



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## MODIFIKACE UTĚSNĚNÍ VÍKA PRIMÁRNÍHO KOLEKTORU PG VVER 440

THE FLANGE GASKET MODIFICATION OF SG VVER 440 PRIMARY COLLECTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. EVA BLAŽKOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. HUGO ŠEN

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Eva Blažková

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

### **Modifikace utěsnění víka primárního kolektoru PG VVER 440**

v anglickém jazyce:

### **The flange gasket modification of SG VVER 440 primary collector**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Primární kolektory parních generátorů na jaderné elektrárně VVER 440 a VVER 1000 jsou těsněny v původním provedení niklovými kroužky. Ty vyžadují relativně velké utahovací síly, potřebné k vytvoření tlaku v těsnicích plochách k zajištění těsnosti mezi primárním a sekundárním okruhem. Záměnou stávajícího způsobu utěsnění za nové druhy těsnicích materiálů, zejména z expandovaného grafitu, lze podstatně snížit tlak v těsnicí ploše a tím i napjatost svorníků a přírubového spoje. Nové řešení utěsnění spoje kolektor - víko tak zvyšuje životnost spoje a tím i jadernou a technickou bezpečnost.

Cíle diplomové práce:

- 1) Shromáždění dostupných publikovaných dat o funkci a provedení primárního kolektoru parního generátoru VVER 440.
- 2) Popis spoje primárního kolektoru a víka v původním provedení.
- 3) Návrh úprav těsnicích ploch a těsnění
- 4) Výpočet nového řešení spoje
- 5) Výpočet původního řešení spoje
- 6) Srovnání obou řešení a hodnocení z pohledu technické a jaderné bezpečnosti
- 7) Vytvoření výkresové dokumentace nového spoje

Seznam odborné literatury:

- 1) EN 1591-1: 2001 - Příruby a přírubové spoje - Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů - část 1: Výpočtová metoda
- 2) ENV 1591 - Příruby a jejich spoje - Pravidla pro návrh přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsnění - část 2: Charakteristické hodnoty těsnění
- 3) EN 13 555 - Testy charakteristik těsnění
- 4) Vyhláška SÚJB č. 309/2005 Sb.
- 5) Vyhláška SÚJB č. 132/2008 Sb.
- 6) Normativně technická dokumentace ASI

Vedoucí diplomové práce: Ing. Hugo Šen

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 15.11.2011

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## ANOTACE

Cílem této diplomové práce je řešení problematiky, týkající se utěsnění víka primárního kolektoru parogenerátoru bloku jaderné elektrárny typu VVER 440. Tyto parogenerátory jsou těsněny v původním provedení niklovými kroužky. Modifikací stávajícího způsobu těsnění za nový druh těsnícího materiálu, zejména z expandovaného grafitu, lze podstatně snížit tlak v těsnící ploše a tím i napjatost svorníků a přírubového spoje. Nové řešení utěsnění spoje kolektoru a víka by mělo zvýšit životnost spoje a tím i jadernou a technickou bezpečnost.

Práce je rozdělena na teoretickou a výpočtovou část. V teoretické části je uveden princip činnosti PG, data o funkci a provedení PG a popis spoje a víka v původním provedení. Výpočtová část uvádí výpočet nového spoje, původního spoje a srovnání obou řešení a hodnocení, z pohledu technické a jaderné bezpečnosti. Součástí práce je výkresová dokumentace nového spoje.

Klíčová slova: Parogenerátor, hřebenové těsnění s expandovaným grafitem, niklové těsnění, přírubový spoj, výpočet těsnění dle ČSN EN 1591-1+A1

## ABSTRACT

The aim of this thesis is to address issues concerning the sealing of the lid for the primary collector within the steam generator (SG) of the nuclear power plant VVER 440. These steam generators are sealed in the original design by nickel rings. Modifying the existing method of sealing by a new type of sealing material, primarily from expanded graphite, can significantly reduce the pressure in the sealing surface and also stress in bolts and flanged joints. The new solution of sealing between the joint of collector and the lid should extend the life of joints and thus the nuclear and technical safety.

The text is divided into the theoretical and computational part. A principle of the SG, the SG design, and a description of the joint and lid are mentioned in the theoretical part. The computational part shows calculations of the new joint, the original one, and comparison of both solutions in terms of technical and nuclear safety. The work contains drawing of the new joint.

Key words: Steam generator, graphite seal, nickel ring, flange joint, computation of the seal according to ČSN EN 1591-1+A1

### **Bibliografická citace:**

BLAŽKOVÁ, E. *Modifikace utěsnění víka primárního kolektoru PG VVER 440*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 106 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Hugo Šen.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci „*Modifikace utěsnění víka primárního kolektoru PG VVER 440*“ jsem napsala samostatně pod vedením Ing. Hugo Šena, s použitím uvedené literatury nebo internetových odkazů.

V Brně 25. května 2012 .....

Eva Blažková

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěla poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Hugovi Šenovi za jeho odborné vedení, cenné rady a připomínky při vypracování této práce.



## OBSAH

1 Úvod.....	11
2 Popis primárního okruhu JE VVER 440.....	12
3 Parogenerátor reaktoru VVER 440.....	14
3.1 Funkce a části PG.....	14
3.1.1 Tlaková nádoba PG VVER 440.....	16
3.1.2 Primární kolektory.....	17
3.1.3 Trubkový svazek.....	18
3.1.4 Rozvod napájecí vody a separace páry.....	18
3.1.5 Systém odlučování vlhkosti z generované mokré páry.....	19
4 Utěsnění víka kolektoru PG.....	21
4.1 Původní těsnění – niklové kroužky.....	21
4.2 Identifikace problému.....	22
4.3 návrh modifikace těsnění.....	22
4.3.1 Grafitové těsnění BURGMANN.....	23
4.3.2 žíhaná měď.....	23
4.3.2 žíhaná nerezová ocel.....	24
4.4 Hřebenové těsnění s expandovaným grafitem.....	24
5 Výpočet spoje s hřebenovým těsněním z expandovaného grafitu.....	28
5.1 Výpočtové hodnoty těsnění.....	29
5.2 Výpočtové rozměry přírubového spoje.....	31
5.2.1 Rozměry zaslepovací příruby - víka.....	32
5.2.2 Rozměry příruby s krkem - těleso kolektoru.....	32
5.3 Výpočtové hodnoty svorníků.....	33
5.4 Výpočtové parametry.....	34
5.4.1. Přírubový list.....	34
5.4.2 Připojená skořepina.....	36
5.4.3 Parametry těsnění.....	37
5.4.4 Ramena momentů.....	38
5.4.5 Elastické parametry příruby.....	39
5.4.6 Parametry svorníků.....	41
5.4.7 Stanovení minimální síly pro montáž.....	41
5.5 Vnitřní síly (ve spoji).....	41
5.5.1 Zatížení.....	41
5.5.2 Teplotní zatížení.....	42
5.5.3 Poddajnost spoje.....	43
5.5.4 Minimální těsnící síly.....	44
5.5.5 Vnitřní síly při montážním stavu.....	45
5.5.6 Vnitřní síly v následujících stavech (I=1,2,3).....	48
5.5.7 Kontrola dovolených zatížen.....	49
5.5.7.1 Stupeň využití únosnosti svorníků.....	49
5.5.7.2 Stupeň využití únosnosti těsnění.....	51
5.5.7.3 Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby.....	51
5.5.7.4 Stupeň využití únosnosti příruby s krkem.....	53
5.5.8 Kontrola omezení nerovnoměrnosti stlačení těsnění.....	61
5.5.9 Natočení příruby.....	61
5.6 Tlaky působící na těsnění.....	64
5.6.1 Montážní tlaky.....	64
5.6.2 Následující tlaky.....	64
5.7 Analýza nového spoje pomocí programu ANSYS.....	65

5.7.1 Průběh redukováného napětí v celém řezu těsnícího spoje .....	67
5.7.2 Průběh tlaku v grafitových příložkách.....	70
5.7.3 Srovnání výsledků .....	73
6 Výpočet spoje s těsněním z niklových kroužků .....	74
6.1 Parametry těsnění .....	75
6.1.1 Ramena momentů.....	76
6.1.2 Elastické parametry příruby .....	77
6.2 Vnitřní síly (ve spoji).....	78
6.2.1 Zatížení .....	78
6.2.2 Teplotní zatížení .....	78
6.2.3 Poddajnost spoje.....	79
6.2.4 Minimální těsnící síly .....	81
6.2.5 Vnitřní síly při montážním stavu.....	83
6.2.6 Vnitřní síly v následujících stavech (I=1,2,3) .....	84
6.3 Kontrola dovolených zatížení .....	86
6.3.1 Stupeň využití únosnosti svorníků.....	86
6.3.2 Stupeň využití únosnosti těsnění .....	86
6.3.3 Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby.....	87
6.3.4 Stupeň využití únosnosti příruby s krkem .....	87
6.4 Kontrola omezení nerovnoměrnosti stlačení těsnění .....	89
6.5 Natočení příruby.....	89
6.6 Tlaky působící na těsnění .....	92
6.6.1 Montážní tlaky.....	92
6.6.2 Následující tlaky .....	92
7 Porovnání stávající a nové konfigurace přírubového spoje.....	93
7.1 Zatížení přírubového spoje .....	93
7.1.1 Stupeň využití únosnosti příruby.....	95
7.1.2 Stupeň využití únosnosti svorníků.....	95
7.2 Zatížení těsnění .....	96
7.2.1 Stupeň využití únosnosti těsnění .....	97
7.3 Shrnutí .....	98
8 Závěr.....	99
9 Seznam použitých zdrojů .....	100
10 Seznam obrázků, tabulek a grafů .....	101
11 Seznam zkratk, jednotek a indexů.....	103
12 Seznam příloh .....	106

# 1 ÚVOD

Elektrická energie je v dnešní době neodmyslitelnou součástí lidského života. Umíme ji vyrábět v elektrárnách různých typů. Obnovitelné zdroje jsou závislé na přírodních podmínkách dané lokality, a proto nejsou schopny pokrýt veškerou spotřebu elektrické energie, která neustále narůstá, což i zapříčiňuje neustálé znečišťování životního prostředí. Největší podíl výroby elektrické energie nesou fosilní paliva, která jsou na planetě Zemi v omezeném množství a jednoho dne budou prakticky vyčerpány. V některých státech má již nyní největší podíl na výrobě elektrické energie právě jaderná energetika, která by mohla být řešením do budoucnosti. Řešila by jak otázku docházejících fosilních paliv, tak i negativní vliv emisí, skleníkových plynů, na změny klimatu na Zemi.

Jaderná energetika se v podstatě může ubírat dvěma směry. První možností je výstavba nových jaderných elektráren, nebo dostavba nových bloků ke stávajícím jaderným elektrárnám. Druhou alternativou je renovace jednotlivých systémů v posloupnosti výroby elektrické energie v jaderné elektrárně u již fungujících a stávajících bloků, které vede i mimo jiné ke zvyšování výkonu. Hlavním důvodem je však právě snaha o prodloužení životnosti stávajících zařízení, tím i jaderné elektrárny (JE) a v některých případech současné využití projektových rezerv.

## 2 POPIS PRIMÁRNÍHO OKRUHU JE VVER 440

Primární okruh (I.O.) je soubor zařízení, které umožňují získávání tepelné energie z řízené štěpné řetězové reakce. Teplo vzniká v aktivní zóně (AZ) reaktoru, která se skládá z palivových souborů (kazet), tvořených palivovými proutky, které obsahují palivo, kterým je mírně obohacený  $^{235}\text{U}$ . Palivové proutky jsou chlazeny vodou primárního okruhu, která je zároveň moderátorem. Množství uvolňovaného tepla je určeno hustotou neutronového toku. Rychlé změny výkonu se dosahuje řídicími absorpčními tyčemi. Pomalé změny výkonu se dosahuje změnou koncentrace bóru v chladivu. Cirkulaci chladiva v primárním okruhu zajišťuje šest hlavních cirkulačních čerpadel. Teplo z primárního okruhu se předává přes tepelné výměníky – parogenerátory, do sekundárního okruhu. Stěny trubek parogenerátorů oddělují primární okruh od sekundárního a zabraňují přechodu radioaktivních látek z chladiva primárního okruhu do okruhu sekundárního. Voda v sekundárním okruhu se v parogenerátorech na základě tepla získaného z primárního okruhu odpaří a vznikne sytá pára, jejíž tepelná energie se v turbíně transformuje na energii mechanickou. [1]

Primární část reaktorového bloku, má tedy za úkol:

- zajistit bezpečnou a spolehlivou přeměnu jaderné energie na energii tepelnou
- vytvořit podmínky pro bezpečný provoz zařízení a pro obslužný personál těchto zařízení
- lokalizaci a likvidaci případných mimořádných událostí

**Primární okruh jaderné elektrárny VVER 440 sestává z následujících zařízení:**

### **Reaktor**

Jaderný reaktor je technické zařízení obsahující jaderné palivo, chladivo, moderátor, konstrukční materiály a řídicí systémy, které slouží k udržování řízené štěpné řetězové reakce a umožňuje plynule odvádět tepelnou energii uvolňovanou při štěpení. Tlakovodní reaktor VVER 440 typ V-213 je tvořen hermeticky utěsněnou ocelovou tlakovou nádobou, která bezpečně odolává vysokému tlaku chladiva. Nádoba je opatřena odnímatelným víkem, ve které je pomocí vnitřních vestaveb umístěna aktivní zóna, v níž je uspořádáno jaderné palivo a regulační orgány pro řízení a kontrolu štěpné reakce.

### **Hlavní cirkulační potrubí (HCP)**

Hlavním cirkulačním potrubím proudí chladivo primárního okruhu z reaktoru do parogenerátoru – horká větev, odtud se vrací přes hlavní cirkulační čerpadlo zpět do reaktoru – studená větev a vytváří tzv. smyčku. Toto nerezové potrubí o  $\varnothing$  500 mm a tloušťce stěny 32 mm tedy propojuje reaktor, parogenerátor a oběhová čerpadla. Potrubí je opatřeno tepelnou snímací izolací pro umožnění kontroly jeho stavu a současně pro snížení tepelných ztrát.

### **Hlavní uzavírací armatury (HUA)**

K talkové nádobě reaktoru je připojeno HCP tj. šest horkých a šest studených větví cirkulačních smyček. Na každé studené i horké větvi je umístěno HUA. Tato armatura je šoupátko o jmenovité světlosti DN 500, které slouží k oddělení horké a studené větve cirkulační smyčky od reaktoru např. v případě poruchy parogenerátoru nebo HCC.

## Hlavní cirkulační čerpadlo (HCC)

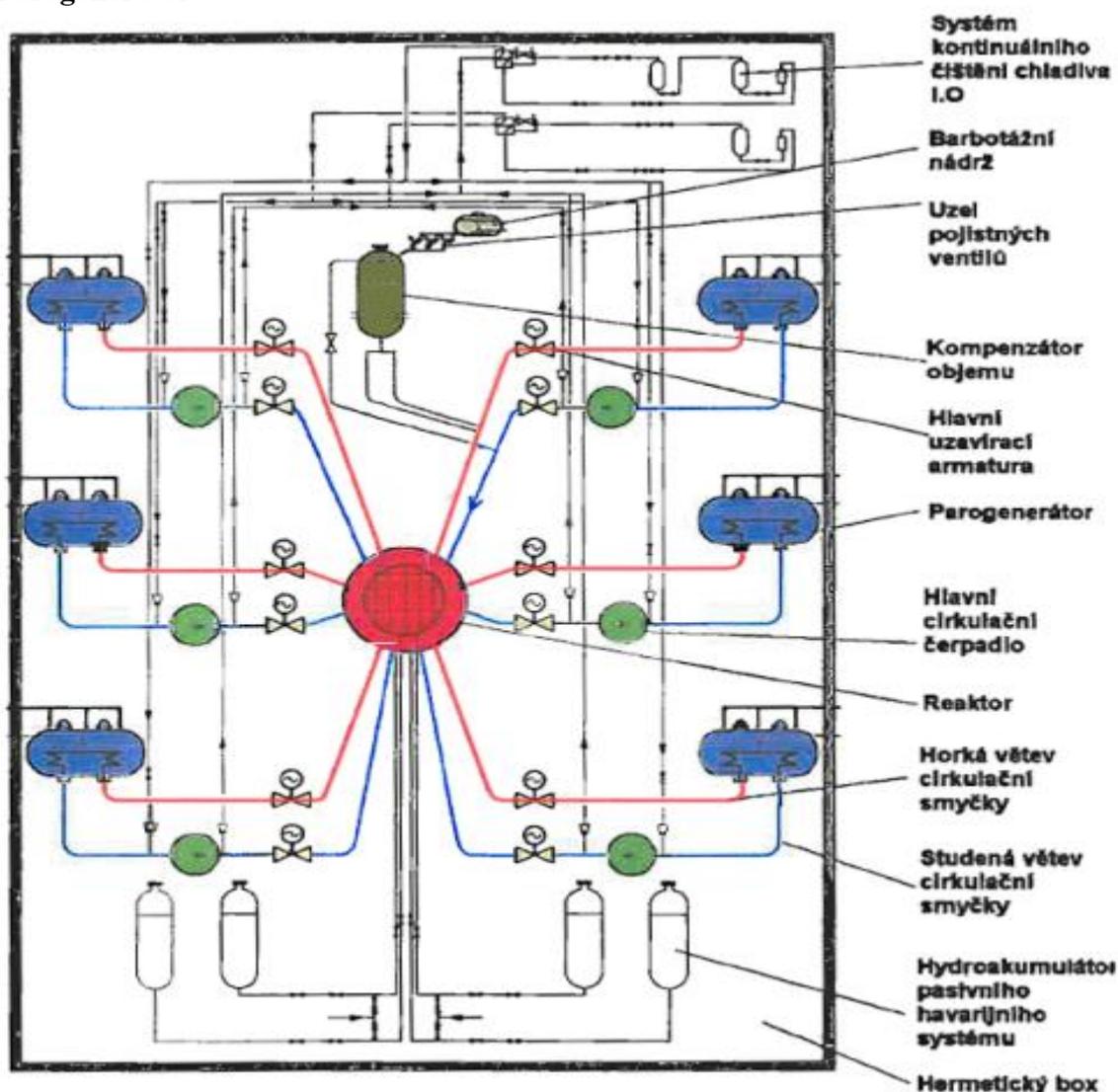
HCC je umístěno v každé studené větvi cirkulační smyčky, zajišťuje nucený oběh chladiva mezi reaktorem a parogenerátorem, a tím odvod tepla z aktivní zóny reaktoru do teplosměnné plochy parogenerátoru. Konstrukčně se jedná o vertikální odstředivé ucpávkové čerpadlo s axiálním přívodem čerpané kapaliny, poháněné asynchronním motorem.

## Systém kompenzace objemu

Systém kompenzace objemu se skládá z kompenzátoru objemu, uzlu pojistných ventilů a barbotážní nádrže. Kompenzátor objemu (KO) je válcová, vertikálně orientovaná tlaková nádoba sloužící k vyrovnání objemových změn chladiva a k regulaci tlaku v primárním okruhu. KO je připojen nátrubkem k teplé větvi jedné cirkulační smyčky. Za provozu je nádoba zaplněna částečně vodou a nad hladinou je parní polštář.

Barbotážní nádrž je bezpečnostní pasivní systém pro snížení tlaku ve stavební části primárního okruhu v případě roztržení primárního potrubí. Zastává náhradu za kontejment. Primární okruh je uzavřen v hermeticky těsných boxech.

## Parogenerátor

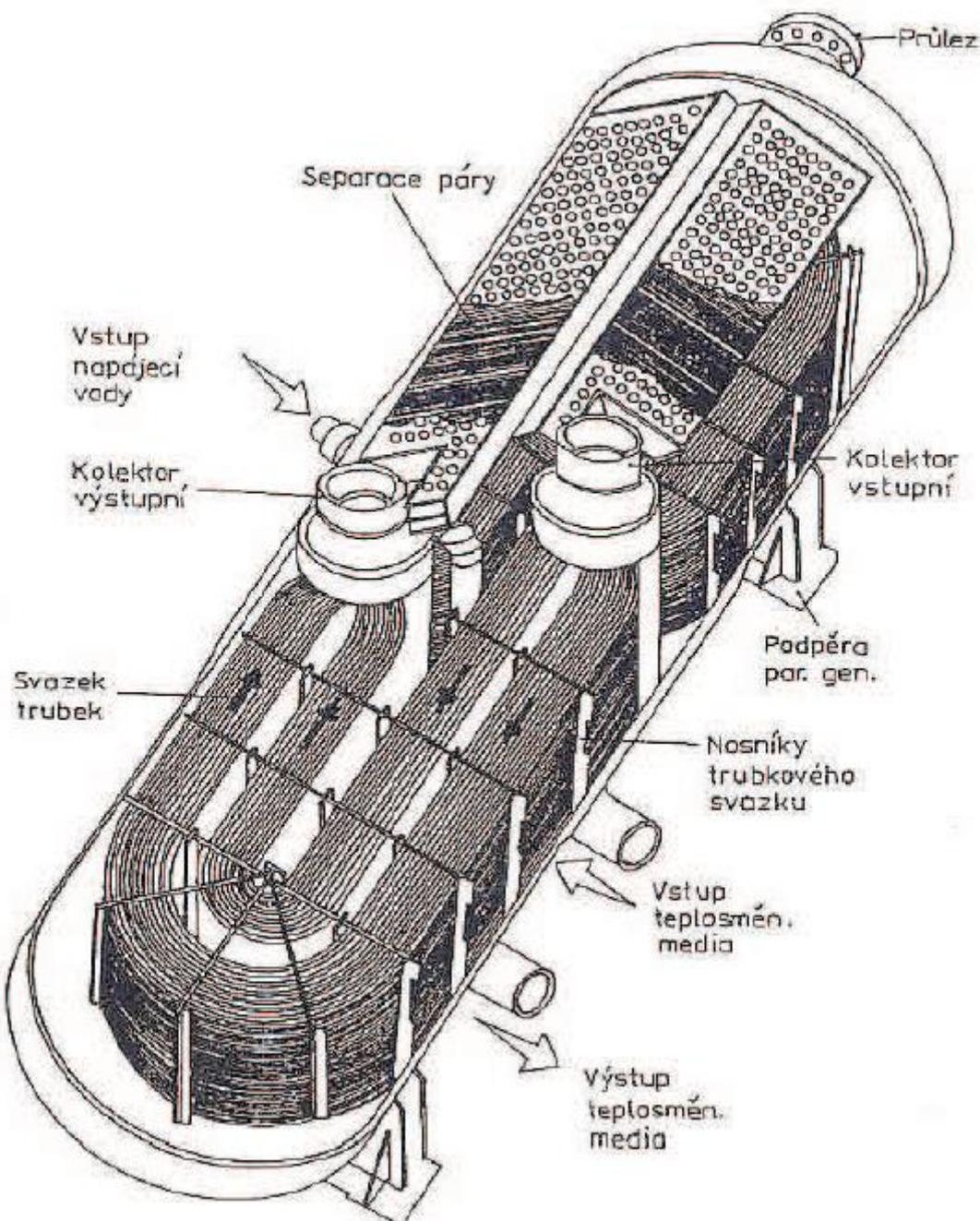


Obr. 2.1 Uspořádání primárního okruhu [1]

## 3 PAROGENERÁTOR REAKTORU VVER 440

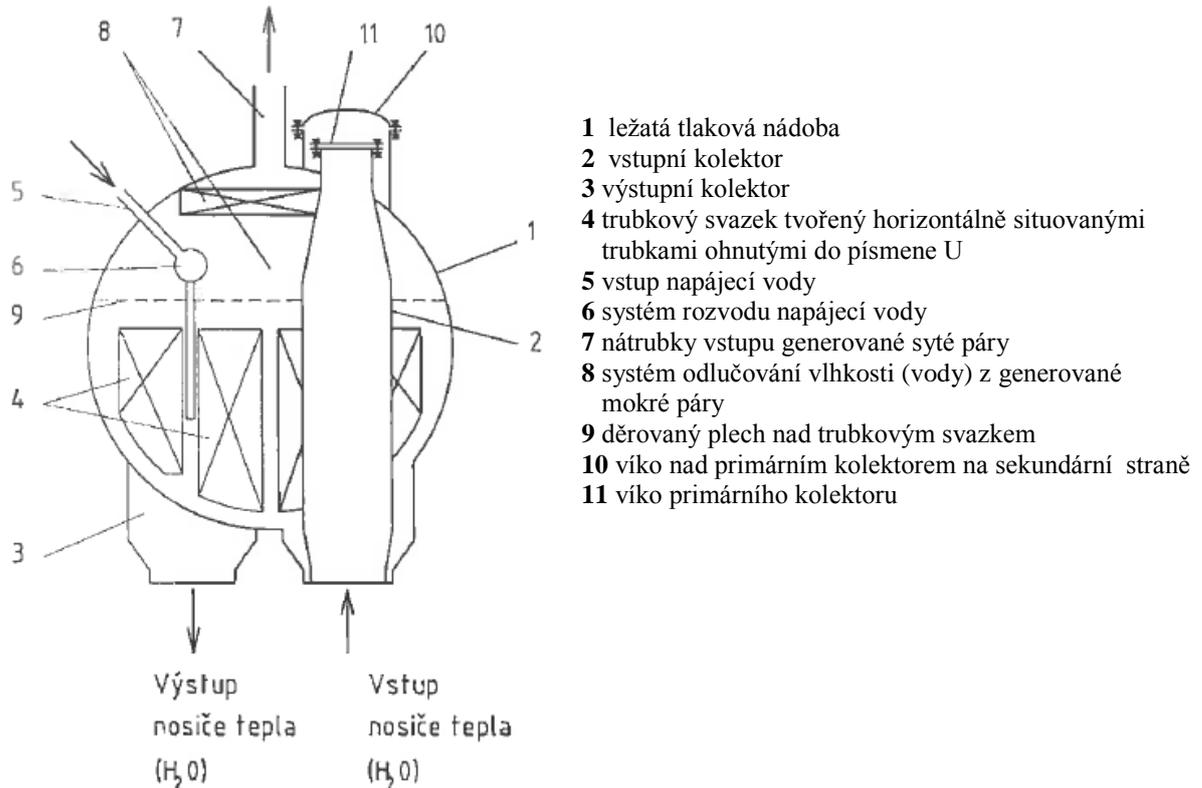
### 3.1 FUNKCE A ČÁSTI PG

Parogenerátor v jaderné elektrárně typu VVER plní funkci výměníku tepla, v němž je teplo z primární vody ohřívané v reaktoru předáváno sekundární vodě, z níž se generuje sytá pára pro pohon parní turbíny, a také funkci bariéry mezi aktivním primárním okruhem a neradioaktivním sekundárním okruhem. Z těchto důvodů jsou na něj kladeny vysoké požadavky z hlediska jeho těsnosti. [2]



Obr. 3.1 Parogenerátor reaktoru VVER 440 [2]

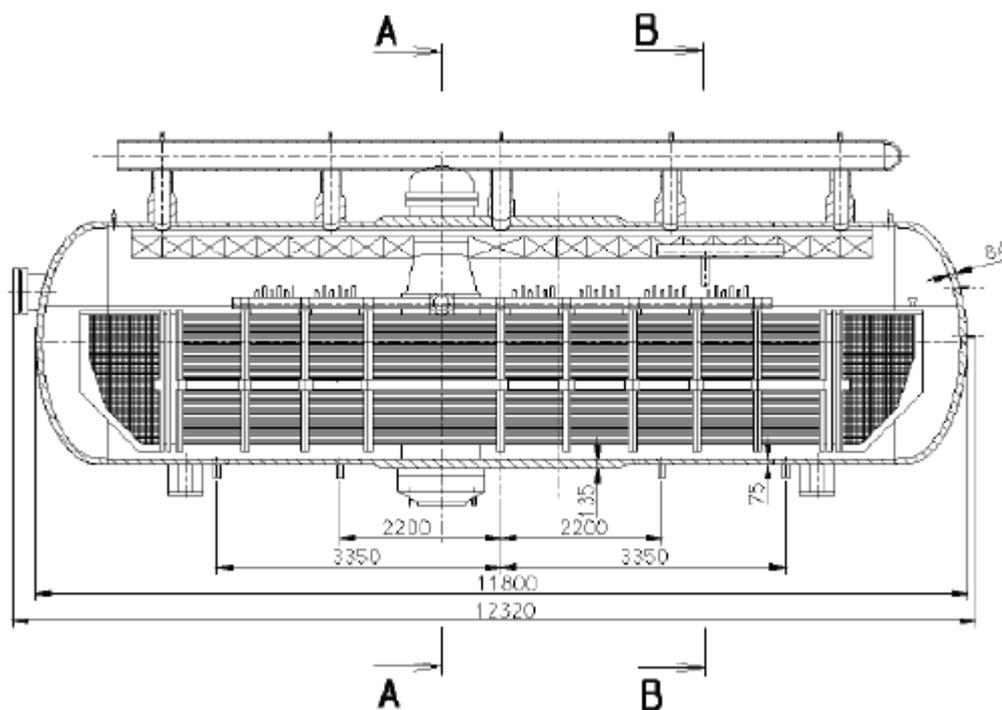
Parogenerátor VVER 440 je horizontální celosvařovaná jednoplášťová válcová tlaková nádoba, v jejíž centrální části jsou situovány dva svislé kolektory, do nichž jsou svými konci zakotveny teplosměnné trubky tvaru písmene U. Teplosměnné trubky pak vytvářejí svazek v levé i pravé polovině nádoby PG. Trubky ve svazku jsou zachyceny v několika distančních mřížích, ležících v rovině kolmé na podélnou osu trubek, a distancovány po vodorovných řadách. Svislé kolektory jsou ukončeny víky. Spoj víka s kolektorem je opatřen dvojitým kroužkovým těsněním, je řešen jako rozebíratelný a sešroubovaný. Prostory svislých kolektorů, k nimž jsou připojeny studená a horká větev smyčky primárního potrubí a vnitřní prostory teplosměnných trubek tak vytvářejí v PG uzavřenou primární stranu.



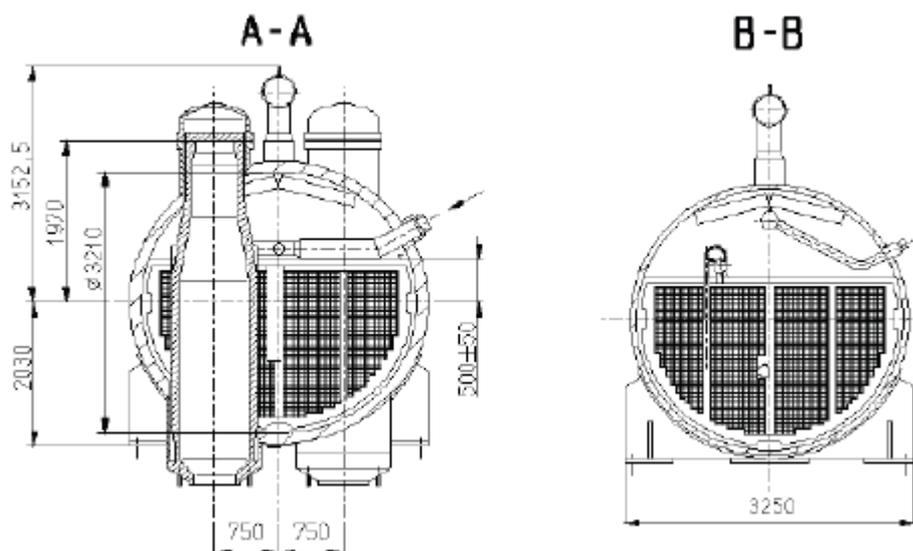
Obr. 3.2 Schématický příčný řez PG [2]

Sekundární strana PG je vymezena jednak válcovou ležatou nádobou se sekundárními víky nad každým svislým kolektorem a jednak vnějšími povrchy trubek ve svazku a vnějšími povrchy svislých kolektorů. Za provozu je sekundární strana tvořena parním prostorem nad svazkem trubek a prostorem parovodní směsi, v níž je svazek trubek ponořen. Na sekundární straně je napojeno potrubí napájecí vody a potrubí odvodu vyrobené páry na turbínu. Na jednom bloku VVER 440 je šest horizontálních PG, z nichž tři dodávají 3 x 125 kg/s syté páry pro pohon jednoho turbogenerátoru o výkonu 220 MW a další tři PG pak pro pohon druhého turbogenerátoru o téměř výkonu.

Parogenerátor se vyznačuje poměrně velkým objemem parovodního prostoru. Protože nádoby PG jsou horizontální, jejich nevýhodou je poměrně velký zastavěný prostor primární části JE. Jedna z výhod horizontálních kolektorů je, že nedochází k usazování produktů koroze v místě spojů trubek. Na JE Dukovany spolehlivě pracuje 24 PG, které byly úspěšně vyráběny v ČR ve Vítkovicích. [2]



Obr. 3.3 Podélný řez PG a jeho základní rozměry [1]

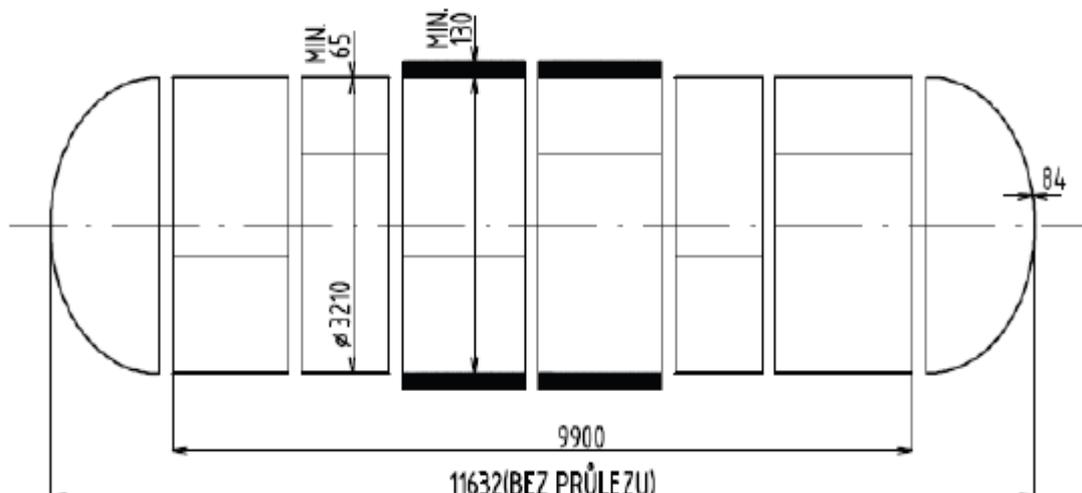


Obr. 3.4 Příčné řezy PG a jeho základní rozměry [1]

### 3.1.1 TLAKOVÁ NÁDOBA PG VVER 440

Tlaková nádoba sestává ze čtyř válcových kroužků s menší tloušťkou stěny, dvou válcových kroužků s větší tloušťkou stěny a ze dvou eliptických den. Výroba každého svařovaného kroužku začíná obrobením plechu příslušné tloušťky na požadovanou rozvinutou délku a požadovanou šířku s úpravami hran pro svary příčné i obvodové na frézovacím stroji. Pak následuje skružení plechu a získá se polovina obvodu kroužku. Obě poloviny se svaří. Jednotlivé kroužky se spojí obvodovými svary. Výsledkem je válcový plášť nádoby, do něhož se vyvrtají díry navazující na nátrubky. U vnějších kroužků jsou to díry  $\varnothing 212$  pro nátrubky odvodu páry, díry pro odluh  $\varnothing 65$ , odkal  $\varnothing 70$ , oplach  $\varnothing 132$  a řada menších děr pro napojení nátrubek pro měření hladiny. U dvou vnitřních kroužků jsou to především díry pro hrdla kolektorů  $\varnothing 1075$  a  $\varnothing 690$ , pro nátrubek napájecí vody  $\varnothing 312$ , nátrubek havarijního napájení atd. K takto připraveným dířům se na plášť nádoby přivařují jednotlivé nátrubky.

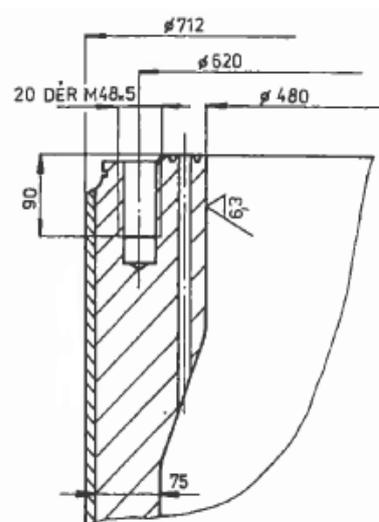
Celá tlaková nádoba je vyrobena z uhlíkaté oceli ruského značení 22K. Má vnitřní  $\varnothing$  3210 mm, tloušťku stěn 84 mm, tloušťku stěn vnějších kroužků 75 mm, dvou vnitřních kroužků 135 mm a celkovou délku 11 800 mm. Rozteč děr pro oba kolektory je ve směru podélné i příčné osy nádoby 1 500 mm. [2]



Obr. 3.5 Dělení tlakové nádoby PG [2]

### 3.1.2 PRIMÁRNÍ KOLEKTORY

Primární kolektor je svislé válcové těleso, které je svařeno ze tří kovaných částí, horní, střední a spodní. Je vyroben z nerezové oceli ruského značení 08Ch18N10T. Spodní část kolektoru je jednak upravena na rozměr  $\varnothing$  595 /  $\varnothing$  495 mm pro svar s primárním potrubím a jednak provedena s kalichovitým vyhrdlením  $\varnothing$  1245 /  $\varnothing$  1105 mm, jímž se kolektor napojuje heterogenním svarem na příslušný nátrubek na tlakové nádobě, na němž je zavěšen. Kalichem vytvořený mrtvý prostor je odvodněn dvěma dírami provedenými ve směru podélné osy kolektoru a vně spodní části je ukončen nátrubky. Na spodní část navazuje střední část kolektoru, v níž jsou vyvrtány radiálně vedené díry pro uložení a ukončení teplosměnných trubek vnějšího  $\varnothing$  16 mm. Oblast s dírami pro trubky má vnější  $\varnothing$  1074 mm a tloušťku stěny alespoň 136 mm, která plynule na obou koncích snižuje tloušťku stěny spodní, resp. horní části kolektoru.



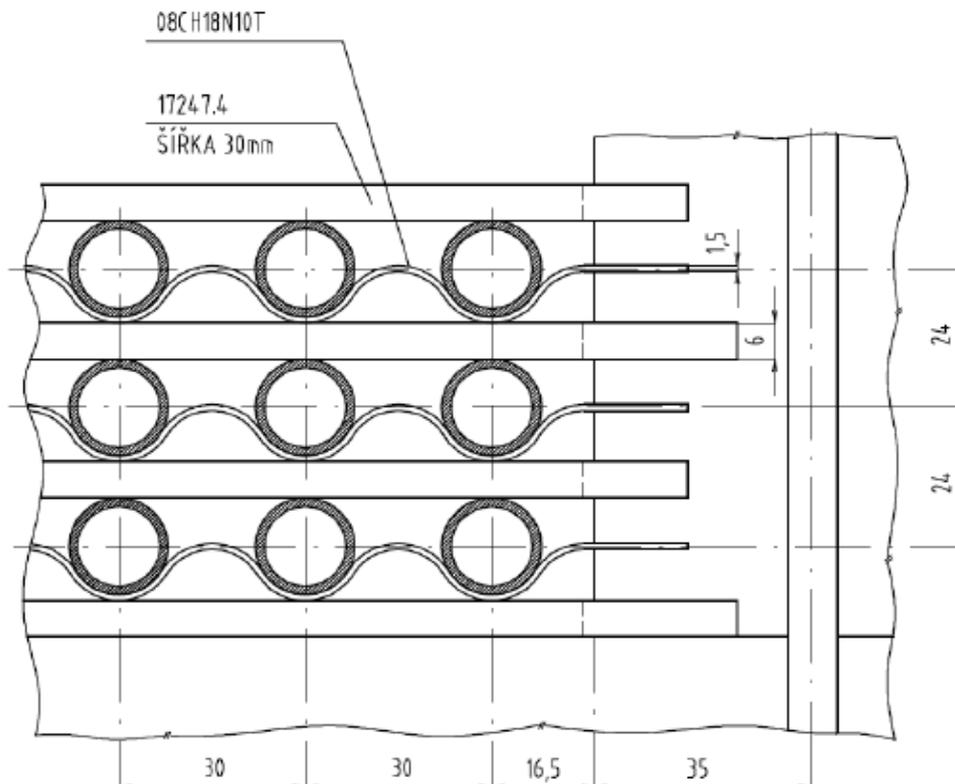
Obr. 3.6 Detail konstrukčního řešení dělicí roviny kolektoru [2]

Horní část kolektoru vytváří hrdlo, v jehož vrcholu je zesílená přířbová část. U novějších konstrukcí kolektorů je vnější povrch celé horní části a část povrchu střední části téměř až k první horní řadě děr pro trubky opatřen korozivzdorným návarem o síle 3 mm. Horní svar se nachází na rozhraní pára - voda a voda sekundárního okruhu může způsobit mezikrystalickou korozi materiálu svaru, proto je svar chráněn výklenkem, který je za provozu zaplněn dusíkem. V přířbové části je vytvořeno 20 závitových děr pro zavrtání šroubů M 48 x 5, a na čele směrem k ose kolektoru je provedeno lůžko dvou těsnících niklových kroužků. Mezi drážkami pro oba kroužky jsou zaústěny dvě trubky  $\varnothing$  14 mm, které jsou vedeny po vnitřním povrchu kolektoru (mimo oblast s vyvrtanými dírami pro trubky),

prochází spodní část a končí vně parního generátoru dvěma nátrubky. K nim se pak připojuje potrubní systém indikace těsnosti spoje kolektoru a primárního víka, které kolektor uzavírá a odděluje primární a sekundární stranu PG i JE. [2]

### 3.1.3 TRUBKOVÝ SVAZEK

Sestává z 5536 teplosměnných trubek  $\varnothing 16 \times 1,4$  mm ohnutých do tvaru písmene U, zakotvených jedním koncem do chladného primárního kolektoru a zachycených v distančních mřížích, které jsou fixovány v opěrném systému vyvaženém uvnitř tlakové nádoby parního generátoru. Trubky ve svazku jsou uloženy nad sebou v řadách s roztečí 24 mm. Vzdálenost sousedních trubek v řadě je 30 mm. Distanční mříž je tvořena plocháči, opatřenými na obou koncích zářezy, které zapadají na jedné i druhé straně do stojny, nebo stojny s žebrem, přivařené na vnitřním povrchu nádoby a dále vlnitými pásky z plechu, které jsou na plocháčích položeny a do jejichž prohlubni se ukládají trubky příslušné řady. [2]



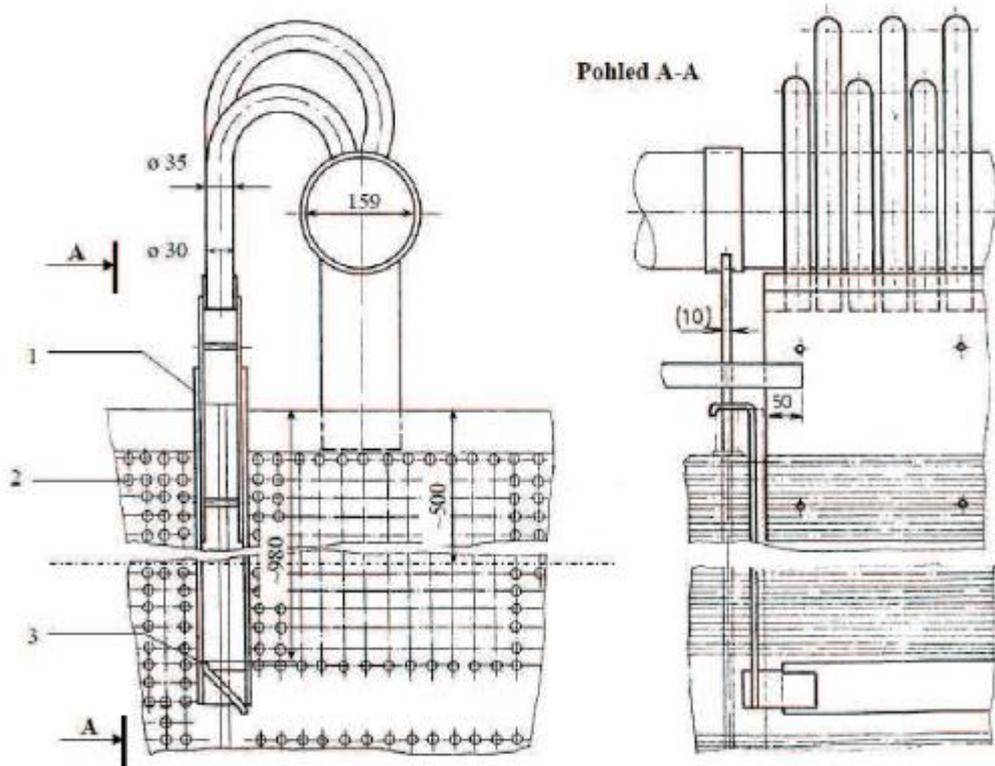
Obr. 3.7 Prvky dilatační mříže trubkového svazku PG [2]

### 3.1.4 ROZVOD NAPÁJECÍ VODY A SEPARACE PÁRY

Do PG je přiváděna napájecí voda potrubím napojeným na nátrubek umístěný v centrální části tlakové nádoby a zaústěným do parního prostoru. V nominálním provozním stavu je střední teplota kovu nádoby asi  $250^{\circ}\text{C}$  a teplota napájecí vody  $220^{\circ}\text{C}$ , avšak při odpojených vysokotlakých ohřívácích jen  $165^{\circ}\text{C}$ . Aby se vyloučil přímý vliv těchto vysokých rozdílů teplot na stěnu tlakové nádoby a na tlustostěnné partie nátrubku, je v něm uloženo stínící pouzdro, které je pak napojeno na rozvod napájecí vody uvnitř PG. Vlastní napájecí trubka  $\varnothing 159 \times 6$  je uložena v inovovaném provedení nad trubkovým svazkem a z ní jsou vedena jednotlivá rozvodná potrubí do prostor uvnitř trubkového svazku.

V havarijním případě je možno do PG přivádět vodu pomocí čerpadel superhavarijního napájení pomocí trasy Js 80, která je přes nátrubek na boku pláště PG zaústěna do parního prostoru PG. Zde je vytvořen z potrubí kolektor, ze kterého se voda rozstříkuje do PG, přičemž je ohřívána teplem kondenzující páry. Protože v tomto režimu je do PG přiváděna

studená voda, je tento režim z hlediska čerpání životnosti velmi nevýhodný, a je proto povolen pouze 10x za životnost PG. [2]



**Obr. 3.8** Rozvod napájecí vody: 1 – míšecí krabice, 2 - trubky PG, 3 – usměrňovací plech [1]

### 3.1.5 SYSTÉM ODLUČOVÁNÍ VLHKOSTI Z GENEROVANÉ MOKRÉ PÁRY

Systém separace páry je tvořen žaluziovým separátorem a děrovaným plechem. Sekce žaluzií jsou ustaveny se sklonem  $15^\circ$  k horizontální ose parního generátoru a jsou umístěny po celé délce parního prostoru. Nad žaluziemi, ve směru toku páry, je umístěn děrovaný plech, určený k vyrovnání rychlosti proudění.

Pára vzniklá varem vody ve velkém objemu se nejprve v prostoru mezi hladinou vody a separátory působením tíhových sil, a pak v žaluziovém separátoru zbavuje vlhkosti. Vysušená pára je za separátorem sbírána pěti nátrubky do parního kolektoru a pak dále vedena potrubím k turbíně. [2]

Tab 3.1 Technické parametry PG VVER 440 [2]

Parametr	hodnota	jednotka
Tepelný výkon	229,2	MW
Tok generované páry	125	kg/s
Tlak páry	4,6	MPa
Teplota napájecí vody	224	°C
Teplota syté páry	258,9	°C
Primární voda: objemový průtok	1,91	m <sup>3</sup> /s
střední tlak	12,26	MPa
Teplota na vstupu do PG	297	°C
Teplota na výstupu z PG	268	°C
Střední logaritmický teplotní spád	22,3	°C
Součinitel prostupu tepla	4850	W/m <sup>2</sup> K
Střední hustota tepelného toku	108.10 <sup>3</sup>	W/m <sup>2</sup>
Teplosměnná plocha vztahovaná k vnějšímu průměru trubek	2510	m <sup>2</sup>
Střední rychlost primární vody v trubkách	2,37	m/s
Rychlost páry v úrovni hladiny	0,209	m/s
Rychlost páry na vstupu do žaluziového separátoru	0,323	m/s
<b>Trubkový svazek:</b> Vnější průměr a tloušťka stěn trubek Počet trubek ve svazku Střední délka trubek Celková délka trubek Rozteč trubek v řadě Rozteč trubkových řad Materiál trubek	16 x 1,4 5536 9 49935 30 24 08Ch18N10T (ČSN EN 17240, DIN 1.4301)	mm  m m mm mm
<b>Primární kolektor:</b> Vnější průměr v úseku ústí trubek Minimální tloušťka stěny v tomto úseku Počet řad trubek po výšce Světlost kolektoru v horním hrdle Základní materiál	800 136 76 480 08Ch18N10T (ČSN EN 17240, DIN 1.4301)	mm mm  mm
<b>Tlaková nádoba:</b> Vnitřní průměr Tloušťka stěny středních kroužků bočních kroužků den Délka válcové části nádoby Celková délka nádoby Světlost návazného potrubí primárního okruhu Materiál Hmotnost PG Celková hmotnost, vč. podpěr a tlumičů Hmotnost PG na jednotku tepelného výkonu	3210 min 130 min 75 84 9900 11632 500 22K 167.10 <sup>3</sup> 185.10 <sup>3</sup> 729	mm mm mm mm mm mm mm mm kg kg kg/MW

## 4 UTĚSNĚNÍ VÍKA KOLEKTORU PG



Obr. 4.1 Víko primárního kolektoru PG VVER 440

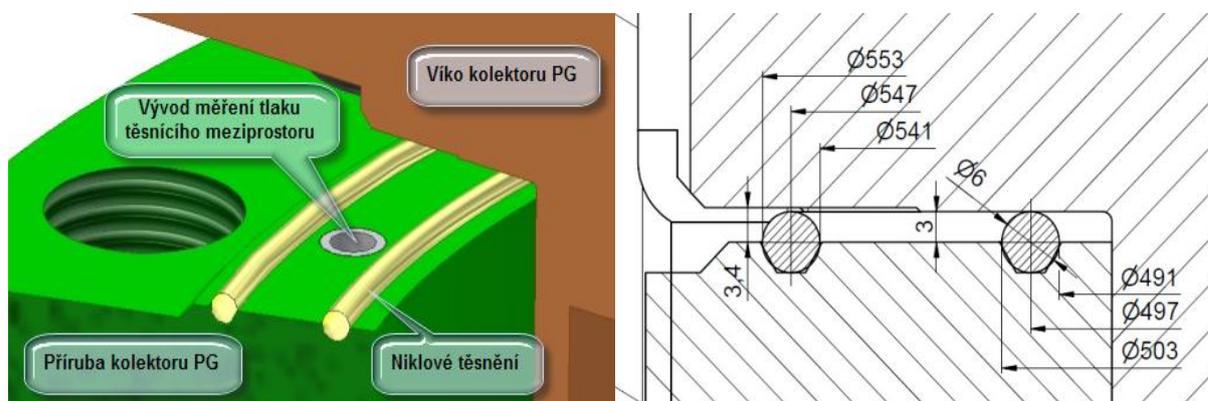
Víko s těsněním odděluje teplosměnná média primárního a sekundárního okruhu, pod kterým vzniká sytá pára o teplotě 260 °C a tlaku 4,6 MPa, která působí na víko parogenerátoru. Úkolem těsnění je zajištění utěsnění mezi hrdlem a víkem PG. Víko je přitaženo svorníky, kterých je po obvodu víka rovnoměrně rozmístěno 20. Výměna materiálu těsnění umožní podstatně snížit tlak v těsnicí ploše a tím i napjatost svorníků a přírubového spoje, což právě napomáhá ke zvyšování životnosti spoje na parogenerátoru, a tím i jaderné a technické bezpečnosti.

### 4.1 PŮVODNÍ TĚSNĚNÍ – NIKLOVÉ KROUŽKY

Primární kolektory parních generátorů na EDU se dle původního projektu těsnily niklovými kroužky  $\varnothing 6$  mm, které jsou uloženy ve dvou klínových drážkách. Střední průměr drážek je  $\varnothing 547$  mm, resp.  $\varnothing 497$  mm. Ty vyžadují relativně velké utahovací síly, potřebné k vytvoření tlaku v těsnících plochách k zajištění těsnosti mezi primárním a sekundárním okruhem. Tento tlak vyvolává plastickou deformaci těsnění. Těsnění je dotlačováno plochým víkem, které je přitaženo 20 svorníky M 48 x 5 o délce 470 mm. Svorníky se předepínají na prodloužení  $0,26^{+0,02}$  mm.

Před montáží niklového těsnění bylo vždy potřeba zajistit vysokou čistotu a správnou hodnotu drsnosti těsnících ploch příruby jak víka, tak kolektoru. Bylo nutné provést kontrolu nerovnosti těsnících ploch a provést zhodnocení jejich stavu, zda nejsou tyto stykové plochy poškozeny povrchovými trhlinami nebo vrypky.

Výhodou této varianty těsnění byla jeho jednoduchost, díky které byla snadná výroba a tím i relativně nízká pořizovací cena. [5,6]



Obr. 4.2 Utěsnění kolektoru a víka v původním provedení s niklovými kroužky

## 4.2 IDENTIFIKACE PROBLÉMU

Postupně bylo na několika kolektorech PG zjištěno poškození závitových hnízd. Byly na nich objeveny trhliny, které bylo možno odstranit pouze tak, že poškozená horní část kolektoru byla odříznuta a navařena část nová. Taková výměna neznamená pouze velký finanční dopad do rozpočtu provozovatele, ale také velké radiační zatížení pracovníků, kteří tuto opravu provádějí. Ne zřídka se stalo, že pracovníci, kteří výměnu prováděli pak celý rok nesměli do kontrolního pásma žádné jaderné elektrárny, protože měli tzv. vyčerpané osobní dávky. Takové pracovníky není jednoduché nahradit, s ohledem na to, že ČEZ má 6 jaderných bloků, které se udržují postupně a příslušní pracovníci přecházejí z jednoho na druhý. Materiálovou analýzou vzniku trhlin v závitech bylo zjištěno, že praskání závitů způsobuje koroze pod napětím.

Myšlenka návrhu nového materiálu a koncepce těsnění byla vedena i další skutečností. Během utahování svorníků se muselo postupovat pozvolna tak, aby hned při prvním dotažení nemohlo dojít k plnému zatížení těsnění předepsaným utahovacím momentem. To mohlo mít za následek deformaci niklového těsnění a způsobit jeho netěsnost. Při výměně těsnění nemohlo být staré těsnění zrenovováno a použito znovu, ale muselo být vždy nahrazeno novým těsněním a původní zlikvidováno jako radioaktivní odpad.

Další nevýhodou niklového těsnění je to, že na sobě kroužky nejsou konstrukčně závislé a samotná montáž těsnicího uzlu je pak komplikovanější a časově více náročná.

Z výše uvedených důvodů si stanovíme požadavky pro provedení modifikace materiálu a koncepce těsnění. Zadané požadavky, které by měly splňovat především jadernou a technickou bezpečnost, můžeme rozdělit na dva typy podmínek:

### a) Rozhodující podmínky:

- Snížení utahovacích sil minimálně
- Zachování nebo zvýšení těsnosti
- Zachování originální konfigurace celého spoje bez následných úprav těsnicích ploch
- Snížení radiační zátěže

### b) Doplnující podmínka:

- Nový typ těsnění na grafitové bázi

Tato podmínka má hned několik důvodů. Grafit v porovnání s niklovými kroužky je podstatně měkčí než základní materiál, to znamená, že nebude způsobovat deformaci a vysoké měrné tlaky těsnicích povrchů. Uhlík zvládá velmi dobře vysoké teploty, což v našem případě je velmi vhodné. V neposlední řadě má uhlík tu výhodu, že je velmi dobře korozivzdorný a jeho chemická snášenlivost je velmi dobrá, a proto nehrozí agresivita materiálů ani vznik elektrického článku se stykovou plochou, což by mohlo způsobit poškození a vznik netěsnosti.

- Snížení nákladů na údržbu [5,6]

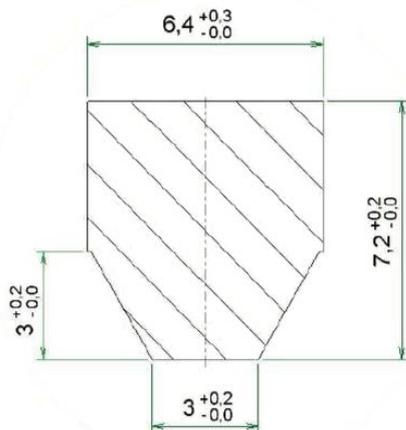
## 4.3 NÁVRH MODIFIKACE TĚSNĚNÍ

Záměna původního těsnění by mohla být principiálně možná za těsnění grafitového, nerezového a měděného typu. Musíme při návrhu brát na vědomí nejen těsnicí vlastnosti, ale i vysoký tlak a teplotu primárních médií, které znemožňují použití mnoha materiálů.

### 4.3.1 GRAFITOVÉ TĚSNĚNÍ BURGMANN

Jednou z uvažovaných variant záměny stávajícího niklového těsnění, by mohla být možnost použití grafitového těsnění Burgmann, které se rovněž vkládá do klínové drážky.

Těsnění by se mělo skládat z grafitového kroužku obr. 4.3 a opěrného kroužku obr. 4.4, na který by mělo víko teoreticky dosednout.



Obr. 4.3 Průřez grafitového kroužku BURGMANN [6]



Obr. 4.4 Průřez opěrného kroužku [6]

Ovšem při bližším zkoumání této varianty jsem dospěla k názoru, že toto těsnění nedosáhne požadované těsnosti, nebo nedojde k dosednutí víka na opěrný kroužek, při snížení předpětí ve svornících.

Těsnění by za provozu nemělo měnit svůj objem, ale u tohoto typu těsnění je výška příliš velká a může dojít k jeho sesednutí a tím i ztrátě těsnosti. Navíc je toto těsnění uloženo v původních drážkách, které jsou příliš úzké, a s velkou pravděpodobností by spoj nevyhovoval. Při návrhu jiného tvaru, kterým bychom mohli docílit těsnosti spoje, by však byl nutný výpočet a zkoušky tohoto těsnění.

Další skutečností je, že dřívější používání niklového těsnění mohlo způsobit otláčení drážek, ve kterých bylo těsnění uloženo, a tím by funkci grafitového těsnění, které je taktéž uloženo v drážkách, ještě zhoršilo. Proto mohu říci, že grafitové těsnění Bergmann pravděpodobně nesplní požadavky, které chceme dosáhnout při návrhu nového těsnění. [6]

### 4.3.2 ŽÍHANÁ MĚĎ

Žíhaná měď se využívá jako těsnění v hydraulických agregátech, kde jsou také vysoké tlaky, jako je tomu u našeho případu, a proto by teoreticky mohlo připadat v úvahu.

Při bližších úvahách a zkoumání této alternativy, jsem došla k závěru, že žíhané měděné těsnění se nezdá být vhodné zejména z těchto důvodů:

- Při dotažení v daném prostředí, stejně jako grafitové, může dojít k deformaci vlivem relaxace pod tlakem, který vyvodíme při montáži. Sesednutí by znamenalo ztrátu těsnosti. Ke všemu měď časem tvrdne i po vyžhání. Vlivem teploty by také mohla měnit strukturu, což je nežádoucí.
- Dalším důvodem je, že kombinace mědi a oceli na stykových plochách je nevhodná. Měď při styku s ocelovým povrchem může vytvořit elektrický článek a výměnou iontů může dojít k poškození těsnících ploch, což by zase způsobilo ztrátu těsnosti.
- Problematika použitelnosti materiálů pro JE je řešena v Sekci II Normativně technické dokumentace Asociace strojních inženýrů (NTD ASI) ČR. V této sekci jsou uvedeny všechny přípustné materiály pro vybraná zařízení JE včetně jejich mechanických a fyzikálních vlastností. Měď tam uvedena není, a tudíž je její použití nepřípustné. [7] Hlavními důvody jsou dle mého názoru dva:
  - a) Měď koroduje (tzv. měděnka), což je nepřípustné.

- b) Měď má poměrně nízkou teplotu tavení, což je vzhledem k provozním teplotám I.O. nebezpečné, neboť může nastat creep.

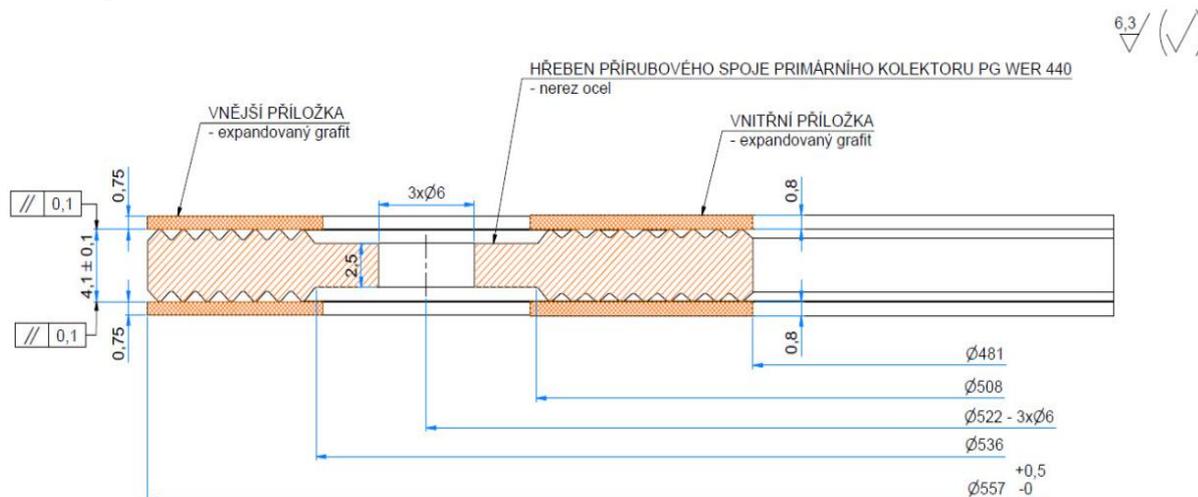
### 4.3.2 ŽÍHANÁ NEREZOVÁ OCEL

Jeden z našich zvolených hlavních předpokladů je pro nové těsnění snížit utahovací sílu. Mechanické vlastnosti nerezové oceli jsou však obdobné, jako má nikl, ze kterého je vyrobeno původní těsnění, a proto by pravděpodobně nesplňovalo tuto podmínku.

## 4.4 HŘEBENOVÉ TĚSNĚNÍ S EXPANDOVANÝM GRAFITEM

V předchozích kapitolách jsou uvedené důvody, proč je třeba výměna starého těsnění za nové, které bude schopné zajistit potřebnou těsnost při zachování předepsané hodnoty netěsnosti  $L$  dané normou EN 13555 pro radioaktivní médium na hodnotě  $L \leq 0,01 \text{ mg/ms}$ . Zajištěná těsnost musí být i při nižších hodnotách potřebných tlaků při montáži těsnění, a tím i snížení utahovacích sil a prodloužení životnosti celého spoje, a tím i zvýšíme technickou i jadernou bezpečnost.

Navrhovaným těsněním by mělo být modifikované dvojité hřebenové těsnění s expandovaným grafitem MITes HT<sup>®</sup> od společnosti MICO, spol. s.r.o., které je tvořeno jádrem z nosného hřebene tvaru mezikruží, vyrobené z nerezové oceli a příložkami z expandovaného grafitu, které je k hřebenu přichycené po obou stranách pomocí lepidla na drážkovaném profilu hřebene obr. 4.5. U tohoto těsnění kombinace variabilního profilu hřebene a vhodné tloušťky folie z expandovaného grafitu zaručuje vlastnosti, které toto těsnění předurčují pro utěšňování i velmi vysokých tlaků media při velmi malých hodnotách úniku i při snížení utahovacích sil. [4]



Obr. 4.5 Hřebenové těsnění

Tímto těsněním je možno nahradit:

- těsnící plochy bez drážek pro původní niklové těsnění, kde jsou drážky vyvaženy nebo u nových kolektorů bez drážek
- těsnící plochy s drážkami pro původní niklové těsnění v kombinaci s výplňovými kroužky - tento případ bude dále řešen ve výpočtech

Na rozdíl od normalizovaných hřebenových těsnění je toto hřebenové těsnění MITes HT<sup>®</sup> navrženo tak, aby v žádném z provozních stavů nedošlo k „prořezání“ grafitových příložek, ale aby nad hřebenem zůstávala stálá vrstva grafitu, zabraňující otlacení těsnících ploch a samotného nosného hřebene těsnění. Tohoto stavu je docíleno pomocí vhodné kombinace rozměrů drážkového profilu a tloušťky grafitového obložení. Tento typ těsnění s využíváním

expandovaného grafitu se vyznačuje nízkou hodnotou minimálního tlaku a vysoké pevnosti, včetně vysoké tepelné a chemické odolnosti.

Nosný hřeben se vyrobí pomocí dělení a obrábění z jednoho kusu plechu o tloušťce 4 mm, bez použití technologie svařování. Nosný hřeben je proveden s vnějším a vnitřním drážkovaným profilem, který je rozdělen odlehčením, přičemž každé mezikruží má rozdílnou tloušťku vrstvy grafitových přílohek. Odlehčená část je vybavena třemi otvory o průměru 6 mm pro možnost detekce netěsnosti vnitřního těsnění.

Těsnící vrstva přílohek se vyrábí z expandovaného grafitu v jaderné kvalitě vyřezáváním z fólie o tloušťce 0,75 mm pro vnější obložení a tloušťce 0,8 mm pro vnitřní. Expandovaný grafit má předepsanou velmi vysokou čistotu, a to je min. 99,8 % C.



Obr. 4.6 Modifikovaný těsnící uzel

Společnost MICO, spol. s r.o., výrobce námi zvoleného těsnění, podrobně vypracoval instrukce, které jasně stanovují podmínky manipulace, montáže a provozu těsnění.

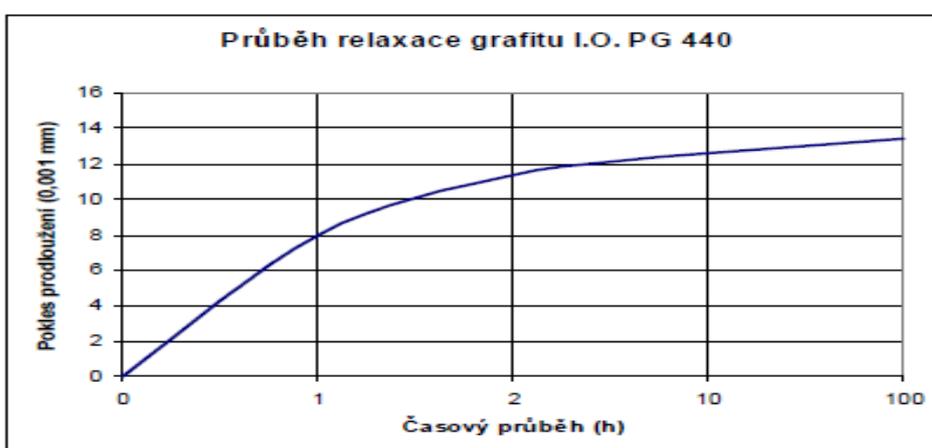
Před samotnou montáží nového těsnění musí být provedena řada kontrol, týkajících se těsnění a těsnících ploch. Na těsnění je nutno provést vizuální kontrolu grafitových ploch z hlediska celistvosti a neporušenosti. Vyjímaje plošných otlaků způsobených omakem a manipulací s těsněním, není přípustné, aby se na grafitu nacházely výrazné rýhy. Na těsnících plochách je nutno provést vizuální kontrolu a také kontrolu rozměrovou. Vizuální kontrola obsahuje kontrolu velikosti a koncentrace rýh v obvodovém a příčném směru, dále kontrolu vad lokálního charakteru a defektoskopickou kontrolu. Na těchto plochách se připouští v oblasti austenitického návaru drobné vizuální vady. Rýhy o max.  $\varnothing$  1 mm a hloubky do 0,5 mm a podélné rýhy, jejichž hloubka nepřesahuje 0,2 mm bez omezení délky. Rozměrová kontrola se v případech, kdy těsnící plochy neobsahují viditelné deformace, provádí pouze u první instalace nového těsnění. Tato kontrola zahrnuje rozměrovou kontrolu těsnících ploch příruby víka i příruby tělesa kolektoru, dále případný sklon a zvlnění jednotlivých těsnících ploch.

Součástí těsnícího uzlu jsou výplňové kroužky, které slouží k vyplnění drážky po původním niklovém těsnění, a tím zvětšení těsnící plochy pro hřebenové těsnění. Jsou vyrobeny z nerezové oceli a na spodní užší ploše mají nalepenou těsnící fólii z expandovaného grafitu. Kritérium kvality povrchu pro použití výplňových kroužků platí i pro dno drážek. Na těchto plochách se provádí, stejně jako u těsnících ploch, vizuální kontrola a před prvním použitím kroužků kapilární kontrola. Jsou nepřipustné rýhy a podélné rýhy s hloubkou větší

než 0,2 mm. Délka podélných rýh není omezena. Lokální porušení do  $\varnothing$  1 mm a do hloubky 0,3 mm jsou přípustné.

Samotná montáž těsnění musí být prováděna stejně jako u původního těsnění odborným personálem podle předem daného harmonogramu montáže, který jak již bylo řečeno, vypracovala společnost MICO, spol. s.r.o., výrobce těsnění. Před samotným utahováním svorníků musí být matice i závity svorníků řádně očištěny, odmaštěny bezchloridovým schváleným odmašťovadlem a namazány předepsaným mazivem. Utahování svorníků musí být prováděno křížově a rovnoměrně.

Výrobce udává i přesné hodnoty pro utažení svorníků pro naše rozměry. Pro svorník, jehož celková délka je 470 mm, je doporučeno prodloužení při instalaci  $0,21^{+0,02}_{-0,00}$  mm. Výchozí doporučené prodloužení svorníků při instalaci s přihlédnutím k relaxaci viz graf 4.1 je  $0,23^{+0,02}_{-0,00}$  mm.



Graf 4.1 Průběh relaxace grafitu [7]

Výhodu celého těsnícího uzlu je nutno uvést jeho schopnost zajistit požadovanou třídu těsnosti za všech provozních a poruchových stavů.

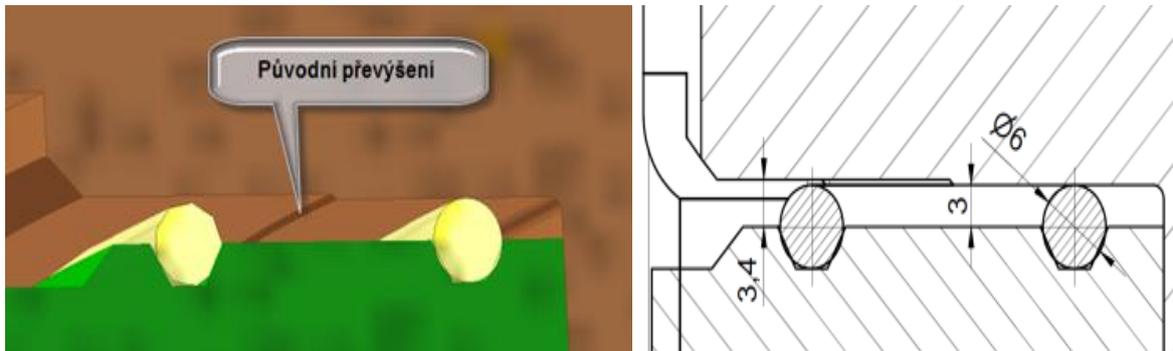
Protože je těsnění konstruováno jako dvojitě hřebenové, je meziprostor propojen se systémem monitorování úniku. Tato konstrukce zajišťuje bezpečný provoz, a to i v případě vzniku netěsnosti na vnitřním hřebenu. Voda primárního okruhu by se dostala pouze do meziprostoru, což by signalizací monitoringu okamžitě zjistil provozní personál na blokové dozorně a podle závažnosti by reagoval jak algoritmus nastavené automatiky, tak řídicí personál. Takovéto opatření zajišťuje to, že se voda I.O. nedostane do chladiva sekundárního okruhu a nekontaminuje ji radioaktivními prvky.

Jako jistá nevýhoda se může brát volba tloušťky grafitové fólie na nosném hřebenu.

V případě, že by tloušťka grafitové fólie byla příliš slabá, hrozilo by prořezání této fólie, ztrátě těsnosti spoje a poškození nosného hřebene a těsnících ploch. Naopak, pokud by tloušťka grafitové fólie byla příliš velká, mohlo by dojít ke zvýšení netěsnosti vlivem zvětšení prostoru pro difundaci média skrz grafitovou vrstvu.

Právě tato skutečnost udává, že je nutno víko kolektoru upravit. Původně používané víko má na těsnící ploše, v oblasti nad vnitřním těsnícím kroužkem, převýšení o velikosti  $0,4_{-0,1}$  mm. Pro použití tohoto víka s hřebenovým těsněním je nutno toto převýšení odstranit osoustružením tak, aby celková rovinnost těsnícího návaru činila max. 0,1 mm na mezikružích  $\varnothing$  481 /  $\varnothing$  508 mm a  $\varnothing$  536 /  $\varnothing$  560 mm. Na těchto plochách se pak vykonávají kontroly včetně kontroly kapilární metodou.

Tímto je i vysvětleno, jak by mnohé z nás napadlo, proč musí být víko upraveno soustružením místo toho, aby se tloušťka grafitové fólie jednoduše zvětšila, a tím usnadnila manipulace s víkem.



Obr. 4.7 Detail původního převýšení

Diskutovatelnou nevýhodou se může zdát vyšší složitost těsnícího uzlu, což má za následek také vyšší pořizovací cenu těsnění oproti jednoduchému niklovému těsnění. Tato nevýhoda je však značně zavádějící, protože vyšší pořizovací cena ještě neznamená vyšší náklady, kdy v případě výměny těsnění není nutná výměna kompletu, ale pouze grafitových příložek, pokud není ocelový hřeben viditelně poškozen. [5,6,8]



Obr. 4.8 Hřebenové těsnění s expandovaným grafitem [6]

## 5 VÝPOČET SPOJE S HŘEBENOVÝM TĚSNĚNÍM Z EXPANDOVANÉHO GRAFITU

Praktická část diplomové práce spočívá ve výpočtu utěsnění spoje jak v provedení se starým niklovým těsněním, tak s novým navrhovaným těsněním z expandovaného grafitu.

Výpočet je prováděn dle normy ČSN EN 1591 Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů. Tato norma se skládá ze čtyř částí, první část ČSN EN 1591-1+A1, norma z roku 2001, doplněná schválenou změnou A1 z roku 2009, stanovuje výpočtovou metodu pro dimenzování přírubových spojů s kruhovými přírubami, šrouby a těsněním.

Moduly pružnosti a součinitele teplotních roztažností přírub a svorníků zvolených dle materiálů byly čerpány z Normativně technické dokumentace A.S.I. Sekce II „Charakteristiky materiálů pro zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER“, která je po veřejném projednání vydána k používání od 1. května 2007.

Výpočty dle těchto norem bychom měli ukázat, že nové provedení s expandovaným grafitem oproti starému provedení s niklovými kroužky by mělo snížit zatížení svorníků a přitom zajistit těsnost spoje. Musí být zajištěna požadovaná třída netěsnosti  $L \leq 0,01 \text{ mg/ms}$ . Výsledky velikosti tahového zatížení předpjatých svorníků se poté pro účely montáže v praxi přepočítávají na velikost prodloužení.

Při provozu jaderných zařízení, mezi které patří i kolektor parogenerátoru, dochází ke změnám provozních stavů. Výpočet se proto provádí pro stavy bezpečné provozní i stavy mezní, kdy bude těsnost ještě zaručena. Během změn stavu se mění různé veličiny uvnitř soustavy. V primárním okruhu dochází ke změně tlaku, v chladiivu a armaturách dochází ke změně teploty a další změny, které ovlivňují těsnost uvažovaného uzlu. Pro tyto důvody musí být výpočet prováděn pro vybrané zátěžné stavy, které by mohly způsobit snížení těsnosti potřebné úrovně.

Zatěžovací stavy jsou takové stavy, kdy při daných současně působících zatíženích jsou označeny I=0 až 3. Při jednotlivých stavech budeme uvažovat, že jsou ustálené, což znamená, že nedochází ke změnám žádného z parametru během jednotlivého stavu kvůli zjednodušení výpočtu. Výpočet se provádí pro všechny stavy právě proto, abychom se ujistili, že za žádných okolností nebude překročena míra netěsnosti při žádném z těchto stavů.

### Uvažované stavy:

- **I=0 Montážní stav:**  $p_0 = 0 \text{ MPa}$   
 $t_0 = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_0 = 293,15 \text{ K}$

Tento zatěžovací stav je po kompletní montáži spoje s dotažením matic svorníků na předepsanou velikost prodloužení svorníků.

- **I=1 Nominální stav:**  $p_1 = 12,26 \text{ MPa}$   
 $t_1 = 297^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 570,15 \text{ K}$

Tyto parametry média odpovídají stavu nominálního provozu PG.

- **I=2 Těsnostní zkouška:**  $p_2 = 13,72 \text{ MPa}$   
 $t_2 = 120^\circ\text{C} \Rightarrow T_2 = 393,15 \text{ K}$

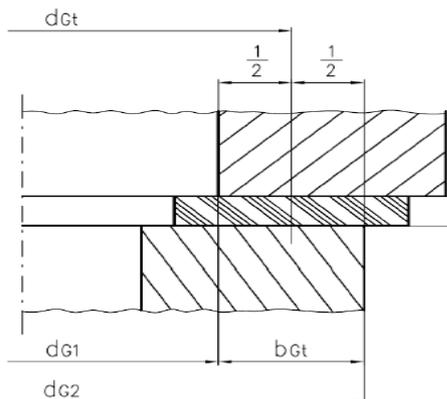
Stav, kdy jsou parametry v primárním okruhu nastaveny na zkoušku těsnosti této smyčky.

- **I=3 Pevnostní zkouška:**  $p_3 = 16,34\text{MPa}$   
 $t_3 = 120^\circ\text{C} \Rightarrow T_3 = 393,15\text{K}$

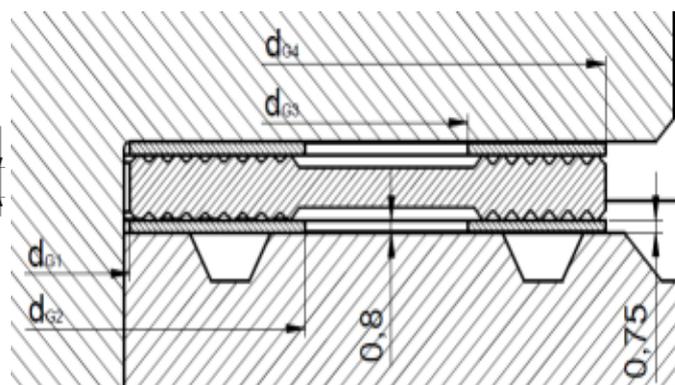
Maximální mezní stav, při kterém je ještě zaručena předepsaná třída těsnosti. Bývá také často označován jako výpočtový stav. [5]

## 5.1 VÝPOČTOVÉ HODNOTY TĚSNĚNÍ

Norma v určování rozměrů a ve výpočtu nezahrnuje řešení přímo pro náš případ, a tak musíme rozměry a výpočet těsnění upravit. Průměry těsnění se po konzultaci s výrobcem těsnění musí upravit o 1,5 mm, kvůli funkční části těsnění, která je posunuta až na zub těsnění. Parametry hřebenového těsnění jsou zřejmé z obr. 5.2.



Obr. 5.1 Schéma těsnění dle normy



Obr. 5.2 Skutečné schéma těsnění

Vnitřní průměr stykové plochy primárního těsnění:

$$d_{G1} = 481\text{mm} + 1,5\text{mm} = 482,5\text{mm}$$

Vnější průměr stykové plochy primárního těsnění:

$$d_{G2} = 508\text{mm} - 1,5\text{mm} = 506,5\text{mm}$$

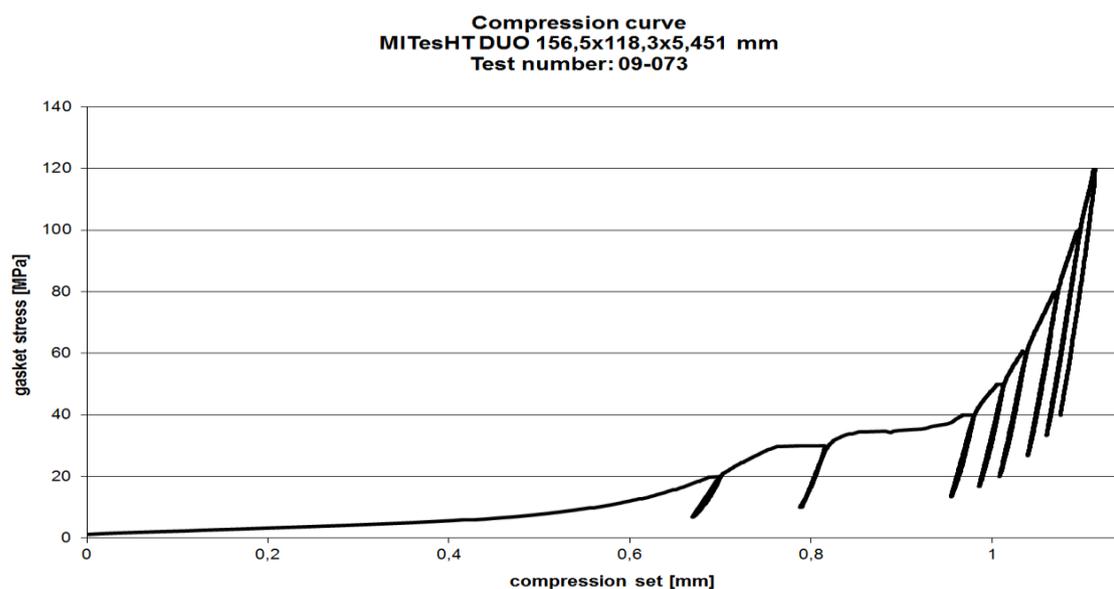
Vnitřní průměr stykové plochy sekundárního těsnění:

$$d_{G3} = 536\text{mm} + 1,5\text{mm} = 537,5\text{mm}$$

Vnější průměr stykové plochy sekundárního těsnění:

$$d_{G4} = 557\text{mm} - 1,5\text{mm} = 555,5\text{mm}$$

Tloušťka primárního těsnění při montážním tlaku je odečtena z grafu 5.1:

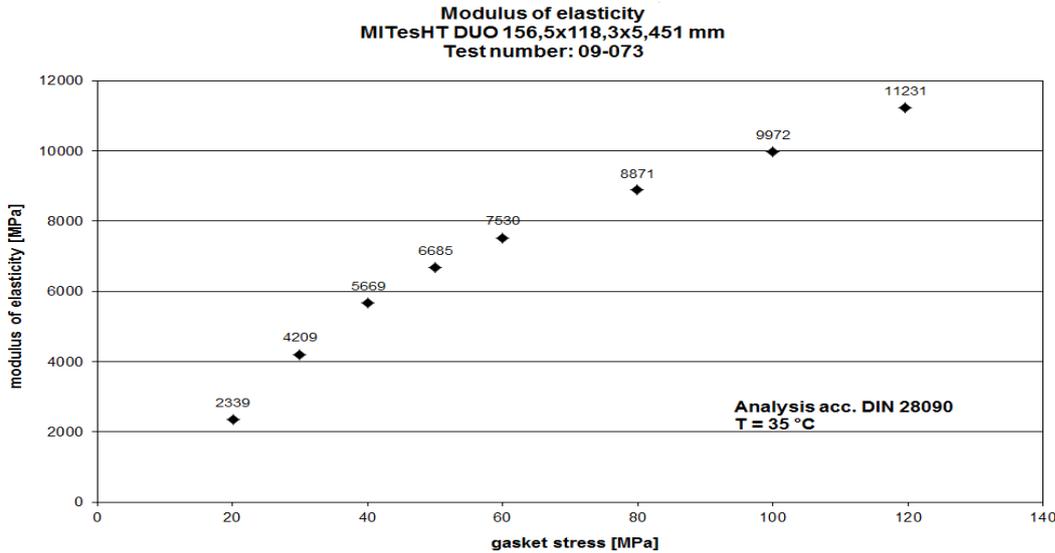


Graf 5.1 Stlačovací a odlehčovací křivka grafitových příložek na těsnění

Při tlaku 120 MPa stlačení těsnění o 1,1mm:  $e_G = 5,7mm - 1,1mm = 4,6mm$

**Modul pružnosti těsnění  $E_{G0}$ :**

Modul pružnosti těsnění  $E_{G0}$  byl stanoven z grafu 5.2, který byl poskytnut konzultantem z firmy MICo. Hodnota tlaku v těsnění je zvolena po domluvě s vedoucím práce na  $Q_A = 120MPa$ , protože v grafu, který byl poskytnut pro výpočet, je to největší známá hodnota.

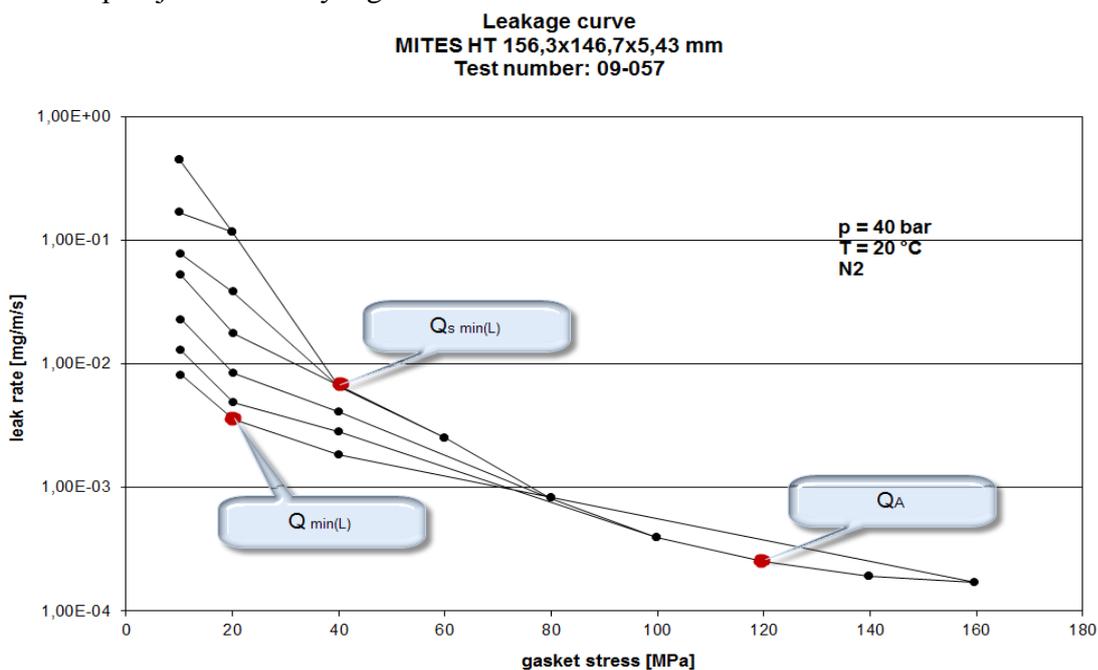


Graf 5.2 Moduly pružnosti těsnění

Modul pružnosti těsnění je pro tlak  $Q_A = 120MPa$  roven:  $E_{GI} = 11231MPa$

**Těsnící tlaky:**

Podmínka třídy netěsnosti  $L$  musí být splněna při daných hodnotách napětí v těsnění. Tento případ norma uvádí jako nejpřísnější třídu netěsnosti ( $L \leq 0,01mg / ms$ ). Jednotlivé hodnoty velikostí napětí jsou odečteny z grafu 5.3.



Graf 5.3 Velikost napětí při různých třídách netěsností

Minimální dovolené tlakové napětí v těsnění:	$Q_{\min(L)} = 40MPa$
Předpokládané napětí na těsnění:	$Q_A = 120MPa$
Minimální dovolené tlakové napětí v těsnění po odlehčení $Q_A$ :	$Q_{S\min(L)} = 20MPa$
Maximální dovolené tlakové napětí v těsnění:	$Q_{\max} = 500MPa$

Hodnota maximálního dovoleného tlakového napětí v těsnění  $Q_{\max}$  pro hřebenové těsnění MITes HT<sup>®</sup> v obecném případě převyšuje hodnotu 600MPa, pro konkrétní řešení těsnění na kolektoru PG je podle dat firmy MICO, spol. s.r.o. hodnota ověřena, že je ještě při této hodnotě zajištěna těsnost. Správný zápis tedy hodnoty maximálního dovoleného tlakového napětí v těsnění je  $Q_{\max} > 500MPa$ . Tohoto tlaku však v reálném případě nebude nikdy dosaženo, proto pro daný výpočet bude tedy hodnota maximálního napětí v těsnění uvažována jako rovna 500MPa z důvodu bezpečnostní rezervy.

#### Součinitel teplotní roztažnosti přírub:

Vzhledem k tomu, že materiál těsnění není homogenní, ale skládá se z ocelového hřebínku a grafitové vrstvy, bylo by zjištění přesné hodnoty součinitele teplotní roztažnosti značně problematické. Objemově v těsnění zabírá většinu ocelový hřebínek a grafitové těsnění pouze malou část, proto je pro zjednodušení jako hodnota teplotního součinitele roztažnosti pro těsnění použita hodnota materiálu ocelového hřebínku.

$$\alpha_{G1} = 17,4 \cdot 10^{-6} K^{-1} \text{ pro } t_1 = 297^\circ C$$

$$\alpha_{G2} = \alpha_{G3} = 17,84 \cdot 10^{-6} K^{-1} \text{ pro } t_2 = t_3 = 120^\circ C$$

## 5.2 VÝPOČTOVÉ ROZMĚRY PŘÍRUBOVÉHO SPOJE

Rozdělení přírub je provedeno dle normy:

- **Víko:** Zaslepovací příruba
- **Příruba tělesa kolektoru:** Příruba s krkem pro přivaření k válcovým skořepinám

Pro přehlednou orientaci se rozměry a výpočty týkající se kolektoru vyznačují vlnovkou nad počítanou nebo vztahující se hodnotou.

#### Moduly pružnosti přírub (08Ch18N10T):

$$E_{F0} = \tilde{E}_{F0} = 205 \cdot 10^3 MPa \text{ pro } t_0 = 20^\circ C$$

$$E_{F1} = \tilde{E}_{F1} = 180 \cdot 10^3 MPa \text{ pro } t_1 = 297^\circ C$$

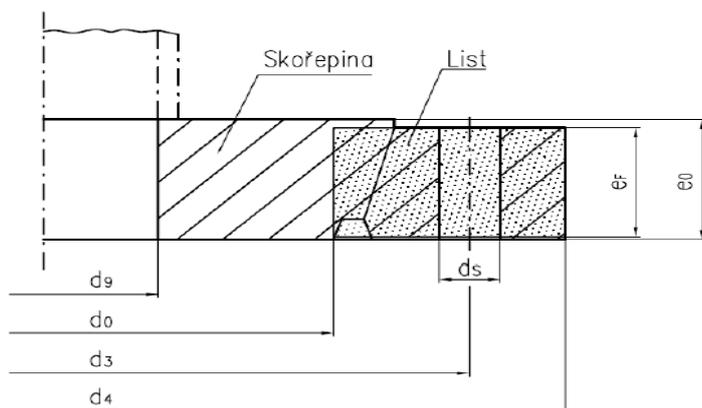
$$E_{F2} = E_{F3} = \tilde{E}_{F2} = \tilde{E}_{F3} = 198 \cdot 10^3 MPa \text{ pro } t_2 = t_3 = 120^\circ C$$

#### Součinitel teplotní roztažnosti přírub:

$$\alpha_{F1} = \tilde{\alpha}_{F1} = 17,4 \cdot 10^{-6} K^{-1} \text{ pro } t_1 = 297^\circ C$$

$$\alpha_{F2} = \alpha_{F3} = \tilde{\alpha}_{F2} = \tilde{\alpha}_{F3} = 16,68 \cdot 10^{-6} K^{-1} \text{ pro } t_2 = t_3 = 120^\circ C$$

### 5.2.1 ROZMĚRY ZASLEPOVACÍ PŘÍRUBY - VÍKA



Tato příruba je dle normy charakterizována jako typ zaslepovací s vnitřním otvorem viz obr. 5.3. V našem případě však žádný otvor víko nemá, a proto ho nebudeme brát v dalších výpočtových postupech ohled.

**Obr. 5.3** Popisné schéma zaslepovací příruby

Vnitřní průměr listu příruby:

$$d_0 = 490,6\text{mm}$$

Skutečný roztečný průměr příruby:

$$d_3 = 620\text{mm}$$

Vnější průměr příruby:

$$d_4 = 700\text{mm}$$

Průměr otvoru pro závrtný šroub:

$$d_5 = 52\text{mm}$$

Průměr středového otvoru v zaslepovací přírubě:

$$d_9 = 0\text{mm}$$

Tloušťka stěny zaslepovací příruby:

$$e_0 = 148\text{mm}$$

### 5.2.2 ROZMĚRY PŘÍRUBY S KRKEM - TĚLESO KOLEKTORU

Spodní příruba kolektoru PG lze dle normy označit jako přírubu s krkem pro přivaření k válcovým skořepinám.

Vnitřní průměr listu příruby:

$$\tilde{d}_0 = 490,6\text{mm}$$

Sřední průměr krku na tenčí straně:

$$\tilde{d}_1 = 618\text{mm}$$

Sřední průměr krku na silnější straně:

$$\tilde{d}_2 = 596\text{mm}$$

Skutečný roztečný průměr příruby:

$$\tilde{d}_3 = 620\text{mm}$$

Vnější průměr příruby:

$$\tilde{d}_4 = 720\text{mm}$$

Průměr otvoru pro závrtný šroub:

$$\tilde{d}_{5t} = 48\text{mm}$$

Délka krku:

$$\tilde{l}_H = 156\text{mm}$$

Účinná osová tloušťka příruby:

$$\tilde{e}_F = \tilde{e}_P = 184\text{mm}$$

Tloušťka listu příruby na průměru  $\tilde{d}_3$ :

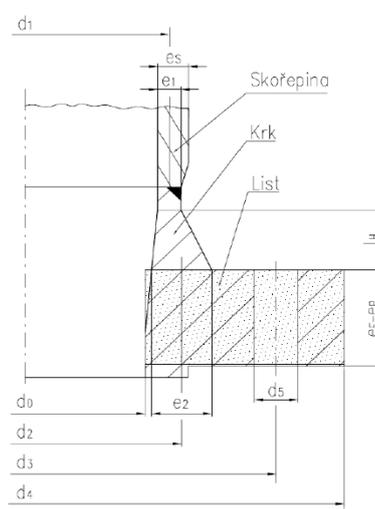
$$\tilde{e}_{Fb} = 184\text{mm}$$

Tloušťka krku na tenkém konci krku:

$$\tilde{e}_1 = 78\text{mm}$$

Tloušťka stěny na silném konci krku:

$$\tilde{e}_2 = 116\text{mm}$$



**Obr. 5.4** Popisné schéma příruby s krkem

### 5.3 VÝPOČTOVÉ HODNOTY SVORNÍKŮ

Počet svorníků:  $n_B = 20$

Jmenovitý průměr svorníku:  $d_{B0} = 48\text{mm}$

Účinný průměr svorníku:  $d_{Be} = 43,31\text{mm}$

Průměr dřívku:  $d_{Bs} = 41\text{mm}$

Dutiny uvnitř dřívku:  $d_{BD} = 10\text{mm}$

Osová délka dřívku:  $l_s = 205\text{mm}$

Účinná délka svorníku:  $l_B = 210\text{mm}$

Efektivní délka svorníku:

$$l_e = l_B - l_s = 210\text{mm} - 205\text{mm} = 5\text{mm}$$

**Moduly pružnosti svorníků (CHN35VT-VD):**

$$E_{B0} = 205 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_0 = 20^\circ\text{C}$$

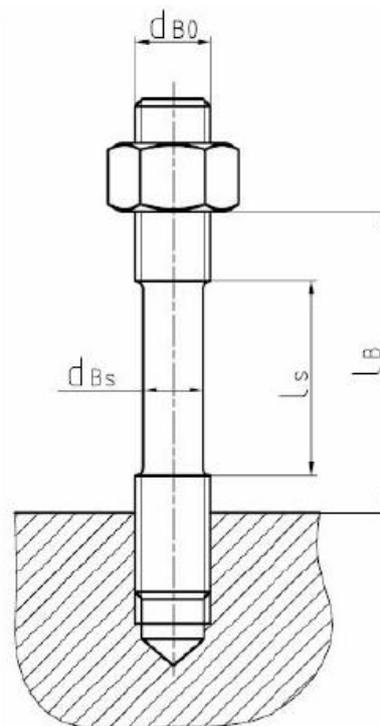
$$E_{B1} = 180 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_1 = 297^\circ\text{C}$$

$$E_{B2} = E_{B3} = 198 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$

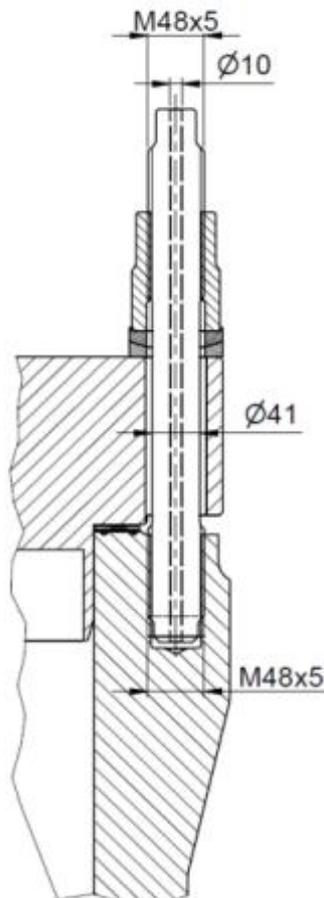
**Součinitel teplotní roztažnosti svorníků:**

$$\alpha_{B1} = 17,4 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_1 = 297^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{B2} = \alpha_{B3} = 16,68 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$



Obr. 5.5 Popisné schéma svorníku



Obr. 5.6 Skutečné schéma svorníku

## 5.4 VÝPOČTOVÉ PARAMETRY

Parametry stanovené v této kapitole jsou hodnoty tuhosti a účinné rozměry a plochy průřezů

### 5.4.1. PŘÍRUBOVÝ LIST

- **Zaslepovací příruba**

Vzdálenost mezi svorníky:

$$p_B = \frac{\pi \cdot d_3}{n_B} = \frac{\pi \cdot 620\text{mm}}{20} = 97,389\text{mm}$$

Účinný průměr otvorů pro svorník:

$$d_{5e} = d_5 \cdot \sqrt{\frac{d_5}{p_B}} = 52 \cdot \sqrt{\frac{52}{97,39}} = 38\text{mm}$$

Účinný roztečný průměr otvorů:

$$d_{3e} = d_3 \cdot \left(1 - \frac{2}{n_B^2}\right) = 620\text{mm} \cdot \left(1 - \frac{2}{20^2}\right) = 616,9\text{mm}$$

- **Příruba s krkem**

Vzdálenost mezi svorníky:

$$\tilde{p}_B = p_B = 97,389\text{mm}$$

Průměr závrtných otvorů pro svorníky:

$$\tilde{d}_5 = \tilde{d}_{5t} \cdot \frac{\tilde{l}_5}{\tilde{e}_{Fb}} = 48\text{mm} \cdot \frac{100\text{mm}}{184\text{mm}} = 26,1\text{mm}$$

Účinný průměr otvorů pro svorník:

$$\tilde{d}_{5e} = \tilde{d}_5 \cdot \sqrt{\frac{\tilde{d}_5}{\tilde{p}_B}} = 26,1\text{mm} \cdot \sqrt{\frac{26,1\text{mm}}{97,39\text{mm}}} = 13,5\text{mm}$$

Účinný roztečný průměr otvorů:

$$\tilde{d}_{3e} = d_{3e} = 616,9\text{mm}$$

**Účinné rozměry listu příruby:**

Účinné rozměry jsou dány z parametrů jednotlivých přírub.

- **Zaslepovací příruba**

Účinná šířka příruby:

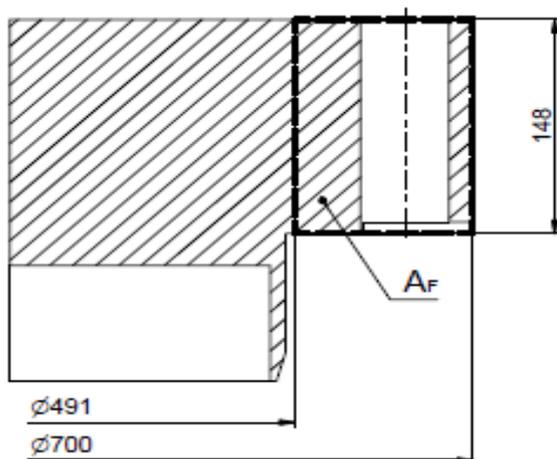
$$b_F = \frac{d_4 - d_0}{2} - d_{5e} = \frac{700\text{mm} - 491\text{mm}}{2} - 38\text{mm} = 66,5\text{mm}$$

Střední průměr příruby:

$$d_F = \frac{d_4 + d_0}{2} = \frac{700\text{mm} + 491\text{mm}}{2} = 595,5\text{mm}$$

Účinná celková plocha průřezu listu příruby:

Celkové účinné plochy  $A_F$  a  $\tilde{A}_F$  jsou upraveny dle konkrétní geometrie v osovém průřezu přírub. Stanovené účinné plochy mají obě příruby obdélníkového tvaru včetně otvorů pro svorníky, které jsou znázorněny na obr. 5.6 a obr. 5.7.



Obr. 5.7 Účinná celková plocha listu příruby víka

$$A_F = \frac{d_4 - d_0}{2} \cdot e_F = \frac{700\text{mm} - 491\text{mm}}{2} \cdot 148\text{mm} = 15466\text{mm}^2$$

Účinná osová tloušťka příruby:

$$e_F = \frac{2 \cdot A_F}{d_4 - d_0} = \frac{2 \cdot 15466\text{mm}^2}{700\text{mm} - 491\text{mm}} = 148\text{mm}$$

#### ▪ Příruba s krkem

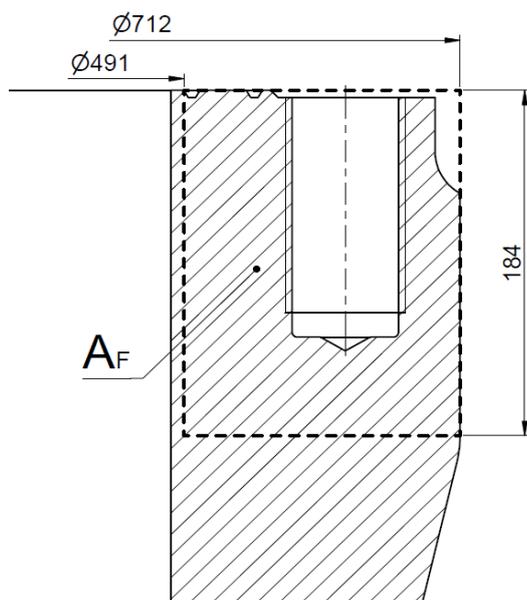
Účinná šířka příruby:

$$\tilde{b}_F = \frac{\tilde{d}_4 - \tilde{d}_0}{2} - \tilde{d}_{5e} = \frac{712\text{mm} - 491\text{mm}}{2} - 13,5\text{mm} = 97\text{mm}$$

Střední průměr příruby:

$$\tilde{d}_F = \frac{\tilde{d}_4 + \tilde{d}_0}{2} = \frac{712\text{mm} + 491\text{mm}}{2} = 601,5\text{mm}$$

Účinná celková plocha průřezu listu příruby:



Obr. 5.8 Účinná celková plocha krku kolektoru

$$\tilde{A}_F = \frac{\tilde{d}_4 - \tilde{d}_0}{2} \cdot \tilde{e}_F = \frac{712\text{mm} - 491\text{mm}}{2} \cdot 184\text{mm} = 20332\text{mm}^2$$

Účinná osová tloušťka příruby:

$$\tilde{e}_F = \frac{2 \cdot \tilde{A}_F}{\tilde{d}_4 - \tilde{d}_0} = \frac{2 \cdot 20332\text{mm}^2}{712\text{mm} - 491\text{mm}} = 184\text{mm}$$

## 5.4.2 PŘIJOJENÁ SKOŘEPINA

### ▪ Zaslepovací příruba

U zaslepovací příruby se používají následující účinné rozměry, které platí nezávisle na její konstrukci.

Tloušťka stěny ekvivalentní přípojné skořepiny:  $e_E = 0\text{mm}$

Střední průměr přípojné skořepiny:  $d_E = d_0 = 491\text{mm}$

### ▪ Příruba s krkem

Tloušťka stěny ekvivalentní přípojné skořepiny:

$$\beta = \frac{\tilde{e}_2}{\tilde{e}_1} = \frac{116\text{mm}}{78\text{mm}} = 1,487$$

$$\tilde{e}_E = \tilde{e}_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \cdot \tilde{l}_H}{\frac{\beta}{3} \sqrt{\tilde{d}_1 \cdot \tilde{e}_1} + \tilde{l}_H} \right\} = 78\text{mm} \cdot \left\{ 1 + \frac{(1,487 - 1) \cdot 156\text{mm}}{\frac{1,487}{3} \sqrt{634\text{mm} \cdot 78\text{mm}} + 156\text{mm}} \right\} = 100,266\text{mm}$$

Střední průměr přípojné skořepiny:

$$\begin{aligned}\tilde{d}_E &= \frac{\left\{ \min(\tilde{d}_1 - \tilde{e}_1 + \tilde{e}_E; \tilde{d}_2 + \tilde{e}_2 - \tilde{e}_E) + \max(\tilde{d}_1 + \tilde{e}_1 - \tilde{e}_E; \tilde{d}_2 - \tilde{e}_2 + \tilde{e}_E) \right\}}{2} = \\ &= \frac{\left\{ \min(656,266; 611,734) + \max(611,734; 580,266) \right\}}{2} = \frac{611,734\text{mm} + 611,734\text{mm}}{2} = 611,734\text{mm}\end{aligned}$$

### 5.4.3 PARAMETRY TĚSNĚNÍ

#### ▪ Teoretické rozměry těsnění

Teoretická šířka primárního těsnění:

$$b_{GII} = \frac{d_{G2} - d_{G1}}{2} = \frac{506,5\text{mm} - 482,5\text{mm}}{2} = 12\text{mm}$$

Teoretický průměr primárního těsnění:

$$d_{GII} = \frac{d_{G2} + d_{G1}}{2} = \frac{506,5\text{mm} + 482,5\text{mm}}{2} = 494,5\text{mm}$$

Teoretická těsnění plocha primárního těsnění:

$$A_{GII} = \pi \cdot d_{GII} \cdot b_{GII} = \pi \cdot 494,5\text{mm} \cdot 12\text{mm} = 18642,211\text{mm}^2$$

Teoretická šířka sekundárního těsnění:

$$b_{GI} = \frac{d_{G4} - d_{G3}}{2} = \frac{555,5\text{mm} - 537,5\text{mm}}{2} = 9\text{mm}$$

Teoretický průměr sekundárního těsnění:

$$d_{GI} = \frac{d_{G4} + d_{G3}}{2} = \frac{555,5\text{mm} + 537,5\text{mm}}{2} = 546,5\text{mm}$$

Teoretická těsnění plocha primárního těsnění:

$$A_{GI} = \pi \cdot d_{GI} \cdot b_{GI} = \pi \cdot 546,5\text{mm} \cdot 9\text{mm} = 15451,924\text{mm}^2$$

Dále ve výpočtu za veličiny  $d_{Gt}, d_{Ge}$  uvažovány rozměry primárního těsnění kvůli konzervativnímu přístupu k výpočtu, a protože primární těsnění bereme jako stěžejní pro těsnost spoje.

Celková teoretická účinná šířka těsnění:

$$b_{Gt} = b_{GII} + b_{GI} = 12\text{mm} + 9\text{mm} = 21\text{mm}$$

Celková teoretická účinná těsnění plocha:

$$A_{Gt} = A_{GII} + A_{GI} = 18642,221\text{mm}^2 + 15451,924\text{mm}^2 = 34094,134\text{mm}^2$$

- **Účinné rozměry těsnění**

Účinná šířka těsnění:  $b_{Ge} = \min \{b_{Gi}; b_{Gt}\}$

Ploché těsnění z měkkého materiálu můžeme v tomto případě zjednodušit a uvažovat pro první přiblížení:  $b_{Gi} = b_{Gt}$

a proto i platí:  $b_{Gt} = b_{Ge}$ ;  $d_{Gt} = d_{Ge}$

Pak celková účinná těsněná plocha:

$$A_{Ge} = A_{Gt} = 34094,134 \text{ mm}^2$$

#### 5.4.4 RAMENA MOMENTŮ

- **Zaslepovací příruba**

Opravné koeficienty:  $e_E = 0$  ;  $d_E = d_0 = 491 \text{ mm}$

$$h_p = \frac{(d_{Gt} - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Gt} - d_E) + 2 \cdot e_p^2 \cdot d_F}{6 d_{Gt}^2} =$$

$$= \frac{(494,5 \text{ mm} - 491 \text{ mm})^2 \cdot (2 \cdot 494,5 \text{ mm} - 491 \text{ mm}) + 2 \cdot 0^2 \cdot 595,5 \text{ mm}}{6 (494,5 \text{ mm})^2} = 0,012 \text{ mm}$$

$$h_G = \frac{d_{3e} - d_{Gt}}{2} = \frac{616,9 \text{ mm} - 494,5 \text{ mm}}{2} = 61,2 \text{ mm}$$

$$h_H = \frac{d_{3e} - d_E}{2} = \frac{616,9 \text{ mm} - 491 \text{ mm}}{2} = 62,95 \text{ mm}$$

$$h_L = 0$$

- **Příruba s krkem**

Opravné koeficienty:  $\tilde{e}_p = \tilde{e}_f = 184 \text{ mm}$

$$\tilde{h}_p = \frac{(\tilde{d}_{Gt} - \tilde{d}_E)^2 \cdot (2 \cdot \tilde{d}_{Gt} - \tilde{d}_E) + 2 \cdot \tilde{e}_p^2 \cdot \tilde{d}_F}{6 \tilde{d}_{Gt}^2} =$$

$$= \frac{(494,5 \text{ mm} - 611,734 \text{ mm})^2 \cdot (2 \cdot 494,5 \text{ mm} - 611,734 \text{ mm}) + 2 \cdot (184 \text{ mm})^2 \cdot 601,5 \text{ mm}}{6 (494,5 \text{ mm})^2} = 181,554 \text{ mm}$$

$$\tilde{h}_G = \frac{\tilde{d}_{3e} - \tilde{d}_{Gt}}{2} = \frac{616,9mm - 494,5mm}{2} = 61,2mm$$

$$\tilde{h}_H = \frac{\tilde{d}_{3e} - \tilde{d}_E}{2} = \frac{616,9mm - 611,734mm}{2} = 2,583mm$$

$$\tilde{h}_L = 0mm$$

### 5.4.5 ELASTICKÉ PARAMETRY PŘÍRUBY

#### ▪ Zaslepovací příruba

Poměr průměrů:  $d_E = d_0 = 491mm$

$$\rho = \frac{d_9}{d_E} = \frac{0mm}{491mm} = 0$$

Opravy ramen momentů:

$$\begin{aligned} h_Q &= \frac{d_E}{8} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{0,7 + 1,3 \cdot \rho^2} \cdot \left( \frac{d_E}{d_{Gt}} \right)^2 = \\ &= \frac{491mm}{8} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{0,7 + 1,3 \cdot 0^2} \cdot \left( \frac{491mm}{494,5mm} \right)^2 = 60,509mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_R &= \frac{d_E}{4} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{(0,7 + 1,3 \cdot \rho^2) \cdot (1 + \rho^2)} = \\ &= \frac{491mm}{4} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{(0,7 + 1,3 \cdot 0^2) \cdot (1 + 0^2)} = 122,75mm \end{aligned}$$

Točivý modul pružnosti příruby:  $e_F = e_0 = 148mm$

$$\begin{aligned} Z_F &= \frac{3 \cdot d_F}{\pi \cdot \left[ b_F \cdot e_F^3 + d_F \cdot e_0^3 \cdot \frac{1 - \rho^2}{1,4 + 2,6 \cdot \rho^2} \right]} = \\ &= \frac{3 \cdot 595,5mm}{\pi \cdot \left[ 66,5mm \cdot (148mm)^3 + 595,5mm \cdot (148mm)^3 \cdot \frac{1 - 0^2}{1,4 + 2,6 \cdot 0^2} \right]} = 3,566 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \end{aligned}$$

$$Z_L = 0$$

#### ▪ Příruba s krkem

Opravy ramen momentů:

$$\gamma = \frac{\tilde{e}_E \cdot \tilde{d}_F}{\tilde{b}_F \cdot \tilde{d}_E \cdot \cos \varphi_S} = \frac{100,266mm \cdot 601,5mm}{97mm \cdot 491mm \cdot \cos 0^\circ} = 1,016$$

$$g = \frac{0,55 \cdot \cos \varphi_S \sqrt{\tilde{d}_E \cdot \tilde{e}_E}}{\tilde{e}_F} = \frac{0,55 \cdot \cos 0^\circ \sqrt{491 \text{mm} \cdot 100,266 \text{mm}}}{184 \text{mm}} = 0,74$$

Je-li  $e_P = e_F$ , je  $e_Q = 0$

$$\lambda = \frac{1 - \tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} = \frac{\tilde{e}_Q}{\tilde{e}_F} = \frac{0 \text{mm}}{184 \text{mm}} = 0$$

$$\begin{aligned} \tilde{c}_F &= \frac{1 + \gamma \cdot g}{1 + \gamma \cdot g \cdot [4(1 - 3 \cdot \lambda + 3 \cdot \lambda^2) + 6(1 - 2 \cdot \lambda) \cdot g + 6 \cdot g^2] + 3 \cdot \gamma^2 \cdot g^4} = \\ &= \frac{1 + 1,016 \cdot 0,74}{1 + 1,016 \cdot 0,74 \cdot [4(1 - 3 \cdot 0 + 3 \cdot 0^2) + 6(1 - 2 \cdot 0) \cdot 0,74 + 6 \cdot 0,74^2] + 3 \cdot 1,016^2 \cdot 0,74^4} = 0,163 \end{aligned}$$

$$\tilde{h}_S = 1,1 \cdot \tilde{e}_F \cdot \sqrt{\frac{\tilde{e}_E}{\tilde{d}_E}} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \lambda + g}{1 + \gamma \cdot g} = 1,1 \cdot 184 \text{mm} \cdot \sqrt{\frac{100,266 \text{mm}}{611,734 \text{mm}}} \cdot \frac{1 - 2 \cdot 0 + 0,74}{1 + 1,016 \cdot 0,74} = 81,375 \text{mm}$$

$$\tilde{h}_T = \tilde{e}_F \cdot \frac{1 - 2 \cdot \lambda + \gamma \cdot g^2}{1 + \gamma \cdot g} = 184 \text{mm} \cdot \frac{1 - 2 \cdot 0 + 1,016 \cdot 0,74^2}{1 + 1,016 \cdot 0,74} = 46,513 \text{mm}$$

$$k_Q = \frac{0,85}{\cos \varphi_S} = \frac{0,85}{\cos 0^\circ} = 0,85$$

$$k_R = \frac{-0,15}{\cos \varphi_S} = \frac{-0,15}{\cos 0^\circ} = -0,15$$

$$\begin{aligned} \tilde{h}_Q &= \left[ h_S \cdot k_Q + h_T \left( 2 \cdot d_F \cdot \frac{e_P}{d_E^2} - 0,5 \tan \varphi_S \right) \right] \cdot \left( \frac{d_E}{d_{Gt}} \right)^2 = \\ &= \left[ 81,375 \text{mm} \cdot 0,85 + 46,513 \text{mm} \left( 2 \cdot 601,5 \text{mm} \cdot \frac{184 \text{mm}}{(491 \text{mm})^2} - 0,5 \tan 0^\circ \right) \right] \cdot \left( \frac{611,734 \text{mm}}{494,5 \text{mm}} \right)^2 = \\ &= 148,436 \text{mm} \end{aligned}$$

$$\tilde{h}_R = \tilde{h}_S \cdot k_R - \tilde{h}_T \cdot 0,5 \tan \varphi_S = 81,375 \text{mm} \cdot (-0,15) - 46,513 \text{mm} \cdot 0,5 \tan 0^\circ = -12,206 \text{mm}$$

Točivý modul pružnosti příruby:

$$\tilde{Z}_F = \frac{3 \cdot \tilde{d}_F \cdot \tilde{c}_F}{\pi \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^3} = \frac{3 \cdot 601,5 \text{mm} \cdot 0,163}{\pi \cdot 97 \text{mm} \cdot (184 \text{mm})^3} = 1,549 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3}$$

$$\tilde{Z}_L = 0$$

### 5.4.6 PARAMETRY SVORNÍKŮ

Účinná plocha průřezu svorníku:

$$A_B = \{\min(d_{Be}; d_{Bs})\}^2 \cdot n_B \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$d_{Be} = 43,31\text{mm} > d_{Bs} = 41\text{mm}$$

$$A_B = (d_{Bs}^2 - d_{BD}^2) \cdot n_B \cdot \frac{\pi}{4} = [(41\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2] \cdot 20 \cdot \frac{\pi}{4} = 24834,29\text{mm}^2$$

Osový modul pružnosti pro svorníky:

$$X_B = \frac{4}{\pi \cdot n_B} \cdot \left( \frac{l_s}{(d_{Bs}^2 - d_{BD}^2)} + \frac{l_e}{(d_{Be}^2 - d_{BD}^2)} + \frac{0,8}{d_{B0}} \right) =$$

$$= \frac{4}{\pi \cdot 20} \cdot \left( \frac{205\text{mm}}{[(41\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2]} + \frac{5\text{mm}}{[(43,31\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2]} + \frac{0,8}{10\text{mm}} \right) = 0,0095\text{mm}^{-1}$$

### 5.4.7 STANOVENÍ MINIMÁLNÍ SÍLY PRO MONTÁŽ

V této fázi výpočtu byla odhadnuta minimální těsnící síla  $F_{G0}$  pomocí mezních tlaků působících na těsnění. V pozdějších výpočtech se velikost této těsnící síly více zpřesní v případě, že nebude vyhovovat.

$$Q_{poč} = Q_A = 120\text{MPa}$$

$$F_{G0} = A_{Ge} \cdot Q_A = 34094,134\text{m}^2 \cdot 120\text{MPa} = 4091,3\text{kN}$$

Rameno působící síly:

$$h_{G0} = \frac{d_{3e} - d_{Gt}}{2} = \frac{616,9\text{mm} - 494,5\text{mm}}{2} = 61,2\text{mm}$$

Osový modul pružnosti těsnění:

Pro zjednodušení výpočtu osového modulu pružnosti těsnění se sekundární těsnění o nepatrně menší šířce neuvažuje. Hodnoty jsou dosazeny proto jen pro primární těsnění.

$$X_G = \frac{e_G}{A_{Gt}} \cdot \frac{b_{Gt} + \frac{e_G}{2}}{b_{Ge} + \frac{e_G}{2}} = \frac{4,6\text{mm}}{34094,134\text{mm}^2} \cdot \frac{21\text{mm} + \frac{4,6\text{mm}}{2}}{21\text{mm} + \frac{4,6\text{mm}}{2}} = 1,511 \cdot 10^{-4}\text{mm}^{-1}$$

## 5.5 VNITŘNÍ SÍLY (VE SPOJI)

### 5.5.1 ZATÍŽENÍ

- **Montážní stav (I=0):**  $p_0 = 0\text{MPa}$ ;  $t_0 = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_0 = 293,15\text{K}$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q0} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (494,5\text{mm})^2 \cdot 0 = 0\text{N}$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R0} = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

- **Nominální stav (I=1):**  $p_1 = 12,26MPa$ ;  $t_1 = 297^\circ C \Rightarrow T_1 = 570,15K$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q1} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (494,5mm)^2 \cdot 12,26MPa = 2354,6kN$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R1} = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**  $p_2 = 13,72MPa$ ;  $t_2 = 120^\circ C \Rightarrow T_2 = 393,15K$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (494,5mm)^2 \cdot 13,72MPa = 2635kN$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R2} = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**  $p_3 = 16,34MPa$ ;  $t_3 = 120^\circ C \Rightarrow T_3 = 393,15K$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q3} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (494,5mm)^2 \cdot 16,34MPa = 3138,2kN$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R3} = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

### 5.5.2 TEPLOTNÍ ZATÍŽENÍ

Tloušťka podložky ke středu dosedací plochy matice:  $e_{pl} = 22,8mm$

Tloušťka příruby na průměru  $d_{Ge}$ :  $e_{Ft} = e_{Fb} + e_{pl} = 148mm + 22,8mm = 170,8mm$

- Rozměr příruby je navýšen o tloušťku podložky  $e_{pl} = 22,8mm$ , při předpokladu, že jejich teplota a teplotní součinitel roztažnosti jsou stejné jako u příruby.

Tloušťka listu druhé příruby  $d_{Ge}$ :  $\tilde{e}_{Ft} = 0mm$

Tloušťka sevřeného spojení:  $l_B = e_{Ft} + e_G + \tilde{e}_{Ft} = 170,8mm + 4,6mm + 0mm = 175,4mm$

Provozní teplota PG VVER 440 je  $297^\circ C$ . Jednotlivé části parogenerátoru mají však ve skutečnosti odlišné teploty z důvodu složitosti a členitosti nádoby. Určení těchto teplot bylo složité a vyžadovalo by provedení reálného měření nádoby za provozu. Pro zjednodušení jsou hodnoty zvoleny stejně jako provozní teploty při jednotlivých stavech.

Osová teplotní roztažnost v axiálním směru:

Pro všechny stavy (I=1,2,3) bude osová teplotní roztažnost v axiálním směru rovna nule, protože teploty i teplotní roztažnosti se pro příruby, šrouby a těsnění v jednotlivých stavech sobě rovnají.

$$\Delta U_I = l_B \cdot \alpha_{Bi} \cdot (T_{Bi} - T_0) - e_{Fi} \cdot \alpha_{Fi} \cdot (T_{Fi} - T_0) - e_G \cdot \alpha_{Gi} \cdot (T_{Gi} - T_0) - \tilde{e}_{Fi} \cdot \tilde{\alpha}_{Fi} \cdot (\tilde{T}_{Fi} - T_0)$$

$$\Delta U_1 = \Delta U_2 = \Delta U_3 = 0 \text{ mm}$$

### 5.5.3 PODDAJNOST SPOJE

Osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k těsnící síle  $F_G$ :

▪ **Montážní stav (I=0):**

$$Y_{G0} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F0}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}} + \frac{X_G}{E_{G0}} = 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \frac{(61,2 \text{ mm})^2}{205000 \text{ MPa}} +$$

$$+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \frac{(61,2 \text{ mm})^2}{205000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{205000 \text{ MPa}} + \frac{1,511 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^{-1}}{11231 \text{ Mpa}} = 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$Y_{G1} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} + \frac{X_G}{E_{G1}} = 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm} \cdot \frac{(61,2 \text{ mm})^2}{180000 \text{ MPa}} +$$

$$+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm} \cdot \frac{(61,2 \text{ mm})^2}{180000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{180000 \text{ MPa}} + \frac{1,511 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^{-1}}{11231 \text{ Mpa}} = 7,688 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$Y_{G2} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} + \frac{X_G}{E_{G2}} = 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \frac{(61,2 \text{ mm})^2}{198000 \text{ MPa}} +$$

$$+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \frac{(61,2 \text{ mm})^2}{198000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}} + \frac{1,511 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^{-1}}{11231 \text{ Mpa}} = 7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$Y_{G3} = Y_{G2} = 7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

Osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k osově síle tlaku tekutiny  $F_Q$ :

▪ **Montážní stav (I=0):**

Vnitřní přetlak tekutiny v tomto stavu je roven 0, proto parametr  $Y_{Q0}$  není vyhodnocen.

- **Nominální stav (I=1):**

$$\begin{aligned}
 Y_{Q1} &= Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P + h_Q}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G \cdot \frac{\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} = \\
 &= 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 61,2 \text{ mm} \cdot \frac{62,95 \text{ mm} - 0,0073 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}}{180000 \text{ MPa}} + \\
 &+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 61,2 \text{ mm} \cdot \frac{2,583 \text{ mm} - 181,554 \text{ mm} + 148,436 \text{ mm}}{180000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{180000 \text{ MPa}} \\
 Y_{Q1} &= 6,609 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}
 \end{aligned}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\begin{aligned}
 Y_{Q2} &= Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P + h_Q}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G \cdot \frac{\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} = \\
 &= 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 61,2 \text{ mm} \cdot \frac{62,95 \text{ mm} - 0,0073 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}} + \\
 &+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 61,2 \text{ mm} \cdot \frac{2,583 \text{ mm} - 181,554 \text{ mm} + 148,436 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}} \\
 Y_{Q2} &= 6,008 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}
 \end{aligned}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$Y_{Q3} = Y_{Q2} = 6,008 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

Osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k vnějšímu přidavnému zatížení  $F_R$  :

Vnější přidavné zatížení  $F_R$  není uvažováno v žádném stavu (I=1,2,3), a proto nejsou parametry  $Y_{Ri}$  vyhodnoceny.

### 5.5.4 MINIMÁLNÍ TĚSNÍČÍ SÍLY

$$F_{G1\min} = \max \left\{ A_{Ge} \cdot Q_{S\min(L)I}; -(F_{Q1} + F_{R1}) \right\}$$

- **Montážní stav (I=0):**

Minimální těsníčí síla:

$$F_{G0\min} = A_{Ge} \cdot Q_{\min(L)} = 34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 40 \text{ MPa} = 1363,8 \text{ kN}$$

Nejnižší utahovací tlak na povrch těsnění při požadované třídě netěsnosti L po snížení podmínky zatížení  $Q_{S\min(L)}$  byl pro výpočet zvolen na hodnotě 20MPa po dohodě s konzultantem z firmy MICo. Hodnota  $Q_{S\min(L)}$  je i pro ostatní zátažné stavy (I=1,2,3) rovna stejné hodnotě.

- **Nominální stav (I=1):**

$$F_{G1\min} = \max \left\{ A_{Ge} \cdot Q_{S\min(L)}; -(F_{Q1} + F_{R1}) \right\}$$

$$A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} = 34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 20 \text{ MPa} = 681,9 \text{ N} \\ - (F_{Q1} + F_{R1}) = -(2354,6 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = -2354,6 \text{ kN} \left. \vphantom{\begin{matrix} A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} \\ - (F_{Q1} + F_{R1}) \end{matrix}} \right\} A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} > -(F_{Q1} + F_{R1})$$

$$F_{G1 \min} = A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} = 34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 20 \text{ MPa} = 681,9 \text{ kN}$$

▪ **Těsnotní zkouška (I=2):**

$$F_{G2 \min} = \max \{ A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} ; -(F_{Q2} + F_{R2}) \}$$

$$A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} = 34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 20 \text{ MPa} = 681,9 \text{ kN} \\ - (F_{Q2} + F_{R2}) = -(2635 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = -2635 \text{ kN} \left. \vphantom{\begin{matrix} A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} \\ - (F_{Q2} + F_{R2}) \end{matrix}} \right\} A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} > -(F_{Q2} + F_{R2})$$

$$F_{G2 \min} = A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} = 34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 20 \text{ MPa} = 681,9 \text{ kN}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{G3 \min} = \max \{ A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} ; -(F_{Q3} + F_{R3}) \}$$

$$A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} = 34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 20 \text{ MPa} = 681,9 \text{ kN} \\ - (F_{Q3} + F_{R3}) = -(3138,2 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = -3138,2 \text{ kN} \left. \vphantom{\begin{matrix} A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} \\ - (F_{Q3} + F_{R3}) \end{matrix}} \right\} A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} > -(F_{Q3} + F_{R3})$$

$$F_{G3 \min} = A_{Ge} \cdot Q_{S \min(L)} = 34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 20 \text{ MPa} = 681,9 \text{ kN}$$

### 5.5.5 VNITŘNÍ SÍLY PŘI MONTÁŽNÍM STAVU

Hodnota minimální těsnící síly  $F_{G1 \min}$  je mezní pro zajištění těsnoti i v následujících stavech. Pro zajištění musí být vyhodnoceny i další síly a podmínky. Z vypočítaných vnitřních sil se pak určí maximální hodnota, která musí být společně s minimální těsnící silou při montáži  $F_{G0 \min}$  nižší než na počátku uvažovaná hodnota těsnící síly  $F_{G0}$ .

$$F_{G\Delta} = \max \{ F_{G\Delta 1} ; F_{G\Delta 2} ; F_{G\Delta 3} \}$$

Po konzultaci byla velikost součinitele tečení  $P_{QRI}$  stanovena rovna 1 pro zjednodušení výpočtů. Její skutečná hodnota se pohybuje těsně pod hodnotou jedné.

$$P_{QR1} = P_{QR2} = P_{QR3} = 1$$

Minimální těsnící síla:

$$F_{G\Delta} = \max_{v_{\text{všechna}} \neq 0} \left\{ \frac{F_{G1 \min} \cdot Y_{G1} + [F_{Q1} \cdot Y_{Q1} + (F_{R1} \cdot Y_{G1} - F_{R0} \cdot Y_{G0}) + \Delta U_I]}{Y_{G0} P_{QRI}} \right\}$$

Pro zjednodušení dosazení, jsou vynechány hodnoty  $F_{R1}$  a  $\Delta U_I$ , protože jsou rovny nule.

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$F_{G\Delta 1} = \frac{F_{G1 \min} \cdot Y_{G1} + F_{Q1} \cdot Y_{Q1}}{Y_{G0} P_{QRI}} = \\ = \frac{681,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 7,688 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 2354,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,609 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1} = 3008,5 \text{ kN}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$F_{G\Delta 2} = \frac{F_{G2\min} \cdot Y_{G2} + F_{Q2} \cdot Y_{Q2}}{Y_{G0} P_{QR1}} =$$

$$= \frac{681,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 2635 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1} = 2990,7 \text{ kN}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{G\Delta 3} = \frac{F_{G3\min} \cdot Y_{G3} + F_{Q3} \cdot Y_{Q3}}{Y_{G0} P_{QR1}} =$$

$$= \frac{681,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 3138,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1} = 3427,9 \text{ kN}$$

$$F_{G\Delta} = \max\{F_{G\Delta 1}; F_{G\Delta 2}; F_{G\Delta 3}\}$$

$$F_{G\Delta} = \max\{3008,5 \text{ kN}; 2990,7 \text{ kN}; 3427,9 \text{ kN}\}$$

$$F_{G\Delta} = F_{G\Delta 3} = 3427,9 \text{ kN}$$

Síla ve šroubech vzhledem k  $F_{G0\min}$ :

$$F_{G0\text{req}} = \max\{F_{G0\min}; F_{G\Delta}\}$$

$$F_{G0\text{req}} = \max\{1363,8 \text{ kN}; 3427,9 \text{ kN}\}$$

$$F_{G0\text{req}} = F_{G\Delta} = 3427,9 \text{ kN}$$

$$F_{B0\text{req}} = F_{G0\text{req}} + F_{R0} = 3427,9 \text{ kN} + 0 \text{ N} = 3427,9 \text{ kN}$$

Zhodnocení dosavadního výpočtu pomocí splnění podmínky, která je nutná pro další výpočet dle normy:

$$F_{G0\text{reg}} \leq F_{G0}$$

$$\left. \begin{array}{l} F_{G0\text{reg}} = 3427,9 \text{ kN} \\ F_{G0} = 4091,3 \text{ kN} \end{array} \right\} 3427,9 \text{ kN} < 4091,3 \text{ kN} \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

Ohled na rozptyl sil ve svornících při montáži:

Při utahování svorníků, a to jakoukoliv metodou, dochází k nepřesnostem. Toto je zohledněno při vyhodnocení rozptylu na jeden svorník. Z přílohy C uvedené v [9] jsou odečteny hodnoty rozptylu  $\varepsilon_{1+}$  a  $\varepsilon_{1-}$  pro jednotlivé svorníky a příslušné metody utahování. Utahování svorníků na námi řešené přírubě se provádí hydraulickým momentovým klíčem současně s měřením prodloužení svorníku.

Rozptyl hydraulického utahování svorníků vztažený na jeden svorník, pak je:

Nad nominální hodnotou  $\varepsilon_{1+} = 0,15$  [-]

Pod nominální hodnotou  $\varepsilon_{1-} = 0,15$  [-]

Rozptyl hydraulického utahování vztažený na všechny svorníky s odhadem systematické chyby vlivem nepřesnosti utahování:

Nad nominální hodnotou:

$$\varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,15 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{20}}}{4} = 0,063$$

Pod nominální hodnotou:

$$\varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,15 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{20}}}{4} = 0,063$$

Vymezení skutečné utahovací síly:

$$F_{B0\min} \leq F_{B0} \leq F_{B0\max}$$

kde platí:

$$F_{B0\min} = F_{B0av} \cdot (1 - \varepsilon_-)$$

$$F_{B0\max} = F_{B0av} \cdot (1 + \varepsilon_+)$$

Nominální utahovací sílu lze použít a pokračovat v dalších krocích výpočtů, pokud je splněna následující podmínka daná normou:

$$F_{B0\min} \geq F_{B0reg}$$

Nominální utahovací síla:

$$F_{B0nom} = \frac{F_{B0reg}}{1 - \varepsilon_-} = \frac{3427,9\text{kN}}{1 - 0,063} = 3657\text{kN}$$

Střední síla ve svornících  $F_{B0av}$  je ekvivalentní nominální utahovací síle ve svornících  $F_{B0nom}$

$$F_{B0nom} = F_{B0av} = 3657\text{kN}$$

Minimální utahovací síla ve svornících:

$$F_{B0\min} = F_{B0av} \cdot (1 - \varepsilon_-) = 3657\text{kN} \cdot (1 - 0,063) = 3427,9\text{kN}$$

Maximální utahovací síla ve svornících:

$$F_{B0\max} = F_{B0av} \cdot (1 + \varepsilon_+) = 3657\text{kN} \cdot (1 + 0,063) = 3886\text{kN}$$

$$F_{G0\max} = F_{B0\max} - F_{R0} = 3886\text{kN} - 0\text{N} = 3886\text{kN}$$

$$F_{B0req} = F_{G0reg} + F_{R0} = 3427,9\text{kN} + 0\text{N} = 3427,9\text{kN}$$

Zhodnocení výpočtu pomocí splnění podmínky, která je nutná pro další výpočet dle normy:

$$F_{B0\min} \geq F_{B0reg}$$

$$\left. \begin{array}{l} F_{B0reg} = 3427,9\text{kN} \\ F_{B0\min} = 3427,9\text{kN} \end{array} \right\} 3427,9\text{kN} = 3427,9\text{kN} \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

Zvolenou sílu  $F_{B0nom}$  lze použít při utahování svorníků.

### 5.5.6 VNITŘNÍ SÍLY V NÁSLEDUJÍCÍCH STAVECH (I=1,2,3)

Pro předejití netěsností, musí těsnicí síla ve všech následných stavech odpovídat přinejmenším požadované minimální hodnotě  $F_{GI\min}$ , která odpovídá těsnicí síle při montáži  $F_{G\Delta}$ . V celé životnosti spoje dochází k několika cyklům montáže a demontáže spoje, kdy může dojít k postupné plastické deformaci. K zamezení těchto deformací se provádí kontrola mezi zatížení přírubového spoje se zaměřením na dovolenou těsnicí sílu  $F_{G0d}$ .

$$F_{G0d} = \max \left\{ F_{G\Delta}; \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0\max} - F_{R0} \right\}$$

Počet montážních a dotahovacích postupů pomocí hydraulického utahováku během životnosti spoje (zvoleno):  $N_R = 5$

$$\left. \begin{aligned} F_{G\Delta} &= 3427,9 \text{ kN} \\ \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0\max} - F_{R0} &= \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{5} \right) \cdot 3886 \text{ kN} - 0 \text{ N} = -2590,8 \text{ kN} \end{aligned} \right\} 3427,9 \text{ kN} > -2590,8 \text{ kN}$$

$$F_{G0d} = F_{G\Delta} = 3427,9 \text{ kN}$$

Následné těsnicí síly na těsnění pro výpočet mezního zatížení:

$$F_{GI} = \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR1} - [F_{Q1} \cdot Y_{Q1} + (F_{R1} \cdot Y_{R1} - F_{R0} \cdot Y_{G0}) + \Delta U_I]}{Y_{GI}}$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$\begin{aligned} F_{G1} &= \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR1} - F_{Q1} \cdot Y_{Q1}}{Y_{G1}} = \\ &= \frac{3427,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1 - 2354,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,609 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,688 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 1059 \text{ kN} \end{aligned}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\begin{aligned} F_{G2} &= \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR2} - F_{Q2} \cdot Y_{Q2}}{Y_{G2}} = \\ &= \frac{3427,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1 - 2635 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 1107 \text{ kN} \end{aligned}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\begin{aligned} F_{G3} &= \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR3} - F_{Q3} \cdot Y_{Q3}}{Y_{G3}} = \\ &= \frac{3427,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1 - 3138,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 681,9 \text{ kN} \end{aligned}$$

Následná síla ve svornících pro výpočet mezního zatížení:

- **Nominální stav (I=1):**

$$F_{B1} = F_{G1} + (F_{Q1} + F_{R1}) = 1059kN + (2354,6kN + 0N) = 3413,7kN$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$F_{B2} = F_{G2} + (F_{Q2} + F_{R2}) = 1107kN + (2635kN + 0N) = 3742kN$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{B3} = F_{G3} + (F_{Q3} + F_{R3}) = 681,9kN + (3138,2kN + 0N) = 3820kN$$

### 5.5.7 KONTROLA DOVOLENÝCH ZATÍŽEN

Podmínka šířky příruby:

Zatížení působící na systém spojení musí ležet v každém čase uvnitř bezpečných mezí. Tyto meze se vyjadřují pomocí stupně využití únosnosti  $\Phi$ . V tomto případě tedy stupně využití únosnosti svorníků  $\Phi_B$ , těsnění  $\Phi_G$  a přírub  $\Phi_F$ . Každý stupeň únosnosti  $\Phi$  musí být obecně dle normy menší nebo rovný 1 pro všechny zatěžující stavy (I=0,1,2,3) v případě, kdy je splněna podmínka šířky příruby  $X \leq 2$ . V případech, kdy daná podmínka není splněna, například u širokých, nebo točivých přírub, platí na velikost stupně únosnosti přísnější požadavky (viz norma ČSN EN 1591-1+A1).

$$X = \frac{\tilde{d}_4}{\tilde{d}_0} = \frac{712mm}{491mm} = 1,45 \leq 2 \Rightarrow \text{PODMÍNKU SPLNĚNA: } \Phi < 1$$

#### 5.5.7.1 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI SVORNÍKŮ

Před stanovením využití svorníku je nutno nejdříve stanovit specifické parametry pro svorníky vztažené na materiál a způsob utahování.

Materiál svorníků je CHN35VT-VD austenitická ocel s těmito parametry:

Pevnost v tahu:  $R_m = 834MPa$  pro  $t_0 = 20^\circ C$   
 $R_m = 755MPa$  pro  $t_1 = 297^\circ C$   
 $R_m = 794MPa$  pro  $t_2 = t_3 = 120^\circ C$

Smluvní mez kluzu:  $R_{p0,2} = 491MPa$  pro  $t_0 = 20^\circ C$   
 $R_{p0,2} = 441MPa$  pro  $t_1 = 297^\circ C$   
 $R_{p0,2} = 456MPa$  pro  $t_2 = t_3 = 120^\circ C$

Pro hydraulické utahovány je krouticí moment zatěžující dřík svorníku pro všechny stavy roven:  $M_{t,BI} = 0$

Jmenovité výpočtové napětí svorníku:

Jmenovité výpočtové napětí svorníků  $f_B$  je rovno maximální přípustné hodnotě napětí ve svornících, kdy nedojde k výrazné plastické deformaci svorníků. Pro výpočet je nutno vycházet z následujícího vztahu.

$$f_B = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\}$$

▪ **Montážní stav (I=0):**

$$f_{B0} = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\} = \min \left\{ \frac{834MPa}{2,6}; \frac{491MPa}{0,15} \right\} = \min \{320,8MPa; 327,3MPa\} = 320,8MPa$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$f_{B1} = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\} = \min \left\{ \frac{755MPa}{2,6}; \frac{441MPa}{0,15} \right\} = \min \{290,4MPa; 294MPa\} = 290,4MPa$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$f_{B2} = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\} = \min \left\{ \frac{794MPa}{2,6}; \frac{456MPa}{0,15} \right\} = \min \{305,4MPa; 304MPa\} = 304MPa$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$f_{B2} = f_{B3} = 304MPa$$

Stupeň využití únosnosti pro svorníky pro stavy I=0,1,2,3:

$$\Phi_{BI} = \frac{1}{f_{BI}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{BI}}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C \cdot \frac{M_{t,BI}}{I_B}\right)^2} \leq 1$$

▪ **Montážní stav (I=0):**

$$\Phi_{B0} = \frac{1}{f_{B0}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B0}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{320,8MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{3657 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,46$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$\Phi_{B1} = \frac{1}{f_{B1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B1}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{290,4MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{3416,7 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,47$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\Phi_{B2} = \frac{1}{f_{B2}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B2}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{304MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{3742 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,50$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\Phi_{B3} = \frac{1}{f_{B3}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B3}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{304MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{3820 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,51$$

$$\Phi_{B_{\max}} = 0,51 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKÁ SPLNĚNA}$$

Nejvyšší dosažená hodnota stupně únosnosti svorníku je při pevnostní zkoušce (I=3) a je menší než maximální povolená mez, a proto zatížení svorníků vyhovuje.

### 5.5.7.2 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI TĚSNĚNÍ

- **Montážní stav (I=0):**

$$\Phi_{G0} = \frac{F_{G0}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{4091,3 \cdot 10^3 N}{34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 500 \text{ MPa}} = 0,24$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$\Phi_{G1} = \frac{F_{G1}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{1059 \cdot 10^3 N}{34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 500 \text{ MPa}} = 0,062$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\Phi_{G2} = \frac{F_{G2}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{1107 \cdot 10^3 N}{34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 500 \text{ MPa}} = 0,065$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\Phi_{G3} = \frac{F_{G3}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{681,9 \cdot 10^3 N}{34094,134 \text{ mm}^2 \cdot 500 \text{ MPa}} = 0,04$$

$$\Phi_{G_{\max}} = 0,24 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

Nejvyšší dosažená hodnota stupně únosnosti těsnění je ve stavu montáže (I=0) a je menší než maximální povolená mez, a proto zatížení těsnění vyhovuje.

### 5.5.7.3 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI ZASLEPOVACÍ PŘÍRUBY

Před stanovením využití zaslepovací příruby je nutno nejdříve stanovit specifické parametry pro přírubu vztažené na materiál.

Materiál příruby je 08CH18N10T s těmito parametry:

Pevnost v tahu:  $R_m = 510 \text{ MPa}$  pro  $t_0 = 20^\circ \text{C}$   
 $R_m = 412 \text{ MPa}$  pro  $t_1 = 297^\circ \text{C}$   
 $R_m = 451 \text{ MPa}$  pro  $t_2 = t_3 = 120^\circ \text{C}$

Smluvní mez kluzu:  $R_{p0,2} = 216 \text{ MPa}$  pro  $t_0 = 20^\circ \text{C}$   
 $R_{p0,2} = 177 \text{ MPa}$  pro  $t_1 = 297^\circ \text{C}$   
 $R_{p0,2} = 201 \text{ MPa}$  pro  $t_2 = t_3 = 120^\circ \text{C}$

Jmenovité výpočtové napětí zaslepovací příruby:

Jmenovité výpočtové napětí zaslepovací příruby  $f_F$  je rovno maximální přípustné hodnotě napětí v zaslepovací přírubě, kdy nedojde k výrazné plastické deformaci příruby. Pro výpočet je nutno vycházet z následujícího vztahu.

$$f_F = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\}$$

- **Montážní stav (I=0):**

$$f_{F0} = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\} = \min \left\{ \frac{510MPa}{2,6}; \frac{216MPa}{0,15} \right\} = \min \{196MPa, 144MPa\} = 144MPa$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$f_{F1} = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\} = \min \left\{ \frac{412MPa}{2,6}; \frac{177MPa}{0,15} \right\} = \min \{158MPa, 118MPa\} = 118MPa$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$f_{F2} = \min \left\{ \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{p0,2}}{0,15} \right\} = \min \left\{ \frac{451MPa}{2,6}; \frac{201MPa}{0,15} \right\} = \min \{173MPa, 134MPa\} = 134MPa$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$f_{F2} = f_{F3} = 134MPa$$

Modul průřezu zaslepovací příruby:

$$W_{FI} = \frac{\pi}{4} \cdot f_{FI} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2], \text{ kde } \rho = 0$$

- **Montážní stav (I=0):**

$$W_{F0} = \frac{\pi}{4} \cdot f_{F0} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2] = \frac{\pi}{4} \cdot 144MPa \cdot [2 \cdot 66,5mm \cdot (148mm)^2] = 1,546 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$W_{F1} = \frac{\pi}{4} \cdot f_{F1} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2] = \frac{\pi}{4} \cdot 118MPa \cdot [2 \cdot 66,5mm \cdot (148mm)^2] = 1,267 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$W_{F2} = \frac{\pi}{4} \cdot f_{F2} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2] = \frac{\pi}{4} \cdot 134MPa \cdot [2 \cdot 66,5mm \cdot (148mm)^2] = 1,439 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$W_{F2} = W_{F3} = 1,439 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

Stupeň využití únosnosti pro zaslepovací přírubu pro stavy I=0,1,2,3, kde  $\rho = 0$  a  $F_R = 0$ :

$$\Phi_F = \max \left\{ \left| \frac{F_B \cdot h_G + F_Q(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_R(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_B \cdot h_G + F_Q(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_R(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

Pak tedy stupeň využití únosnosti pro zaslepovací přírubu:

$$\Phi_F = \max \left\{ \left| \frac{F_B \cdot h_G}{W_F} \right|; \left| \frac{F_B \cdot h_G}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0 \Rightarrow \Phi_F = \frac{F_B \cdot h_G}{W_F} \leq 1,0$$

- **Montážní stav (I=0):**

$$\Phi_{F0} = \frac{F_{B0nom} \cdot h_G}{W_{F0}} = \frac{3657 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm}}{1,546 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,145$$

$$\Phi_{F0} = 0,145 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$\Phi_{F1} = \frac{F_{B1} \cdot h_G}{W_{F1}} = \frac{3413,7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm}}{1,267 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,318$$

$$\Phi_{F1} = 0,318 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\Phi_{F2} = \frac{F_{B2} \cdot h_G}{W_{F2}} = \frac{3742 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm}}{1,439 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,310$$

$$\Phi_{F2} = 0,3101 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\Phi_{F3} = \frac{F_{B3} \cdot h_G}{W_{F3}} = \frac{3820 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm}}{1,439 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,342$$

$$\Phi_{F3} = 0,342 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

Nejvyšší dosažená hodnota stupně únosnosti zaslepovací příruby je při pevnostní zkoušce (I=3) a je menší než maximální povolená mez, a proto zatížení zaslepovací příruby vyhovuje.

### 5.5.7.4 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI PŘÍRUBY S KRKEM

Před stanovením využití příruby s krkem je nutno nejdříve stanovit specifické parametry pro přírubu vztažené na materiál.

Materiál příruby s krkem 08CH18N10T je stejný jako materiál zaslepovací příruby, což znamená, že mají stejné hodnoty pevnosti v tahu a smluvní mez kluzu.

Jmenovité výpočtové napětí zaslepovací příruby:

Jmenovité výpočtové napětí zaslepovací příruby  $\tilde{f}_F$  je vypočteno stejně jako u zaslepovací příruby. Pro náš případ je  $\tilde{f}_F = \tilde{f}_S$ .

- **Montážní stav (I=0):**

$$\tilde{f}_{E0} = \min(\tilde{f}_{F0}; \tilde{f}_{S0}) = 144 \text{ MPa}$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$\tilde{f}_{E1} = \min(\tilde{f}_{F1}; \tilde{f}_{S1}) = 118 \text{ MPa}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\tilde{f}_{E2} = \min(\tilde{f}_{F2}; \tilde{f}_{S2}) = 134 \text{ MPa}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\tilde{f}_{E2} = \tilde{f}_{E3} = 134 \text{ MPa}$$

Tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny pro výpočet mezního zatížení:

$$e_D = \tilde{e}_1 \cdot \left[ 1 + \frac{(\beta-1) \cdot \tilde{l}_H}{\sqrt[4]{\frac{\beta}{3} \cdot (\tilde{d}_1 \cdot \tilde{e}_1)^2 + \tilde{l}_H^4}} \right] = 78mm \cdot \left[ 1 + \frac{(1,487-1) \cdot 156mm}{\sqrt[4]{\frac{1,487}{3} \cdot (634mm \cdot 78mm)^2 + (156mm)^4}} \right]$$

$$e_D = 113,943mm$$

▪ **Montážní stav (I=0):**

Pomocné parametry:

$$\delta_{Q0} = P_0 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{\tilde{f}_{E0} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 0MPa \cdot \frac{611,734mm}{144MPa \cdot 2 \cdot 113,943 \cdot \cos 0} = 0$$

$$\delta_R = \frac{F_R}{\tilde{f}_{E0} \cdot d_E \cdot \cos \varphi_S \cdot \pi \cdot \tilde{l}_D}, \text{ kde } F_R = 0 \Rightarrow \delta_R = 0, \text{ pro všechny stavy}$$

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$c_{M0} = \sqrt{1,33 \cdot \left[ 1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R)^2 \right] \cdot \left[ 1 - (0,75 \cdot \delta_{Q0}^2 + \delta_R^2) \right]} = \\ = \sqrt{1,33 \cdot \left[ 1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0)^2 \right] \cdot \left[ 1 - (0,75 \cdot 0^2 + 0^2) \right]} = 1,153$$

Opravný součinitel  $c_S$  s koeficientem smykové síly  $j_S = -1$ :

$$c_{S0} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q0}) = \\ = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0) = 0,785$$

Opravný součinitel  $c_S$  s koeficientem smykové síly  $j_S = +1$ :

$$c_{S0} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q0}) = \\ = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0) = 0,785$$

Koeficient pro moment síl:

$$j_{M0} = \text{sign} \left[ F_{G0} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q0} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H \right] = \\ = \text{sign} \left[ 4091,3 \cdot 10^3 N \cdot 61,2mm + 0N (2,583mm - 181,554mm) + 0N \cdot 2,583mm \right] = 1$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{opr0} = j_{M0} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = 1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{184mm}{184mm} - 1 \right) = 1$$

$$\begin{aligned}\psi_{00} &= \frac{\tilde{f}_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q0} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S0} \cdot k_{S0} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M0} \cdot c_{S0} \cdot (1 + j_{S0} \cdot k_{M0})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{144 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{144 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0 + 0) \tan 0 - 0 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right. \\ &\quad \left. + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,153 \cdot 0,785 \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{\max 0} &= \frac{\tilde{f}_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q0} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S0} \cdot k_{S0} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M0} \cdot c_{S0} \cdot (1 + j_{S0} \cdot k_{M0})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{144 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{144 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0 + 0) \tan 0 - 0 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right. \\ &\quad \left. + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,153 \cdot 0,785 \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = 1,134\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{\min 0} &= \frac{\tilde{f}_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q0} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S0} \cdot k_{S0} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M0} \cdot c_{S0} \cdot (1 + j_{S0} \cdot k_{M0})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{144 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{144 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0 + 0) \tan 0 - 0 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right. \\ &\quad \left. - 1 \cdot (-1) \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,153 \cdot 0,785 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,134\end{aligned}$$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že:  $\psi_{00} \leq \psi_{opt0} < \psi_{\max 0}$  a dle tabulky 2 uvedené v [9] platí pro speciální hodnotu  $\psi_Z = \psi_{opt0}$  a opravný součinitel  $k_M = +1$ .

Modul průřezu příruby s krkem:

$$\begin{aligned}W_{F0} &= \frac{\pi}{4} \left[ \tilde{f}_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opt0} \cdot \psi_{Z0} - \psi_{Z0}^2) + \tilde{f}_{E0} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M0} \cdot j_{M0} \cdot k_{M0} \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ 144 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot (184 \text{ mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot 1 \cdot 1 - 1^2) + \right. \\ &\quad \left. + 144 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot (113,943 \text{ mm})^2 \cdot 1,153 \cdot 1 \cdot 1 \right] = 2,522 \cdot 10^9 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tilde{\Phi}_{F0} &= \frac{|F_{G0} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q0} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_{R0} \cdot \tilde{h}_H|}{W_{F0}} = \\ &= \frac{|4091,3 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 0 \cdot (2,584 \text{ mm} - 181,554 \text{ mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,584 \text{ mm}|}{2,522 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,099\end{aligned}$$

$$\tilde{\Phi}_{F0} = 0,099 < \tilde{\Phi}_{\max} = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=0 se nachází na povolených mezích zatížení.

▪ **Nominální stav (I=1):**

Pomocné parametry:

$$\delta_{Q1} = P_1 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{\tilde{f}_{E1} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 12,26 \text{MPa} \cdot \frac{611,734 \text{mm}}{118 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 113,943 \cdot \cos 0} = 0,279$$

$\delta_R = 0$ , protože  $F_R = 0$  pro všechny stavy

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$c_{M1} = \sqrt{1,33 \cdot \left[1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R)^2\right] \cdot \left[1 - (0,75 \cdot \delta_{Q1}^2 + \delta_R^2)\right]} =$$

$$= \sqrt{1,33 \cdot \left[1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,279 + 0)^2\right] \cdot \left[1 - (0,75 \cdot 0,279^2 + 0^2)\right]} = 1,111$$

Opravný součinitel  $c_S$  s koeficientem smykové síly  $j_S = -1$ :

$$c_{S1} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q1}) =$$

$$= \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,279 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,279) = 0,944$$

Opravný součinitel  $c_S$  s koeficientem smykové síly  $j_S = +1$ :

$$c_{S1} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q1}) =$$

$$= \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,279 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,279) = 0,615$$

Koeficient pro moment síl:

$$j_{M1} = \text{sign} \left[ F_{G1} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q1} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H \right] =$$

$$= \text{sign} \left[ 1059 \cdot 10^3 \text{N} \cdot 61,2 \text{mm} + 2354,6 \text{N} (2,583 \text{mm} - 181,554 \text{mm}) + 0 \text{N} \cdot 2,583 \text{mm} \right] = -1$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{opr1} = j_{M1} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = (-1) \cdot \left( 2 \cdot \frac{184 \text{mm}}{184 \text{mm}} - 1 \right) = -1$$

$$\psi_{01} = \frac{\tilde{f}_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{01} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q1} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S1} \cdot k_{S1} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M1} \cdot c_{S1} \cdot (1 + j_{S1} \cdot k_{M1})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] =$$

$$= \frac{118 \text{MPa} \cdot 611,734 \text{mm} \cdot 113,943 \text{mm} \cdot \cos 0}{118 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{mm} \cdot 184 \text{mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,279 + 0) \tan 0 - 0,279 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{mm}}{611,734 \text{mm}} + \right.$$

$$\left. + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{mm} \cdot 1,111 \cdot 0,615 \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{611,734 \text{mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = -0,328$$

$$\psi_{\max 1} = \frac{\tilde{f}_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q1} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S1} \cdot k_{S1} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M1} \cdot c_{S1} \cdot (1 + j_{S1} \cdot k_{M1})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] =$$

$$= \frac{144 \text{MPa} \cdot 611,734 \text{mm} \cdot 113,943 \text{mm} \cdot \cos 0}{144 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{mm} \cdot 184 \text{mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,279 + 0) \tan 0 - 0,279 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{mm}}{611,734 \text{mm}} + \right.$$

$$\left. + 1 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{mm} \cdot 1,111 \cdot 0,615 \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{611,734 \text{mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = 0,658$$

$$\psi_{\min 1} = \frac{\tilde{f}_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q1} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S1} \cdot k_{S1} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M1} \cdot c_{S1} \cdot (1 + j_{S1} \cdot k_{M1})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] =$$

$$= \frac{118 \text{MPa} \cdot 611,734 \text{mm} \cdot 113,943 \text{mm} \cdot \cos 0}{118 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{mm} \cdot 184 \text{mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,279 + 0) \tan 0 - 0,279 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{mm}}{611,734 \text{mm}} + \right.$$

$$\left. - 1 \cdot (-1) \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{mm} \cdot 1,111 \cdot 0,944 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{611,734 \text{mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,548$$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že:  $\psi_{\min 1} \leq \psi_{opt 1} < \psi_{01}$  a dle tabulky 2 uvedené v [9] platí pro speciální hodnotu  $\psi_Z = \psi_{opt 1}$  a opravný součinitel  $k_M = -1$ .

Modul průřezu příruby s krkem:

$$W_{F1} = \frac{\pi}{4} \left[ \tilde{f}_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opt 1} \cdot \psi_{Z1} - \psi_{Z1}^2) + \tilde{f}_{E1} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M1} \cdot j_{M1} \cdot k_{M1} \right] =$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[ 118 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{mm} \cdot (184 \text{mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + \right.$$

$$\left. + 118 \text{MPa} \cdot 611,734 \text{mm} \cdot (113,943 \text{mm})^2 \cdot 1,111 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 2,035 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

$$\tilde{\Phi}_{F1} = \frac{|F_{G1} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q1} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_{R1} \cdot \tilde{h}_H|}{W_{F1}} =$$

$$= \frac{|1059 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{mm} + 2354,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (2,584 \text{mm} - 181,554 \text{mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,584 \text{mm}|}{2,035 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,175$$

$$\tilde{\Phi}_{F1} = 0,175 < \tilde{\Phi}_{\max} = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=1 se nachází na povolených mezích zatížení.

#### ▪ Těsnostní zkouška (I=2):

Pomocné parametry:

$$\delta_{Q2} = P_2 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{\tilde{f}_{E2} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 13,72 \text{MPa} \cdot \frac{611,734 \text{mm}}{134 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 113,943 \cdot \cos 0} = 0,275$$

$\delta_R = 0$ , protože  $F_R = 0$  pro všechny stavy

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$c_{M2} = \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R)^2 \cdot [1 - (0,75 \cdot \delta_{Q2}^2 + \delta_R^2)]]} =$$

$$= \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,275 + 0)^2 \cdot [1 - (0,75 \cdot 0,275^2 + 0^2)]]} = 1,112$$

Opravný součinitel  $c_s$  s koeficientem smykové síly  $j_s = -1$  :

$$c_{s2} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q2}) =$$

$$= \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,275 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,275) = 0,942$$

Opravný součinitel  $c_s$  s koeficientem smykové síly  $j_s = +1$  :

$$c_{s2} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q2}) =$$

$$= \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,275 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,275) = 0,618$$

Koeficient pro moment síl:

$$j_{M2} = \text{sign} [F_{G2} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q2} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H] =$$

$$= \text{sign} [1107 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 2635 \text{ N} (2,583 \text{ mm} - 181,554 \text{ mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,583 \text{ mm}] = -1$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{opr2} = j_{M2} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = (-1) \cdot \left( 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{184 \text{ mm}} - 1 \right) = -1$$

$$\psi_{02} = \frac{\tilde{f}_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{02} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q2} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{s2} \cdot k_{s2} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M2} \cdot c_{s2} \cdot (1 + j_{s2} \cdot k_{M2})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] =$$

$$= \frac{134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,275 + 0) \tan 0 - 0,275 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right.$$

$$\left. + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,112 \cdot 0,618 \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = -0,323$$

$$\psi_{\max 1} = \frac{\tilde{f}_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{02} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q2} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{s2} \cdot k_{s2} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M2} \cdot c_{s2} \cdot (1 + j_{s2} \cdot k_{M2})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] =$$

$$= \frac{134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,275 + 0) \tan 0 - 0,275 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right.$$

$$\left. + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,112 \cdot 0,618 \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = 0,665$$

$$\psi_{\min 1} = \frac{\tilde{f}_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{02} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q2} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{s2} \cdot k_{s2} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M2} \cdot c_{s2} \cdot (1 + j_{s2} \cdot k_{M2})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] =$$

$$= \frac{134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,275 + 0) \tan 0 - 0,275 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right.$$

$$\left. - 1 \cdot (-1) \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,112 \cdot 0,942 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,543$$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že:  $\psi_{\min 2} \leq \psi_{opt 2} < \psi_{02}$  a dle tabulky 2 uvedené v [9] platí pro speciální hodnotu  $\psi_Z = \psi_{opt 2}$  a opravný součinitel  $k_M = -1$ .

Modul průřezu příruby s krkem:

$$W_{F2} = \frac{\pi}{4} \left[ \tilde{f}_{F2} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opt 2} \cdot \psi_{Z2} - \psi_{Z2}^2) + \tilde{f}_{E2} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M2} \cdot j_{M2} \cdot k_{M2} \right] =$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[ 134 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{mm} \cdot (184 \text{mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + \right. \\ \left. + 134 \text{MPa} \cdot 611,734 \text{mm} \cdot (113,943 \text{mm})^2 \cdot 1,112 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 2,312 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

$$\tilde{\Phi}_{F2} = \frac{|F_{G2} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q2} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H|}{W_{F2}} =$$

$$= \frac{|1107 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{mm} + 2635 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (2,584 \text{mm} - 181,554 \text{mm}) + 0 \text{N} \cdot 2,584 \text{mm}|}{2,312 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,175$$

$$\tilde{\Phi}_{F2} = 0,175 < \tilde{\Phi}_{\max} = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=2 se nachází na povolených mezích zatížení.

#### ▪ Pevnostní zkouška (I=3):

Pomocné parametry:

$$\delta_{Q3} = P_3 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{\tilde{f}_{E3} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 16,34 \text{MPa} \cdot \frac{611,734 \text{mm}}{134 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 113,943 \cdot \cos 0} = 0,327$$

$\delta_R = 0$ , protože  $F_R = 0$  pro všechny stavy

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$c_{M3} = \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R)^2] \cdot [1 - (0,75 \cdot \delta_{Q3}^2 + \delta_R^2)]} =$$

$$= \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,327 + 0)^2] \cdot [1 - (0,75 \cdot 0,327^2 + 0^2)]} = 1,095$$

Opravný součinitel  $c_S$  s koeficientem smykové síly  $j_S = -1$ :

$$c_{S3} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q3}) =$$

$$= \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,327 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,327) = 0,970$$

Opravný součinitel  $c_S$  s koeficientem smykové síly  $j_S = +1$ :

$$c_{S3} = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q3}) =$$

$$= \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,327 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,327) = 0,585$$

Koeficient pro moment síl:

$$j_{M3} = \text{sign} \left[ F_{G3} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q3} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H \right] = \\ = \text{sign} \left[ 618,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 3138 \text{ N} (2,583 \text{ mm} - 181,554 \text{ mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,583 \text{ mm} \right] = -1$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{opt3} = j_{M3} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = (-1) \cdot \left( 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{184 \text{ mm}} - 1 \right) = -1$$

$$\psi_{03} = \frac{\tilde{f}_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{03} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q3} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S3} \cdot k_{S3} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M3} \cdot c_{S3} \cdot (1 + j_{S3} \cdot k_{M3})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ = \frac{134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,327 + 0) \tan 0 - 0,327 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right. \\ \left. + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,095 \cdot 0,585 \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = -0,385$$

$$\psi_{max1} = \frac{\tilde{f}_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{03} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q3} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S3} \cdot k_{S3} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M3} \cdot c_{S3} \cdot (1 + j_{S3} \cdot k_{M3})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ = \frac{134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,327 + 0) \tan 0 - 0,327 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right. \\ \left. + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,095 \cdot 0,585 \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = 0,569$$

$$\psi_{min1} = \frac{\tilde{f}_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{\tilde{f}_{03} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q3} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + j_{S3} \cdot k_{S3} \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M3} \cdot c_{S3} \cdot (1 + j_{S3} \cdot k_{M3})}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ = \frac{134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot 113,943 \text{ mm} \cdot \cos 0}{134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot 184 \text{ mm}} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,275 + 0) \tan 0 - 0,275 \cdot 2 \cdot \frac{184 \text{ mm}}{611,734 \text{ mm}} + \right. \\ \left. - 1 \cdot (-1) \cdot \sqrt{\frac{113,943 \text{ mm} \cdot 1,112 \cdot 0,942 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{611,734 \text{ mm} \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,543$$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že:  $\psi_{min3} \leq \psi_{opt3} < \psi_{03}$  a dle tabulky 2 uvedené v [9] platí pro speciální hodnotu  $\psi_Z = \psi_{opt3}$  a opravný součinitel  $k_M = -1$ .

Modul průřezu příruby s krkem:

$$W_{F3} = \frac{\pi}{4} \left[ \tilde{f}_{F3} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opt3} \cdot \psi_{Z3} - \psi_{Z3}^2) + \tilde{f}_{E3} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M3} \cdot j_{M3} \cdot k_{M3} \right] = \\ = \frac{\pi}{4} \left[ 134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot (184 \text{ mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + \right. \\ \left. + 134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot (113,943 \text{ mm})^2 \cdot 1,095 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 2,298 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

$$\begin{aligned}\tilde{\Phi}_{F3} &= \frac{|F_{G3} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q3}(\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H|}{W_{F3}} = \\ &= \frac{|681,9 \cdot 10^3 N \cdot 61,2mm + 3138 \cdot 10^3 N \cdot (2,584mm - 181,554mm) + 0N \cdot 2,584mm|}{2,312 \cdot 10^9 Nmm} = 0,226\end{aligned}$$

$$\tilde{\Phi}_{F3} = 0,226 < \tilde{\Phi}_{\max} = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=3 se nachází na povolených mezích zatížení.

### 5.5.8 KONTROLA OMEZENÍ NEROVNOMĚRNOSTI STLAČENÍ TĚSNĚNÍ

Velká rozteč mezi svorníky by mohla způsobit nerovnoměrné stlačení těsnění. Tento kontrolní výpočet zohledňuje tuto rozteč.

$$e_F \geq p_B \cdot \sqrt{\frac{E_{Gm} \cdot b_{Ge} \cdot p_B}{E_F \cdot e_G \cdot b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - \phi_{G0}^2}}{10}}$$

Modul pružnosti těsnění při tlakovém zatížení:

$$E_{Gm} = 0,5 \cdot E_{G0} = 0,5 \cdot 11231MPa = 5615,5MPa$$

$$\begin{aligned}p_B \cdot \sqrt{\frac{E_{Gm} \cdot b_{Ge} \cdot p_B}{E_{F0} \cdot e_G \cdot b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - \phi_{G0}^2}}{10}} &= \\ = 97,389mm \cdot \sqrt{\frac{5615,5MPa \cdot 21mm}{2,05 \cdot 10^5 MPa \cdot 4,6mm} \cdot \frac{97,389mm}{66,5mm} \cdot \frac{\sqrt{1 - 0,24^2}}{10}} &= 13mm\end{aligned}$$

$$\left. \begin{array}{l} e_F = 148mm \quad e_F \geq 13mm \\ \tilde{e}_F = 184mm \quad \tilde{e}_F \geq 13mm \end{array} \right\} \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

K nerovnoměrnosti stlačení těsnění vlivem velikosti rozteče svorníků nedojde.

### 5.5.9 NATOČENÍ PŘÍRUBY

Natočení příruby může být v praxi způsobeno při utahování svorníků počáteční silou. Natočení lze vyhodnotit pouze pro minimální a maximální hodnoty počátečního zatížení svorníku. Také může být způsobena plastická deformace, kterou ale následující výpočet nezahrnuje při montážním utahování, ani v následujících stavech, a proto pouze vyhodnotíme elastickou část natočení příruby.

Tímto výpočtem zjistíme maximální hodnotu natočení a porovnáme ji s údaji danými výrobcem těsnění. Údaje výrobce zjišťuje měřením hodnot  $\theta_F$  při montáži.

#### ▪ Zaslepovací příruba

Kontrolní výpočet natočení bude proveden pro víko, u kterého je větší pravděpodobnost problému s hodnotami natočení.

#### ▪ Montážní stav (I=0):

$$F_{G0\min} = F_{B0\min} - F_R = 3427,9kN - 0 = 3427,9kN$$

$$F_{G0\max} = F_{B0\max} - F_R = 3886kN - 0 = 3886kN$$

$$\theta_{F0\min} = \frac{Z_F}{E_{F0}} \cdot [F_{G0\min} \cdot h_G + F_{Q0} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R0} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\cdot \left[ 3427,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + \right. \\ \left. + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm}) \right] = 3,643 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta_{F0\max} = \frac{Z_F}{E_{F0}} \cdot [F_{G0\max} \cdot h_G + F_{Q0} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R0} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\cdot \left[ 3886 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + \right. \\ \left. + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm}) \right] = 4,13 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$F_{G1\min} = \frac{F_{G0\min} Y_{G0} - [F_{Q1} Y_{G1} + (F_{R1} Y_{R1} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G1}} = \frac{3427,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,688 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} -$$

$$- \frac{[2354,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,609 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 0]}{7,688 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 1059,1 \text{ kN}$$

$$F_{G1\max} = \frac{F_{G0\max} Y_{G0} - [F_{Q1} Y_{G1} + (F_{R1} Y_{R1} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G1}} = \frac{3886 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,688 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} -$$

$$- \frac{[2354,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,609 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 0]}{7,688 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 1471,2 \text{ kN}$$

$$\theta_{F1\min} = \frac{Z_F}{E_{F1}} \cdot [F_{G1\min} \cdot h_G + F_{Q1} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R1} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\cdot \left[ 1059,1 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 2354,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \right. \\ \left. \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm}) \right] = 4,01 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta_{F1\max} = \frac{Z_F}{E_{F1}} \cdot [F_{G1\max} \cdot h_G + F_{Q1} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R1} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\cdot \left[ 1471,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 2354,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \right. \\ \left. \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm}) \right] = 5,751 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$F_{G2\min} = \frac{F_{G0\min} Y_{G0} - [F_{Q2} Y_{G2} + (F_{R2} Y_{R2} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_2]}{Y_{G2}} = \frac{3427,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} -$$

$$- \frac{[2635 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 0]}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 884,8 \text{ kN}$$

$$F_{G2\max} = \frac{F_{G0\max} Y_{G0} - [F_{Q2} Y_{G2} + (F_{R2} Y_{R2} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_2]}{Y_{G2}} = \frac{3886 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} - \frac{[2635 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 0]}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 1330,3 \text{ kN}$$

$$\theta_{F2\min} = \frac{Z_F}{E_{F2}} \cdot [F_{G2\min} \cdot h_G + F_{Q2} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R2} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot [884,8 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 2345 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm})] = 3,525 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta_{F2\max} = \frac{Z_F}{E_{F2}} \cdot [F_{G2\max} \cdot h_G + F_{Q2} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R2} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot [1330,3 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 2345 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm})] = 1,469 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{G3\min} = \frac{F_{G0\min} Y_{G0} - [F_{Q3} Y_{G3} + (F_{R3} Y_{R3} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_3]}{Y_{G3}} = \frac{3427,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} - \frac{[3138 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 0]}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 417 \text{ kN}$$

$$F_{G3\max} = \frac{F_{G0\max} Y_{G0} - [F_{Q3} Y_{G3} + (F_{R3} Y_{R3} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_3]}{Y_{G3}} = \frac{3886 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,915 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} - \frac{[3138 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,608 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 0]}{7,111 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 862,9 \text{ kN}$$

$$\theta_{F3\min} = \frac{Z_F}{E_{F3}} \cdot [F_{G3\min} \cdot h_G + F_{Q3} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R3} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot [417 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 3138 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm})] = 7,424 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta_{F3\max} = \frac{Z_F}{E_{F3}} \cdot [F_{G3\max} \cdot h_G + F_{Q3} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R3} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot [862,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 3138 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (62,95 \text{ mm} - 0,012 \text{ mm} + 60,509 \text{ mm}) + 0 \cdot (62,95 \text{ mm} + 122,75 \text{ mm})] = 7,915 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

Výsledné hodnoty jsou nízké, takže by byly jen velmi těžko měřitelné na přírubě, aby se daly prakticky ověřit při montáži, a proto nebudou mít vliv na funkčnost kolektoru.

## 5.6 TLAKY PŮSOBÍCÍ NA TĚSNĚNÍ

### 5.6.1 MONTÁŽNÍ TLAKY

- **Minimální síla**

$$Q_{\min} = \frac{F_{B0\min}}{A_{Ge}} = \frac{3427,9 \cdot 10^3 N}{34094,134 mm^2} = 100,54 MPa$$

- **Nominální síla**

$$Q_{nom} = \frac{F_{B0nom}}{A_{Ge}} = \frac{3657 \cdot 10^3 N}{34094,134 mm^2} = 107,26 MPa$$

- **Maximální síla**

$$Q_{\max} = \frac{F_{B0\max}}{A_{Ge}} = \frac{3886 \cdot 10^3 N}{34094,134 mm^2} = 113,98 MPa$$

### 5.6.2 NÁSLEDUJÍCÍ TLAKY

- **Nominální stav (I=1):**

$$Q_1 = \frac{F_{G1}}{A_{Ge}} = \frac{1059 \cdot 10^3 N}{34094,134 mm^2} = 31,06 MPa$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$Q_2 = \frac{F_{G2}}{A_{Ge}} = \frac{1107 \cdot 10^3 N}{34094,134 mm^2} = 32,47 MPa$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$Q_3 = \frac{F_{G3}}{A_{Ge}} = \frac{681,9 \cdot 10^3 N}{34094,134 mm^2} = 20 MPa$$

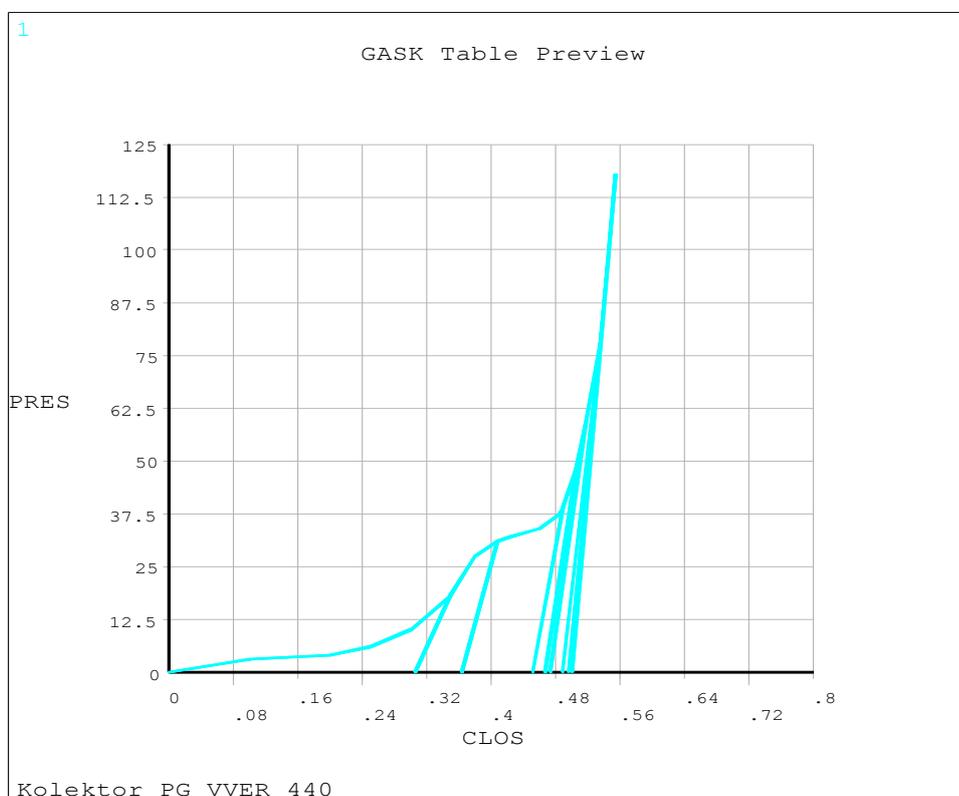
Vypočtené utahovací tlaky odpovídají předpokladům zachování těsnosti, kdy na navrhované hřebenové těsnění musí pro splnění podmínky těsnosti  $L_{0,01}$ . [5,9,10]

## 5.7 ANALÝZA NOVÉHO SPOJE POMOCÍ PROGRAMU ANSYS

Model pro analýzu pomocí MKP v programu ANSYS byl vytvořen vedoucím diplomové práce pro účel srovnání výsledků výpočtu přírubového spoje dle normy [9] a posouzení napjatosti spoje s novým těsněním. Cílem výpočtu bylo získat hodnoty tlaku v těsnění a napjatost spoje pro vybrané zátěžné stavy.

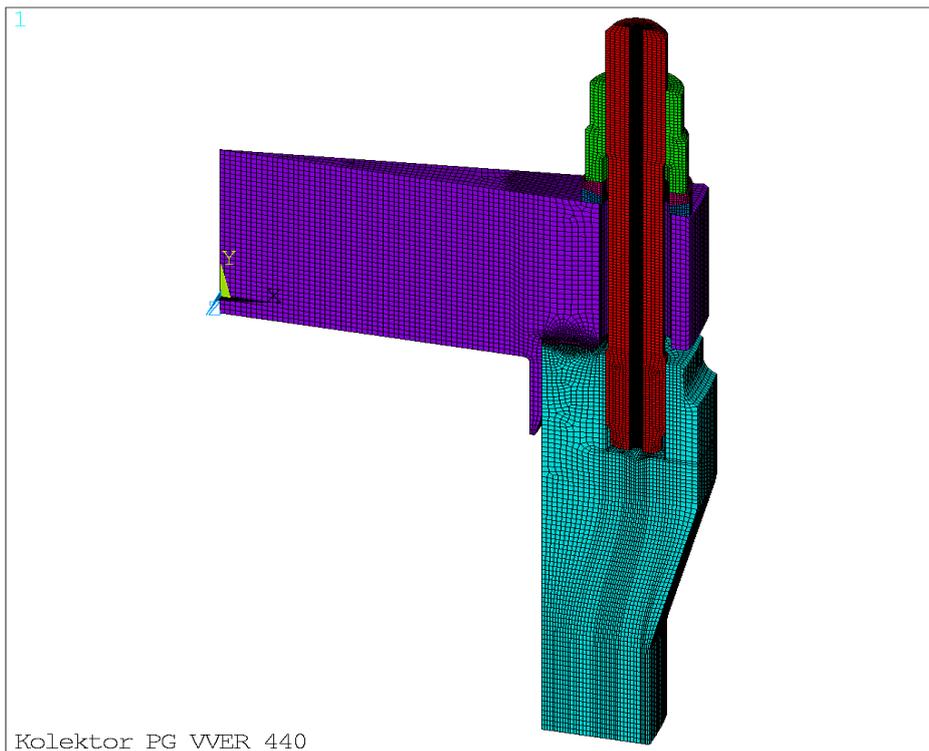
Celý přírubový spoj je symetrický, takže postačila část modelu. Model pro výpočet v ANSYSu zahrnuje jeden svorník, část příruby, víka a těsnění s expandovaným grafitem v 9° výřezu.

Pro simulaci chování navrhovaného nového těsnění v podmínkách zatěžování bylo využito konečných prvků INTER195, které respektují nelineární charakteristiku těsnění při zatěžování, odlehčování a změnách zatěžování při provozu. Charakteristika těsnění, tj. závislost tlaku na deformaci byla zadána do ANSYSu ze získaných firemních materiálů firmy MICO. Průběh je vidět graf 5.4.



**Graf 5.4** Zatěžovací křivky těsnění s odlehčováním – závislost tlaku (PRES, MPa) na stlačení těsnění (CLOS, mm)

Před samotnou analýzou bylo nutné vytvořit síť modelu, která byla vytvořena ze 120 002 elementů typu SOLID185 z knihovny programu ANSYS. Síť je na obr. 5.8, kde je zobrazeno pouze 9° celého spoje. Styčné plochy svorníku, matice a podložek byly pokryty kontaktními páry typu TARGE170 a CONTA174. Předpětí ve svorníku zadanou silou pro montážní stav bylo vyvozeno pomocí speciálních prvků PRETS179. V následných zátěžných krocích se provozní zatížení svorníku může měnit a svorník se může volně deformovat podle aktuálního zatížení.



Kolektor PG VVER 440

**Obr. 5.9** Síť konečných prvků modelu spoje kolektoru

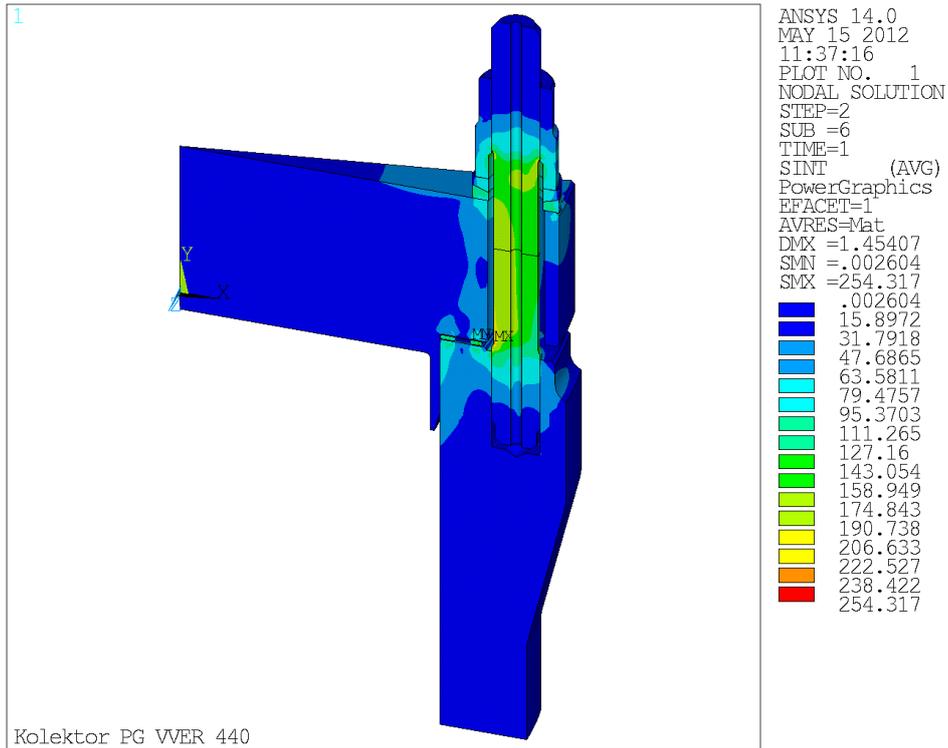
Před samotnou analýzou deformací a napjatosti spoje bylo nutné definovat okrajové podmínky. Výpočet byl proveden pro tři různé provozní stavy, včetně dvou stavů odlehčení pro zjištění zpětného odpružení grafitové vrstvy. Jednotlivé zátěžné stavy jsou v ANSYSu rozlišeny proměnnou TIME a jejich přehled je patrný z tab. 5.4. Příspěvek zatížení od teploty nebyl v tomto případě uvažován.

**Tab. 5.1** Přehled zátěžných stavů spoje, analyzovaných v programu ANSYS

TIME	Zátěžný stav označený ve výpočtu podle ČSN EN 1591-1	Zátěžný stav - ANSYS	Přetlak v IO [MPa]	Předpětí svorníků [N]
1	I=0	Předepnutí svorníků při montáži	0	194 307
2	I=2	Těsnostní zkouška IO	13,72	LOCK
3	-	Odlehčení	0	LOCK
4	I=1	Provozní stav	12,26	LOCK
5	-	Odlehčení	0	LOCK
6	I=3	Pevnostní zkouška IO	16,34	LOCK

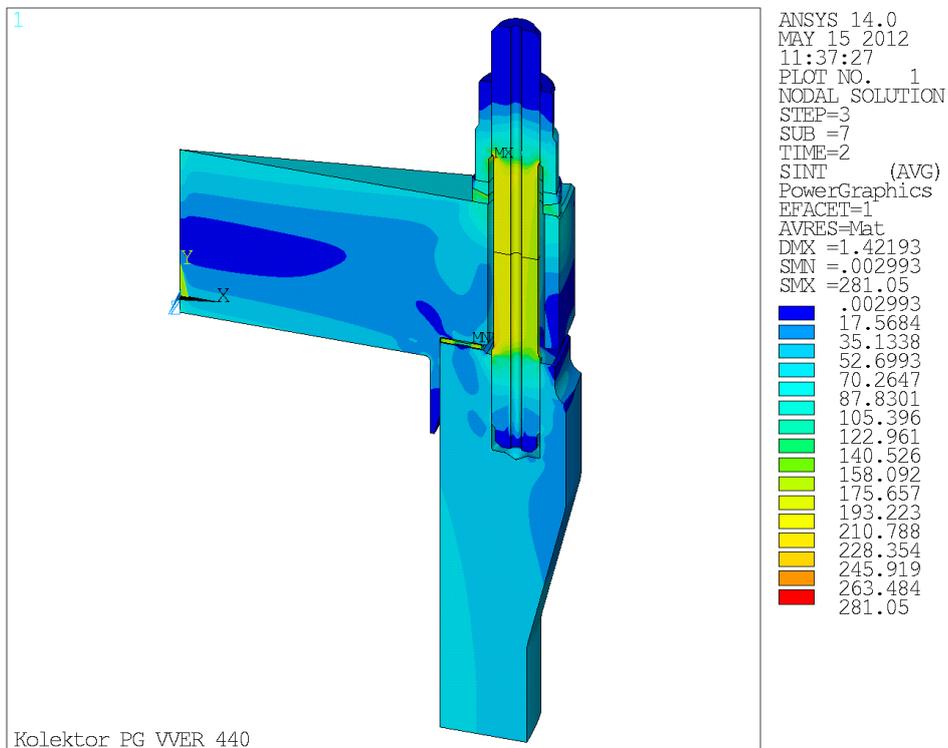
### 5.7.1 PRŮBĚH REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ V CELÉM ŘEZU TĚSNÍČÍHO SPOJE

- 1. **Montážní stav:**  $p = 0\text{MPa}$



Obr. 5.10 Průběh napětí v celém řezu těsníčího spoje při předepnutí svorníků při montáži

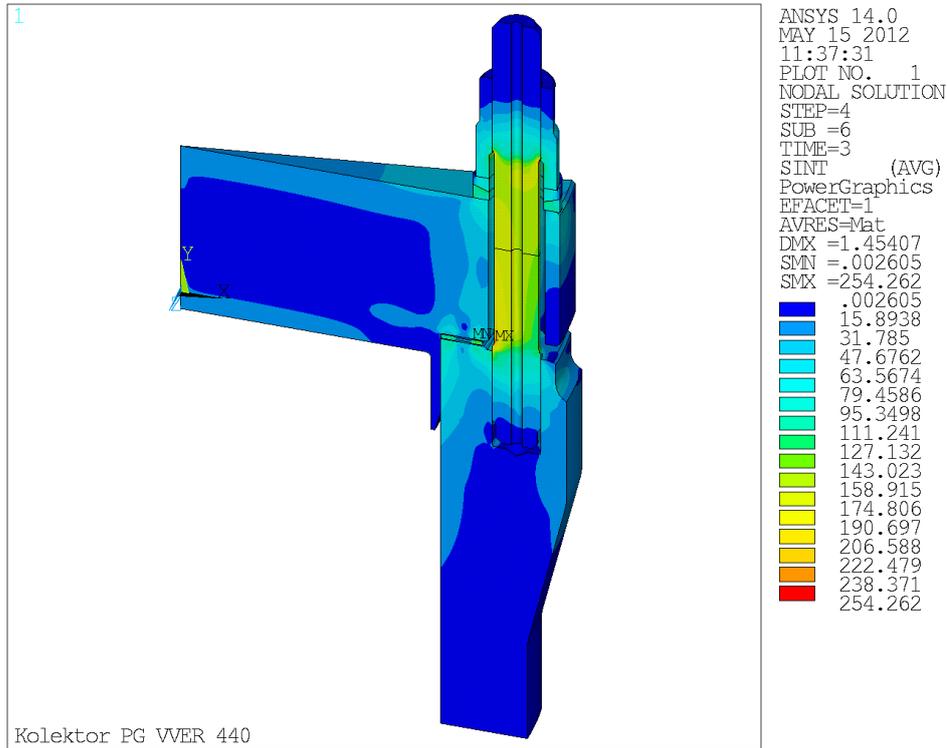
- 2. **Těsnostní zkouška:**  $p = 13,72\text{MPa}$



Obr. 5.11 Průběh napětí v celém řezu těsníčího spoje při těsnostní zkoušce

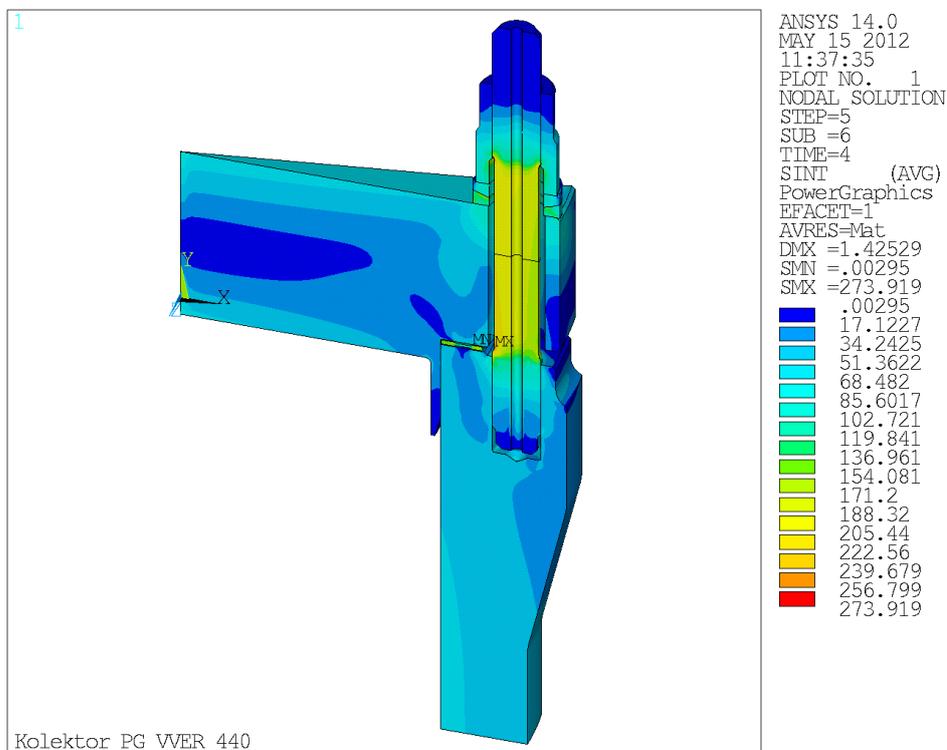
▪ **3. 1. odlehčení:**  $p = 0\text{MPa}$

Průběh a velikost hodnot redukovaných napětí jsou v případech odlehčení téměř stejné jako v montážním stavu.



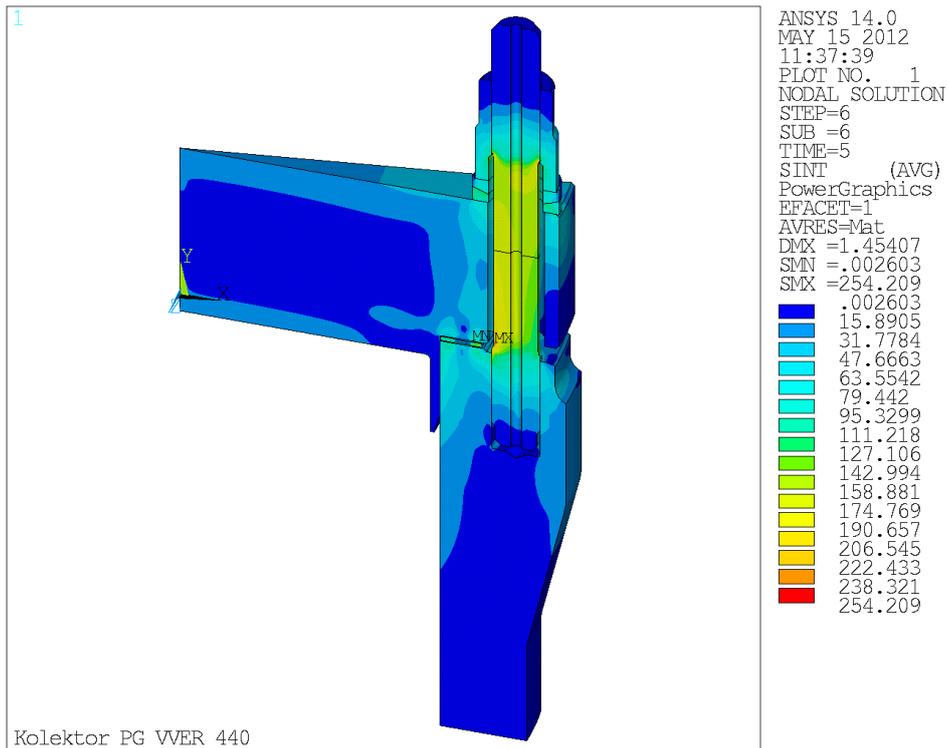
Obr. 5.12 Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při 1. odlehčení

▪ **4. Nominální stav:**  $p = 12,26\text{MPa}$



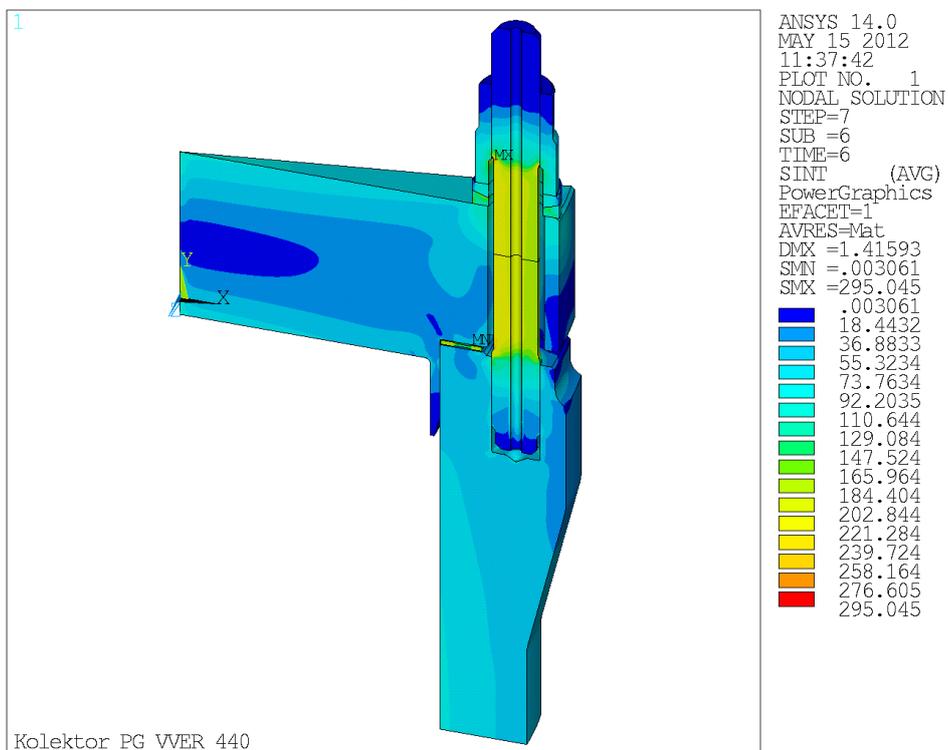
Obr. 5.13 Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při nominálním provozu

5. 2. odlehčení:  $p = 0\text{MPa}$



Obr. 5.14 Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při 2. odlehčení

6. Pevnostní zkouška:  $p = 16,34\text{MPa}$



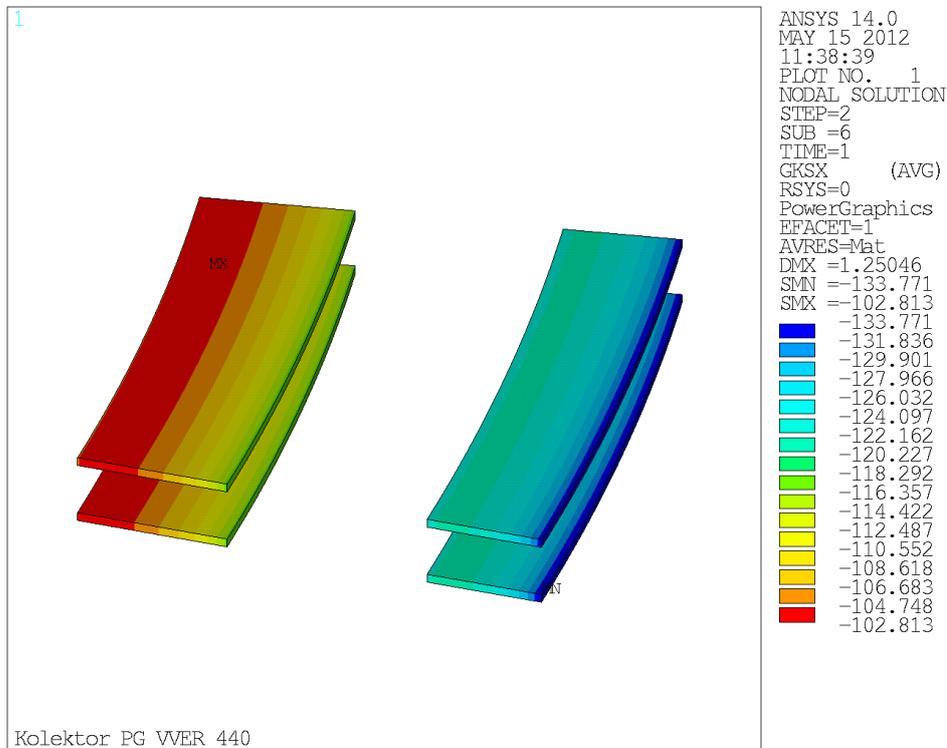
Obr. 5.15 Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při pevnostní zkoušce

Vykreslení ekvivalentních napětí značí SINT, hypotéza max. smykových napětí. Tato metoda je použita v jaderné energetice přednostně před hypotézou HMH z důvodu konzervativnějšího přístupu.

Z průběhu zatížení je zřejmé, že největšímu zatížení podléhá samotné těsnění společně s místy změny průměru na přechodu dříku a závitové části svorníku. Nevyšších hodnot zatížení se pak dosahuje během pevnostní zkoušky.

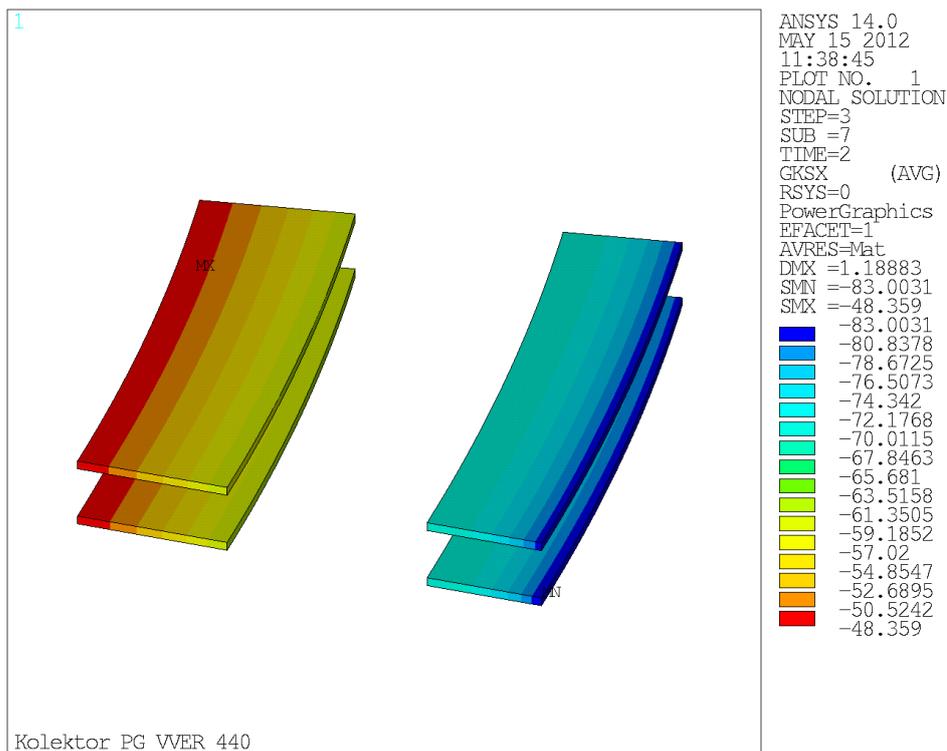
## 5.7.2 PRŮBĚH TLAKU V GRAFITOVÝCH PŘÍLOŽKÁCH

- 1. Montážní stav:  $p = 0 \text{ MPa}$



Obr. 5.16 Průběh napětí v grafitových příložkách při předepnutí svorníků při montáži

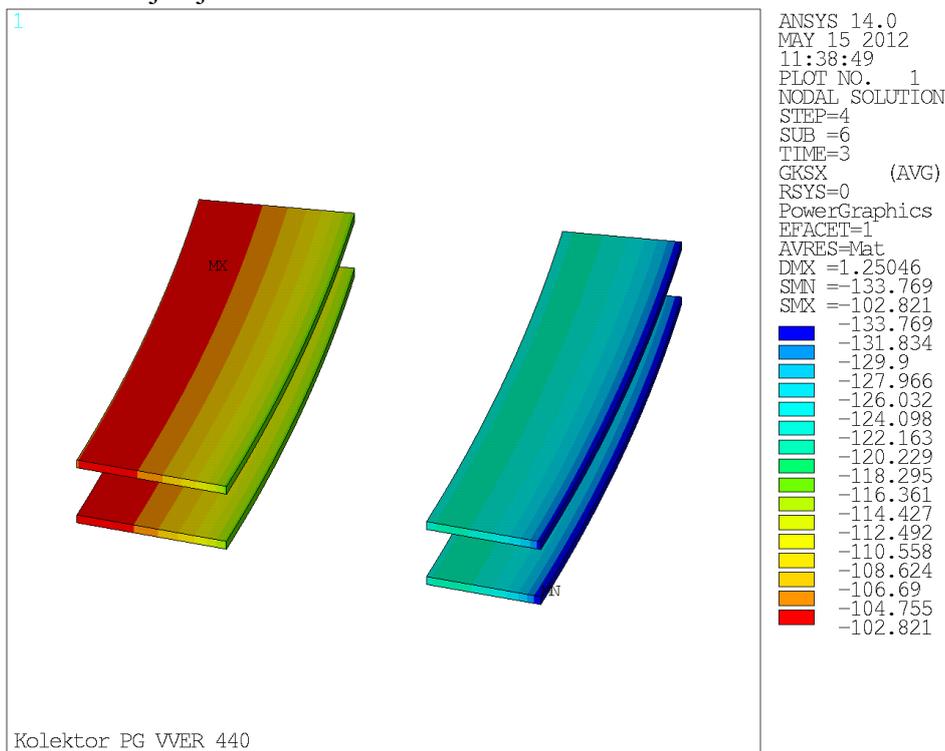
- 2. Těsnostní zkouška:  $p = 13,72 \text{ MPa}$



Obr. 5.17 Průběh napětí v grafitových příložkách při těsnostní zkoušce

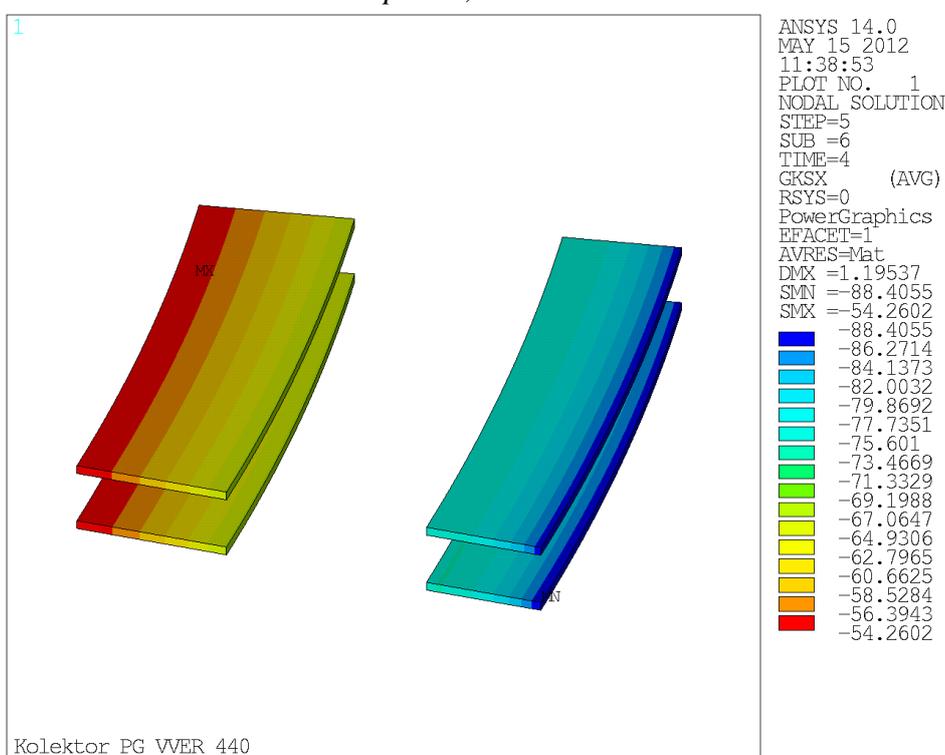
▪ **3. 1. odlehčení:**  $p = 0\text{MPa}$

Průběh a velikost hodnot redukovaných napětí v grafitových příložkách jsou v případech odlehčení téměř stejné jako v montážním stavu.



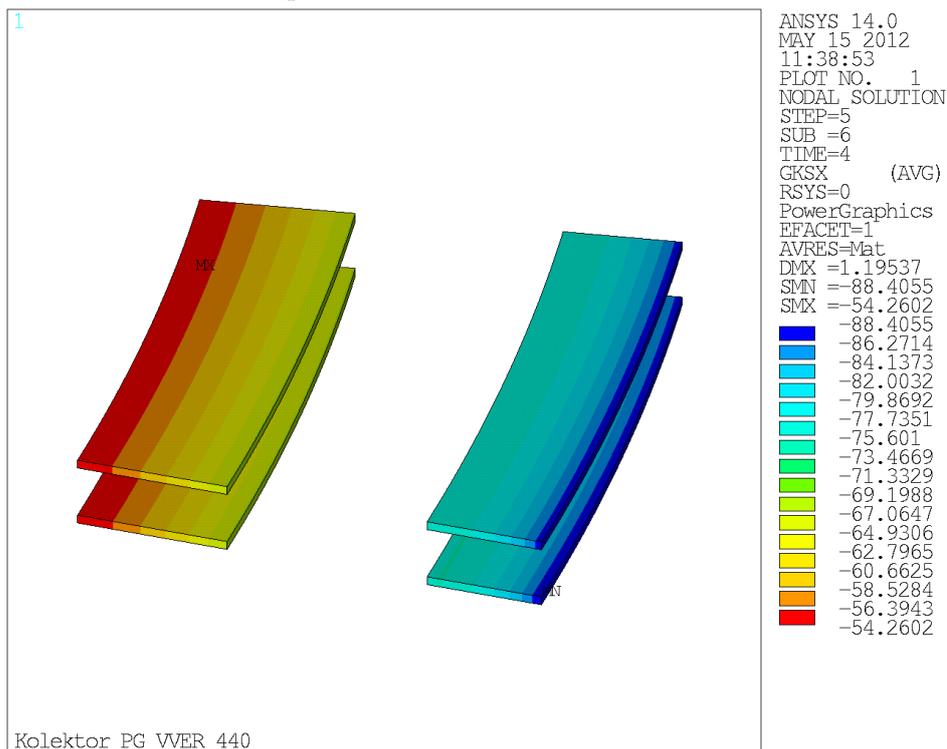
Obr. 5.18 Průběh napětí v grafitových příložkách při 1. odlehčení

▪ **4. Nominální stav:**  $p = 12,26\text{MPa}$



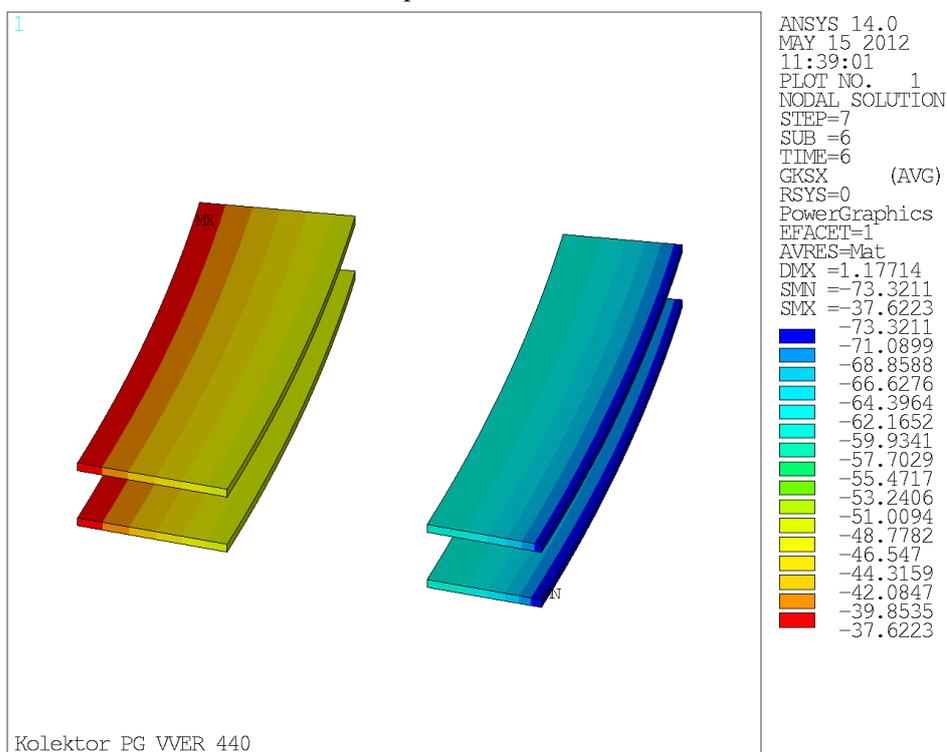
Obr. 5.19 Průběh napětí v grafitových příložkách při nominálním provozu

5. 2. odlehčení:  $p = 0\text{MPa}$



Obr. 5.20 Průběh napětí v grafitových příložkách při 2. odlehčení

6. Pevnostní zkouška:  $p = 16,34\text{MPa}$



Obr. 5.21 Průběh napětí v grafitových příložkách při pevnostní zkoušce

Tlaková napětí mají podle konvence systému ANSYS zápornou hodnotu, proto je v legendě obrázků nejvyšší hodnota tlaku v těsnění vykreslena se záporným znaménkem a jako číselně nejnižší hodnotě je proto přiřazena barva modrá. Jak je patrné z obrázků uvedených výše v této sekci kapitoly, napětí v grafitových příložkách roste po poloměru směrem od středu.

Tedy nejnižší napětí je na vnitřní straně primárního těsnění a nejvyšší napětí je na vnější straně sekundárního těsnění a to za všech zatěžovacích stavů. Tento jev je způsoben vnitřním přetlakem tekutiny uvnitř nádoby, které způsobuje ohybový moment na příruby a tedy i natočení styčných ploch pro těsnění vůči sobě při zatěžování. V praxi se rovnoměrnějšího rozložení tlaku v těsnění dosáhne nižší tloušťkou grafitu na sekundárním těsnění (0,75 mm) oproti těsnění primárnímu (0,8 mm).

### 5.7.3 SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Výsledky dosažené výpočtem dle normy ČSN EN 1591-1+A1 jsou srovnatelné s výpočtem provedeným pomocí MKP v systému ANSYS. Díky výpočtu v ANSYSu tedy můžeme říct, že výpočet by měl s velkou pravděpodobností odpovídat skutečnosti.

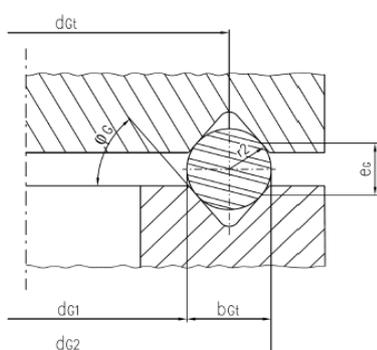
Zatížení během montážního stavu se hodnoty zatížení v ANSYSu a hodnoty získané pomocí normy k sobě nejvíce rovnají. Nejvíce namáhanou částí z hlediska zatížení se ukázalo být samotné těsnění společně s místy změn průměru na přechodu dřívku a závitové části svorníku.

V případě ostatních zatěžovacích stavech se hodnoty tlaku v těsnění z analýzy pomocí programu ANSYS přesahují velikost hodnot vypočtených dle normy. Vyšší tlak v systému ANSYS je pravděpodobně způsoben tím, že výpočet provedený v ANSYSu respektuje změnu tuhosti těsnění při jeho stlačování, zatímco ruční výpočet podle normy vychází z konstantní hodnoty modulu pružnosti, ať je stlačení jakékoliv. Kromě samotného namáhání na ohyb byly jednotlivé provozní stavy v ANSYSu uvažovány za stejné teploty, bez ohledu na velikost teploty chladiwa v daném provozním stavu, a tedy jsou také zanedbány průběhy teplot a teplotní dilatace materiálu jednotlivých částí těsnícího spoje. Podle zkušeností konzultanta firmy MICo, způsobí zatížení od provozní teploty zpravidla „přitažení“ spoje, tj. o něco vyšší tlak v těsnění. Jak velký je tento příspěvek, nebylo další analýzou pomocí MKP nijak posuzováno. [5]

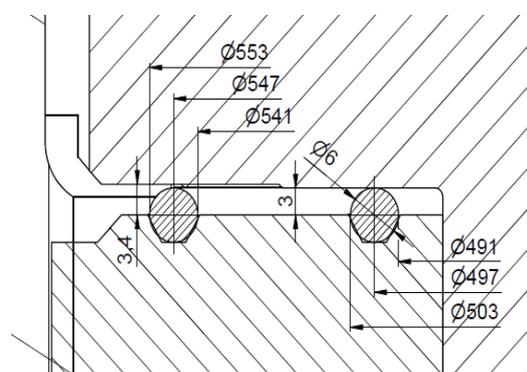
## 6 VÝPOČET SPOJE S TĚSNĚNÍM Z NIKLOVÝCH KROUŽKŮ

Výpočet původního těsnícího spoje skládající ze dvou niklových kroužků o  $\varnothing$  6mm bude opět proveden podle normy ČSN EN 1591 Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů viz Obr. 6.1. Těsnění je umístěno v drážkách příruby s krkem (hrdlo kolektoru). Niklové kroužky mají čistotu 99,6 % a jsou taženy za studena.

Jelikož příruba tělesa kolektoru, příruba víka a typy svorníků jsou neměnné, není nutné provádět všechny jednotlivé výpočty znovu. Proto výpočty přírub a svorníků, které jsou hodnotově stejné jako v předchozí kapitole u modifikovaného těsnění, nebudou znovu uváděny. Budou uvedeny pouze výpočty, u kterých došlo ke změně velikosti a označení těchto hodnot bude odlišeno pomocí značky horního indexu (s), aby bylo evidentní, že se daná hodnota vztahuje k původnímu těsnění. Také jednotlivé zatěžovací stavy a jejich velikost je neměnná.



Obr. 6.1 Popisné schéma kruhového těsnění dle [9]



Obr. 6.2 Skutečné schéma kruhového těsnění

Vnitřní průměr stykové plochy primárního těsnění:  $d_{G1}^S = 491\text{mm}$

Vnější průměr stykové plochy primárního těsnění:  $d_{G2}^S = 503\text{mm}$

Vnitřní průměr stykové plochy sekundárního těsnění:  $d_{G3}^S = 541\text{mm}$

Vnější průměr stykové plochy sekundárního těsnění:  $d_{G4}^S = 553\text{mm}$

Tloušťka těsnění (výpočtová):  $e_G^S = 4,2\text{mm}$

Modul pružnosti niklového těsnění:  $E_{G0}^S = 221000\text{MPa}$

$$E_{G1}^S = E_{G2}^S = E_{G3}^S = 202000\text{MPa}$$

Součinitel teplotní roztažnosti přírub:  $\alpha_{G1}^S = \alpha_{G2}^S = \alpha_{G3}^S = 13,4 \cdot 10^{-6}\text{K}^{-1}$

Pro použité niklové těsnění nebyly v době zpracovávání výpočtu k dispozici naměřené hodnoty utahovacích tlaků  $Q_{\min(L)}^S$  a  $Q_{S\min(L)}^S$  pro požadovanou třídu netěsnosti na konkrétním přírubovém spoji. Dostupný parametr, pomocí kterého lze dopočítat zpětně hodnoty utahovacích tlaků, je reálná hodnota prodloužení svorníku při montážním utahování stávající konfigurace spoje.

Prodloužení svorníku při utahování nominální utahovací silou:  $\Delta l_{\text{nom}}^S = 0,26\text{mm}$

Pro určení nejvyššího utahovacího tlaku působícího na těsnění je brán ekvivalent meze pevnosti v tlaku  $R_{mt}$ . Tento parametr však není zahrnut v materiálové normě pro použitý niklový drát, proto bude nahrazen mezí pevnosti v tahu  $R_m$  :  $Q_{S_{\max}} \approx R_m = 430\text{MPa}$

## 6.1 PARAMETRY TĚSNĚNÍ

### ▪ Teoretické rozměry těsnění

Teoretická šířka primárního těsnění:

$$b_{G1}^s = \frac{d_{G2}^s - d_{G1}^s}{2} = \frac{503\text{mm} - 491\text{mm}}{2} = 6\text{mm}$$

Teoretický průměr primárního těsnění:

$$d_{G1}^s = \frac{d_{G2}^s + d_{G1}^s}{2} = \frac{503\text{mm} + 491\text{mm}}{2} = 497\text{mm}$$

Teoretická těsnění plocha primárního těsnění:

$$A_{G1}^s = \pi \cdot d_{G1}^s \cdot b_{G1}^s = \pi \cdot 497\text{mm} \cdot 6\text{mm} = 9368,229\text{mm}^2$$

Teoretická šířka sekundárního těsnění:

$$b_{G11}^s = \frac{d_{G4}^s - d_{G3}^s}{2} = \frac{553\text{mm} - 541\text{mm}}{2} = 6\text{mm}$$

Teoretický průměr sekundárního těsnění:

$$d_{G11}^s = \frac{d_{G4}^s + d_{G3}^s}{2} = \frac{553\text{mm} + 541\text{mm}}{2} = 547\text{mm}$$

Teoretická těsnění plocha primárního těsnění:

$$A_{G11}^s = \pi \cdot d_{G11}^s \cdot b_{G11}^s = \pi \cdot 547\text{mm} \cdot 6\text{mm} = 10310,707\text{mm}^2$$

Dále ve výpočtu za veličiny  $d_{Gt}^s, d_{Ge}^s$  je uvažováno výpočtový rozměr těsnění kvůli konzervativnímu přístupu.

$$d_{Gt}^s = d_{Ge}^s = \frac{d_{G1}^s + d_{G11}^s}{2} = \frac{497\text{mm} + 547\text{mm}}{2} = 522\text{mm}$$

Celková teoretická účinná šířka těsnění:

$$b_{Gt}^s = b_{G1}^s + b_{G11}^s = 6\text{mm} + 6\text{mm} = 12\text{mm}$$

Celková teoretická účinná těsnění plocha:

$$A_{Gt}^s = A_{G1}^s + A_{G11}^s = 9368,229\text{mm}^2 + 10310,707\text{mm}^2 = 19678,937\text{mm}^2$$

### 6.1.1 RAMENA MOMENTŮ

#### ▪ Zaslepovací příruba

Opravné koeficienty:

$$h_P^S = \frac{(d_{Gt}^S - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Gt}^S - d_E) + 2 \cdot e_P^2 \cdot d_F}{6 d_{Gt}^2} =$$

$$= \frac{(522\text{mm} - 491\text{mm})^2 \cdot (2 \cdot 522\text{mm} - 491\text{mm}) + 2 \cdot 0^2 \cdot 595,5\text{mm}}{6 (522\text{mm})^2} = 0,902\text{mm}$$

$$h_G^S = \frac{d_{3e} - d_{Gt}^S}{2} = \frac{616,9\text{mm} - 522\text{mm}}{2} = 47,45\text{mm}$$

$$h_H^S = h_H = 62,95\text{mm}$$

$$h_L^S = h_L = 0$$

#### ▪ Příruba s krkem

Opravné koeficienty:  $\tilde{e}_P = \tilde{e}_F = 184\text{mm}$

$$\tilde{h}_P^S = \frac{(\tilde{d}_{Gt}^S - \tilde{d}_E)^2 \cdot (2 \cdot \tilde{d}_{Gt}^S - \tilde{d}_E) + 2 \cdot \tilde{e}_P^2 \cdot \tilde{d}_F}{6 \tilde{d}_{Gt}^2} =$$

$$= \frac{(522\text{mm} - 611,734\text{mm})^2 \cdot (2 \cdot 522\text{mm} - 611,734\text{mm}) + 2 \cdot (184\text{mm})^2 \cdot 601,5\text{mm}}{6 (522\text{mm})^2} = 157,6277\text{mm}$$

$$\tilde{h}_G^S = \frac{\tilde{d}_{3e} - \tilde{d}_{Gt}^S}{2} = \frac{616,9\text{mm} - 522\text{mm}}{2} = 47,45\text{mm}$$

$$\tilde{h}_H^S = \tilde{h}_H = 2,583\text{mm}$$

$$\tilde{h}_L^S = \tilde{h}_L = 0\text{mm}$$

### 6.1.2 ELASTICKÉ PARAMETRY PŘÍRUBY

#### ▪ Zaslepovací příruba

Opravy ramen momentů:

$$h_Q^S = \frac{d_E}{8} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{0,7 + 1,3 \cdot \rho^2} \cdot \left( \frac{d_E}{d_{Gt}^S} \right)^2 =$$

$$= \frac{491mm}{8} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{0,7 + 1,3 \cdot 0^2} \cdot \left( \frac{491mm}{522mm} \right)^2 = 54,3mm$$

$$h_R^S = h_R = 122,75mm$$

Točivý modul pružnosti příruby:

$$Z_F^S = Z_F = 3,566 \cdot 10^{-7} mm^{-3}$$

$$Z_L^S = Z_L = 0$$

#### ▪ Příruba s krkem

$$\tilde{h}_Q^S = \left[ h_S \cdot k_Q + h_T \left( 2 \cdot d_F \cdot \frac{e_P}{d_E^2} - 0,5 \tan \varphi_S \right) \right] \cdot \left( \frac{d_E}{d_{Gt}^S} \right)^2 =$$

$$= \left[ 81,375mm \cdot 0,85 + 46,513mm \left( 2 \cdot 601,5mm \cdot \frac{184mm}{(491mm)^2} - 0,5 \tan 0^\circ \right) \right] \cdot \left( \frac{611,734mm}{522mm} \right)^2 =$$

$$= 132,777mm$$

$$\tilde{h}_R^S = \tilde{h}_R = -12,206mm$$

Točivý modul pružnosti příruby:

$$\tilde{Z}_F^S = \tilde{Z}_F = 1,549 \cdot 10^{-7} mm^{-3}$$

$$\tilde{Z}_L^S = \tilde{Z}_L = 0$$

### 6.1.3 Parametry těsnění

Rameno působící síly:

$$h_{G0}^S = \frac{d_{3e} - d_{Gt}^S}{2} = \frac{616,9mm - 522mm}{2} = 47,45mm$$

Osový modul pružnosti těsnění:

$$X_G^S = \frac{e_G}{A_{Gtl}^S} \cdot \frac{b_{Gt}^S + \frac{e_G^S}{2}}{b_{Ge}^S + \frac{e_G^S}{2}} = \frac{4,2mm}{19678,936mm^2} \cdot \frac{12mm + \frac{4,2mm}{2}}{12mm + \frac{4,2mm}{2}} = 2,134 \cdot 10^{-4} mm^{-1}$$

## 6.2 VNITŘNÍ SÍLY (VE SPOJI)

### 6.2.1 ZATÍŽENÍ

- **Montážní stav (I=0):**  $p_0 = 0MPa$ ;  $t_0 = 20^\circ C \Rightarrow T_0 = 293,15 K$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q0}^S = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (522mm)^2 \cdot 0 = 0N$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R0}^S = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

- **Nominální stav (I=1):**  $p_1 = 12,26MPa$ ;  $t_1 = 297^\circ C \Rightarrow T_1 = 570,15 K$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q1}^S = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (522mm)^2 \cdot 12,26MPa = 2378,5kN$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R1}^S = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**  $p_2 = 13,72MPa$ ;  $t_2 = 120^\circ C \Rightarrow T_2 = 393,15K$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q2}^S = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (522mm)^2 \cdot 13,72MPa = 2661,7kN$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R2}^S = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**  $p_3 = 16,34MPa$ ;  $t_3 = 120^\circ C \Rightarrow T_3 = 393,15K$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:

$$F_{Q3}^S = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Gt}^2 \cdot P_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (522mm)^2 \cdot 16,34MPa = 3167kN$$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:

$$F_{R3}^S = 0N \quad \text{Žádná přídavná zatížení nejsou}$$

### 6.2.2 TEPLOTNÍ ZATÍŽENÍ

Tloušťka podložky ke středu dosedací plochy matice:  $e_{Pl} = 22,8mm$

Tloušťka příruby na průměru  $d_{Ge}$ :  $e_{Ft} = e_{Fb} + e_{Pl} = 148mm + 22,8mm = 170,8mm$

- Rozměr příruby je navýšen o tloušťku podložky  $e_{Pl} = 22,8mm$ , při předpokladu, že jejich teplota a teplotní součinitel roztažnosti jsou stejné jako u příruby.

Tloušťka listu druhé příruby  $d_{Ge}^S$ :  $\tilde{e}_{Ft} = 0mm$

Tloušťka sevřeného spojení:  $l_B^S = e_{Ft} + e_G^S + \tilde{e}_{Ft} = 170,8mm + 4,2mm + 0mm = 175mm$

Provozní teplota PG VVER 440 je 297 °C. Jednotlivé části parogenerátoru mají však ve skutečnosti odlišné teploty z důvodu složitosti a členitosti nádoby. Určení těchto teplot by bylo složité a vyžadovalo by provedení reálného měření nádoby za provozu. Pro zjednodušení jsou hodnoty zvoleny stejně jako provozní teploty při jednotlivých stavech.

Osová teplotní roztažnost a axiálním směru:

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$\begin{aligned}\Delta U_1^S &= l_B^S \cdot \alpha_{B1} \cdot (T_{B1} - T_0) - e_{F1} \cdot \alpha_{F1} \cdot (T_{F1} - T_0) - e_G^S \cdot \alpha_{G1}^S \cdot (T_{G1} - T_0) - \tilde{e}_{F1} \cdot \tilde{\alpha}_{F1} \cdot (\tilde{T}_{F1} - T_0) = \\ &= 175\text{mm} \cdot 17,4 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (570,15\text{K} - 293,15\text{K}) - 148\text{mm} \cdot 17,4 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (570,15\text{K} - 293,15\text{K}) - \\ &- 4,2\text{mm} \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (570,15\text{K} - 293,15\text{K}) - 0 \cdot 17,4 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (570,15\text{K} - 293,15\text{K})\end{aligned}$$

$$\Delta U_1^S = 4,654 \cdot 10^{-3} \text{mm}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\begin{aligned}\Delta U_2^S &= l_B^S \cdot \alpha_{B2} \cdot (T_{B2} - T_0) - e_{F2} \cdot \alpha_{F2} \cdot (T_{F2} - T_0) - e_G^S \cdot \alpha_{G2}^S \cdot (T_{G2} - T_0) - \tilde{e}_{F2} \cdot \tilde{\alpha}_{F2} \cdot (\tilde{T}_{F2} - T_0) = \\ &= 175\text{mm} \cdot 16,68 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (393,15\text{K} - 293,15\text{K}) - 148\text{mm} \cdot 16,68 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (393,15\text{K} - 293,15\text{K}) - \\ &- 4,2\text{mm} \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (393,15\text{K} - 293,15\text{K}) - 0 \cdot 16,68 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (393,15\text{K} - 293,15\text{K})\end{aligned}$$

$$\Delta U_2^S = 1,378 \cdot 10^{-3} \text{mm}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3)**

$$\Delta U_3^S = \Delta U_2^S = 1,378 \cdot 10^{-3} \text{mm}$$

### 6.2.3 PODDAJNOST SPOJE

Osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k těsnící síle  $F_G$ :

▪ **Montážní stav (I=0):**

$$\begin{aligned}Y_{G0}^S &= Z_F^S \cdot \frac{h_G^{2S}}{E_{F0}} + \tilde{Z}_F^S \cdot \frac{\tilde{h}_G^{2S}}{\tilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}} + \frac{X_G^S}{E_{G0}^S} = 3,566 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot \frac{(47,45\text{mm})^2}{205000 \text{MPa}} + \\ &+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot \frac{(47,45\text{mm})^2}{205000 \text{MPa}} + \frac{0,0095\text{mm}}{205000 \text{MPa}} + \frac{2,134 \cdot 10^{-4} \text{mm}^{-1}}{221000 \text{Mpa}} = 6,021 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1}\end{aligned}$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$\begin{aligned}Y_{G1}^S &= Z_F^S \cdot \frac{h_G^{2S}}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F^S \cdot \frac{\tilde{h}_G^{2S}}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} + \frac{X_G^S}{E_{G1}^S} = 3,566 \cdot 10^{-7} \text{mm} \cdot \frac{(47,45\text{mm})^2}{180000 \text{MPa}} + \\ &+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{mm} \cdot \frac{(47,45\text{mm})^2}{180000 \text{MPa}} + \frac{0,0095\text{mm}}{180000 \text{MPa}} + \frac{2,134 \cdot 10^{-4} \text{mm}^{-1}}{202000 \text{Mpa}} = 5,483 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1}\end{aligned}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$Y_{G2}^S = Z_F^S \cdot \frac{h_G^{2S}}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F^S \cdot \frac{\tilde{h}_G^{2S}}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} + \frac{X_G^S}{E_{G2}^S} = 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \frac{(47,45 \text{ mm})^2}{198000 \text{ MPa}} +$$

$$+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \frac{(47,45 \text{ mm})^2}{198000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}} + \frac{2,134 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^{-1}}{202000 \text{ MPa}} = 5,483 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$Y_{G3}^S = Y_{G2}^S = 5,599 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

Osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k osově síle tlaku tekutiny  $F_Q$  :

- **Montážní stav (I=0):**

Vnitřní přetlak tekutiny v tomto stavu je roven 0, proto parametr  $Y_{Q0}^S$  není vyhodnocen.

- **Nominální stav (I=1):**

$$Y_{Q1}^S = Z_F^S \cdot h_G^S \cdot \frac{h_H^S - h_P^S + h_Q^S}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F^S \cdot \tilde{h}_G^S \cdot \frac{\tilde{h}_H^S - \tilde{h}_P^S + \tilde{h}_Q^S}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} =$$

$$= 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 47,45 \text{ mm} \cdot \frac{62,95 \text{ mm} - 0,902 \text{ mm} + 54,302 \text{ mm}}{180000 \text{ MPa}} +$$

$$+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 47,45 \text{ mm} \cdot \frac{2,583 \text{ mm} - 157,627 \text{ mm} + 132,777 \text{ mm}}{180000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{180000 \text{ MPa}}$$

$$Y_{Q1}^S = 6,278 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$Y_{Q2}^S = Z_F^S \cdot h_G^S \cdot \frac{h_H^S - h_P^S + h_Q^S}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F^S \cdot \tilde{h}_G^S \cdot \frac{\tilde{h}_H^S - \tilde{h}_P^S + \tilde{h}_Q^S}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} =$$

$$= 3,566 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 47,45 \text{ mm} \cdot \frac{62,95 \text{ mm} - 0,902 \text{ mm} + 54,302 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}} +$$

$$+ 1,549 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 47,45 \text{ mm} \cdot \frac{2,583 \text{ mm} - 157,627 \text{ mm} + 132,777 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}} + \frac{0,0095 \text{ mm}}{198000 \text{ MPa}}$$

$$Y_{Q2}^S = 5,707 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$Y_{Q3}^S = Y_{Q2}^S = 5,707 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

Osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k vnějšímu přidavnému zatížení  $F_R$  :

Vnější přidavné zatížení  $F_R$  není uvažováno v žádném stavu (I=1,2,3), a proto nejsou parametry  $Y_{Ri}$  vyhodnoceny.

## 6.2.4 MINIMÁLNÍ TĚSNÍCÍ SÍLY

Minimální těsnicí síla pro montážní stav a příslušné hodnoty utahovacích tlaků na těsnění lze díky dostupné (předepsané) hodnotě prodloužení svorníku pro stávající konfiguraci těsnicího uzlu zpětně určit. Hodnota prodloužení pro stávající konfiguraci spoje je:

$$\Delta l_{nom}^s = 0,26mm.$$

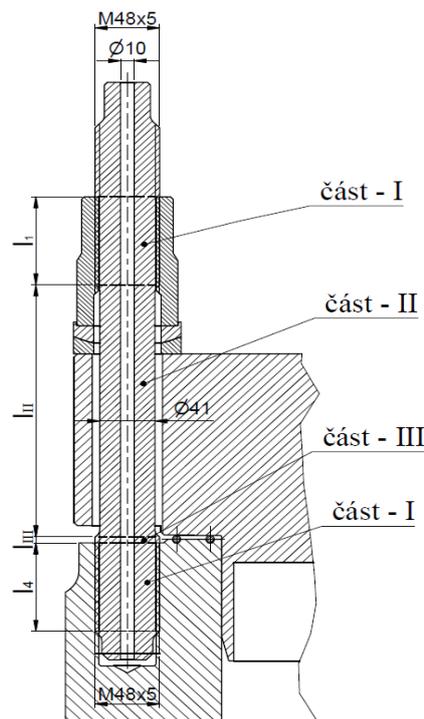
Délky jednotlivých částí svorníku při stlačení těsnění montážní utahovací silou, odečtených ze stávajícího spoje.

$$l_I = l_1 + l_4 = 73mm + 77mm = 150mm$$

$$l_{II} = 205mm$$

$$l_{III} = 5mm$$

**Obr. 6.3** Parametry šroubového spoje po montážním utažení stávajícího těsnění



Průřezy a délky jednotlivých částí svorníku:

- **Část I - závit M48x5 (funkční část)**

$$l_{0I} = 0,5 \cdot l_I = 0,5 \cdot 150mm = 75mm$$

$$d_I = 43,31mm$$

$$d_{BD} = 10mm$$

Výpočtová délka funkčního závitu

Střední průměr závitu

Průměr vnitřního otvoru svorníku

$$A_{BI} = \frac{\pi \cdot (d_I^2 - d_{BD}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot ((43,31mm)^2 - (10mm)^2)}{4} = 1394,676mm^2$$

- **Část II - dřík**

$$l_{0II} = l_{II} = 205mm$$

$$d_{II} = 40mm$$

$$d_{BD} = 10mm$$

Výpočtová délka funkčního závitu

Střední průměr závitu

Průměr vnitřního otvoru svorníku

$$A_{BII} = \frac{\pi \cdot (d_{II}^2 - d_{BD}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot ((40mm)^2 - (10mm)^2)}{4} = 1241,714mm^2$$

- **Část III - závit M48x5 (volná část)**

$$l_{0III} = l_{III} = 5mm$$

$$d_{III} = 43,31mm$$

$$d_{BD} = 10mm$$

Výpočtová délka funkčního závitu

Střední průměr závitu

Průměr vnitřního otvoru svorníku

$$A_{BIII} = \frac{\pi \cdot (d_{III}^2 - d_{BD}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot ((43,31\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2)}{4} = 1394,676\text{mm}^2$$

Nominální montážní utahovací síla  $F_{B0nom}^S$

Ze známého montážního prodloužení lze odvodit:

$$F_{B0nom}^S = \frac{\Delta l_{nom}^S}{\frac{l_{0I}}{A_{BI} \cdot E_{B0}} + \frac{l_{0II}}{A_{BII} \cdot E_{B0}} + \frac{l_{0III}}{A_{BIII} \cdot E_{B0}}} =$$

$$= \frac{0,26\text{mm}}{\frac{75\text{mm}}{1394,676\text{mm}^2 \cdot 2,05 \cdot 10^5\text{MPa}} + \frac{205\text{mm}}{1394,676\text{mm}^2 \cdot 2,05 \cdot 10^5\text{MPa}} + \frac{5\text{mm}}{1241,714\text{mm}^2 \cdot 2,05 \cdot 10^5\text{MPa}}}$$

$$F_{B0nom}^S = 373,9\text{kN}$$

$$F_{B0nom}^S = n_B \cdot F_{B0nom}^S = 20 \cdot 373,9\text{kN} = 7478\text{kN}$$

Odtud lze odvodit počáteční utahovací tlak při montáži:

Uvažuje-li se síla  $F_{G0}^S = F_{B0nom}^S$

$$Q_A^S = \frac{F_{G0}^S}{A_{Gel}^S} = \frac{7478 \cdot 10^3\text{N}}{19678,936\text{m}^2} = 383,635\text{MPa} \Rightarrow \text{výpočtová hodnota } Q_A^S = 380\text{MPa}$$

▪ **Montážní stav (I=0):**

Metoda utahování je shodná - hydraulické utahování. Výpočet je stejný jako pro hřebenové těsnění i příslušné hodnoty rozptylů.

Minimální a maximální montážní utahovací síla:

$$F_{B0min}^S = F_{B0nom}^S \cdot (1 - \varepsilon_-) = 7478 \cdot 10^3\text{N} \cdot (1 - 0,063) = 7009,5\text{kN}$$

$$F_{B0max}^S = F_{B0nom}^S \cdot (1 + \varepsilon_+) = 7478 \cdot 10^3\text{N} \cdot (1 + 0,063) = 8477,7\text{kN}$$

Minimální těsnicí síla pro montážní stav:

$$F_{G0min}^S = F_{B0min}^S - F_{R0} = 7009,5\text{kN}$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

Pro výpočet provozních stavů je nutno určit minimální utahovací tlak při provozu  $Q_{S\min(L)}^S$ .

Tlak je stanoven ze síly  $F_{G0min}^S$  vynásobeným empirickým koeficientem  $k^S = 0,5$ .

$$Q_{S\min(L)}^S = \frac{F_{G0min}^S}{A_{Ge}^S} \cdot k^S = \frac{7009,5 \cdot 10^3\text{N}}{19678,936\text{mm}^2} \cdot 0,5 = 178,1\text{MPa} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \text{zvolená výpočtová hodnota } Q_{S\min(L)}^S = 180\text{MPa}$$

$$F_{G1\min}^S = \max \left\{ A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S ; -(F_{Q1}^S + F_{R1}) \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S &= 19678,936 \text{ mm}^2 \cdot 180 \text{ MPa} = 3542,2 \text{ kN} \\ -(F_{Q1}^S + F_{R1}) &= -(2378,5 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = -2378,5 \text{ kN} \end{aligned} \right\} A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S > -(F_{Q1}^S + F_{R1})$$

$$F_{G1\min}^S = A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S = 19678,936 \text{ mm}^2 \cdot 180 \text{ MPa} = 3542,2 \text{ kN}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$F_{G2\min}^S = \max \left\{ A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S ; -(F_{Q2}^S + F_{R2}) \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S &= 19678,936 \text{ mm}^2 \cdot 180 \text{ MPa} = 3542,2 \text{ kN} \\ -(F_{Q2}^S + F_{R2}) &= -(2661,7 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = -2661,7 \text{ kN} \end{aligned} \right\} A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S > -(F_{Q2}^S + F_{R2})$$

$$F_{G2\min}^S = A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S = 19678,936 \text{ mm}^2 \cdot 180 \text{ MPa} = 3542,2 \text{ kN}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{G3\min}^S = \max \left\{ A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S ; -(F_{Q3}^S + F_{R3}) \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S &= 19678,936 \text{ mm}^2 \cdot 180 \text{ MPa} = 3542,2 \text{ kN} \\ -(F_{Q3}^S + F_{R3}) &= -(3167 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = -3167 \text{ kN} \end{aligned} \right\} A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S > -(F_{Q3}^S + F_{R3})$$

$$F_{G3\min}^S = A_{Ge}^S \cdot Q_{S\min(L)}^S = 19678,936 \text{ mm}^2 \cdot 180 \text{ MPa} = 3542,2 \text{ kN}$$

## 6.2.5 VNITŘNÍ SÍLY PŘI MONTÁŽNÍM STAVU

Hodnota minimální těsnící síly  $F_{G1\min}^S$  je mezní pro zajištění těsnosti i v následujících stavech. Pro zajištění musí být vyhodnoceny i další síly a podmínky.

Minimální těsnící síla:

$$F_{G\Delta}^S = \max_{v\text{šechna} \neq 0} \left\{ \frac{F_{G1\min}^S \cdot Y_{G1}^S + [F_{Q1}^S \cdot Y_{Q1}^S + (F_{R1} \cdot Y_{G1} - F_{R0} \cdot Y_{G0}) + \Delta U_1]}{Y_{G0}^S \cdot P_{QR1}} \right\}$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$\begin{aligned} F_{G\Delta 1}^S &= \frac{F_{G1\min}^S \cdot Y_{G1}^S + [F_{Q1}^S \cdot Y_{Q1}^S + \Delta U_1]}{Y_{G0}^S \cdot P_{QR1}} = \\ &= \frac{3542,2 \text{ kN} \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,137 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + [2378,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 4,654 \cdot 10^{-3} \text{ m}]}{5,316 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1} \end{aligned}$$

$$F_{G\Delta 1}^S = 6941,9 \text{ kN}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$F_{G\Delta 2}^S = \frac{F_{G2\min}^S \cdot Y_{G2}^S + [F_{Q2}^S \cdot Y_{Q2}^S + \Delta U_2]}{Y_{G0}^S \cdot P_{QR1}} =$$

$$= \frac{3542,2\text{kN} \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,599 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + [2661,7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,707 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 1,378 \cdot 10^{-3} \text{ mm}]}{5,316 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1}$$

$$F_{G\Delta 2}^S = 6568,9\text{kN}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{G\Delta 3}^S = \frac{F_{G3\min}^S \cdot Y_{G3}^S + F_{Q3}^S \cdot Y_{Q3}^S}{Y_{G0}^S \cdot P_{QR1}} =$$

$$= \frac{3542,2\text{kN} \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,599 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + [3167 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,707 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 1,378 \cdot 10^{-3} \text{ mm}]}{5,316 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1}$$

$$F_{G\Delta 3}^S = 7117,2\text{kN}$$

$$F_{G\Delta}^S = \max\{F_{G\Delta 1}^S; F_{G\Delta 2}^S; F_{G\Delta 3}^S\}$$

$$F_{G\Delta}^S = \max\{6941,9\text{kN}; 6568,9\text{kN}; 7117,2\text{kN}\}$$

$$F_{G\Delta}^S = F_{G\Delta 3}^S = 7117,2\text{kN}$$

Síla ve šroubech vzhledem k  $F_{G0\min}^S$ :

$$F_{G0\text{req}}^S = \max\{F_{G0\min}^S; F_{G\Delta}^S\}$$

$$F_{G0\text{req}}^S = \max\{7009,5\text{kN}; 7117,2\text{kN}\}$$

$$F_{G0\text{req}}^S = F_{G\Delta}^S = 7117,2\text{kN}$$

$$F_{B0\text{req}}^S = F_{G0\text{reg}}^S + F_{R0} = 7117,2\text{kN} + 0\text{N} = 7117,2\text{kN}$$

Zhodnocení dosavadního výpočtu pomocí splnění podmínky, která je nutná pro další výpočet dle normy:

$$F_{G0\text{reg}}^S \leq F_{G0}^S$$

$$\left. \begin{array}{l} F_{G0\text{reg}}^S = 7117,2\text{kN} \\ F_{G0}^S = 7478\text{kN} \end{array} \right\} 7117,2\text{kN} < 7478\text{kN} \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

## 6.2.6 VNITŘNÍ SÍLY V NÁSLEDUJÍCÍCH STAVECH (I=1,2,3)

$$F_{G0d}^S = \max\left\{F_{G\Delta}^S; \frac{2}{3}\left(1 - \frac{10}{N_R}\right) \cdot F_{B0\text{max}}^S - F_{R0}^S\right\}$$

Počet montážních a dotahovacích postupů pomocí hydraulického utahováku během životnosti spoje (zvoleno):  $N_R = 5$

$$\left. \begin{aligned}
 F_{G\Delta}^S &= 7117,2 \text{ kN} \\
 \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0\max}^S - F_{R0}^S &= \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{5} \right) \cdot 8477,7 \text{ kN} - 0 \text{ N} = -5651,8 \text{ kN} \\
 F_{G0d}^S &= F_{G\Delta}^S = 7117,2 \text{ kN}
 \end{aligned} \right\} 7117,2 \text{ kN} > -5651,8 \text{ kN}$$

Následné těsnicí síly na těsnění pro výpočet mezního zatížení:

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$\begin{aligned}
 F_{G1}^S &= \frac{F_{G0d}^S \cdot Y_{G0}^S \cdot P_{QR1} - [F_{Q1}^S \cdot Y_{Q1}^S + \Delta U_1]}{Y_{G1}^S} = \\
 &= \frac{7117,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,29 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1 - [2378,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 4,654 \cdot 10^{-3} \text{ mm}]}{6,021 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}
 \end{aligned}$$

$$F_{G1}^S = 3696,3 \text{ kN}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\begin{aligned}
 F_{G2}^S &= \frac{F_{G0d}^S \cdot Y_{G0}^S \cdot P_{QR2} - [F_{Q2}^S \cdot Y_{Q2}^S + \Delta U_2]}{Y_{G2}^S} = \\
 &= \frac{7117,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,29 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1 - [2661,7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,724 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 1,378 \cdot 10^{-3} \text{ mm}]}{5,483 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}
 \end{aligned}$$

$$F_{G2}^S = 4071,3 \text{ kN}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\begin{aligned}
 F_{G3}^S &= \frac{F_{G0d}^S \cdot Y_{G0}^S \cdot P_{QR3} - [F_{Q3}^S \cdot Y_{Q3}^S + \Delta U_3]}{Y_{G3}^S} = \\
 &= \frac{7117,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,29 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \cdot 1 - [3167 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 5,724 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + 1,378 \cdot 10^{-3} \text{ mm}]}{5,483 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}
 \end{aligned}$$

$$F_{G3}^S = 3542,2 \text{ kN}$$

Následná síla ve svornících pro výpočet mezního zatížení:

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$F_{B1}^S = F_{G1}^S + (F_{Q1}^S + F_{R1}) = 3696,3 \text{ kN} + (2378,5 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = 6074,8 \text{ kN}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$F_{B2}^S = F_{G2}^S + (F_{Q2}^S + F_{R2}) = 4071,3 \text{ kN} + (2661,7 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = 6733 \text{ kN}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{B3}^S = F_{G3}^S + (F_{Q3}^S + F_{R3}) = 3542,2 \text{ kN} + (3167 \text{ kN} + 0 \text{ N}) = 6712,2 \text{ kN}$$

## 6.3 KONTROLA DOVOLENÝCH ZATÍŽENÍ

Parametry, které jsou rozdílné od předchozího výpočtu, nebo závislé na stávající konfiguraci spoje jsou samostatně definovány. V opačném případě je jejich vyčíslení zachováno z předcházejícího výpočtu.

### 6.3.1 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI SVORNÍKŮ

Stupeň využití únosnosti pro svorníky pro stavy I=0,1,2,3:

- **Montážní stav (I=0):**

$$\Phi_{B0}^S = \frac{1}{f_{B0}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{Bnom}^S}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{320,8MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{7478 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,84$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$\Phi_{B1}^S = \frac{1}{f_{B1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B1}^S}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{290,4MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{6074,8 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,75$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\Phi_{B2}^S = \frac{1}{f_{B2}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B2}^S}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{304MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{6733 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,79$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\Phi_{B3}^S = \frac{1}{f_{B3}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B3}^S}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{304MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{6712,2 \cdot 10^3 N}{24834,29mm^2}\right)^2} = 0,79$$

$$\Phi_B^S = \max\{0,84; 0,75; 0,79; 0,79\}$$

$$\Phi_B^S = 0,84 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

### 6.3.2 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI TĚSNĚNÍ

- **Montážní stav (I=0):**

$$\Phi_{G0}^S = \frac{F_{G0}^S}{A_{Gt}^S \cdot Q_{S \max}} = \frac{7478 \cdot 10^3 N}{19678,936mm^2 \cdot 430MPa} = 0,88$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$\Phi_{G1}^S = \frac{F_{G1}^S}{A_{Gt}^S \cdot Q_{S \max}} = \frac{3696,3 \cdot 10^3 N}{19678,936mm^2 \cdot 430MPa} = 0,44$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\Phi_{G2}^S = \frac{F_{G2}^S}{A_{Gt}^S \cdot Q_{S \max}} = \frac{4071,3 \cdot 10^3 N}{19678,936mm^2 \cdot 430MPa} = 0,48$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\Phi_{G3}^S = \frac{F_{G3}^S}{A_{Gt}^S \cdot Q_{S_{\max}}} = \frac{3542,2 \cdot 10^3 N}{19678,936 \text{ mm}^2 \cdot 430 \text{ MPa}} = 0,42$$

$$\Phi_G^S = \max\{0,88; 0,044; 0,048; 0,42\}$$

$$\Phi_G^S = 0,88 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

Nejvyšší dosažená hodnota stupně únosnosti těsnění je ve stavu montáže (I=0) a je menší než maximální povolená mez, a proto zatížení těsnění vyhovuje.

### 6.3.3 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI ZASLEPOVACÍ PŘÍRUBY

- **Montážní stav (I=0):**

$$\Phi_{F0}^S = \frac{F_{B0_{nom}}^S \cdot h_G^S}{W_{F0}} = \frac{7977,9 \cdot 10^3 N \cdot 47,45 \text{ mm}}{1,546 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,245$$

$$\Phi_{F0}^S = 0,245 \leq 01 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

- **Nominální stav (I=1):**

$$\Phi_{F1}^S = \frac{F_{B1}^S \cdot h_G^S}{W_{F1}} = \frac{6074,7 \cdot 10^3 N \cdot 47,45 \text{ mm}}{1,267 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,391$$

$$\Phi_{F1}^S = 0,318 \leq 01 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$\Phi_{F2}^S = \frac{F_{B2}^S \cdot h_G^S}{W_{F2}} = \frac{6733 \cdot 10^3 N \cdot 47,45 \text{ mm}}{1,439 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,383$$

$$\Phi_{F2}^S = 0,3101 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$\Phi_{F3}^S = \frac{F_{B3}^S \cdot h_G^S}{W_{F3}} = \frac{6712,2 \cdot 10^3 N \cdot 47,45 \text{ mm}}{1,439 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,413$$

$$\Phi_{F3}^S = 0,413 \leq 1 \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

Nejvyšší dosažená hodnota stupně únosnosti zaslepovací příruby je při pevnostní zkoušce (I=3) a je menší než maximální povolená mez, a proto zatížení zaslepovací příruby vyhovuje.

### 6.3.4 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI PŘÍRUBY S KRKEM

- **Montážní stav (I=0):**

Modul průřezu příruby s krkem:

$$W_{F0} = \frac{\pi}{4} \left[ \tilde{f}_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opt0} \cdot \psi_{Z0} - \psi_{Z0}^2) + \tilde{f}_{E0} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M0} \cdot j_{M0} \cdot k_{M0} \right] =$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[ 144 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot (184 \text{ mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot 1 \cdot 1 - 1^2) + \right. \\ \left. + 144 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot (113,943 \text{ mm})^2 \cdot 1,153 \cdot 1 \cdot 1 \right] = 2,522 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

$$\begin{aligned}\tilde{\Phi}_{F_0}^S &= \frac{|F_{G_0}^S \cdot \tilde{h}_G^S + F_{Q_0}^S (\tilde{h}_H^S - \tilde{h}_P^S) + F_{R_0}^S \cdot \tilde{h}_H^S|}{W_{F_0}} = \\ &= \frac{|7478 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 47,45 \text{ mm} + 0 \cdot (2,583 \text{ mm} - 157,627 \text{ mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,583 \text{ mm}|}{2,522 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,141\end{aligned}$$

$$\tilde{\Phi}_{F_0}^S = 0,141 < \tilde{\Phi}_{\max}^S = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=0 se nachází na povolených mezích zatížení.

▪ **Nominální stav (I=1):**

Modul průřezu příruby s krkem:

$$\begin{aligned}W_{F_1} &= \frac{\pi}{4} [\tilde{f}_{F_1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opt1} \cdot \psi_{Z1} - \psi_{Z1}^2) + \tilde{f}_{E1} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M1} \cdot j_{M1} \cdot k_{M1}] = \\ &= \frac{\pi}{4} [118 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot (184 \text{ mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + \\ &\quad + 118 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot (113,943 \text{ mm})^2 \cdot 1,111 \cdot (-1) \cdot (-1)] = 2,035 \cdot 10^9 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tilde{\Phi}_{F_1}^S &= \frac{|F_{G_1}^S \cdot \tilde{h}_G^S + F_{Q_1}^S (\tilde{h}_H^S - \tilde{h}_P^S) + F_{R_1}^S \cdot \tilde{h}_H^S|}{W_{F_1}} = \\ &= \frac{|3396,3 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 47,45 \text{ mm} + 2378,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (2,583 \text{ mm} - 157,627 \text{ mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,583 \text{ mm}|}{2,035 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,095\end{aligned}$$

$$\tilde{\Phi}_{F_1}^S = 0,095 < \tilde{\Phi}_{\max}^S = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=1 se nachází na povolených mezích zatížení.

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

Modul průřezu příruby s krkem:

$$\begin{aligned}W_{F_2} &= \frac{\pi}{4} [\tilde{f}_{F_2} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opt2} \cdot \psi_{Z2} - \psi_{Z2}^2) + \tilde{f}_{E2} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M2} \cdot j_{M2} \cdot k_{M2}] = \\ &= \frac{\pi}{4} [134 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{ mm} \cdot (184 \text{ mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + \\ &\quad + 134 \text{ MPa} \cdot 611,734 \text{ mm} \cdot (113,943 \text{ mm})^2 \cdot 1,112 \cdot (-1) \cdot (-1)] = 2,312 \cdot 10^9 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tilde{\Phi}_{F_2}^S &= \frac{|F_{G_2}^S \cdot \tilde{h}_G^S + F_{Q_2}^S (\tilde{h}_H^S - \tilde{h}_P^S) + F_R^S \cdot \tilde{h}_H^S|}{W_{F_2}} = \\ &= \frac{|4071,3 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{ mm} + 2661,7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (2,583 \text{ mm} - 157,627 \text{ mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,583 \text{ mm}|}{2,312 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,096\end{aligned}$$

$$\tilde{\Phi}_{F_2}^S = 0,096 < \tilde{\Phi}_{\max}^S = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=2 se nachází na povolených mezích zatížení.

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

Modul průřezu příruby s krkem:

$$W_{F3} = \frac{\pi}{4} \left[ \tilde{f}_{F3} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \psi_{opr3} \cdot \psi_{Z3} - \psi_{Z3}^2) + \tilde{f}_{E3} \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M3} \cdot j_{M3} \cdot k_{M3} \right] =$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[ 134 \text{MPa} \cdot 2 \cdot 97 \text{mm} \cdot (184 \text{mm})^2 \cdot (1 + 2 \cdot (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + \right]$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[ + 134 \text{MPa} \cdot 611,734 \text{mm} \cdot (113,943 \text{mm})^2 \cdot 1,095 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 2,298 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

$$\tilde{\Phi}_{F3}^S = \frac{|F_{G3}^S \cdot \tilde{h}_G^S + F_{Q3}^S (\tilde{h}_H^S - \tilde{h}_P^S) + F_R^S \cdot \tilde{h}_H^S|}{W_{F3}} =$$

$$= \frac{|3542,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 61,2 \text{mm} + 3167 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (2,583 \text{mm} - 157,627 \text{mm}) + 0 \text{ N} \cdot 2,583 \text{mm}|}{2,312 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,141$$

$$\tilde{\Phi}_{F3}^S = 0,141 < \tilde{\Phi}_{\max}^S = 1$$

Zatížení příruby s krkem ve stavu I=3 se nachází na povolených mezích zatížení.

## 6.4 KONTROLA OMEZENÍ NEROVNOMĚRNOSTI STLAČENÍ TĚSNĚNÍ

Velká rozteč mezi svorníky by mohla způsobit nerovnoměrné stlačení těsnění. Tento kontrolní výpočet zohledňuje tuto rozteč.

$$e_F \geq p_B \cdot \sqrt{\frac{E_{Gm}^S \cdot b_{Ge}^S \cdot p_B}{E_F \cdot e_G^S \cdot b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - (\phi_{G0}^S)^2}}{10}}$$

Modul pružnosti těsnění při tlakovém zatížení:

$$E_{Gm}^S = 0,5 \cdot E_{G0}^S = 0,5 \cdot 2,21 \cdot 10^5 \text{ MPa} = 1,105 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$p_B \cdot \sqrt{\frac{E_{Gm}^S \cdot b_{Ge}^S \cdot p_B}{E_{F0} \cdot e_G^S \cdot b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - (\phi_{G0}^S)^2}}{10}} =$$

$$= 97,389 \text{mm} \cdot \sqrt{\frac{1,105 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 12 \text{mm}}{2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 4,2 \text{mm}} \cdot \frac{97,389 \text{mm}}{66,5 \text{mm}} \cdot \frac{\sqrt{1 - 0,88^2}}{10}} = 31,9 \text{mm}$$

$$\left. \begin{array}{l} e_F = 148 \text{mm} \quad e_F \geq 31,9 \text{mm} \\ \tilde{e}_F = 184 \text{mm} \quad \tilde{e}_F \geq 31,9 \text{mm} \end{array} \right\} \Rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

K nerovnoměrnosti stlačení těsnění vlivem velikosti rozteče svorníků nedojde.

## 6.5 NATOČENÍ PŘÍRUBY

- **Zaslepovací příruba**

Kontrolní výpočet natočení bude proveden pro víko, u kterého je větší pravděpodobnost problému s hodnotami natočení.

▪ **Montážní stav (I=0):**

$$F_{G0\min}^S = F_{B0\min}^S - F_R^S = 7009,5\text{kN} - 0 = 7009,5\text{kN}$$

$$F_{G0\max}^S = F_{B0\max}^S - F_R = 8477,7\text{kN} - 0 = 8477,7\text{kN}$$

$$\theta_{F0\min}^S = \frac{Z_F^S}{E_{F0}} \cdot \left[ F_{G0\min}^S \cdot h_G^S + F_{Q0}^S \cdot (h_H^S - h_P^S + h_Q^S) + F_{R0}^S \cdot (h_H^S + h_R^S) \right] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\left[ 7009,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 47,45 \cdot \text{mm} + 0 \cdot (62,95\text{mm} - 0,902\text{mm} + 54,3\text{mm}) + \right]$$

$$\left[ + 0 \cdot (62,95\text{mm} + 122,75\text{mm}) \right] = 5,776 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta_{F0\max}^S = \frac{Z_F^S}{E_{F0}} \cdot \left[ F_{G0\max}^S \cdot h_G^S + F_{Q0}^S \cdot (h_H^S - h_P^S + h_Q^S) + F_{R0}^S \cdot (h_H^S + h_R^S) \right] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\left[ 8477,7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 47,45 \cdot \text{mm} + 0 \cdot (62,95\text{mm} - 0,902\text{mm} + 54,3\text{mm}) + \right]$$

$$\left[ + 0 \cdot (62,95\text{mm} + 122,75\text{mm}) \right] = 6,986 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

▪ **Nominální stav (I=1):**

$$F_{G1\min}^S = \frac{F_{G0\min}^S Y_{G0}^S - [F_{Q1}^S Y_{G1}^S + (F_{R1}^S Y_{R1} - F_{R0}^S Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G1}^S} = \frac{7009,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,021 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{5,483 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} -$$

$$\frac{[2378,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 4,654 \cdot 10^3]}{5,483 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 4889\text{kN}$$

$$F_{G1\max}^S = \frac{F_{G0\max}^S Y_{G0}^S - [F_{Q1}^S Y_{G1}^S + (F_{R1}^S Y_{R1} - F_{R0}^S Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G1}^S} = \frac{8477,7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,021 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}}{5,483 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} -$$

$$\frac{[2378,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 4,654 \cdot 10^3]}{5,483 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} = 6501,3\text{kN}$$

$$\theta_{F1\min}^S = \frac{Z_F^S}{E_{F1}} \cdot \left[ F_{G1\min}^S \cdot h_G^S + F_{Q1}^S \cdot (h_H^S - h_P^S + h_Q^S) + F_{R1}^S \cdot (h_H^S + h_R^S) \right] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\left[ 4889 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 47,45 \cdot \text{mm} + 2378,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (62,95\text{mm} - 0,902\text{mm} + 54,3\text{mm}) + \right]$$

$$\left[ + 0 \cdot (62,95\text{mm} + 122,75\text{mm}) \right] = 1,006 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\theta_{F1\max}^S = \frac{Z_F^S}{E_{F1}} \cdot \left[ F_{G1\max}^S \cdot h_G^S + F_{Q1}^S \cdot (h_H^S - h_P^S + h_Q^S) + F_{R1}^S \cdot (h_H^S + h_R^S) \right] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\left[ 6501,3 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 47,45 \cdot \text{mm} + 2378,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (62,95\text{mm} - 0,902\text{mm} + 54,3\text{mm}) + \right]$$

$$\left[ + 0 \cdot (62,95\text{mm} + 122,75\text{mm}) \right] = 1,157 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$F_{G2\min} = \frac{F_{G0\min} Y_{G0} - [F_{Q2} Y_{G2} + (F_{R2} Y_{R2} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_2]}{Y_{G2}} = \frac{7009,5 \cdot 10^3 N \cdot 5,707 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} -$$

$$\frac{[2661,7 \cdot 10^3 N \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} mmN^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 1,378 \cdot 10^3]}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} = 4902 \text{ kN}$$

$$F_{G2\max} = \frac{F_{G0\max} Y_{G0} - [F_{Q2} Y_{G2} + (F_{R2} Y_{R2} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_2]}{Y_{G2}} = \frac{8477,7 \cdot 10^3 N \cdot 5,707 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} -$$

$$\frac{[2661,7 \cdot 10^3 N \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} mmN^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 1,378 \cdot 10^3]}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} = 6514 \text{ kN}$$

$$\theta_{F2\min} = \frac{Z_F}{E_{F2}} \cdot [F_{G2\min} \cdot h_G + F_{Q2} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R2} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} mm^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 MPa} \cdot$$

$$\left[ 4902 \cdot 10^3 N \cdot 47,45 \cdot mm + 2661,7 \cdot 10^3 N \cdot (62,95mm - 0,902mm + 54,3mm) + \right. \\ \left. + 0 \cdot (62,95mm + 122,75mm) \right] = 9,75 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta_{F2\max} = \frac{Z_F}{E_{F2}} \cdot [F_{G2\max} \cdot h_G + F_{Q2} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R2} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} mm^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 MPa} \cdot$$

$$\left[ 6514 \cdot 10^3 N \cdot 47,45 \cdot mm + 2661,7 \cdot 10^3 N \cdot (62,95mm - 0,902mm + 54,3mm) + \right. \\ \left. + 0 \cdot (62,95mm + 122,75mm) \right] = 1,113 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$F_{G3\min} = \frac{F_{G0\min} Y_{G0} - [F_{Q3} Y_{G3} + (F_{R3} Y_{R3} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_3]}{Y_{G3}} = \frac{7009,5 \cdot 10^3 N \cdot 5,707 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} -$$

$$\frac{[3167 \cdot 10^3 N \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} mmN^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 1,378 \cdot 10^3]}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} = 4375,8 \text{ kN}$$

$$F_{G3\max} = \frac{F_{G0\max} Y_{G0} - [F_{Q3} Y_{G3} + (F_{R3} Y_{R3} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_3]}{Y_{G3}} = \frac{8477,7 \cdot 10^3 N \cdot 5,707 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} -$$

$$\frac{[3167 \cdot 10^3 N \cdot 6,278 \cdot 10^{-8} mmN^{-1} + (0 \cdot 0 - 0 \cdot 0) + 1,378 \cdot 10^3]}{5,483 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}} = 5598,5 \text{ kN}$$

$$\theta_{F3\min} = \frac{Z_F}{E_{F3}} \cdot [F_{G3\min} \cdot h_G + F_{Q3} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R3} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} mm^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 MPa} \cdot$$

$$\left[ 4375,8 \cdot 10^3 N \cdot 47,45 \cdot mm + 3167 \cdot 10^3 N \cdot (62,95mm - 0,902mm + 54,3mm) + \right. \\ \left. + 0 \cdot (62,95mm + 122,75mm) \right] = 4,396 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\theta_{F3\max} = \frac{Z_F}{E_{F3}} \cdot [F_{G3\max} \cdot h_G + F_{Q3} \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_{R3} \cdot (h_H + h_R)] = \frac{3,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}}{1,98 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot$$

$$\left[ 5598,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 47,45 \cdot \text{mm} + 3167 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (62,95\text{mm} - 0,902\text{mm} + 54,3\text{mm}) + 0 \cdot (62,95\text{mm} + 122,75\text{mm}) \right] = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

## 6.6 TLAKY PŮSOBÍCÍ NA TĚSNĚNÍ

### 6.6.1 MONTÁŽNÍ TLAKY

- **Minimální síla**

$$Q_{\min}^S = \frac{F_{B0\min}^S}{A_{Ge}^S} = \frac{7009,5 \cdot 10^3 \text{ N}}{19678,936 \text{ mm}^2} = 356,19 \text{ MPa}$$

- **Nominální síla**

$$Q_{\text{nom}}^S = \frac{F_{B0\text{nom}}^S}{A_{Ge}^S} = \frac{7478 \cdot 10^3 \text{ N}}{19678,936 \text{ mm}^2} = 380 \text{ MPa}$$

- **Maximální síla**

$$Q_{\max}^S = \frac{F_{B0\max}^S}{A_{Ge}^S} = \frac{8477,7 \cdot 10^3 \text{ N}}{19678,936 \text{ mm}^2} = 430,8 \text{ MPa}$$

### 6.6.2 NÁSLEDUJÍCÍ TLAKY

- **Nominální stav (I=1):**

$$Q_1^S = \frac{F_{G1}^S}{A_{Ge}^S} = \frac{3696,6 \cdot 10^3 \text{ N}}{19678,936 \text{ mm}^2} = 187,9 \text{ MPa}$$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$Q_2^S = \frac{F_{G2}^S}{A_{Ge}^S} = \frac{4071,3 \cdot 10^3 \text{ N}}{19678,936 \text{ mm}^2} = 206,9 \text{ MPa}$$

- **Pevnostní zkouška (I=3):**

$$Q_3^S = \frac{F_{G3}^S}{A_{Ge}^S} = \frac{3542,2 \cdot 10^3 \text{ N}}{19678,936 \text{ mm}^2} = 180 \text{ MPa}$$

Vypočtené utahovací tlaky odpovídají předpokladům zachování těsnosti, kdy na navrhované hřebenové těsnění musí pro splnění podmínky těsnosti  $L_{0,01}$ . [5,9,10]

## 7 POROVNÁNÍ STÁVAJÍCÍ A NOVÉ KONFIGURACE PŘÍRUBOVÉHO SPOJE

Tato kapitola shrnuje výsledky, které byly vypočítány pomocí normy ČSN EN 1591 v předchozích kapitolách. Výsledky jsou porovnány a vyhodnoceny do grafů. Výpočty byly prováděny pro stávající a novou konfiguraci přírubového spoje v kapitole 5 a 6. Výpočet byl proveden pro 4 hlavní zatěžovací stavy viz kapitola 5.

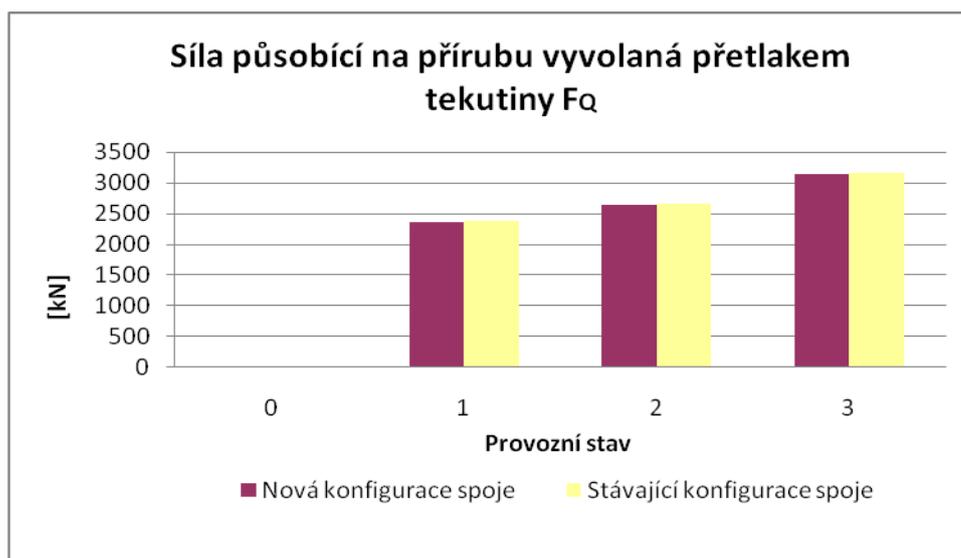
- **I=0 Montážní stav:**  $p_0 = 0\text{MPa}$   
 $t_0 = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_0 = 293,15\text{ K}$
- **I=1 Nominální stav:**  $p_1 = 12,26\text{MPa}$   
 $t_1 = 297^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 570,15\text{ K}$
- **I=2 Těsnostní zkouška:**  $p_2 = 13,72\text{MPa}$   
 $t_2 = 120^\circ\text{C} \Rightarrow T_2 = 393,15\text{ K}$
- **I=3 Pevnostní zkouška:**  $p_3 = 16,34\text{MPa}$   
 $t_3 = 120^\circ\text{C} \Rightarrow T_3 = 393,15\text{ K}$

### 7.1 ZATÍŽENÍ PŘÍRUBOVÉHO SPOJE

Hlavní zatížení přírubového spoje vzniká od síly vyvolané od svorníků  $F_b$  a od síly vyvolané přetlakem tekutiny  $F_Q$ . Síly vyvolané přetlakem tekutiny  $F_{Qi}$  jsou řešeny v kapitole 5.5.1 a 6.2.1. Tato síla vzniká v ose kolektoru od přetlaku tekutiny.

Tab. 7.1 Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny

Síla působící na přírubu vyvolaná přetlakem tekutiny $F_Q$				
Nové [kN]		Stávající [kN]		Provozní stav
$F_{Q0}$	0	$F_{Q0}^S$	0	0
$F_{Q1}$	2354,6	$F_{Q1}^S$	2378,5	1
$F_{Q2}$	2635	$F_{Q2}^S$	2661,7	2
$F_{Q3}$	3138	$F_{Q3}^S$	3167	3

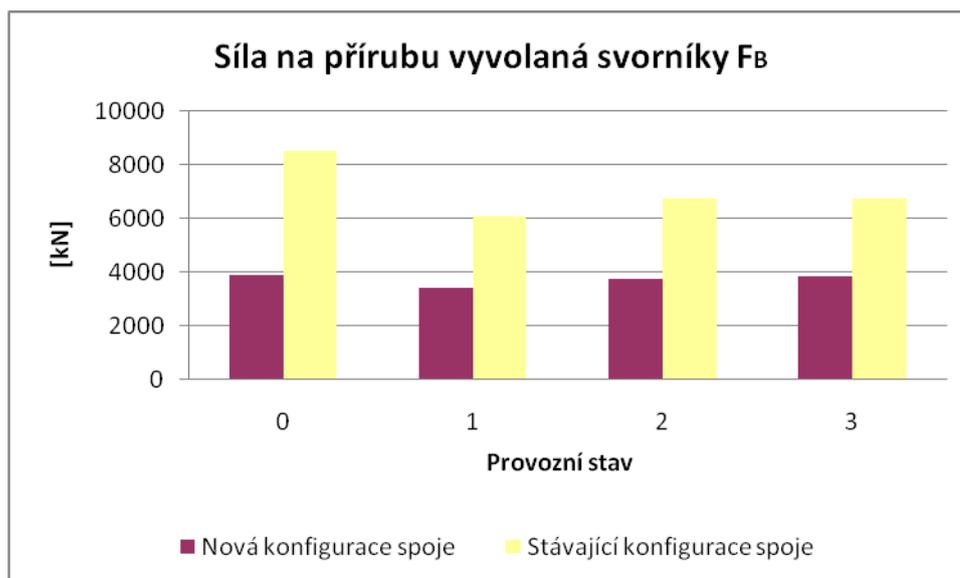


**Graf 7.1** Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny

Síly od svorníků  $F_{BI}$  jsou řešeny v kapitole 5.5.6 pro hřebenové těsnění a 6.2.6 pro niklové těsnění.

**Tab. 7.2** Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny

Síla na přírubu vyvolaná svorníky (20 svorníků)				
	Nové [kN]	Stávající [kN]	Provozní stav	Snížení zatížení [%]
$F_{B0}$	3886	$F_{B0}^S$ 8477,7	0	46
$F_{B1}$	3412,7	$F_{B1}^S$ 6074,8	1	56
$F_{B2}$	3742	$F_{B2}^S$ 6733	2	56
$F_{B3}$	3820	$F_{B3}^S$ 6712,2	3	57



**Graf 7.2** Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny

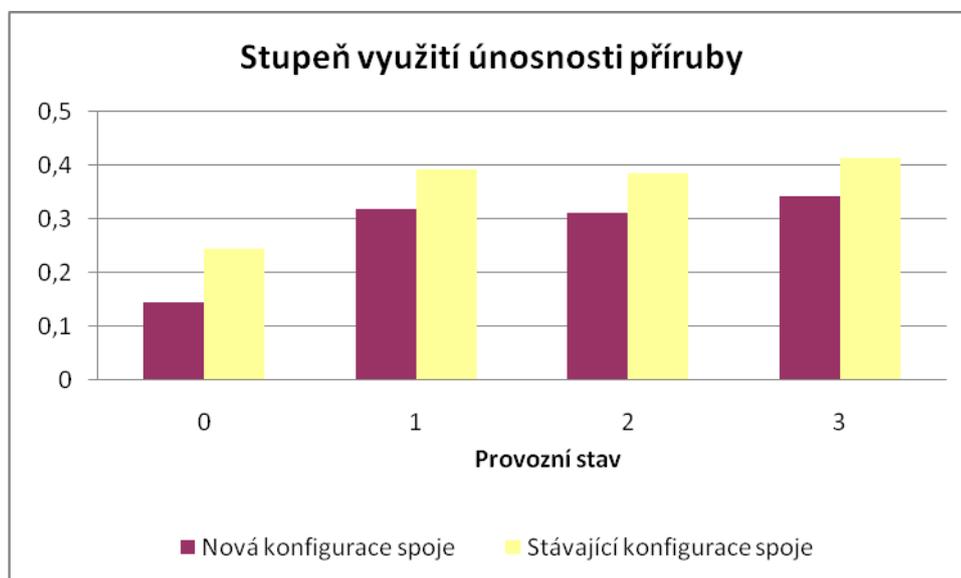
Z grafu je patrné, že modifikací těsnění snížíme sílu působící na přírubu. Ve všech stavech je to snížení okolo 50 %, což je velmi pozitivní pro životnost spoje. V důsledku toho dochází k redukci tlaků v závitových hnízdech svorníků.

### 7.1.1 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI PŘÍRUBY

V kapitolách 5.5.7.3 a 6.3.3 jsou vyčísleny stupně únosnosti zaslepovací příruby. V kap. 5.5.7.4 a 6.3.4 jsou pro vyčísleny pro přírubu s krkem. Vzhledem k tomu, že příruby jsou velmi masivní, nejsou jejich stupně využití nijak vysoké. Srovnání hodnot je pro zaslepovací přírubu.

Tab. 7.3 Srovnání stupňů využití únosnosti zaslepovací příruby

Stupeň využití únosnosti příruby $\Phi_{\max} \leq 1$					
Nové		Stávající		Provozní stav	
$\Phi_{F0}$	0,145	$\Phi_{F0}^S$	0,245	0	
$\Phi_{F1}$	0,318	$\Phi_{F1}^S$	0,391	1	
$\Phi_{F2}$	0,31	$\Phi_{F2}^S$	0,383	2	
$\Phi_{F3}$	0,342	$\Phi_{F3}^S$	0,413	3	



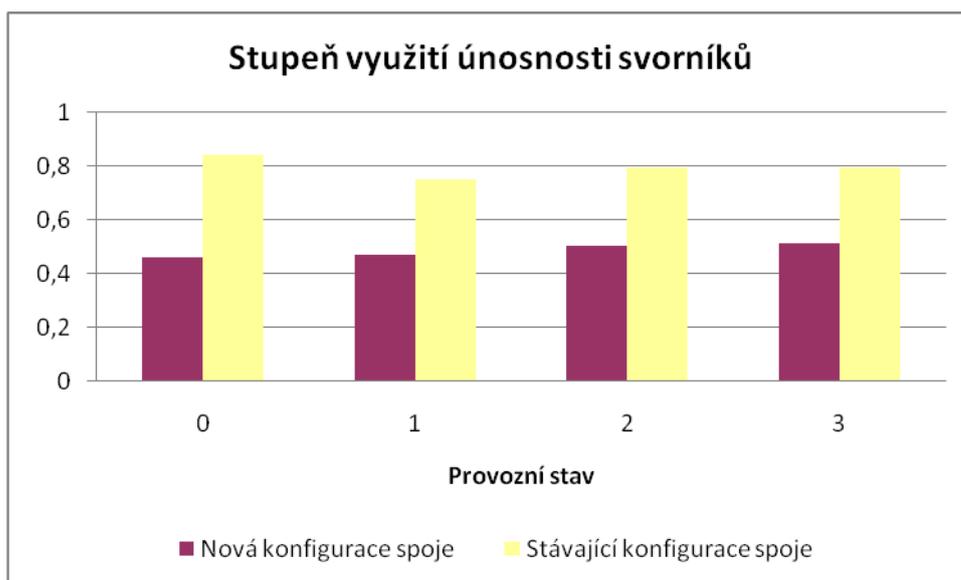
Graf 7.3 Srovnání stupňů využití únosnosti zaslepovací příruby

### 7.1.2 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI SVORNÍKŮ

Vzhledem ke snížení utahovacích sil je potvrzeno snížení stupně využití svorníků ve všech stavech okolo 50 %, čímž dojde z hlediska namáhání svorníků k prodloužení životnosti spoje. V kapitolách 5.5.7.1 a 6.3.1 jsou vyčísleny stupně únosnosti svorníků.

Tab. 7.4 Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků

Stupeň využití únosnosti svorníků $\Phi_{\max} \leq 1$					
Nové		Stávající		Provozní stav	
$\Phi_{B0}$	0,46	$\Phi_{B0}^S$	0,84	0	
$\Phi_{B1}$	0,47	$\Phi_{B1}^S$	0,75	1	
$\Phi_{B2}$	0,5	$\Phi_{B2}^S$	0,79	2	
$\Phi_{B3}$	0,51	$\Phi_{B3}^S$	0,79	3	



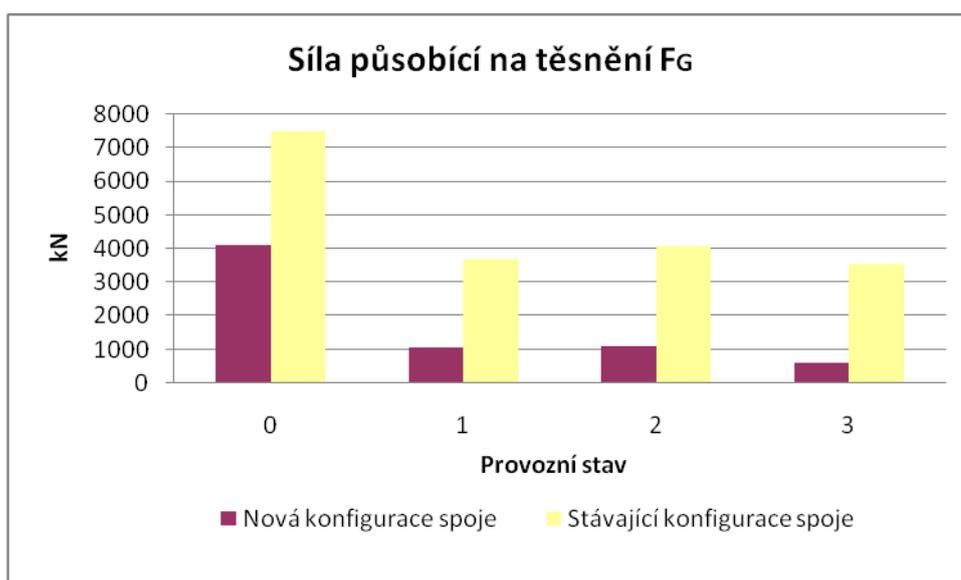
Graf 7.4 Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků

## 7.2 ZATÍŽENÍ TĚSNĚNÍ

Síly působící na těsnění se díky novému hřebenovému těsnění sníží v montážním stavu o 55 %. Síly působící na těsnění  $F_{G1}$  jsou řešeny v kapitole 5.5.6 pro hřebenové těsnění a 6.2.6 pro niklové těsnění a opět porovnány v tab. 8.5. a jsou vyneseny do graf 8.5.

Tab. 7.5 Srovnání sil působících na těsnění

Sily působící na těsnění FG						
	Nové [kN]		Stávající [kN]		Provozní stav	Snížení zatížení [%]
FG0	4091,3	FG0 <sup>S</sup>	7478	0	55	
FG1	1059	FG1 <sup>S</sup>	3696,3	1	29	
FG2	1107	FG2 <sup>S</sup>	4071,3	2	27	
FG3	618,9	FG3 <sup>S</sup>	3542,2	3	17	

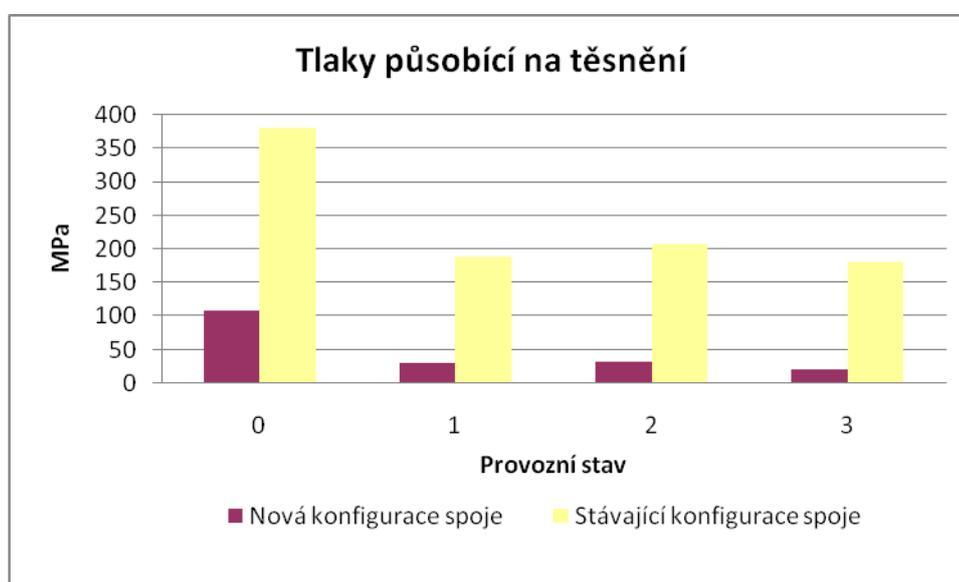


Graf 7.5 Srovnání sil působících na těsnění

Výměnou stávajícího niklového těsnění za hřebenové se výrazně sníží tlak působící při provozních stavech, ale stále splňuje požadavky normy [9] pro zajištění těsnosti. Pro hřebenové těsnění při požadované třídě netěsnosti  $L \leq 0,01 \text{ mg/ms}$  jsou tlaky vyhovující.

**Tab. 7.6** Srovnání tlaků působících na těsnění

Tlaky působící na těsnění				
	Nové [kN]		Stávající [kN]	Provozní stav
Q <sub>0</sub>	107,26	Q <sub>0</sub> <sup>S</sup>	380	0
Q <sub>1</sub>	31,06	Q <sub>1</sub> <sup>S</sup>	187,9	1
Q <sub>2</sub>	32,47	Q <sub>2</sub> <sup>S</sup>	206,9	2
Q <sub>3</sub>	20	Q <sub>3</sub> <sup>S</sup>	180	3



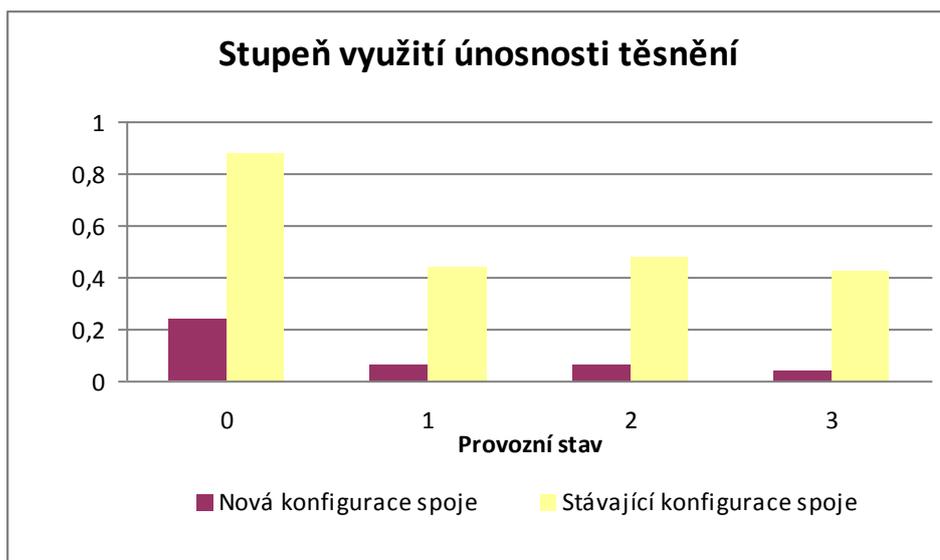
**Graf 7.6** Srovnání tlaků působících na těsnění

### 7.2.1 STUPEŇ VYUŽITÍ ÚNOSNOSTI TĚSNĚNÍ

V kapitolách 5.5.7.2 a 6.3.2 jsou vyčísleny stupně únosnosti těsnění, které jsou porovnány v tab. 8.7 a vyneseny do grafu 8.7.

**Tab. 7.7** Srovnání stupňů využití únosnosti těsnění

Stupeň využití únosnosti těsnění $\Phi_{\max} \leq 1$				
	Nové		Stávající	Provozní stav
$\Phi_{G0}$	0,24	$\Phi_{G0}^S$	0,88	0
$\Phi_{G1}$	0,662	$\Phi_{G1}^S$	0,44	1
$\Phi_{G2}$	0,65	$\Phi_{G2}^S$	0,48	2
$\Phi_{G3}$	0,04	$\Phi_{G3}^S$	0,42	3



Graf 7.7 Srovnání stupňů využití únosnosti těsnění

### 7.3 SHRNU TÍ

Nejdůležitějším předpokladem pro výměnu těsnění je zajištění těsnosti. I při výrazném snížení tlaku, který působí na grafitové těsnění je tato podmínka dodržena. Pro nové těsnění je minimální tlak působící na těsnění při požadované třídě netěsnosti  $L \leq 0,01 \text{ mg/ms}$ , viz kapitola 5.1,  $Q_{S \min(L)} = 20 \text{ MPa}$ . Dle výpočtu je tato těsnost zajištěna.

Hřebenové těsnění je koncipováno tak, že má vyšší tloušťku primárního kroužku (vnitřní) viz obr. 4.5 a příloha 2. Toto konstrukční řešení dovoluje kompenzovat minimální natočení příruby tak, aby za každého vyhodnoceného provozního stavu došlo k vyššímu těsnicímu tlaku již na primárním těsnění. Další stavy, které nastávají během provozu nelze adekvátně popsat analytickým výpočtem dle normy, ale je nutné je řešit MKP.

Pro niklové těsnění nejsou k dispozici naměřené hodnoty utahovacích tlaků  $Q_{\min(L)}^s$  a  $Q_{S \min(L)}^s$  pro požadovanou třídu netěsnosti na konkrétním přírubovém spoji. Dostupný parametr, pomocí kterého bylo dopočítáno zpětně hodnoty utahovacích tlaků, byla reálná hodnota prodloužení svorníku při montážním utahování stávající konfigurace spoje.

## 8 ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo navrhnout modifikaci původního utěsnění víka primárního kolektoru parogenerátoru reaktoru VVER 440, a přes výpočty pomocí normy ČSN EN 1591-1+A1 ověřit správnost a vhodnost nového těsnění oproti původnímu způsobu utěsnění. Výpočet nového hřebenového těsnění probíhal dle normy a nedocházelo k výraznějším odchylkám od stanoveného postupu díky poskytnutým parametrům od výrobce, firmy MICo, s.r.o. Avšak u výpočtu stávajícího niklového těsnění nebyly známy všechny parametry, které byly proto zjištěny ze zpětného výpočtu z hodnoty prodloužení svorníků při montáži. Tato hodnota je udána v montážních postupech pro řešení přírubový spoj. Po zjištění počátečního montážního tlaku na těsnění pak bylo možné dopočítat zbylé parametry potřebné k výpočtu dle normy.

Srovnáním výsledků dosažených v předchozí kapitole 8 byly potvrzeny požadavky a podmínky stanovené v kapitole 4.2. Nové hřebenové těsnění se z dosavadních výsledků zdá být lepší náhradou původního řešení utěsnění. Došlo ke snížení utahovací síly o 46 %, čímž se snížilo i namáhání svorníků, jejich závitových hnízd a také ke snížení tlaku na dosedací plochy přírub.

Výměna stávajících niklových kroužků za nové hřebenové těsnění je plnohodnotnou náhradou, také z těchto důvodů, při kterých se docílí i mnoha výhod:

Došlo by ke snížení radiačních dávek pro pracovníky, kteří montáž těsnění provádějí, protože niklové kroužky, na rozdíl od grafitového těsnění, jsou na sobě konstrukčně nezávislé a proto samotná montáž těsnícího uzlu je komplikovanější a časově více náročná. Další výhodou by bylo snížení nákladů při údržbě. Niklové těsnění se při demontáži celé musí vyměnit, zatím co u hřebenového těsnění se mění pouze grafitové příložky. Docílením snížení napjatosti svorníků a přírubového spoje se zvýší životnost spoje, a tím i jaderná a technická bezpečnost. Tímto byly dosaženy naše cíle, které byly stanoveny na začátku výpočtu.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] *Dokumentace EDU.*

[2] MATAL, O., Šen, H., *Jaderná zařízení a jejich bezpečnost.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2011. 174 s. ISBN 978-80-214-4349-5.

[3] MATAL, Oldřich. *Jaderné reaktory a jejich chlazení.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001. 117 s. ISBN 80-214-2028-6.

[4] MICo, spol. s r.o. *Těsnění* [online]. 2012 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://www.mico.cz/cz/tesneni.php>

[5] ŠVAŘÍČEK, T. Modifikace utěsnění průlezu kompenzátoru objemu VVER 1000. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 113 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Hugo Šen

[6] Oldřich Hlávka: Parogenerátor VVER440. Elektrárna Dukovany, 2001

[7] CHARAKTERISTIKY MATERIÁLŮ PRO ZAŘÍZENÍ A POTRUBÍ JADERNÝCH ELEKTRÁREN TYPU VVER. In: *Asociace strojních inženýrů - Normativně technická dokumentace A.S.I. Sekce II.* Praha a Brno, květen 2007.

[8] INSTRUKCE PRO MONTÁŽ A PROVOZ HŘEBENOVÉHO TĚSNĚNÍ VČETNĚ VÝPLŇOVÝCH KROUŽKŮ. Třebíč, MICo, s.r.o., 06/2009.

[9] ČSN EN 1591-1+A1. Příruby a přírubové spoje - Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů - Část 1: Výpočtová metoda. Český normalizační institut, prosinec 2009, ICS 23.040.60

[10] ŠNAJDÁREK, L. Modifikace utěsnění víka iontového filtru TC SVO1 v JE s VVER 440. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 131 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Hugo Šen.

## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

<b>Obr. 2.1</b> Uspořádání primárního okruhu [1].....	13
<b>Obr. 3.1</b> Parogenerátor reaktoru VVER 440 [2].....	14
<b>Obr. 3.2</b> Schematický příčný řez PG [2].....	15
<b>Obr. 3.3</b> Podélný řez PG a jeho základní rozměry [1].....	16
<b>Obr. 3.4</b> Příčné řezy PG a jeho základní rozměry [1] .....	16
<b>Obr. 3.5</b> Dělení tlakové nádoby PG [2].....	17
<b>Obr. 3.6</b> Detail konstrukčního řešení dělicí roviny kolektoru [2].....	17
<b>Obr. 3.7</b> Prvky dilatační mříže trubkového svazku PG [2].....	18
<b>Obr. 3.8</b> Rozvod napájecí vody: 1 - míšecí krabice, 2 - trubky PG, 3 – usměrňovací plech [1].....	19
<b>Obr. 4.1</b> Víko primárního kolektoru PG VVER 440.....	21
<b>Obr. 4.2</b> Utěsnění kolektoru a víka v původním provedení s niklovými kroužky.....	21
<b>Obr. 4.3</b> Průřez grafitového kroužku BURGMANN kroužku [6].....	23
<b>Obr. 4.4</b> Průřez opěrného kroužku [6].....	23
<b>Obr. 4.5</b> Hřebenové těsnění .....	24
<b>Obr. 4.6</b> Modifikovaný těsnící uzel .....	25
<b>Obr. 4.7</b> Detail původního převýšení .....	27
<b>Obr. 4.8</b> Hřebenové těsnění s expandovaným grafitem [6].....	27
<b>Obr. 5.1</b> Schéma těsnění dle normy.....	29
<b>Obr. 5.2</b> Skutečné schéma těsnění.....	29
<b>Obr. 5.3</b> Popisné schéma zaslepovací příruby .....	32
<b>Obr. 5.4</b> Popisné schéma příruby s krkem .....	32
<b>Obr. 5.5</b> Popisné schéma svorníku.....	33
<b>Obr. 5.6</b> Skutečné schéma svorníku.....	33
<b>Obr. 5.7</b> Účinná celková plocha listu příruby víka.....	35
<b>Obr. 5.8</b> Účinná celková plocha krku kolektoru.....	36
<b>Obr. 5.9</b> Síť konečných prvků modelu spoje kolektoru.....	66
<b>Obr. 5.10</b> Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při předepnutí svorníků při montáži...67	67
<b>Obr. 5.11</b> Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při těsnostní zkoušce.....67	67
<b>Obr. 5.12</b> Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při 1. odlehčení.....68	68
<b>Obr. 5.13</b> Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při nominálním provozu.....68	68
<b>Obr. 5.14</b> Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při 2. odlehčení.....69	69
<b>Obr. 5.15</b> Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při pevnostní zkoušce.....69	69
<b>Obr. 5.16</b> Průběh napětí v grafitových příložkách při předepnutí svorníků při montáži.....70	70
<b>Obr. 5.17</b> Průběh napětí v grafitových příložkách při těsnostní zkoušce.....70	70
<b>Obr. 5.18</b> Průběh napětí v grafitových příložkách při 1. odlehčení.....71	71
<b>Obr. 5.19</b> Průběh napětí v grafitových příložkách při nominálním provozu.....71	71
<b>Obr. 5.20</b> Průběh napětí v grafitových příložkách při 2. odlehčení.....72	72
<b>Obr. 5.21</b> Průběh napětí v grafitových příložkách při pevnostní zkoušce.....72	72
<b>Obr. 6.1</b> Popisné schéma kruhového těsnění dle [9].....	74
<b>Obr. 6.2</b> Skutečné schéma kruhového těsnění.....	74
<b>Obr. 6.3</b> Parametry šroubového spoje po montážním utažení stávajícího těsnění.....81	81
<b>Tab. 2.1</b> Technické parametry PG VVER 440 [2].....	20
<b>Tab. 5.1</b> Přehled zátěžných stavů spoje, analyzovaných v programu ANSYS.....	66
<b>Tab. 7.1</b> Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny.....	93
<b>Tab. 7.2</b> Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny.....	94
<b>Tab. 7.3</b> Srovnání stupňů využití únosnosti zaslepovací příruby.....	95
<b>Tab. 7.4</b> Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků.....	95

<b>Tab. 7.5</b> Srovnání sil působících na těsnění.....	96
<b>Tab. 7.6</b> Srovnání tlaků působících na těsnění.....	97
<b>Tab. 7.7</b> Srovnání stupňů využití únosnosti těsnění.....	97
<b>Graf 4.1</b> Průběh relaxace grafitu [7].....	26
<b>Graf 5.1</b> Stlačovací a odlehčovací křivka grafitových příložek na těsnění.....	29
<b>Graf 5.2</b> Moduly pružnosti těsnění.....	30
<b>Graf 5.3</b> Velikost napětí při různých třídách netěsností.....	30
<b>Graf 5.4</b> Zatěžovací křivky těsnění s odlehčováním – závislost tlaku (PRES, MPa) na stlačení těsnění (CLOS, mm).....	65
<b>Graf 7.1</b> Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny.....	94
<b>Graf 7.2</b> Srovnání sil působících na přírubu vyvolané přetlakem kapaliny.....	94
<b>Graf 7.3</b> Srovnání stupňů využití únosnosti zaslepovací příruby.....	95
<b>Graf 7.4</b> Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků.....	96
<b>Graf 7.5</b> Srovnání sil působících na těsnění.....	96
<b>Graf 7.6</b> Srovnání tlaků působících na těsnění.....	97
<b>Graf 7.7</b> Srovnání stupňů využití únosnosti těsnění.....	98

# 11 SEZNAM ZKRATEK, JEDNOTEK A INDEXŮ

## 11.1 SEZNAM ZKRATEK

JE - jaderná elektrárna

I.O. - primární okruh

HCP - Hlavní cirkulační potrubí

HUA - Hlavní uzavírací armatury

HCČ - Hlavní cirkulační čerpadlo

KO - Kompenzátor objemu

PG - Parogenerátor

ČEZ – České energetické závody

NTD ASI - Normativně technické dokumentace Asociace strojních inženýrů

VVER - lehkovodní reaktor (vodo-vodní energetický reaktor)

MKP – metoda konečných prvků

## 11.2 SEZNAM JEDNOTEK

symbol	jednotka	popis
AB	[mm <sup>2</sup> ]	souhrnná účinná plocha průřezu všech šroubů
AF	[mm <sup>2</sup> ]	účinná celková plocha listu příruby (včetně otvorů pro šrouby)
A <sub>Ge</sub> , A <sub>Gt</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	těsnicí plocha, účinná, teoretická
A <sub>g</sub>	[mm]	průřez grafitu
A <sub>h</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	celková plocha drážky hřebene
A <sub>u</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	plocha kruhové úseče (části drážky hřebene)
A <sub>L</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	plocha lichoběžníku (části drážky hřebene)
C	[-]	součinitel pro krouticí moment v poměru zatížení šroubů
d <sub>i</sub>	[mm]	průměr části šroubu (svorníku) pro index i= I,II,III,IV,V
E <sub>0</sub>	[MPa]	modul pružnosti části při počátečním stavu
E <sub>B</sub> , E <sub>F</sub> , E <sub>G</sub>	[MPa]	modul pružnosti části při zatěžovacím stavu i
F <sub>A</sub>	[N]	vnější dodatečná osová síla
F <sub>B</sub>	[N]	síla ve šroubech (součet všech šroubů)
F <sub>G</sub>	[N]	těsnicí síla
F <sub>GA</sub>	[N]	minimální těsnicí síla při montážním stavu, která zaručuje po všech zatíženích při následných stavech potřebnou těsnicí sílu
F <sub>Q</sub>	[N]	osová síla od tlaku tekutiny
F <sub>R</sub>	[N]	síla vyplývající z F <sub>A</sub> a M <sub>A</sub>
I	[-]	identifikační stav zatížení: I=0 pro montážní stav
I=1,2,3		pro následné stavy
I <sub>B</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	plastický moment krutu dřívku šroubu
K <sub>S</sub>	[-]	systematická chyba v nepřesnosti v těstnostní metodě šroubů
L <sub>u</sub>	[Nmm]	délka oblouku kruhové úseče (části drážky hřebene)
M <sub>A</sub>	[Nmm]	vnější přídavný moment
M <sub>t</sub>	[Nmm]	utahovací moment šroubu
M <sub>tB</sub>	[Nmm]	krouticí moment užitý pro dřív šroubů jako výsledek užití momentu při utažení šroubu M <sub>t</sub>
N <sub>R</sub>	[Nmm]	počet montážních a dotahovacích postupů během životnosti spoje
O <sub>g</sub>	[Nmm]	obvod těsnění na daném poloměru

P	[MPa]	tlak tekutiny (vnitřní)
P <sub>QR</sub>	[-]	součinitel tečení, který je poměrem povrchů zbytkového a nového těsnění, na které působil tlak po a před uvolněním
Q	[MPa]	střední účinný utahovací tlak těsnění
Q <sub>A</sub>	[MPa]	utahovací tlak při montáži působící na povrch těsnění zatěžováním, které je nezbytné pro správnost Q <sub>smin(L)</sub> při provozních podmínkách
Q <sub>smin(L)</sub>	[MPa]	nejnižší utahovací tlak na povrch těsnění při požadované třídě netěsnosti L po snížení podmínky zatížení
Q <sub>min(L)</sub>	[MPa]	nejnižší utahovací tlak při požadované třídě netěsnosti L při montáži (na efektivní plochu), nejnižší přípustná hodnota Q <sub>A</sub>
Q <sub>smax</sub>	[MPa]	nejvyšší utahovací tlak, který může bezpečně působit na těsnění při provozní teplotě bez jeho poškození
Q <sub>max</sub>	[MPa]	maximální dovolený utahovací tlak těsnění, který může bezpečně působit na těsnění při provozní teplotě bez poškození (pro skutečnou geometrii těsnění použité u šroubového spoje příruby)
Q <sub>max,Y</sub>	[MPa]	maximální dovolený utahovací tlak těsnění, který může bezpečně při provozní teplotě bez poškození (nezávisle na geometrii těsnění)
T <sub>0</sub>	[°C, K]	teplota spoje při montáži
T <sub>B</sub> , T <sub>F</sub> , T <sub>G</sub>	[°C, K]	teplota (střední hodnota) části spoje určené příslušným indexem
U	[mm]	osový posuv
W <sub>F</sub> , W <sub>X</sub>	[Nmm]	modul průřezu části určeného indexem
X <sub>B</sub> , X <sub>G</sub>	[Nmm]	osový modul pružnosti šroubů
Y <sub>Q</sub> , Y <sub>G</sub> , Y <sub>R</sub>	[mmN <sup>-1</sup> ]	osová poddajnost smontovaného přírubového spoje
Z <sub>F</sub>	[mm <sup>-3</sup> ]	točivý modul pružnosti příruby
b <sub>F</sub>	[mm]	účinná šířka příruby
b <sub>Gi</sub> , b <sub>Ge</sub> , b <sub>Gt</sub>	[mm]	výpočtová, účinná, teoretická šířka těsnění
b <sub>g</sub>	[mm]	šířka grafitu nad hřebenem
c <sub>F</sub> , c <sub>M</sub> , c <sub>S</sub>	[mm]	opravné součinitele
d <sub>0</sub>	[mm]	vnitřní průměr listu příruby resp. vnější průměr zaslepovací příruby střední části (s tloušťkou e <sub>0</sub> )
d <sub>1</sub>	[mm]	střední průměr krku na tenčí straně
d <sub>2</sub>	[mm]	střední průměr krku na silnější straně
d <sub>3</sub> , d <sub>3e</sub>	[mm]	skutečný, účinný roztečný průměr
d <sub>4</sub>	[mm]	vnější průměr příruby
d <sub>5</sub> , d <sub>5t</sub> , d <sub>5e</sub>	[mm]	průměr otvoru pro závrtný šroub, uzavřený, průchozí, slepý, účinný
d <sub>9</sub>	[mm]	průměr středového otvoru v zaslepovací přírubě
d <sub>B0</sub> , d <sub>Be</sub> , d <sub>Bs</sub>	[mm]	jmenovitý průměr šroubu, účinný průměr šroubu a průměr dřívku
d <sub>B2</sub> , d <sub>B3</sub>	[mm]	střední a malý průměr závitu
d <sub>Ge</sub> , d <sub>Gt</sub>	[mm]	průměr těsnění, účinný, teoretický
d <sub>G1</sub> , d <sub>G2</sub>	[mm]	vnitřní, vnější průměr stykové plochy teoretické těsnicí plochy
d <sub>E</sub> , d <sub>F</sub> , d <sub>S</sub> , d <sub>X</sub>	[mm]	střední průměry částí určených indexem nebo úseku
e <sub>0</sub>	[mm]	tloušťka stěny zaslepovací příruby (uvnitř d <sub>0</sub> )
e <sub>1</sub>	[mm]	nejmenší tloušťka stěny na tenkém konci krku
e <sub>D</sub> , e <sub>E</sub>	[mm]	tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny pro výpočet mezního zatížení, pro výpočet poddajnosti
e <sub>F</sub>	[mm]	účinná osová tloušťka příruby

$e_{Fb}$	[mm]	tloušťka listu příruby na průměru $d_3$ (roztečná kružnice)
$e_{Ft}$	[mm]	tloušťka listu příruby na průměru $d_{3e}$ (působíště výsledné těsnicí síly) ovlivněná teplotní roztažností
$e_G$	[mm]	tloušťka $f_0$ těsnění
$e_P, e_Q$	[mm]	část tloušťky stěny příruby s ( $e_P$ ) nebo bez ( $e_Q$ ) radiálního tlakového zatížení
$e_S$	[mm]	tloušťka připojené skořepiny
$f_B, f_E, f_F, f_S$	[MPa]	jmenovitá výpočtová napětí částí určené indexem při výpočtové teplotě, jak se používá v předpisech pro tlakové nádoby
$h_G, h_H, h_L$	[mm]	ramena momentů
$h_P, h_Q, h_R,$	[mm]	opravy ramen momentů
$h_T, h_S$	[mm]	opravy ramen momentů
$j_M, j_S$	[mm]	znaménka pro moment nebo smykovou sílu (+1 nebo -1)
$k_{FB}$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_Q, k_R, k_M, k_S$	[mm]	opravné součinitele
$l_B, l_S$	[mm]	osové rozměry šroubů
$l_e$	[mm]	efektivní rozměr šroubu $l_e = l_B - l_S$
$l_H$	[mm]	délka krku
$m_G$	[kg]	hmotnost grafitové vrstvy
$n_B$	[-]	počet šroubů
$p_B$	[mm]	vzdálenost mezi šrouby
$p_t$	[mm]	stoupání závitu
$r_h$	[mm]	poloměr drážky hřebene
$U$	[mm]	diferenciální osové teplotní prodloužení
$\theta_F$	[rad]	natočení příruby působícím momentem
$\phi$	[-]	poměr radiálních sil na přírubovém kroužku
$\phi_Z$	[-]	speciální hodnota pro $\phi$
$\Phi_B, \Phi_F, \Phi_G$	[-]	stupeň využití únosnosti určené části nebo průřezu, počítáno pro všechny stavy
$\Phi_{max}$	[-]	maximálně dovolený redukováný stupeň zatížení
$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G,$	[K <sup>-1</sup> ]	součinitelé teplotní roztažnosti indexem označených součástí
$\beta, \chi, \delta, \vartheta, \kappa, \lambda$	[-]	pomocné součinitele
$\delta_g$	[-]	zpětné odpružení těsnění
$\varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$	[-]	rozptyl při utahování šroubů vztažený na jeden šroub, nad a pod jmenovitou hodnotu
$\varepsilon_+, \varepsilon_-$	[-]	rozptyl při utahování šroubů vztažený na všechny šrouby, nad a pod jmenovitou hodnotu
$\varepsilon$	[-]	poměrné prodloužení
$\pi$	[-]	numerická konstanta ( $\pi = 3,14159265$ )
$\rho$	[-]	poměr průměru
$\phi_G$	[rad]	radiální úhel sklonu těsnicí plochy
$\phi_S$	[rad]	úhel natočení připojené skořepiny

## 11.3 SEZNAM INDEXŮ

symbol	popis
A	přídavný moment, síla
B	svorník

C	tečení těsnění
D	ekvivalentní válcový plášť pro výpočet mezního zatížení (kuželový krk + připojená skořepina)
E	ekvivalentní válcový plášť pro výpočet poddajnosti (kuželový krk + připojená skořepina)
F	příruba
G	těsnění
H	krk
I	identifikační číslo stavu zatížení ( $I = 0,1,2,3$ ), část svorníku
M	moment
P	tlak
Q	výsledná osová síla vyvolaná tlakem (přetlak tekutiny)
R	výsledná osová síla vyvolaná vnější silou
S	skořepina, smykové zatížení, hodnota vztažená na jeden svorník
T	skořepina, modifikovaná
$\Delta$	symbol pro rozdíl, změnu, diferenci
av	střední hodnota
c	vypočtené
d	navržené
e	efektivní
h	hřeben těsnění
max	maximum
min	minimum
nom	nominální
opt	optimální
poč	počáteční
ref	rozměry odkazující na 7.4 v EN 13 555
req	požadované
s	dřík, hladká část šroubu – svorníku
t	teoretický krouticí moment, závit
0	montážní stav
I, II, III	část svorníku pro výpočet prodloužení

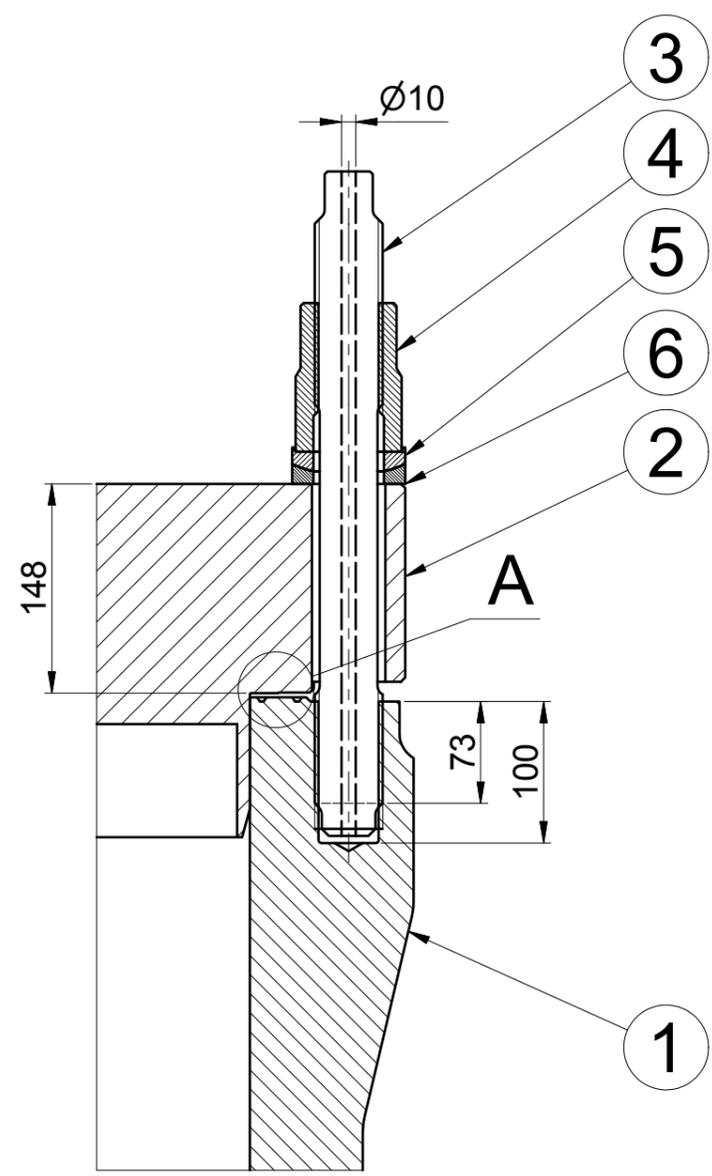
## 11.4 ZVLÁŠTNÍ ZNAČKY

~ znaménko nad označením parametru příruby vztahující se na druhou (dolní) přírubu spoje

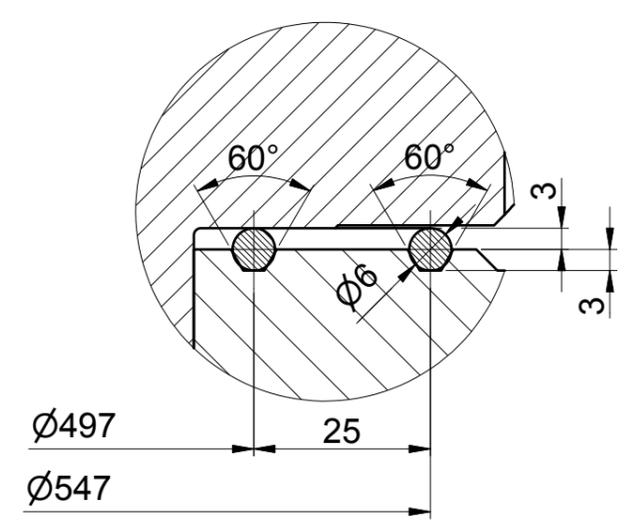
$x^s$  horní index  $^s$  je symbol označení parametru vztahující se pro principiálně shodný postup výpočtu dle ČSN EN 1591-1 pro stávající niklové těsnění

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

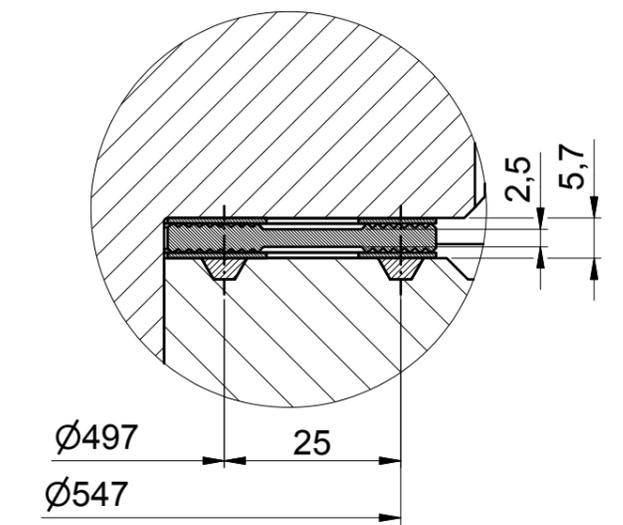
<b>Příloha 1</b>	Výkres sestavy	A3-5O1-00
<b>Příloha 2</b>	Výkres hřebenového těsnění	A3-5O1-00/01



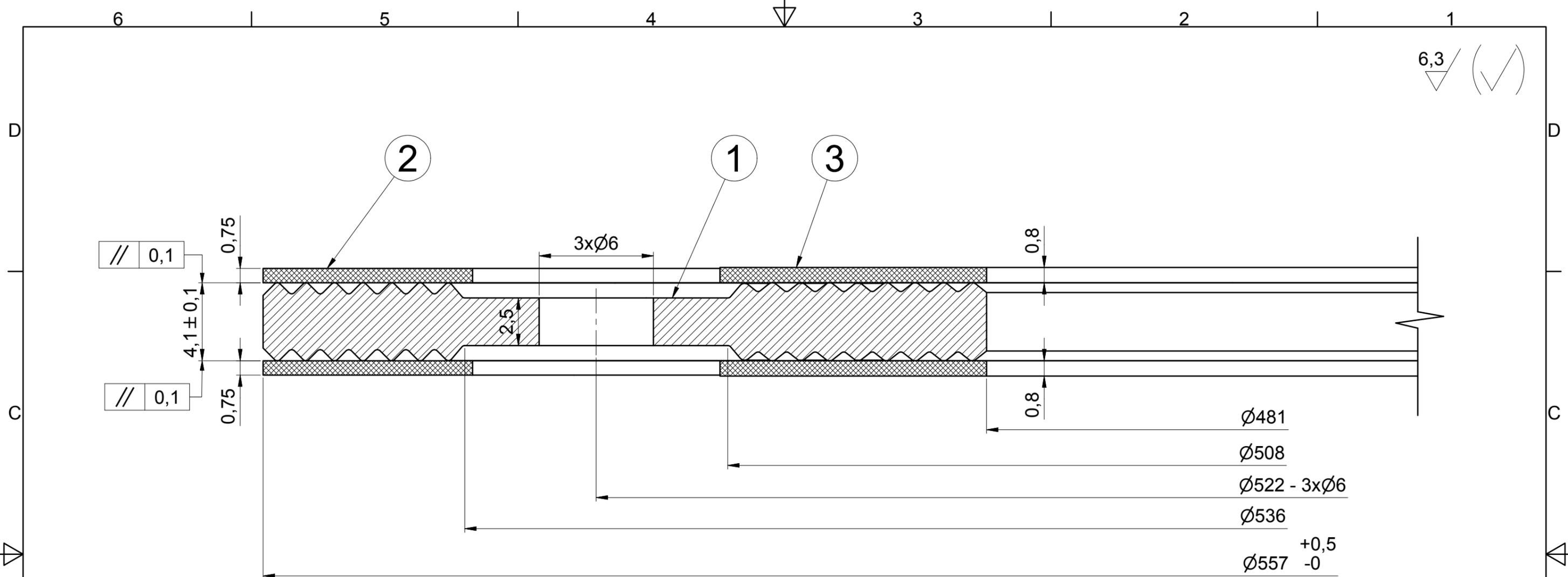
**A (1:1)**  
PŮVODNÍ PROVEDENÍ



**A (1:1)**  
NOVÉ PROVEDENÍ



6	KULOVÁ PODLOŽKA - SPODNÍ ČÁST		08CH18N10T-R		20			
5	KULOVÁ PODLOŽKA - HORNÍ ČÁST		CHN35VT-VD		20			
4	MATICE SVORNÍKU		08CH18N10T		20			
3	SVORNÍK		15 333.6		20			
2	VÍKO		08CH18N10T-R		1			
1	KOLEKTOR		08CH18N10T-R		1			
POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	NORMA	MATERIÁL	HMOT.[Kg]	ČÍSLO VÝKRESU	KS		
Poznámka:			Toler. dle: ISO 8015	Přesnost: ISO 2768 m K	☺			
ENERGETICKÝ ÚSTAV		FSI VUT v Brně		Ozn.	Změna	Datum	Podpis	Měřítko
Investor:				a)				1:5
Skupina:				b)				1:1
Název:		PRIMÁRNÍ KOLEKTOR PG VVER 440		c)				
Arch. č. výkresu:		A3 - 501 - 00		d)				
Č. revize:		-R0		Č. sestavy:		Celk. hm.:		
				Vypracoval: BLAŽKOVÁ EVA		Datum: 5/2012		
				Ověřil:		List: 1		
				Schválil:		Listů: 1		
				Stavba - projekt:		Č. zakázky:		



- Ø481
- Ø508
- Ø522 - 3xØ6
- Ø536
- Ø557 <sup>+0,5</sup> <sub>-0</sub>

3	PR 509/481-0,8 (fólie tl. 0,8)		expandovaný grafit	0,1	jaderná čistota	2
2	PR 557/535-0,75 (fólie tl. 0,75)		expandovaný grafit	0,1	jaderná čistota	2
1	HŘEBEN PŘÍRUBOVÉHO SPOJE PRIMÁRNÍHO KOLEKTORU PG WER 440		nerez ocel dle TP	1,6	TP MICo 1027	1
POZ.	NÁZEV - ROZMÉR	NORMA	MATERIÁL	HMOT.[Kg]	ČÍSLO VÝKRESU	KS
Poznámka:			Toler. dle: ISO 8015	Přesnost: ISO 2768 m K		
ENERGETICKÝ ÚSTAV		FSI VUT v Brně		Ozn.	Změna	Datum
Investor:				a)		
Skupina:				b)		
Název:		HŘEBENOVÉ TĚSNĚNÍ PŘÍRUBOVÉHO SPOJE PRIMÁRNÍHO KOLEKTORU PG WER 440		c)		
Arch. č. výkresu:		A3 - 501 - 00/01		d)		
Č. revize:		-R0		Č. sestavy:		Celk. hm.: 2,0 kg
				Vypracoval: BLAŽKOVÁ EVA		Datum: 5/2012
				Ověřil:		List: 1
				Schválil:		Listů: 1
				Stavba - projekt:		Č. zakázky: