. ISBN 978-80-87102-24-4.

SINNOTT, R. K. a Gavin P. TOWLER. Chemical engineering design. Fifth edition. Amsterdam: Elsevier, 2009. Coulson & Richardson's chemical engineering series. ISBN 978-0-7506-8551-1.

CHATTOPADHYAY, Somnath. Pressure vessels: design and practice. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, c2005. Mechanical engineering series (Boca Raton, Fla.), 25. ISBN 978-0-8493-1369-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **Abstrakt**

Diplomová práce se v první části zabývá rešerší z oblasti návrhů procesních aparátů. Dále pak popisuje funkci, rozdělení a hlavní části separátorů. Rešeršní část je zakončena detailnějším přehledem přírubových spojů. Druhá část se zabývá návrhem a kontrolními výpočty separátoru pomocí ČSN EN 13445-3 s těsnostně-pevnostním výpočtem hlavního přírubového spoje pomocí ČSN 1591-1. Na závěr druhé části jsou provedeny dílčí výpočty pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS Workbench R2, které mají za cíl ověřit požadovanou těsnost spoje a popsat vliv postupu utahování šroubů na těsnění.

## **Abstract**

The first part of the diploma thesis deals with research in the field of design of process apparatuses. The research continues describing the function, division and main parts of separators. The research part ends with a more detail overview of flange connections. The second part deals with the design and control calculations of the separator using ČSN EN 13445-3 with tightness-strength calculation of the main flange join using ČSN EN 1591-1. At the end of the second part, partial calculations are performed using finite element method in the ANSYS Workbench R2 program, which aim to verify the required tightness of the joint and describe the effect of the bolts tightening procedure on the gasket.

## **Klíčová slova**

Separátor, přírubový spoj, těsnost, metoda konečných prvků, ČSN EN 13445, ČSN EN 1591-1

## **Key words**

Separator, flange connection, tightness, finite element method, ČSN EN 13445-3. ČSN EN 1591-1,

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŠMARDA, Radek. *Konstrukční návrh vysokotlakého separátoru se zaměřením na přírubový spoj*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125212>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Pavel Lošák, Ph.D.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma **Konstrukční návrh vysokotlakého separátoru se zaměřením na přírubový spoj** vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Lošáka, Ph.D a s použitím literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl srdečně poděkovat vedoucímu práce Ing. Pavlu Lošákovi, Ph.D, za cenné rady, odborné vedení, ochotu a přátelskou atmosféru při vypracovávání této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat firmě POKORNÝ, Spol. s.r.o za poskytnutá data k těsnění. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své mamince a prarodičům za veškerou pomoc a podporu při studiu.

## Obsah

1	Úvod.....	3
2	Navrhování procesních aparátů.....	4
2.1	Obecný konstrukční návrh technologických aparátů.....	4
2.1.1	Návrh na základě vzorců .....	5
2.1.2	Návrh na základě analýzy.....	5
2.1.3	Návrh na základě experimentu .....	5
2.2	Směrnice PED 2014/68/EU .....	5
2.3	Technické normy pro tlaková zařízení.....	5
2.3.1	ASME BVPC .....	6
2.3.2	AD 2000 MERKBLATT.....	6
2.3.3	České státní harmonizované technické normy .....	7
2.4	Separátory .....	7
2.4.1	Princip separátorů.....	8
2.4.2	Rozdělení separátorů .....	9
2.4.3	Hlavní konstrukční části separátorů .....	11
3	Přírubový spoj a jeho těsnost .....	14
3.1	Příruby .....	14
3.2	Těsnění.....	15
3.2.1	Třída těsnosti $L_N$ .....	15
3.2.2	Měkké těsnění.....	17
3.2.3	Kovová těsnění .....	18
3.2.4	Kombinované těsnění .....	20
3.2.5	Přenos sil v přírubovém spoji.....	22
3.2.6	Typy těsnících ploch .....	23
3.2.7	Těsnění a předpětí ve šroubech .....	24
3.2.8	Hlavní parametry těsnění.....	25
3.3	Šrouby .....	29
3.3.1	Vlastnosti šroubů a jejich pevnostní třídy .....	29
3.3.2	Předepínací síla a utahovací moment .....	31
3.3.4	Vliv maziva a tření při utahování .....	33
3.3.5	Způsoby a pořadí utahování šroubů .....	34
4	Návrh vysokotlakého separátoru.....	36



4.1	Zadané parametry .....	36
5	Návrh a pevnostní výpočet separátoru .....	38
5.1	Postup výpočtu v programech VVD a San't Ambrogio .....	38
5.2	Srovnání výsledků softwarů VVD a San't Ambrogio .....	41
6	Těsnostně-pevnostní výpočet přírubového spoje .....	42
6.1	Postup výpočtu v programu VVD .....	42
6.2	Výsledky výpočtů ze softwaru VVD dle ČSN EN 1591-1 .....	44
7	Srovnání postupů výpočtu norem ČSN EN 1591-1 a ČSN EN 13 445-3 pro přírubový spoj .....	47
8	Analýzy pomocí MKP .....	50
8.1	Skořepinový model .....	50
8.2	Submodel – přírubového spoje .....	54
8.2.1	Submodel – příprava nastavení submodelu .....	54
8.3	Kontrola předepínací síly .....	57
8.3.1	Montážní stav .....	57
8.3.2	Provozní stav .....	58
8.4	Posouzení vlivu postupu utahování na těsnost a sílu ve šroubech .....	60
8.4.1	Utahování po směru hodinových ručiček .....	60
8.4.2	Utahování podle křížového pravidla .....	64
8.4.3	Porovnání vlivu utahování .....	66
9	Závěr .....	68
10	Seznam použitých symbolů .....	70
11	Seznam obrázků .....	72
12	Seznam tabulek .....	74
13	Seznam příloh .....	75
14	Seznam použitých zdrojů .....	76

# 1 Úvod

Svět by se v dnešní době neobešel bez procesních aparátů, jenž mají uplatnění v mnoha odvětvích průmyslu. Tyto aparáty se vyznačují prací s rozmanitými látkami v různých fázích. Mezi tyto aparáty běžně řadíme například separátory, výměníky tepla, pece, mixéry, destilační kolony, filtry, cyklóny a tlakové nádoby. Často se jedná o procesy, které probíhají za vyšších teplot a tlaků, než má okolní prostředí. Kvůli kombinaci vysokých tlaků, teplot a různých nebezpečných látek, je kladen důraz na bezpečnost a integritu při navrhování těchto procesních zařízení. Je důležité si uvědomit, že většina procesních aparátů jsou zároveň tlakové nádoby, a proto bude postup návrhu procesních zařízení zaměřen na postup konstrukce tlakových nádob, které jsou vystaveny dovolenému tlaku PS většímu než 0,5 bar. Důležitou součástí většiny procesních zařízení jsou přírubové spoje, které zajišťují propojení, rozebíratelnost a možnost lehké údržby.

Přírubové spoje patří mezi kritická místa technologických zařízení kvůli vysokému tlaku, teplotě a nebezpečným látkám, které na něj působí. S tímto musíme kalkulovat při jejich konstrukci nebo výběru. Dále se nesmí zapomínat na požadovanou těsnost spoje, která je neméně důležitá. V dnešní době se na těsnost přírubového spoje kladou čím dál vyšší nároky, a to z důvodu vyšších nároků na bezpečnost, efektivitu technologických procesů a menšího zásahu do životního prostředí (minimalizace emisí a imisí).

Tato diplomová práce popisuje principy a metody návrhu procesních zařízení. Dále se zabývá separátory, kde je zmíněna jejich funkce, rozdělení a popis jednotlivých částí. V rešeršní části je také popsán přehled přírub, těsnění, šroubů a jsou zde zmíněny i metody a postup utahování šroubů přírubového spoje.

V práci je navrhnout vysokotlaký separátor sloužící k oddělování vody od zemního plynu. Je ověřen pevnostním výpočtem ve dvou softwarech (Vissual Vessel Design, San' t Ambrogio) jejichž výsledky jsou vzájemně porovnány. Hlavní částí diplomové práce je pak těsnostně-pevnostní výpočet podle normy ČSN EN 1591-1 [22] v softwaru Vissual Vessel Design a ověření výsledků tohoto výpočtu pomocí softwaru Ansys Workbench R2. Dále práce obsahuje porovnání metod utahování šroubů a jejich vliv na těsnění. V závěru práce je provedeno zhodnocení výsledků a jsou zde uvedené doporučení a návrhy pro další práci s danou problematikou. K práci byl vypracován zjednodušený výkres sestavy a výkres hlavního přírubového spoje s těsněním.

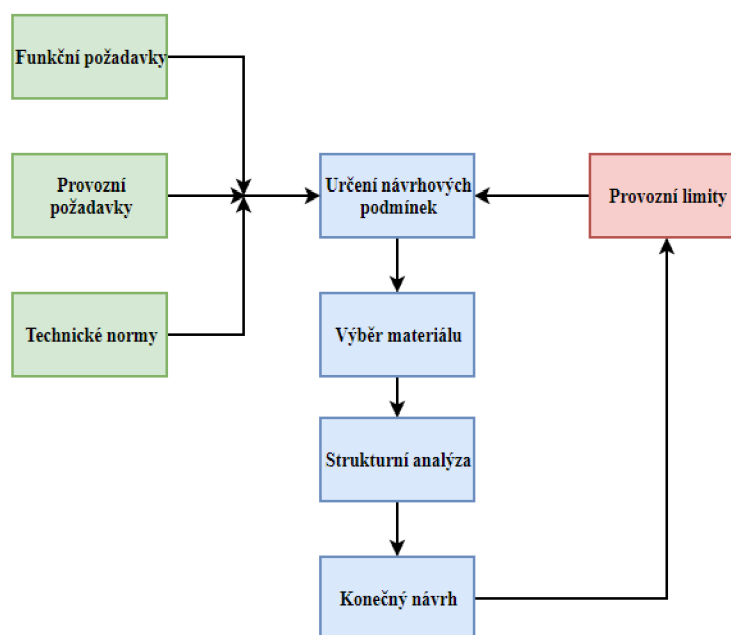
## 2 Navrhování procesních aparátů

V této kapitole bude přiblížen proces navrhování procesních aparátů z konstrukčního hlediska. Při navrhování procesních zařízení je nejdůležitějším faktorem bezpečnost, obzvláště pokud se jedná o vysokotlaké zařízení s nebezpečnými látkami. Obecně platí, že návrh je kompromisem ekonomického faktoru a bezpečnostního rizika. Možné riziko selhání je balancováno potřebou prevence a bezpečnosti. Optimálním výsledkem by měl být návrh, dosahující adekvátní bezpečnosti za minimální cenu. Obecně se používají 3 typy konstrukčních návrhů, na základě vzorců, analýzy a experimentu. Postupy se můžou lišit v závislosti na použitých technických normách.

### 2.1 Obecný konstrukční návrh technologických aparátů

Návrh technologického aparátu je komplexní proces, který běžně zastává několik lidí. Samotný proces můžeme rozdělit do několika kroků. Tyto kroky můžete vidět na obr. č. 1. Jako první jsou určeny funkční požadavky, provozní požadavky a technické normy pro konstrukci. Tyto tři body se zabývají tvarem, velikostí, provozní teplotou, tlakem, ostatními provozními faktory a technickými normami pro dané zařízení. V dalším kroku se vybere materiál.

Následně je podle vhodné normy určeno maximální zatížení při daných podmínkách. Maximální zatížení použijeme pro výpočet minimálních tloušťek zařízení. Výsledný návrh se analyzuje a porovná s příslušnými mezními stavy poškození. Celý proces se pak opakuje, dokud se nedosáhne optimálního produktu z hlediska provozuschopnosti, bezpečnosti a ceny.[1]



Obr. č 1 Postup návrhu konstrukce technologického aparátu [1]

### **2.1.1 Návrh na základě vzorců**

Tento typ konstrukčního návrh je uskutečněn podle konstrukčních vzorců. Je to základní návrhový postup. Pro komponenty běžných tvarů je tento postup konstrukce dostačující a efektivní. Částečně je návrh na základě vzorců založen také zkušenostech a testování. Vyžaduje určení maximálního mezního zatížení, výběr správných vzorců a výběr materiálů s vhodným dovoleným maximálním napětím. Postup nám určí minimální možné tloušťky tlakových nádob, pravidla pro výrobu, zkoušení a detaily konstrukce. [1]

### **2.1.2 Návrh na základě analýzy**

Maximální dovolené zatížení procesního zařízení je určeno provedením detailní napěťové analýzy a kontrolou podle stanovených kritérií návrhu. Pomocí návrhu na základě analýzy se dá také vypočítat minimální tloušťka komponent daného zařízení. Z důvodů implementované bezpečnosti a nejistot vyhodnocovacích kritérií metody a jejího smluvního charakteru nesmí být u některých definovaných částí tato tloušťka u reálného zařízení menší než vypočítaná tloušťka, která byla určena návrhem na základě vzorců. Návrh dle analýzy začal být populární v 70. letech 20. století, díky rozvoji výpočetní techniky a metody konečných prvků.[2]

### **2.1.3 Návrh na základě experimentu**

Návrh na základě experimentu je nejméně používaný a pokud to lze, upřednostňuje se návrh na základě analýzy a návrh na základě vzorců. Metoda se zakládá na experimentální zkoušce, při které se zjišťuje, za jakých okolností dojde k porušení nádoby (roztržení). Metoda má řadu omezení a používá se spíše jako doplněk k předchozím dvou metodám.[1]

## **2.2 Směrnice PED 2014/68/EU**

S návrhem procesních zařízení je spojena i řada předpisů a norem. Nejvýznamnější pro Evropský trh je směrnice Evropské unie PED (Pressure Equipment Directive) 2014/68/EU [3], která je právně závazná od roku 2016. Směrnice byla v roce 2016 aktualizována ze směrnice PED 97/23/EC, která byla vydaná v roce 1997. Směrnice sjednocuje právní předpisy členských států Evropské unie týkajících se dodávání tlakových zařízení na Evropský trh. Vztahuje se na návrh, výrobu, posuzování shody tlakových zařízení a sestav s nejvyšším dovoleným tlakem PS větším než 0,5 bar. Tlakovým zařízením se rozumí: potrubí, tlaková výstroj, nádoby a bezpečnostní výstroj, včetně všech připojených prvků k sestavě, které jsou vystaveny tlaku, jako jsou hrdla, spojky, podpory, příruby a závěsná oka.[3]

## **2.3 Technické normy pro tlaková zařízení**

Technické normy slouží jako podrobný předpis pro návrh, konstrukci, testování a provoz daného zařízení. Primární účel je standardizovat postupy, zvyšovat bezpečnost a kvalitu výrobků.

Tlaková zařízení dodávaná na Evropský trh musí splňovat podmínky směrnice PED 2014/68/EU [3], které je právně závazná. Technické normy poskytují pouze doporučené postupy, pravidla pro konstrukci, testování a provoz zařízení. V případě, že je ve smlouvě o dodání uveden požadavek na konstrukci podle technické normy, stává se i tento požadavek legislativně závazný.

Většina zemí má své vlastní technické normy. Například ASME (American National Standards Institute) v Americe, ČSN (Česká státní norma) v České republice, DIN (Deutsche Industrie-Norm) v Německu nebo GOST (Gossandart) v Rusku. V Evropské unii je snaha technické normy harmonizovat a přecházet na společné Evropské harmonizované normy.

Pro konstrukční návrh tlakových nádob můžeme použít například Americké normy ASME BVPC [37], Německé AD 2000 Merkbleatt [38] nebo evropské ČSN EN 13445 [31]. Každá technická norma pak specifikuje, pro jaký druh tlakového zařízení ji lze použít. Všechny konstrukční předpisy stanovují pravidla pro bezpečný návrh konstrukce za účelem chránit život a majetek.

### **2.3.1 ASME BVPC**

ASME BPVC (American Society of Mechanical Engineers – Boiler and Pressure Vessel Code) [37] je Americká technická norma, která určuje zásady pro návrh, výrobu a testování tlakových nádob a kotlů. Její první verze byla vydána v roce 1914 a měla za úkol standardizovat design, výrobu a kontrolu kotlů a tlakových nádob. Technická norma má několik sekcí.[1]

#### **ASME BVPC [37]:**

Sekce I: Kotle na výrobu energie

Sekce II: Materiálové specifikace

Sekce III: Jaderná energie

Sekce IV: Pravidla pro konstrukci topných zařízení

Sekce V: Nedestruktivní zkoušky

Sekce VI: Doporučená pravidla pro údržbu a provoz topných kotlů

Sekce VII: Doporučené pokyny pro péči o kotle na výrobu energie

Sekce VIII: Pravidla pro navrhování tlakových nádob

Sekce IX: Svařování a pájení

Sekce X: Umělohmotné tlakové nádoby ze skleněných vláken

Sekce XI: Pravidla pro inspekci jaderné elektrárny v provoz

### **2.3.2 AD 2000 MERKBLATT**

AD 2000 MERKBLATT [38] je Německá technická norma zabývající se tlakovými zařízeními, potrubími a parními kotle. Je rozdělena do několika sekcí. Například sekce B se zabývá přírubovými spoji. Na začátku každé sekce jsou určeny podmínky, které musejí být splněny před použitím této normy. Do této normy byly přidány pravidla a požadavky

na kategorizaci, výrobu, zkoušení, svařování a posuzování shody tlakových zařízení dle směrnice PED 2014/68/EU [3].[4]

Technická norma je rozdělena do několik částí [38]:

- Série A Vybavení, instalace a značení
- Série B Design
- Série G Základy
- Série HP Výroba a testování
- Série N Nekovové materiály
- Série S Speciální případy
- Série W Materiály

### 2.3.3 České státní harmonizované technické normy

ČSN EN 764 [36] je harmonizovaná norma, která definuje základní terminologii a značky používané pro tlaková zařízení. Pro výpočet, konstrukci, výrobu a zkoušení tlakových zařízení používáme několik norem, které se zaměřují přímo na problematiku daného procesního zařízení.

- ČSN EN 12952 [38] – Vodotrubné kotle
- ČSN EN 12953 [39] – Válcové kotle
- ČSN EN 13445 [31] – Netopené tlakové nádoby
- ČSN EN 13480 [40] – Kovová průmyslová potrubí

Každá z těchto norem je rozdělena do několika částí. ČSN EN 13445 [31], která se týká netopených tlakových nádob obsahuje tyto části:

- Část 1: Všeobecně
- Část 2: Materiály
- Část 3: Výroba
- Část 4: Konstrukce a výpočet
- Část 5: Kontrola a zkoušení
- Část 6: Požadavky pro navrhování a výrobu tlakových nádob a tlakových částí z litin s kuličkovým grafitem
- Část 7: Návod na používání postupů posouzení shody.

Tato norma je v této práci ještě více přiblížena při výpočtu separátoru v programu Visual Vessel Design (VVD) a San't Ambrogio

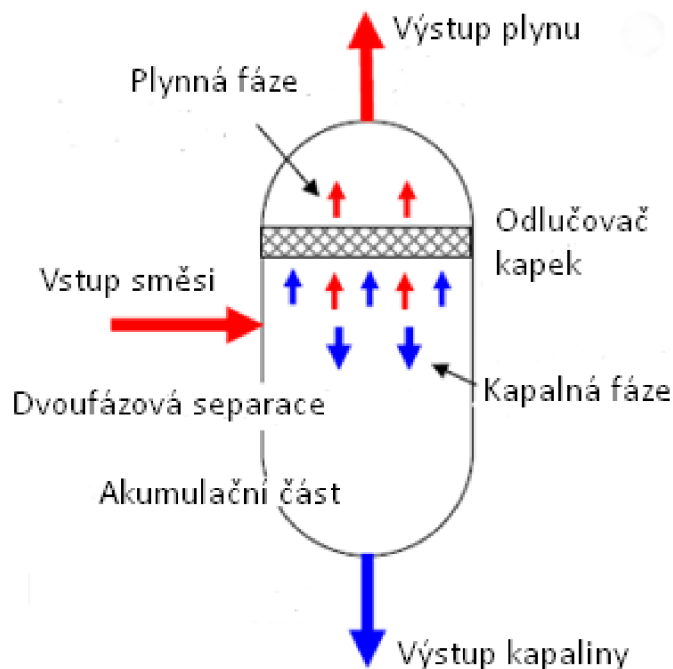
## 2.4 Separátory

Separátory jsou procesní zařízení, jenž slouží k oddělování látek na základě různých fyzikálních vlastností nebo látkových fází. Oddělením nežádoucích látek docílíme větší čistoty požadované látky, to následně vede k efektivnějšímu procesu. Separátory se dají rozdělit například podle druhu a fáze procesních látek, konstrukce, pracovního tlaku

nebo metod separace. V procesním průmyslu se můžeme setkat s odlučovačem kapek, separátorem na dělení ropných frakcí nebo separátorem na základě látkových fází. [4]

### 2.4.1 Princip separátorů

Dělení látek ve směsi probíhá na základě různých fází a pomocí gravitace. Nejlépe se princip vysvětlí na vertikálním dvoufázovém separátoru. Na obr. č. 2 je uvedeno schéma dvoufázového separátoru. Směs, která vstupuje na boku separátoru je tvořena plynou i kapalnou fází. Po vstupu do separátoru se vlivem gravitace oddělí pevná fáze od plynné. Kapalná fáze klesá do oblasti akumulace kapaliny a plyn stoupá s částí kapaliny nahoru, kde narazí na odlučovač kapek. Tam se kapalina zachytí a částečně i vysráží z plynu. Zachycená a vysrážená kapalina spadne do akumulární části, z které je následně odebírána.[4]



Obr. č. 2 Princip dvoufázové separace [5]

Faktory ovlivňující chod separátoru [4]:

1. Provozní teplota
2. Provozní tlak
3. Složení vstupního proudu

Změna jednoho z těchto faktorů kriticky ovlivňuje množství plynu a tekutiny odcházející ze separátoru. Ve většině aplikací fungují separátory bez možnosti přímého ovlivnění chodu operátorem. Teplota se dá ovlivňovat přidáním ohřivače, tlak se dá do jisté míry regulovat pomocí zpětných tlakových ventilů. Nárůst provozního tlaku nebo pokles provozní teploty zvýší množství získané kapaliny v separátoru. U separátoru se

snažíme najít optimální provozní tlak a provozní teplotu pro co nejefektivnější získávání požadované fáze.[4]

## 2.4.2 Rozdělení separátorů

Separátory se dají rozdělit podle různých parametrů. Můžeme se potkat s rozdělením separátorů podle orientace, počtu dělených fází, provozního tlaku, metody separace nebo například funkce. V této kapitole budou přiblíženy první dva druhy rozdělení, podle orientace a počtu dělených fází.

### Dělení podle orientace:

#### Vertikální separátory

Vertikální separátory (obr. č. 3) jsou schopny pracovat s velkým množstvím proudící látky. Jsou vhodné jako vstupní separátory do procesu a pro práci s nižším a středním poměrem oleje a plynu. Používají se například při zvýšeném množství písku, kamínků a podobných částic. Zabírají méně podlahového prostoru než horizontální separátory, ale jsou méně účinné, což vede k jejich zvětšování, a také růstu jejich ceny. [6]



Obr. č. 3 Příklad vertikálních separátorů [7]

#### Horizontální separátory

Horizontální separátory (obr. č.4) jsou vhodné pro práci při menším konstantním proudu s vyšším poměrem oleje a plynu. Při stejném požadovaném výkonu jsou menší a levnější než vertikální separátory. Jsou vhodné pro třífázovou separaci z důvodu velké mezifázové plochy.[6]

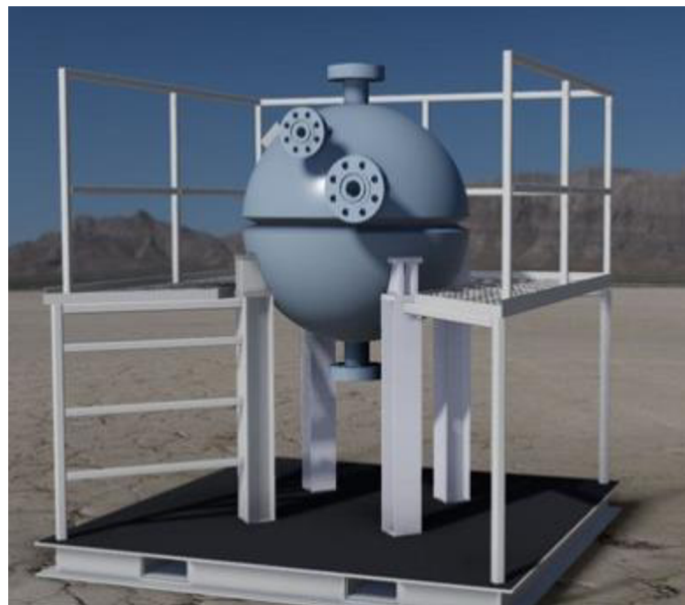




*Obr. č. 4 Příklad horizontálního separátoru [8]*

### **Sférické separátory**

Sférické separátory (obr. č. 5) jsou levné a kompaktní. Tento typ separátoru má omezený prostor pro kapalinu a malou usazovací část. Obtížné je kontrolování výšky hladiny kapaliny. Na obr. č. 5 je zobrazen příklad sférického separátoru. [4]



*Obr. č. 5 Příklad sférického separátoru [9]*

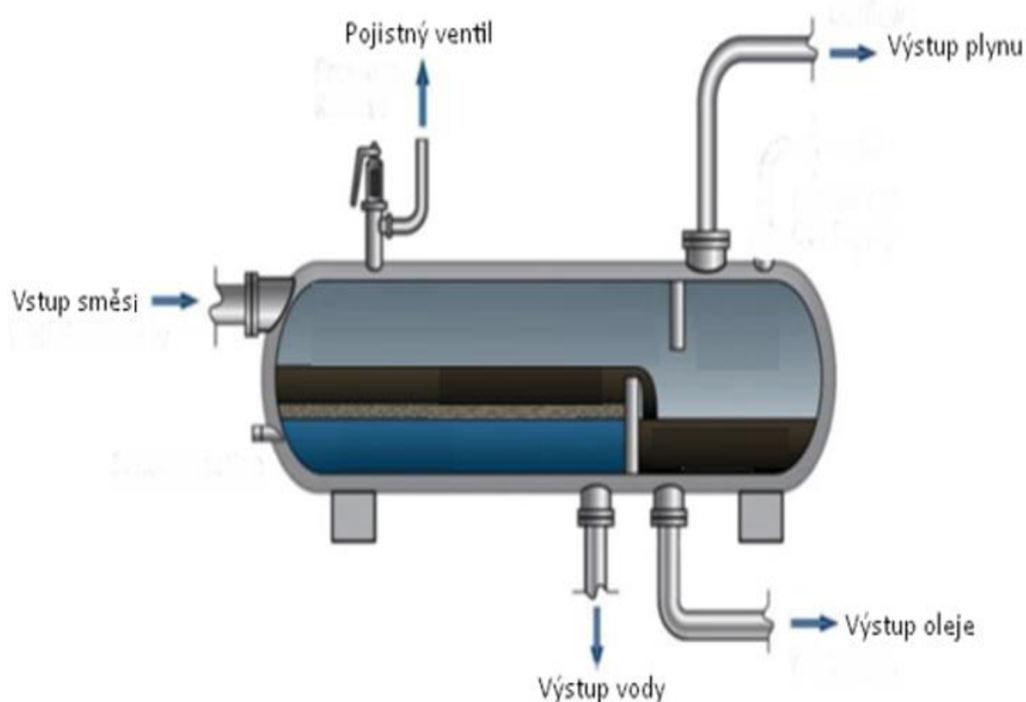
### **Dělení podle počtu fází:**

#### **Dvofázové separátory**

Separují od sebe pouze dvě fáze kapalina-plyn. Plyn odchází vrchní částí separátoru a kapalina se odčerpává z akumulární části nádoby. Můžou být vertikální i horizontální.

## Třífázové separátory

Dělí od sebe 3 fáze, často se jedná o kapalinu, olejovitou složku a plyn. Konkrétně se používají na oddělování oleje, vody a zemního plynu. Dělení probíhá na základě rozdílných hustot a polarit kapalin. Kapaliny se od sebe navzájem dělí přepážkou. Na obrázku č. 6 je ukázán princip třífázového dělení (voda-olej-plyn).[4]



Obr. č. 6 Příklad tří fázového dělení kapalina-olej-plyn [10]

### 2.4.3 Hlavní konstrukční části separátorů

Všechny separátory mají nejméně 3, obvykle 4 hlavní sekce. Separátor na odlučování vody z proudu zemního plynu má 4 sekce. Tyto sekce jsou [6]:

1. Primární sekce
2. Sekundární sekce
3. Akumulační sekce
4. Odlučovač kapek

#### Primární sekce

Primární sekce je část nádoby kolem vstupu, kde se rozptyluje vstupní proud. Účelem této části je provést počáteční oddělení kapaliny od plynu pomocí různých deflektorů a přepážek

Ve vertikálním separátoru bývá proud usměrněn přímo na protilehlou stěnu separátoru, kde se rozprostře tenký film. V horizontálním separátoru je obvykle umístěna přepážka nebo obrácená miska, která rozloží proud kapaliny do stran případně na plášť

nádoby. Tento princip rozprostření proudu slouží k intenzifikaci procesu separace. Většina kapaliny a velké kapky po vstupu do primární sekce a usměrnění přepážkou nebo rozložením po stěně, začnou vlivem gravitace padat do akumulární sekce. Na obrázku č. 7 je primární sekce označena číslem 1.[6]

### **Sekundární sekce**

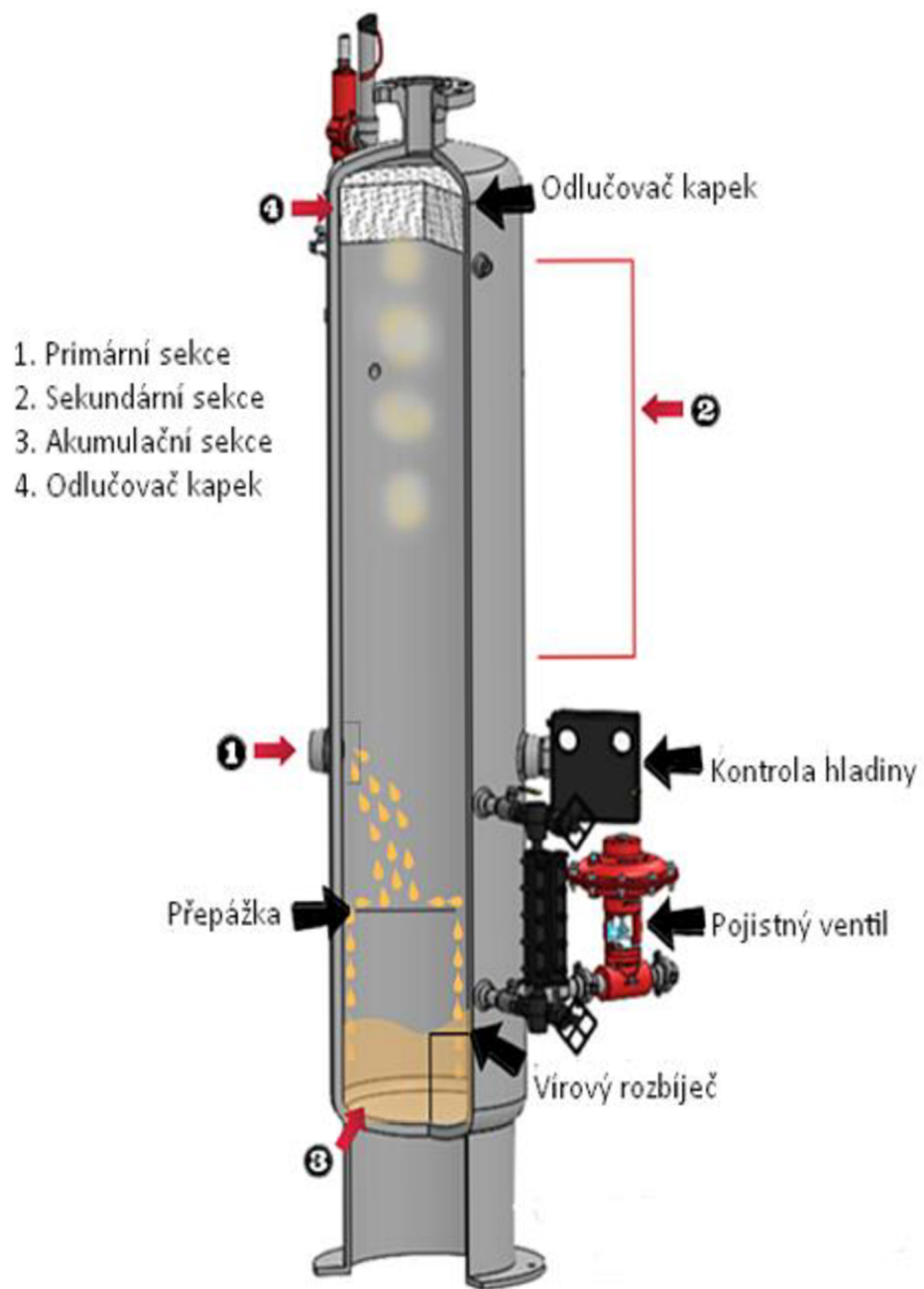
Sekundární sekce se nachází za vstupní přepážkou mezi oblastí akumulace kapaliny a odlučovačem kapek. V této sekci je rychlost plynu a kapaliny snížena kvůli zvětšené ploše průřezu. Zpomalení umožňuje, aby větší částice kapaliny vlivem gravitační síly začaly klesat směrem k akumulární části separátoru. Příпустné rychlosti pro sekundární sekci byly stanoveny testy různých typů separátorů. Dimenzování separátorů je založeno na přípustné rychlosti proudů plynu v sekundární části. Většina částic kapaliny, u kterých nepřevládne gravitační síla je zachycena v extrakční sekci. Na obrázku č. 7 je sekundární sekce označena číslem 2.[6]

### **Akumulární sekce**

Akumulární sekce slouží k shromažďování kapaliny z ostatních částí. V této sekci je kapalina chvíli držena, aby se mohly zbytky plynu obsažené v kapalině uvolnit. Sekce akumulace kapaliny separátoru je obvykle složena z regulátoru hladiny, vypouštěcích ventilů, regulačních ventilů a průzorů. Sekci je možno vidět na obrázku č. 7 pod číslem 3.[6]

### **Odlučovač kapek**

Malé kapky kapaliny, jenž se neusadí, vstoupí do odlučovače kapek, který je umístěn co nejbližší výstupu plynu ze separátoru. Při průchodu odlučovačem se kapky zpomalí ještě více, případně se sloučí s většími kapkami, které již smáčí odlučovač, a následně pak spadnou vlivem gravitace do akumulární části. V separátorech se nejčastěji používají tři typy odlučovačů drátové, žaluziové a odstředivé. Příklad umístění odlučovače kapek můžete vidět na obrázku č. 7 pod číslem 4.[6]

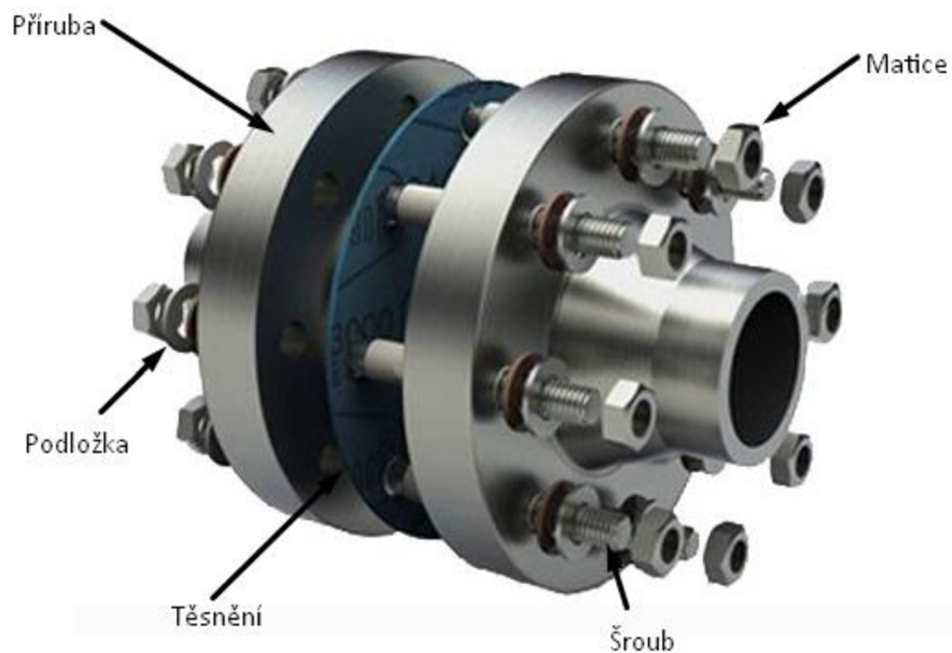


Obr. č. 7 Vertikální separátor a jeho části [11]

### 3 Přírubový spoj a jeho těsnost

Většinu procesních zařízení je potřeba propojovat, aby mohly plnit svůj účel. Spoje se dělí na rozebíratelné a nerozebíratelné. Do nerozebíratelných spojů patří například svarové, lepené nebo nýtové spoje. Mezi rozebíratelné řadíme závitové, šroubové, tvarové nebo přírubové spoje. Pro spojení procesních zařízení se nejčastěji používají přírubové nebo svarové spoje. Přírubový spoj se skládá ze dvou přírub, šroubů, matic, podložek a těsnění (obr. č.8). V této kapitole budou obecně přiblíženy příruby se zaměřením na faktory ovlivňující těsnost přírubového spoje. [12]

Největší vliv na těsnost přírubového spoje procesního aparátu má těsnění. Zanedbatelné ale nejsou ani ostatní vlivy a vlastnosti sestavy šroub-příruba-těsnění. Šrouby a příruby zajišťují kompaktnost a dostatečné předpětí sestavy. Nároky na těsnost přírubových spojů stoupají, jelikož jsou kladeny stále vyšší požadavky na snižování emisí, ochranu životního prostředí, a tím pádem i větší těsnost přírubových spojů. Neplánovaná netěsnost přírubových spojů může být způsobena konstrukčními chybami, špatnou volbou těsnění a chybami při montáži. [12]

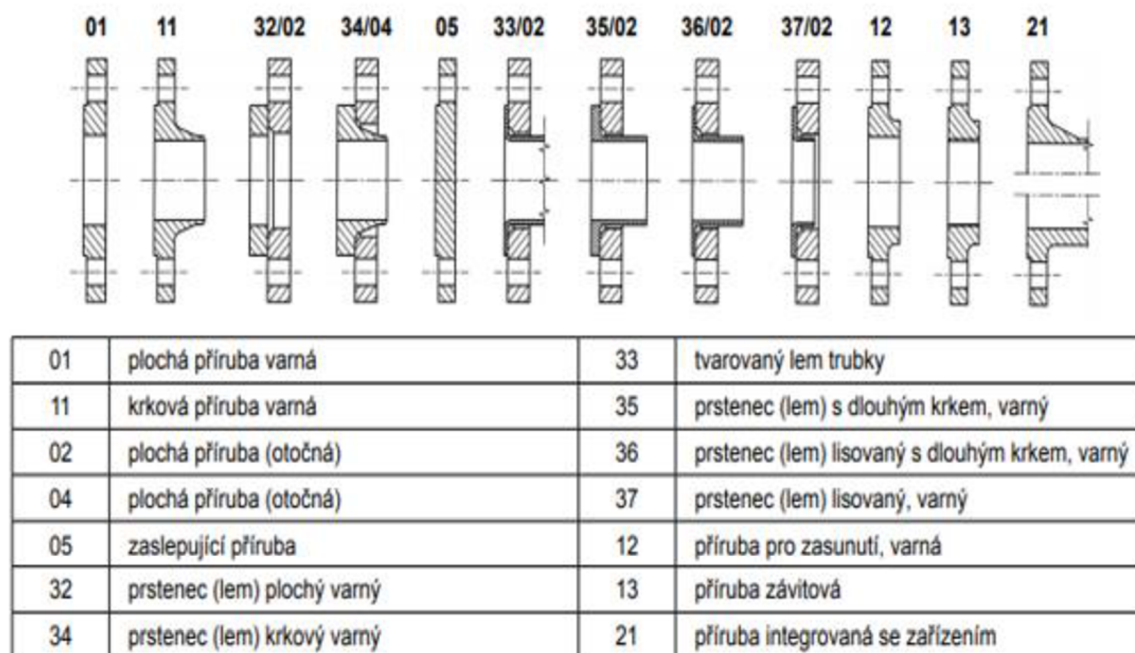


Obr. č. 8 Přírubový spoj [13]

#### 3.1 Příruby

U potrubních spojů se příruby většinou volí podle existujících norem, v kterých jsou rozděleny podle tvaru, materiálu, jmenovitého tlaku a rozměru (normalizované příruby). Většinou se u procesních aparátů používají normalizované příruby, nicméně se vyskytují případy, kdy použití normalizované příruby nemusí vést k nejefektivnějšímu řešení nebo dokonce to není z různých důvodů možné. Česká technická norma, která se zabývá přírubami a jejich rozdělení podle vnitřního průměru (DN) a definovaného jmenovitého

tlaku (PN), se nazývá ČSN EN 1092 [14]. [12] Existuje několik druhů a typů přírub. Ty základní jsou uvedeny na obr.č. 9.



Obr. č. 9 Typy přírub podle ČSN EN 1092-1 [32]

## 3.2 Těsnění

Jak již bylo řečeno, použité těsnění má velký vliv na těsnost přírubového spoje. Hlavním úkolem těsnění je vyplnit nerovnosti mezi těsnícími plochami přírub, a tím zabránit úniku media z potrubního systému nebo procesního aparátu. Pro splnění těsnosti přírubového spoje musí být vybráno vhodné těsnění. Dále je potřeba postupovat podle stanoveného montážního postupu, přičemž předpětí ve šroubech musí být dostatečné pro všechny stavy zatížení přírubového spoje (montáž, tlaková zkouška, najíždění, ustálený provoz, kolísání tlaku a teploty, sjíždění). [13]

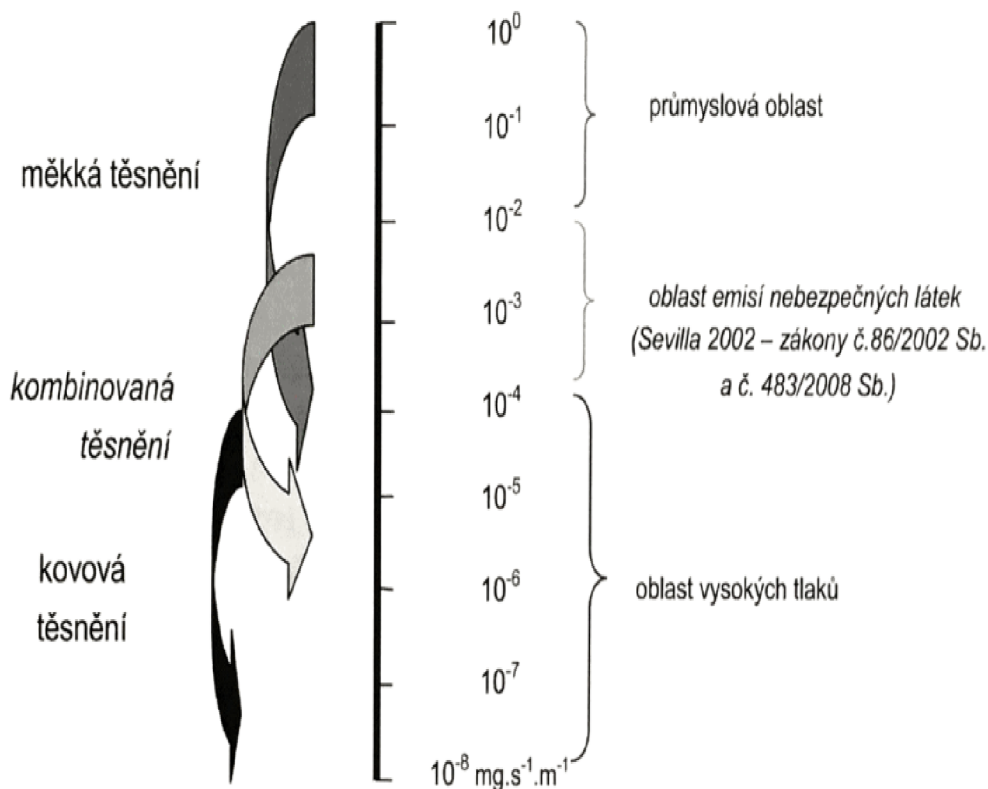
### 3.2.1 Třída těsnosti $L_N$

Přírubový spoj je vždy netěsný. Stanovením požadované třídy těsnosti si určíme mez, která nám říká, jak velký unik je pro nás ještě přijatelný. Tato mez se nazývá třída těsnosti. Při překročení této hodnoty je spoj kvalifikován jako netěsný. Jednotka určuje hmotnost látky, která unikne na dané délce za určitý čas. Třídy těsnosti podle ČSN EN 13555 [15] jsou uvedeny v tabulce č.1.

Tab. č. 1 Příklad tříd těsnosti dle ČSN EN 13555 [15]

Třída těsnosti $L_N$	$L_{1.0}$	$L_{0.1}$	$L_{0.01}$
Specifická míra netěsnosti [ $\text{mg} \cdot (\text{s} \cdot \text{m})^{-1}$ ]	$\leq 1.0$	$\leq 0.1$	$\leq 0.01$

Těsnění obecně dělíme na měkká, kombinovaná a kovová. Na obrázku č. 10 je orientačně znázorněno jaké těsnostní třídy lze dosáhnout s daným druhem materiálu těsnění, obrázek je pouze orientační a každá konkrétní aplikace má jiné požadavky na těsnění.



Obr. č. 10 Třídy těsnosti a oblasti použití [13]

### Požadavek na třídu těsnosti

Žádný přírubový spoj není dokonale těsný, obzvláště pokud je procesní medium plyn. Pro určení požadované třídy těsnosti musíme vycházet z těsněné látky za provozních podmínek. Požadavek na třídu těsnosti nám určují mimo jiné i mezní emisní a imisní limity pro danou procesní látku. V ČR se tyto hodnoty řídí podle zákonů a nařízení vlády viz: [16]:

- Zákon č. 86/2002 Sb. – o ochraně ovzduší,
- Nařízení vlády č. 350/2002 Sb. – imisní limity,
- Nařízení vlády č. 351/2002 Sb. – emisní závazné stropy projekcí,
- Vyhláška MŽP č. 355/2002 Sb. – emisní limity,
- Vyhláška MŽP č. 356/2002 Sb. – seznam znečišťujících látek, obecné emisní limity,
- Směrnice rady Evropy 96/61/EG – úmluva o přístupu k informacím.

Obecně platí, že netěsnost nesmí být větší než dovolené množství emisí za určitou dobu. Podle nebezpečí látky pro životní prostředí se pak určuje, jaká může být maximální netěsnost neboli třída těsnosti.

Dále pak lze pro určení třídy těsnosti použít německou směrnici TA-Luft 2002. Tento technický návod se zabývá udržením čistoty vzduchu včetně dílčích směrnic pro mezní hodnoty emisí. Cílem směrnice je ochrana a prevence ovzduší před znečištěním. Detailněji se TA-Luft zabývá imisními ukazateli pro prach a prachové anorganické látky. Dále pak emisními ukazateli při překládce, skladování a zpracování tuhých látek. Pro plynné anorganické a organické látky se zabývá emisemi při zpracování, dopravě, plnění nebo skladování kapalných látek. [16]

### **3.2.2 Měkké těsnění**

Měkká nebo také nekovová těsnění jsou nejpoužívanějším typem těsnění. Jsou vhodná pro širokou škálu aplikací. Vyrábějí se z různých druhů materiálů například pryžové, vláknito-pryžové, grafitové a teflonové. Dají se používat při vysokých i nízkých teplotách, ale pouze od nízkého do středně vysokého tlaku. Nekovová těsnění jsou nejlevnější typ těsnění, jejich cenu mohou zvyšovat zakomponované speciální materiály. Vyztužují se perforovanými foliemi, drátěnými sítěmi nebo nekovovými foliemi. [17]

#### **Příklady těsnících materiálů pro měkká těsnění:**

##### **Korek**

I přes fakt, že v dnešní době existují nové a pokročilejší materiály, můžeme se stále setkat s korkovým těsněním. Převážně v případech, kdy je nutný pouze minimální utahovací moment. Korková těsnění se používají pro tlaky do 345 kPa a do teploty 120°C. Májí omezenou životnost a neměly by se používat k utěšňování anorganických kyselin, zásad nebo oxidačních roztoků. [17]

##### **Pryž**

Pryž neboli guma je materiál, který se vyrábí z kaučuku. Dnes se převážně používá syntetický kaučuk. Díky jeho vlastnostem se jedná o hlavní materiál pro výrobu těsnění. Na trhu je k dispozici široké spektrum pryžových těsnění nebo těsnění obsahující pryž. Mezi hlavní výhody pryžového materiálu patří například chemická odolnost, pevnost v tahu, pružnost a možnost vytvářet sloučeniny se specifickými vlastnostmi pro určitou aplikaci. Pryžové těsnění se používá od nekritických aplikací tzn. aplikací s malým tlakem a malou teplotou až po kritické aplikace s velkými tlaky i teplotami, například v leteckém průmyslu. [17]

##### **Expandovaný grafit**

Expandovaný grafit se vyrábí z přírodního grafitu, který byl nejprve expandován, a pak za vysokého tlaku a teploty stlačen. Je to materiál se základními vlastnostmi grafitu doplněn o pružnost a odolnost. I přes fakt, že má poloviční hustotu než normální grafit, při testu propustnosti pomocí helia je únik velice malý. Kvalitní těsnící vlastnosti má také díky dobré přilnavosti k přírubě, malé creepové relaxaci a stabilitě při širokém rozsahu tlakových zatížení a teplot. Protože pevnost v tahu pružného grafitu je výrazně nižší než pevnost produktů obsahujících pojivo, je pro mnoho aplikací obvykle používán vyztužený



materiál. Vyztužení těsnění může být buď kovové nebo nekovové. Při výběru vyztužení těsnění a konstrukci flexibilních grafitových těsnění existuje mnoho proměnných a možností. [17]

### **Polytetrafluorethylen (PTFE)**

PTFE je materiál s unikátní chemickou odolností a fyzikálními vlastnostmi. Je chemicky inertní k většině látek s výjimkou roztavených alkalických kovů a volného fluoru. PTFE zvládne široký teplotní rozsah, má dobré antiadhezivní, dielektrické a nárazuvzdorné vlastnosti. Většina PTFE těsnění podléhá creepové relaxaci při zatížení, to má za následek ztrátu tloušťky a rozšiřování těsnění. Výsledek této deformace je ztráta předpětí v šroubech, napětí v těsnění, a to může mít za následek ztrátu těsnosti. Ztrátě předpětí se dá předcházet průběžným dotahováním šroubů, nicméně to vede k zvýšení nákladů na provoz a údržbu. Obecně platí, že k tomuto jevu dochází v prvních 4 až 24 hodinách od instalace. [17]

### **3.2.3 Kovová těsnění**

Kovové těsnění může být vyrobeno z jednoho kovu nebo z kombinace různých kovů. Používají se různé druhy kovů od olova až po ocelové slitiny například hliník, mosaz, hliníková ocel, nikl, nerezová ocel (304, 316, 321, 347, 410). Při výběru kovového těsnění je hlavní podmínkou, že materiál těsnění musí být měkčí než materiál příruby. Používají se při vysokých tlacích a teplotách. Kovová těsnění jsou tvrdší než jiné druhy těsnění, z toho důvodu potřebují větší síly v předpětí šroubů, aby došlo k správnému těsnicímu efektu. Existují v různých provedeních jako například ploché, zvlněné, prstencové a další. [17]

#### **Příklady provedení kovových těsnění:**

##### **Ploché těsnění**

Jsou definovaná jako těsnění, která jsou s jejich šířkou relativně tenká. Vyřezávají se z plátu daného kovu, jsou levná a vhodná do jednoduchých aplikací. Povrchová úprava těsnění a těsnící plochy příruby je pro tento druh těsnění kritická. [17]



*Obr. č. 11. Příklad tvaru plochého těsnění [17]*

### **Zvlněné těsnění**

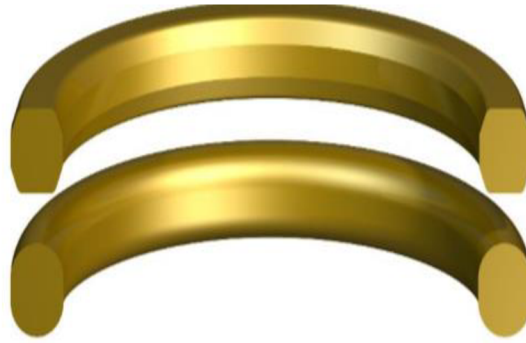
Jedná se o ploché kovové těsnění se soustředným ozubením nebo drážkami, které zmenšují povrchovou kontaktní plochu mezi těsněním a těsnicí plochou příruby. Díky drážkám se vytváří soustředné prstence s vysokým dovoleným napětím při zatížení. [17]



*Obr. č. 12 Příklad tvaru zvlněného těsnění [17]*

### **Prstencové těsnění**

Prstencová těsnění mají několik druhů profilů základní jsou kruhový, oválný a oktogonální. Další typy jsou například BX, RX, Lens Ring, Bridgeman a Delta. Každé má speciální vlastnosti a účel. Obecně jsou prstencová těsnění navržena pro vysoké teploty a velký tlak. Jsou vhodné pro prostředí s agresivními médii nebo s výbušnými plyny. Tato těsnění vyžadují vysokou povrchovou kvalitu. [17]



Obr. č. 13 Příklad tvaru prstencového [17]

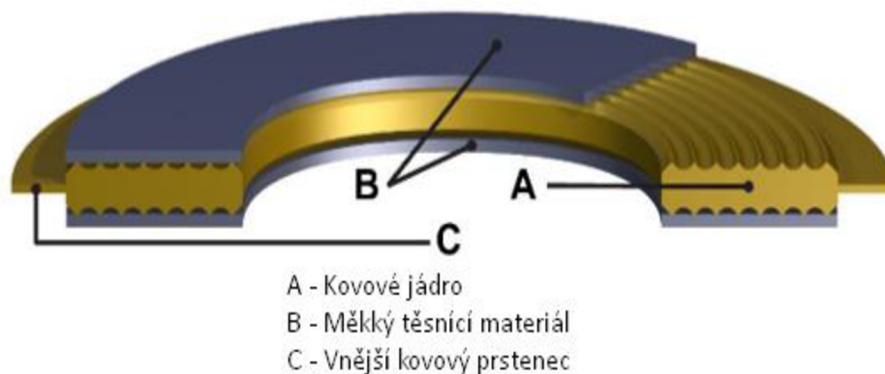
### 3.2.4 Kombinované těsnění

Propojením kovu a jiného měkkého materiálu získáme kombinované těsnění. Toto spojení umožňuje efektivně využívat vlastnosti kovového a plastového těsnění. Kov poskytuje pevnost a měkký materiál vylepšuje těsnicí vlastnosti. Výhodou může být také menší potřebný utahovací tlak. Kombinovaná těsnění jsou vhodná pro nízké i vysoké teploty. Z pohledu tlaku záleží na materiálu a tvaru těsnění. Jde je rozdělit například na hřebenová, obalová a spirálová. [17]

#### Příklady provedení kombinovaných těsnění:

##### Hřebenová těsnění

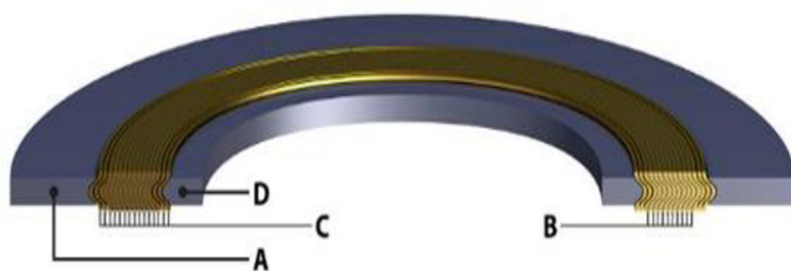
Hřebenová těsnění jsou tvořena pevným kovovým kroužkem s drážkami, na kterých je nalepen nebo nalisován měkký těsnicí materiál. Nejčastěji se používá flexibilní grafit, fylsilikáty nebo PTFE. Když je těsnění stlačeno, zoubkování vytváří soustředné prstence s vysokým napětím, což zvyšuje těsnicí schopnosti těsnění. Hřebenová těsnění jsou vhodná pro vysoké teploty a velké tlaky. Často se u nich můžeme setkat s vnějším kroužkem, který vyčnívá z jádra a slouží k vystředění kovové části. [17]



Obr. č. 14 Příklad tvaru hřebenového těsnění [17]

## Spirálová těsnění

Tato těsnění se skládají z předem vytvořených kovových proužků připomínající tvar „V“ nebo „U“, střídavě navinutým měkkým materiálem a kovovým kroužkem. Kovová vinutí zajišťují pevnost a pružnost, zatímco měkká část odpovídá nepravidelnostem přírub, a tak napomáhá utěsnění spoje. Kovový kroužek může být umístěn na vnitřní části, vnější části nebo na obou průměrech těsnění. Podle umístění plní kroužek různé funkce. Vnější kroužek slouží k vystředění těsnění, zatímco vnitřní pomáhá k podpoře vinutí a zabraňuje jejímu zborcení. Často se jako výplňový materiál používá PTFE a grafit. [17]



- A - Vnější prstenec
- B - Měkký těsnící materiál
- C - Kovový pásek ve tvaru "V"
- D - Vnitřní prstenec

Obr. č. 15 Příklad tvaru spirálového těsnění [17]

## Obalová těsnění

Obalové těsnění obsahuje jako dvě předešlá těsnění měkkou a kovovou část. Kovová část tvoří obal měkké části. Měkká část bývá typicky tvořena z flexibilního grafitu. Hlavní těsnící část je kovový vnější obal, těsnící výplň zlepšuje stlačitelnost a pružnost. Používají se jak pro kruhové, tak i pro nekruhové aplikace. [17]



- A - Kovová obálka
- B - Měkký materiál

Obr. č. 16 Příklad tvaru obalového těsnění

### 3.2.5 Přenos sil v přírubovém spoji

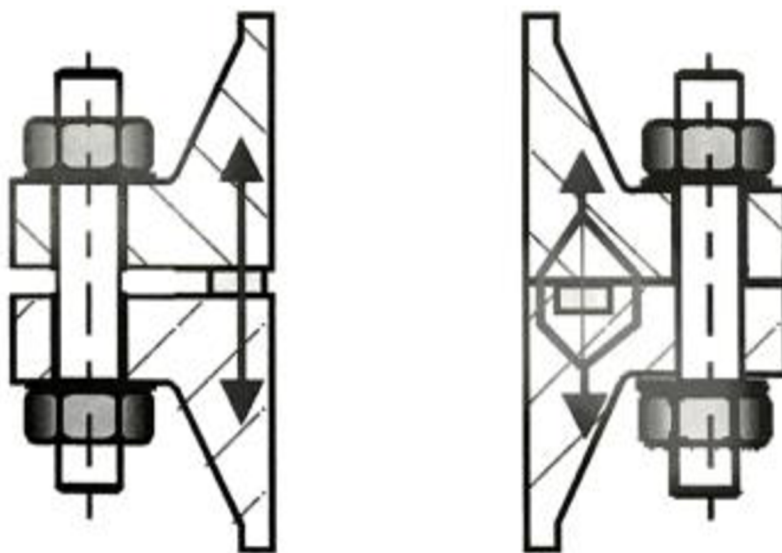
Existují dva základní druhy způsobu přenosu sil v přírubovém spoji. V hlavním silovém toku a ve vedlejším silovém toku.

#### Hlavní silový tok

Hlavní silový tok znamená, že na sebe příruby přímo nedosedají (obr. č. 17 vlevo), a tak je síla přenášena hlavně pomocí těsnění. Síla v těsnění zásadně závisí na předpětí šroubů velikosti zatížení a tuhostech jednotlivých komponent. Velikost předpětí musí být dostatečně velká, aby dokázala těsnění stlačit a na jeho povrchu vytvořit mikroplastické deformace, které uzavřou netěsnosti. Zároveň ale nesmí překročit maximální dovolený tlak na těsnění při kterém dojde k porušení těsnění. Výhodou hlavního silového toku je možnost využití normovaných přírub a těsnění v závislosti na průměru spoje a vnitřním přetlaku. Mezi nevýhody patří fakt, že při poškození těsnění vzniká velká netěsnost. Další nevýhodou může být problém určit přesnější axiální délku, jelikož těsnění při zatížení změní nezanedbatelně svoji tloušťku.

#### Vedlejší silový tok

Ve vedlejším silovém toku (obr. č. 17 vpravo), se na rozdíl od hlavního silového toku příruby dotýkají, (těsnění je umístěno v drážce). Těsnění je navrhováno tak, aby přenášelo jen část síly, která je velká tak, aby byl spoj dostatečně těsný při všech zátěžových stavech. Při správné konstrukci spoje se v provozu tlak na těsnění nemění. Axiální délka spoje je předem jasná a při porušení těsnění nevznikají tak velké netěsnosti jako u hlavního silového toku. Mezi nevýhody těchto spojů patří, že pro návrh těchto druhů spojů neexistují žádné normy.

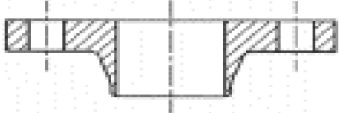

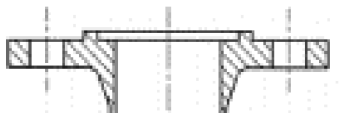
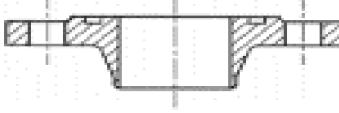


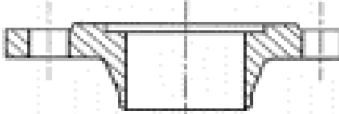
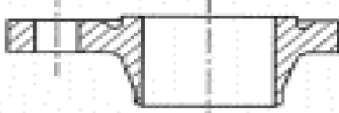


Obr. č. 17 Přenos sil v přírubovém spoji (hlavní-vlevo, vedlejší-vpravo) [13]

### 3.2.6 Typy těsnících ploch

V tabulce č.2 je znázorněn přehled těsnících ploch podle normy ČSN EN 1092-1 [14].

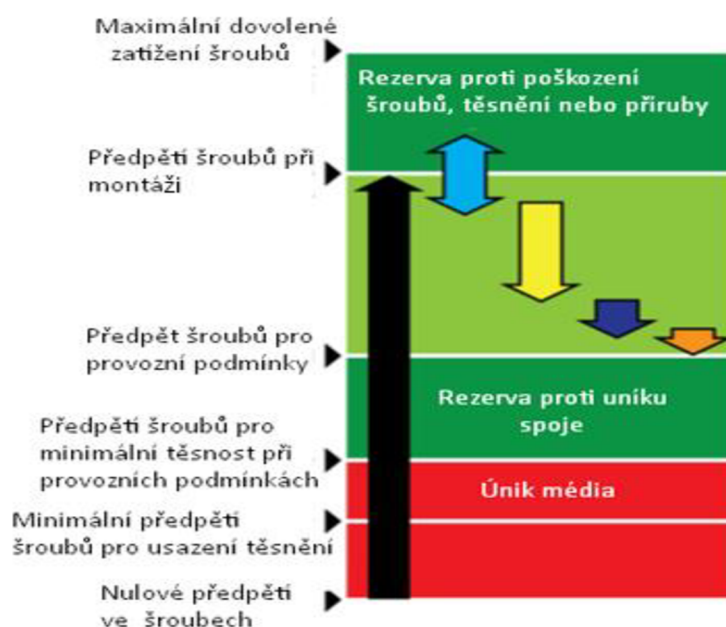
Tab. č. 2 Typy těsnících ploch dle ČSN EN 1092-1 [14]

Značení	Typ	Příruba
A	Plochá	
B	S druhou těsnící lištou	
C	s perem	
D	s drážkou	
E	s výstupkem	
F	s drážkou	
G	s výstupkem pro O-kroužek	
H	s drážkou pro O-kroužek	

### 3.2.7 Těsnění a předpětí ve šroubech

Pro správnou funkčnost těsnění, a tak i dodržení požadované třídy těsnosti musíme zvolit vhodné těsnění a určit správné předpětí ve šroubech, aby byl utahovací tlak dostatečný. Stanovení předpětí má proto zásadní vliv na zajištění funkčnosti přírubového spoje. Předpětí ve šroubech nesmí být velké natolik, aby došlo k poškození těsnění, ale ani malé, aby nedošlo k uniku média.

Na obrázku č. 18 je znázorněn vliv předpětí šroubů na funkci těsnění spoje. Jak je z obrázku patrné při montáži těsnění se musí použít takové předpětí šroubů, aby i po nějakém čase a ztrátě předpětí vlivem relaxace vnějšího zatížení nebo díky teplotnímu zatížení těsnění byl spoj stále dostatečně těsný. [17]



- █ Rozptyl v předpětí vlivem přesnosti utahovací metody
- █ Ztráty předpětí vlivem Creepu v těsnění
- █ Ztráty předpětí vlivem vnějšího zatížení nebo vnitřního tlaku
- █ Ztráty předpětí vlivem teplotního zatížení

Obr. č. 18. Vliv předpětí šroubů na funkci těsnění [17]

### 3.2.8 Hlavní parametry těsnění

Pro výpočty přírubových spojů podle norem je důležitá znalost parametrů těsnění, které jsou uvedeny v tabulce č.3. Parametry mají přímou souvislost s creepovými vlastnostmi, těsnící funkcí a deformací těsnění. Parametry většinou zjišťuje a dodává výrobce těsnění. Výrobce by měl při stanovení daných parametrů postupovat dle normy ČSN EN 13555 [15]. [12]

Tab. č.3 Hlavní parametry těsnění [12]

<b>Těsnění ve vedlejším silovém toku</b>		
Parametr	rozměr	Popis
$p_{KNSL}$	MPA	Těsněný tlak – vlastnost utěsnění
$g_{KNSm}$	-	Creepový součinitel
<b>Hlavní silový tok</b>		
$Q_{min(L)}$	MPA	Nejnižší utahovací tlak pro danou třídu těsnosti
$Q_{smin(L)}$	MPA	Nejnižší utahovací tlak pro požadovanou třídu těsnosti po montáži (v provozu)
$Q_{smax}$	MPA	Maximální montážní utahovací tlak, který nepoškodí těsnění
$Q_A$	MPA	Utahovací tlak na těsnění, který je nezbytný pro správnost $Q_{smin(L)}$ , při provozních podmínkách
$P_{QR}$	-	Součinitel relaxace a creepu – poměr povrchových tlaků před a po uvolnění těsnění
$E_G$	MPA	Modul pružnosti těsnění

#### Stanovení potřebných parametrů v těsnění

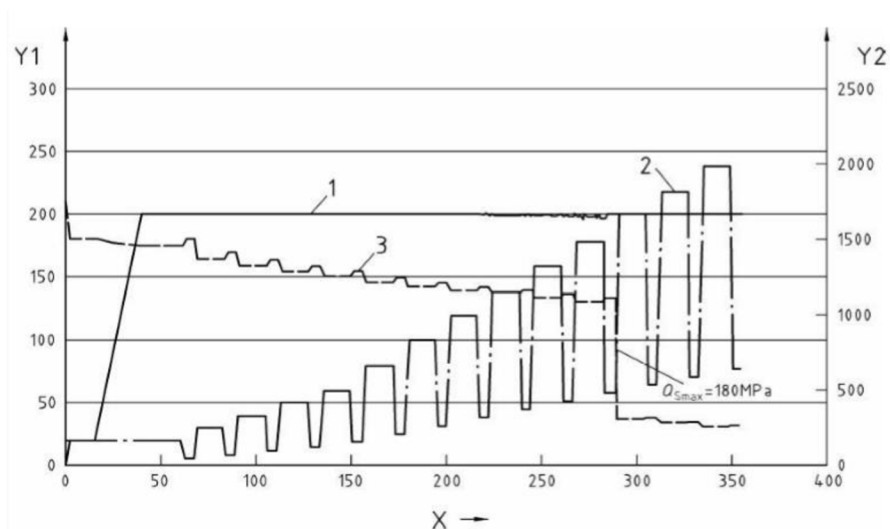
Stanovení parametrů v tabulce č. 3 je možné podle postupů uvedených v normě ČSN EN 13555[15]. Zde budou uvedeny parametry z tabulky a k nim podrobnější informace a případně metoda stanovení daného parametru.

#### Parametr $Q_{smax}$

Veličina, která udává nejvyšší možnou hodnotu utahovacího tlaku, který je možný vyvinout na těsnění, aby nedošlo k jeho poškození. Určení parametru  $Q_{smax}$  probíhá postupným zatěžováním těsnění. Průběh zkoušky je znázorněn na obr. č. 19. Jeden zatěžovací cyklus obsahuje zatížení tlakem a následné odlehčení. Tlak se postupně zvyšuje až do poškození těsnění, případně do nejvyššího dovoleného tlaku, který uvádí výrobce nebo do dosažení mezního tlaku zkoušecího přístroje. Při cyklech dochází k zmenšování tloušťky těsnění, proto se při každém cyklu tloušťka změří a změřená hodnota  $Q_{smax}$  může být vztahována pouze k tloušťce těsnění použitého při zkoušce. Zkouška by měla být provedena minimálně pro 3 různé teploty (okolí, těsně pod



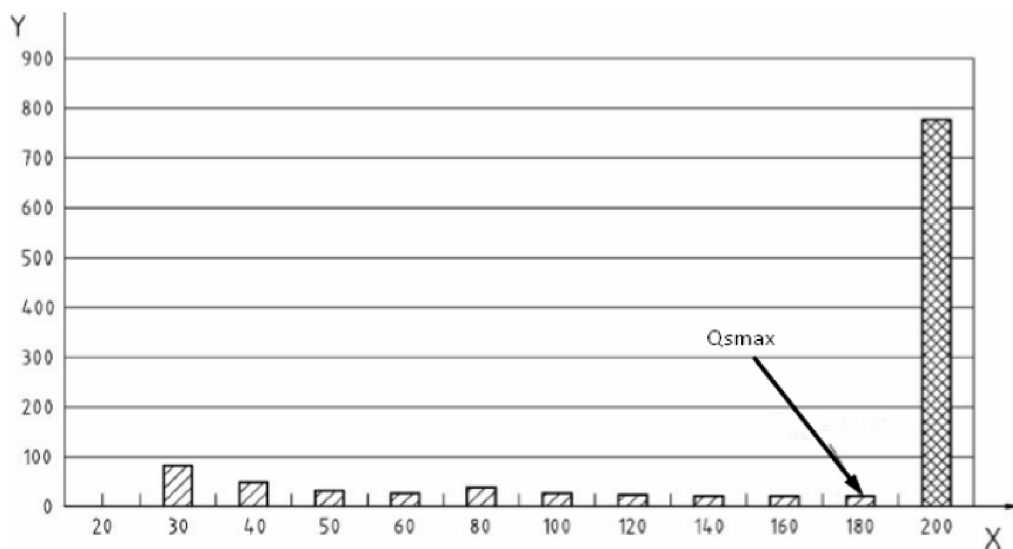
teplotou použitelnosti těsnění, provozní).  $Q_{smax}$  je konkrétně tedy hodnota těsně před selháním těsnění v této zkoušce. Stanovení  $Q_{smax}$  je vidět na obr. č. 20. [15]



Obr. č. 19 Průběh zkoušky těsnění [15]

Kde:

- |  |   |
|--|---|
| 1 – Teplota [C°]                       | X – čas [min]                           |
| 2 – Utahovací tlak [MPa]               | Y1 – Teplota [°C]                       |
| 3 – Tloušťka těsnění [ $\mu\text{m}$ ] | Y2 – Tloušťka těsnění [ $\mu\text{m}$ ] |



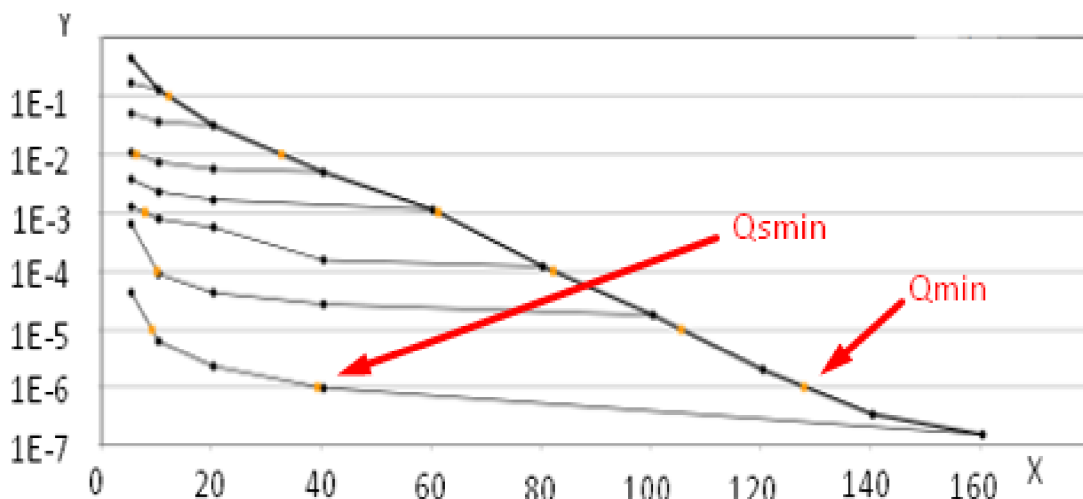
Obr. č. 20 Určení  $Q_{smax}$  [15]

Kde:

- |   |
|---|
| X – Utahovací tlak [MPa]  |
| Y – Snížení tloušťky na jednotku utahovacího tlaku [ $\mu/\text{MPa}$ ] |

## Parametr $Q_{min(L)}$ a $Q_{smin(L)}$

Parametry  $Q_{min(L)}$  a  $Q_{smin(L)}$ , nám udávají nejnižší možný utahovací tlak při požadované třídě těsnosti. Rozdíl je, že  $Q_{min(L)}$  udává nejnižší možný utahovací tlak při okolní teplotě a předepsaném vnitřním tlaku.  $Q_{smin(L)}$  udává nejnižší možný utahovací tlak pro danou třídu těsnosti při provozních podmínkách. Jejich hodnoty by nám měl dodat výrobce těsnění. Hodnoty se stanovují cyklickým stlačováním a odlehčováním těsnění. Stlačovací a odlehčovací tlaky jsou definovány normou ČSN EN 13555 [15]. V průběhu zkoušky se provádí měření těsnosti při konstantním vnitřním tlaku. Vnitřní tlak a medium je určeno normou. Průběh zkoušky je znázorněn na obr. č. 21. [15]



Obr. č. 21. Průběh zkoušky k stanovení  $Q_{min(L)}$  a  $Q_{smin(L)}$  [33]

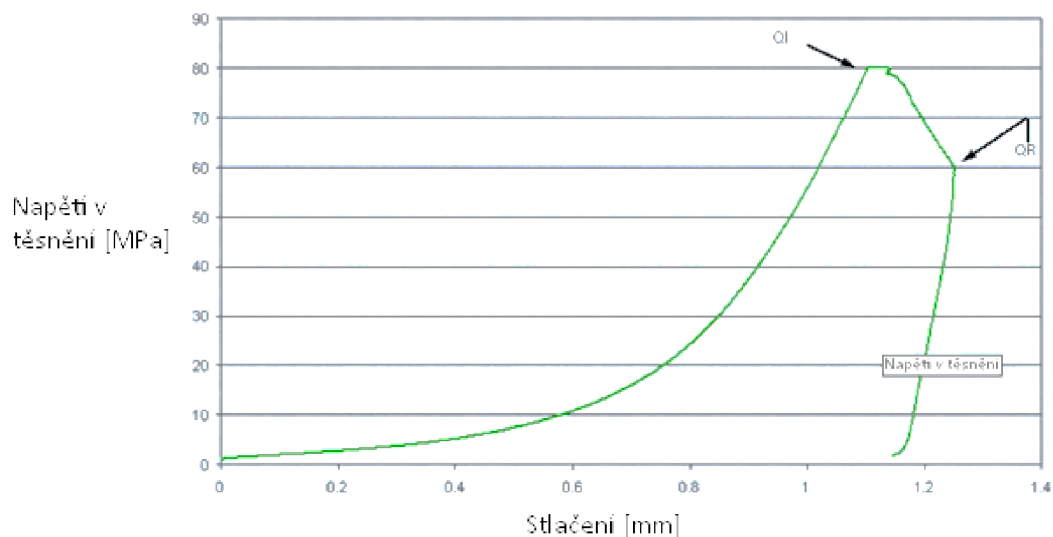
Kde:

X – Efektivní napětí těsnění [MPa]	Y – Stupeň těsnosti [mg/s*m]
3 – Odlehčovací křivka	4 – Zatěžovací křivka
5 – Bod měření	6 – $Q_{smin(L)}$
7 – $Q_{min(L)}$	$L_1, L_{0.1}, L_{0.01}, L_{0.001}$ – Třídy těsnosti

## Parametr $P_{QR}$

Tento součinitel relaxace udává poměr povrchových tlaků před (QI) a po uvolnění (QR) těsnění. Jeho stanovení probíhá pomocí creepové zkoušky podle normy ČSN EN 13555 [15]. Průběh zkoušky je znázorněn na č.22.

Při zkoušce se postupně zvyšuje zatížení na těsnění až do hodnoty utahovacího tlaku při montáži. Po utažení se postupně zvyšuje teplota. Měření by mělo proběhnout minimálně pro dvě různé teploty. Na dané teplotě těsnění setrvá po dobu čtyř hodin. Celou dobu měření se zaznamenává tloušťka těsnění a pokles tlaku.

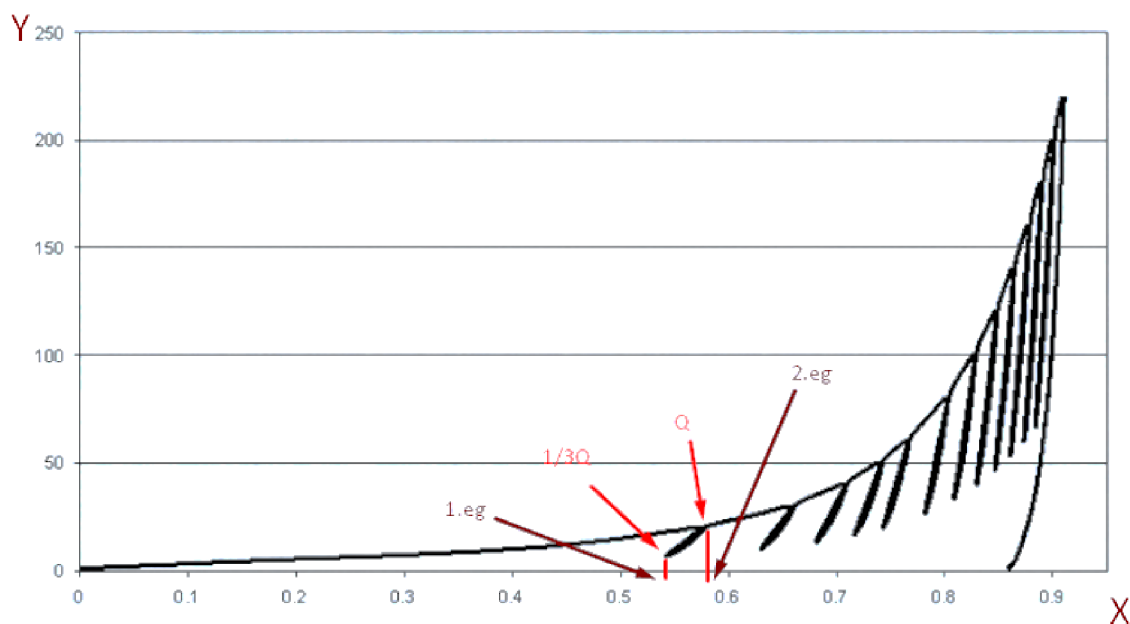


Obr. č. 22 Průběh zkouška na stanovení  $P_{OR}$  [19]

### Parametr $E_G$

$E_G$  je směrnice odlehčovacího modulu těsnění stanovená z tloušťky těsnění mezi povrchovým tlakem na začátku a po odlehčení na třetinu tohoto povrchového tlaku. Vypočítá se ze vzorce odvozeného z Hookova zákona (vzorec. č. 1). Hodnoty pro dosažení do vzorce získáme z křivky stlačování, která je vytvořena pomocí normy ČSN EN 13555 [15] (obr. č. 23). [15]

Na obrázku vlevo je vyznačen celý průběh stlačování. Vpravo je zvětšen pouze první úsek zatížení a jsou na něm zvýrazněné hodnoty, které se následně doplňují do vzorce č. 1.



Obr. č. 23 Křivka stlačování (vlevo), detail úseku 1 (vpravo) [19]

Kde:

X – Změna tloušťky těsnění (stlačení) [mm]

Y – Tlak na těsnění [MPa]

Výpočet  $E_G$  :

$$E_G = \frac{2}{3} Q \cdot \frac{e_G}{\Delta e_G} \quad (1)$$

Kde:

$E_G$  – směrnice odlehčovacího modulu [-]

Q – Tlak na těsnění [MPa]

$e_G$  – Změna tloušťky těsnění (stlačení) [mm]

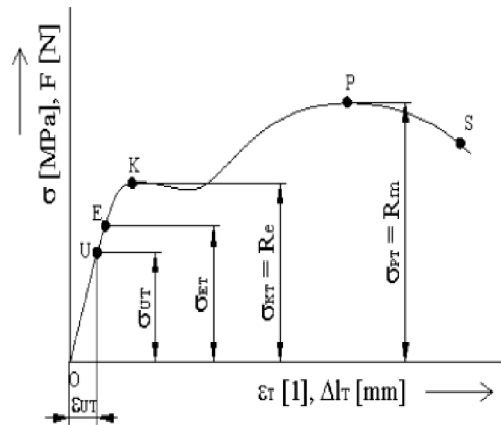
$\Delta e_G$  – Rozdíl tlouštěk těsnění (stlačení,  $2 \cdot e_G - 1 \cdot e_G = \Delta e_G$ ) [mm]

### 3.3 Šrouby

Spolehlivost přírubového spoje závisí do značné míry na zvolených šroubech. Šrouby ve spoji zabezpečují stálý tlak na těsnění. Problémy může způsobit nedostatečné předpětí, samovolné uvolnění, přetížení, únava nebo i zadření šroubů. Jakékoli problémy spojené se šrouby mohou mít vážné následky. Pro předcházení selhání a k dosažení minimálních problémů musíme dávat při volbě šroubů pozor na tyto parametry: volba vhodného materiálu, správný typ závitu, správná povrchová úprava a vhodné mazání povrchu šroubu. Při volbě materiálu musíme zvážit provozní podmínky v aplikaci a zaměřit se na požadované vlastnosti šroubu. Šrouby se obecně definují pevností v tahu, tvrdostí, teplotními a chemickými vlastnostmi.

#### 3.3.1 Vlastnosti šroubů a jejich pevnostní třídy

Materiál šroubu má značný vliv na zatížení, které je šroub schopen vygenerovat na přírubu a těsnění za provozních podmínek. Při výběru šroubů se musí počítat s teplotou, které budou šrouby vystaveny. Když je šroub uveden pod napětí dotahováním matice, je prodlužován s rostoucí velikostí napětí. Pokud se s napětím pohybujeme v elastické oblasti, šroub není poškozen a může se používat opakovaně, jakmile však překročíme elastickou oblast dojde k trvalé deformaci šroubu. Na obrázku č. 24 můžete vidět klasickou pevnostní zkoušku tahem, která přibližně znázorňuje závislost mezi napětím a prodloužením. Jedná se o materiál s smluvní mezí kluzu.



**Legenda**

U...mez úměrnosti – deformace jsou přímo úměrné napětí  
 E...mez pružnosti ( mez elasticity ) – do tohoto bodu jsou deformace pružné  
 K...mez kluzu ( dochází k trvalým deformacím )  
 P...mez pevnosti ( je to největší napětí, které materiál snese aniž by se porušil )  
 S...přetržení materiálu

Obr. č. 24 Tahová zkouška [34]

Šrouby by měly být voleny tak, že jejich mez kluzu je dostatečně vzdálená požadovanému potřebnému zatížení na těsnění. Přehledně nám mez kluzu ukazují pevnostní třídy šroubu vyražené na jejich hlavách. Označují nám nejdůležitější mechanické charakteristiky šroubů, minimální pevnost v tahu  $f$  (první číslice) a poměr minimální meze kluzu a pevnosti v tahu (druhá číslice). Přibližnou hodnotu minimální meze kluzu tedy můžeme dostat vynásobením těchto dvou čísel a následně ještě vynásobením deseti. Příklad pevnostních tříd a jejich hodnot meze kluzu ( $R_{p0,2}$ ) a meze pevnosti v tahu ( $R_m$ ) jsou zobrazeny v tabulce č. 4. [20]

Tabulka č. 4 Pevnostní třídy šroubů [21]

Pevnostní třída	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$R_m$ [MPa]	400	400	500	500	600	800	1000
$R_{p0,2}$ [MPa]	240	320	300	400	480	640	900

Při volbě šroubů je také důležité počítat s teplotou, které mohou šrouby dosáhnout. Se zvyšující se teplotou se snižuje mez kluzu v tahu viz. tabulka č. 5.

Tabulka č. 5. Příklady meze kluzu při zvýšené teplotě v  $\sigma$  (MPa) [21]

Pevnostní třída	+ 20 °C	+ 100 °C	+ 200 °C	+ 250 °C	+ 300 °C
4.6	240	210	190	170	140
5.6	300	250	210	190	160
8.8	640	590	540	510	480
10.9	940	875	790	745	705
12.9	1100	1020	925	875	825

### 3.3.2 Předepínací síla a utahovací moment

Pro dosažení požadované těsnosti je důležité vyvinout ve šroubech dostatečně velkou předepínací sílu. Na předepínací sílu a potřebný moment pro její vytvoření má vliv několik faktorů, které budou následně přiblíženy.

#### Předepínací síla

Při utahování dochází k prodlužování šroubu a stlačování součástí příruby k sobě. Čím více je šroub „natažen“ tím větší je velikost předpětí. Předpětí značně záleží na tuhosti šroubu. Při teoretickém výpočtu tuhosti šroubu se model nahrazuje sériově řazenými pružinami. Předepínací sílu vyvozenou šroubem lze regulovat utahovacím momentem a úhlem pootočení mezi maticí a šroubem. Výpočtem předepínací síly se zabývá například norma ČSN EN 1591-1 [22], která zohledňuje minimální těsnicí sílu, axiální sílu tlaku tekutiny a sílu vyplývající z přídavných vnějších zatížení. Vzorec č. 2 je pro sílu při provozním stavu. [23]

Výpočet předepínací síly šroubu podle ČSN EN 1591-1 [22]:

$$F_s = F_G + F_R + F_Q \quad (2)$$

Kde:

$F_s$  – síla ve šroubu (minimální síla pro požadovanou těsnost) [N]

$F_G$  – těsnicí síla [N]

$F_Q$  – axiální síla od tlaku tekutiny [N]

$F_R$  – síla vyplývající z přídavných vnějších zatížení [N]

#### Závislost mezi silou ve šroubu, prodloužení šroubu a napětím v těsnění

Prodloužení šroubu se dá v elastické oblasti vyjádřit pomocí Hookova zákona (vzorec. č 3.). Pokud zákon upravíme a přidáme sílu působící ve šroubu, kterou vyjádříme z normálového napětí (vzorec č.4). Získáme závislost prodloužení šroubu na těsnicí síle, axiální síle tekutiny a síle vyplývajících z přídavných zatížení. Vzorce pro tyto síly jsou uvedeny v normě ČSN EN 1591-1 [22]. Výpočty těchto sil jsou iterativní a zahrnují různé druhy faktů.

Hookův zákon – prodloužení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{\lambda_s}{l_s} = \frac{\sigma_s}{E_s} \quad (3)$$

Kde:

$\varepsilon_s$  – poměrné délkové prodloužení [-]

$\lambda_s$  – prodloužení šroubu [mm]

$l_s$  – deformující se délka šroubu [mm]

$\sigma_s$  – mechanické napětí [MPa]

$E_s$  – modul pružnosti v tahu [MPa]

Výpočet mechanického napětí:

$$\sigma_s = \frac{F_s}{S_s} \quad (4)$$

Kde:

$\sigma_s$  – mechanické napětí [MPa]

$F_s$  – síla ve šroubu (minimální síla pro požadovanou těsnost)

$S_s$  – plocha průřezu [mm<sup>2</sup>]

Kombinací těchto dvou vzorců získáme závislost prodloužení šroubu na jednotlivých silách:

$$\lambda_s = \frac{(F_G + F_R + F_Q) \cdot l_s}{E_s \cdot S_s} \quad (5)$$

### Utahovací moment

Závislost mezi utahovacím momentem a předepínací silou je nelineární. Nelinearita je způsobena faktory ovlivňujícími utahování matice. Těmito faktory jsou například tření v závitu, rychlost utahování, výrobní tolerance, úpravy povrchů, kolmost osy šroubu, tolerance utahovacích prostředků a další. K nelinearitě přispívá také faktor změny statického tření na dynamické tření. Pro výpočet utahovacího momentu na hlavě matice šroubu může být použit vzorec č. 6. Pro metrické závity jde použít zjednodušený vzorec č.7. [23]

Výpočet kroutícího momentu na hlavě šroubu [23]:

$$M_t = F_s \cdot \left( \frac{F_s}{2\pi} + \frac{\mu_t \cdot d_t}{\cos\beta} + \mu_n \cdot d_n \right) \quad (6)$$

Kde:

$M_t$  – kroutící moment na hlavě šroubu [N/m]

$F_s$  – síla ve šroubu (minimální síla pro požadovanou těsnost) [N]

$\mu_t$  – koeficient tření v závitu [-]

$\mu_n$  – koeficient tření v matici [-]

$d_t$  – střední průměr šroubovnice závitu [mm]

$d_n$  – střední průměr kontaktu mezi maticí a spojovacími plechy (případně podložkami) [mm]

$\beta$  – sklon závitu

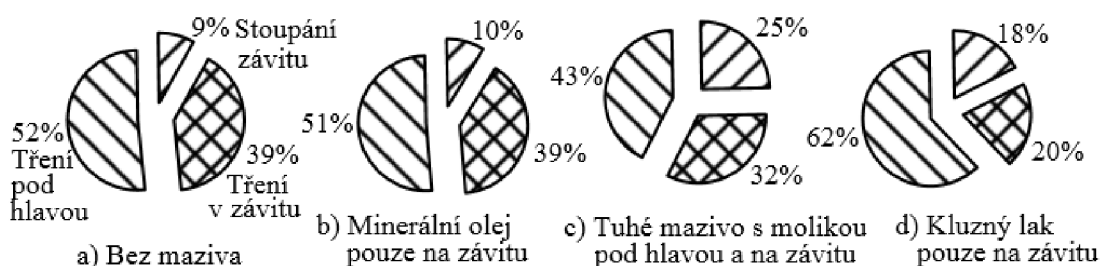
Pro metrické šrouby lze vztah upravit na vzorec č. 7 [22]:

Výpočet kroutící moment na hlavě šroubu [22]:

$$M_t = F_s \cdot (0.16 \cdot F_s + 0.58 \cdot \mu_t \cdot d_t + \mu_n \cdot d_n) \quad (7)$$

### 3.3.4 Vliv maziva a tření při utahování

Jak je ze vzorců (6,7) patrné největší vliv na utahovací moment a předepínací sílu má stoupání závitu, tření pod hlavou a tření v závitu. Hlavním problémem při utahování je, že pouze malá část utahovacího momentu se využije na utahování. Většina síly a momentu je využita k překonání tření mezi plochou příruby, hlavy šroubu a v závitech. Abychom maximalizovali přenos síly a kroutícího momentu do utažení můžeme použít mazivo. Při aplikaci vhodného maziva lze dosáhnout vyšších hodnot předpětí při stejném kroutícím momentu. Procentuální poměr složek tření v závislosti na předepínací síle a momentu je znázorněn na obrázku č. 25. [23]



Obr. č. 25 Procentuální poměr složek tření [23]

Součinitel tření závisí na drsnosti, materiálu, úpravě povrchu a úhlu profilu. Je určován experimentálně, proto je nutné ho dohledat. Příklady koeficientů tření pro různé materiály, povrchové úpravy jsou uvedeny v tabulce č. 6.

Tab. č. 6 Příklady třecích koeficientů [24]

#### Nemazaný závit

Vnější ocelový závit	Vnitřní závit			
	Ocelový neupravený	Ocelový zinkovaný	Šedá litina	Al slitiny
Neupravený	0.12 - 0.18	0.14 - 0.20	0.12 - 0.18	0.12 - 0.23
Fosfátový	0.12 - 0.18	0.14 - 0.20	0.12 - 0.18	0.12 - 0.23
Pozinkovaný	0.14 - 0.23	0.14 - 0.25	0.12 - 0.19	0.14 - 0.23
Kadmiovaný	0.09 - 0.14	0.10 - 0.16	0.09 - 0.14	0.09 - 0.15
Odmaštěný	0.19 - 0,25	0.19 - 0.25	0.19 - 0.25	0.19 - 0.25

#### Mazaný závit

Vnější ocelový závit	Vnitřní závit			
	Ocelový neupravený	Ocelový zinkovaný	Šedá litina	Al slitiny
Neupravený	0.10 - 0.17	0.12 - 0.18	0.10 - 0.17	0.11 - 0.20
Fosfátový	0.10 - 0.17	0.12 - 0.18	0.10 - 0.17	0.11 - 0.20



<b>Pozinkovaný</b>	0.12 - 0.20	0.12 - 0.20	0.11 - 0.18	0.12 - 0.20
<b>Kadmiovaný</b>	0.08 - 0.13	0.09 - 0.15	0.08 - 0.13	0.08 - 0.14

Největší procentuální zastoupení má tření mezi plochou pod hlavou šroubu a přírubou (případně podložkou). Na tento koeficient má opět největší vliv drsnost, úprava povrchu, druh mazání a materiály součástí. Příklad těchto koeficientů je uveden v tabulce č. 7.

Tabulka č. 7. Příklady koeficientů tření pod hlavou matice [24]

Hlava šroubu (matice)	Materiál sevřených částí			
	Ocel	Ocel pozinkovaná	Šedá litina	Al slitiny
Neupravená suchá	0.10 - 0.18	0.10 - 0.18	0.12 - 0.20	-
Fosfátová suchá	0.10 - 0.18	0.10 - 0.18	0.12 - 0.20	-
Pozinkovaná suchá	0.10 - 0.20	0.16 - 0.22	0.10 - 0.20	-
Neupravená mazaná	0.08 - 0.15	0.08 - 0.15	0.08 - 0.16	0.08 - 0.20
Fosfátová mazaná	0.08 - 0.15	0.08 - 0.15	0.08 - 0.16	0.08 - 0.20
Pozinkovaná maz.	0.09 - 0.18	0.09 - 0.18	0.10 - 0.18	-

### 3.3.5 Způsoby a pořadí utahování šroubů

#### Způsoby utahování šroubů

Existuje několik způsobů utahování šroubů. Ty se od sebe liší principem utahování, druhem měření závislé veličiny, od které se odvíjí přesnost, hodnotou rozptylu a faktory, které tento rozptyl ovlivňují. Rozptylem je myšlen interval, ve kterém se nachází skutečná hodnota předepínací síly. Příklady utahování šroubů společně s faktory ovlivňující rozptyl a hodnotami jejich rozptylu jsou uvedeny v tabulce č. 8 Tabulka je převzata z normy ČSN EN 1591-1[22]. [22]

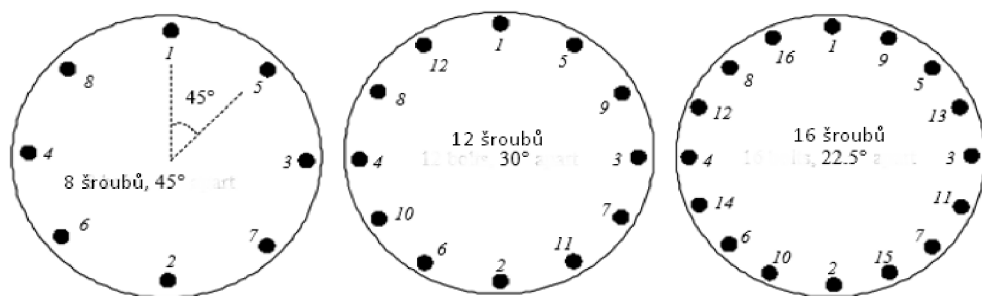
Tab. č. 8. Příklady utahovacích metod a jejich rozptylů [22]

Způsob utahování	Metoda měření	Faktory ovlivňující rozptyl	Hodnota rozptylu	
Maticový klíč	Cit mechanika	Tření, tuhost, kvalifikace mechanika	$0.3 + 0.5 \cdot \mu$	$0.3 + 0.5 \cdot \mu$
Rázový klíč		Tření, tuhost kalibrace	$0.2 + 0.5 \cdot \mu$	$0.2 + 0.5 \cdot \mu$
Momentový klíč	Měření krouťícího momentu	Tření, kalibrace, mazání	$0.1 + 0.5 \cdot \mu$	$0.1 + 0.5 \cdot \mu$

<b>Hydraulický utahovák,</b>	Měření hydraulického tlaku	Tuhost, délka šroubu, kalibrce	0.2	0.4
<b>Maticový klíč nebo hydraulický utahovák</b>	Měření prodloužení šroubu	Tuhost délka šroubu, kalibrce	0.15	0.15
<b>Maticový klíč</b>	Měření úhlu natočení matice	Tuhost, tření, kalibrace	0.10	0.10
<b>Maticový klíč</b>	Měření kroutícího momentu a úhlu natočení matice	Kalibrace	0.07	0.07

### Pořadí utahování šroubů

Pro správnou funkčnost těsnění se musí vzít v potaz správný postup při utahování šroubů. V praxi bývá zvykem, že se utahují šrouby do kříže. Na obrázku č. 26 můžete vidět postup utahování 8, 12 a 16 šroubů.



Obr. č. 26 Pořadí utahování šroubů [20]

Při utahování pořadí by se měl dodržovat postup, který je popsán v 5 krocích [20]:

1. Utáhněte matici volně pouze rukou (pro velké šrouby použijte malý ruční klíč)
2. Postupně do kříže utahujte šrouby na 30 % požadovaného utahovacího momentu
3. Postupně do kříže utahujte šrouby na 60 % požadovaného utahovacího momentu
4. Postupně do kříže utahujte na požadovaný utahovací moment
5. Alespoň, jednou utáhněte všechny šrouby požadovaným utahovacím momentem po směru hodinových ručiček (pro velké šrouby je doporučeno vícekrát)

Pro kontrolu se doporučuje znovu dotáhnout šrouby z důvodů relaxace materiálu po 24, 48 a 72 hodinách, avšak tato skutečnost by měla být probrána s výrobcem zařízení. Dotahování by se mělo provádět se zvýšenou opatrností a při okolní teplotě. Obecně platí, že by se neměly dotahovat spoje s měkkým těsněním po vystavení zvýšené teplotě. [20]

## 4 Návrh vysokotlakého separátoru

V této kapitole bude přiblížen návrh a kontrola vysokotlakého separátoru pomocí softwaru VVD a San't Ambrogio podle ČSN EN 13445-3 [31], dále pak provedení těsnostně-pevnostního výpočtu podle normy ČSN EN 1591 [22] pomocí softwaru VVD.

### 4.1 Zadané parametry

V tabulce č. 9 jsou uvedeny základní parametry pro výpočet.

Tab. č. 9 Zadané parametry pro návrh separátoru

Popis	Hodnota	Jednotka
Návrhový tlak	21	MPa
Pracovní tlak	7,5 - 19	MPa
Zkušební hydraulický tlak	30	MPa
Nejvyšší dovolená teplota	50	°C
Nejnižší dovolená teplota	-25	°C
Pracovní látky	Zemní plyn, ložisková voda	-
Průtok plynu	6 500 – 42 000	Nm <sup>3</sup> /h
Dovolený počet tlakových cyklů	500	-
Přídavek na korozi	3	mm
Průměr pláště	670	mm
Výška pláště	2000	mm
Orientace	Vertikální	
Požadovaná třída těsnosti	L <sub>0,1</sub>	mg·(s·m) <sup>-1</sup>

Dále byly zadány základní geometrické parametry hlavního přírubového spoje (tab. č. 10). Tento spoj bude v dalších kapitolách podrobněji přiblížen.

Tab. č. 10 Základní geometrické parametry hlavního přírubového spoje

Popis	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	1440	mm
Vnitřní průměr	670	mm

<b>Rozteční kružnice šroubů</b>	1250	mm
<b>Tloušťka listu příruby</b>	211	mm
<b>Počet šroubů</b>	24 x M76	-

V tabulce č. 11 jsou uvedeny zadané materiály konstrukčních částí.

*Tab. č. 11 Zadané materiály konkrétních částí*

Popis	Materiál
<b>Plášť</b>	P355NH
<b>Dna</b>	P355NH
<b>Příruby</b>	P355NH, P355QH
<b>Šrouby / Matice</b>	42CrMo4

Dále byly zadány požadavky na umístění, počet a funkci hrdel. Umístění je zobrazeno na obr. č. 27 a funkce hrdel je uvedena v tabulce č. 12.



*Tab. č. 12 Popis funkce hrdel*

Popis	Materiál
<b>1</b>	Vstup směsi
<b>2</b>	Výstup plynu
<b>3</b>	Odčerpávání vody
<b>4</b>	Výpust' vody
<b>5</b>	Měření tlaku
<b>6</b>	Měření teploty
<b>7</b>	Pojistný ventil
<b>8</b>	Hlavní přířubový spoj

*Obr.č. 27 Výsledný separátor – rozložení hrdel*

## 5 Návrh a pevnostní výpočet separátoru

Cílem je pevnostní návrh separátoru určeného k oddělování vody od zemního plynu. Návrh je proveden pomocí normy ČSN EN 13445-3 [31]. K výpočtu byl použit software Visual Vessl Design a San't Ambrogio, které provádí výpočet na základě normy ČSN EN 13445-3 [31]. Návrh neobsahuje pevnostní výpočet sukně.

### 5.1 Postup výpočtu v programech VVD a San't Ambrogio

Před pevnostním výpočtem byla nádoba navrhnutá a vymodelována v programu Solidworks (obr. č. 27). V modelovacím programu bylo zohledněno rozvržení hrdel a zvoleny všechny rozměry a tloušťky částí separátoru. Jakmile byl model a návrh hotový byl proveden kontrolní výpočet programu VVD. Následně po několika výpočtech, kdy se iteračně zoptimalizovaly rozměry separátoru se výsledný model v programu Solidworks opravil na finální verzi. Pro ověření dosažených výsledků byl použit program San't Ambrogio. Do tohoto programu se již vkládaly finální hodnoty z modelu a porovnávaly se s vypočtenými hodnotami z programu VVD. Vedlejší příruby byly voleny normalizované podle normy ČSN EN 1091-1 [18]. Zvolené příruby jsou uvedeny v tabulce č. 13.

Tab. č. 13 Zvolené příruby

Popis	Materiál	DN	PN
1	Vstup směsi	200	250
2	Výstup plynu	200	250
3	Odčerpávání vody	80	250
4	Výpusť vody	80	250
5	Měření tlaku	40	250
6	Měření teploty	40	250
7	Pojistný ventil	80	250

Největší pozornost byla věnována výpočtu hlavního přírubového spoje (č.8 na obr. 27). Při výpočtu přírubového spoje ve VVD pomocí ČSN EN 13445-3 [31] požaduje program několik důležitých informací, které ovlivňují přesnost výpočtu. Byla zvolena plochá příruba s hlavním silovým tokem. Dále byla vybrána možnost výpočtu utahovacího momentu pro šrouby, který se počítá pomocí přílohy G z normy ČSN EN 13445-3 [31]. Po výběru této možnosti vytvoří program nové okno (obr. č. 28), kde dá na výběr utahovací metody a koeficienty třetí. Konkrétní zvolený třecí koeficient je pak průměr třecích koeficientů, které platí pro závity ve šroubech, maticích a plochou mezi hlavou šroubu, matice a příruby.

### 7 BOLTING TORQUE

1-7	BOLTING-UP METHOD	
<input type="radio"/>	1 Wrench, Operator Feel	$\epsilon = 0.3+0.5^* \mu$
<input type="radio"/>	2 Impact Wrench	$\epsilon = 0.2+0.5^* \mu$
<input type="radio"/>	3 Torque Wrench(Torque measurements)	$\epsilon = 0.1+0.5^* \mu$
<input type="radio"/>	4 Hydraulic Tensioner(Hydraulic pressure measurements)	$\epsilon = -0.2$ to $+0.4$
<input checked="" type="radio"/>	5 Wrench or Hydraulic Tensioner(Bolt elongation measurements)	$\epsilon = -0.15$ to $+0.15$
<input type="radio"/>	6 Wrench (Turn of nut measurements, nearly to bolt yield)	$\epsilon = -0.1$ to $+0.1$
1-6	FRICTION COEFFICIENT	
<input checked="" type="radio"/>	1 Very smooth, lubricated surfaces	$\mu = 0.10$
<input type="radio"/>	2 Smooth, lubricated surfaces	$\mu = 0.15$
<input type="radio"/>	3 Normal/Average Conditions	$\mu = 0.20$
<input type="radio"/>	4 Rough dry surfaces	$\mu = 0.25$
<input type="radio"/>	5 Very rough dry surfaces	$\mu = 0.30$
<input type="radio"/>	6 User specified	

Obr. č. 28 Výběr metody utahování šroubů VVD 13445

Bylo zvoleno utahení pomocí „maticového klíče nebo hydraulického utahováku“ (viz. tab. č.8). Koeficient tření byl zvolen 0.1 (podle přílohy E z ČSN EN 1591-1 [22], tab. E.1). Tato volba a výběr způsobu utahování jsou důležité, protože ovlivňují výslednou sílu ve šroubu a dále se budou opakovat ve výpočtu pomocí ČSN EN 1591-1 [22] a částečně i v určování podmínek v programu využívající metodu MKP.

Nedílnou součástí hlavního přírubového spoje bylo těsnění. Těsnění bylo zvoleno hřebenové s grafitovou vrstvou. Potřebné pro výpočet byly součinitelé těsnění „m“ a „y“ (m=53 MPa a y=3,75, obr.č.29), které do diplomové práce poskytla firma POKORNÝ Spol. s.r.o.. Geometrie byla vybrána typu KP (obr.č.30) z katalogu těsnění s vnějším průměrem 845 mm, vnitřním průměrem 750 mm a tloušťkou 4,8 mm.

EDIT :F.1 WN - FLANGE/HLAVNI\_SPODNI

11 FLANGE DESIGN Ver.

#### 9 GASKET DATA

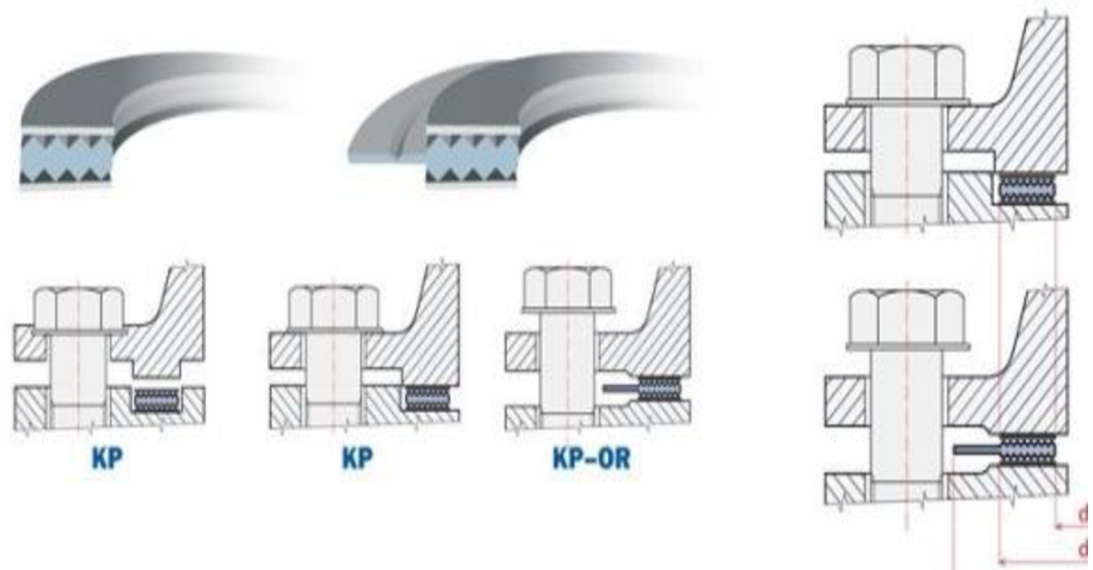
For gasket materials NOT specified below use alternative : 1

1-55	Table H-1 Gasket factors m & y Facing	
<input checked="" type="radio"/>	1 User Specified Gasket Factors	
<input type="radio"/>	2 Flat rubber below 75 BS and IRH m=0.5 Y=0.0	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	3 Flat rubber above 75 BS and IRH m=1.0 Y=1.4	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	4 Mineral Fiber 3.2 mm thick m=2.0 Y=11.0	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	5 Mineral Fiber 1.6 mm thick m=2.75 Y=25.5	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	6 Mineral Fiber 0.8 mm thick m=3.5 Y=44.8	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	7 Rubber with cotton m=1.25 Y=2.8	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	8 Rubber with Mineral Fiber 3-ply m=2.25 Y=15.2	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	9 Rubber with Mineral Fiber 2-ply m=2.50 Y=20.0	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	10 Rubber with Mineral Fiber 1-ply m=2.75 Y=25.5	2 1a,1b,1c,1d,4,5
<input type="radio"/>	11 Vegetable fibre m=1.75 Y=7.6	2 1a,1b,1c,1d,4,5

Gasket factor m **3.75**  
 Gasket or joint-contact-surface unit seating load y **53.00** N/mm2  
 GASKET TYPE (remark) (Optional) EN 10025-2:2005, 1.0038 S235JR Flat/Long Products  
 INSIDE DIAMETER OF SHELL/NOZZLE corroded.....:Di = 682.00 mm  
 OUTSIDE DIAMETER OF FLANGE.....:A = 1440.00 mm  
 BOLT-CIRCLE DIAMETER.....:C = 1250.00 mm  
 Outside diameter of gasket/raised face Go **845.00** mm  
 Greater value of inside diameter of gasket/flange face A1 **750.00** mm  
 TEMA RGP-RCB-11.7 Include Additional Loads from Pass Partition Plate Gasket

A narrow face flange with gasket entirely within the circle enclosed by the bolts has been specified, the gasket location should be specified accordingly.  
 NOTE: Please make sure that the gasket is correctly located.

Obr. č. 29 Volba těsnění VVD 13445



Obr. č. 30 Hřebenová přírubová těsnění POKORNÝ Spol. s.r.o [28]

VVD software vypočte, jak velké je maximální namáhání dané součásti v procentech. Například pokud se jedná o minimální tloušťku, vezme software analyzovanou tloušťku a zní procentuálně vyjádří již zmíněnou minimální tloušťku a výsledek uvede v shrnujícím sloupečku (jak je vidět na obr č. 31). Tyto procenta ukazují, vytížení součásti při maximálním zadaném namáhání. Pro detailnější výsledky může výpočtář využít vygenerovaného reportu.

No.	ID.	Err+Wrn	Umax	Comp. Type	Comp. Description	
1	S1.1	✓	0+0 83.9%	Cylindrical Shell	Main Shell	De= 765,
2	E3.1	✓	0+0 76.8%	Torispherical End		De= 765,
3	E3.2	✓	0+0 76.8%	Torispherical End		De= 765,
4	N.1	✓	0+0 73.5%	Nozzle,Seamless Pipe		DN 200 d
5	N.2	✓	0+0 85.6%	Nozzle,Seamless Pipe	vstup	DN 200 d
6	N.3	✓	0+0 92.2%	Nozzle,Seamless Pipe		DN 80 do
7	N.4	✓	0+0 85.3%	Nozzle,Seamless Pipe	teplota	DN 40 do
8	N.5*	✓	0+0 85.3%	Nozzle,Seamless Pipe	teplota	DN 40 do
9	F.1	✓	0+0 86.9%	WN - Flange	hlavni_spodni	OD= 1440
10	F.2*	✓	0+0 86.9%	WN - Flange	hlavni_horni	OD= 1440
11	F.3	✓	0+0 84%	EN1092 PN 250 LWN -R		EN1092 F
12	F.4	✓	0+0 84%	EN1092 PN 250 LWN -R	vstup	EN1092 F

Obr. č. 31 Výsledné maximální namáhání v softwaru VVD

Také ostatní výpočetní informace jsou přiloženy ve vygenerovaných reportech z obou programů (příloha č. 1 a 2). Veškeré informace o geometrii a rozměrech jsou uvedeny v již zmíněných reportech nebo v přiloženém zjednodušeném výkresu sestavy (příloha č.6).

## 5.2 Srovnání výsledků softwarů VVD a San't Ambrogio

Jako první byl proveden výpočet v programu VVD, který byl následně porovnán s výsledky z programu San't Ambrogio. V tabulce č. 14 jsou příklady srovnání výsledných hodnot při provozních podmínkách v obou softwarech.

Tab. č. 14 Srovnání výsledků VVD a San't Ambrogio

Popis	VVD	San't Ambrogio	Zvoleno
<b>Plášť</b>			
Minimální tloušťka stěny* [mm]	34,4	34,4	44.5
<b>Torosferické dno - spodní</b>			
Minimální tloušťka zakřivené stěny* [mm]	29.6	29,0	44.5
Minimální tloušťka rovné stěny* [mm]	36,7	36,7	44.5
<b>Torosferické dno – horní</b>			
Minimální tloušťka zakřivené stěny* [mm]	29,6	29,0	44.5
Minimální tloušťka rovné stěny* [mm]	36,7	36,7	44.5
<b>Hlavní příruba (provozní podmínky)</b>			
Potřebná utahovací síla v šroubu [kN]**	732	734	724**
Radiální napětí [MPa]	121	122	
Tangenciální napětí [MPa]	142	142	
Podélné napětí [MPa]	163	163	
<b>Hrdlo – Vstup, Výstup (provozní podmínky)</b>			
Minimální tloušťka stěny [mm]	10,3	10,7	46,5

\*bez korozního přírůdku

\*\*\* VVD - ČSN EN 1591-1 [22], zapsáno pro provozní stav – 21MPa, 50°C

U výpočtu a kontrole výsledků je potřeba dávat pozor s kterou tloušťkou software počítá. Někdy se dá lehce zaměnit tloušťka s korozním přírůdkem a bez. Hlavní výpočet se nachází v programu VVD a kontrola v softwaru San't Ambrogio je jen orientační. Obecně by měl konstruktér postupovat velmi konzervativně k výpočetním softwarům, důkladně procházet reporty a kontrolovat je. V případně nějakých nesrovnalostí přejít k vlastnímu výpočtu. Reporty z programů jsou k práci přiloženy ve formě příloh.



## 6 Těsnostně-pevnostní výpočet přírubového spoje

Dalším krokem návrhu bylo provést detailní výpočet podle normy ČSN EN 1591-1 [22]. Cílem je ověřit potřebné předpětí šroubů pro požadovanou těsnostní třídu L0,1 a porovnat toto předpětí s předpětím vypočítaném podle ČSN EN 13445-3 přílohy G [31]. Výpočtová metoda podle ČSN EN 1591-1 [22] zohledňuje chování celého systému (příruba, šrouby, těsnění). Tento výpočet zohledňuje přetlak tekutiny, pevnostní hodnoty materiálů, součinitele těsnosti, rozptyl při utahování, změny těsnících sil způsobené deformací všech částí spoje, vliv připojené skořepiny, vliv teplotních rozdílů a další. Základem výpočtu je elastická analýza vztahů mezi zatížením a deformací mezi všemi částmi spoje, zahrnuje i případné plastické chování těsnícího materiálu. Norma uvádí postup výpočtu tak, že se nejprve určí minimální potřebná síla ve šroubech (montážní stav). Stanovení síly proběhne iterativně, závisí totiž na účinné šířce těsnění a ta opět závisí na síle ve šroubech. V dalším kroku se vypočítají všechny vnitřní síly, které vyplývají z vypočítané utahovací síly ve šroubech a provede se zkouška přípustnosti sloučených vnějších a vnitřních sil. Výpočet se provádí pro všechny stavy (montáž, hydrostatický test, provozní podmínky). [22]

Výpočet přitom vychází z předpokladu dodržení stanovené míry těsnosti. Těsnící součinitele pro výpočet jsou zjišťovány ze zkoušky podle EN 13555 [15] nebo přímo z 1591-2 [35]. Netěsnost se měří pomocí helia v laboratorním prostředí. Z této zkoušky dostaneme potřebné těsnící součinitele. Tyto zkoušky zajišťuje výrobce těsnění a jsou poměrně nákladné. Zatížení šroubů, které se následně vypočte pomocí ČSN EN 1591-1 [22] představují minimální zatížení šroubů pro dosažení požadované třídy těsnosti se zohledněním celého systému. Zvýšením zatížení šroubů do přípustných mezí se zvyšuje těsnost spoje. [22]

### 6.1 Postup výpočtu v programu VVD

Výpočet byl proveden v softwaru VVD. Nejprve byla v programu zvolen typ příruby a zadaly se do něj požadované rozměry přírub (obr. č. 32), šroubů a vybraly se zadané materiály z databáze. Další věc, která se musela zvolit byla metoda utažení šroubů. Byla zvolena metoda utahování pomocí „maticového klíče nebo hydraulického utahováku“ (viz. tab. č. 8). Průměr třecích koeficientů byl zvolen 0,1 podle přílohy E z ČSN EN 1591-1 [22] (těsnění na bázi grafitu). V dalším kroku byly zadány zátěžné stavy.

EN1591:2001+A1:2009/AC:2010 Design Rules for Gasketed Circular Flanges Connection

### 4 FLANGE GEOMETRY Side 1

➤ Equivalent axial thickness of flange	eF	211.00	mm
➤ Axial thickness radially loaded by pressure	eP	211.00	mm
➤ Inside diameter of flange(corroded)	d0	670	mm
➤ Average diameter of hub, thin end	d1	717.50	mm
➤ Average diameter of hub, thick end	d2	800.00	mm
➤ Outside diameter of flange	d4	1440.00	mm
⊗ Diameter of bolt holes	d5	80.00	mm
✓ Min. wall thickness thin end of hub(corroded)	e1	47.50	mm
✓ Wall thickness at thick end of hub(corroded)	e2	130.00	mm
➤ Length of hub	IH	160.00	mm
✓ Inclination of shell	PhiS	0.00	degr.
✓ Depth of raised portion of face	Fd	0.00	mm

F1 Material Data

Material Library **1 EN 10222-4:2017, 1.0571 P355QH1 forging, HT:QT**

MaxThk (m)	Temp (°C)	Rm (N/mm²)	Rp (N/mm²)	Rpt (N/mm²)	f <sub>d</sub> (N/mm²)	f <sub>20</sub> (N/mm²)	no ()
400	50	470	275	275	183.33	183.33	7.85

NOTE: For detailed information regarding this method, please link to the document 4.2 Alternative Flange Method available below.  
NOTE: Set IH=0 for a flange with NO hub.

Obr. č. 32 Zadávání rozměrů přírub VVD ČSN EN 1591-1

Software dále potřeboval zadat hodnoty  $Q_A$ ,  $Q_{smin}$ ,  $Q_{smax}$ ,  $E_G$  a  $P_{QR}$ . Hodnoty  $Q_A$  a  $Q_{smin}$ , závisí na požadované těsnostní třídě. Těsnostní třída byla zadána L0,1. Od firmy POKORNÝ Spol. s.r.o. byly dodány data k těsnění, včetně grafů, která byla získána ze zkoušek dle ČSN EN 13555 [15]. Na obrázku č. 33 je vidět ukázka z programu VVD, kde se tyto zmíněné hodnoty zadávají.

1-4	-----Description-----	ID	Assembly(T=20C)	Test Cond.(T=20C)	Qper.Cond.1(T=50C)
1	Min. required gasket surface pressure(MPa)	QA/Qsmin	11	5	5
2	Max. allowable gasket surface pressure(MPa)	Qsmax	460	460	460
3	Gasket compressive E-modulus(MPa)	EG	4798	4798	4798
4	Gasket creep factor	PQR	0.99	0.99	0.99

Obr. č. 33 Data těsnění zadaná v programu VVD

Hodnota  $Q_A$  vyjadřuje minimální tlak na těsnění při montáži před odlehčením ( $Q_A=Q_{min}$ ). Pro zvolené těsnění jsme z experimentálních dat dostali údaj, že pro zadanou třídu těsnosti L0,1 musí být minimální montážní tlak na těsnění 11 MPa. Hodnota  $Q_{smin}$  vyjadřuje minimální tlak na těsnění při testovacích nebo provozních podmínkách při kterém těsnění ještě stále splňuje požadovanou těsnost. Na obr. č. 34 je ukázka volby dat z měření těsnění podle ČSN EN 13555 [15].

surface pressure range [MPa]		test pressure		test medium		o	
5	to	160	40		He		
tightness-class	L10 (1*10 <sup>+1</sup> mg/m/s)		L1 (1*10 <sup>+0</sup> mg/m/s)		L0,1 (1*10 <sup>-1</sup> mg/m/s)		(1*
Q <sub>v</sub> [MPa]	Q <sub>min</sub>	Q <sub>Smin</sub>	Q <sub>min</sub>	Q <sub>Smin</sub>	Q <sub>min</sub>	Q <sub>Smin</sub>	Q <sub>t</sub>
10	5	5	5	5			
20	5	5	5	5	11	5	
30	5	5	5	5	11	5	2
40	5	5	5	5	11	5	2
60	5	5	5	5	11	5	2
80	5	5	5	5	11	7	2
100	5	5	5	7	11	8	2
160	5	5	5	6	11	7	2

Obr. č. 34 Volba  $Q_{smin}$  a  $Q_A$  z experimentálních dat podle ČSN EN 13555 [15],[28]

Hodnota  $E_G$  je zprůměrována z dvou proběhlých měření viz obr. č. 35. Na obrázku, je také vidět hodnota  $Q_{smax}$ .

#### 4.1 $Q_{smax}$ - and $E_G$ - tests

material		POWERGASKET KP camprofile with graphit			
dimensions [mm]		74 x 53 x 4,8			
test setup	temperature	[°C]	20		
	Q <sub>max/T</sub> test rig	[MPa]	460		
	with steel foils	Yes/No	Yes	Yes	Ye
	specimen	[-]	1111090128	1111090110	1111090100
	weight	[g]	82,49	82,63	82,63
	test number	[-]	A-1738	A-1774	A-1774
	<b>Q<sub>smax</sub></b>	[MPa]	<b>460</b>	<b>460</b>	<b>460</b>
	average residual thickness	[mm]	3,69	3,69	3,69
	<b>E<sub>G20MPa</sub></b>	[MPa]	<b>3118</b>	<b>6479</b>	<b>3260</b>
	<b>E<sub>G30MPa</sub></b>	[MPa]	<b>4306</b>	<b>4675</b>	<b>7300</b>
	<b>E<sub>G40MPa</sub></b>	[MPa]	<b>5716</b>	<b>5240</b>	<b>6760</b>
	<b>E<sub>G60MPa</sub></b>	[MPa]	<b>5504</b>	<b>6000</b>	<b>6760</b>

Obr. č. 35 Volba  $Q_{smax}$  a hodnot  $E_G$  z experimentálních dat podle ČSN EN 13555 [15],[28]

## 6.2 Výsledky výpočtů ze softwaru VVD dle ČSN EN 1591-1

Obecně platí, že ČSN EN 1591-1 [22] má komplexnější přístup k přírubám než ČSN EN 13 445-3 [31]. Tento fakt, vede k tomu, přírubový spoj podle ČSN EN 13 445-3 [31] vychází více konzervativněji než podle ČSN EN 1591-1 [22]. Na obrázku č. 36 je vidět, že maximální vytížení příruby dle ČSN EN 1591 [22] vychází vytížení na 46,8 %.

No.	ID.	Err+Wrn	Umax	Comp. Type	Comp. Description	Compor
1	F.1	✓	0+0	46.8%	Integral - Flange	OD= 1440, ID= 670,
2	F.2	✓	0+0	46.8%	Integral - Flange	horni

Obr. č. 36 Výsledné vytížení příruby VVD

Výpočet podle ČSN EN 1591-1 [22] hodnotí tři mezní stavy. Dovolené namáhání šroubů ( $\Phi_B$ ), poměr zatížení těsnění ( $\Phi_G$ ) a poměr zatížení přírub nebo lemu/obruby ( $\Phi_F$ ). Podmínka je, že všechny tyto poměry musí být menší než 1.

LOAD CASE NO: 1 - ASSEMBLY		
$b_{Ge} = \text{MIN}(b_{Gi}, b_{Gt}) = \text{MIN}(44.14, 47.5) =$	44.14 mm	
$d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge} = 845 - 44.14 =$	800.86 mm	
$FG_{0req} = \text{Max}(FG_{0min}, FG_{\Delta}) =$ $= \text{Max}(1.2216E06, 1.6337E07) =$	( (52) ) 16337.36 kN	
$FB_{0req} = FG_{0req} + FR_0$ ( (53) ) $= 1.6337E07 + 0 =$	16337.36 kN	
Nominal Total Pre-Load $FB_{0nom} = FB_{0req} / (1 - \epsilon_{psn})$ ( (63) ) $= 1.6337E07 / (1 - 0.0605) =$	17388.75 kN	
Nominal Required Torque per Bolt $M_{tnom} = k_B * FB_{nom} = 9.532 * 7.2453E05 =$	6906.23 Nm	
Nominal twisting moment on bolt shanks $M_{tBnom} = (0.16 * p_t + 0.52 * \mu * d_{B0}) * FB_{0nom} / n_B$ $= (0.16 * 4 + 0.52 * 0.1 * 76) * 1.7389E07 / 24 =$	( (D.9) ) 3327.05 Nm	
Load Limit of Bolts $\Phi_{iB} = \text{Sqr}((F_{BI} / A_B)^2 + 3 * (C * M_{tB} / I_B)^2) / f_{B0}$ ( (71) ) $= \text{Sqr}((1.844E07 / 93341.82)^2 + 3 * (1 * 3528.21 / 91228.67)^2) / 666.67 =$	0.3129	
<b>Bolt Load Ratio <math>\Phi_{iB}</math> <math>\Phi_{iB} = 0.3129 \leq 1 = 1</math></b>	<b>31.2%</b>	<b>OK</b>
$\Phi_{iG} = F_{GI} / (A_{Gt} * Q_{max})$ ( (72) ) $= 1.844E07 / (1.1901E05 * 460) =$	0.3368	
<b>Gasket Load Ratio <math>\Phi_{iG}</math> <math>\Phi_{iG} = 0.3368 \leq 1 = 1</math></b>	<b>33.6%</b>	<b>OK</b>
$\Phi_{iF0} = \text{Abs}(F_{GI} * h_G + F_Q * (h_H - h_P) + F_R * h_H) / W_F$ ( (73) ) $= \text{Abs}(1.844E07 * 222.4 + 0 * (243.98 - 147.61) + 0 * 243.98) / 1.1724E07 =$	0.3498	
<b>Flange Load Ratio <math>\Phi_{iF}</math> <math>\Phi_{iF} = 0.3498 \leq \Phi_{iMax} = 0.9901</math></b>	<b>35.3%</b>	<b>OK</b>

Obr. č. 37 Report z VVD 1591-1 montážní stav

V programu VVD bylo vypočítáno, že předepínací síla musí být 17 388 kN ( $FB_{nom}$ ) (obr. č. 37). Na obr. č. 38 je tabulka shrnující výsledky z programu VVD. Tabulka ukazuje minimální těsnící síly k dosažení požadované třídy těsnosti ( $FG_{min}$ ), maximální síly ve šroubech ( $FB$ ) a těsnění ( $FG$ ) v daných stavech. Síly  $FB$  a  $FG$  slouží pro výpočet poměrů zatížení ( $\Phi_B$ ,  $\Phi_G$ ,  $\Phi_F$ ). Jsou to maximální síly odvozené od  $FB_{0max}$ , kterou získáme při započítání maximální kladné nepřesnosti při utahování.

## TABLE OF SUMMARY

Table LOAD CONDITIONS AND LOAD RATIOS FOR F.1 (m=mating flange):

DESCRIPTION	ID	ASSEMBLY	TEST COND.	OPER.COND.1
Design Pressure (MPa)	P	0.000	30.000	21.000
Resulting Force (kN)	FR	0.000	0.000	0.000
Axial Fluid-Pressure Force (kN)	FQ	0.000	15112.15	10578.51
Gasket Force (kN)	FG	18440.14	565.115	5078.737
Total Bolt Force(all bolts) (kN)	FB	18440.14	15677.27	15657.24
Minimum Gasket Seating Force (kN)	FGmin	1221.612	555.278	555.278
Bolt Load Ratio	PhiB	0.313	0.252	0.468
Gasket Load Ratio	PhiG	0.337	0.010	0.093
Flange Load Ratio	PhiF	0.350	0.162	0.314
Flange Rotation (degr.)	ThetaF	0.119	0.139	0.133
Loose Flange Rotation (degr.)	ThetaL	0.000	0.000	0.000
Nominal Bolt Force(per bolt) (kN)	FBnom	724.531	0.000	0.000
Nominal Bolt Torque(per bolt) (Nm)	Mtnom	6906.231	0.000	0.000
Bolt Elongation at Assembly (mm)	DeltaB	0.398	0.000	0.000

Obr. č. 38 Tabulka výsledných sil z VVD spočtená dle ČSN EN 1591-1[22]

## 7 Srovnání postupů výpočtu norem ČSN EN 1591-1 a ČSN EN 13 445-3 pro přírubový spoj

Norma ČSN EN 13445-3 [31] se zabývá všemi částmi tlakových nádob, přičemž ČSN EN 1591-1 [22] pracuje pouze s přírubami. V globálním pevnostním výpočtu byly příruby navrženy podle ČSN EN 13445-3 kapitoly 11 [31]. Výsledky byly následně porovnány s výsledky podle ČSN EN 1591-1 [22]. Zde budou přiblíženy rozdíly mezi normami při výpočtu přírubového spoje.

### ČSN EN 13445-3 – přírubový spoj

Výpočtové vztahy v kapitole 11 jsou založeny na metodě Taylor Forge, Uplatňují se v ní 3 hlavní metody. Volná, integrální, a volná pro přírubu s krkem. V těchto metodách se vypočítají tangenciální napětí, radiální napětí v přírubě a radiální napětí v krku a porovnají se s dovoleným namáháním materiálů. Metody nepočítají s žádnými požadavky na těsnost a kontroly probíhají podle podmínek ve vzorců č. 8. S těsněním se počítá pouze ve formě součinitelů těsnění „y“ a „m“, které jsou dodávány od výrobců těsnění, nebo se berou přímo z norem. Součinitelé těsnění pak určují jak velké síly budou v přírubě působit a jsou tak jedním z faktorů, které ovlivňují namáhání příruby.

Podmínky podle ČSN EN 13445-3 kapitoly 11 [31]:

$$\begin{aligned}k \cdot \sigma_H &\leq 1,5 \cdot \min(f; f_H) \\k \cdot \sigma_r &\leq f \\k \cdot \sigma_\theta &\leq f \\0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_r) &\leq f \\0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_\theta) &\leq f\end{aligned}\tag{8}$$

Kde:

- k – součinitel napětí
- $\sigma_H$  – podélné napětí v krku [MPa]
- $\sigma_r$  – radiální napětí v přírubě [MPa]
- $\sigma_\theta$  – tangenciální napětí v přírubě [MPa]
- f – dovolené namáhání [MPa]
- $f_H$  – dovolené namáhání v krku [MPa]

Norma ČSN EN 13445-3 obsahuje přílohu G [31], která se zabývá konstrukčními pravidly pro příruby a těsněné přírubové spoje. Je alternativou k výpočtovým metodám uvedených v kapitole 11 a 12. Je v ní zakomponován požadavek na těsnost a iterační výpočet minimální síly ve šroubech jako v normě ČSN EN 1591-1 [22]. S touto přílohou není v této práci počítáno.

## ČSN EN 1591-1

Norma uvádí posloupnost výpočtového postupu v kapitole D. 4. Nejprve se vypočítají základní geometrické parametry přírub, pak se určí počáteční těsnící síla ( $F_{G0}$ ). Vypočítáme ji pomocí vzorců č. 9 nebo č. 10. Vzorec č. 9 se použije, pokud máme předem zadanou sílu ve šroubech a pouze ji ověřujeme. Jestli sílu neznáme je normou doporučeno použít vzorec č. 10, ale můžeme použít jakoukoli jinou hodnotu (doporučuje se odhad ze zkušeností).

Výpočet těsnící síly z předem zadané síly [22]:

$$F_{G0} = F_{B0,specified} \cdot (1 - \varepsilon_-) - F_{R0} \quad (9)$$

Kde:

$F_{G0}$  – těsnící síla [N]

$F_{B0,specified}$  – hodnota utahovací síly při montáži [N]

$\varepsilon_-$  – rozptyl všech šroubů pod jmenovitou hodnotou, příloha B ČSN EN 1591-1 [22]

$F_{R0}$  – síla vyplývající z přidavných vnějších zatížení [N]

Výpočet těsnící síly při nezadané sílu ve šroubech [22]:

$$F_{G0} \leq A_B \cdot (f_{b0}/3) - F_{R0} \quad (10)$$

Kde:

$A_B$  – celková efektivní průřezová plocha všech šroubů [mm<sup>2</sup>]

$f_{b0}$  – dovolené namáhání materiálu šroubu [MPa]

Pokud již známe veškerou geometrii a je zadán požadavek na těsnost spoje použije se vzorec č.11. Pro zjištění minimální potřebné těsnící síly při montáži pro požadovanou těsnostní třídu.

Minimální požadovaná těsnící síla při montáži [22]:

$$F_{G0min} = A_{Ge} \cdot Q_A \quad (11)$$

Kde:

$A_{Ge}$  – efektivní těsnící plocha [mm<sup>2</sup>]

$Q_A$  – povrchový tlak působící na těsnění při montáži před odlehčením, který je nezbytný pro platnost odpovídajícího  $Q_{smin}(L)_1$  ve všech následných stavech [MPa]

$F_{G0min}$  – minimální těsnící síla [N]

Jakmile je zjištěna minimální potřebná těsnící síla při montáži provede se výpočet těsnících sil v dalších zátěžných stavech. Tyto síly se zjistí pomocí vzorce č. 12 (platí pro plochá těsnění).

Minimální těsnící síla v daném stavu [22]:

$$F_{G\Delta} = \max (A_{Ge} \cdot Q_{smin(L)l}; -F_{QI} + F_{RI}) \quad (12)$$

Kde:

$F_{G\Delta}$  – minimální těsnící síla v montážním stavu, která po všech změnách zatížení pro následné stavy zaručuje požadovanou těsnící sílu [N]

$Q_{smin(L)l}$  – minimální povrchový tlak působící na těsnění, požadovaný pro danou třídu těsnosti L v podmínkách zátěžového stavu „l“ z výsledku zkoušek podle EN 13555 [MPa]

$F_{QI}$  – axiální síla tekutiny [N]

$F_{RI}$  – síla vyplývající z přídavných vnějších zatížení, v zátěžném stavu „l“ [N]

Vzorec č.12 může být upraven, pokud se předpokládá plastická deformace těsnění. Následně se podle vzorce č. 13 zjistí síla  $F_{G0req}$ .

Požadovaná minimální těsnící síla [22]:

$$F_{G0req} = \max (F_{G0min}; F_{G\Delta}) \quad (13)$$

Kde:

$F_{G0req}$  – vypočítaná největší potřebná těsnící síla v montážním stavu [N]

Jakmile známe největší vypočítanou sílu  $F_{G0req}$  porovnáme ji s  $F_{G0}$ , kterou jsme vypočítali ze vzorce č. 9 nebo 10. Pokud je síla  $F_{G0}$ , větší musí se zvolit větší síla a vrátit se na začátek iteračního výpočtu. Pokud je síla  $F_{G0req}$  rovna nebo v doporučeném rozptylu 5 % může se pokračovat k výpočtu rozptylu zatížení šroubů při montáži, kde se zohledňují montážní metody. Při  $F_{G0}$ , která vychází několikanásobně větší než  $F_{G0req}$ , lze  $F_{G0}$ , snížit a výpočet optimalizovat. Finálním krokem jsou výpočty poměrů zatížení šroubů ( $\Phi_B$ ), zatížení těsnění ( $\Phi_G$ ) nebo lemu/obruby ( $\Phi_F$ ), které musejí být menší nebo rovny jedné. Pokud nějaké zatížení přesahuje povolený poměr, rozměry přírub nebo velikosti síly se upraví a výpočet se opakuje.

Jak je vidět z popisu iterační smyčky přístup pomocí ČSN EN 1591-1 [22] je komplexnější než výpočet podle ČSN EN 13445-3 kapitoly 11 [31]. Výpočet je zaměřen primárně na ověření těsnosti a správného určení minimální síly ve šroubech při montáži, pro dosažení dostatečného tlaku na těsnění při testovací nebo provozní fázi. Jak již bylo zmíněno přístup zohledňuje celý systém (příruba, šrouby, těsnění).

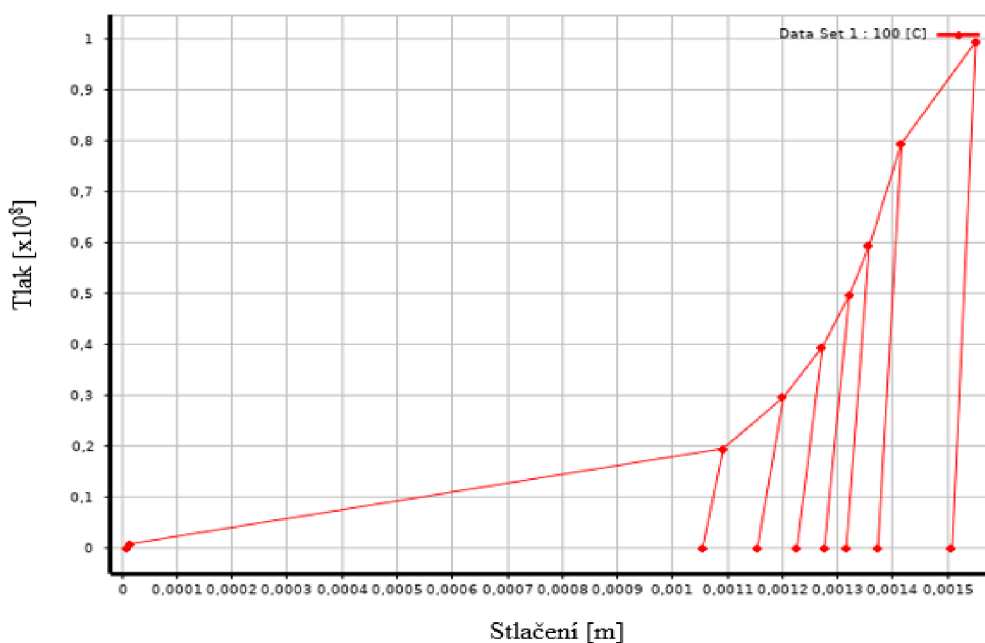


## 8 Analýzy pomocí MKP

V této kapitole bude provedena těsnostní analýza a částečné posouzení průběhu povrchových tlaků na kontaktní ploše těsnění (dále jen „tlaků v těsnění“) při dvou různých postupech utahování. Výpočty byly provedeny pomocí metody konečných prvků v programu Ansys Workbench 2019 R2 (dále jen Ansys Workbench). Cílem této analýzy bylo jednak ověřit správnost utahovacích sil ve šroubech v montážním a provozním stavu a dále přiblížit vliv postupu utahování šroubů na napětí v těsnění. Analýza proběhla nejprve vytvořením globálního skořepinového modelu a v něm zadání provozního stavu. Následné detailnější výpočty byly provedeny pomocí „submodelu“ (napojeného na globální model) pouze s přírubami a částí pláště.

### 8.1 Skořepinový model

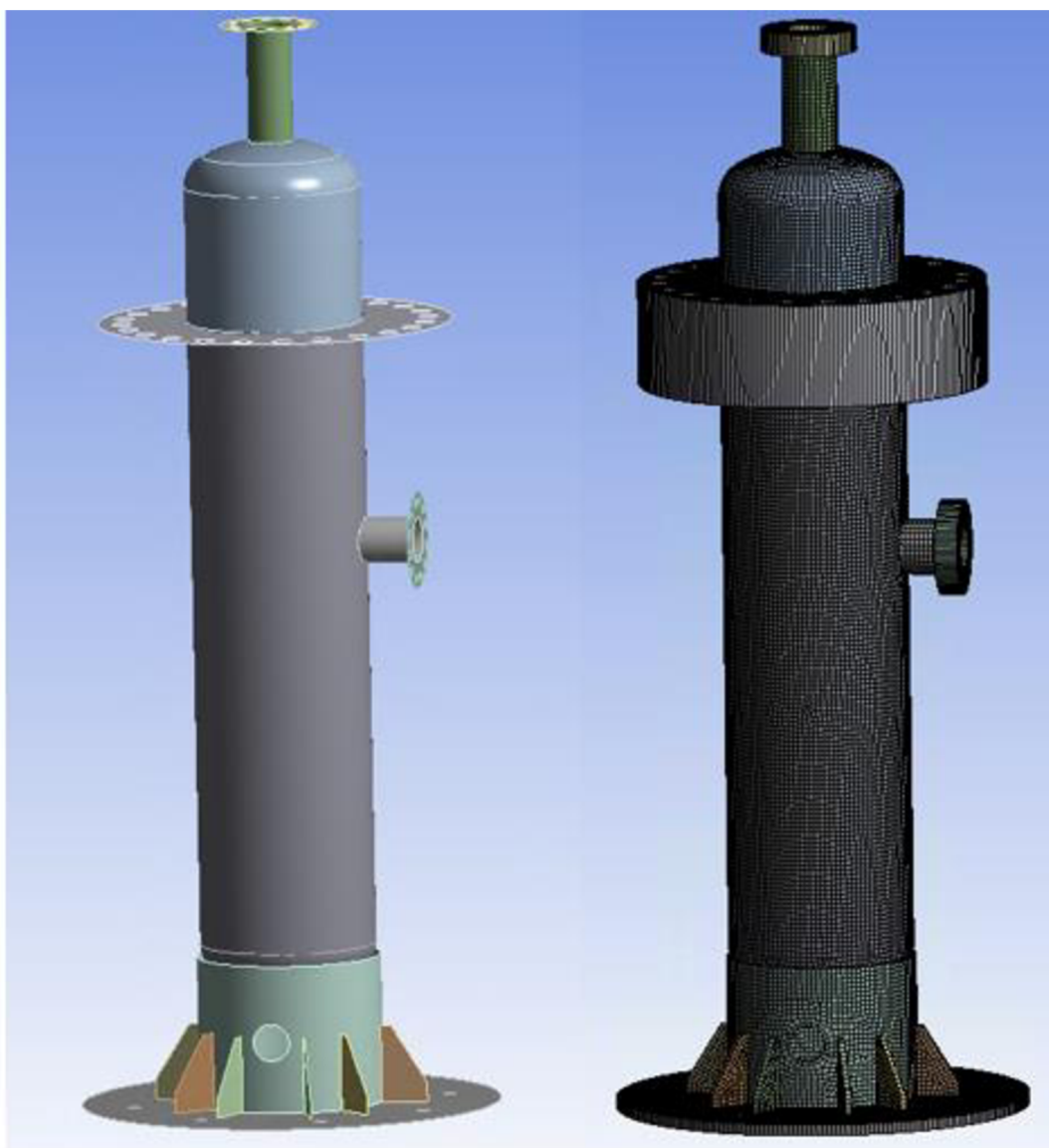
Jako první musela být v programu Solidworks vytvořena skořepina celého separátoru. Skořepina je tvořena plochami, které jsou umístěny na střednicích součástí. Ve skořepinovém modelu byla zanedbána hrdla pro měření teploty, tlaku a pro pojistný ventil. V dalším kroku byl tento skořepinový model vložen do programu Ansys Workbench. Druhým krokem bylo zadat parametry materiálů daných součástí. Nejdůležitější byly Poissonovo číslo ( $\mu$ ), které bylo u všech součástí rovno 0,3 a dále moduly pružnosti, ty byly pro všechny součásti 210 GPa kromě materiálu šroubu, který byl roven 197 GPa. Dalším důležitým materiálem bylo těsnění, u kterého se musela zadat kompresní křivka (obr. č. 39). Kompresní křivka se v programu Ansys Workbench zadává pomocí hodnot stlačení v závislosti na velikosti tlaku, Ansys nám následně vykreslí kompresní křivku.



Obr. č. 39 Kompresní křivka těsnění v Ansys Workbench [28]

Jakmile byla vložena skořepina a zadány parametry materiálů mohlo se přejít k analýze skořepinového modelu. Jako první se v programu musí přidělit materiály

daným součástem a zadat jejich tloušťky. V dalším kroku se vygenerují kontakty mezi částmi a výpočetní síť. Na obrázku č. 40. je skořepinový model absorberu (vlevo) a model absorberu se zadanými tloušťkami a s vygenerovanou sítí (vpravo).



*Obr. č. 40 Skořepinový model (vlevo) se sítí a tloušťkami (vpravo) v programu Ansys Workbench*

V další části analýzy se zadaly provozní zatížení. Na globální model bylo zadáno gravitační zrychlení. Dále byla zadána teplota 50 °C na všechny části absorberu. Do vnitřního prostoru byl zadán tlak 21 MPa. Na vstupní a výstupní přírubu byly zadány ekvivalentní síly (tab. č. 14, vzorec č.14), které způsobuje vnitřní tlak. Model byl zafixován za hlavní podstavnou desku sukně příkazem „fixed support“. Dále bylo potřeba zadat namáhání působící na příruby způsobené připojením potrubí. Jelikož toto namáhání nebylo známo, byl výpočet proveden pomocí normy NORSOK Standard R-001 [30]. Pomocí vzorce č. 15 této normy se vypočítá minimální síla a moment, na kterou konstruktér navrhne hrdlo, pokud nezná opravdové zatížení z připojené technologie. Tyto

hodnoty pak poslouží ke stanovení limitu zatížení hrdel při následném napojení do technologie.

Výpočet ekvivalentní síly:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 13892 \text{ mm}^2$$

$$F = S \cdot P = 291751 \text{ N} \quad (14)$$

Kde vzorec. č. 14:

F – Síla působící od hrdla [N]

S – Obsah otvoru [mm<sup>2</sup>]

P – Vnitřní tlak [MPa]

Výpočet zatížení podle normy Norsok Standard R-001 [30]:

$$F = 7,5 \cdot DN^{1,2} + 0,1 \cdot PN \cdot DN^{1,2} = 10080 \text{ N}$$

$$M = 4 \cdot (DN - 25)^{1,4} + 2 \cdot 10^{-5} \cdot PN \cdot DN^{2,7} = 5089 \text{ Nm} \quad (15)$$

Kde vzorec. č. 15:

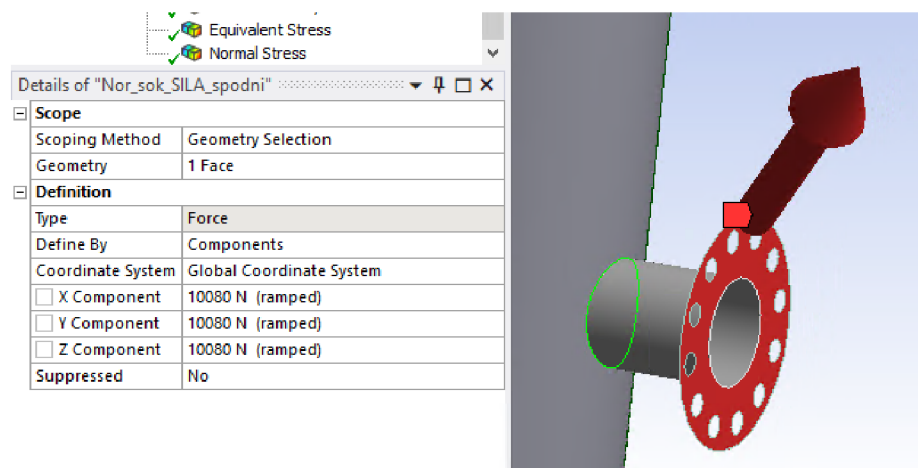
F – Síla působící na hrdlo [N]

M – Moment působící na hrdlo [Nm]

PN – Jmenovitý tlak [MPa]

DN – Jmenovitá světlost [mm]

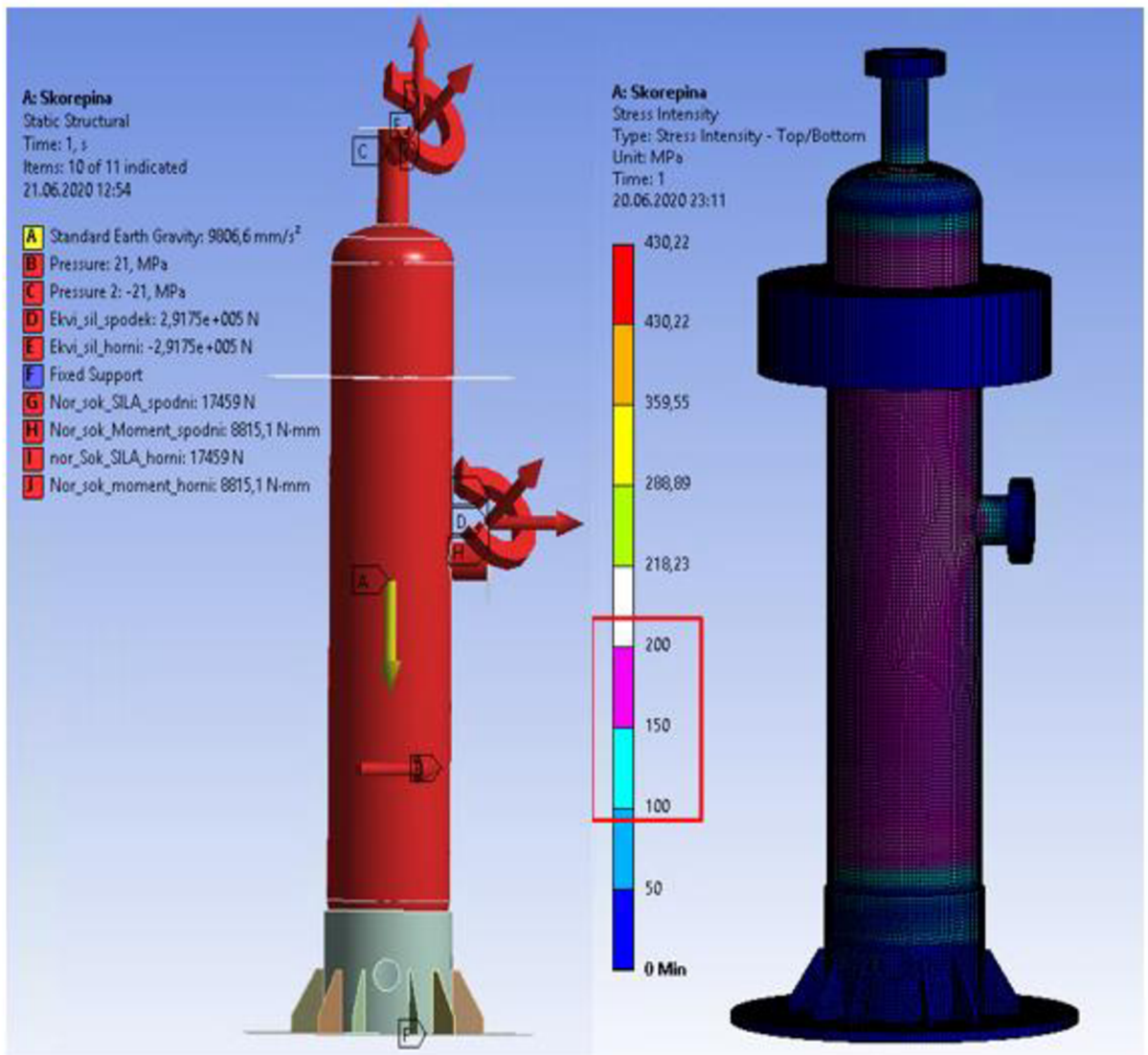
Vyčíslená síla a moment se aplikují ve všech třech směrech X, Y, Z (v rovině příruby). Na obr. č. 41 je příklad zadané síly z normy Norsok Standard R-001 [30] na spodní hrdlo.



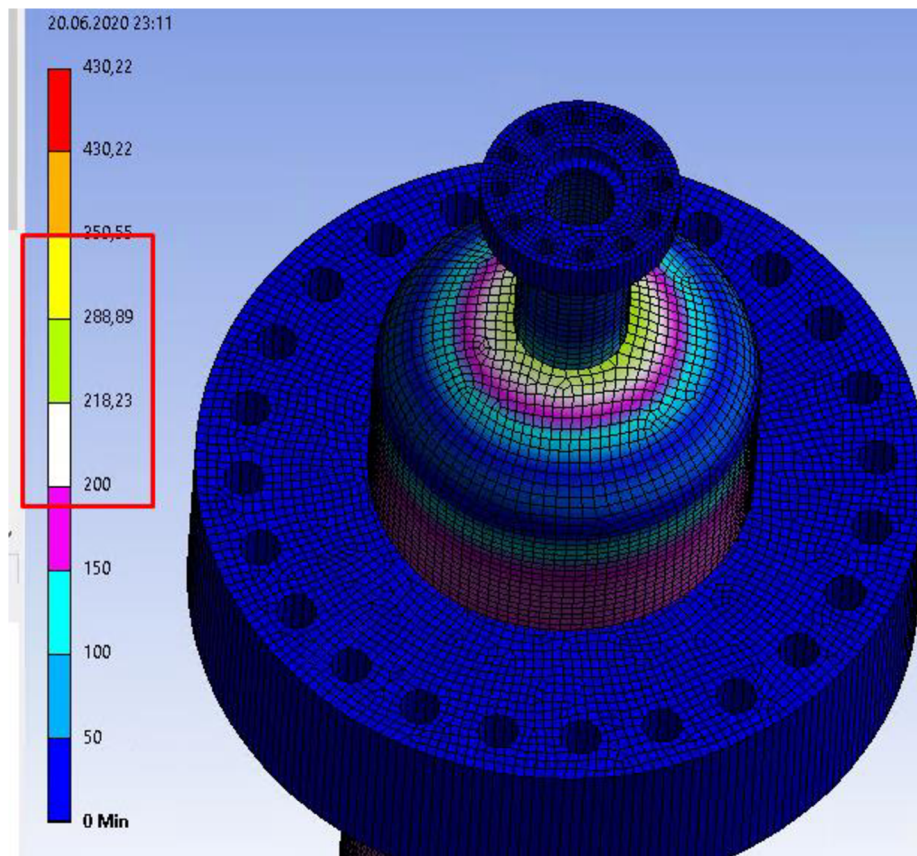
Obr. č. 41 Namáhání příruby z Norsok Standard R-001 [30]

Po zadaná zatížení mohla proběhnout analýza celého separátoru. Pro materiál P355NH, ze kterého je navržena většina částí separátoru (kromě příruby, šroubů a sukně) je maximální hodnota dovoleného namáhání podle VVD rovna  $f_d = 223.33 \text{ MPa}$ .

Namáhání se nachází převážně v intervalu od 100 MPa do 200MPa (obr.č.42). To znamená, že napětí je menší než povolené namáhání. Pro důkladnější analýzu celého separátoru by bylo nutné udělat mnohem více podrobnějších kroků a simulaci, přizpůsobit tomu model a podrobněji se zaměřit na kritická místa, jako například horní hrdlo (obr.č.43), které lokálně přesahuje povolené dovolené namáhání. V tomto místě by měla větší úprava modelu a lepší analýza poskytnou přesnější výsledky. Jelikož se jedná o skořepinový model, výsledné hodnoty jsou ovlivněny limity skořepinové teorie (zejména ve specifických oblastech)



Obr. č. 42 Zadaná zatížení na skořepině (vlevo) a výsledky namáhání v provozním stavu (vpravo)



Obr. č. 43 Kritické místo separátoru

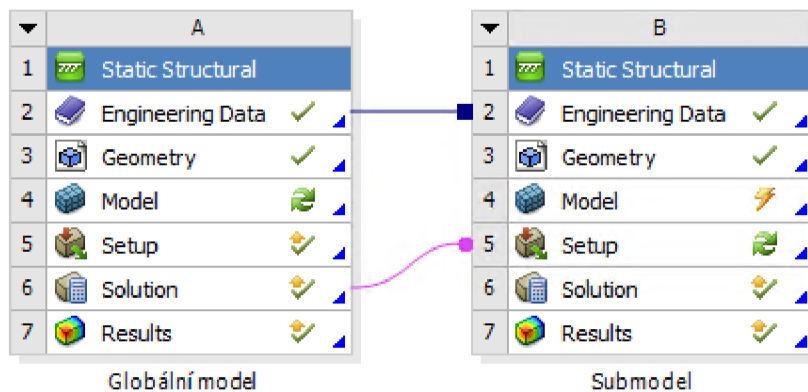
Globální model (tvořen plošnými prvky softwaru ANSYS Workbench) byl vytvořen pouze pro potřeby submodelu a přenesení namáhání z hlavního modelu na menší detailnější model přírubového spoje a jeho detailní vyhodnocení dle normalizovaných postupů není součástí práce.

## 8.2 Submodel – přírubového spoje

Další analýzy budou probíhat pomocí „submodelu“. Jedná se o druh simulace, kdy je část modelu (přírubový spoj a část pláště) vytvořena znovu detailněji, přičemž z globálního modelu jsou na něj přeneseny okrajové podmínky. Používá se pro podrobnější a rychlejší analýzu. Šetří čas a snižuje výpočtovou náročnost.

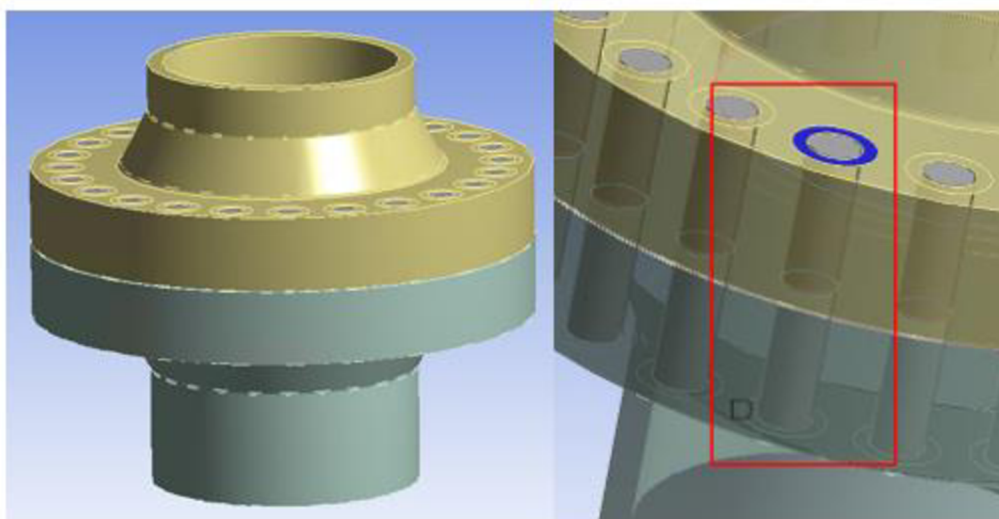
### 8.2.1 Submodel – příprava nastavení submodelu

Submodel (využívající objemové prvky softwaru ANSYS Workbench) musel být vymodelován přesně ve stejných souřadnicích jako skořepina, tak aby přenesení namáhání proběhlo co nejpřesněji. Model byl vytvořen na skořepině v programu Solidworks a následně nahrán do programu Ansys Workbench. Po vložení modelu do programu je nutné propojit „Engineering Data“ pro přenesení vlastností materiálů a „solution“ s „setup“ pro spuštění režimu submodeling a přenesení výsledků namáhání. Na obr. č. 44 je znázorněn příklad propojení.



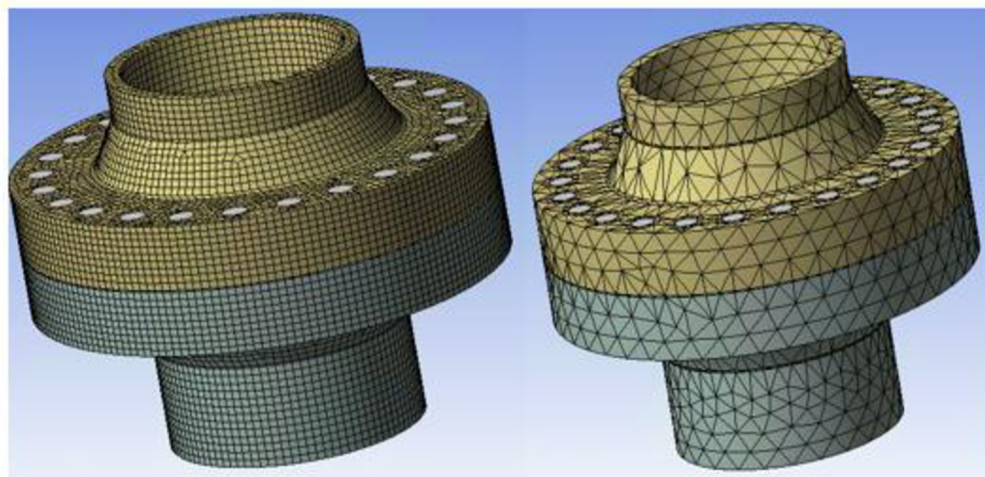
Obr. č. 44. Propojení globálního modelu a submodelu

Po spuštění modulu „model“ se zvolí již zadané materiály dále je nutné při zadávání materiálu těsnění zvolit chování jako „gasket“, po této volbě program uvolní další možnost a vyzve nás k zvolení normálové plochy těsnění, na kterou bude dosedat příruba. Dalším bodem byla nutnost zvolení typu kontaktů mezi přírubami a těsněním. Z konvergenčních důvodů a z důvodu úspory výpočetního času byl při zachování dostatečné přesnosti výpočtu zvolen jeden kontakt „frictional“ a druhý jako „bonded“. „Frictional“ povoluje posuv a oddělení částí. „Bonded“ pevně spojí dané kontakty k sobě a neumožňuje posuv ani oddělení. Tato volba není u těsnění přesná, v realitě by spíše odpovídala volba „frictional“ a „frictional“. Simulované šrouby byly vytvořeny jako „beam“ (obr. č. 45). Pro vytvoření kontaktů mezi šrouby a přírubou byly v programu Solidworks připraveny plochy (obr. č. 45), které simulovaly dotyk hlavy matice (či podložky) a šroubu s přírubou. Kontakt se zadává ručně a vybírají se protilehlé plochy, materiál a průměr „šroubu“.



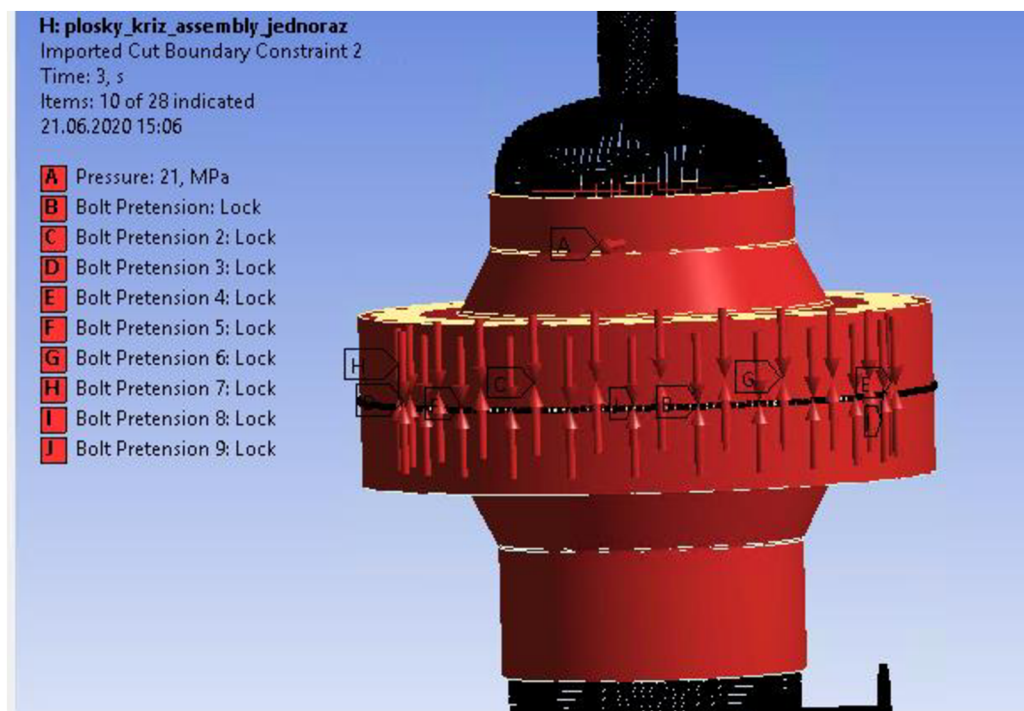
Obr. č. 45 Submodel přírubového spoje a šrouby vytvořeny jako „beam“ ( se zvýrazněnou plochou pro vytvoření kontaktu beam – příruba)

Síť byla vytvořena s pomocí předdefinovaných metod konkrétně pak „hex dominant“ a „body sizing“ (na obě příruby o velikosti 50 mm). Na obr. č. 46 je znázorněna síť před (vpravo) a po úpravě (vlevo).



Obr. č. 46 Síť submodelu po úpravě (vlevo) a před úpravou (vpravo)

Po vygenerování sítě se začaly zadávané podmínky lišit. Záleželo, pro který stav byl výpočet prováděn. Úpravám podléhal tlak, teplota, velikost předpětí v šroubech, zapnutí nebo vypnutí přenášeného zatížení z globálního modelu, a i postupu při utahování šroubů. Příklad zatížení v provozu při zapojení přenášení zatížení pomocí „submodelingu“ je na obr. č. 47.



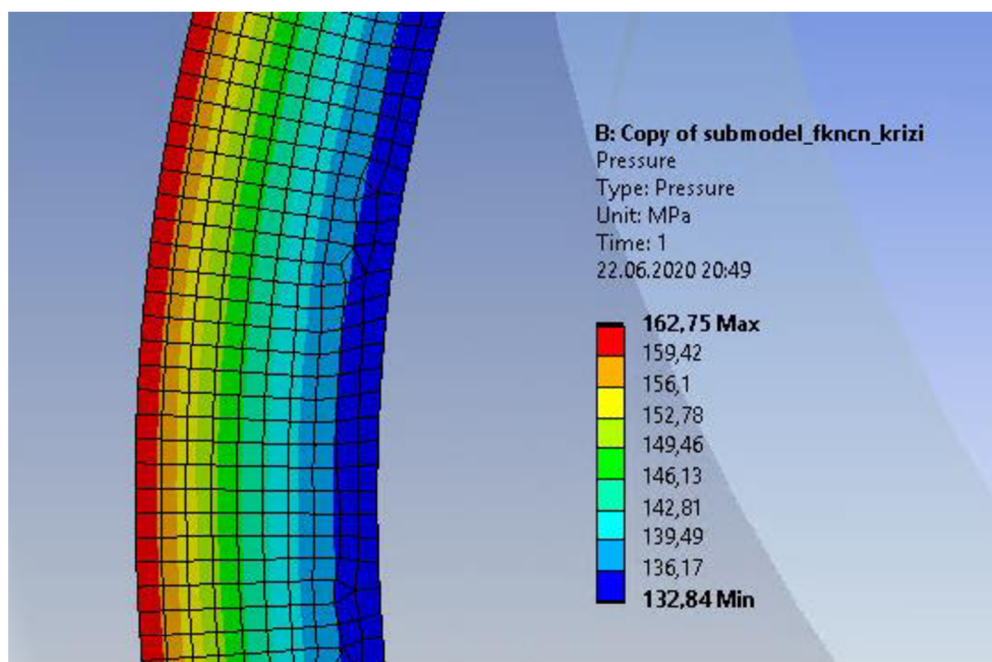
Obr. č. 47. Příklad zatížení přírubového spoje při provozu

### 8.3 Kontrola předepínací síly

Kontrola předepínací síly proběhla ve dvou stavech. V montážním stavu a provozním stavu. Kontroluje se, jestli předepínací síla ( $F_{bnom}$ ) vypočítaná pomocí VVD a normy ČSN EN 1591-1 [22] bude souhlasit s tlakem po montáži, před odlehčením a zda bude tlak v těsnění v provozním stavu minimálně 5 MPa (viz. obr. č. 34)

#### 8.3.1 Montážní stav

Pro podmínky montážního stavu je „submodeling“ nepotřebný. „Submodeling“ se nahradí prostým „fixed support“. Jediné zatížení v tomto stavu působí předepínací síla 724 kN na šrouby. Analýza je nastavena jako 2 kroková, s řešičem „direct“. V prvním kroku se jednorázově utáhnou všechny šrouby a v druhém kroku se využije funkce „lock“, která zamezí jejich povolení. Dojde k jednorázovému plošnému stlačení těsnění, tak jak to předpokládá výpočet pomocí ČSN EN 1591-1 [22]. Na obr. 48 je výsledek výpočtu a znázorněný tlak na těsnění při předpětí šroubu 724 kN. K vykreslení výsledku byl použit příkaz „contact tool, pressure“



Obr. č. 48 Výsledný tlak na těsnění při montáži

Výsledek analýzy při montáži ukazuje, že tlak na těsnění před odlehčením je přibližně v intervalu od 132,5 do 163,8 MPa (obr.č.48). Ve výpočtu podle normy ČSN EN 1591-1 [22] je uvedeno, že pro zvolenou těsnost je potřeba tlak  $Q_A$  minimálně 20 MPa. Tato hodnota odpovídá třídě L0,1, ČSN EN 1591-1 [22] následně vyčíslí potřebnou sílu v dalších stavech (provozní, testovací) včetně zatížení (tlak, teplota) a požadavku na těsnost. Z těchto údajů vypočítá potřebnou sílu ve šroubech. Z výsledků dle normy ČSN EN 1591-1 [22] také víme, že abychom udrželi tuto zvolenou těsnost bude muset být síla na těsnění při montáži  $F_{Bnom}$  17 376 kN. V reportu z VVD ČSN EN 1591-1 [22] je také uvedena efektivní šířka těsnění  $A_{Ge}$  111 000 mm<sup>2</sup>. Pokud si vypočítáme tlak na těsnění z těchto údajů vyjde, že by měl být tlak na těsnění přibližně 156 MPa. Analýza tedy,



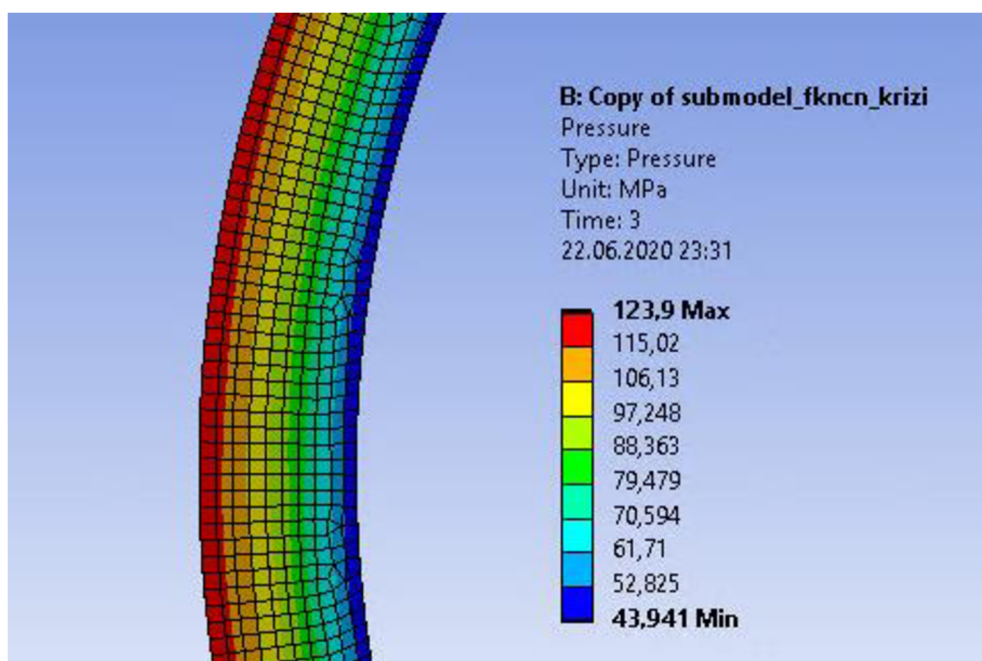
potvrzuje, že síla 724 kN vytvoří při jednorázovém a celoplošném dotažení přibližný tlak 156 MPa. Tento stav je, ale idealizovaný z důvodu, že v praxi není možné dotahovat všechny šrouby ve stejný moment. Po dotažení následuje relaxace materiálu, která není v analýze zohledněna.

### 8.3.2 Provozní stav

Podmínky v provozním stavu jsou komplexnější. Jedná se o více krokové analýzy pro dva stavy. První bez zatížení hrdel, která simuluje provozní stav, který se počítal podle normy ČSN EN 1591-1 [22] a druhá analýza, kde jsou hrdla v globálním modelu zatížena zatížením, podle již zmíněného výpočtu dle normy NORSOK Standard R-001 [30]. Cílem je porovnat, zda toto namáhání výrazněji ovlivní průběh tlaku na těsnění.

#### Bez zatížení hrdel

Jednalo se o tři krokovou analýzu. Model byl uchycen za spodní plochu příruby jako „fixed support“. Bylo zadáno předpětí ve šroubech 724 kN, vnitřní tlak 21 MPa, teplota 50°C a na horní hranu horní příruby se zadala ekvivalentní síla od tlaku, která má velikost 7403 kN. Vypočítá se vynásobením vnitřního tlaku (21 MPa) a vnitřního obsahu hrdla. Výsledný tlak na těsnění bez zatížení hrdel je na střednici průměrně 90 MPa. Podmínka minimálního tlaku tak byla dodržena. Tlak byl rozložen konzistentně po celé ploše, výseč je znázorněna na obr. č.49.

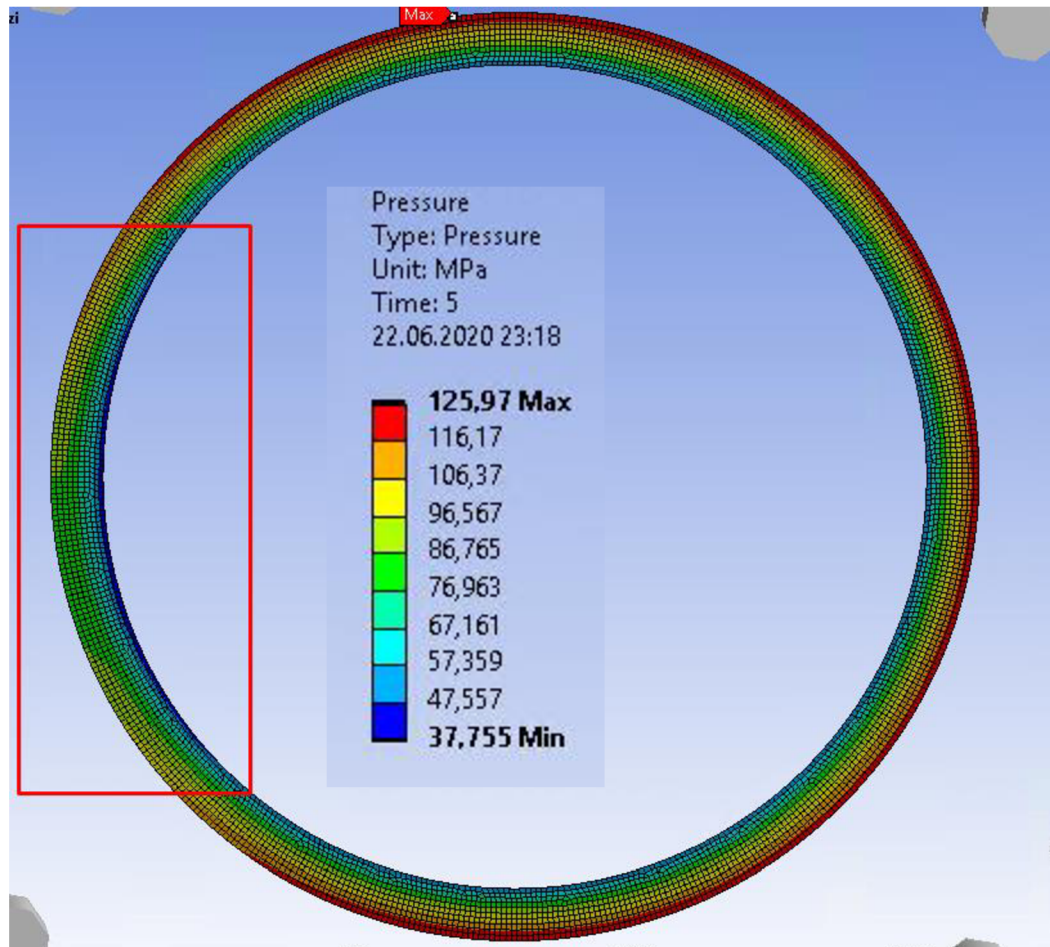


Obr. č. 49 Výsledný tlak na těsnění při provo

#### Se zatížením hrdel

Předpokládaný postup pro tuto analýzu bylo spuštění analýzy submodelu, zadání tlaku, teploty, a přidání zatížení z globálního modelu (pomocí funkce „submodeling“) z obou stran přírubového spoje a následné vyhodnocení výsledků. Pro toto nastavení se

„submodelingem“, ale program nedokázal konvergovat. Z toho důvodu se upravily podmínky. Na spodní přírubu se přeneslo zatížení z globálního modelu pomocí „submodelingu“, ale zatížení z výstupního hrdla plynu (horní část zařízení) bylo pro program zjednodušeno pomocí „remote point“ ve vzdálenosti hrdla a zadáním momentů a sil do tohoto bodu. Spojení bodu a příruby se zadala s chováním „rigid“, to znamená, že se tento spoj nebude deformovat. Jedná se tedy o konzervativní řešení, protože mezi přírubou a tímto bodem nebude docházet k jinému chování a zatížení jsou přeneseny přímo. Na obr. č. 50. je znázorněn výsledný tlak na těsnění při provozu s zjednodušeným zadáním zatížení z normy Norsok Standard R-001 [30].

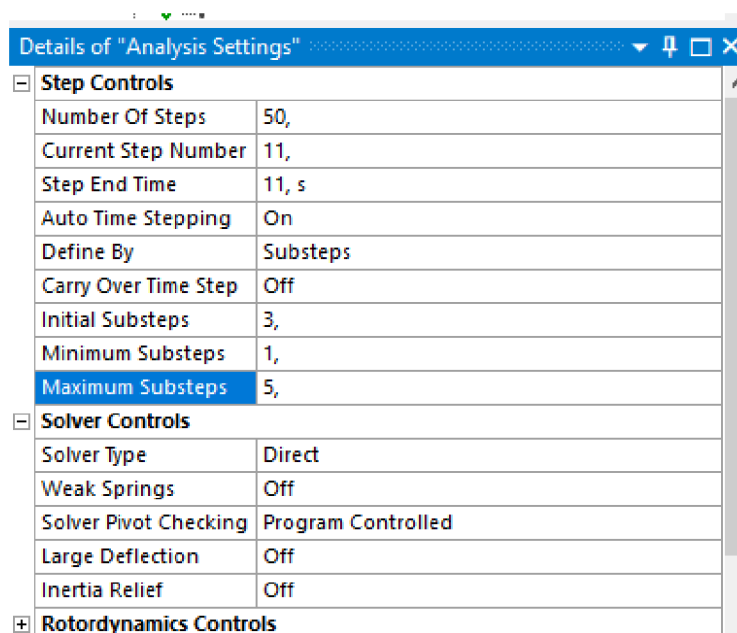


Obr. č. 50 Výsledný tlak na těsnění při provozu se zatížením Norsok Standard R-001 [30]

Na vyobrazeném výsledku (obrázek 50) je pozorovatelné snížení tlaku v levé části těsnění a zvýšení tlaku v pravé části těsnění. Směr snížení tlaku odpovídající směru síly z normy Norsok Standard R-001 [30]. Snížení minimálního tlaku na vnitřním obvodu je přibližně na 85% původního tlaku (snížení o 6MPa) a nárůst tlaku v pravé části těsnění v místě nejvyššího tlaku je na 101,6% (zvýšení o 2 MPa). Změna na těsnění je tedy v této simulaci poměrně malá. Oba stavy vyhovují podmínce těsnosti  $Q_{smil(L)} > 5$  MPa.

## 8.4 Posouzení vlivu postupu utahování na těsnost a sílu ve šroubech

V tomto bodu je popsána zjednodušená analýza vlivu utahovacího postupu na sílu ve šroubech a napětí v těsnění. Byly vybrány dva způsoby utahování, a to po směru hodinových ručiček (simulace nevhodného postupu utahování) a dále podle křížového pravidla (které je často vyžadováno). Při simulovaných postupech se nejprve utáhnou šrouby na 50 % tedy 362 kN a následně pak na 100 % tedy 724 kN. Tento postup se liší od postupu uvedeného v řešeršní části práce viz. kapitola 3.3.5 z důvodu snížení náročnosti příkladu na výpočetní čas. Dále bude posouzen průběh napětí, koncové napětí v těsnění a průběh síly ve šroubech. I přes snížení chodů utahování ze 3 na 2 je analýza stále výpočetně náročná, proto zde budou zavedeny zjednodušení. Šrouby jsou nahrazeny opět kontaktem „beam“, pouze jeden z kontaktů těsnění / příruba je zvolen jako „friction“ (druhý „bonded“), zavedl se „displacement“ (na vnitřní válcové ploše přírubového spoje) v cylindrickém souřadnicovém systému k zabránění rotace při prvním kole utahování (pro zachování konvergence výpočtu). V druhém kole je „displacement“ vypnut. Obě analýzy jsou nastaveny na 50 kroků. Používá se řešič typu „direct“ (obr. č. 51). Od předchozích analýz se tyto odlišují počtem kroků a náročností na zadání do programu.

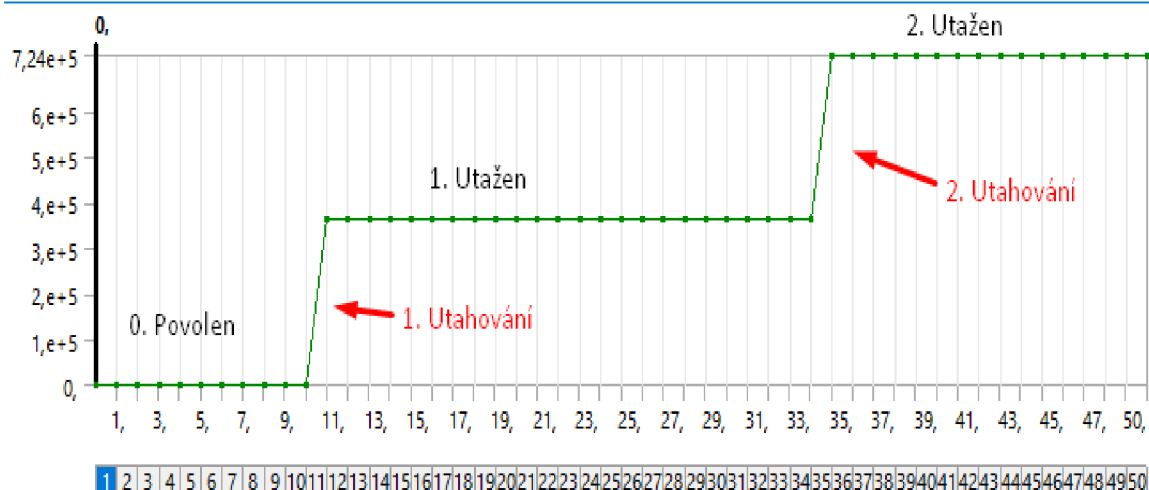


Details of "Analysis Settings"	
<b>Step Controls</b>	
Number Of Steps	50,
Current Step Number	11,
Step End Time	11, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Substeps
Carry Over Time Step	Off
Initial Substeps	3,
Minimum Substeps	1,
Maximum Substeps	5,
<b>Solver Controls</b>	
Solver Type	Direct
Weak Springs	Off
Solver Pivot Checking	Program Controlled
Large Deflection	Off
Inertia Relief	Off
<b>Rotordynamics Controls</b>	

Obr. č. 51 Nastavení analýzy pro utahování šroubů

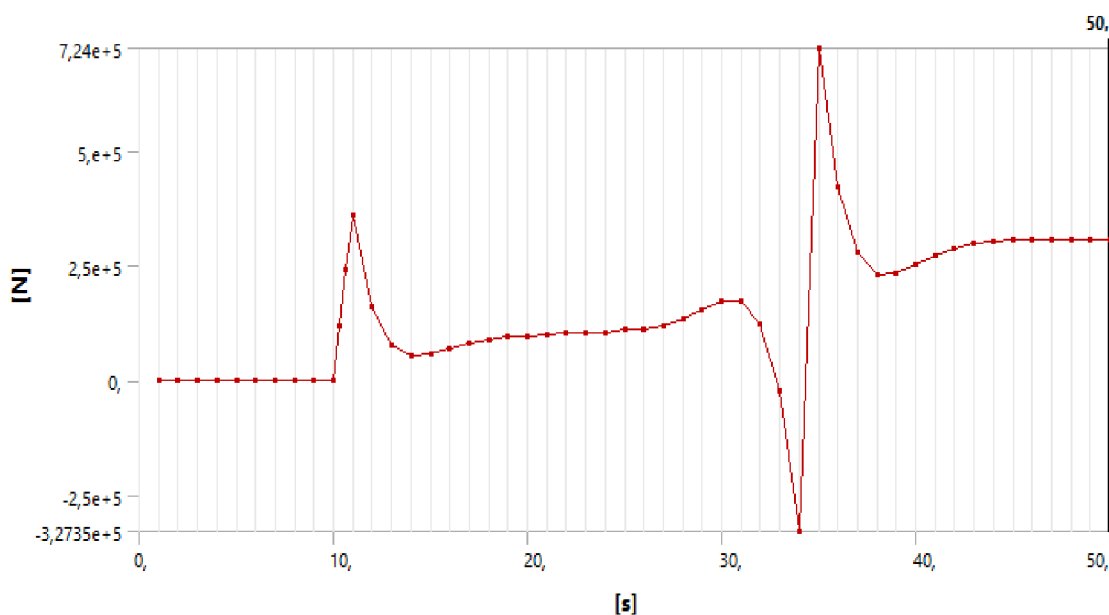
### 8.4.1 Utahování po směru hodinových ručiček

Utahování probíhalo po směru hodinových ručiček. První nastavení šroubů je znázorněno na šroubu. č. 11 na obr. č. 52. Podle toho, jak šroub postupoval v řadě (při utahování) se část „0. Povoleno“ prodlužovala a část „2. Utažen“ zkracovala. První šroub neměl žádnou část „0.Povoleno“ a poslední měl jen dva úseky „2. Utažen.



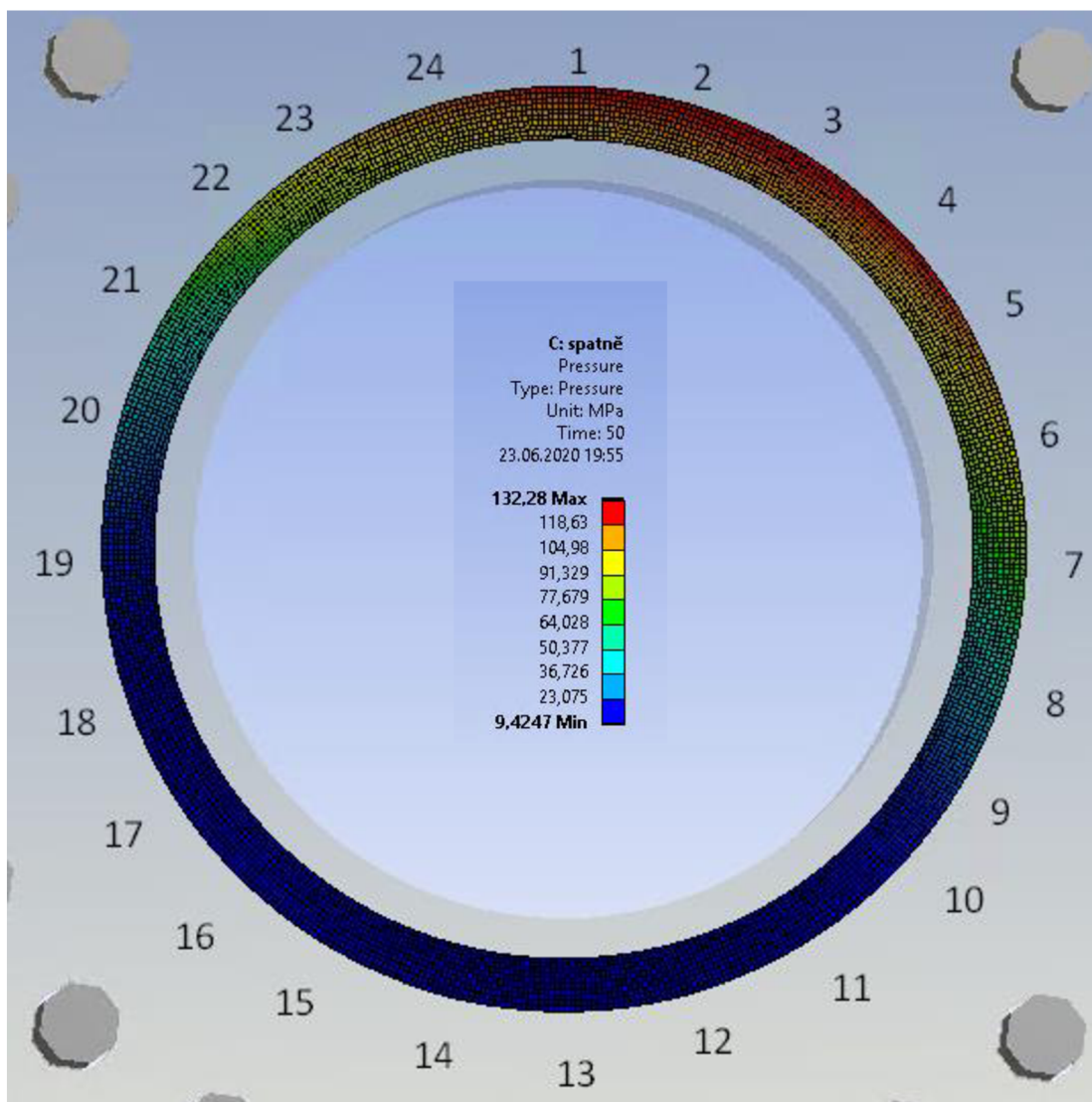
Obr. č. 52. Utahovací síla v závislosti na kroku (šroub č. 11)

Po nastavení všech 24 šroubů proběhla první analýza. Průběh axiální síly ve šroubu č.11 je vykreslen pomocí příkazu „beam probe“ na obrázku č. 53. Z průběhu síly vychází, že se šroub při postupném utahování dokola dostával díky vlastnostem postupu do záporné oblasti síly, což znamená, že se dostával do tahového namáhání. Tato situace nemůže reálně nastat a pro další kroky byla nutnost tuto chybu opravit.



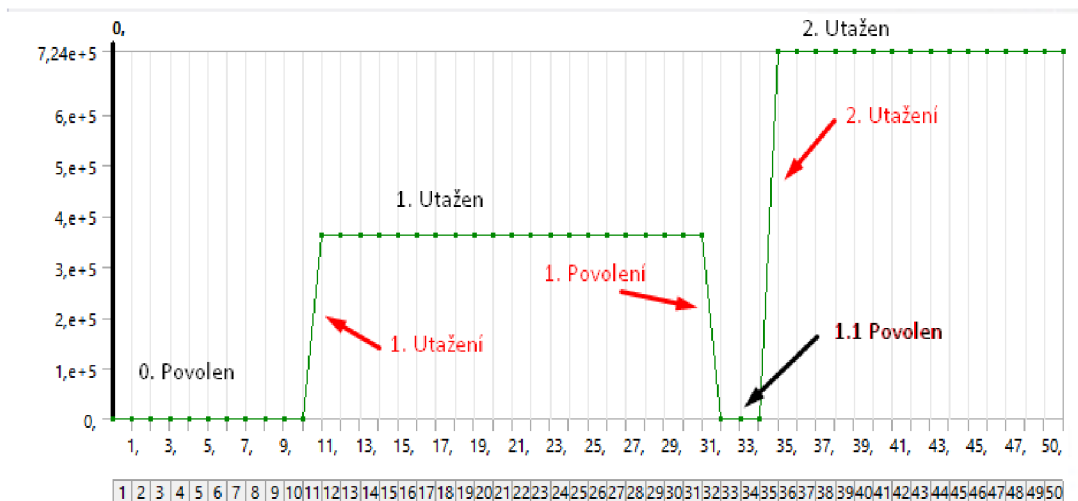
Obr. č. 53 Průběh nevhodně působící axiální síly ve šroubu v závislosti na kroku (šroub. č.11)

Výsledek tlaku působící na těsnění po druhém utahení šroubů je znázorněn na obr. č. 54. Je na něm vidět jasná nekonzistence.



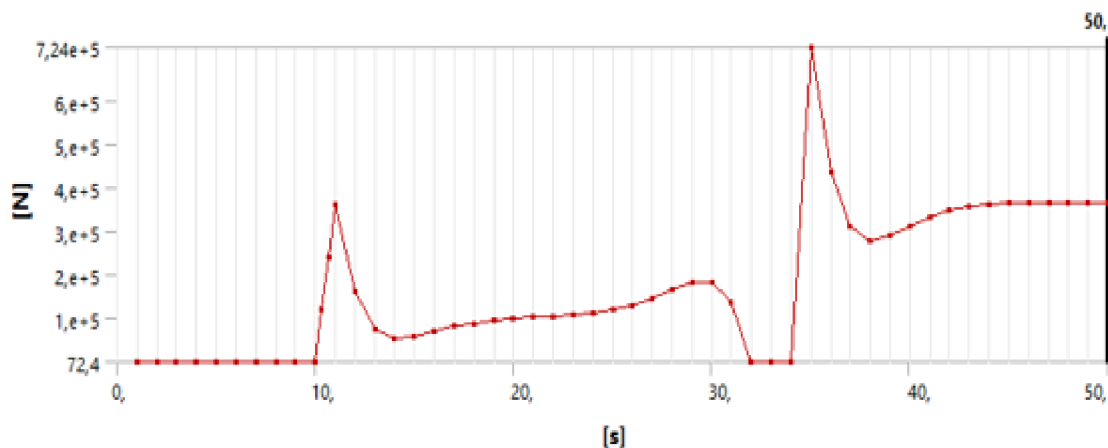
Obr. č. 54. Špatné rozložení tlaku na těsnění při nesprávném zadání šroubů

Oprava okrajových podmínek šroubů, (aby nepřecházely do tahu) se provedla manuální iterací (alternativou by bylo vytvoření „makra“ pomocí programovacího jazyka APDL). Hlavní ukazatel chyby byl graf průběhu síly ve šroubu v závislosti na kroku. Jakmile šroub začal přecházet do tahu znamenalo to, že se povolil a byl v kroku manuálně zadán příkaz „0. Povoleno“, v programu příkaz „open“. Jakmile se tento příkaz zadal u všech šroubů, které přecházeli do tahu, provedl se výpočet a postup se opakoval. Průběh zatěžování je demonstrován na šroubu č.11 (číslování šroubů je na obr. č. 57) na konci všech iterací jsou výsledky zobrazeny na obr. č. 55.



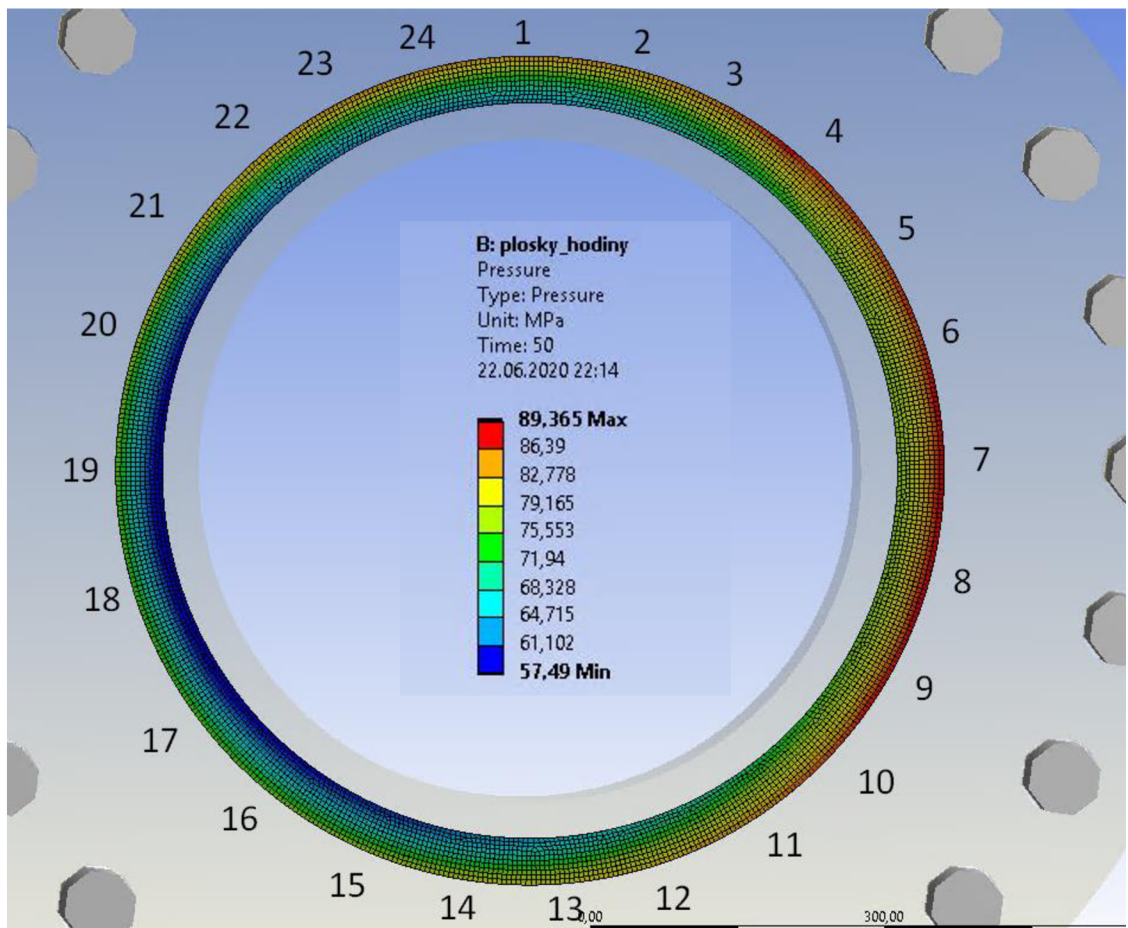
Obr. č. 55. Průběh utahovací síly v závislosti na kroku (šroub č. 11, po směru hodinových ručiček)

Po této úpravě se také změnil průběh axiální síly v závislosti na kroku. Na obr. č. 56 je znázorněn průběh axiální síly ve šroubu č. 11. Na grafu je vidět, že přecházení šroubu do tahu bylo eliminováno a síla se ustálila na jedné hodnotě (od kroku 45).



Obr. č. 56. Správná utahovací síla v závislosti na kroku (šroub č. 11)

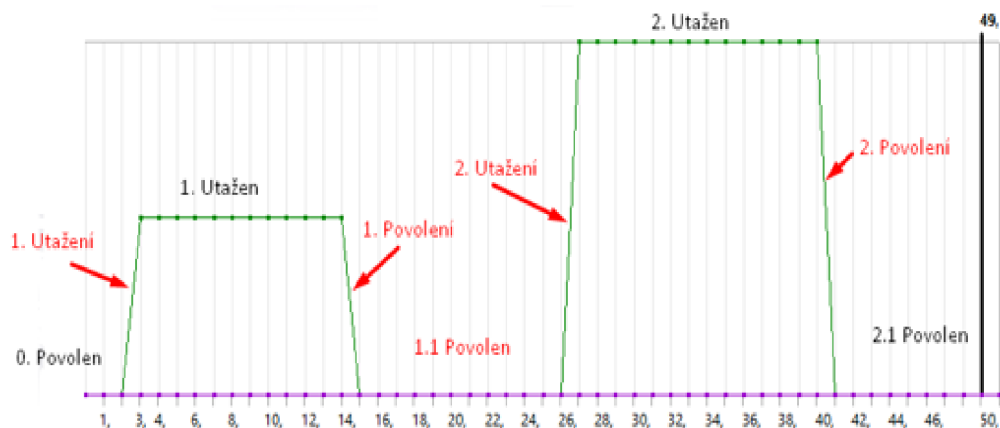
Po eliminaci tahového zatížení šroubů je výsledný tlak na těsnění vyrovnanější. Nevykazuje takové rozdíly mezi maximální a minimální hodnotou tlaku. Výsledek průběhu tlaku je vidět na obr. č. 57. Jak je vidět při postupném utahování se při dvou postupných utaženích dosáhne maximálního tlaku v těsnění 90 MPa a nejmenšího 57 MPa. Největší tlak je pak u šroubů č. 6,7,8,9 a naopak nejmenší u čísel 16,17,18,19.



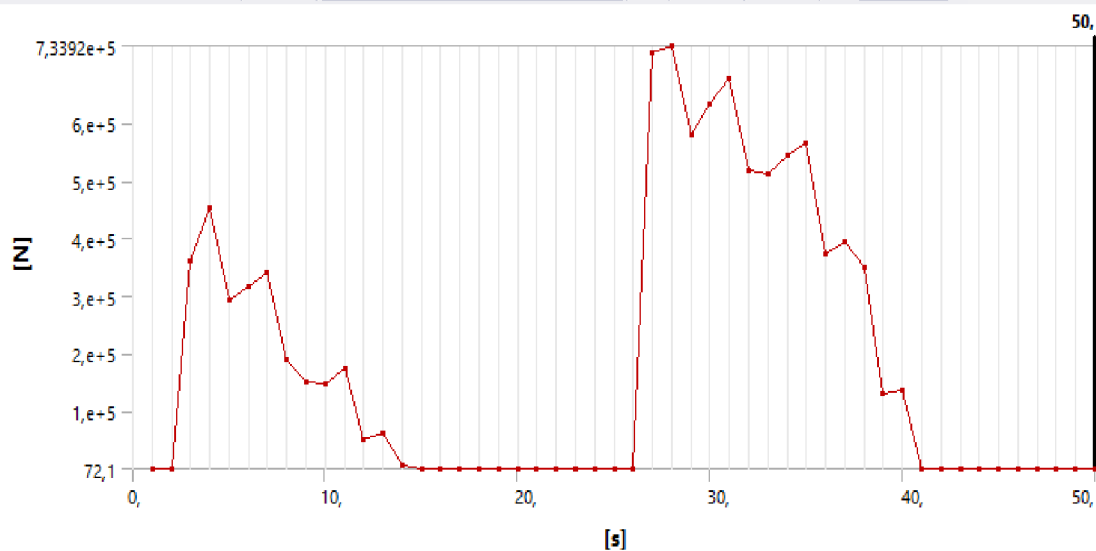
Obr. č. 57 Výsledné rozložení tlaku po dvou utahováních po směru hodinových ručiček a označení čísel šroubů

#### 8.4.2 Utahování podle křížového pravidla

Utahování do kříže by mělo zajistit rovnoměrnější rozložení tlaku na těsnění a zabránit „skřípnutí“ a vychýlení těsnění. Příprava v programu probíhala obdobně jako u utahování podle směru hodinových ručiček, kromě samotného postupu utahování. U tohoto typu postupu montáže se také objevil problém s přecházením šroubů do tahu. Problém se řešil iteračně stejným postupem jako byl popsán u šroubů, které přecházely do tahu s postupným utahováním podle směru hodinových ručiček. Zadání utahovací síly a průběh axiální síly ve šroubu č. 3 jsou vidět na obr. č. 58 a č. 59.



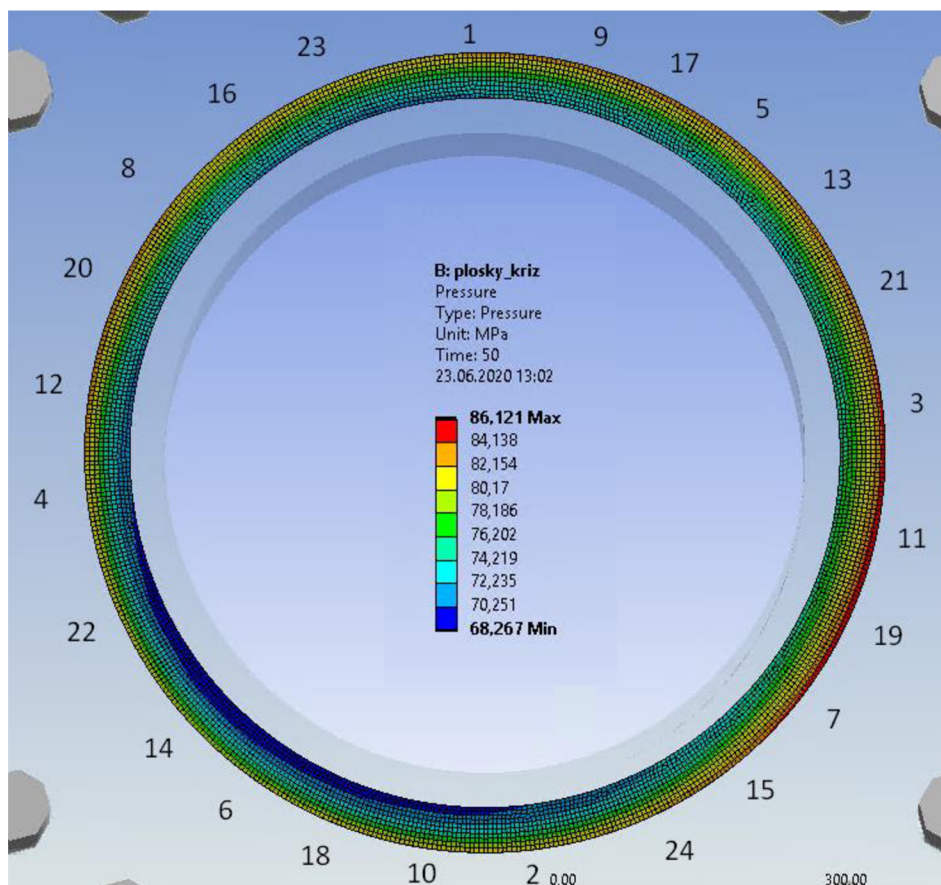
Obr. č. 58 Správně zadaná utahovací síla v závislosti na kroku (šroub č. 3, kříž)



Obr. č. 59 Průběh axiálních sil ve všech šroubu č.3 po 2 utahováních (kříž)

Na průběhu síly je vidět, že šroub dokonce skončí povolén. Průběh síly není tak hladký jako při utahování podle hodinových ručiček. Na obr č. 60 je výsledek výpočtu utahování 24 šroubů podle křížového pravidla. Největší tlak na těsnění je kolem šroubů 7,19,11 nejmenší naopak kolem šroubů 6,14,18. Maximální hodnota tlaku je 86 MPa a nejmenší hodnota 68 MPa.

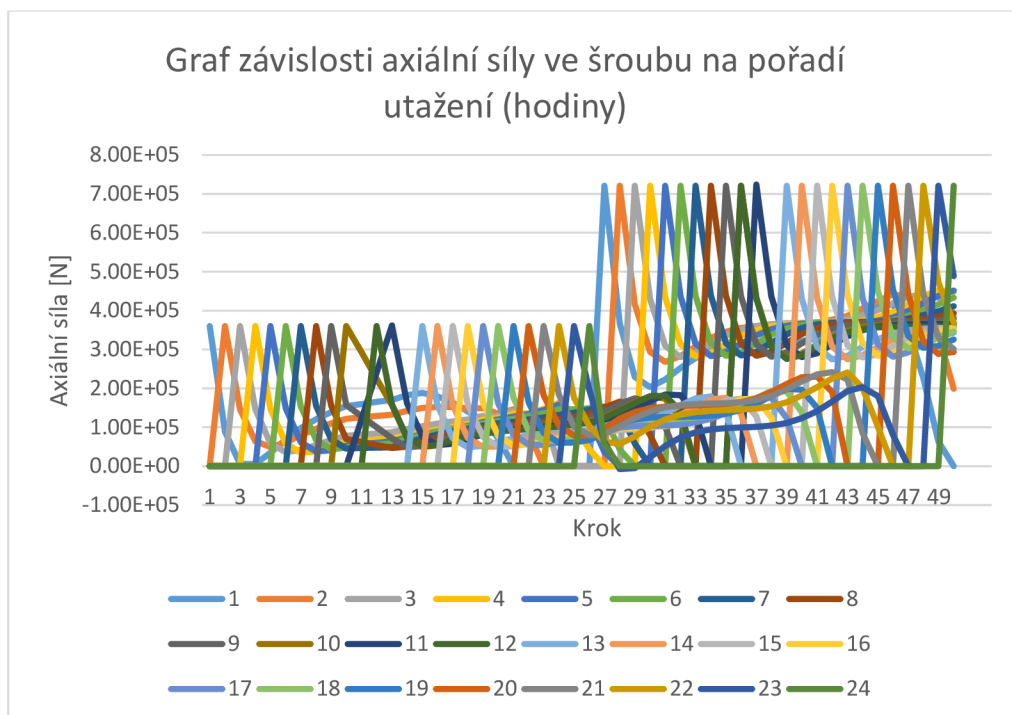




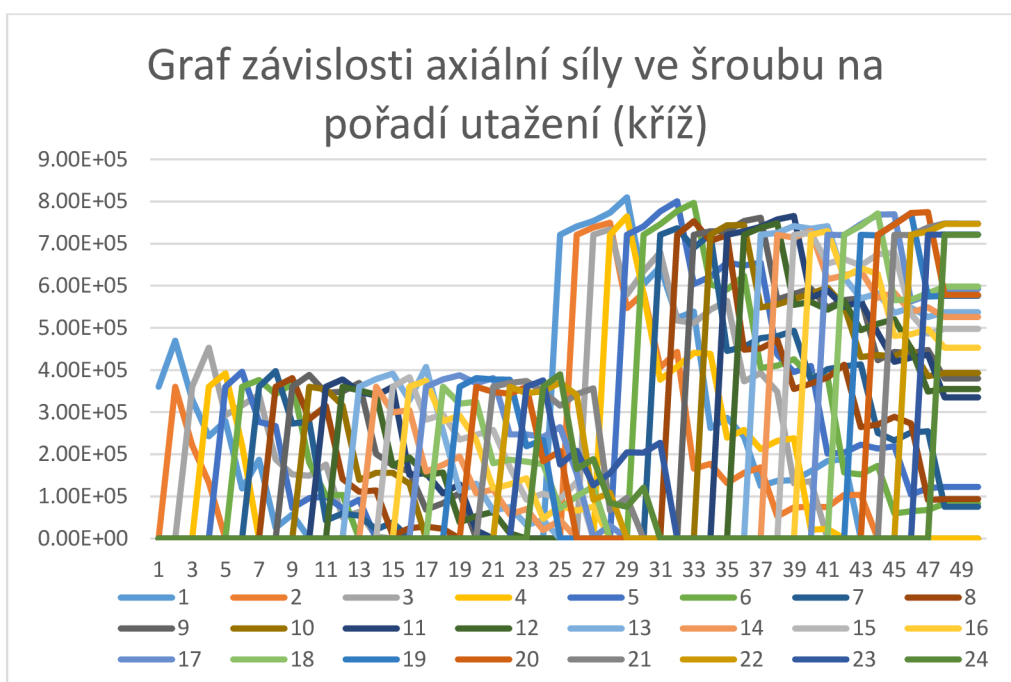
Obr. č. 60 Výsledné rozložení tlaku po dvou utahováních do kříže

### 8.4.3 Porovnání vlivu utahování

Je zde pozorovatelný rozdíl vlivu utahování šroubů na těsnění v daných pořadích. Při utahování po směru hodinových ručiček dochází k přenesení tlakové síly na více na jednu stranu a rozdíl v těsnění je mezi největším a nejnižším tlakem 32 MPa. U křížového utahování je tlakový rozdíl pouze 18 MPa a síla je rozloženější. Na obr. č. 61 a 62 jsou vykresleny závislosti axiálních sil na pořadí v utahování. Data pro tyto grafy jsou uvedena v přílohách č. 4 a č. 5. Při utahování podle křížového pravidla (obr. č. 62) se v druhém kole dotahování stane to, že šrouby, které jsou na začátku utahování č. 1,2,3 a 4 jsou na konci úplně volné. Naopak u šroubů č. 21,22 a 23 nedojde na konci k výrazné ztrátě síly. Při reálném dotahování při montáži je tato skutečnost ošetřena montážními postupy a nedotažené šrouby se u přírubových spojů dotažených pomocí křížového pravidla nevyskytují. Podle dat z přílohy č. 5 a grafu z obr. č. 61. vede síla v utahování podle směru hodinových ručiček k tomu, že je síla po druhém kole utahování přibližně poloviční (než měla původně být) a všechny šrouby kromě prvního jsou utažené. Naopak utahování podle křížového pravidla vede k tomu, že šrouby na začátku utahování jsou povoleny a šrouby utažené na konci jsou silově skoro bez změny. Fakt, že jsou šrouby rozloženy do kříže vede ke konzistentnějšímu tlaku na těsnění.



Obr. č. 61 Průběh axiálních sil ve všech šroubech při utahování ve směru hodinových ručiček



Obr. č. 62 Průběh axiálních sil ve všech šroubech při utahování ve směru hodinových ručiček

## 9 Závěr

V diplomové práci byla provedena rešerše týkající se navrhování tlakových nádob, separátorů, jejich druhů a dělení. Dále byla rešerše z velké části zaměřena na přírubové spoje, kde se uvedly jejich druhy a typy těsnících ploch. Obsáhlou část rešerše tvoří souhrnné informace o typech, materiálech a popisu důležitých parametrů těsnění. Rešeršní část práce je zakončena ucelenými informacemi o šroubech, jejich třecích koeficientech a metodě utahování přírubových spojů.

V praktické části byl pevnostně navržen separátor podle normy ČSN EN 13445-3 [31]. Návrh byl proveden nejprve bez výpočtu pevnosti v programu Solidworks a pak se iteračně zoptimalizovaly navržené hodnoty ve výpočetním programu VVD. Pro ověření správnosti výpočtu byl proveden duplicitní výpočet v programu San't Ambrogio. Při kontrole byly zjištěny rozdíly, které nebyly významné. Navržený separátor byl navrhnout a ověřen pro všechny příslušné zátěžové stavy a výsledné hodnoty jsou dokumentovány v reportech. Z pohledu pevnosti byl navržený separátor při největším zatížení (testovací stav) přibližně na 80 % svého dovoleného zatížení. K separátoru byl vytvořen zjednodušený výkres sestavy a přírubového spoje.

V další části byl proveden pevnostní výpočet hlavního přírubového spoje opět pomocí softwaru VVD, tentokrát dle normy ČSN EN 1591-1 [22]. Cílem tohoto výpočtu bylo získání potřebné předepínací síly pro dodržení předepsané třídy těsnosti. Při prvních výpočtech byla zjištěna nedostupnost dat těsnění, které se podařilo získat od dodavatele těsnění. Pro navrhnutý přírubový spoj byla zvolena těsnostní třída L0,1 pro jejíž dosažení musely být šrouby při zvolené metodě předepnuty na velikost 724 kN. Tuto sílu ovlivňoval nejvíce požadavek na těsnost při testovacích podmínkách. Spoj vyhovoval všem kritériím a podle normy ČSN EN 1591-1 [22] byl maximálně vytížen na 46,9 % (pro porovnání byla vytíženost při návrhu dle ČSN EN 13445-3 kapitoly 11 [31] 86,9 %).

Po získání předepínací síly byly provedeny výpočty v programu Ansys Workbench, kde proběhlo ověření těsnosti přírubového spoje. Těsnost byla ověřována při třech provozních podmínkách. Nejprve byl ověřován montážní tlak, následně provozní tlak při zadání stejných podmínek jako při výpočtu podle ČSN EN 1591-1 [22]. Jako poslední stav byl zohledněn efekt zatížení hrdel od navazující technologie. Následně byl ověřen vliv těchto sil na těsnost spoje a distribuci tlaku na kontaktních plochách těsnění. Výpočet obsahuje řadu zjednodušení. Analýzy prokázaly ovlivnění tlaku na těsnění nicméně to neohrozilo zvolenou těsnost spoje.

V poslední části diplomové práce bylo provedeno posouzení vlivu postupu utahování na průběh tlaku na těsnění. Byly simulovány dva typy utahování – standardní (do „kříže“) a nestandardní (po směru hodinových ručiček). Cílem bylo demonstrovat důležitost dodržení předepsaných postupů utahování montážními techniky. Bylo zjištěno, že po dvou kolech utažení (na 50 % a následně na 100 % požadované předepínací síly) se tlak na těsnění liší a průběh axiálních sil ve šroubech je odlišný.

K diplomové práci je přiloženo 7 příloh. Výpočetní reporty z programů VVD (ČSN EN 13445-3, ČSN EN 1591-1), San't Ambrogio (ČSN EN 13445-3), data z analýz utahování šroubů a dva výkresy (zjednodušený výkres sestavy separátoru a hlavní přírubový spoj).

## 10 Seznam použitých symbolů

<i>Symbol</i>	<b>Význam</b>	<b>Jednotka</b>
$L_N$	Třída těsnosti	$\text{mg} \cdot (\text{s} \cdot \text{m})^{-1}$
$p_{\text{KNSL}}$	Těsněný tlak – vlastnost utěsnění	MPa
$g_{\text{KNSm}}$	Creepový součinitel	-
$Q_{\text{min}(L)}$	Nejnižší utahovací tlak pro danou třídu těsnosti	MPa
$Q_{\text{smin}(L)}$	Nejnižší utahovací tlak pro požadovanou třídu těsnosti po montáži (v provozu)	MPa
$Q_{\text{smax}}$	Maximální montážní utahovací tlak, který nepoškodí těsnění	MPa
$Q_A$	Utahovací tlak na těsnění, který je nezbytný pro správnost $Q_{\text{smin}(L)}$ , při provozních podmínkách	MPa
$P_{\text{QR}}$	Součinitel relaxace a creepu – poměr utahovacích tlaků před a po uvolnění těsnění	-
$E_G$	Modul pružnosti těsnění	MPa
$e_G$	Změna tloušťky těsnění (stlačení)	mm
$Q$	Tlak na těsnění	MPa
$R_m$	Mez pevnosti	MPa
$R_p$	Mez kluzu	MPa
$F_S$	Síla ve šroubu (minimální síla pro požadovanou těsnost)	N
$F_G$	Těsnící síla	N
$F_R$	Axiální síla od tlaku tekutiny	N
$F_Q$	Síla vyplývající z přídavných vnějších zatížení	N
$\varepsilon_s$	Poměrné délkové prodloužení	-
$\lambda_s$	Prodloužení šroubu	mm
$l_s$	Deformující se délka šroubu	mm
$\sigma_s$	Mechanické napětí	MPa
$E_s$	Modul pružnosti v tahu	MPa
$S_s$	Plocha průřezu	$\text{mm}^2$
$M_t$	Kroutící moment na hlavě šroubu	N/m
$\mu_t$	Koeficient tření v závitu	N
$d_t$	Střední průměr šroubovnice závitu	-
$\mu_n$	Koeficient tření v matici	-
$d_n$	Střední průměr kontaktu mezi maticí a spojovacími plechy (případně podložkami)	mm
$\beta$	Sklon závitu	°
$m$	Součinitel těsnění	MPa
$y$	Součinitel těsnění	-
$\Phi_B$	Dovolené namáhání šroubu	-
$\Phi_G$	Poměr zatížení těsnění	-
$\Phi_F$	Poměr zatížení přírub nebo lemu/obruby	-
$\sigma_H$	Podélné napětí v krku	MPa

$\sigma_r$	Radiální napětí v přírubě	MPa
$\sigma_\theta$	Tangenciální napětí v přírubě	MPa
$f$	Dovolené namáhání	MPa
$k$	Součinitel napětí	-
$f_H$	Dovolené namáhání v krku	MPa
$F_{G0}$	Těsnící síla	N
$F_{B0,specified}$	Hodnota utahovací síly při montáži	N
$\epsilon_-$	rozptyl všech šroubů pod jmenovitou hodnotou, příloha B ČSN EN 1591-1	-
$F_{R0}$	síla vyplývající z přídavných vnějších zatížení	N
$A_B$	Celková efektivní průřezová plocha všech šroubů	mm <sup>2</sup>
$f_{b0}$	Dovolené namáhání materiálu šroubu	MPa
$A_{Ge}$	efektivní těsnící plocha	mm <sup>2</sup>
$Q_A$	povrchový tlak působící na těsnění při montáži před odlehčením, který je nezbytný pro platnost odpovídajícího Qsmin(L)l ve všech následných stavech	MPa
$F_{G0min}$	Minimální těsnící síla	N
$F_{G\Delta}$	Minimální těsnící síla v montážním stavu, která po všech změnách zatížení pro následné stavy zaručuje požadovanou těsnící sílu	N
$F_{QI}$	Axiální síla tekutiny	N
$F_{RI}$	Síla vyplývající z přídavných vnějších zatížení, v zátěžném stavu „I“	N
$F_{G0req}$	Vypočítaná největší potřebná těsnící síla v montážním stavu	N
$P$	Vnitřní tlak	MPa
$PN$	Jmenovitý tlak	MPa
$DN$	Jmenovitá světlost	mm

## 11 Seznam obrázků

Obrázek	Strana
Obr. č 1 Postup návrhu konstrukce technologického aparátu [1]	4
Obr. č. 2 Princip dvoufázové separace [5]	8
Obr. č. 3 Příklad vertikálních separátorů [7]	9
Obr. č. 4 Příklad horizontálního separátoru [8]	10
Obr. č. 5 Příklad sférického separátoru [9]	10
Obr. č. 6 Příklad tří fázového dělení kapalina-olej-plyn [10]	11
Obr. č.7 Vertikální separátor a jeho části [11]	13
Obr. č. 8 Přírubový spoj [13]	14
Obr. č. 9 Typy přírub podle ČSN EN 1092-1 [14]	15
Obr. č. 10 Třídy těsnosti a oblasti použití [13]	16
Obr. č. 11. Příklad tvaru plochého těsnění [17]	19
Obr. č. 12 Příklad tvaru zvlněného těsnění [17]	19
Obr. č. 13 Příklad tvaru prstencového [17]	20
Obr. č. 14 Příklad tvaru hřebenového těsnění [17]	20
Obr. č. 15 Příklad tvaru spirálového těsnění [17]	21
Obr.č. 16 Příklad tvaru obalového těsnění [17]	21
Obr. č. 17 Přenos sil v přírubovém spoji (hlavní-vlevo, vedlejší-vpravo) [13]	22
Obr. č. 18. Vliv předpětí šroubů na funkci těsnění [17]	24
Obr. č. 19 Průběh zkoušky těsnění [15]	26
Obr. č. 20 Určení $Q_{\max}$ [15]	26
Obr. č. 21. Průběh zkoušky k stanovení $Q_{\min(L)}$ a $Q_{\min(L)}$ [15]	27
Obr. č. 22 Průběh zkouška na stanovení $P_{QR}$ [19]	28
Obr. č. 23 Křivka stlačování (vlevo), detail úseku 1 (vpravo) [15]	28
Obr. č. 24 Tahová zkouška	30
Obr. č. 25 Procentuální poměr složek tření [23]	33
Obr. č. 26 Pořadí utahování šroubů [20]	35
Obr. č. 27 Výsledný separátor – rozložení hrdel	37
Obr.č. 28 Výběr metody utahování šroubů VVD 13445	39
Obr. č. 29 Volba těsnění VVD 13445	39
Obr. č. 30 Hřebenová přírubová těsnění POKORNÝ Spol. s.r.o [28]	40
Obr. č. 31 Výsledné maximální namáhání v softwaru VVD	40
Obr. č.32 Zadávání rozměrů přírub VVD ČSN EN 1591-1	44
Obr.č.33. Data pro těsnění VVD	44
Obr. č. 34 Volba $Q_{\min}$ a $Q_A$	45
Obr. č. 35. Volba $Q_{\max}$ a hodnot $E_G$	45
Obr. č. 36 Výsledné vytížení příruby VVD	46
Obr. č. 37 Report z VVD 1591-1 montážní stav	46
Obr. č. 38 Tabulka výsledných sil VVD ČSN EN 1591-1	47
Obr. č. 39 Kompresní křivka těsnění v Ansys Workbench	51

Obrázek	Strana
Obr. č. 40 Skořepinový model (vlevo) se sítí a tloušťkami (vpravo) v programu Ansys Workbench R2	52
Obr. č. 41 Namáhání příruby z NORSOK Standard R-001	53
Obr. č. 42 Zadaná zatížení na skořepině (vlevo) a výsledky namáhání v provozním stavu (vpravo)	54
Obr. č. 43 Kritické místo separátoru	55
Obr.č. 44. Propojení globálního modelu a submodelu	56
Obr. č. 45 Submodel přírubového spoje a kontakt „beam“ s ploškou	56
Obr. č. 46 Síť submodelu po úpravě (vlevo) a před úpravou (vpravo)	57
Obr. č. 47. Příklad zatížení přírubového spoje při provozu	57
Obr. č.48 Výsledný tlak na těsnění při montáži	58
Obr. č. 49 Výsledný tlak na těsnění při provoz	59
Obr. č. 50 Výsledný tlak na těsnění při provozu se zatížením NORSOK Standard R-001	60
Obr. č. 51 Nastavení analýzy pro utahování šroubů	61
Obr. č. 52. Utahovací síla v závislosti na kroku (šroub č. 11)	62
Obr. č. 53 Průběh špatně zadané axiální síly ve šroubu v závislosti na kroku (šroub. č.11)	62
Obr. č. 54.Špatné rozložení tlaku na těsnění při nesprávném zadání šroubů	63
Obr. č. 55. Správně zadaná utahovací síla v závislosti na kroku (šroub č. 11, hodiny)	63
Obr. č. 56. Správná utahovací síla v závislosti na kroku (šroub č. 11)	64
Obr. č. 57 Výsledné rozložení tlaku po dvou utahováních po směru hodinových ručiček	64
Obr. č. 58 Správně zadaná utahovací síla v závislosti na kroku (šroub č. 3, kříž)	65
Obr. č. 59 Průběh axiálních sil ve všech šroubu č.3 po 2 utahováních (kříž)	65
Obr. č. 60 Výsledné rozložení tlaku po dvou utahováních do kříže	66
Obr. č. 61 Průběh axiálních sil ve všech šroubech při utahování ve směru hodinových ručiček	67
Obr. č. 62 Průběh axiálních sil ve všech šroubech při utahování ve směru hodinových ručiček	67



## 12 Seznam tabulek

Obrázek	Strana
Tab. č. 1 Příklad tříd těsnosti dle ČSN EN 13555 [15]	16
Tab. č. 2 Typy těsnících ploch dle ČSN EN 1092-1 [14]	23
Tab. č. 3 Hlavní parametry těsnění [12]	25
Tab. č. 4 Pevnostní třídy šroubů [21]	30
Tab. č. 5 Příklady meze kluzu při zvýšené teplotě [21]	30
Tab. č. 6 Příklady třecích koeficientů [24]	33
Tab. č. 7 Příklady koeficientů tření pod hlavou matice [24]	34
Tab. č. 8 Příklady utahovacích metod a jejich rozptylů [22]	34
Tab. č. 9 Zadané parametry pro návrh separátoru	36
Tab. č. 10 Základní geometrické parametry hlavního přírubového spoje	36
Tab. č. 11 Zadané materiály konkrétních částí	37
Tab. č. 12 Popis funkce hrdel	37
Tab. č. 13 Zvolené příruby	38
Tab. č. 14 Srovnání výsledků VVD a San't Ambrogio	41

## 13 Seznam příloh

- 1) Report z programu Visual Vessel Design (VVD) – Výpočet separátoru podle ČSN EN 13445-3
- 2) Report z programu San't Ambrogio – Výpočet separátoru podle ČSN EN 13445-3
- 3) Report z programu Visual Vessel Design (VVD) – výpočet přírubového spoje podle ČSN EN 1591-1
- 4) Záznam dat z programu Ansys Workbench R2 – Utahování šroubů podle hodinových ručiček
- 5) Záznam dat z programu Ansys Workbench R2 – Utahování šroubů podle hodinových křížového pravidla
- 6) Zjednodušený výkres sestavy separátoru
- 7) Výkres hlavního přírubového spoje

## 14 Seznam použitých zdrojů

[1] CHATTOPADHYAY, Somnath. Pressure vessels: design and practice. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, c2005. Mechanical engineering series (Boca Raton, Fla.), 25. ISBN 978-0-8493-1369-1.

[2] Dimenzování tlakových zařízení podle mezních stavů. TLAKinfo: oborový portál pro vyhrazená tlaková zařízení – kotle, tlakové nádoby, potrubí [Online]. DEKRA Industrial, 2011 [cit. 2020-01-14]. Dostupné z: <http://www.tlakinfor.cz/t.py?t=2&i=1818&z=2>

[3] Directive 2014/68/EU of the European Parliament and of the Council of 15 May 2014 on the harmonisation of the laws of the Member States relating to the making available on the market of pressure equipment [Online] Text with EEA relevance [cit. 2020-01-15] Dostupné z: <https://eurlex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?uri=CELEX:32014L0068>

[4] DOLÁK, František. POROVNÁNÍ SMĚRNICE PED 97/23/ES, AD 2000 MERKBLATT A ASME CODE. Česká Svářečská Společnost ANB [online]. [cit. 2020-03-16]. Dostupné z: <http://www.cws-anb.cz/t.py?t=2&i=247>

[4] SIVALLS, C. Richard. Oil and gas separation design manual [online]. [cit. 9.2.2020]. Dostupný na: WWW: [https://pacs.ou.edu/media/filer\\_public/c9/4a/c94a97ac-9609-4262-ab06-b7b2dda1c4fa/3\\_oil\\_and\\_gas\\_separation\\_design\\_manual\\_by\\_c\\_richard\\_sivalls.pdf](https://pacs.ou.edu/media/filer_public/c9/4a/c94a97ac-9609-4262-ab06-b7b2dda1c4fa/3_oil_and_gas_separation_design_manual_by_c_richard_sivalls.pdf)

[5] ENGGCYCLOPEDIA. ENGGCYCLOPEDIA [online]. [cit. 9.2.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.enggcyclopedia.com/2012/02/phase-separator-equipments/>

[6] CROFTSYSTEMS. what-is-a-separator [online]. [cit. 9.2.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.croftsystems.net/oil-gas-blog/what-is-a-separator>

[7] SALVEX. salvex.com [online]. [cit. 24.3.2020]. Dostupný na WWW: [https://www.salvex.com/listings/listing\\_detail.cfm?aucID=182984547](https://www.salvex.com/listings/listing_detail.cfm?aucID=182984547)

[8] CREST. crespts.com [online]. [cit. 24.3.2020]. Dostupný na WWW: <http://www.crespts.com/petroleum-and-gas-process-products/separation/>

[9] TSIFABRICATORS. tsifabrication.com [online]. [cit. 24.3.2020]. Dostupný na WWW: <https://tsifabrication.com/products/sand-traps/>

[10] 4FORAIN. Three phase separators [online]. [cit. 4.3.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.forain.net/products/filtration-separations/three-phase-separators>

[11] CROFTSYSTEMS. [online]. [cit. 9.2.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.croftsystems.net/oil-gas-blog/how-does-a-separator-work>

- [12] LUKAVSKÝ, Jiří. Těsnění, příruby a šrouby pro přírubové spoje tlakových zařízení: Gaskets, flanges and bolts for flanged connections of pressure equipment : TDT 002. Líbeznice: Medim, 2013. Technická doporučení (Medim). ISBN 978-80-87140-30-7.
- [13] SUPPLIER. supplier.lv [online]. [cit. 24.3.2020]. Dostupný na WWW: <https://supplier.lv/en/Products/couplings-and-connections/flange-connections/>
- [14] ČSN EN 1092. Příruby a přírubové spoje – Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství s označením PN – část 1: Příruby z oceli. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013
- [15] ČSN EN 13555. Příruby a přírubové spoje: Parametry těsnění a postupy zkoušení vztahující se k pravidlům pro navrhování přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsněním. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [16] TECHSEAL. Emise, imise, těsnost [online]. [cit. 28.3.2020]. Dostupný na WWW: [http://www.techseal.cz/legislativa\\_emise\\_imise\\_tesnost/](http://www.techseal.cz/legislativa_emise_imise_tesnost/)
- [17] EUROPEAN SEALING ASSOCIATION, FLUID SEALING ASSOCIATION, FLUID SEALING ASSOCIATION; FLUID SEALING ASSOCIATION. Gasket Handbook [online]. [cit. 28.3.2020]. Dostupný na WWW: [www.eurosealing.com](http://www.eurosealing.com)
- [18] ČSN EN 1092-1. Příruby a přírubové spoje – Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství s označením PN – část 1: Příruby z oceli. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013
- [19] KOVÁŘOVÁ, Ivana. LJS, s. r. o. Zkušební laboratoř [online]. [cit. 28.3.2020]. Dostupný na WWW: <https://slideplayer.cz/slide/1916963/>
- [20] EUROPEAN SEALING ASSOCIATION, FLUID SEALING ASSOCIATION, FLUID SEALING ASSOCIATION; FLUID SEALING ASSOCIATION. Guidelines for safe seal usage [online]. [cit. 28.3.2020]. Dostupný na WWW: [www.eurosealing.com](http://www.eurosealing.com)
- [21] ŠROUBAMATKA.CZ. MECHANICKÉ VLASTNOSTI OCELOVÝCH ŠROUBŮ [online]. [cit. 28.3.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>
- [22] ČSN EN 1591-1. Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů – Část 1: Výpočet, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014
- [23] F. WALD, Z. SOKOL, V. VRZBA, D. GREGOR. K UTAHOVÁNÍ ŠROUBŮ TŘECÍCH SPOJŮ [online]. [cit. 28.3.2020]. Dostupný na WWW:

[http://people.fsv.cvut.cz/~wald/Clanky%20v%20Adobe%20\(Pdf\)/22\\_Wald\\_Utahovani\\_sroubu\\_W12.pdf](http://people.fsv.cvut.cz/~wald/Clanky%20v%20Adobe%20(Pdf)/22_Wald_Utahovani_sroubu_W12.pdf)

[24] MITCL.COM. Předejpatý šroubový spoj [online]. [cit. 28.3.2020]. Dostupný na WWW: <http://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>

[25] POSPÍŠIL, František. Závitová a šroubová spojení. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968, 263 s

[26] Visual Vessel Design (VVD, software), HEXAGON, 2019  
<https://hexagonppm.com/offerings/products/visual-vessel-design>

[27] San't Ambrogio NextGen 2018, San't Abrogio Industrial, <https://www.sant-ambrogio.it/en/>

[28] Pokorný spol. s.r.o, <https://www.tesneni.cz/cs/produkt/powergasket-kp-hrebinkova-tesneni>, soukromé data z měření podle ČSN EN 13555, 2019

[29] Ansys AIM 19.1, Workbench 2019 R2, ANSYS, Inc. <https://www.ansys.com/>

[30] NORSOK Standard, Mechanical Equipment, Rev.1. 12.1994, 42 str.

[31] ČSN EN 13445, Netopené tlakové nádoby, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018

[32] Tubes-international. *Www.tubes-international.cz* [online]. 712 00 Ostrava-Muglinov [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.tubes-international.cz/katalog-letaky-a-brozury/>

[33] GambitGI. *Www.Gambitgi.eu* [online] Wojska Polskiego 16, 58-420 Lubawka [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: [http://www.gambitgi.eu/sites/default/files/do-pobrania-produkty/gambit\\_magnum\\_2mm\\_revision\\_1\\_2013-09-23.pdf](http://www.gambitgi.eu/sites/default/files/do-pobrania-produkty/gambit_magnum_2mm_revision_1_2013-09-23.pdf)

[34] LIČKOVÁ, Dagmar. *VLASTNOSTI A ZKOUŠENÍ MATERIÁLU 3. CVIČENÍ* [online]. In: . Ostava, s. 5 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: [http://home1.vsb.cz/~lic098/files/3.cviceni\\_VZM.pdf](http://home1.vsb.cz/~lic098/files/3.cviceni_VZM.pdf)

[35] ČSN EN 1591-2. Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů – Část 2: Parametry těsnění, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014

[36] ČSN EN 764. Tlaková zařízení, Terminologie a označování. Tlak, teplota, objem Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016

[37] BVPC Code Cases: Boilers and Pressure Vessels, ASME 2019, str. 1301, ISBN 9790781872970

[38] AD 2000 Merkblatt, AD 2000 Code. German Institute for Standardisation (Deutsches Institut für Normung) 2014

[39] ČSN EN 12952. Vodotrubné kotle. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2003

[40] ČSN EN 12953. Válcové kotle. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2002

[41] ČSN EN 13480. Kovová průmyslová potrubí. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2003