

**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 1000**

THE FLANGE GASKET MODIFICATION OF SG VVER 1000 PRIMARY COLLECTOR

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**BC. JAN PRANSPERGER**

**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. Jan Pransperger

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 1000**

v anglickém jazyce:

### **The flange gasket modification of SG VVER 1000 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 1000.
- 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 5555 - 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., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá záměnou těsnění víka primárního kolektoru parního generátoru reaktoru VVER 1000. Původní těsnění pomocí niklových kroužků je nahrazeno hřebenovým těsněním s expandovaným grafitem. V práci jsou srovnány vlastnosti obou typů těsnění a proveden výpočet nové i původní konfigurace přírubového spoje dle normy ČSN EN 1591. Výsledky jsou vzájemně porovnány a jsou předneseny závěry z nich vyplývající. Práce obsahuje také výsledky analýzy MKP nové konfigurace spoje a v úvodní části popis hlavních komponent primárního okruhu jaderné elektrárny VVER 1000 s důrazem na konstrukci a provoz parního generátoru a primárního kolektoru.

## **Abstract**

This thesis deals with the replacement of the lid gasket of the primary collector of the steam generator VVER 1000. Original sealing by nickel rings is replaced by kammprofile gasket with expanded graphite layers. The thesis compare the properties of both types of gaskets and the new and the original configuration of flange joint which have been calculated according to EN 1591. The results are compared and conclusions arising therefrom are presented. The work includes results of FEM analysis of the new configuration of the flange joint. There is also a description of the main components of the nuclear power plants VVER 1000 primary circuit in the introductory part which focused on the construction and operation of the steam generator and its primary collector.

## **Klíčová slova**

Primární kolektor parního generátoru, VVER 1000, těsnění víka kolektoru, niklové těsnění, hřebenové těsnění s expandovaným grafitem, ČSN EN 1591

## **Keywords**

Primary collector of steam generator, VVER 1000, collector gasket, nickel gasket, gasket with expanded graphite layers, EN 1591

## **Bibliografická citace**

PRANSPERGER, J. *Modifikace utěsnění víka primárního kolektoru PG VVER 1000*.  
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 100 s.  
Vedoucí diplomové práce Ing. Hugo Šen.

## **Prohlášení autora**

Prohlašuji, že tato diplomová práce je mým dílem, které jsem vypracoval samostatně pod odborným vedením Ing. Huga Šena a Ing. Pavla Svobody. Veškerá literatura, internetové zdroje a další materiály, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci této práce.

V Brně dne 23. května 2012

---

Bc. Jan Pransperger

## **Poděkování**

*Nikoli pouze formální poděkování patří Ing. Hugu Šenovi za četné a přínosné konzultace, podporu a vedení mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval také Ing. Pavlu Svobodovi za odbornou konzultaci s množstvím cenných informací přímo z praxe.*

## Obsah

1 Úvod.....	11
2 Hlavní komponenty primárního okruhu VVER 1000.....	12
2.1 Tlaková nádoba reaktoru .....	13
2.2 Hlavní cirkulační čerpadlo .....	14
2.3 Kompenzátor objemu.....	16
2.4 Parní generátor .....	18
2.4.1 Tlaková nádoba PG.....	19
2.4.2 Systém předávání tepla – trubkový svazek, rozvod napájecí vody .....	20
2.4.3 Hlavní technické parametry PG .....	23
2.4.4 Primární kolektor parního generátoru .....	24
3 Modifikace utěsnění víka primárního kolektoru PG VVER 1000 .....	27
3.1 Původní konfigurace těsnícího uzlu .....	27
3.2 Nová konfigurace těsnícího uzlu .....	28
4 Výpočet konfigurace spoje s hřebenovým těsněním s expandovaným grafitem.....	31
4.1 Zatěžovací stavy .....	32
4.2 Parametry těsnění.....	33
4.2.1 Tlaková napětí na těsnění .....	33
4.2.2 Modul pružnosti těsnění.....	34
4.2.3 Součinitel teplotní roztažnosti .....	34
4.2.4 Základní geometrie těsnění .....	35
4.2.5 Účinné rozměry těsnění.....	36
4.3 Parametry přírub .....	37
4.3.1 Rozměry víka .....	37
4.3.2 Rozměry příruby kolektoru.....	38
4.4 Výpočtové parametry .....	39
4.4.1 Přírubový list.....	39
4.4.2 Připojená skořepina.....	40
4.4.3 Ramena momentů.....	40
4.4.4 Elastické parametry příruby .....	41
4.4.5 Parametry svorníků .....	43
4.5 Vnitřní síly (ve spoji).....	44
4.5.1 Zatížení .....	44
4.5.2 Teplotní zatížení.....	44
4.5.3 Poddajnost spoje.....	45
4.5.4 Minimální těsnící síly .....	46
4.5.5 Vnitřní síly při montážním stavu.....	47
4.5.6 Vnitřní síly v následných stavech.....	48



4.6	Kontrola dovolených zatížení .....	50
4.6.1	Stupeň využití únosnosti svorníků .....	50
4.6.2	Stupeň využití únosnosti těsnění .....	51
4.6.3	Stupeň využití únosnosti víka .....	51
4.6.4	Stupeň využití únosnosti příruby kolektoru .....	52
4.7	Kontrola platnosti normy ČSN EN 1591-1 .....	59
4.7.1	Geometrie .....	59
4.7.2	Materiály .....	59
4.7.3	Zatížení .....	60
4.7.4	Výpočtový model .....	60
4.7.5	Zhodnocení .....	60
5	Analýza spoje pomocí programu ANSYS .....	61
5.1	Průběh napětí v řezu těsnícího spoje .....	62
5.2	Průběh napětí v grafitových příložkách .....	65
6	Výpočet konfigurace spoje s původním těsněním pomocí niklových kroužků .....	68
6.1	Parametry těsnění .....	68
6.1.1	Tlaková napětí na těsnění .....	68
6.1.2	Modul pružnosti a součinitel teplotní roztažnosti těsnění .....	70
6.1.3	Základní geometrie těsnění .....	71
6.1.4	Účinné rozměry těsnění .....	71
6.2	Výpočtové parametry .....	72
6.2.1	Ramena momentů .....	72
6.2.2	Elastické parametry příruby .....	73
6.3	Vnitřní síly (ve spoji) .....	73
6.3.1	Zatížení .....	73
6.3.2	Teplotní zatížení .....	73
6.3.3	Poddajnost spoje .....	74
6.3.4	Minimální těsnící síly .....	75
6.3.5	Vnitřní síly při montážním stavu .....	76
6.3.6	Vnitřní síly v následných stavech .....	77
6.4	Kontrola dovolených zatížení .....	78
6.4.1	Stupeň využití únosnosti svorníků .....	78
6.4.2	Stupeň využití únosnosti těsnění .....	78
6.4.3	Stupeň využití únosnosti víka .....	79
6.4.4	Stupeň využití únosnosti příruby kolektoru .....	80
6.5	Určení montážní síly z předepsaného prodloužení svorníků .....	83
6.5.1	Délky a průřezy částí svorníku .....	84
6.5.2	Nominální montážní utahovací síla .....	85

7 Srovnání původní a modifikované konfigurace přírubového spoje .....	86
7.1 Montážní síly a zatížení svorníků .....	86
7.2 Zatížení těsnění .....	89
7.3 Stupeň využití únosnosti přírub .....	90
8 Závěr .....	91
Seznam použitých zdrojů .....	93
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	95
Seznam obrázků, tabulek a grafů .....	99
Seznam příloh .....	100





# 1 Úvod

Hovoříme-li v současné době o energetice, pravděpodobně se setkáme se dvěma velice často diskutovanými tématy. Jedním z nich je stále se zvyšující potřeba energie (nejvíce pak elektrické) a tedy nutnost zvyšování výrobních zdrojů.<sup>1</sup> Druhým tématem je pak tlak na co největší ekologičnost v současnosti již prakticky jakékoli lidské činnosti, nejvíce pak s důrazem na produkci skleníkových plynů.

Klasická energetika minulého stolení stojící na spalování fosilních paliv druhému trendu příliš nevyhovuje. Využívání obnovitelných zdrojů v takové míře, aby nasýtily první požadavek rychle rostoucí spotřeby, s sebou zase přináší řadu komplikací technického rázu a také nemalou ekonomickou zátěž. A protože žijeme v reálně-tržním prostředí, je třeba každou idealistickou myšlenku nazírat také z tohoto pohledu.

Odpovědí, která až překvapivě dobře vyhovuje všem třem řečeným podmínkám, je jaderná energetika. Svět si to pochopitelně uvědomuje, a tak toto odvětví prožívá po době zpomaleného rozvoje vlivem z části oprávněného strachu po havárii v Černobyli opět svoji renesanci. Tu částečně zmrazil psychologický dopad nešťastné přírodní katastrofy ve Fukušimě, avšak doufejme, že ne na dlouho.

Zmíněné události však mají i jeden ryze praktický dopad, a sice velmi vysoké nároky na bezpečnost spojenou s výrobou energie štěpením atomu. Provozovatelé jaderných elektráren si to uvědomují a sami ve vlastním zájmu i v zájmu svých zaměstnanců vynakládají nemalé prostředky pro zvyšování bezpečnosti a „čistoty“ provozu především z hlediska radiační ochrany. Jedním z cílů této práce je tak také přispět alespoň malou troškou k tomuto cíli.

Jaderná elektrárna využívající tlakovodní reaktor typu VVER používá k výrobě páry pohánějící turbogenerátor dvouokružové uspořádání. To znamená, že v primárním okruhu cirkuluje chladící voda, která odvádí teplo z aktivní zóny reaktoru. Kvůli svému průchodu reaktorem je tato voda aktivována a je zdrojem záření. Navíc může v případě nedostatečné těsnosti palivových článků obsahovat i nízkou koncentraci štěpných radioaktivních produktů. Z důvodů větší bezpečnosti není tato voda měněna na páru a hnána přes turbínu (jak je tomu například u varných reaktorů BWR), ale předává své teplo vodě sekundárního okruhu, ze které se tak vyvíjí pára. To se děje v nádobě parního generátoru (parogenerátoru) a právě důsledné oddělení primární a sekundární vody a zamezení netěsností je zásadní pro bezpečnost a radiační „čistotu“ provozu. Z tohoto pohledu je slabým místem kolektor primární vody, který slouží k rozvádění přiváděné primární vody do trubkového svazku, který v parogenerátoru slouží jako teplosměnná plocha (druhý kolektor pak obdobně k jejímu sbírání). Aby byla během odstávky umožněna kontrola spojů mezi kolektorem a trubkami, je každý kolektor opatřen víkem, jehož těsnost během provozu zajišťuje rozebíratelný spoj opatřený těsněním. Právě těsnost tohoto spoje a jeho namáhání vlivem velkého zatížení nutného pro její dosažení je předmětem této práce.

Tato práce posuzuje přínos možné výměny původního těsnění primárního kolektoru parního generátoru VVER 1000 v podobě niklových kroužků za nové těsnění s expandovaným grafitem, které vyžaduje pro dosažení těsnosti menší utahovací síly. Tím dochází k menšímu namáhání spoje, především pak svorníků, což vede ke zvýšení životnosti spoje a tím i jaderné bezpečnosti.

---

<sup>1</sup> respektive také zpomalování tohoto trendu investicemi do úsporných opatření

## 2 Hlavní komponenty primárního okruhu VVER 1000

Jak již bylo naznačeno v úvodu této práce, typové označení VVER značí tlakovodní reaktor chlazený a moderovaný lehkou vodou. Tlakovodní reaktory jsou v současnosti nejrozšířenější skupinou jaderných reaktorů na světě, z celkového počtu tvoří asi 60 %.

Vývoj tlakovodních reaktorů v minulosti probíhal paralelně především ve dvou tehdy soupeřících státních útvech. A to v USA, kde firma Westinghouse přišla se „západní“ koncepcí označovanou jako PWR (Pressurized Water Reactor), a v bývalém Sovětském svazu. Zde vznikla „východní koncepce“, používaná ve střední a východní Evropě, která nese označení VVER<sup>2</sup>.

V České republice se dnes můžeme setkat se dvěma typy reaktorů VVER a to s VVER 440, které jsou ve čtyřech blocích jaderné elektrárny Dukovany, a s novějším typem VVER 1000, který se nachází ve dvou výrobních blocích jaderné elektrárny Temelín.

Nejvýznamnějším rozdílem těchto dvou typů je absence kontejmentu (ochranné obálky) u staršího typu VVER 440, jehož hlavní bezpečnostní funkce nahrazuje systém hermeticky těsných boxů a barbotážní věže<sup>3</sup>. Dalším podstatným rysem je rozdílný elektrický (a logicky také tepelný) výkon, který značí číslo v typovém označení – tedy 440 a 1000 MW<sub>e</sub>.<sup>4</sup>

V tlakovodním reaktoru je palivem mírně obohacený uran, který je v podobě palivových tablet uložených v palivových proutcích a kazetách uspořádán v husté palivové mříži. K moderaci (zpomalování neutronů) je použita demoralizovaná voda. Tato voda je kromě moderátoru zároveň také chladivem. Proudí skrze aktivní zónu pod značným tlakem a odváděné teplo pak předává ve výměníku tepla, v němž je generována pára – v parogenerátoru. Poté se vrací zpět. Celý tento uzavřený systém, kterým protéká chladicí voda, se nazývá primární okruh reaktoru.

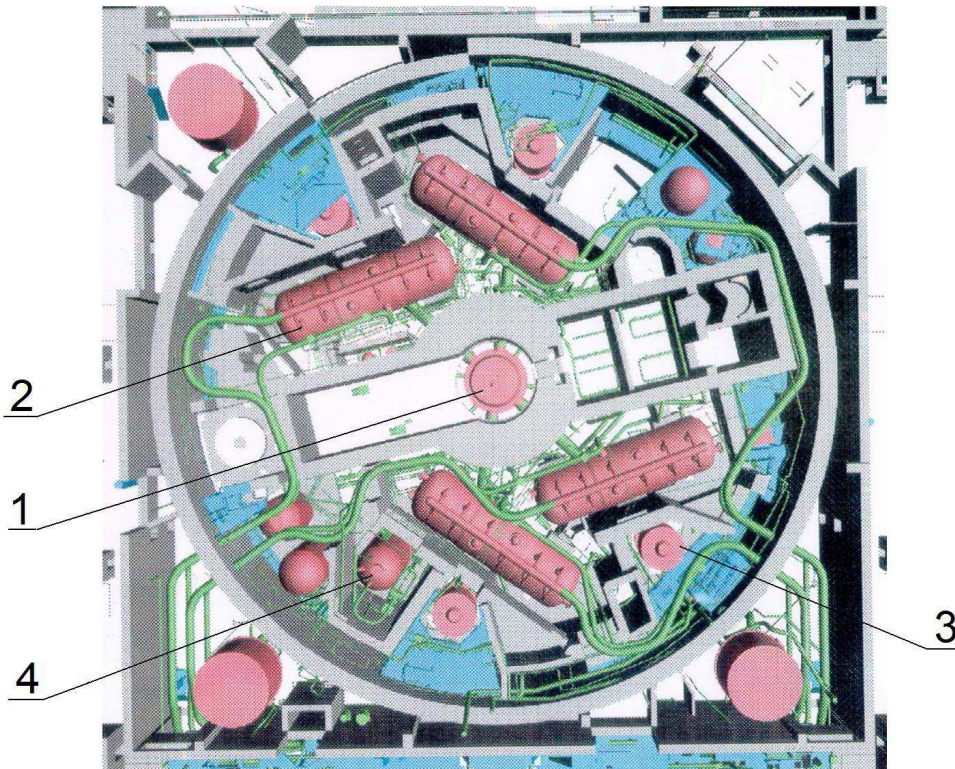
Chladicí a moderační voda (chladiivo primárního okruhu) je radioaktivní, protože je v aktivní zóně vystavována neutronovému toku. Navíc se do ní uvolňují i některé štěpné produkty, které v plynné podobě částečně procházejí pokrytím paliva (což umožňují inherentní materiálové mikrotrhliny v pokrytí). Aktivita vody je částečně snižována filtrací, ale i tak zůstává na nebezpečné úrovni. Proto je z hlediska bezpečnosti provozu nezbytné zajistit těsnost celého primárního okruhu. To je obzvláště obtížné v nádobě parogenerátoru, která tvoří rozhraní mezi primárním a sekundárním okruhem.

Primární okruh jaderné elektrárny s reaktorem typu VVER 1000 je konstruován ve čtyřsmyčkovém provedení (oproti typu VVER 440, který má smyček 6), jak ukazuje Obr. 1. To znamená, že sestává ze 4 samostatných nezávislých smyček, které jsou všechny napojeny na tlakovou nádobu reaktoru (1) obsahující aktivní zónu, jejíž chlazení zajišťují. Každá smyčka obsahuje parní generátor (2), v němž se předává odváděné teplo. Dále je ke každé studené větvi smyčky připojeno hlavní cirkulační čerpadlo (3), které slouží k vynucení oběhu chladicí vody. K jedné ze smyček je pak navíc připojen kompenzátor objemu (4), jenž slouží k vyrovnávání objemových změn chladiva.

<sup>2</sup> tedy „Vodo-Vodjanyj Energetičeskij Reaktor“

<sup>3</sup> sloužící k potlačení značného nárůstu tlaku při havárii spojené s únikem chladiva, tzv. LOCA

<sup>4</sup> stojí za zmínku, že elektrárna Dukovany prošla po letech spolehlivého provozu rekonstrukcí, při níž bylo využito projektových rezerv a nainstalována nová účinnější turbína. Díky tomu se elektrický výkon bloků zvýšil na 500 MW.



Obr. 1: Dispoziční uspořádání primárního okruhu VVER 1000 v kontejmentu [1]

## 2.1 Tlaková nádoba reaktoru

V tlakové nádobě je umístěna aktivní zóna a ostatní vnitřní části reaktoru, jako jsou např. šachta reaktoru a blok ochranných trub. Tlaková nádoba reaktoru VVER 1000 má válcový tvar, je vysoká necelých 11 metrů a její vnější průměr je asi 4,5 metru, při tloušťce stěny válcové části 193 mm. Váží 320 tun.

Je navržena tak, aby vydržela vnitřní tlak 17,6 MPa při teplotě 350 °C, přičemž provozní tlak je 15,7 MPa při teplotách (primární vody) 290 - 320 °C. Kromě toho musí materiál tlakové nádoby reaktoru splňovat také přísné požadavky na vysokou radiční odolnost. Z toho důvodu je použitým materiálem speciální velmi kvalitní nízkolegovaná chrom-nikl-molybden-vanadová perlitická ocel s ruským označením IC-2. V nádobě reaktoru jsou také přítomny svědečné vzorky materiálu pro pravidelné měření a hodnocení křehnutí materiálu vlivem působení neutronového toku. Vnitřní část nádoby je opatřena návarem z austenitické oceli silným 7 mm pro zvýšení odolnosti proti korozi.

Nádobu tvoří několik kovaných částí vzájemně k sobě podélně svařených. V pořadí odspoda jsou to eliptické dno nádoby, tři hladké kroužky, k nim přivařený spodní hrdlový prsteneček, na něj navazující horní hrdlový prsteneček a přírubový kroužek.

Na horním a spodním prstenci jsou hrdla k připojení čtyř vstupních (v případě spodního prstence) a čtyř výstupních (v případě výstupního prstence) větví smyček primárního okruhu se světlostí 850 mm. Přírubový kroužek má na čele provedeny závitové díry sloužící k připevnění tělesa víka tlakové nádoby pomocí hydraulicky předepjatých svorníků skrze přírubu, která je pevnou součástí víka (zde je rozdíl oproti typu VVER 440, kde je příruba volná). Celé spojení je tak provedeno jako rozebíratelné a je utěsněno dvěma niklovými samotěsnícími kroužky dotlačovanými do těsnících lůžek.

Tlaková nádoba pro reaktor VVER 1000 použitý v elektrárně Temelín byla vyrobena firmou Škoda JS Plzeň. [2,3]

## 2.2 Hlavní cirkulační čerpadlo

Hlavní cirkulační čerpadlo (HCČ) je jedním z nejdůležitějších čerpadel v jaderné elektrárně, protože nucenou cirkulací primární vody zajišťuje odvod tepla z aktivní zóny reaktoru. Kromě jeho spolehlivého provozu je třeba zajistit také jeho dobrou těsnost, protože je jako součást primárního okruhu chápáno jako jedna z bariér zabráňující úniku radioaktivních látek. Z obou těchto důvodů je tedy zcela zásadní z hlediska jaderné bezpečnosti, což klade zvýšené nároky na jeho technické provedení. Zároveň je to i velice technologicky náročná komponenta, což je dáno jeho pracovními podmínkami. Jedná se především o vysoký tlak (u VVER 1000 téměř 16 MPa) a teplotu (290 °C) čerpané vody. Navíc musí být HCČ schopno pracovat bez nutnosti oprav po dobu okolo jednoho roku, aby mohly být případné kontroly a opravy prováděny během plánované odstávky reaktoru (při výměně paliva). To je dáno tím, že dopravovaná primární voda je radioaktivní, takže čerpadlo není během provozu přístupné. Zmíněné podmínky tak kladou velmi vysoké nároky na jakost výroby a výrobní kontrolu.

Jak bylo zmíněno v úvodu kapitoly, VVER 440 má ke chlazení reaktoru určeno 6 cirkulačních smyček, typ VVER 1000 pouze čtyři. Každé smyčce pak náleží jedno HCČ, které je napojeno vždy na studenou větev. Čerpá tak ochlazenou primární vodu z parogenerátoru zpět do reaktoru. Jistou výhodou staršího 6 smyčkového uspořádání VVER 440 je fakt, že v případě výpadku jednoho z HCČ je možné celou jeho smyčku vyřadit z provozu uzavřením dvou hlavních uzavíracích armatur hlavní větve. Tak může reaktor při sníženém výkonu zůstat v provozu. Čtyřsmyčkové uspořádání VVER 1000 nic takového nedovoluje. Nicméně při projektování nových jaderných bloků je tendence dále snižovat počet cirkulačních smyček. Lze se například setkat s dvousmyčkovým uspořádáním. V takovém případě však na jednu horkou větev (které jsou celkem dvě), připadají dvě větve studené, každá s HCČ. Celkový počet čtyř HCČ na jeden reaktor tak zůstává zachován.

HCČ bývá většinou konstruováno jako vertikální (tj. se svislým hřídelem) s elektromotorem umístěným nad sebou. Toto uspořádání je výhodné především kvůli menší půdorysné ploše, což umožňuje kompaktnější uspořádání primárního okruhu v kontejmentu. HCČ jsou odstředivá, a to radiální nebo diagonální s jedním stupněm.

Hřídel HCČ je uložen jak v radiálních, tak axiálních ložiscích. Oba druhy ložisek bývají nejčastěji řešena jako kluzná, ale používají se i valivé typy ložisek. Ložiska jsou mazána olejem nebo vodou, přičemž ložisko umístěné nejbližší k oběžnému kolu musí být vždy mazáno vodou, aby nemohlo dojít ke znečištění demineralizované vody primárního okruhu olejem. [4]

V praxi se v podstatě vyskytují dva koncepty HCČ a to zapouzdřená čerpadla a čerpadla s těsněním hřídele.

První z nich (též někdy označovaná jako bezucpávková<sup>5</sup>) se nazývají zapouzdřená, protože celé těleso čerpadla je i s elektromotorem uzavřeno v hermetickém tlakovém pouzdra, díky čemuž je zaručena úplná hermetičnost primárního okruhu. To je z hlediska bezpečnosti velkou výhodou a je to také hlavní důvod použití tohoto typu čerpadel.

Protože je rotor<sup>6</sup> ponořen ve vodě, je jeho otáčení kladen značný odpor. Stejně tak nikl-chromová přepážka mezi statorom a rotorem v případě suchého statoru nepříznivě ovlivňuje elektromagnetické pole a tím výrazně snižuje účinnost. Dalším podstatným negativem je konstrukčně obtížné umístění dostatečně hmotného setrvačnicku na hřídel k zajištění

<sup>5</sup> Tento koncept nevyžaduje utěsňovat hřídel čerpadla ucpávkou, neboť nevychází ven z hermetického pouzdra, proto též označení bezucpávková.

<sup>6</sup> někdy též i stator – pak ale vyvstává nutnost izolace jeho vinutí



dostatečné doby doběhu čerpadla pro chlazení aktivní zóny v případě přerušení napájení elektromotoru. To je pak nutné řešit jinými opatřeními. Negativem je též vysoká hmotnost agregátu vzhledem k zapouzdření a vyšší investiční náklady.

Tento typ čerpadel se používal na reaktorech typu VVER 440 do roku 1978. Z výše uvedených důvodů se však později rozšířilo používání následujícího typu čerpadel – s těsněním hřídele. Výrobci se však v poslední době k bezucpávkovým čerpadlům vracejí, protože zaměřují svoji pozornost na prioritu bezpečnosti. Vyvíjejí tak moderní, vylepšené typy např. se zdokonaleným vnitřním setrvačником nebo s použitím elektricky spřažených setrvačníků.

Druhým (a u tlakovodních reaktorů v současnosti nejčastěji používaným) typem jsou hlavní cirkulační čerpadla s těsněním hřídele. U tohoto typu je v hermetickém tlakovém pouzdře spojeném s primárním okruhem umístěno pouze vlastní těleso čerpadla, kdežto elektromotor se nachází vně. Z toho vyvstává potřeba utěsnit hřídel spojující elektromotor a čerpadlo technicky náročným vysokotlakým těsněním, aby se zabránilo úniku radioaktivní vody z primárního okruhu okolo rotující hřídele. Těsnění se používá hydrodynamické nebo hydrostatické. Ve většině případů se v praxi používají oba druhy řazené do série za sebou<sup>7</sup>.

Díky umístění elektromotoru mimo hermetické pouzdro je možné jej konstruovat téměř klasickým způsobem. To výrazně usnadňuje jeho chlazení, podstatně zvyšuje jeho účinnost a umožňuje mazání ložisek olejem (kromě radiálního ložiska nejbližší oběžnému kolu v tlakovém tělese čerpadla, které musí být mazáno vodou). Výhodou je též lepší přístupnost elektromotoru pro případné opravy.

Jak už bylo uvedeno, účinnost čerpadla s těsněním hřídele je vyšší, jeho provoz je tak hospodárnější. Navíc jsou nižší i investiční náklady díky nižší výsledné hmotnosti celého agregátu, protože tlaková nádoba obsahuje pouze vlastní těleso čerpadla. Proto je tento typ HCČ rozhodně ekonomicky výhodnější.

Přestože se předchozí typ považuje obecně za variantu zvyšující bezpečnost díky zcela hermetickému uzavření primárního okruhu (viz výše), konstrukce hřídele vycházející z tlakové nádoby na druhou stranu umožňuje umístění dostatečně hmotného setrvačniku. Ten zajišťuje dostatečně dlouhou dobu doběhu čerpadla v případě výpadku elektrického napájení (až 100 sekund oproti cca 5 sekundám v případě zapouzdřeného provedení). Je tak možné zjednodušit systém dodávky proudu do elektromotorů, protože je při jeho přerušeni dostatek času na přepnutí čerpadel z jednoho zdroje energie na druhý pro bezpečné odstavení reaktoru nebo snížení jeho výkonu. Zvýšená setrvačnost navíc připouští možnost přerušeni dodávky elektrické energie na 2 až 3 sekundy, aniž je nutné zapojit havarijní ochranu. Na každý pád je pak výrazně hmotný setrvačnik založený na prostých fyzikálních zákonech setrvačnosti výrazným pasivním prvkem bezpečnosti, který jednoduše řečeno „nemůže selhat“, na rozdíl od složitějších koncepcí zajištění dostatečně dlouhého doběhu zapouzdřených čerpadel (založených například na pomocném elektrickém generátoru na hřídeli parní turbíny), kde určitá pravděpodobnost selhání (byť téměř zanedbatelná) existuje.

HCČ s těsněním hřídele je použito u obou našich jaderných elektráren. V Dukovanech u reaktorů VVER 440 je to sovětský typ s označením GCEN-317.<sup>8</sup> U reaktoru VVER 1000 (Temelín) pak novější typ s označením GCN-195.

Na čerpadlo GCN-195 jsou pak pochopitelně kladeny vyšší nároky, především na jeho objemový průtok, protože nejen že primární voda musí odvádět teplo z reaktoru s více než dvojnásobným tepelným výkonem, ale k zajištění její cirkulace jsou použita pouze čtyři HCČ

<sup>7</sup> více o konstrukci a uspořádání těsnění u HCČ viz [4]

<sup>8</sup> tedy: „главныj циркуляционныj электрическij насос“

namísto šesti. Pracovní rozsah jeho objemového průtoku pak leží v závislosti na celkových hydraulických ztrátách primárního okruhu zhruba mezi 17 000 až 27 000 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>.

Celý agregát čerpadla GCN-195 je vysoký 9,3 m a jeho hmotnost včetně všech podpůrných systémů činí 128 tun. Jeho třífázový asynchronní elektromotor má výkon 8 MW. Některé další parametry čerpadla GCN-195 a pro úplnost i čerpadla GSEN-317 jsou shrnuty v následující tabulce. [4,5]

Tabulka č. 1: Srovnání dvou hlavních typů hlavních cirkulačních čerpadel [5]

Typové označení čerpadla	GCEN-317	GCN-195
Pro reaktor	VVER 440	VVER 1000
Počet čerpadel na 1 reaktor	6	4
Objemový průtok [m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	7100	24000
Zvýšení tlaku čerpadlem $\Delta p$ [MPa]	0,40 – 0,45	0,675
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1500	1000
Tlak v sání čerpadla [MPa]	12,11	15,3

## 2.3 Kompenzátor objemu

Systém kompenzace objemu chladiva jaderného reaktoru je autonomní systém reaktoru, který je připojen k primárnímu okruhu a slouží k vyrovnávání tlakových změn chladiva vznikajících vlivem jeho tepelných dilatací, a který při havarijních stavech chrání primární okruh při prudkých nárůstech tlaku.

Během provozu reaktoru, zejména při změnách jeho výkonu, jeho odstavení a najíždění, dochází ke změnám teploty chladiva, tím pádem i ke změnám jeho objemu. V důsledku toho dochází v uzavřené smyčce primárního okruhu ke změnám tlaku chladiva. Proto nad jednu ze smyček primárního okruhu připojujeme tlakovou nádobu – kompenzátor objemu (v angličtině označován jako kompenzátor tlaku), který slouží jako vyrovnávací nádrž, a do níž může část chladiva při zvětšení svého objemu přetéci nebo z ní v opačném případě odtéci zpět. K udržování konstantního tlaku pak slouží plynový nebo parní polštář nad hladinou vody v nádobě kompenzátoru objemu, podle jehož druhu pak kompenzátor objemu dělíme do dvou skupin (s plynovým a parním polštářem, viz níže).

Kompenzátor objemu se připojuje k jedné ze smyček primárního okruhu a to k její horké větvi. Musí být připojen mezi reaktor a hlavní uzavírací armaturu, aby při uzavření hlavních uzavíracích armatur na této smyčce nebyl od reaktoru oddělen. Užití kompenzátoru objemu je nutné pouze u tlakovodních reaktorů. V případě varných reaktorů přebírá jejich funkci parní objem reaktoru nebo bubnu, který slouží jako separátor vlhkosti a páry.

Kompenzátor objemu s plynovým polštářem používá k regulaci tlaku primárního okruhu polštář inertního plynu. Kvůli své ceně se používá dusík, vhodný je ale též argon. Použití plynového polštáře s sebou ale nese několik nevýhod. Hlavní z nich je rozpouštění dusíku v primární vodě, v důsledku čehož vznikají kyseliny dusičná a dusitá s korozivními účinky, jejichž odstraňování tak komplikuje dodržování vodního režimu primárního okruhu. Průtok dusíku s obsaženou vodní parou pojistnými ventily kritickou rychlostí může navíc způsobit jejich namrzání a vést tak k jejich netěsnosti. Tento druh kompenzátorů má též větší objem (1,5 až 2 krát) než kompenzátor s parním polštářem. Z těchto důvodů se v minulosti od používání kompenzátorů s plynovým polštářem upustilo a u tlakovodních reaktorů je tak dnes nejrozšířenější používání kompenzátorů objemu s parním polštářem.

Kompenzátor objemu s parním polštářem je v České republice použit u obou typů VVER. Udržování konstantního tlaku v celém primárním okruhu je zajišťováno polštářem nasycené

vodní páry nad hladinou primární vody v tlakové nádobě kompenzátoru objemu. Systém kompenzace objemu využívající parní polštář sestává dále krom samotného kompenzátoru objemu také z barbotážní (přepouštěcí) nádrže a regulačních a pojistných ventilů, spojovacího potrubí a ostatního příslušenství.

Dojde-li k malému nárůstu tlaku, parní polštář se stlačí a dojde tak k porušení jeho stavu sytosti. V tomto případě bude při daném tlaku a teplotě pára přesycená, a proto dojde k její částečné kondenzaci. Tím se zmenší měrná hmotnost vodní páry v prostoru nad vodní hladinou a dojde k poklesu jejího tlaku (tím pádem i tlaku v celém primárním okruhu). Rovnováha kdy je parní polštář ve stavu sytosti se tak obnoví.

Analogicky je tomu v případě poklesu tlaku. Teplota v kompenzátoru objemu se dostane nad teplotou nasycených par, takže dojde k intenzivnímu odpařování vody. Tím se zvýší hmotnost páry v parním polštáři, což vede k nárůstu tlaku a obnovení parametrů a stavu sytosti. Tato samoregulace však stačí pouze na malé výkyvy tlaku uvnitř primárního okruhu.

Při větších a rychlejších tlakových změnách dochází k automatickému zapojení dalších regulačních systémů. V případě výraznějšího poklesu tlaku se automaticky zapojí několik skupin elektrických ohříváků vody, nastane var provázený vývinem páry, v důsledku čehož tlak opět stoupne. Po dosažení předepsaného tlaku se ohříváky opět samočinně vypnou. V případě, že je třeba tlak naopak snížit, otevře se regulační ventil spojující sprchový systém kompenzátoru se studenou větví primárního okruhu (na výtlačné straně čerpadla). Rozstříkem této chladnější vody do parního prostoru dojde k ochlazení a kondenzaci páry a tím ke snížení tlaku. Snížení tlaku může provést operátor blokové dozorny také otevřením přepouštěcího ventilu (v případě velkého zvýšení tlaku se automaticky otevrou pojistné ventily) a přepouštěním páry do barbotážní nádrže, kam je pára přiváděna tryskami do jejího vodního prostoru. Tím se urychlí kondenzace páry. Voda barbotážní nádrže je ochlazována trubkovými hady, skrze něž proudí ochlazovací voda.

Protože je kompenzátor objemu umístěn výše než zbytek primárního okruhu, shromažďují se v něm plyny, které se v primárním okruhu uvolní. Nekondenzující plyny jsou pak s párou přiváděny do barbotážní nádrže. Důležitý je zejména vodík tvořící výbušnou směs. Proto je jeho koncentrace v nádrži snižována přívodem dusíku. Vodík s nekondenzujícími plyny je pak odváděn z barbotážní nádrže k řízenému spalování. Dusík se též používá ve vlastním tělese kompenzátoru objemu k tvorbě plynového polštáře namísto parního v době najíždění reaktoru ze studeného stavu a také při jeho odstavování.

Kompenzátor objemu pro reaktor VVER 1000 je svislá válcová tlaková nádoba vysoká cca 13,5 metru, s vnitřním průměrem 3 metry a celkovou vahou 214 tun. Je umístěna na válcovém podstavci. Tlakovou nádobu tvoří několik komponent z nízkolegované oceli, z nichž je svařena. Jsou to dvě vylisovaná eliptická dna, tři kované hladké prstence a jeden kovaný ohřívákový prstenech. Vnitřní povrch kompenzátoru je opatřen dvouvrstvým nerezovým návarem o tloušťce 7 až 11 mm.

Horní eliptické dno s tloušťkou stěny 175 mm je opatřeno průlezem DN 450, nátrubkem vstřiku primární vody do rozstřikovacího systému a nátrubkem odvodu páry k barbotážní nádrži. Průlez je opatřen snímatelným kruhovým víkem, které je těsněno pomocí dvojitého těsnění s odběrem tlaku pro kontrolu těsnosti.

Těleso kompenzátoru pak pokračuje třemi svařenými hladkými prstenci a končí ohřívákovým prstencem, k němuž je přivařeno dolní eliptické dno. Ohřívákový prstenech je určen k ukotvení 28 elektroohříváků, jenž jsou rozděleny do 4 skupin o celkovém výkonu 2 520 kW. První a druhá skupina (o celkovém výkonu 540 kW) je určena ke spojitému řízení tlaku primárního okruhu a je po většinu času zapojena kvůli krytí tepelný ztrát kompenzátoru a jeho

potrubních tras. Zbylé dvě skupiny o vyšším výkonu jsou určeny pro přechodové stavy, najíždění a odstavování bloku a jako záloha pro případ poruchy.

Hladinu primární vody v kompenzátoru objemu měří trojice plusových hladinoměřů v horním a trojice minusových hladinoměřů v dolním eliptickém dně.

Za normálního provozu je objem kompenzátoru objemu tvořen 55 m<sup>3</sup> vody a 24 m<sup>3</sup> páry. Nominální tlak je 15,7 ± 0,3 MPa a teplota 346 ± 2 °C. Maximální teplota povrchu kompenzátoru objemu je stanovena na 350 °C. Další parametry (a pro srovnání i parametry kompenzátoru objemu reaktoru VVER 440) shrnuje následující tabulka. [3,5]

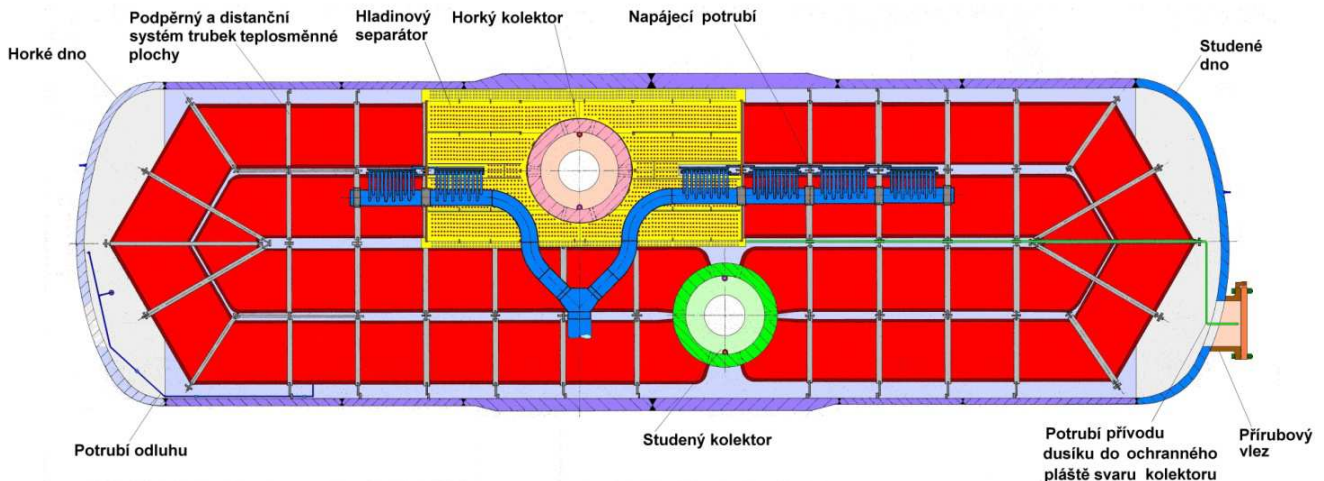
Tabulka č.2: Porovnání kompenzátorů objemu VVER-440 a VVER-1000 [3]

Kompenzátor objemu	VVER-440	VVER-1000
<i>Technický popis</i>		
Vnitřní průměr [mm]	2396	3000
Výška tělesa [mm]	11975	13514
Tloušťka stěny [mm]	153	165
Tloušťka návaru [mm]	9	9
Vnitřní objem [m <sup>3</sup> ]	44	79
Objem páry za norm. provozu [m <sup>3</sup> ]	18	24
Objem vody za norm. provozu [m <sup>3</sup> ]	26	55
Hmotnost tělesa [t]	127	214
Provozní tlak [MPa]	12,26	15,57
Počet el. ohříváků	108	28
Výkon ohříváků [kW]	1620	2520
<i>Podmínky provozu</i>		
Konstrukční teplota [°C]	325	350
Max. rychlost ohřevu KO [°C/hod.]	40	20
Max. rychlost ochlazování KO [°C/hod.]	30	30

## 2.4 Parní generátor

Parní generátor (PG) v jaderné elektrárně plní dvě zásadní funkce. Především je PG ze své podstaty výměníkem tepla, který zde slouží k předávání a odvodu tepla (generovaného v aktivní zóně reaktoru) z primárního okruhu do sekundárního. Předávané teplo je využito ke generování páry ze sekundární vody, která je pak využita k pohonu turbíny. PG také tvoří předěl mezi zmíněným primárním a sekundárním okruhem. To je podstatné zejména z hlediska jaderné bezpečnosti, protože hranice mezi aktivním primárním a neaktivním sekundárním okruhem je chápána jako třetí ze čtyř ochranných bariér proti úniku radioaktivních látek z paliva.

Konstrukce PG VVER 1000 je (podobně jako PG VVER 440) horizontální a je zobrazena na Obr. 2. Jedná se tedy o ležatou válcovou (tlakovou) nádobu s eliptickými dny, do jejíž centrální části jsou umístěny dva svislé kolektory. Ty jsou spolu propojeny množstvím teplosměnných trubek tvaru písmene U. Trubky jsou zachyceny distanční mříží a uspořádány ve vodorovných řadách do dvou svazků v levé a pravé polovině nádoby PG. Svislé kolektory jsou ukončeny víky. Jedná se o rozebíratelný šroubový spoj, jehož těsnění je předmětem této práce. Prostor vymezen kolektory, ke kterým jsou připojeny horká a studená větve smyčky primárního potrubí, a vnitřkem teplosměnných trubek pak vytváří uzavřenou primární stranu v PG.



Obr. 2: Podélný řez tělesem PG VVER 1000 [6]

Sekundární strana je pak ohraničena „z vnějšku“ válcovou nádobou PG uzavřenou nad každým kolektorem sekundárním víkem a „zevnitř“ vnějšími povrchy teplosměnných trubek a primárních kolektorů. Za provozu se na sekundární straně vyskytuje parovodní směs zaplavující trubkové svazky a parní prostor nad ní. Na tlakovou nádobu PG je proto napojeno potrubí napájecí (a havarijní napájecí) vody a nad ní 10 sběrných parních potrubí ústících do parního kolektoru, který dodává sytou vodní páru k pohonu jednoho turbogenerátoru o elektrickém výkonu 1000 MW.

Výkon PG VVER 1000 se oproti předchozímu typu (VVER 440) podstatně zvýšil, konkrétně na 750 MW<sub>t</sub>, tudíž na jeden reaktor postačují 4 PG, což odpovídá dříve zmíněnému světovému trendu ve snižování počtu smyček připadajících na jeden blok. [7,5]

### 2.4.1 Tlaková nádoba PG

Plášť tlakové nádoby se skládá celkem ze šesti válcových kroužků a dvojice eliptických den. Každý válcový prstenec (kroužek) je svařen ze dvou skružených plechů příslušné tloušťky, které jsou před tím obrobena na požadovanou rozvinutou délku a šířku, a jejichž hrany jsou upraveny pro příčné i obvodové svary. Jednotlivé kroužky jsou pak spojeny obvodovými svary dohromady, takže vytvoří válcový plášť nádoby, do něž jsou později vyvrtány díry navazující na nátrubky. Dna nádoby mají tloušťku stěny 120 mm, dva boční užší kroužky a dva boční širší kroužky mají tloušťku stěny 105 mm. Střední dvojice kroužků má stěny o něco silnější – 145 mm, protože jsou v jejich spodní části vyřezány otvory pro průchod primárních kolektorů. Z pevnostních důvodů nejsou kolektory umístěny „vedle sebe“ tj. v jedné rovině kolmé na osu PG, ale trochu přesazeny, takže každý z nich je v jiném prstenci. Při pohledu shora je tak vzdálenost nátrubek kolektorů do podélné osy PG 890 mm a od jeho příčné osy 1150 mm. Každý z nátrubek pro zabudování primárních kolektorů má vnější a vnitřní průměr 1335 a 1190 mm. Naproti každému z nich je v horní části nádoby na jedné ose nátrubek světlosti 800 mm s přírubou s 24 závitovými otvory M 52 × 5. Na přírubu se montuje sekundární víko kolektoru. Přímě pod ním se tak nachází primární víko kolektoru. Tato konfigurace umožňuje při odstávkách relativně snadný přístup do nitra kolektorů přímo skrze horní část nádoby a usnadňuje tak kontroly kolektorů.

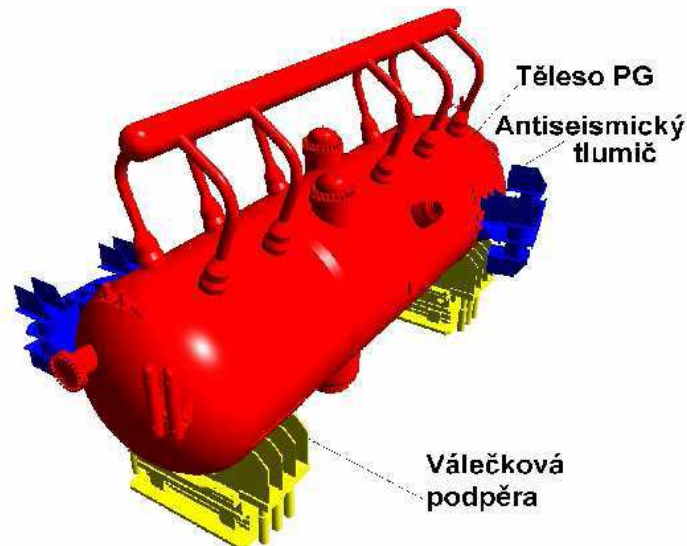
Dále je v tělese tlakové nádoby PG vyvrtáno množství dalších otvorů s nátrubky. V horní části je to především 10 nátrubek odvodu páry s rozměry  $\varnothing 544 / \varnothing 395$  mm, umístěných ve dvou řadách, pro napojení kuželového přechodu a následně převáděcího potrubí páry. Pro zavedení napájecí vody pak slouží nátrubek o světlosti 500 mm v horní části jednoho vnitřních kroužků. Na spodku nádoby se nachází nátrubky odkalu ( $\varnothing 108 / \varnothing 96$  mm) a odluhu

( $\varnothing$  89/  $\varnothing$  77 mm). Na každém eliptickém dně jsou navíc nátrubky vstupu (DN 600) s přírubou pro plochá víka. Několik dalších nátrubků menších světlostí slouží především k měření hladiny vody na sekundární straně a měření těsnosti přírubových spojů, případně odvodu vzduchu kolektorů.

Tlaková nádoba PG VVER 1000 má vnitřní průměr 4000 mm a celkovou délku 13840 mm (délka její válcové části je pak 11400 mm). Je vyrobena z nízkoaloyované oceli ruského označení 10GN2MFA. PG je pokryt snímatelnou tepelnou izolací.

Ukotvení PG VVER 1000 je provedeno značně odlišně od PG VVER 440, který je v prostoru zavěšen na šroubových táhlech. Oproti tomu je (značně těžší) PG VVER 1000 usazen na dvojici podpěrných konstrukcí s válečkovou podpěrou. Tuto podpěru tvoří dvě řady válečků pootočených vůči sobě o 90°. To dovoluje v obou osách posuv až o 90 mm a umožňuje tak vyrovnávat dilataci hlavního cirkulačního potrubí vlivem změny teploty. Velikost možného posunu je dána velikostí mezery mezi stěnou otvoru v patce PG a táhlem, které je pevně zakotveno v betonovém podstavci.

K vyrovnávání vibrací PG při seizmických událostech slouží dvojice bočně umístěných hydraulických tlumičů GERB, kterými je každý PG opatřen. [7,1,5]



Obr. 3: Uložení PG VVER 1000 [1]

#### 2.4.2 Systém předávání tepla – trubkový svazek, rozvod napájecí vody

Teplosměnnou plochu PG tvoří vodorovné svazky trubek, majících tvar písmene „U“, které vycházejí ze svislého vstupního kolektoru primární vody a ústí do svislého výstupního kolektoru primární vody. Jednotlivé trubky o geometrii  $\varnothing$  16 x 1,5 mm, kterých je celkem 11 000, jsou uspořádány tak, že v levé i pravé polovině tlakové nádoby tvoří dvě konstrukčně samostatné části. Na části řezu PG (Obr. 2 v kapitole 2.4) lze jasně vidět členění na vnitřní díl a vnější díl svazku. V mezerách mezi oběma těmito díly se nacházejí stojny distančních mříží, které jsou dále také v centrální mezeře vnitřního dílu svazku. Ty společně s žebry navařenými na vnitřním obvodu tlakové nádoby tvoří zachytý systém pro distanční mříže trubkového svazku. V oblasti ohybu dnů tlakové nádoby jsou pak trubky ve svazcích drženy distančními mřížemi, které však nejsou s tlakovou nádobou spojeny. Samotná distanční mříž je tvořena plochými pásky proloženými mezi řadami, které jsou zachycené ve stojnách nebo žebrech. Na nich je pak umístěn zvlněný plech, v jehož prohlubních leží trubky.

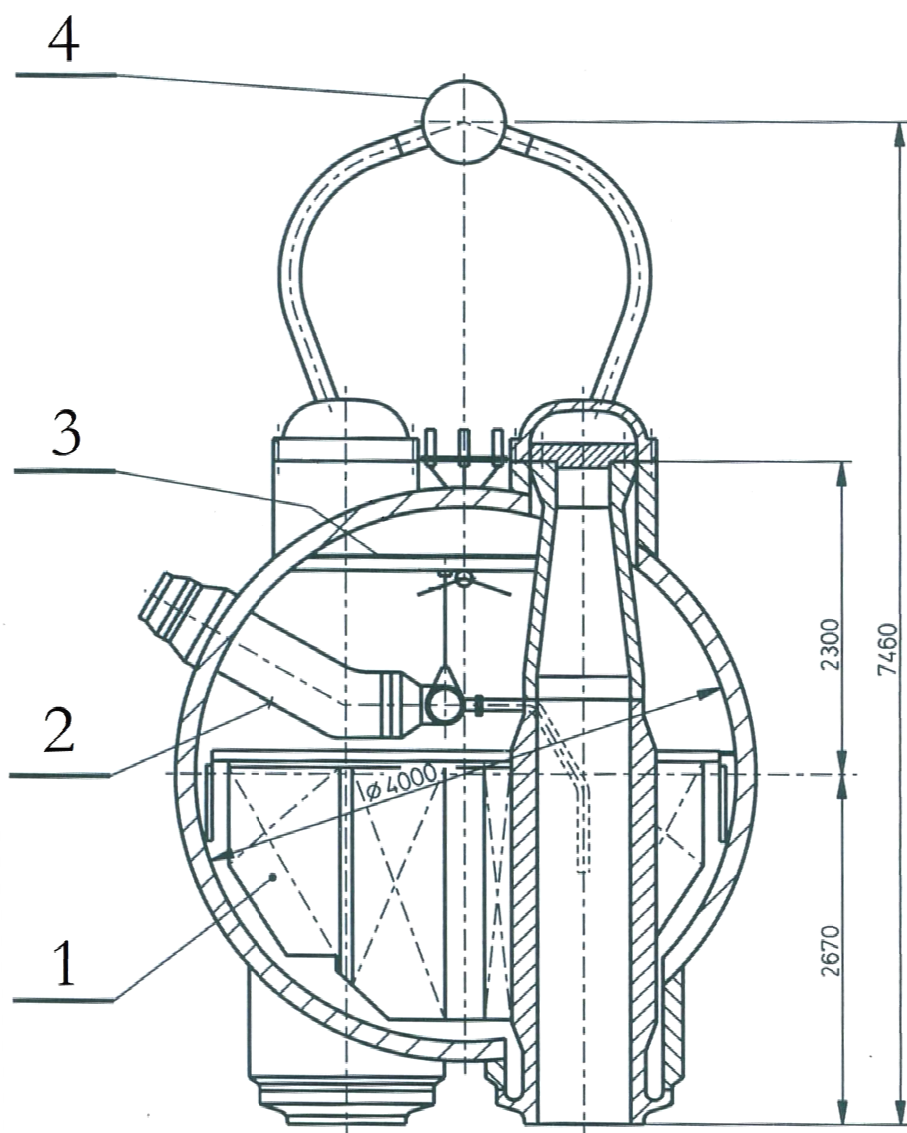
Trubky jsou ve svazku uspořádány v jednotlivých horizontálních řadách s roztečí ve vodorovném směru 23 mm. Ve vertikálním směru je vzdálenost jednotlivých řad 19 mm. Uspořádání trubek je střídavé, takže jsou jednotlivé řady vůči sobě přesazeny. To je rozdíl oproti PG VVER 440, kde jsou trubky nad sebou. Oproti předchozímu typu PG je trubkový svazek také o něco kompaktnější. Ve svazku se nacházejí svislé mezery, které zlepšují přirozenou cirkulaci parovodní směsi v mezitrubkovém prostoru. Vodorovné mezery oproti tomu usnadňují montáž. Trubky svazků jsou vyrobeny z nerezavějící austenitické oceli 08Ch18N10T a jsou vypádovány směrem k oběma kolektorům. [7,5,1]

Trubkové svazky jsou ponořeny v sekundární vodě, jejíž cirkulace mezi trubkami svazku je přirozená. Protože v sekundárním prostoru (tedy na vnější straně trubek) dochází k varu, je zde velký součinitel přestupu tepla. Aby bylo dosaženo co největšího výsledného součinitele prostupu tepla, je nutné co možná nejvíce zvýšit součinitel přestupu tepla na vnitřní, tj. primární straně trubek. Toho se dosahuje především zvýšením rychlosti vody<sup>9</sup>, což obstarává hlavní cirkulační čerpadlo. Rychlost primární vody je též důležitá, protože přímo souvisí s jejím průtokem. Ten musí být mnohonásobně větší než množství vyráběné páry (parní výkon). Je to proto, že primární voda se při průchodu PG ochladí asi jen o 30 °C, zatímco u sekundární vody procházející fázovou přeměnou dochází k podstatně větší změně měrné entalpie.

Napájecí voda je do PG přiváděna hlavním napájecím potrubím ( $\varnothing$  426 x 18 mm). To je přivařeno k nátrubku tak, aby se v místě průchodu pláštěm nedotýkalo přímo pláště PG a bylo tím tak zabráněno vzniku teplotních pnutí v plášti. Napájecí voda pak pokračuje na obě strany PG trubkou kolektoru ( $\varnothing$  273 x 11 mm) umístěnou v parním prostoru a z ní dále do 16-ti jednostranných rozváděcích trubek opatřených tryskami. Těmi je sekundární voda rozváděna do teplejší poloviny svazků trubek. Takto je vyrovnáváno parní zatížení hladiny vody, neboť teplota napájecí vody je nižší než teplota varu odpovídající tlaku v PG. K rovnoměrnějšímu rozložení parovodní směsi v parním objemu PG přispívá také pod hladinou ponořený nerezový děrovaný plech připevněný na nosné konstrukci z uhlíkaté oceli, který se nachází 260 mm nad svazkem trubek (a který u VVER 440 není).

Parovodní směs vystupující z hladiny projde nejprve prvním stupněm separace vlhkosti – gravitačním, kdy se v parním prostoru mezi hladinou a separátory vlhkosti zbavuje stržených kapiček vody vlivem tíhových sil. Druhý stupeň separace pak nastane v žaluziových separátorech vlhkosti, kterými pára projde následovně. Pára odcházející z PG má vlhkost 0,2 %. [7,5,4]

<sup>9</sup> v případě VVER 1000 je to  $4,21 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$



Obr. 4: Příčný řez PG bloku VVER 1000 [8]

Na Obr. 4 je znázorněn schematický příčný řez parního generátoru:

- 1 – svazek U-trubek
- 2 – přívod sekundární napájecí vody
- 3 – separátor vlhkosti
- 4 – parní kolektor



### 2.4.3 Hlavní technické parametry PG

Hlavní technické údaje o parních generátorech elektráren s reaktory VVER (obou typů pro srovnání) uvádí následující tabulka.

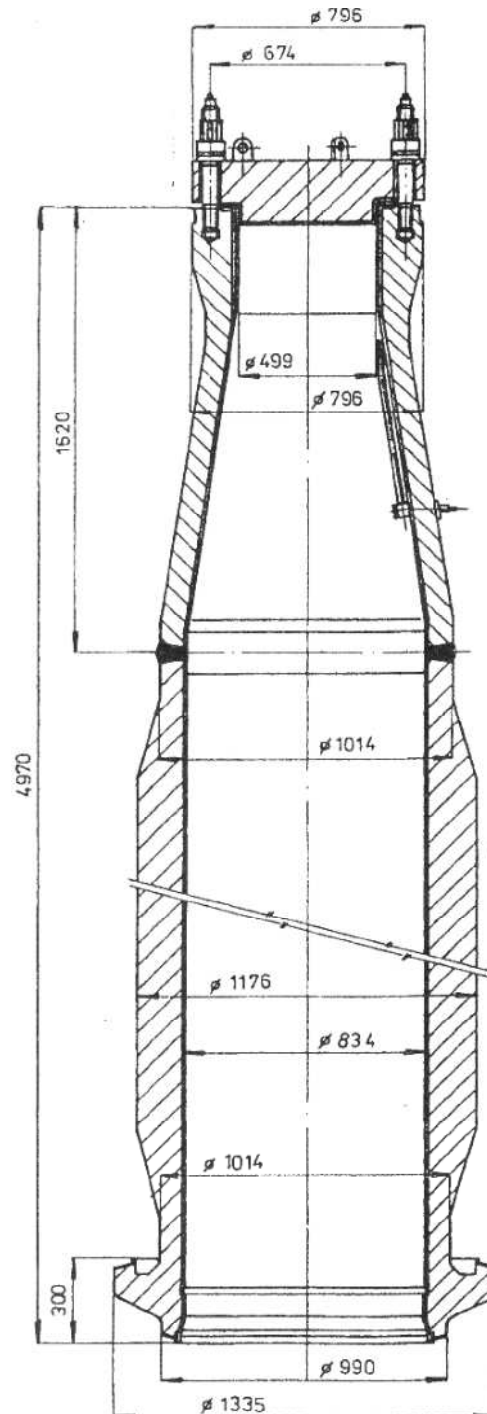
Tabulka č.3: Porovnání parních generátorů VVER-440 a VVER-1000 [7,4]

Charakteristiky	Jednotky	VVER 440	VVER 1000
Počet PG na jeden blok	ks	6	4
Tepelný výkon	MW	229,2	750
Tok generované páry	t/h	452	1470
Tlak páry	MPa	4,6	6,4
Teplota syté páry	°C	258,9	279,8
Teplota napájecí vody	°C	224	220
<i>Primární voda:</i>			
Objemový průtok	m <sup>3</sup> /s	1,91	5,88
Střední tlak	MPa	12,3	15,69
Teplota na vstupu do PG	°C	297	322
Teplota na výstupu z PG	°C	268	289
Střední rychlost v trubkách	m/s	2,37	4,21
<i>Trubkový svazek:</i>			
Teplosměnná plocha výpočtová	m <sup>2</sup>	2114	5040
Teplosměnná plocha skutečná (vztahovaná k vnějšímu průměru trubek)	m <sup>2</sup>	2510	6115
Vnější průměr a tloušťka stěny	mm x mm	16 x 1,4	16 x 1,5
Počet trubek ve svazku	ks	5536	11000
Střední délka trubky	m	9	11,1
Celková délka trubek	m	49935	122100
Rozteč trubek v řadě	mm	30	23
Rozteč trubkových řad	mm	24	19
Materiál trubek	-	08Ch18N10T	08Ch18N10T
<i>Tlaková nádoba</i>			
Vnitřní průměr	mm	3210	4000
Tloušťka stěny – středních kroužků	mm	min. 130	145
– bočních kroužků	mm	min. 75	105
– den	mm	84	120
Délka válcové části nádoby	mm	9900	4000
Celková délka nádoby	mm	11632	13840
Materiál		22K	10GN2MFA

#### 2.4.4 Primární kolektor parního generátoru

Každý PG VVER 1000 je vybaven dvěma kolektory primární vody, které slouží k rozvádění primární vody do systému teplosměných trubek (respektive k jejímu sbírání). Vstupní a výstupní kolektor mají stejnou konstrukci a rozdíl je pouze v jejich funkci.

Primární kolektor je svislé válcové těleso svařené ze dvou kovaných dílů (spodního a horního) o celkové délce 4970 mm. Je vyroben z oceli 10GN2MFA. Celý jeho vnitřní povrch je navíc opatřen dvouvrstvým protikorozním návarem o tloušťce 9mm (spodní vrstva je za materiálu Sv07Ch25N13, horní vrstva z materiálu Sv04Ch20N10G2B). [1]



Obr. 5: Řez primárním kolektorem PG VVER 1000 [7]

Spodní díl primárního kolektoru vespod končí nákrůžkem  $\varnothing 1335 / \varnothing 1190$  mm, který slouží k přivaření kolektoru k nátrubku na tlakové nádobě. Dále je opatřen hrdlem upraveným pro svar s primárním potrubím ( $\varnothing 900 / \varnothing 862$  mm). Spodní díl má po celé své délce vnitřní průměr 834 mm (včetně návaru). V oblasti zakotvení teplosměných trubek je zesílen tak, že tloušťka jeho stěny dosahuje 171 mm (a jeho vnější průměr je tedy 1176 mm). Pro upevnění teplosměných trubek je v něm vyvrtáno 11 000 děr ve 109 řadách s vertikální roztečí 19 mm<sup>10</sup>. Do těchto děr ( $\varnothing 16,25$  mm) jsou vsunuty konce teplosměných trubek ( $\varnothing 16 \times 1,5$  mm) a je provedeno jejich upevnění rozšířením (hydraulicky), čím dojde na délce cca 168 mm ke zvětšení jejich vnitřního průměru (o hodnotu 0,25 mm až 1 mm). Touto technologií lze najednou zaválcovat několik desítek trubek. Poté je ještě z vnitřku kolektoru proveden metodou WIG těsnící svar mezi trubkou a nerezovým návarem na vnitřní straně kolektoru.

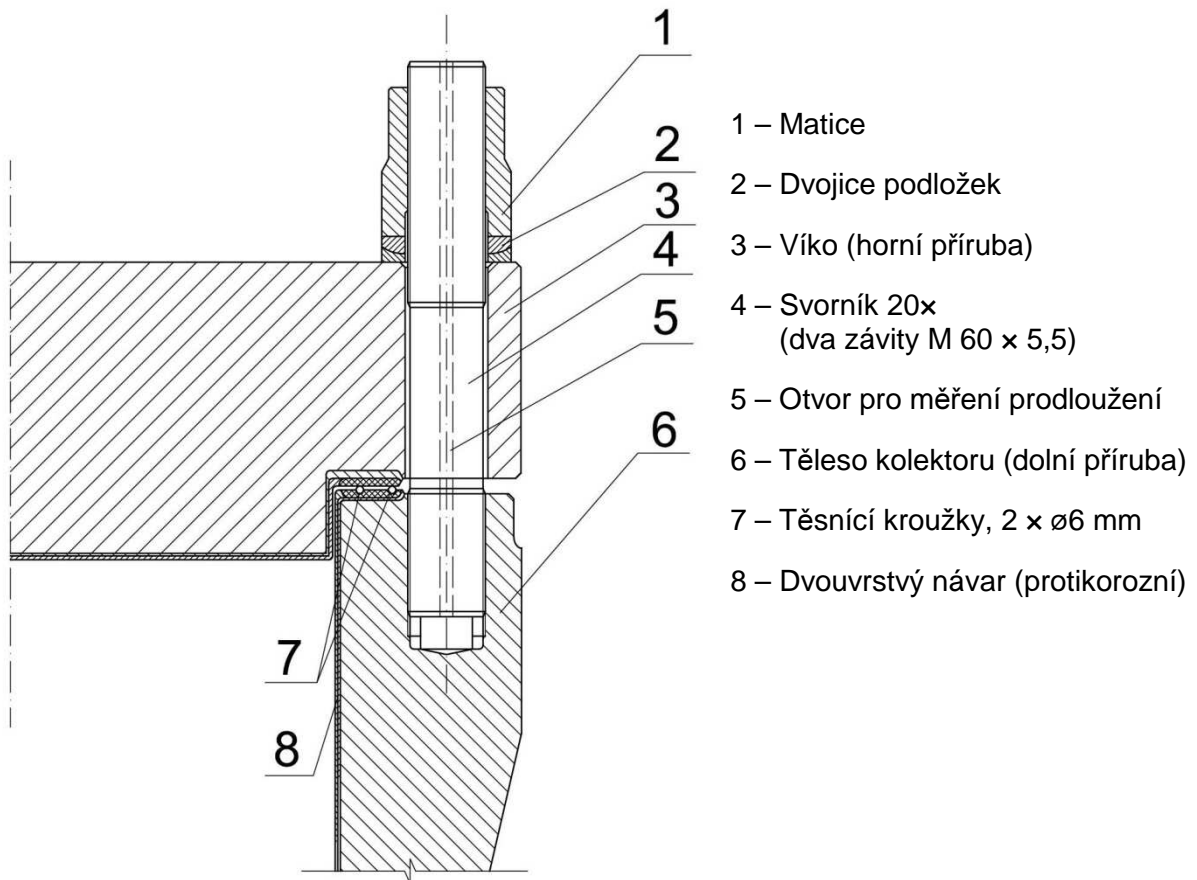
Horní díl primárního kolektoru je se spodním dílem spojen svarem, který se nachází ve válcové části o vnějším průměru 1014 mm a je cca 100 mm nad napouštěcí hladinou sekundární vody. Dále horní díl pokračuje střední přechodovou částí, která se kuželově zužuje, a na kterou navazuje válcová část se zesílenou stěnou a vnitřním průměrem 500 mm. Na tomto konci se nachází vyhrdlení s přírubou rozebíratelného spoje, v níž jsou závitová hnízda a dvě drážky pro (původní) niklová těsnění. Mezi těmito drážkami se nachází vyvrtaný svislý otvor pro odběrová potrubí sloužící k měření netěsnosti v tomto meziprostoru.

Dále se v nejvyšší části kolektoru (těsně pod primárním víkem) nachází podélná polovina trubky, která je svisle navařená na vnitřní nerezový návar, a která slouží k odvodu odvodu kolektoru při plnění chladivem primárního okruhu. Odvodu dále prochází stěnou primárního kolektoru a přes sekundární stranu PG je vedeno trubkou ( $\varnothing 14 \times 2$  mm), tvořící dilatační smyčku, ven z pláště PG. Podobně jako odvodu je vyvedeno zmíněné odběrové potrubí měření netěsnosti.

Aby byl umožněn přístup do nitra kolektoru (tedy do primární části PG) kvůli provádění kontrol a revizí, je primární kolektor uzavřen plochým primárním víkem z nízkolegované oceli, které je stejně jako samotný primární kolektor na svém vnitřním (tj. spodním) povrchu opatřeno nerezovým návarem. Víko má vnější průměr 769 mm a tloušťku 230 mm. Na jeho spodní části, která se po smontování nachází uvnitř primárního kolektoru, je navařen nákrůžek o délce 100 mm a  $\varnothing 499$  mm (rozdíl mezi tímto a vnitřním průměrem horní válcové části kolektoru je pouze 1 mm). Další nákrůžek o výšce 300 mm a vnějším průměru 580 mm, který se nachází na horní části víka, je připevněn šrouby na tři zdvihací oka. Smyslem těchto dvou nákrůžků je omezit pohyb primárního víka v případě jeho vysoce nepravděpodobného utržení a minimalizovat výtok primární vody do sekundárního prostoru PG.

Rozebíratelný spoj primárního víka je zobrazen na obr. 6. Skrze víko (horní přírubu) prochází 20 svorníků M 60  $\times$  5,5, každý s průběžným otvorem ve své ose, který slouží k měření prodloužení svorníku. Každý svorník je shora zajištěn maticí dosedající na dvojici podložek. Ze spodu je pak zašroubován do závitového hnízda přírubové části vlastního tělesa kolektoru (spodní příruba). V přírubě kolektoru je pak vyhotovena dvojice drážek pro původní niklová těsnění.

<sup>10</sup> Vyvrtávání otvorů se provádí na speciálních strojích. I když je tato činnost náročná, je technologicky mnohem jednodušší, pokud ji srovnáme s vyvrtáváním silnostěnných vodorovných trubkovic pro svislé parní generátory, které mají tloušťku stěn výrazně větší než je tloušťka stěn kolektorů. [5]



Obr. 6: Řez těsnícím spojem primárního víka kolektoru PG VVER 1000 (původní provedení)

Aby byl výrazně usnadněn přístup k primárnímu víku, horní část kolektoru částečně vystupuje nad válcové těleso PG. Proto se zde nachází nátrubek (DN 800) spolu s kopulovitým sekundárním víkem, které uzavírá sekundární stranu PG. Mezi tímto nátrubkem a vnější stěnou primárního okruhu je zajištěna mezera min. 5 mm, aby bylo za provozu zabráněno „opření“ primárního kolektoru. Provedení rozebíratelného těsnícího spoje sekundárního víka je obdobné jako v případě víka primárního.[1,7]

### 3 Modifikace utěsnění víka primárního kolektoru PG VVER 1000

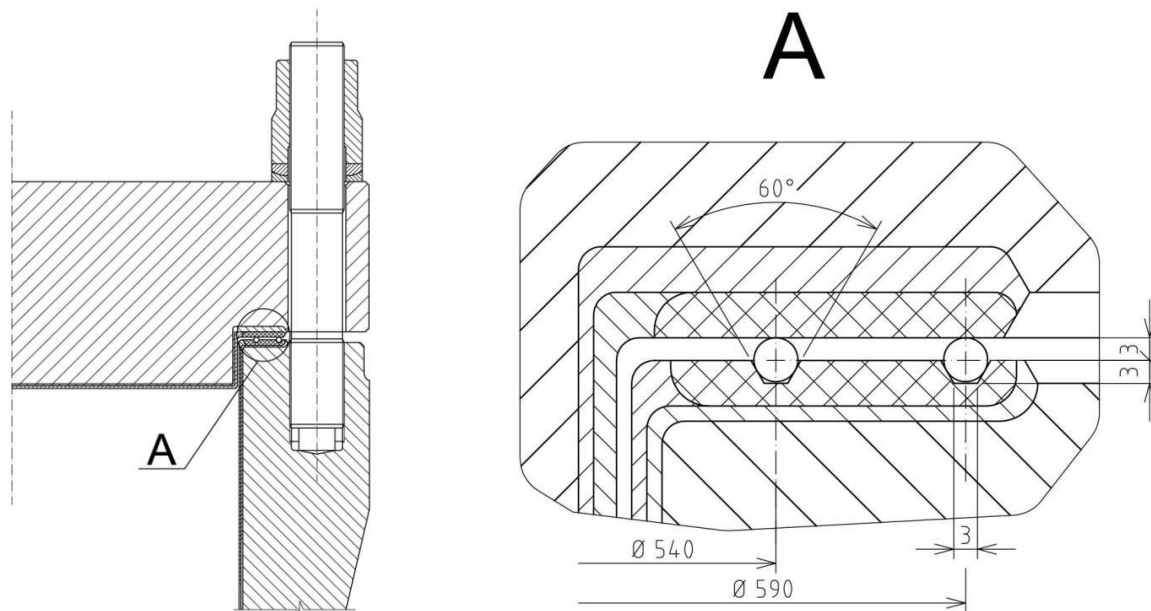
Hlavní náplní této práce je posouzení přínosů záměny těsnění víka primárního kolektoru parního generátoru reaktoru VVER 1000. Navržená úprava spočívá ve výměně dvojice niklových kroužků, které slouží jako těsnění v původním provedení, za hřebenové těsnění s dvojicí folií z expandovaného grafitu. Účelem této modifikace je především snížení potřebné utahovací síly, čím se odlehčí zatížení těsnění i ostatních částí přírubového spoje, což pozitivním způsobem ovlivní životnost jednotlivých částí.

Konfigurace těsnícího uzlu víka kolektoru PG v obou případech (tedy v původním i nově navrženém provedení) počítá s primárním a sekundárním těsněním. Ty jsou sice co do provedení stejné (niklový kroužek nebo folie z expandovaného grafitu), ale plní odlišnou funkci.

Hlavní zátěž spočívá na primárním těsnění, jehož úkolem je utěsnit vnitřní prostor primárního kruhu. Tedy zajistit při nominálním provozu (přetlak 15,7 MPa a teplota 322 °C), ale i při maximálních hodnotách tlaku při pevnostní zkoušce (přetlak 19,6 MPa a teplota 120 °C), dovolenou hodnotu netěsnosti pro radioaktivní médium  $L \leq 0,01$  mg/ms (danou normou EN 13 555).

Sekundární těsnění má pak za úkol zajistit těsnost ze sekundární strany. Mezi dvojicí těsnění tak vzniká utěsněný meziprostor, který slouží ke kontrole těsnosti. Je zde udržován konstantní tlak, který je měřen skrze k tomu určený otvor v tělese kolektoru. Případná změna tlaku je pak hlášena světelnou signalizací v blokové dozorně.

#### 3.1 Původní konfigurace těsnícího uzlu



Obr. 7: Detail původního niklového těsnění víka PG reaktoru VVER 1000

Původní konfigurace těsnícího uzlu je zřejmá z Obr. 6 a 7. V původním provedení tvoří těsnění dva kovové kroužky (použitým materiálem je tvářený nikl o vysoké čistotě 99,6%) o průměru 6 mm, které jsou na průměrech  $\varnothing 540$  mm (primární kroužek) a  $\varnothing 590$  mm (sekundární kroužek) vsazeny do drážek v přírubové části tělesa kolektoru (ve víku žádné drážky nejsou). Po utahnutí spoje dojde k deformaci kroužků a jejich zatlačení do drážek. Tím dojde k vymezení nerovnosti povrchů přírub, čímž je dosažena požadovaná těsnost.

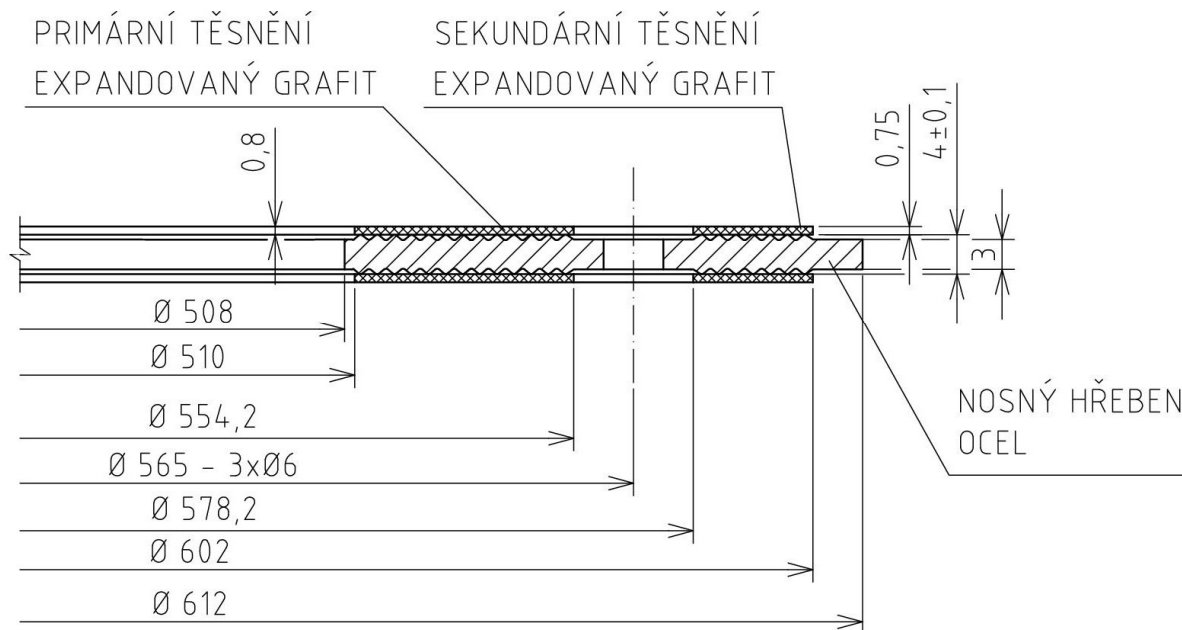
Je zřejmé, že abychom dosáhli požadovaného přetvoření niklových kroužků, je na ně nutné vyvodit značně vysoký tlak. A právě z toho vyplývající vysoké utahovací tlaky jsou obecnou nevýhodou tohoto typu těsnění. Vysoké tlaky nutné k deformaci niklového kroužku výrazně namáhají také drážku kolektoru. To může časem vést až ke vzniku trhlin v jejich koutech. Jedná se o zásadní nedostatek, který v konečném důsledku vedl právě k návrhu alternativního provedení spoje.

Částečná plastická deformace navíc způsobuje další nevýhodu, kterou je minimální zpětné odpružení těsnění při možném kolísání tlaku v kolektoru, případně při axiálních a radiálních posunech přírub vzniklých v důsledku teplotních dilatací.

Původní provedení si též žádá náročnější přípravu před samotnou montáží. Je třeba zajistit vysokou čistotu a správnou hodnotu drsnosti těsnících ploch víka a příruby tělesa kolektoru a kromě zhodnocení jejich stavu, nejsou-li těsnící plochy poškozeny povrchovými trhlinami nebo vrypy, je dále nutné provést kontrolu jejich nerovnosti. To klade větší nároky na čas techniků, což je negativní zejména v případě samotného tělesa kolektoru, při jehož kontrole tak roste jejich expozice v aktivním prostředí.

Dále je těsnění kvůli trvalému přetvoření použitelné pouze jednou a po rozebrání spoje je třeba jej zlikvidovat jako radioaktivní odpad. Z těchto důvodů jsou finanční náklady na každou demontáž spoje relativně vysoké, přestože je výroba niklového těsnění poměrně jednoduchá a jeho pořizovací cena je tak poměrně nízká.

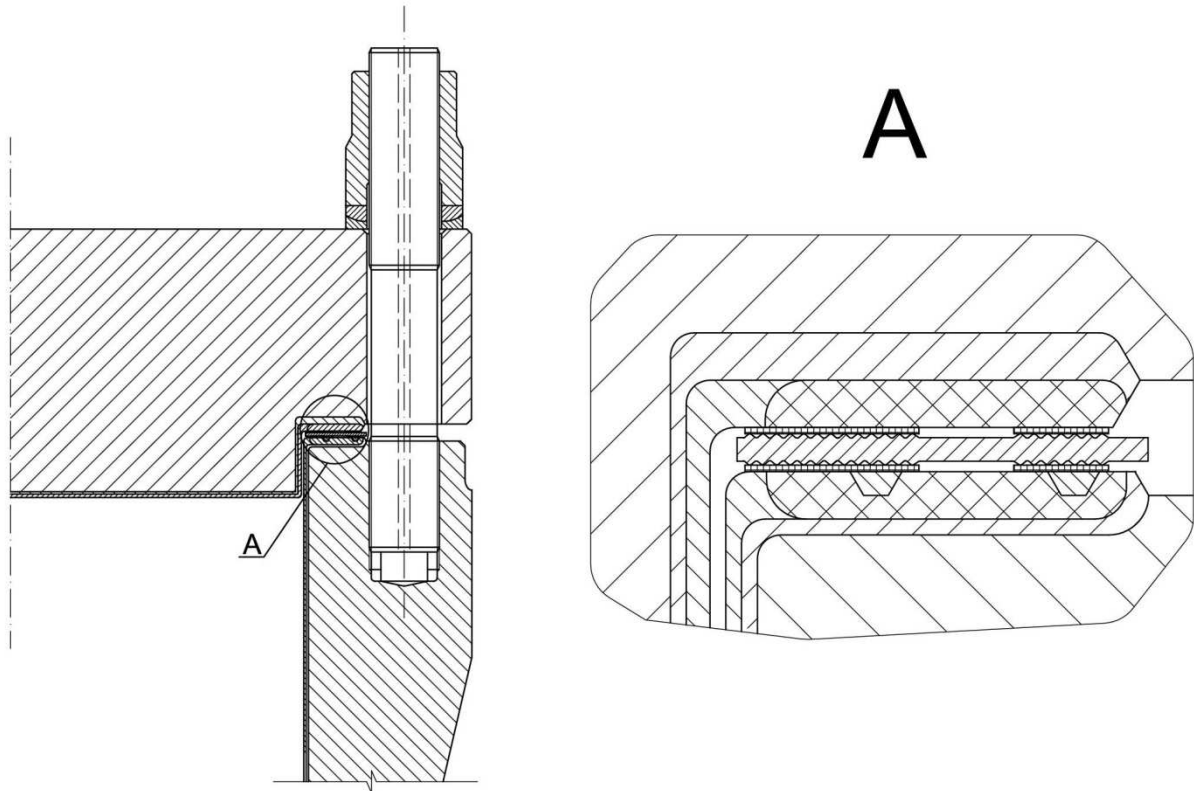
### 3.2 Nová konfigurace těsnícího uzlu



Obr. 8: Hřebenové těsnění s expandovaným grafitem

Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, zásadním nedostatkem původně použitého těsnění jsou vysoké utahovací tlaky zatěžující celý spoj. To vedlo k myšlence odlehčit spoj použitím odlišného typu těsnění a příznivě tím ovlivnit životnost spoje. Primárním požadavkem na nové těsnění je tak nižší těsnící tlak potřebný k dosažení požadované třídy těsnosti za daných provozních a zkušebních podmínek (viz kapitola 4.1). Nabídne-li nová konfigurace i další výhody (například vyšší pružnost zatíženého těsnění k vyrovnávání tlakových fluktuací během provozu), tím lépe.

Cestou k tomuto cíli jsou nové druhy těsnících materiálů mající požadované vlastnosti. Takovým materiálem je i expandovaný grafit, s jehož použitím v podobě folií na nosném hřebeni počítá nový návrh těsnícího uzlu (Obr. 9), jehož podrobný výpočet je předmětem této práce. Konkrétně bylo zvoleno hřebenové těsnění s expandovaným grafitem typ MITes HT od společnosti MICO s. r. o. (Obr. 8).



Obr. 9: Detail nové konfigurace těsnícího spoje PG reaktoru VVER 1000

Tento typ těsnění je tvořen nosným jádrem tvaru mezikruží z korozivzdorné oceli (EN X6CrNiMoTi 17-12-2), které na vnitřním a vnějším okraji přechází ve dvojitý nosný hřeben obložený z obou stran grafitovou folií. Vyznačuje se nízkou hodnotou minimálního tlaku a vysokou pevností, včetně chemické a tepelné odolnosti.

Nová koncepce počítá s umístěním těsnění prakticky na stejné místo, jako tomu bylo u původního provedení, tedy do prostoru mezi dvěma rovinnými plochami tvořenými víkem a přírubovou částí kolektoru. Vnitřní hřeben s grafitovým obložením tloušťky 0,8 mm plní funkci primárního těsnění (viz předchozí kapitola) a leží na průměrech  $\varnothing$  510 až 554 mm. Vnější hřeben, s grafitovou folií tloušťky 0,75 mm, zastává funkci sekundárního těsnění a nachází se na průměrech  $\varnothing$  578 až 602 mm.

Rozdílná tloušťka grafitového obložení je navržena proto, aby kompenzovala natočení příruby při různých provozních stavech a docházelo tak k zachování předepsané těsnosti již na primárním těsnění (tj. vnitřním hřebenu). Aby byla umožněna kontrola tlaku v meziprostoru mezi primárním a sekundárním těsněním, je mezi foliemi v nosném hřebeni vyvrtána trojice děr s průměry 6 mm.

Expandovaný grafit sloužící jako těsnící vrstva musí být v jaderné kvalitě. To znamená především vysokou čistotu (99,8 %), protože obsah nečistot přímo ovlivňuje propustnost materiálu. Dále je zde omezení na obsah chloridů (limitní hodnota je 20 ppm), které musí být

---

splněno pro všechny materiály použité v primárním okruhu. Tento omezení musí splňovat i lepidlo použité ke spojení grafitového obložení s nosným hřebenem.

Protože nová koncepce těsnění počítá s tím, že těsnící plochy dosedají i v místech, kde zůstaly jako pozůstatek původního provedení drážky na niklové kroužky, je nutné je v nové konfiguraci zaplnit kruhovými klíny ze stejné oceli, jako je těleso kolektoru. Tím se připraví dosedací plocha pro těsnění. Tu je nutné, stejně jako tomu bylo v případě původního provedení, při každé výměně zkontrolovat, nicméně v tomto případě postačuje vizuální kontrola, zda dosedací plochy neobsahují vrypy a rýhy (které jsou nežádoucí především v příčném směru). [9] To oproti původnímu provedení představuje časovou úsporu, neboť původně bylo též nutné provádět důslednou kontrolu nerovnosti těsnících ploch.

Těsnost uzlu je následně zajištěna stlačením těsnění v přírubovém spoji, čímž po obou stranách dojde k dotlačení grafitového obložení do drážek nosného hřebene.

Výhodou obložení z expandovaného grafitu je jeho schopnost pružně reagovat, což umožňuje absorpci radiálních a axiálních posuvů a také se pozitivně projevuje při tlakových fluktuacích během nominálního provozu. Hodnota zpětného odpružení se pohybuje okolo 15 % v závislosti na tloušťce grafitové vrstvy. Ta však nesmí být příliš silná, neboť se při přílišné výšce obložení vytváří prostor pro výraznější difuzi molekul. Ta ale díky dvojitému těsnění v tomto těsnícím uzlu nemusí představovat výrazný problém. Naopak je ve fázi návrhu nutné kontrolovat, je-li výška grafitu nad hřebenem dostatečná, jinak hrozí možnost prořezání ocelového hřebene grafitovým obložením. Komplikace spojené s určením vhodné tloušťky grafitového obložení lze prohlásit za určitou nevýhodu tohoto druhu těsnění.

Jako další nevýhoda se může jevit vyšší pořizovací cena složitější konstrukce těsnění s expandovaným grafitem oproti jednoduchému niklovému kroužku. Avšak není-li nosný hřeben příliš poškozen, je možné pro opětovné utěsnění spoje po předchozí demontáži pouze vyměnit obložení z expandovaného grafitu. Díky tomu mají náklady na demontáž a opakované utěsnění spoje v průběhu jeho životnosti klesající tendenci, přestože je jeho původní pořizovací cena vyšší.



## 4 Výpočet konfigurace spoje s hřebenovým těsněním s expandovaným grafitem

K výpočtu nové i původní konfigurace těsnícího uzlu víka kolektoru PG VVER 1000 bylo použito normy ČSN EN 1591 *Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových a přírubových spojů*. Tato norma sestává ze čtyř částí, z nichž pro tuto práci podstatné jsou první dvě.

První část: ČSN EN 1591-1+A1 *Výpočtová metoda* (norma z roku 2001 doplněná změnou A1 z roku 2009) stanovuje výpočtovou metodu pro dimenzování přírubových spojů s kruhovými přírubami, šrouby a těsněními. Jejím účelem je zajištění konstrukční pevnosti a dodržení těsnosti. Vzorce v normě používaných parametrů těsnění jsou založeny na definicích a metodách zkoušení stanovených v normě EN 13 555.

Druhá část: ČSN EN 1591-2 *Parametry těsnění* obsahuje hlavně charakteristické parametry (především utahovacích tlaků) pro často užívané typy těsnění. V našem případě je přínosná pouze její teoretická část, neboť oba námi uvažované typy těsnění (niklový kroužek a hřebenové těsnění s expandovaným grafitem) v ní nejsou uvedeny. Potřebné parametry jsou odvozeny, jak norma uvádí jako jednu z možností, z měření netěsností v závislosti na zatížení těsnění dodané výrobcem těsnění (pro hřebenové těsnění s expandovaným grafitem), nebo odhadnuty na základě známých hodnot prodloužení svorníků a konzultace (pro niklový kroužek).

Důležitou vlastností zvolené výpočtové metody je fakt, že je v ní uvažováno chování celého systému příruha-šrouby-těsnění a zohledňujícími parametry nejsou pouze ty základního druhu jako:

- tlak tekutiny,
- pevnostní hodnoty materiálu přírub, šroubů a těsnění,
- součinitelé těsnosti,
- síla ve šroubech,

ale také:

- možný rozptyl při utahování šroubů,
- změny těsnící síly způsobené deformací všech částí spoje,
- vliv připojené skořepiny,
- vliv vnějších přídatných osových sil a ohybových momentů,
- vliv teplotních rozdílů mezi šrouby a listem příruby.

Výpočet přizpůsobivosti těsnění je v této metodě založen na elastické analýze vztahů mezi zatížením a deformací mezi všemi částmi přírubového spoje (případně korigované z důvodu plastického chování těsnícího materiálu). Výpočet mechanické tuhosti vychází z mezní analýzy (plastický kloub) u kombinace příruha-skořepina. Je brán ohled jak na vnitřní, tak i vnější zatížení. Jsou zahrnuty různé stavy zatížení, včetně počáteční montáže, následné hydrostatické tlakové zkoušky a všechny následné provozní stavy.

Jak je v normě zdůrazněno, je použití této výpočtové metody zejména užitečné pro spoje, u nichž je síla ve šroubech (svornících) měřena během utahování. Čím je zde větší přesnost, tím prospěšnější použití této výpočtové metody je. To je velmi pozitivní, uvážíme-li, že v případě víka kolektoru PG jsou svorníky hydraulicky předepjaty a je měřeno jejich protažení, což je obecně dosti přesná metoda měření síly během montáže.

Z výše uvedeného je zřejmé, že výpočtová metoda daná touto normou, je více než vhodná pro poměrně specifický případ těsnění kolektoru parního generátoru, protože vhodně zahrnuje několik různých druhů zatížení a ovlivnění spoje (např.: teplotní posuny, vnitřní

přetlak, deformaci příruby a těsnění apod.). Její určitou nevýhodou je nicméně fakt, že nepočítá s použitím dvojice těsnění (primárního a sekundárního), což je náš případ. Tento nedostatek byl však kompenzován úpravou příslušných výpočtových vzorců. Na konkrétní případy je během výpočtů vždy upozorněno a jsou opatřeny vysvětlujícím komentářem.

Samotný výpočet se pak skládá ze dvou hlavních částí. Nejprve je určena minimální počáteční síla ve svornících, kterou je nutné dosáhnout při montáži, takže výsledná síla na těsnění není v žádném následném zatěžovacím stavu menší než potřebná střední minimální síla na těsnění. Následně jsou vypočteny všechny vnitřní síly vyplývající ze zvolených hodnot počátečních sil ve svornících a je ověřena přípustnost sloučených vnitřních a vnějších sil.

## 4.1 Zatěžovací stavy

Pro výpočet minimální těsnicí síly, kterou je nutno vyvodit, aby byla po celou dobu provozu zajištěna správná funkčnost těsnění, je třeba v první řadě definovat pracovní podmínky a provozní stavy, které mohou nastat, a při kterých má být zajištěna požadovaná těsnost.

Pro každý z těchto charakteristických zatěžovacích stavů (dále označených jako  $I = 0$  až  $3$ ), kdy může dojít vlivem kombinace různých zatížení (tlakových, tepelných nebo od působení vnějších sil) k porušení netěsnosti uvažovaného spoje, je následně proveden samostatný výpočet.

Je pochopitelné, že při provozu jaderného zařízení i při ustáleném výkonu reaktoru nezůstávají parametry v primárním okruhu neměnné a dochází k určitým odchýlkám, především ke změnám tlaku a teploty chladiva. Pro zjednodušení však budeme při výpočtech předpokládat, že během jednotlivých zatěžovacích stavů ke změně žádného z parametrů nedochází. Pro naše potřeby budeme rozlišovat následující zatěžovací stavy:

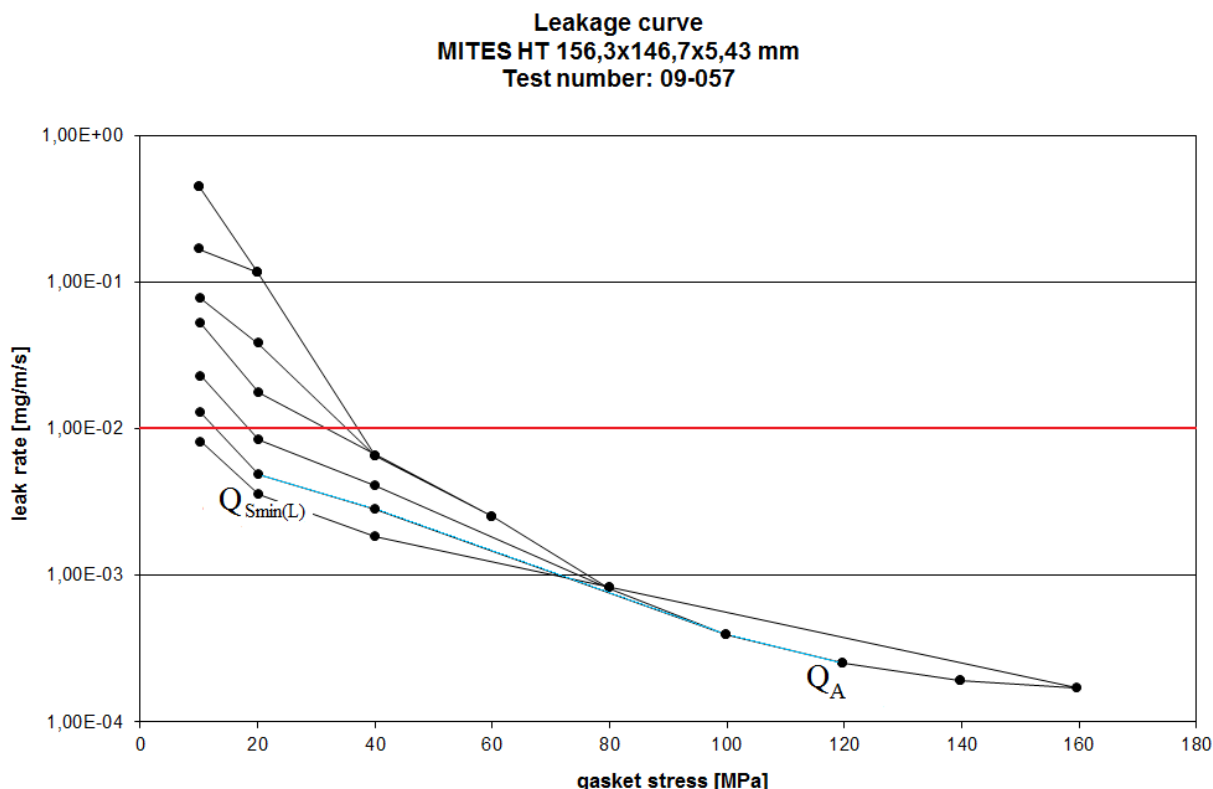
- **I = 0 Montážní stav:**  $P_0 = 0 \text{ MPa}; T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   
Tímto zatěžovacím stavem jsou definovány podmínky při montáži (sešroubování) těsnicího spoje. V tomto stavu musí být dosaženo takové těsnicí síly  $F_G$ , aby i po případném „odlehčení“ zatížení při následných zátěžných stavech (například vlivem vnitřního přetlaku) nedošlo k netěsnosti. Těsnicí síla  $F_G$  v tomto stavu také ovlivňuje účinnou geometrii těsnění.
- **I = 1 Provozní stav:**  $P_1 = 15,5 \text{ MPa}; T_1 = 322 \text{ }^\circ\text{C}$   
Za tohoto stavu odpovídají parametry media nominálnímu provozu PG (konkrétně pro více namáhaný, tj. teplý kolektor).
- **I = 2 Tlaková zkouška na těsnost:**  $P_2 = 17,6 \text{ MPa}; T_2 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$   
V tomto stavu jsou parametry v primární smyčce nastaveny na zkoušku její těsnosti. Pozn.: Při spouštění reaktorového bloku ze studeného stavu této zkoušce běžně předchází dvě obdobné tzv. „studené“ tlakové zkoušky za výrazně nižších tlaků (0,5 a 3,33 MPa) a teploty. Teprve po nich je primární okruh nahřán na teplotu cca  $120 \text{ }^\circ\text{C}$  (teplota musí být vyšší než je teplota k řehkého lomu) a provede se „horká“ tlaková zkouška na těsnost. Protože je však zřejmé, že těsnicí spoj bude daleko více namáhan až při této zkoušce, nejsou dva předcházející stavy („studené“ tlakové zkoušky) zahrnuty ve výpočtech.
- **I = 3 Tlaková zkouška na pevnost:**  $P_3 = 19,6 \text{ MPa}; T_3 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$   
Mezní zatěžovací zkouška garantující pevnost primárního okruhu. Jinak také maximální mezní stav, při němž je ještě zaručena předepsaná těsnost. Lze ho proto označovat za výpočtový stav.  
Tato zkouška je prováděna pouze jednou za 4 roky provozu (na rozdíl od předchozí, která se provádí po každé plánované odstávce, tj. každý 1 rok). [10,11,1]

## 4.2 Parametry těsnění

### 4.2.1 Tlaková napětí na těsnění

Velikost napětí na těsnění, která je důsledkem působení montážních sil, musí být v každém z výše uvedených provozních stavů taková, aby byla splněna podmínka třídy netěsnosti L. Ta je předepsána normou a v případě radioaktivního media musí být splněna nejpřísnější třída netěsnosti s maximální dovolenou hodnotou průsaku<sup>11</sup>  $L < 0,01$  mg/m/s.

Hodnoty velikostí jednotlivých napětí na těsnění pro požadovanou třídu netěsnosti jsou určeny z těsnostní křivky<sup>12</sup> (Graf č. 1). Hodnota utahovacího tlaku při montáži  $Q_A$  je určující pro průběh odlehčování a (spolu s předepsanou třídou netěsnosti) pro minimální velikost nejnižšího utahovacího tlaku na povrch těsnění po odlehčení  $Q_{Smin(L)}$ .



Graf č. 1: Těsnostní křivka [9]

Napětí na těsnění při montáži:

$$Q_A = 120 \text{ MPa}$$

Minimální dovolené napětí na těsnění po odlehčení z  $Q_A$ :

$$Q_{Smin(L)} = 20 \text{ MPa}$$

Maximální dovolené tlakové napětí na těsnění:

$$Q_{max} = 500 \text{ MPa}$$

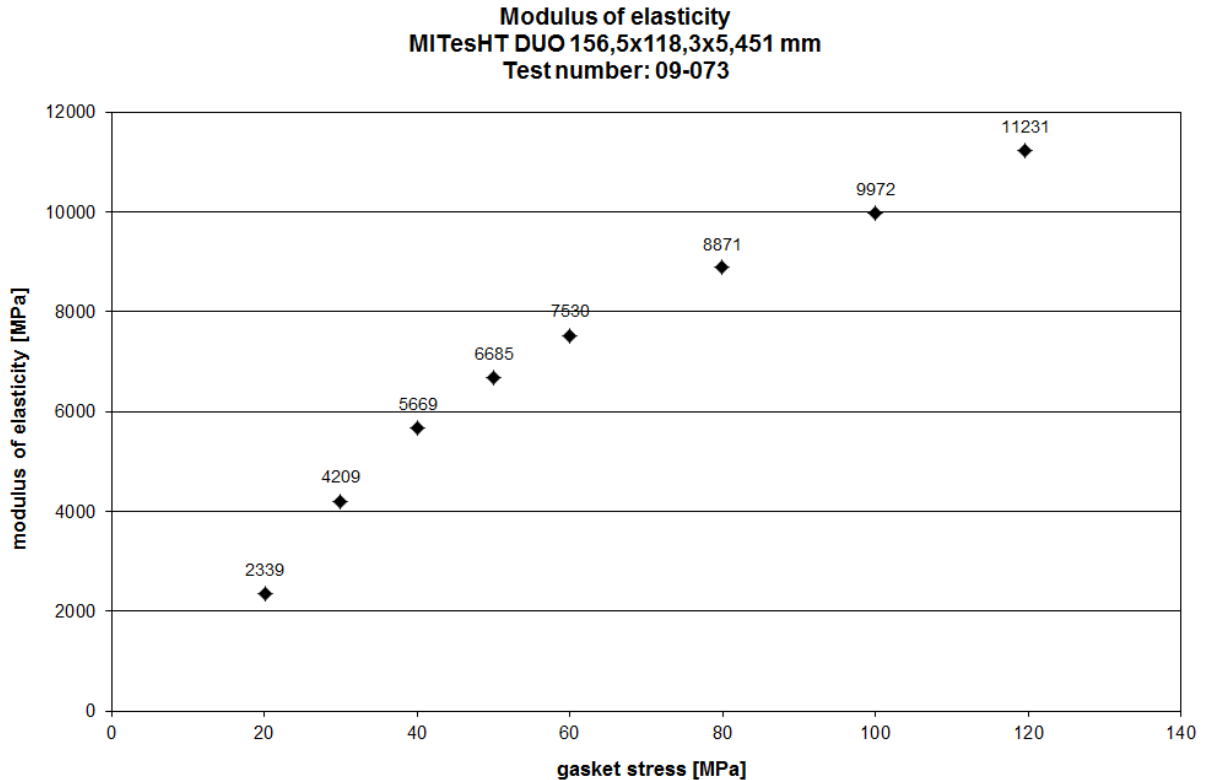
Podle údajů firmy MICO, spol. s r.o., uvažované hřebenové těsnění odolává tlaku 600 MPa se zachováním těsnosti. Z důvodů bezpečnostní rezervy a částečně i faktu, že se takto vysoké tlaky vyskytují výjimečně, je uváděn maximální dovolený tlak na těsnění 500 MPa (resp.  $Q_{max} > 500$  MPa).

<sup>11</sup> „leak rate“

<sup>12</sup> „leakage curve“

#### 4.2.2 Modul pružnosti těsnění

Hodnota modulu pružnosti pro hřebenové těsnění s expandovaným grafitem byla určena na základě výsledků experimentálního měření daných nám k dispozici výrobcem těsnění, které jsou zobrazeny na následujícím grafu (Graf č. 2). Předpokládaný montážní tlak je roven 120 MPa, jak vyplývá z předchozí podkapitoly.



Graf č. 2: Závislost modulu pružnosti na tlaku v těsnění [9]

Modul pružnosti těsnění:

$$E_{G0} = E_{G1} = E_{G2} = E_{G3} = 11230 \text{ MPa}$$

#### 4.2.3 Součinitel teplotní roztažnosti

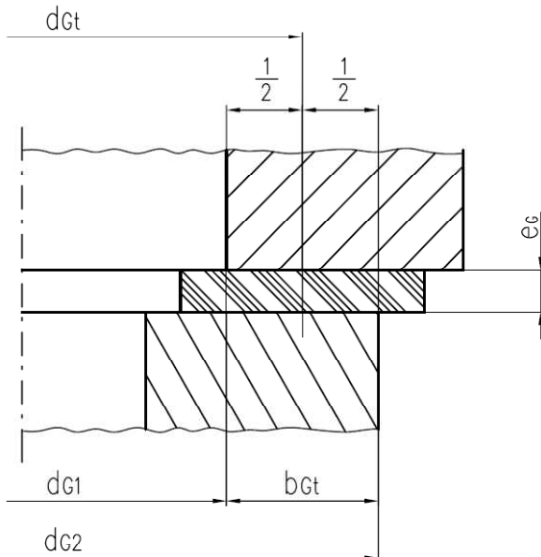
Protože materiál těsnění není homogenní, ale skládá se z grafitové folie na ocelovém hřebeni, bylo by určení součinitele teplotní roztažnosti poměrně složité. Pro potřeby našeho výpočtu postačí zjednodušení, kdy budeme uvažovat celé těsnění z objemově dominantního materiálu, což je ocel EN X6CrNiMoTi 17-12-2. Pro tu uvádí Normativně technická dokumentace A.S.I. [12] následující hodnoty součinitelů teplotní roztažnosti:

$$\alpha_{G1} = 17,6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_1 = 322 \text{ }^\circ\text{C}$$

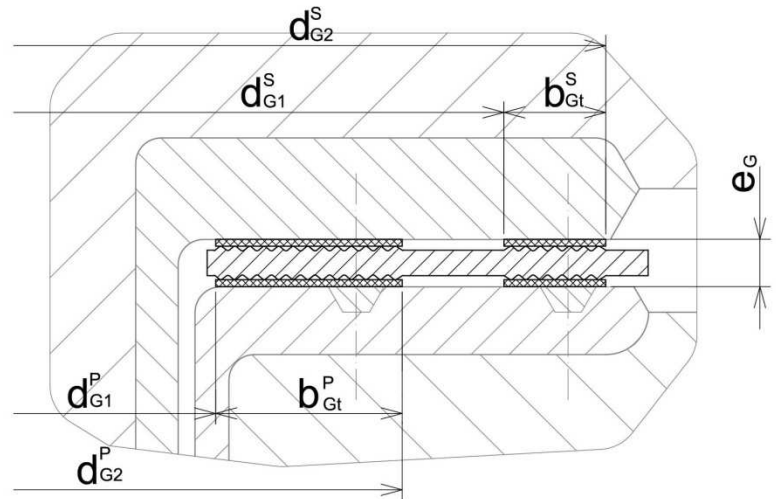
$$\alpha_{G2} = \alpha_{G3} = 16,7 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_2 = t_3 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### 4.2.4 Základní geometrie těsnění

Pro následující výpočty je pochopitelně nutno znát přesnou geometrii těsnění. Ta je znázorněna na Obr. 11. Na Obr. 10 je schéma plochého těsnění převzaté z normy [13], k němuž je geometrie těsnění s expandovaným grafitem pro potřeby výpočtu připodobněna.



Obr. 10: Schéma plochého těsnění dle [13]



Obr. 11: Schéma hřebenového těsnění

Jako hranice účinné stykové plochy hřebenového těsnění jsou brány vrcholy krajních hřebenů, které po vtlačení grafitové folie do drážek hřebenu vyvodí těsnící tlak. Teoretické hranice stykových ploch jsou proto upraveny (zmenšeny) oproti předepsané geometrii grafitové folie o hodnotu 1,5 mm.

Vnitřní průměr primární stykové těsnící plochy:  $d_{G1}^P = 510\text{mm} + 1,5\text{mm} = 511,5\text{ mm}$

Vnější průměr primární stykové těsnící plochy:  $d_{G2}^P = 554,2\text{mm} - 1,5\text{mm} = 552,7\text{mm}$

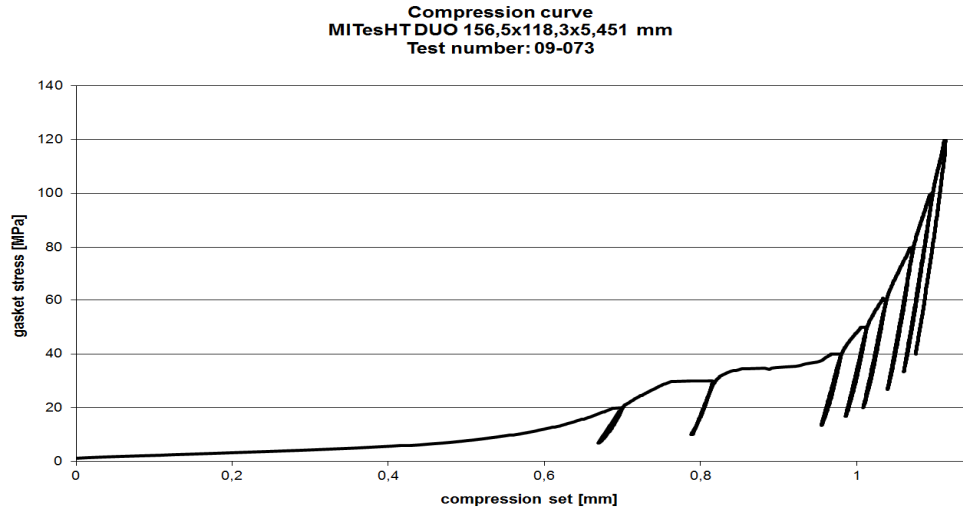
Vnitřní průměr sekundární stykové těsnící plochy:  $d_{G1}^S = 578,2\text{mm} + 1,5\text{mm} = 579,7\text{mm}$

Vnější průměr sekundární stykové těsnící plochy:  $d_{G2}^S = 602\text{mm} - 1,5\text{mm} = 600,5\text{ mm}$

Tloušťka těsnění je odečtena ze zatěžovací křivky (Graf č. 3). Pro montážní tlak (120 MPa) je stlačení těsnění 1,1 mm. Potom tloušťka těsnění:  $e_G = 5,6\text{mm} - 1,1\text{mm} = 4,5\text{mm}$

Během zatížení těsnění se předpokládá deformace pouze grafitových podložek<sup>13</sup>. Po stlačení těsnění při montáži je obložení z expandovaného grafitu zamáčknuto do drážek mezi hřebeny. Proto je stlačení vzhledem k tloušťce grafitového obložení (cca 1,6 mm) relativně velké.

<sup>13</sup> V ideálním případě lze po demontáži těsnícího spoje a výměně grafitového obložení původní ocelový hřeben opětovně použít. Viz kapitola 3.2.



Graf č. 3: Zatěžovací křivka s odlehčováním [9]

#### 4.2.5 Účinné rozměry těsnění

Následující parametry byly určeny výpočty podle normy. Protože norma neuvažuje možnost výskytu dvou těsnících ploch zároveň (tj. primárního a sekundárního těsnění), byly některé výpočtové vztahy upraveny.

Účinná šířka primárního těsnění: 
$$b_{Ge}^P = \frac{d_{G2}^P - d_{G1}^P}{2} = \frac{552,7 - 511,5}{2} = 20,6 \text{ mm}$$

Účinný průměr primárního těsnění: 
$$d_{Ge}^P = \frac{d_{G2}^P + d_{G1}^P}{2} = \frac{552,7 + 511,5}{2} = 532,1 \text{ mm}$$

Účinná šířka sekundárního těsnění: 
$$b_{Ge}^S = \frac{d_{G2}^S - d_{G1}^S}{2} = \frac{600,5 - 579,7}{2} = 10,4 \text{ mm}$$

Účinný průměr sekundárního těsnění: 
$$d_{Ge}^S = \frac{d_{G2}^S + d_{G1}^S}{2} = \frac{600,5 + 579,7}{2} = 590,1 \text{ mm}$$

Účinná těsnění plocha:

$$A_{Ge} = \pi \cdot (d_{Ge}^P \cdot b_{Ge}^P + d_{Ge}^S \cdot b_{Ge}^S) = \pi \cdot (532,1 \cdot 20,6 + 590,1 \cdot 10,4) = 53716 \text{ mm}^2$$

Dále je ve výpočtech jako účinný průměr těsnění  $d_{Ge}$  uvažován účinný průměr primárního těsnění  $d_{Ge}^P$ . Je to proto, že tento parametr slouží k určení ramene síly vyvozané svorníky a v tomto případě je volba delšího ramene konzervativní. Navíc je tím kladen důraz na primární těsnění, jehož funkčnost je nutné zajistit především. Potom tedy rameno působící

síly: 
$$h_{G0} = \frac{d_{3e} - d_{Ge}}{2} = \frac{d_{3e} - d_{Ge}^P}{2} = \frac{670,6 - 532,1}{2} = 69,3 \text{ mm}$$

Celková účinná šířka těsnění:  $b_{Ge} = b_{Gt} = b_{Ge}^P + b_{Ge}^S = 20,6 + 10,4 = 31 \text{ mm}$

Osový modul pružnosti těsnění: 
$$X_G = \frac{e_G}{A_{Gt}} \cdot \frac{b_{Gt} + \frac{e_G}{2}}{b_{Ge} + \frac{e_G}{2}} = \frac{4,5}{53716} \cdot \frac{31 + \frac{4,5}{2}}{31 + \frac{4,5}{2}} = 8,38 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^{-1}$$

Pro zjednodušení nebyla zohledněna nepatrně menší šířka sekundárního těsnění.

### 4.3 Parametry přírub

Níže jsou uvedeny materiálové charakteristiky a rozměry obou přírub. Rozlišujeme horní přírubu – víko a dolní přírubu – přírubu kolektoru. Charakteristiky týkající se dolní příruby jsou rozlišeny vlnovkou v podobě horního indexu (~).

**Moduly pružnosti přírub (10GN2MFA) [12]:**

$$E_{F0} = \tilde{E}_{F0} = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_0 = 20^\circ\text{C}$$

$$E_{F1} = \tilde{E}_{F1} = 190 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_1 = 322^\circ\text{C}$$

$$E_{F2} = E_{F3} = \tilde{E}_{F2} = \tilde{E}_{F3} = 203,5 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$

**Součinitel teplotní roztažnosti přírub [12]:**

$$\alpha_{F1} = \tilde{\alpha}_{F1} = 13,6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_1 = 322^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{F2} = \alpha_{F3} = \tilde{\alpha}_{F2} = \tilde{\alpha}_{F3} = 11,6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$

**Mez pevnosti materiálu přírub [12]:**

$$R_{m(20^\circ\text{C})} = 540 \text{ MPa}$$

$$R_{m(322^\circ\text{C})} = 491 \text{ MPa}$$

$$R_{m(120^\circ\text{C})} = 510 \text{ MPa}$$

**Smluvní mez kluzu materiálu přírub [12]:**

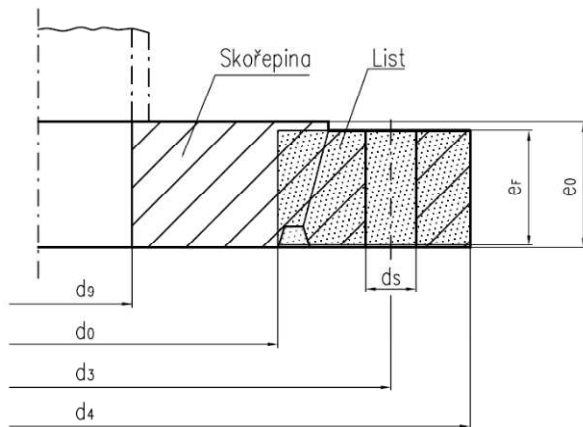
$$R_{p0,2(20^\circ\text{C})} = 343 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2(322^\circ\text{C})} = 294 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2(120^\circ\text{C})} = 320 \text{ MPa}$$

#### 4.3.1 Rozměry víka

Víko (horní přírubu) norma charakterizuje jako zaslepovací přírubu. Rozměry jsou patrné z následujících obrázků. Na obr. 13 je znázorněna výpočtová plocha  $A_F$ .



Obr. 12: Schéma zaslepovací příruby dle [13]

Vnitřní průměr listu příruby:

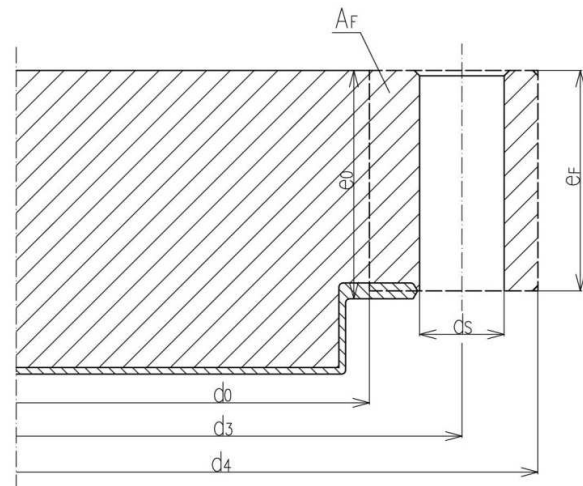
Průměr roztečné kružnice:

Vnější průměr příruby:

Průměr otvoru pro závrtný šroub:

Tloušťka stěny zaslepovací příruby (uvnitř  $d_0$ ):

Účinná osová tloušťka příruby:



Obr. 13: Schéma horní příruby (víka)

$$d_0 = 534 \text{ mm}$$

$$d_3 = 674 \text{ mm}$$

$$d_4 = 789 \text{ mm}$$

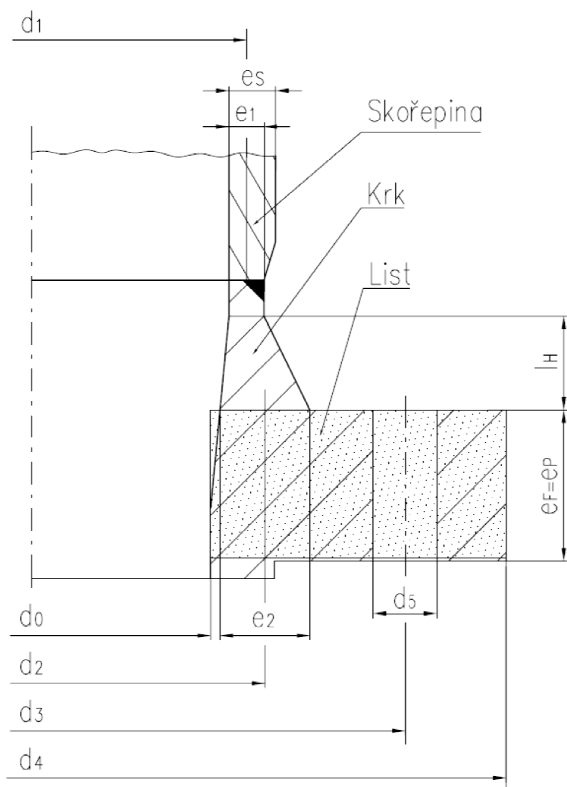
$$d_5 = 66 \text{ mm}$$

$$e_0 = 173 \text{ mm}$$

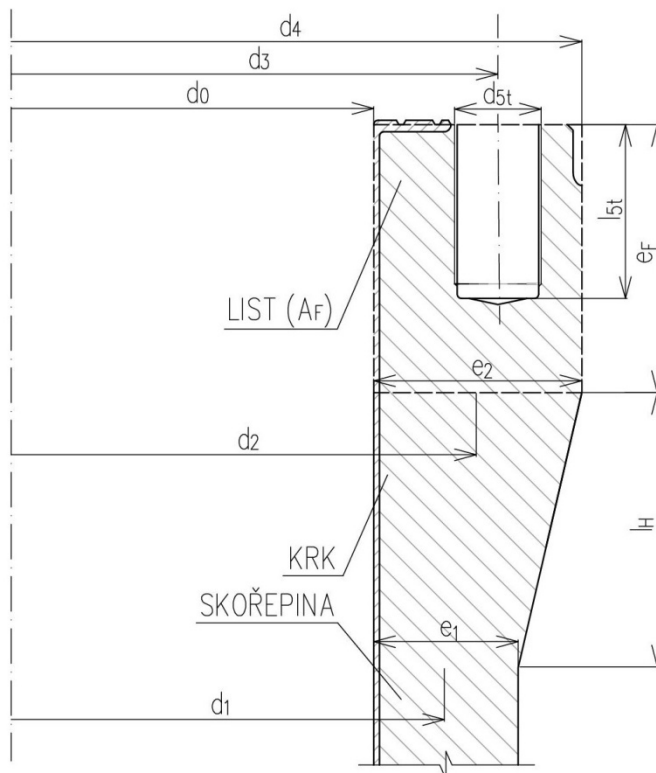
$$e_F = 167 \text{ mm}$$

### 4.3.2 Rozměry příruby kolektoru

Přírubu kolektoru (dolní přírubu) norma charakterizuje jako přírubu s krkem pro přivaření k válcovým skořepinám. Rozměry jsou patrné z následujících obrázků. Parametry týkající se dolní příruby jsou ve výpočtech odlišeny horním indexem vlnovky (~).



Obr. 14: Schéma příruby s krkem dle [13]



Obr. 15: Schéma dolní příruby (příruby kolektoru)

Vnitřní průměr listu příruby:

$$\tilde{d}_0 = 500\text{mm}$$

Střední průměr krku na tenčí straně:

$$\tilde{d}_1 = 600\text{mm}$$

Střední průměr krku na silnější straně:

$$\tilde{d}_2 = 645\text{mm}$$

Průměr roztečné kružnice:

$$\tilde{d}_3 = 674\text{mm}$$

Vnější průměr příruby:

$$\tilde{d}_4 = 790\text{mm}$$

Průměr otvoru pro závrtný šroub:

$$\tilde{d}_{5t} = 60\text{mm}$$

Účinná osová tloušťka příruby<sup>14</sup>:

$$\tilde{e}_F = \tilde{e}_P = 181\text{mm}$$

Tloušťka listu příruby na průměru  $\tilde{d}_3$ <sup>15</sup>:

$$\tilde{e}_{Fb} = 185\text{mm}$$

Nejmenší tloušťka krku na tenkém konci krku:

$$\tilde{e}_1 = 100\text{mm}$$

Tloušťka stěny na silném konci krku:

$$\tilde{e}_2 = 145\text{mm}$$

Délka krku:

$$\tilde{l}_H = 190\text{mm}$$

Účinná délka otvoru pro závrtný šroub:

$$\tilde{l}_{5t} = 120\text{mm}$$

<sup>14</sup> účinná osová tloušťka příruby vychází z účinného průřezu příruby, viz dále

<sup>15</sup> z konzervativních důvodů je tento rozměr volen po hranici listu příruby



## 4.4 Výpočtové parametry

V této kapitole jsou stanoveny hodnoty tuhosti a účinné rozměry a plochy průřezů.

### 4.4.1 Přírubový list

#### Otvory pro šrouby

- **Horní příruba (víko)**

Vzdálenost mezi svorníky: 
$$p_B = \frac{\pi \cdot d_3}{n_B} = \frac{\pi \cdot 674 \text{ mm}}{20} = 105,9 \text{ mm}$$

Účinný průměr otvorů pro svorníky: 
$$d_{5e} = d_5 \cdot \sqrt{\frac{d_5}{p_B}} = 66 \cdot \sqrt{\frac{66}{105,9}} = 52,1 \text{ mm}$$

Účinný roztečný průměr otvorů: 
$$d_{3e} = d_3 \cdot \left(1 - \frac{2}{n_B^2}\right) = 674 \cdot \left(1 - \frac{2}{20^2}\right) = 670,6 \text{ mm}$$

- **Dolní příruba (příruba kolektoru)**

Vzdálenost mezi svorníky: 
$$\tilde{p}_B = p_B = 105,9 \text{ mm}$$

Průměr závrtných otvorů pro svorníky: 
$$\tilde{d}_5 = \tilde{d}_{5t} \cdot \frac{\tilde{l}_{5t}}{\tilde{e}_{Fb}} = 60 \cdot \frac{120}{185} = 38,9 \text{ mm}$$

Účinný průměr otvorů pro svorník: 
$$\tilde{d}_{5e} = \tilde{d}_5 \cdot \sqrt{\frac{\tilde{d}_5}{\tilde{p}_B}} = 38,9 \cdot \sqrt{\frac{38,9}{105,9}} = 23,6 \text{ mm}$$

Účinný roztečný průměr otvorů: 
$$\tilde{d}_{3e} = d_{3e} = 670,6 \text{ mm}$$

#### Účinné rozměry listu příruby:

Účinné rozměry jsou dány výpočty podle normy. To se netýká radiálních celkových průřezů přírub  $A_F$  a  $\tilde{A}_F$  (obr. 9 a obr. 11), které jsou určeny konkrétně pro geometrii víka a příruby kolektoru.

- **Horní příruba (zaslepovací příruba)**

Účinná šířka příruby: 
$$b_F = \frac{d_4 - d_0}{2} - d_{5e} = \frac{789 - 534}{2} - 52,1 = 75,4 \text{ mm}$$

Střední průměr příruby: 
$$d_F = \frac{d_4 + d_0}{2} = \frac{789 + 534}{2} = 661,5 \text{ mm}$$

Účinná osová tloušťka příruby (obr. 9): 
$$e_F = 167 \text{ mm}$$

Účinná celková plocha průřezu listu příruby: 
$$A_F = \frac{d_4 - d_0}{2} \cdot e_F = \frac{789 - 534}{2} \cdot 167 = 21293 \text{ mm}^2$$

- **Dolní příruba (příruba s krkem)**

Účinná šířka příruby: 
$$\tilde{b}_F = \frac{\tilde{d}_4 - \tilde{d}_0}{2} - \tilde{d}_{5e} = \frac{790 - 500}{2} - 23,6 = 121,4 \text{ mm}$$

Střední průměr příruby: 
$$\tilde{d}_F = \frac{\tilde{d}_4 + \tilde{d}_0}{2} = \frac{790 + 500}{2} = 645 \text{ mm}$$

Účinná celková plocha průřezu listu příruby<sup>16</sup>:

$$\tilde{A}_F = \frac{\tilde{d}_4 - \tilde{d}_0}{2} \cdot \tilde{e}_{Fb} - (561\text{mm}^2) = \frac{790 - 500}{2} \cdot 185 - (561\text{mm}^2) = 26264\text{mm}^2$$

Účinná osová tloušťka příruby:

$$\tilde{e}_F = \frac{2 \cdot \tilde{A}_F}{\tilde{d}_4 - \tilde{d}_0} = \frac{2 \cdot 26264}{790 - 500} = 181\text{mm}$$

#### 4.4.2 Připojená skořepina

- **Horní příruba (zaslepovací příruba)**

U zaslepovací příruby se používají následující účinné rozměry, které pro ni udává norma:

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

Střední průměr přípojné skořepiny:  $d_E = d_0 = 534\text{mm}$

- **Dolní příruba (příruba s krkem)**

Tloušťka stěny ekvivalentní přípojné skořepiny:

$$\tilde{e}_E = \tilde{e}_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \cdot \tilde{l}_H}{\frac{\beta}{3} \sqrt{\tilde{d}_1 \cdot \tilde{e}_1} + \tilde{l}_H} \right\} = 100 \cdot \left\{ 1 + \frac{(1,45 - 1) \cdot 190}{\frac{1,45}{3} \sqrt{600 \cdot 100} + 190} \right\} = 127,7\text{mm}; \quad \beta = \frac{\tilde{e}_2}{\tilde{e}_1} = \frac{145}{100} = 1,45$$

Střední průměr přípojné skořepiny:

$$\begin{aligned} \tilde{d}_E &= \frac{\min(\tilde{d}_1 - \tilde{e}_1 + \tilde{e}_E; \tilde{d}_2 + \tilde{e}_2 - \tilde{e}_E) + \max(\tilde{d}_1 + \tilde{e}_1 - \tilde{e}_E; \tilde{d}_2 - \tilde{e}_2 + \tilde{e}_E)}{2} = \\ &= \frac{\min(600 - 100 + 127,7; 645 + 145 - 127,7) + \max(600 + 100 - 127,7; 645 - 145 + 127,7)}{2} = \\ &= \frac{627,7 + 627,7}{2} = 627,7\text{mm} \end{aligned}$$

#### 4.4.3 Ramena momentů

- **Horní příruba (zaslepovací příruba)**

Pro zaslepovací přírubu platí:  $e_p = 0$

$$h_p = \frac{(d_{Ge} - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Ge} + d_E)}{6 d_{Ge}^2} + 2 \cdot e_p^2 \cdot d_F = \frac{(532,1 - 534)^2 \cdot (2 \cdot 532,1 + 534)}{6 \cdot 532,1^2} + 2 \cdot 0^2 \cdot 661,5 = 0,0034\text{mm}$$

$$h_G = \frac{d_{3e} - d_{Ge}}{2} = \frac{670,6 - 532,1}{2} = 69,3\text{mm}$$

<sup>16</sup> číslo v závorce představuje průřez „trojúhelníku“, který chybí v rohu obdélníku průřezu listu příruby, jak je patrné z Obr. 15.

$$h_H = \frac{d_{3e} - d_E}{2} = \frac{670,6 - 534}{2} = 68,3 \text{ mm}$$

$$h_L = 0$$

- **Dolní příruba (příruba s krkem)**

U integrální příruby platí:  $\tilde{e}_P = \tilde{e}_F = 181 \text{ mm}$

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

$$= \frac{(532,1 - 534)^2 \cdot (2 \cdot 532,1 + 534) + 2 \cdot 181^2 \cdot 661,5}{6 \cdot 532,1^2} = 158,6 \text{ mm}$$

$$\tilde{h}_G = \frac{\tilde{d}_{3e} - \tilde{d}_{Ge}}{2} = \frac{670,6 - 532,1}{2} = 69,3 \text{ mm}$$

$$\tilde{h}_H = \frac{\tilde{d}_{3e} - \tilde{d}_E}{2} = \frac{670,6 \text{ mm} - 627,7}{2} = 21,5 \text{ mm}$$

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

#### 4.4.4 Elastické parametry příruby

- **Horní příruba (zaslepovací příruba)**

Pro zaslepovací přírubu platí:

$$d_E = d_0 = 500 \text{ mm}$$

Poměr průměrů:

$$\rho = \frac{d_0}{d_E} = \frac{0}{500} = 0$$

Opravy ramen momentů:

$$h_Q = \frac{d_E}{8} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{0,7 + 1,3 \cdot \rho^2} \cdot \left( \frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 = \frac{500}{8} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{0,7 + 1,3 \cdot 0^2} \cdot \left( \frac{500}{532,1} \right)^2 = 67,2 \text{ mm}$$

$$h_R = \frac{d_E}{4} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{(0,7 + 1,3 \cdot \rho^2) \cdot (1 + \rho^2)} = \frac{500}{4} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{(0,7 + 1,3 \cdot 0^2) \cdot (1 + 0^2)} = 133,5 \text{ mm}$$

Točivý modul pružnosti příruby:

$$Z_F = \frac{3 \cdot d_F}{\pi \cdot \left[ b_F \cdot e_F^3 + d_F \cdot e_0^3 \cdot \frac{1 - \rho^2}{1,4 + 2,6 \cdot \rho^2} \right]} =$$

$$= \frac{3 \cdot 661,5}{\pi \cdot \left[ 75,4 \cdot (167)^3 + 661,5 \cdot (173)^3 \cdot \frac{1 - 0^2}{1,4 + 2,6 \cdot 0^2} \right]} = 2,26 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}$$

$$Z_L = 0$$

▪ **Dolní příruba (příruba s krkem)**

$$\gamma = \frac{\tilde{e}_E \cdot \tilde{d}_F}{\tilde{b}_F \cdot \tilde{d}_E \cdot \cos \varphi_S} = \frac{127,7 \cdot 645}{121,4 \cdot 627,7 \cdot \cos 0} = 1,08$$

$$\vartheta = \frac{0,55 \cdot \cos \varphi_S \sqrt{\tilde{d}_E \cdot \tilde{e}_E}}{\tilde{e}_F} = \frac{0,55 \cdot \cos 0 \sqrt{627,7 \cdot 127,7}}{181,1} = 0,86$$

$$\lambda = \frac{\tilde{e}_Q}{\tilde{e}_F} = \frac{0}{181,1} = 0 \quad (\text{Je-li } \tilde{e}_p = \tilde{e}_F, \text{ je } e_Q = 0)$$

$$\begin{aligned} \tilde{c}_F &= \frac{1 + \gamma \cdot \vartheta}{1 + \gamma \cdot \vartheta \cdot [4(1 - 3 \cdot \lambda + 3 \cdot \lambda^2) + 6(1 - 2 \cdot \lambda) \cdot \vartheta + 6 \cdot \vartheta^2] + 3 \cdot \gamma^2 \cdot \vartheta^4} = \\ &= \frac{1 + 1,08 \cdot 0,86}{1 + 1,08 \cdot 0,86 \cdot [4(1 - 3 \cdot 0 + 3 \cdot 0^2) + 6(1 - 2 \cdot 0) \cdot 0,86 + 6 \cdot 0,86^2] + 3 \cdot 1,08^2 \cdot 0,86^4} = 0,124 \end{aligned}$$

$$\tilde{h}_S = 1,1 \cdot \tilde{e}_F \cdot \sqrt{\frac{\tilde{e}_E}{\tilde{d}_E} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \lambda + \vartheta}{1 + \gamma \cdot \vartheta}} = 1,1 \cdot 181 \cdot \sqrt{\frac{127,7}{627,7} \cdot \frac{1 - 2 \cdot 0 + 0,86}{1 + 1,08 \cdot 0,86}} = 86,6 \text{ mm}$$

$$\tilde{h}_T = \tilde{e}_F \cdot \frac{1 - 2 \cdot \lambda + \gamma \cdot \vartheta^2}{1 + \gamma \cdot \vartheta} = 181 \text{ mm} \cdot \frac{1 - 2 \cdot 0 + 1,08 \cdot 0,86^2}{1 + 1,08 \cdot 0,86} = 18,9 \text{ mm}$$

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

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

$$\begin{aligned} \tilde{h}_Q &= \left[ \tilde{h}_S \cdot k_Q + \tilde{h}_T \left( 2 \cdot \tilde{d}_F \cdot \frac{\tilde{e}_p}{\tilde{d}_E^2} - 0,5 \tan \varphi_S \right) \right] \cdot \left( \frac{\tilde{d}_E}{\tilde{d}_{Ge}} \right)^2 = \\ &= \left[ 86,6 \cdot 0,85 + 18,9 \left( 2 \cdot 645 \text{ mm} \cdot \frac{181}{(627,7)^2} - 0,5 \tan 0 \right) \right] \cdot \left( \frac{627,7}{532,1} \right)^2 = 118 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\tilde{h}_R = \tilde{h}_S \cdot k_R - \tilde{h}_T \cdot 0,5 \tan \varphi_S = 86,6 \cdot (-0,15) - 18,9 \cdot 0,5 \tan 0 = -13 \text{ mm}$$

$$\tilde{Z}_F = \frac{3 \cdot \tilde{d}_F \cdot \tilde{c}_F}{\pi \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^3} = \frac{3 \cdot 645 \text{ mm} \cdot 0,124}{\pi \cdot 121 \cdot (181 \text{ mm})^3} = 1,06 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}$$

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

#### 4.4.5 Parametry svorníků

Počet svorníků:	$n_B = 20$ ks
Jmenovitý průměr svorníku:	$d_{B0} = 60$ mm
Účinný průměr svorníku:	$d_{Be} = 54,84$ mm
Průměr dřívku:	$d_{Bs} = 56,4$ mm
Průměr dutiny (pro měření prodloužení):	$d_{BD} = 10$ mm
Délka dřívku svorníku:	$l_s = 140$ mm
Sevřená délka svorníku:	$l_B = 199$ mm
Délka volné závitové části:	$l_e = l_B - l_s = 199 - 140 = 59$ mm

Následující materiálové charakteristiky jsou určeny pro materiál svorníků 38ChN3MFA z [12]:

- modul pružnosti svorníků:

$$E_{B0} = 215 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_0 = 20^\circ\text{C}$$

$$E_{B1} = 195 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_1 = 322^\circ\text{C}$$

$$E_{B2} = E_{B3} = 208,5 \cdot 10^3 \text{ MPa pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$

- součinitel teplotní roztažnosti svorníků:

$$\alpha_{B1} = 13,4 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_1 = 322^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{B2} = \alpha_{B3} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$

- mez pevnosti svorníků:

$$R_{m(20^\circ\text{C})} = 657 \text{ MPa}$$

$$R_{m(322^\circ\text{C})} = 559 \text{ MPa}$$

$$R_{m(120^\circ\text{C})} = 620 \text{ MPa}$$

- smluvní mez kluzu svorníků:

$$R_{p0,2(20^\circ\text{C})} = 490 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2(322^\circ\text{C})} = 343 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2(120^\circ\text{C})} = 460 \text{ MPa}$$

Účinná plocha průřezu svorníku<sup>17</sup>:

$$A_B = \left\{ \left[ \min(d_{Be}; d_{Bs}) \right]^2 - d_{BD}^2 \right\} \cdot n_B \cdot \frac{\pi}{4} = \left\{ 54,84^2 - 10^2 \right\} \cdot 20 \cdot \frac{\pi}{4} = 45670 \text{ mm}^2$$

Osový modul pružnosti pro svorníky<sup>17</sup>:

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

$$= \frac{4}{\pi \cdot 20} \cdot \left( \frac{140}{(56,4^2 - 10^2)} + \frac{59}{(54,84^2 - 10^2)} + \frac{0,8}{60} \right) = 0,005 \text{ mm}^{-1}$$

<sup>17</sup> vztah podle normy upraven kvůli měřící dutině

## 4.5 Vnitřní síly (ve spoji)

### 4.5.1 Zatížení

- **Montážní stav (I=0):**  $P_0 = 0\text{MPa}$ ;  $T_0 = 20^\circ\text{C}$

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q0} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (532,1)^2 \cdot 0 = 0\text{N}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:  $F_{R0} = 0\text{N}$

V tomto i ostatních zatěžovacích stavech nepůsobí žádné vnější zatížení kromě tíhové síly víka, která je však v porovnání s ostatními silami zanedbatelná.

- **Nominální stav (I=1):**  $P_1 = 15,5\text{MPa}$ ;  $T_1 = 322^\circ\text{C}$

Síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q1} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (532,1)^2 \cdot 15,5 = 3447\text{kN}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:  $F_{R1} = 0\text{N}$

- **Těsnostní zkouška (I=2):**  $P_2 = 17,6\text{MPa}$ ;  $T_2 = 120^\circ\text{C}$

Síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (532,1)^2 \cdot 17,6 = 3914\text{kN}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:  $F_{R2} = 0\text{N}$

- **Pevnostní zkouška (I=2):**  $P_3 = 19,6\text{MPa}$ ;  $T_3 = 120^\circ\text{C}$

Síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q3} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (532,1)^2 \cdot 19,6 = 4358\text{kN}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:  $F_{R3} = 0\text{N}$

### 4.5.2 Teplotní zatížení

Tloušťka příruby na průměru  $d_{Ge}$  ovlivněná teplotní roztažností:  $e_{Ft} = 173\text{mm}$

Tloušťka listu druhé příruby ovlivněná teplotní roztažností:  $\tilde{e}_{Ft} = 0\text{mm}$

Tloušťka podložek ke středu dosedací plochy matice:  $e_{Pl} = 20\text{mm}$

Tloušťka sevřeného spojení:  $l_B = e_{Ft} + \tilde{e}_{Ft} + e_G + e_{Pl} = 173 + 0 + 4,5 + 20 = 197,5\text{mm}$

Pro naše potřeby postačuje zjednodušení, kdy předpokládáme, že při ustálených zatěžovacích stavech mají všechny relevantní části kolektoru (včetně svorníků a podložek) stejnou teplotu  $T_i$ . Pro získání skutečného rozložení teplot by bylo nutné provedení složitějšího měření za provozu.

Osová teplotní roztažnost proti montážnímu stavu při **nominálním stavu (I = 1)**:

$$\begin{aligned} \Delta U_1 &= l_B \cdot \alpha_{B1} \cdot (T_{B1} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{F1} \cdot (T_{F1} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \cdot \tilde{\alpha}_{F1} \cdot (\tilde{T}_{F1} - T_0) - \\ &- e_G \cdot \alpha_{G1} \cdot (T_{G1} - T_0) - e_{Pl} \cdot \alpha_{Pl1} \cdot (T_{Pl1} - T_0) = \\ &= 197,5 \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - 173 \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - 0 \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - \\ &- 4,5 \cdot 17,6 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - 20 \cdot 17,6 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) = -0,0415\text{mm} \end{aligned}$$

Osová teplotní roztažnost proti montážnímu stavu při **zkoušce těsnosti (I = 2)**:

$$\begin{aligned}\Delta U_2 &= l_B \cdot \alpha_{B2} \cdot (T_{B2} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{F2} \cdot (T_{F2} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \cdot \tilde{\alpha}_{F2} \cdot (\tilde{T}_{F2} - T_0) - \\ &- e_G \cdot \alpha_{G2} \cdot (T_{G2} - T_0) - e_{Pl} \cdot \alpha_{Pl2} \cdot (T_{Pl2} - T_0) = \\ &= 197,5 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 173 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 0 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - \\ &- 4,5 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 20 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) = -0,0046 \text{ mm}\end{aligned}$$

Osová teplotní roztažnost proti montážnímu stavu při **zkoušce pevnosti (I = 3)**:

$$\begin{aligned}\Delta U_3 &= l_B \cdot \alpha_{B3} \cdot (T_{B3} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{F3} \cdot (T_{F3} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \cdot \tilde{\alpha}_{F3} \cdot (\tilde{T}_{F3} - T_0) - \\ &- e_G \cdot \alpha_{G3} \cdot (T_{G3} - T_0) - e_{Pl} \cdot \alpha_{Pl3} \cdot (T_{Pl3} - T_0) = \\ &= 197,5 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 173 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 0 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - \\ &- 4,5 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 20 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) = -0,0046 \text{ mm}\end{aligned}$$

#### 4.5.3 Poddajnost spoje

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

- **Montážní stav (I = 0):**

$$\begin{aligned}Y_{G0} &= Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F0}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}} + \frac{X_G}{E_{G0}} = \\ &= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{210000} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{210000} + \frac{0,005}{215000} + \frac{8,38 \cdot 10^{-5}}{11230} = 3,85 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}\end{aligned}$$

- **Nominální stav (I = 1):**

$$\begin{aligned}Y_{G1} &= Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} + \frac{X_G}{E_{G1}} = \\ &= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{190000} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{190000} + \frac{0,005}{195000} + \frac{8,38 \cdot 10^{-5}}{11230} = 4,16 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}\end{aligned}$$

- **Těsnostní zkouška (I = 2):**

$$\begin{aligned}Y_{G2} &= Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} + \frac{X_G}{E_{G2}} = \\ &= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{203500} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{203500} + \frac{0,005}{208500} + \frac{8,38 \cdot 10^{-5}}{11230} = 3,94 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}\end{aligned}$$

- **Pevnostní zkouška (I = 3):**

$$\begin{aligned}Y_{G3} &= Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F3}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{F3}} + \frac{X_B}{E_{B3}} + \frac{X_G}{E_{G3}} = \\ &= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{203500} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{69,3^2}{203500} + \frac{0,005}{208500} + \frac{8,38 \cdot 10^{-5}}{11230} = 3,94 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}\end{aligned}$$

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

▪ **Montážní stav (I = 0):**

Parametr  $Y_{Q0}$  se v tomto stavu nevyhodnocuje, protože je vnitřní přetlak tekutiny roven 0.

▪ **Nominální stav (I = 1):**

$$Y_{Q1} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P + h_Q}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G \cdot \frac{\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} = 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot 69,3 \cdot \frac{68,3 - 0,0034 + 67,2}{190000} +$$

$$+ 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot 669,3 \cdot \frac{21,5 - 158,6 + 118}{190000} + \frac{0,005}{195000} = 3,62 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$Y_{Q2} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P + h_Q}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G \cdot \frac{\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} = 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot 69,3 \cdot \frac{68,3 - 0,0034 + 67,2}{203500} +$$

$$+ 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot 669,3 \cdot \frac{21,5 - 158,6 + 118}{203500} + \frac{0,005}{208500} = 3,39 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=2):**

$$Y_{Q3} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P + h_Q}{E_{F3}} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G \cdot \frac{\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q}{\tilde{E}_{F3}} + \frac{X_B}{E_{B3}} = 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot 69,3 \cdot \frac{68,3 - 0,0034 + 67,2}{203500} +$$

$$+ 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot 669,3 \cdot \frac{21,5 - 158,6 + 118}{203500} + \frac{0,005}{208500} = 3,39 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

Vnější zatížení není uvažováno v žádném zatěžovacím stavu, proto se parametr  $Y_{RI}$ , tedy osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k vnějšímu přídavnému zatížení, nevyhodnocuje.

#### 4.5.4 Minimální těsnící síly

Určení požadovaných utahovacích tlaků Q pro hřebenové těsnění s expandovaným grafitem se podrobně věnuje kapitola 4.2.1 *Tlaková napětí na těsnění*.

▪ **Montážní stav (I = 0):**

Minimální těsnící síla:  $F_{G0\min} = A_{Ge} \cdot Q_A = 53716 \cdot 120 = 6446 \text{ kN}$

Ve stavech následujících po montáži pro potřebnou těsnící sílu  $F_{GI\min}$  platí:

$$F_{GI\min} = \max \{ A_{Ge} \cdot Q_{S\min(L)} ; -(F_{QI} + F_{RI}) \}$$

Protože spoji nehrozí ztráta styku mezi přírubou a maticemi svorníků kvůli vnějšímu osovému stlačování vlivem vnějšího přetlaku nebo vnějšího přídavného zatížení  $F_R$  (druhý člen výběru maxima je záporný), lze potřebnou sílu v následných stavech určit jako potřebnou sílu pro zamezení netěsnosti zajištěním dodržení předepsaného utahovacího tlaku po snížení zatížení (první vztah ve výběru maxima). Platí tedy:

▪ **Nominální stav (I = 1):**  $F_{G1\min} = A_{Ge} \cdot Q_{S\min(L)} = 53716 \cdot 20 = 1074 \text{ kN}$

▪ **Těsnostní zkouška (I = 2):**  $F_{G2\min} = A_{Ge} \cdot Q_{S\min(L)} = 53716 \cdot 20 = 1074 \text{ kN}$

▪ **Pevnostní zkouška (I = 3):**  $F_{G3\min} = A_{Ge} \cdot Q_{S\min(L)} = 53716 \cdot 20 = 1074 \text{ kN}$



#### 4.5.5 Vnitřní síly při montážním stavu

##### Požadované síly:

Aby těsnící síla v následných stavech nikdy nebyla menší než příslušná hodnota  $F_{G\min}$ , musí být velikost těsnící síly při montáži minimálně:

$$F_{G\Delta} = \max_{\text{všechna } I \neq 0} \left\{ \frac{F_{G\min} \cdot Y_{G1} + [F_{Q1} \cdot Y_{Q1} + (F_{R1} \cdot Y_{R1} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G0} P_{QR}} \right\}$$

- **Nominální stav (I = 1):** 
$$F_{G\Delta 1} = \frac{F_{G1\min} \cdot Y_{G1} + [F_{Q1} \cdot Y_{Q1} + (0) + \Delta U_1]}{Y_{G0} P_{QR}} =$$

$$= \frac{1074 \cdot 10^3 \cdot 4,16 \cdot 10^{-8} + [3447 \cdot 10^3 \cdot 3,62 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0415]}{4,16 \cdot 10^{-8} \cdot 1} = 3332 \text{ kN}$$
- **Těsnostní zkouška (I = 2):** 
$$F_{G\Delta 2} = \frac{F_{G2\min} \cdot Y_{G2} + [F_{Q2} \cdot Y_{Q2} + (0) + \Delta U_2]}{Y_{G0} P_{QR}} =$$

$$= \frac{1074 \cdot 10^3 \cdot 3,94 \cdot 10^{-8} + [3914 \cdot 10^3 \cdot 3,39 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0046]}{4,16 \cdot 10^{-8} \cdot 1} = 4429 \text{ kN}$$
- **Pevnostní zkouška (I = 3):** 
$$F_{G\Delta 3} = \frac{F_{G3\min} \cdot Y_{G3} + [F_{Q3} \cdot Y_{Q3} + (0) + \Delta U_3]}{Y_{G0} P_{QR}} =$$

$$= \frac{1074 \cdot 10^3 \cdot 3,94 \cdot 10^{-8} + [4358 \cdot 10^3 \cdot 3,39 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0046]}{4,16 \cdot 10^{-8} \cdot 1} = 4821 \text{ kN}$$

$F_{G\Delta}$  se tedy určí následovně:  $F_{G\Delta 3} > F_{G\Delta 2} > F_{G\Delta 1} \Rightarrow F_{G\Delta} = F_{G\Delta 3} = 4821 \text{ kN}$

Potřebná těsnící síla (s ohledem též na požadavky pro montáž těsnění) a odpovídající síla ve šroubech:

$$F_{G0} = F_{G0\text{req}} = \max \{F_{G0\min}; F_{G\Delta}\} = \max \{6446 \cdot 10^3; 4821 \cdot 10^3\} = 6446 \text{ kN}$$

$$F_{B0\text{req}} = F_{G0\text{req}} + F_{R0} = 6446 \cdot 10^3 + 0 = 6446 \text{ kN}$$

##### Ohled na rozptyl sil ve svornících při montáži:

Pravděpodobný rozptyl při utahování vztažený na jeden svorník pro použitou metodu utahování (hydraulický utahovák s měřením prodloužení šroubů) uvádí norma v příloze C [13]:

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

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

Rozptyl při utahování (vztažený na všechny svorníky):

$$\text{Nad jmenovitou hodnotou: } \varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,15 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{20}}}{4} = 0,0627$$

$$\text{Pod jmenovitou hodnotou: } \varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,15 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{20}}}{4} = 0,0627$$

Skutečná síla  $F_{B0}$  je omezena následujícím způsobem:  $F_{B0\min} \leq F_{B0} \leq F_{B0\max}$

Pak je jmenovitá síla ve svornících při montáži<sup>18</sup> pro stanovení utahovacích parametrů:

$$F_{B0\text{nom}} \geq \frac{F_{B0\text{reg}}}{1 - \varepsilon_-}; \text{ pro náš případ volíme } F_{B0\text{nom}} = \frac{F_{B0\text{reg}}}{1 - \varepsilon_-} = \frac{6446 \cdot 10^3}{1 - 0,0627} = 6877 \text{ kN}$$

Pro výpočet meze zatížení je:  $F_{B0\max} = F_{B0\text{nom}} \cdot (1 + \varepsilon_+) = 6877 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,0627) = 7308 \text{ kN}$

$$F_{G0\max} = F_{B0\max} - F_{R0} = 7308 \cdot 10^3 - 0 = 7308 \text{ kN}$$

#### 4.5.6 Vnitřní síly v následných stavech

Následnými stavy rozumíme zatěžovací stavy následující po montáži (stavy I=1,2,3). Těsnící síla při nich musí mít přinejmenším požadovanou minimální hodnotu  $F_{G\text{min}}$ , což odpovídá těsnící síle při montáži  $F_{G\Delta}$ .

Při časté montáži a demontáži je potřebné se vyvarovat postupné plastické deformaci svorníků a částí přírub při obnoveném uvedení do provozu po každé opakované montáži. Postupné plastické deformaci se předchází kontrolou mezí zatížení přírubového spoje v následných stavech s ohledem na těsnící sílu  $F_{G0d}$ , která by mohla být vyšší než  $F_{G\Delta}$ <sup>19</sup>. [13]

Počet montážních a utahovacích postupů během předpokládané doby provozu PG:  $N_R = 20$

$$F_{G0d} = \max \left\{ F_{G\Delta}; \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0\max} - F_{R0} \right\} = \max \left\{ 4821 \cdot 10^3; \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{20} \right) \cdot 7308 \cdot 10^3 - 0 \right\}$$

$$F_{G0d} = 4821 \text{ kN}$$

Následná těsnící síla a síla ve svornících pro výpočet mezního zatížení:

##### ▪ Nominální stav (I = 1):

$$F_{G1} = \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR} + [F_{Q1} \cdot Y_{Q1} + (F_{R1} \cdot Y_{R1} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G1}} =$$

$$= \frac{4821 \cdot 10^3 \cdot 3,85 \cdot 10^{-8} \cdot 1 + [3447 \cdot 10^3 \cdot 3,62 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0415]}{4,16 \cdot 10^{-8}} = 2449 \text{ kN}$$

$$F_{B1} = F_{G1} + (F_{Q1} + F_{R1}) = 2449 \cdot 10^3 + (3447 \cdot 10^3 + 0) = 5896 \text{ kN}$$

<sup>18</sup> pro utahování s měřením síly ve svornících

<sup>19</sup> druhý člen ve výběru maxima v rovnici pro výpočet  $F_{G0d}$

▪ **Těsnostní zkouška (I = 2):**

$$F_{G2} = \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR} + [F_{Q2} \cdot Y_{Q2} + (F_{R2} \cdot Y_{R2} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_2]}{Y_{G2}} =$$

$$= \frac{4821 \cdot 10^3 \cdot 3,85 \cdot 10^{-8} \cdot 1 + [3914 \cdot 10^3 \cdot 3,39 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0046]}{3,94 \cdot 10^{-8}} = 1456 \text{ kN}$$

$$F_{B2} = F_{G2} + (F_{Q2} + F_{R2}) = 1456 \cdot 10^3 + (3914 \cdot 10^3 + 0) = 5370 \text{ kN}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I = 3):**

$$F_{G3} = \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR} + [F_{Q3} \cdot Y_{Q3} + (F_{R3} \cdot Y_{R1} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_3]}{Y_{G3}} =$$

$$= \frac{4821 \cdot 10^3 \cdot 3,85 \cdot 10^{-8} \cdot 1 + [4358 \cdot 10^3 \cdot 3,39 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0046]}{3,94 \cdot 10^{-8}} = 1074 \text{ kN}$$

$$F_{B3} = F_{G3} + (F_{Q3} + F_{R3}) = 1074 \cdot 10^3 + (4358 \cdot 10^3 + 0) = 5433 \text{ kN}$$

Norma v poznámce pro výpočet sil v následných stavech uvádí, že: „ nelze-li kontrolovat pokračující deformace, tzn., když v rovnici (67)<sup>20</sup> bude  $F_{G0d} = F_{G\Delta}$ , pak síly  $F_{GI}$  a  $F_{BI}$  definované rovnicemi (68) a (69)<sup>21</sup> jsou ty, které existují v libovolném stavu zatížení  $I \neq 0$  pro počáteční zatížení šroubů rovnající se minimální požadované síle  $F_{B0req}$ .

Pak se v kapitole 6<sup>22</sup> kontroluje přípustnost těchto minimálních požadovaných sil (v protikladu k montážnímu stavu, kde je kontrolována přípustnost maximálně dovolených sil). Skutečně se vyskytující síly v následných stavech leží nad silami, které jsou určeny podle rozptylu každé utahovací metodě v rovnicích (68) a (69)<sup>20</sup>.

Je ale přesto možné zanedbat část sil působících na velikost  $F_{B0(skutečné)}$  ležících nad potřebnými silami  $F_{B0req}$ , protože tyto „zvětšené“ síly jsou „pasivními“ („sekundárními“) silami, které zmizí s plastickou deformací.“ [13]

Vypočtené síly v následných stavech tedy nelze přímo porovnávat se silami vypočtenými pro montážní stav.

<sup>20</sup> zde norma odkazuje na v ní uvedenou rovnici pro výpočet  $F_{G0d}$ , která je v této práci uvedena na předchozí straně

<sup>21</sup> norma se odkazuje na v ní uvedené rovnice pro výpočet  $F_{GI}$  a  $F_{BI}$ , podle kterých jsme provedli výpočet těchto sil v jednotlivých stavech

<sup>22</sup> norma se odkazuje na v ní uvedenou kapitolu *Kontrola dovolených zatížení*. V této práci se jedná o bezprostředně následující kapitolu (4.6), která se jmenuje stejně.

## 4.6 Kontrola dovolených zatížení

Pro zatížení působící na jednotlivé komponenty přírubového spoje jsou stanoveny bezpečné meze. Ty norma vyjadřuje jako vypočtené stupně využití únosnosti  $\Phi$ . Každý stupeň využití únosnosti  $\Phi$  musí být menší nebo rovný 1 pro všechny uvažované zatěžovací stavy.

### 4.6.1 Stupeň využití únosnosti svorníků

Jmenovitá výpočtová napětí pro svorníky  $f_B$  se stanovují podle stejných pravidel jako výpočtová napětí pro příruby a skořepiny, která vycházejí z předpisů pro tlakové nádoby. Podle námi použité normy ASME jsou určena následujícími vztahy:

$$f_{B0} = \min \left\{ \frac{R_{m(20^\circ C)}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(20^\circ C)}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{657}{2,6}; \frac{490}{1,5} \right\} = \min \{253; 327\} = 253 \text{ MPa}$$

$$f_{B1} = \min \left\{ \frac{R_{m(322^\circ C)}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(322^\circ C)}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{559}{2,6}; \frac{343}{1,5} \right\} = \min \{215; 229\} = 215 \text{ MPa}$$

$$f_{B2} = f_{B3} = \min \left\{ \frac{R_{m(120^\circ C)}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(120^\circ C)}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{620}{2,6}; \frac{460}{1,5} \right\} = \min \{239; 307\} = 239 \text{ MPa}$$

Stupeň využití únosnosti šroubů (svorníků) předepisuje norma v obecném tvaru takto:

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

Pro montáž hydraulickým utahovákem však platí  $M_{t,B} = 0$ , proto v jednotlivých stavech:

- **Montážní stav (I = 0):**  $\Phi_{B0} = \frac{1}{f_{B0}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B0\max}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{253} \cdot \sqrt{\left(\frac{7308 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,63$
- **Nominální stav (I = 1):**  $\Phi_{B1} = \frac{1}{f_{B1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B1}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{215} \cdot \sqrt{\left(\frac{5896 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,60$
- **Těsnostní zkouška (I = 2):**  $\Phi_{B2} = \frac{1}{f_{B2}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B2}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{239} \cdot \sqrt{\left(\frac{5370 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,49$
- **Pevnostní zkouška (I = 3):**  $\Phi_{B3} = \frac{1}{f_{B3}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B3}}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{239} \cdot \sqrt{\left(\frac{5433 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,50$

Stupeň využití únosnosti svorníků je ve všech stavech  $\leq 1$ . Zatížení svorníků tedy leží v povolených mezích.

#### 4.6.2 Stupeň využití únosnosti těsnění

Stupeň využití únosnosti těsnění v jednotlivých stavech:

- **Montážní stav (I = 0):**  $\Phi_{G0} = \frac{F_{G0\max}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{7308 \cdot 10^3}{53716 \cdot 500} = 0,27$
- **Nominální stav (I = 1):**  $\Phi_{G1} = \frac{F_{G1}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{2449 \cdot 10^3}{53716 \cdot 500} = 0,09$
- **Těsnostní zkouška (I = 2):**  $\Phi_{G2} = \frac{F_{G2}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{1456 \cdot 10^3}{53716 \cdot 500} = 0,05$
- **Pevnostní zkouška (I = 3):**  $\Phi_{G3} = \frac{F_{G3}}{A_{Gt} \cdot Q_{\max}} = \frac{1074 \cdot 10^3}{53716 \cdot 500} = 0,04$

Stupeň využití únosnosti těsnění je ve všech stavech  $\leq 1$ . Zatížení těsnění tedy leží v povolených mezích.

#### 4.6.3 Stupeň využití únosnosti víka

Stupeň využití únosnosti horní příruby se vypočte podle vztahů pro zaslepovací přírubu.

Výpočtová napětí se určí podle normy ASME:

$$f_{F0} = \min \left\{ \frac{R_{m(20^\circ C)}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(20^\circ C)}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{540}{2,6}; \frac{343}{1,5} \right\} = \min \{208; 229\} = 208 \text{ MPa}$$

$$f_{F1} = \min \left\{ \frac{R_{m(320,2^\circ C)}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(322^\circ C)}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{491}{2,6}; \frac{294}{1,5} \right\} = \min \{189; 196\} = 189 \text{ MPa}$$

$$f_{F2} = f_{F3} = \min \left\{ \frac{R_{m(120^\circ C)}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(120^\circ C)}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{510}{2,6}; \frac{320}{1,5} \right\} = \min \{196; 213\} = 196 \text{ MPa}$$

Modul průřezu horní příruby (pro jednotlivé stavy):

$$\begin{aligned} W_{F0} &= \frac{\pi}{4} \cdot f_{F0} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot 208 \cdot [2 \cdot 75,4 \cdot 167^2 + 534 \cdot (1 - 0) \cdot 173^2] = 3293 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{F1} &= \frac{\pi}{4} \cdot f_{F1} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot 189 \cdot [2 \cdot 75,4 \cdot 167^2 + 534 \cdot (1 - 0) \cdot 173^2] = 2994 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{F2} = W_{F3} &= \frac{\pi}{4} \cdot f_{F1} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot 196 \cdot [2 \cdot 75,4 \cdot 167^2 + 534 \cdot (1 - 0) \cdot 173^2] = 3110 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby se obecně určí ze vztahu:

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

Protože ale není v žádném zatěžovacím stavu uvažováno vnější přídavné zatížení, je výsledná přídavná síla  $F_R = 0$ . Proto se stupeň využití únosnosti horní příruby určí následovně:

- **Montážní stav (I = 0):**

$$\Phi_{F0} = \frac{\left|F_{B0\max} \cdot h_G + F_{Q0}(1-\rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}\right|}{W_{F0}} = \frac{\left|7308 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 0 \cdot (1-0^3) \cdot \frac{532}{6}\right|}{3293 \cdot 10^6} = 0,15$$

- **Nominální stav (I = 1):**

$$\Phi_{F1} = \frac{\left|F_{B1} \cdot h_G + F_{Q1}(1-\rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}\right|}{W_{F1}} = \frac{\left|5896 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 3447 \cdot 10^3 \cdot (1-0^3) \cdot \frac{532}{6}\right|}{2994 \cdot 10^6} = 0,24$$

- **Těsnostní zkouška (I = 2):**

$$\Phi_{F2} = \frac{\left|F_{B2} \cdot h_G + F_{Q2}(1-\rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}\right|}{W_{F2}} = \frac{\left|5370 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 3914 \cdot 10^3 \cdot (1-0^3) \cdot \frac{532}{6}\right|}{3110 \cdot 10^6} = 0,23$$

- **Pevnostní zkouška (I = 3):**

$$\Phi_{F3} = \frac{\left|F_{B3} \cdot h_G + F_{Q3}(1-\rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}\right|}{W_{F3}} = \frac{\left|5433 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 4358 \cdot 10^3 \cdot (1-0^3) \cdot \frac{532}{6}\right|}{3110 \cdot 10^6} = 0,25$$

Stupeň využití únosnosti horní příruby je ve všech stavech  $\leq 1$ . Zatížení víka tedy leží v povolených mezích.

#### 4.6.4 Stupeň využití únosnosti příruby kolektoru

Stupeň využití únosnosti dolní příruby se vypočte podle vztahů pro integrální přírubu.

Hodnoty výpočtových napětí pro dolní přírubu jsou totožné s hodnotami výpočtových napětí určených pro horní přírubu v úvodu předchozí podkapitoly. Platí:

$$f_{E0} = f_{S0} = f_{F0} = 208 \text{ MPa}$$

$$f_{E1} = f_{S1} = f_{F1} = 186 \text{ MPa}$$

$$f_{E2} = f_{S2} = f_{F2} = f_{E3} = f_{S3} = f_{F3} = 196 \text{ MPa}$$

Tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny pro výpočet mezního zatížení:

$$e_D = \tilde{e}_1 \cdot \left[1 + \frac{(\beta-1) \cdot \tilde{l}_H}{\sqrt[4]{\frac{\beta}{3} \cdot (\tilde{d}_1 \cdot \tilde{e}_1)^2 + \tilde{l}_H^4}}\right] = 100 \cdot \left[1 + \frac{(1,45-1) \cdot 190}{\sqrt[4]{\frac{1,45}{3} \cdot (600 \cdot 100)^2 + 190^4}}\right] = 143 \text{ mm}$$

Protože neuvažujeme vnější přídavnou sílu  $F_R$ , platí pro všechny stavy:

$$\delta_r = 0$$

▪ **Montážní stav ( $l = 0$ ):**

Pomocný parametr:

$$\delta_{Q0} = P_0 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{f_{E0} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 0 \cdot \frac{628}{208 \cdot 2 \cdot 143 \cdot \cos 0} = 0$$

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$\begin{aligned} c_{M;0} &= \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R)^2] \cdot [1 - (0,75 \cdot \delta_{Q0}^2 + \delta_R^2)]} = \\ &= \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0)^2] \cdot [1 - (0,75 \cdot 0^2 + 0^2)]} = 1,15 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = +1$ :

$$\begin{aligned} c_{S0(+1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q0}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0) \right] = 0,785 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = -1$ :

$$\begin{aligned} c_{S0(-1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q0}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0) \right] = 0,785 \end{aligned}$$

Koeficient pro orientaci momentu:

$$\begin{aligned} j_{M;0} &= \text{sign} [F_{G0\max} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q0} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H] = \\ &= \text{sign} [7308 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 0 \cdot (21,5 - 158,6) + 0 \cdot 21,5] = +1 \end{aligned}$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku

Obecně pro poměr radiálních sil platí:

$$\psi_{(j_s, k_M, k_S)} = \frac{f_E \cdot d_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_F \cdot 2 \cdot b_F \cdot e_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q(20^\circ C)} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q(20^\circ C)} \cdot 2 \cdot \frac{e_P}{d_E} + j_s \cdot k_S \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_M \cdot c_S \cdot (1 + j_s \cdot k_M)}{d_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right]$$

Poměry radiálních sil důležité pro výpočet stupně vytížení únosnosti příruby:

$$\begin{aligned} \psi_{0;0} = \psi_{(0,0,0)} &= \frac{f_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q0} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M0} \cdot c_S \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{208 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{208 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0 + 0) \tan 0 - 0 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,15 \cdot c_S \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{\max;0} = \psi_{(+1,+1,+1)} &= \frac{f_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q0} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M0} \cdot c_{S0(+1)} \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{208 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{208 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0 + 0) \tan 0 - 0 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,15 \cdot 0,785 \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = 1,32 \end{aligned}$$

$$\psi_{\min;0} = \psi_{(-1,-1,+1)} = \frac{f_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ \begin{aligned} & (0,5 \cdot \delta_{Q0} + \delta_{R0}) \tan \varphi_S - \delta_{Q0} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + \\ & + (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M0} \cdot c_{S0(-1)} \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \end{aligned} \right] =$$

$$= \frac{208 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{208 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0 + 0) \tan 0 - 0 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,15 \cdot 0,785 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,32$$

$$\psi_{opt;0} = j_{M0} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = 1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = 1$$

Pokud pro poměry radiálních sil platí:  $\psi_{0;0} \leq \psi_{opt;0} < \psi_{\max;0}$  a  $j_{M;0} = +1$ , pak z tabulky 2 uvedené v normě [13] vyplývá  $\psi_{Z;0} = \psi_{opt;0} = 1$  a  $k_{M;0} = +1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\begin{aligned} \tilde{W}_{F0} &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ f_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{opt;0} \cdot \psi_{Z;0} - \psi_{Z;0}^2) + f_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;0} \cdot j_{M;0} \cdot k_{M;0} \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ 208 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + 1 \cdot 1 - 1^2) + 208 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1 \right] = 5029 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\tilde{\Phi}_{F0} = \frac{|F_{G0\max} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q0} \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H|}{\tilde{W}_{F0}} = \frac{|7308 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 0 \cdot (21,5 - 159) + 0 \cdot 21,5|}{5029 \cdot 10^6} = 0,1$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě montážního stavu  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

#### ▪ Nominální stav (I = 1):

Pomocný parametr:

$$\delta_{Q1} = P_1 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{f_{E1} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 15,5 \cdot \frac{628}{189 \cdot 2 \cdot 143 \cdot \cos 0} = 0,18$$

Opravný součinitel  $c_{M;1}$ :

$$\begin{aligned} c_{M;1} &= \sqrt{1,33 \cdot \left[ 1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R)^2 \right] \cdot \left[ 1 - (0,75 \cdot \delta_{Q1}^2 + \delta_R^2) \right]} = \\ &= \sqrt{1,33 \cdot \left[ 1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,18 + 0)^2 \right] \cdot \left[ 1 - (0,75 \cdot 0,18^2 + 0^2) \right]} = 1,14 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = +1$ :

$$\begin{aligned} c_{S1(+1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q1}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,18 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,18) \right] = 0,677 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = -1$ :

$$\begin{aligned} c_{S1(-1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q1}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,18 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,18) \right] = 0,889 \end{aligned}$$



Koeficient pro orientaci momentu:

$$j_{M;1} = \text{sign} \left[ F_{G1} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q1} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H \right] = \\ = \text{sign} \left[ 2449 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 3447 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 158,6) + 0 \cdot 21,5 \right] = -1$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{0;1} = \psi_{(0,0,0)} = \frac{f_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q1} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M1} \cdot c_S \cdot (1+0 \cdot 0)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ = \frac{189 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{189 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,18 + 0) \tan 0 - 0,18 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,14 \cdot c_S \cdot (1+0 \cdot 0)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = -0,21$$

$$\psi_{\max;1} = \psi_{(+1,+1,+1)} = \frac{f_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q1} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M1} \cdot c_{S1(+1)} \cdot (1+1 \cdot 1)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ = \frac{189 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{189 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,18 + 0) \tan 0 - 0,18 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,14 \cdot 0,68 \cdot (1+1 \cdot 1)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = 1,00$$

$$\psi_{\min;1} = \psi_{(-1,-1,+1)} = \frac{f_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q1} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q1} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + \right. \\ \left. (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M1} \cdot c_{S1(-1)} \cdot (1+(-1) \cdot (-1))}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ = \frac{189 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{189 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,18 + 0) \tan 0 - 0,18 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,14 \cdot 0,89 \cdot (1+(-1) \cdot (-1))}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,6$$

$$\psi_{\text{opt};1} = j_{M1} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = -1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = -1$$

Pokud pro poměry radiálních sil platí:  $\psi_{\min;1} \leq \psi_{\text{opt};1} < \psi_{0;1}$  a  $j_{M;1} = -1$ , pak z tabulky 2 uvedené v normě [13] vyplývá  $\psi_{Z;1} = \psi_{\text{opt};1} = -1$  a  $k_{M;1} = -1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\tilde{W}_{F1} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ f_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{\text{opt};1} \cdot \psi_{Z;1} - \psi_{Z;1}^2) + f_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;1} \cdot j_{M;1} \cdot k_{M;1} \right] = \\ = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ 189 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + 189 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,14 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 4539 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\tilde{\Phi}_{F1} = \frac{|F_{G1} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q1} \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H|}{\tilde{W}_{F1}} = \frac{|2449 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 3447 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 159) + 0 \cdot 21,5|}{4539 \cdot 10^6} = 0,07$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě nominálního provozního stavu  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

▪ **Těsnostní zkouška (l = 2):**

Pomocný parametr:

$$\delta_{Q2} = P_2 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{f_{E2} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 17,6 \cdot \frac{628}{196 \cdot 2 \cdot 143 \cdot \cos 0} = 0,2$$

Opravný součinitel  $c_{M;2}$ :

$$\begin{aligned} c_{M;2} &= \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R)^2] \cdot [1 - (0,75 \cdot \delta_{Q2}^2 + \delta_R^2)]} = \\ &= \sqrt{1,33 \cdot [1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,2 + 0)^2] \cdot [1 - (0,75 \cdot 0,2^2 + 0^2)]} = 1,13 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = +1$ :

$$\begin{aligned} c_{S2(+1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q2}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,2 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,2) \right] = 0,667 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = -1$ :

$$\begin{aligned} c_{S2(-1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R)^2} + j_s \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q2}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,2 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,2) \right] = 0,898 \end{aligned}$$

Koeficient pro orientaci momentu:

$$\begin{aligned} j_{M;2} &= \text{sign} [F_{G2} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q2} (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H] = \\ &= \text{sign} [1456 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 3914 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 158,6) + 0 \cdot 21,5] = -1 \end{aligned}$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\begin{aligned} \psi_{0;2} = \psi_{(0,0,0)} &= \frac{f_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F2} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q2} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M2} \cdot c_s \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{196 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,2 + 0) \tan 0 - 0,2 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,13 \cdot c_s \cdot (1 + 0 \cdot 0)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = -0,23 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{\max;2} = \psi_{(+1,+1,+1)} &= \frac{f_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F2} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q2} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + \right. \\ &\quad \left. + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M2} \cdot c_{S2(+1)} \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{196 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,2 + 0) \tan 0 - 0,2 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,13 \cdot 0,67 \cdot (1 + 1 \cdot 1)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = 0,97 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{\min;2} = \psi_{(-1,-1,+1)} &= \frac{f_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F2} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q2} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q2} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + \right. \\ &\quad \left. (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M2} \cdot c_{S2(-1)} \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{196 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,2 + 0) \tan 0 - 0,2 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,13 \cdot 0,9 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1))}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,63 \end{aligned}$$

$$\psi_{opt;2} = j_{M;2} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = -1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = -1$$

Pokud pro poměry radiálních sil platí:  $\psi_{min;2} \leq \psi_{opt;2} < \psi_{0;2}$  a  $j_{M;2} = -1$ , pak z tabulky 2 uvedené v normě [13] vyplývá:  $\psi_{Z;2} = \psi_{opt;2} = -1$  a  $k_{M;2} = -1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\begin{aligned} \tilde{W}_{F2} &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ f_{F2} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{opt;2} \cdot \psi_{Z;2} - \psi_{Z;2}^2) + f_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;2} \cdot j_{M;2} \cdot k_{M;2} \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ 196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + 196 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,13 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 4708 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\tilde{\Phi}_{F2} = \frac{|F_{G2} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q2} \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H|}{\tilde{W}_{F2}} = \frac{|1456 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 3914 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 159) + 0 \cdot 21,5|}{4708 \cdot 10^6} = 0,09$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě zkoušky těsnosti  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

#### ▪ Pevnostní zkouška (I = 3):

Pomocný parametr:

$$\delta_{Q3} = P_3 \cdot \frac{\tilde{d}_E}{f_{E3} \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} = 19,6 \cdot \frac{628}{196 \cdot 2 \cdot 143 \cdot \cos 0} = 0,22$$

Opravný součinitel  $c_{M;3}$ :

$$\begin{aligned} c_{M;3} &= \sqrt{1,33 \cdot \left[ 1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R)^2 \right] \cdot \left[ 1 - (0,75 \cdot \delta_{Q3}^2 + \delta_R^2) \right]} = \\ &= \sqrt{1,33 \cdot \left[ 1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,22 + 0)^2 \right] \cdot \left[ 1 - (0,75 \cdot 0,22^2 + 0^2) \right]} = 1,13 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_{S;3}$  pro orientaci smykové síly  $j_S = +1$ :

$$\begin{aligned} c_{S3(+1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q3}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,22 + 0)^2} + 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,22) \right] = 0,653 \end{aligned}$$

Opravný součinitel  $c_{S;3}$  pro orientaci smykové síly  $j_S = -1$ :

$$\begin{aligned} c_{S3(-1)} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R + 0,75 \cdot \delta_{Q3}) \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot 0,22 + 0)^2} - 1 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,75 \cdot 0,22) \right] = 0,911 \end{aligned}$$

Koeficient pro orientaci momentu:

$$\begin{aligned} j_{M;3} &= \text{sign} \left[ F_{G3} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q3} \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H \right] = \\ &= \text{sign} \left[ 1074 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 4358 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 158,6) + 0 \cdot 21,5 \right] = -1 \end{aligned}$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\begin{aligned}\psi_{0;3} = \psi_{(0,0,0)} &= \frac{f_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F3} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q3} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M3} \cdot c_S \cdot (1+0 \cdot 0)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{196 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,22 + 0) \tan 0 - 0,22 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + 0 \cdot 0 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,13 \cdot c_S \cdot (1+0 \cdot 0)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = \\ &= -0,26\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{\max;3} = \psi_{(+1,+1,+1)} &= \frac{f_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F3} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q3} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M3} \cdot c_{S3(+1)} \cdot (1+1 \cdot 1)}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{196 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,22 + 0) \tan 0 - 0,22 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + \right. \\ &\quad \left. + 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,13 \cdot 0,65 \cdot (1+1 \cdot 1)}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = 0,93\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{\min;3} = \psi_{(-1,-1,+1)} &= \frac{f_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_{F3} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F} \cdot \left[ (0,5 \cdot \delta_{Q3} + \delta_R) \tan \varphi_S - \delta_{Q3} \cdot 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E} + \right. \\ &\quad \left. (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_{M3} \cdot c_{S3(-1)} \cdot (1+(-1) \cdot (-1))}{\tilde{d}_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right] = \\ &= \frac{196 \cdot 628 \cdot 143 \cdot \cos 0}{196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181} \cdot \left[ (0,5 \cdot 0,22 + 0) \tan 0 - 0,22 \cdot 2 \cdot \frac{181}{628} + (-1) \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{143 \cdot 1,13 \cdot 0,91 \cdot (1+(-1) \cdot (-1))}{628 \cdot \cos^3 0}} \right] = -1,66\end{aligned}$$

$$\psi_{opt;3} = j_{M3} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = -1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = -1$$

Pro poměry radiálních sil  $\psi_{\min;3} \leq \psi_{opt;3} < \psi_{0;3}$  a  $j_{M;3} = -1$  vyplývá z tabulky 2 uvedené v normě [13]:  $\psi_{Z;3} = \psi_{opt;3} = -1$  a  $k_{M;3} = -1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\begin{aligned}\tilde{W}_{F3} &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ f_{F3} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{opt;3} \cdot \psi_{Z;3} - \psi_{Z;3}^2) + f_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;3} \cdot j_{M;3} \cdot k_{M;3} \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ 196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + 196 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,13 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 4698 \cdot 10^6 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\tilde{\Phi}_{F3} = \frac{|F_{G3} \cdot \tilde{h}_G + F_{Q3} \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P) + F_R \cdot \tilde{h}_H|}{\tilde{W}_{F3}} = \frac{|1074 \cdot 10^3 \cdot 69,3 + 4358 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 159) + 0 \cdot 21,5|}{4698 \cdot 10^6} = 0,11$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě zkoušky pevnosti  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

## 4.7 Kontrola platnosti normy ČSN EN 1591-1

Aby bylo možno použít zmíněnou normu k výpočtu přírubového spoje, musí tento splňovat několik podmínek v ní uvedených. Toto posouzení bylo logicky provedeno před samotným výpočtem (respektive hned po určení geometrických parametrů). Na konec této kapitoly je zařazeno proto, že některé parametry potřebné pro kontrolu platnosti byly určeny až v průběhu výpočtu.

### 4.7.1 Geometrie

Výpočtová metoda je použitelná pro následující uspořádání:

- geometrie průřezů přírub je srovnatelná s typy přírub uvedenými v normě,
- počet rovnoměrně rozdělených šroubů (svorníků)  $n_B = 20$  je vyšší nebo roven čtyřem,
- průřez a uspořádání těsnění po zatížení je srovnatelné s jedním z typů těsnění uvedených v normě.

Dále se ověřuje splnění následujících podmínek pro geometrii přírub:

#### ▪ Horní příruba

$$a) \quad 0,2 \leq \frac{b_F}{e_F} \leq 5,0: \quad \frac{b_F}{e_F} = \frac{75,4}{167} = 0,45 \quad 0,2 \leq 0,45 \leq 5,0 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$$b) \quad e_F \geq \max \left\{ e_2; d_{B0}; p_B \sqrt{(0,01 \dots 0,10) \cdot \frac{p_B}{b_F}} \right\}: e_2 = 0; d_{B0} = 60; 106 \sqrt{0,04 \cdot \frac{106}{75,4}} = 40,5$$

$$167 \geq 60 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$$c) \quad \cos \varphi_s \geq \frac{1}{1 + 0,01 \cdot \frac{d_s}{e_s}}$$

tato podmínka se vyhodnocuje pouze pro přírubu s připojenou skořepinou

#### ▪ Horní příruba

$$a) \quad 0,2 \leq \frac{\tilde{b}_F}{\tilde{e}_F} \leq 5,0: \quad \frac{\tilde{b}_F}{\tilde{e}_F} = \frac{121}{181} = 0,67 \quad 0,2 \leq 0,67 \leq 5,0 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$$b) \quad \tilde{e}_F \geq \max \left\{ \tilde{e}_2; d_{B0}; p_B \sqrt{(0,01 \dots 0,10) \cdot \frac{p_B}{\tilde{b}_F}} \right\}: \tilde{e}_2 = 145; d_{B0} = 60; 106 \sqrt{0,04 \cdot \frac{106}{121}} = 34,6$$

$$181 \geq 145 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$$c) \quad \cos \varphi_s \geq \frac{1}{1 + 0,01 \cdot \frac{d_s}{e_s}}: \cos \varphi_s \geq \frac{1}{1 + 0,01 \cdot \frac{d_E}{e_1}} \Rightarrow \cos 0 \geq \frac{1}{1 + 0,01 \cdot \frac{628}{100}}$$

$$1 \geq 0,94 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

### 4.7.2 Materiály

Všechny ve výpočtech uvažované materiály (těsnění, přírub a svorníků) odpovídají výpočtovým možnostem normy. Jmenovitá výpočtová napětí svorníků se stanovují stejně jakou u přírub a skořepin. Jejich hodnoty nejsou v normě uvedeny a závisí na jiných použitých pravidlech (v našem případě byla použita norma ASME). Pro model těsnění platí elastické chování s plastickou korekcí.

### 4.7.3 Zatížení

Způsoby zatěžování přírubového spoje (vnitřním přetlakem tekutiny) a uvažované osově deformace (zejména teplotní) přírub, svorníků a těsnění jsou v možnostech výpočtové metody.

### 4.7.4 Výpočtový model

Zvolená výpočtová metoda je založena na mechanickém modelu, pro který platí, že:

- geometrie obou přírub a těsnění je osově symetrická,
- průřez příruby (radiální řez) se nedeformuje. Jsou uvažována pouze obvodová napětí a deformace listu. (Splnění podmínky a) v podkapitole 4.7.1),
- list příruby (v našem případě příruby kolektoru) je připojen ke kuželové skořepině, kterou lze uvažovat jako ekvivalentní válcovou skořepinu.

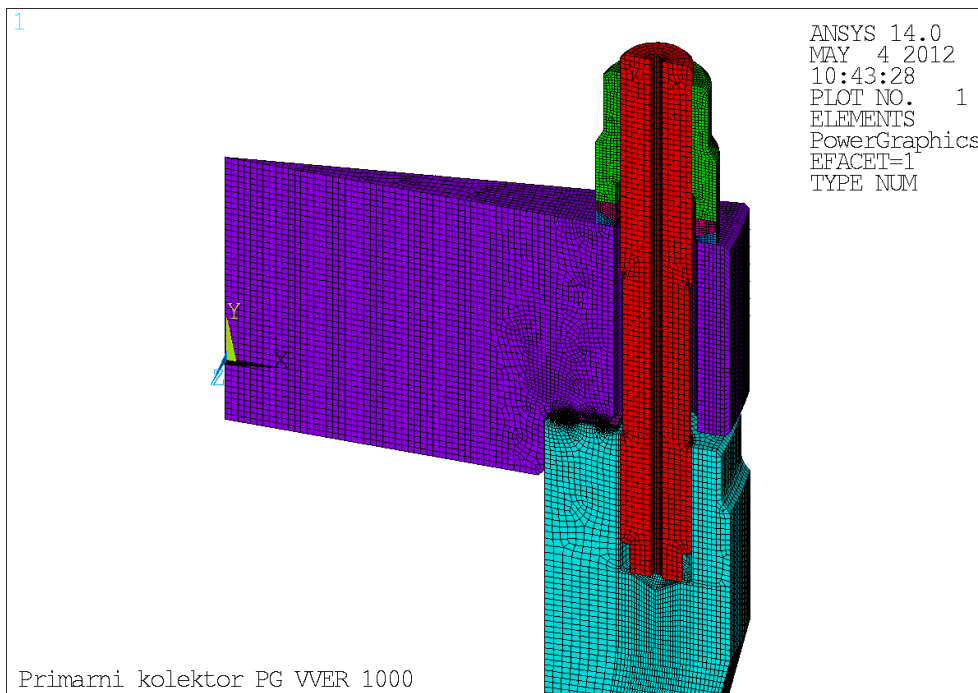
### 4.7.5 Zhodnocení

Uvažovaná konfigurace spoje (s těsněním s expandovaným grafitem) splňuje všechny výše uvedené předpoklady a výpočtovou metodu, kterou používá norma, lze tedy pro tento případ použít. Protože je konfigurace přírubového spoje s použitím niklového těsnění velmi blízká právě posouzené konfiguraci (geometrie přírub a svorníků je shodná), předpokládáme, že norma je platná i pro tento případ a nebude proto již znovu prováděna kontrola její platnosti.

## 5 Analýza spoje pomocí programu ANSYS

Pro podporu této diplomové práce a kvůli porovnání výsledků výpočtů spoje víka a kolektoru s těsněním s expandovaným grafitem byl na Energetickém ústavu FSI VUT v Brně vytvořen vedoucím diplomové práce model pro analýzu pomocí MKP v programu ANSYS. Cílem této analýzy bylo především získání hodnot tlaku v těsnění pro vybrané zatěžné stavy pro ověření správnosti výpočtu provedeného v této práci.

Při tvorbě modelu bylo využito cyklické symetrie spoje. Byla tak vymodelována pouze jedna dvacatina celku, tj. jeden svorník společně s maticí a dvojicí podložek a příslušná část víka, příruby kolektoru a hřebenového těsnění. Model sítě MKP je na Obr. 16. Pro simulaci chování těsnicí folie expandovaného grafitu bylo užito konečných prvků INTER195. Ty jsou určeny právě k takovému účelu, neboť respektují silně nelineární charakteristiku těsnění při zatěžování a odlehčování a při změnách zatížení při provozu. Z těchto prvků byla vytvořena vrstva expandovaného grafitu na obou stranách ocelového kroužku těsnění. Byla přitom respektována rozdílná výška primární a sekundární folie. Chování modelu těsnění při simulaci je definováno pomocí zatěžovací křivky (Graf č. 3, v kap. 4.2.4) z materiálů firmy MICO, s.r.o.



Obr. 16: Model spoje kolektoru PG VVER 1000 – síť konečných prvků

Po vytvoření modelu a definování okrajových podmínek bylo přistoupeno k samotné analýze deformací a napjatosti spoje. Analýza byla provedena (stejně jako původní výpočet podle normy) pro montážní stav a tři různé provozní stavy s přetlakem primární vody uvnitř kolektoru. Mezi jednotlivými provozními stavy bylo uvažováno odlehčení pro zajištění zpětného odpružení grafitové vrstvy. Velikost síly předpětí svorníků při montáži byla vzata z výpočtu na straně 48. Vliv teploty ve výpočtu zahrnut nebyl. Jednotlivé zatěžovací stavy stejně jako jejich pořadí v simulaci jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. č. 4). V programu ANSYS jsou tyto stavy rozlišeny proměnnou TIME.

TIME	Zatěžovací stav		Přetlak v I.O. [MPa]	Předpětí svorníků [N]
1	l=0	Předepnutí svorníků při montáži	0	343 839
2	l=2	Těsnostní zkouška I.O.	17,6	LOCK
3		Odlehčení	0	LOCK
4	l=1	Provozní stav (Nominální stav)	15,5	LOCK
5		Odlehčení	0	LOCK
6	l=3	Pevnostní zkouška I.O.	19,6	LOCK

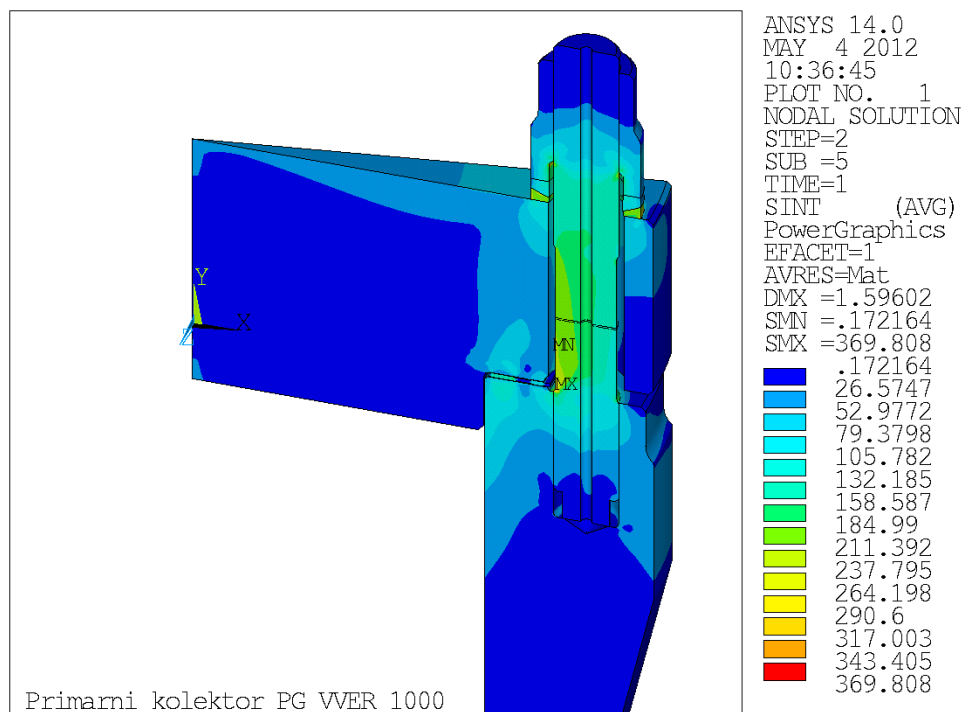
Tab. č. 4: Zatěžovací stavy analyzované programem ANSYS

V následujících podkapitolách jsou uvedeny průběhy zatížení pro montážní a nominální provozní stav a dále pro těsnostní a pevnostní zkoušku. Průběhy zatížení jsou zobrazeny v celkovém řezu těsnícím spojem a posléze v detailu těsnících grafitových folií, u nichž je uvedeno srovnání s hodnotami vypočtenými podle normy.

## 5.1 Průběh napětí v řezu těsnícího spoje

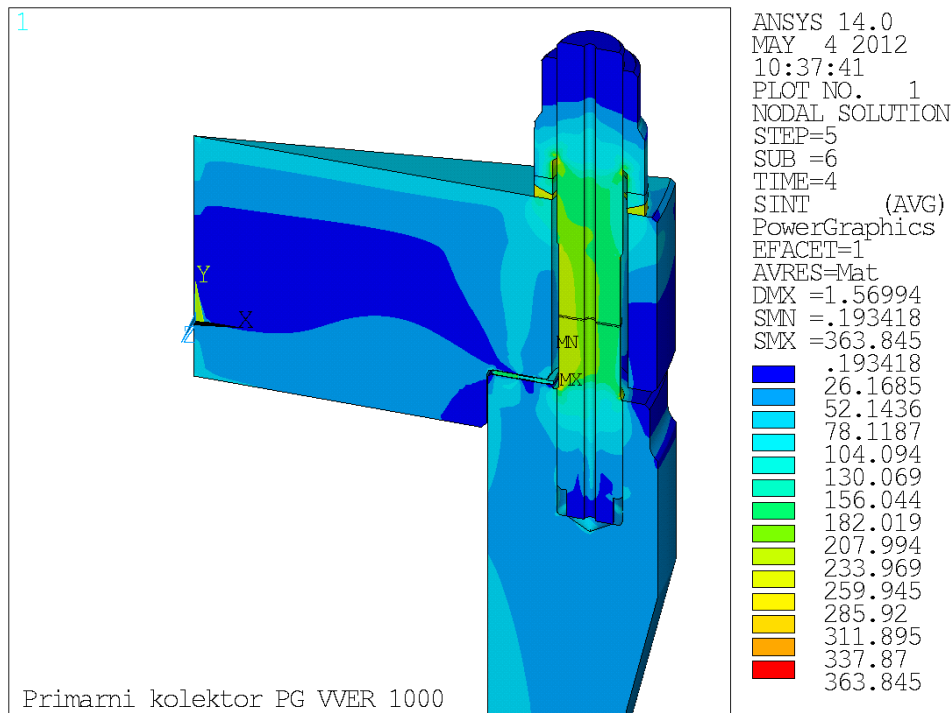
Pro lepší představu o rozložení napětí v řešeném spoji je nejprve zobrazen průběh napětí v celkovém řezu. Vykreslená ekvivalentní napětí jsou vypočtena na základě hypotézy maximálních smykových napětí. Ta je v jaderné energetice užívána přednostně před hypotézou HMH z důvodů jejich konzervativních hodnot.

0) Montážní stav ( $P = 0$  MPa) :

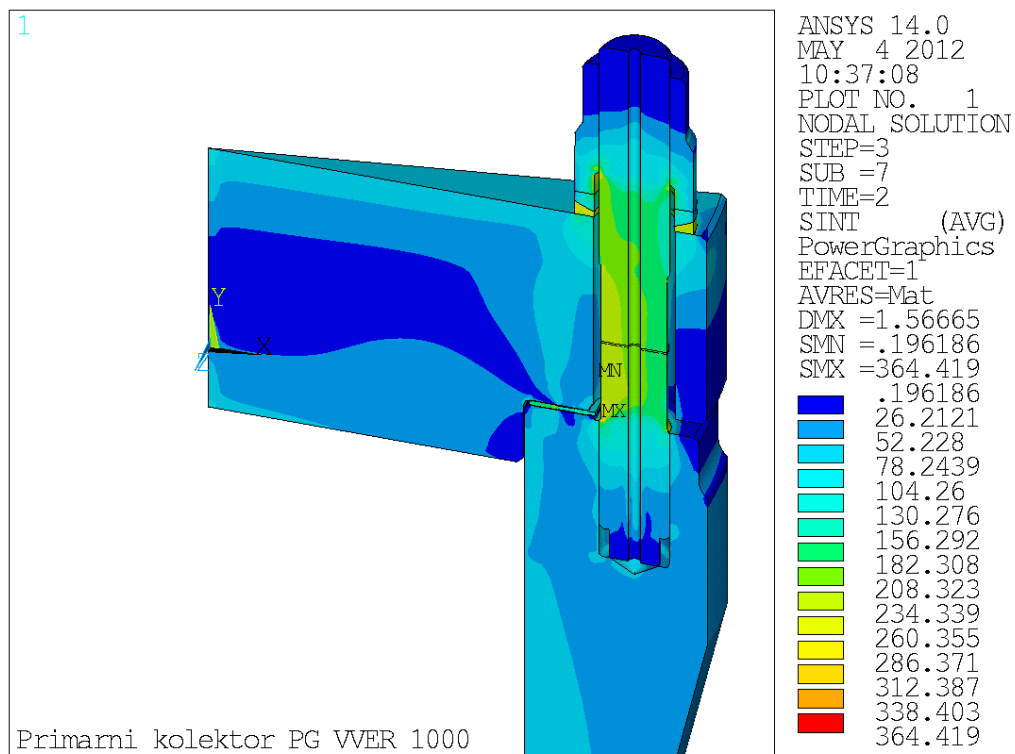


Obr. 17: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při montáži

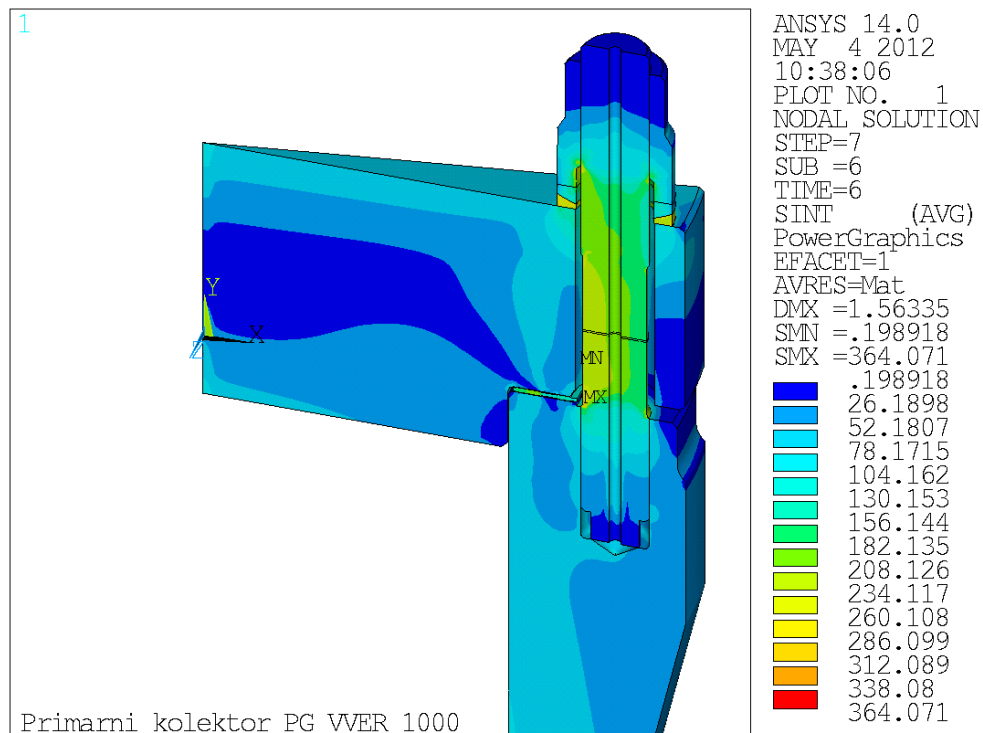


1) Nominální stav ( $P = 15,5 \text{ MPa}$ ) :

Obr. 18: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při nominálním provozu

2) Těsnostní zkouška ( $P = 17,6 \text{ MPa}$ )

Obr. 19: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při zkoušce těsnosti

3) Pevnostní zkouška ( $P = 19,6 \text{ MPa}$ )

Obr. 20: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při zkoušce pevnosti

Zobrazené průběhy napětí jasně potvrzují předpoklad, že nejzatíženější částí spoje jsou jednotlivé svorníky. Při detailním přiblížení lze rozeznat koncentraci napětí v části, kde závitová část svorníku přechází v dřív, což je negativní důsledek vrubu. Rozložení napětí ve svorníku též naznačuje namáhání ohybem jako důsledek průhybu víka.

Rozložení napětí v přírbové části kolektoru a ve víku ukazuje, že ani jedna z těchto částí není působením vnitřního přetlaku ohrožena, jak již dříve vyplynulo z výpočtu stupně využití únosnosti těchto částí podle normy.

Při srovnání jednotlivých stavů si lze též všimnout, že se podíl vyšších hodnot ekvivalentních napětí ve spoji zvyšuje, ovšem nijak výrazně. Nejméně zatížen se jeví stav při montáži a zastoupení hodnot vyšších napětí postupně mírně vzrůstá v závislosti na hodnotě přetlaku při nominálním provozu a během tlakových zkoušek. To je logické a lze to do jisté míry srovnat s podobným chováním hodnot stupňů využití únosnosti<sup>23</sup> příruby kolektoru a víka vypočtených v dřívější části podle normy.

Výpočet podle normy bohužel neumožňuje srovnávání hodnot zatížení svorníků. Je to dáno tím, že norma dává při stavech následujících po montážním stavu (stavech  $I \neq 0$ ) přednost kontrole pro předejití možných kumulací plastických deformací vznikajících při opakované montáži a demontáži a uvádění spoje do provozu. Síly<sup>24</sup> vypočtené pro dosazení do příslušných vztahů pro tuto kontrolu, z nichž by bylo teoreticky možno určit zatížení svorníků v jednotlivých stavech, však neodpovídají silám skutečně se v těchto stavech vyskytujícím. Norma totiž kontroluje přípustnost minimálních požadovaných sil ve stavech následujících po montáži, protože přípustnost maximálně dovolených sil je již zkontrolována při montážním stavu. Nelze tedy srovnávat ani velikost sil při montáži s velikostí sil v následných stavech v rámci normy, protože tyto hodnoty jsou významově odlišné. I když výpočet podle normy

<sup>23</sup> tedy vyšším vypočteným stupněm využití únosnosti u stavů s vyšším přetlakem

<sup>24</sup> konkrétně se jedná o síly  $F_{GI}$  a  $F_{BI}$  (pro  $I \neq 0$ ), tedy následné těsnící síly a následné síly ve šroubech (svornících)

zaručuje těsnost a bezpečnost spoje v následných stavech, činí tak způsobem, který neposkytuje příliš informací o skutečných dějích ve spoji.

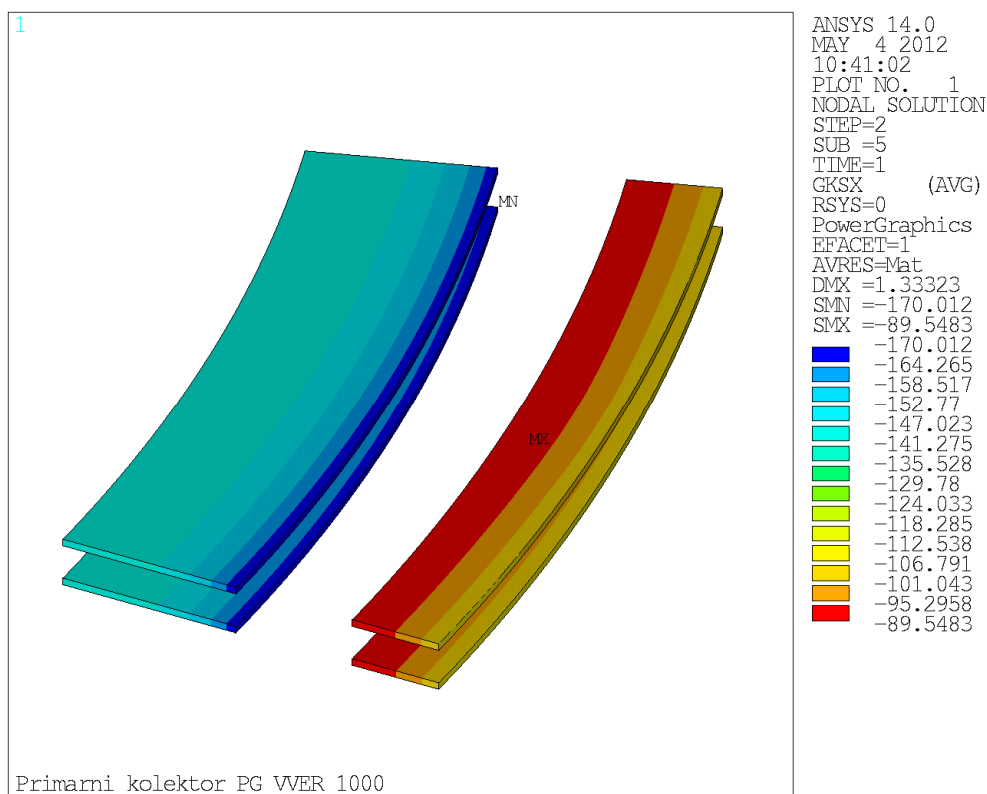
Analýza MKP naproti tomu vytváří model pravděpodobného skutečného chování spoje při zátěži a dává nám tak představu o reálné podobě zatížení spoje. Proto je též použita jako vhodné doplnění a kontrola výpočtu podle normy.

## 5.2 Průběh napětí v grafitových příložkách

Na níže uvedených obrázcích jsou detaily folie z expandovaného grafitu, na nichž je zřetelně vidět rozložení tlakových napětí po povrchu těsnění.<sup>25</sup>

V provedené analýze spoje pomocí MKP nebylo uvažováno s délkovou teplotní roztažností materiálů. Ta podle zkušeností konzultanta z firmy výrobce uvažovaného těsnění mívá při běžném provozu z hlediska tlaků působících na těsnění pozitivní vliv, protože s nárůstem teploty dochází k „dotážení“ spoje. To ostatně potvrzuje i příslušná část výpočtu podle normy<sup>26</sup>. V případě náhlých teplotních změn (například při havarijním vstřiku sekundární vody) může být však efekt teplotních roztažností opačný. Hlubší rozbor této problematiky v případě PG však překračuje rámec této práce.

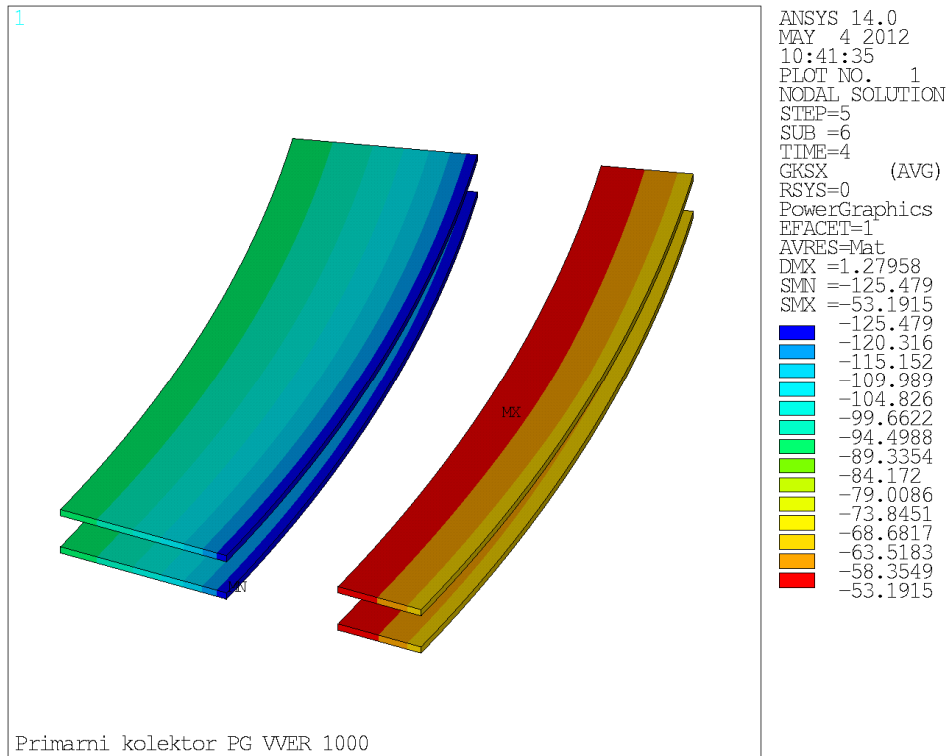
Montážní stav ( $P = 0$  MPa) :



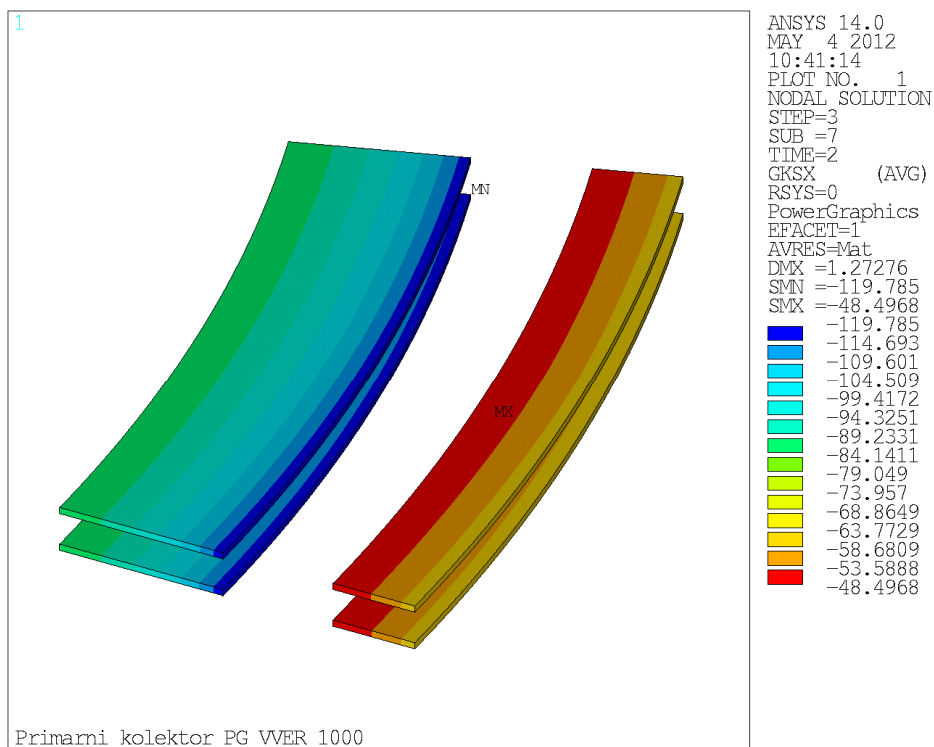
Obr. 21: Průběh tlaku v grafitovém obložení při montážním stavu

<sup>25</sup> Je však třeba dávat si pozor na znaménkovou konvenci, neboť program ANSYS v tomto případě přiřazuje tlakovým napětím zápornou hodnotu. Zobrazované hodnoty je tedy třeba uvažovat v absolutní hodnotě. V důsledku to též znamená opačný význam barevného značení než v předchozí kapitole. V tomto případě jsou nejvyšší tlaková napětí zobrazena jako tmavě modrá, která se snižujícími se hodnotami přechází v zelenou. Nízkým hodnotám pak odpovídá žlutá přecházející v oranžovou (pro nejnižší hodnoty).

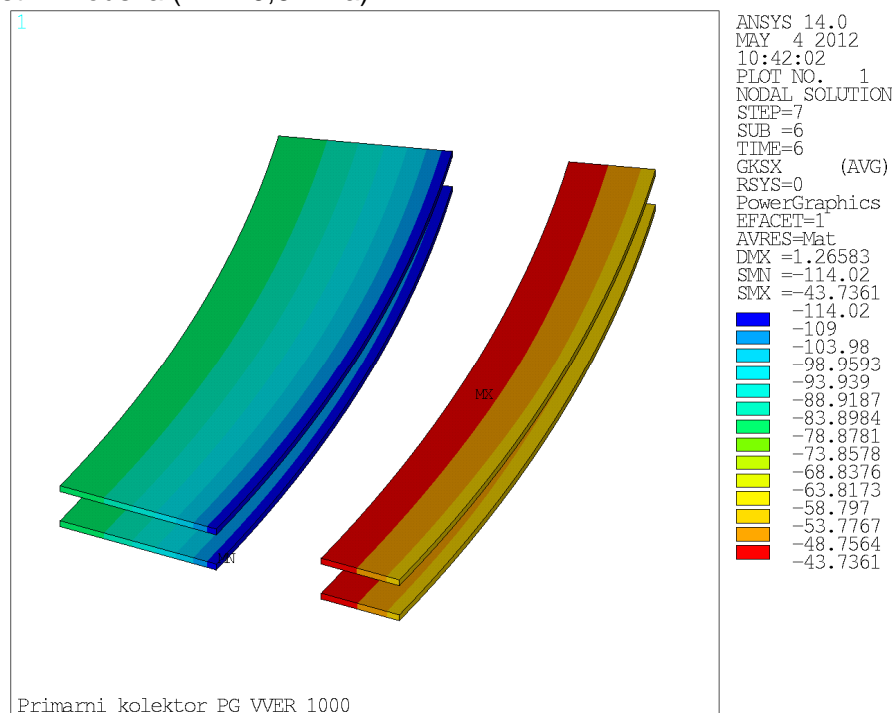
<sup>26</sup> viz kapitola 4.5.2 Teplotní zatížení

1) Nominální stav ( $P = 15,5 \text{ MPa}$ ) :

Obr. 22: Průběh tlaku v grafitovém obložení při nominálním provozu

2) Těsnostní zkouška ( $P = 17,6 \text{ MPa}$ )

Obr. 23: Průběh tlaku v grafitovém obložení při zkoušce těsnosti

3) Pevnostní zkouška ( $P = 19,6 \text{ MPa}$ )

Obr. 24: Průběh tlaku v grafitovém obložení při zkoušce pevnosti

Z obrázků je patrné, že největší tlak v těsnění je vyvozen při montáži. To je nezbytné pro zajištění zpětného odpružení při odlehčení těsnění po zatížení víka vnitřním přetlakem. S rostoucím vnitřním přetlakem s tím, jak je víko postupně nadzvedáváno, se těsnění odlehčuje a lze pozorovat, jak tlak působící na těsnění (především na vnitřní straně primárního těsnění) postupně klesá. Výraznější odlehčení vnitřní strany je způsobeno ohybovým momentem působícím na víko a natočením styčných ploch pro těsnění.

Zřetelný rozdíl je též v zatížení vnitřní primární a vnější sekundární grafitové podložky. Ten je způsoben rozdílnou tloušťkou podložek, kdy ty primární (horní i spodní) jsou o 0,05 mm silnější než sekundární. To více než dostatečně vyrovnává efekt „prohnutí víka“ způsobený ohybovým momentem a zajišťuje vyšší hodnotu tlaku v primárním těsnění, čímž zvyšuje těsnost a bezpečnost spoje.

Pokud jde o srovnání analýzy pomocí programu ANSYS a výpočtu provedeného podle normy, prakticky lze srovnávat pouze hodnoty pro montážní stav<sup>27</sup>. Síly v následných stavech a jim odpovídající napětí totiž norma počítá pro vlastní účely odlišně a vypočtené hodnoty jsou nižší než skutečné. Můžeme však konstatovat, že v případě montážního stavu jsou hodnoty tlakového napětí v těsnění vypočtené podle normy (cca 130 MPa) srovnatelné s rozložením a velikostí tlakových napětí získaných analýzou pomocí programu ANSYS.

O průběhu napětí v následujících zátěžných stavech pak z výše uvedených důvodů dává reálnější představu výstup programu ANSYS. Jak vidno tlak při nominálním stavu neklesá v žádné části primárního těsnění pod cca 90 MPa a v žádné části těsnění pak při nejvyšší zátěži (pevnostní zkoušce) nepodkročí hodnotu cca 40 MPa. To je stále dvojnásobek požadovaného minimálního tlaku působícího po odlehčení (20 MPa). U primárního těsnění navíc větší šířka grafitové vrstvy zaručuje hodnoty tlaků výrazně větší.

Analýza pomocí MKP tak potvrdila správnost návrhu nové konfigurace spoje s hřebenovým těsněním s expandovaným grafitem a velikosti montážní síly vypočtené podle normy.

<sup>27</sup> Důvody proč tomu tak je, jsou popsány v posledním odstavci předchozí kapitoly (Kap. 5.1)

## 6 Výpočet konfigurace spoje s původním těsněním pomocí niklových kroužků

V této kapitole je proveden výpočet původní konfigurace přírubového spoje, kdy je k utěsnění spoje použito dvojice niklových kroužků.<sup>28</sup> Výpočet je proveden opět podle normy ČSN EN 1591 *Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových a přírubových spojů*, proto bude postup prakticky totožný s postupem předchozích výpočtů pro konfiguraci s použitím těsnění s expandovaným grafitem.

Protože geometrie obou přírub (tj. víka a příruby kolektoru) zůstává nezměněná, stejně jako použité svorníky, nebudou příslušné výpočty opakovány a budou použity hodnoty zjištěné v kapitole 4. Taktéž zůstávají stejné podmínky zatěžovacích stavů. Aby došlo k odlišení hodnot týkajících se původní konfigurace, budou značeny horním indexem ( ' ).

### 6.1 Parametry těsnění

#### 6.1.1 Tlaková napětí na těsnění

Několik údajů o niklovém těsnění potřebných pro výpočet nebylo bohužel k dispozici. Jedním z nich je i velikost tlakového napětí na těsnění, které je nutné vyvodit při montáži pro zajištění správné funkčnosti spoje ( $Q_A'$ ). Dostupný však byl údaj o předepsaném prodloužení svorníků při montáži.

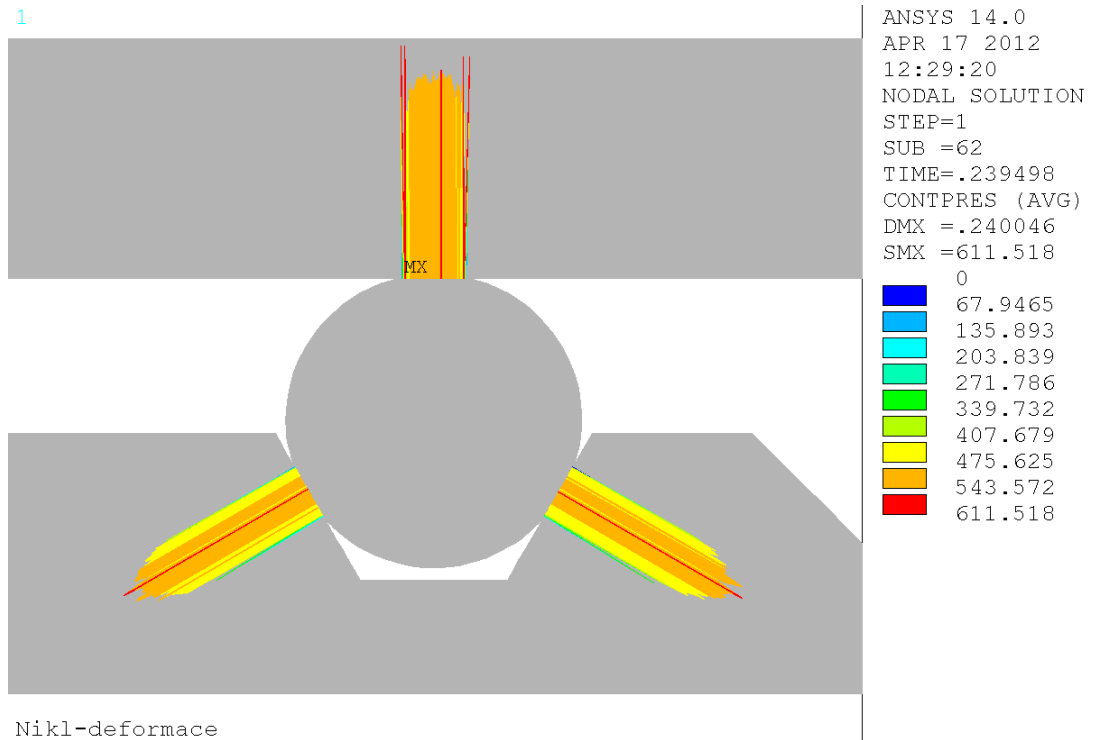
Jednou z možností tak bylo na základě známé hodnoty prodloužení svorníků určit velikost požadované montážní síly a z její velikosti a z předpokládané (teoretické) těsnící plochy následně obráceným postupem výpočtu určit pravděpodobný montážní tlak.

Nicméně vzhledem k tomu, že byl v té době k dispozici model přírubového spoje pro analýzu chování těsnění s expandovaným grafitem MKP, byl zvolen odlišný přístup. Bylo využito upraveného modelu pro simulaci deformace niklového kroužku při zatěžování postupným zmenšováním mezery mezi přírubami. Začátek zatěžování je na Obr. 25, deformovaný kroužek pak na Obr. 26.

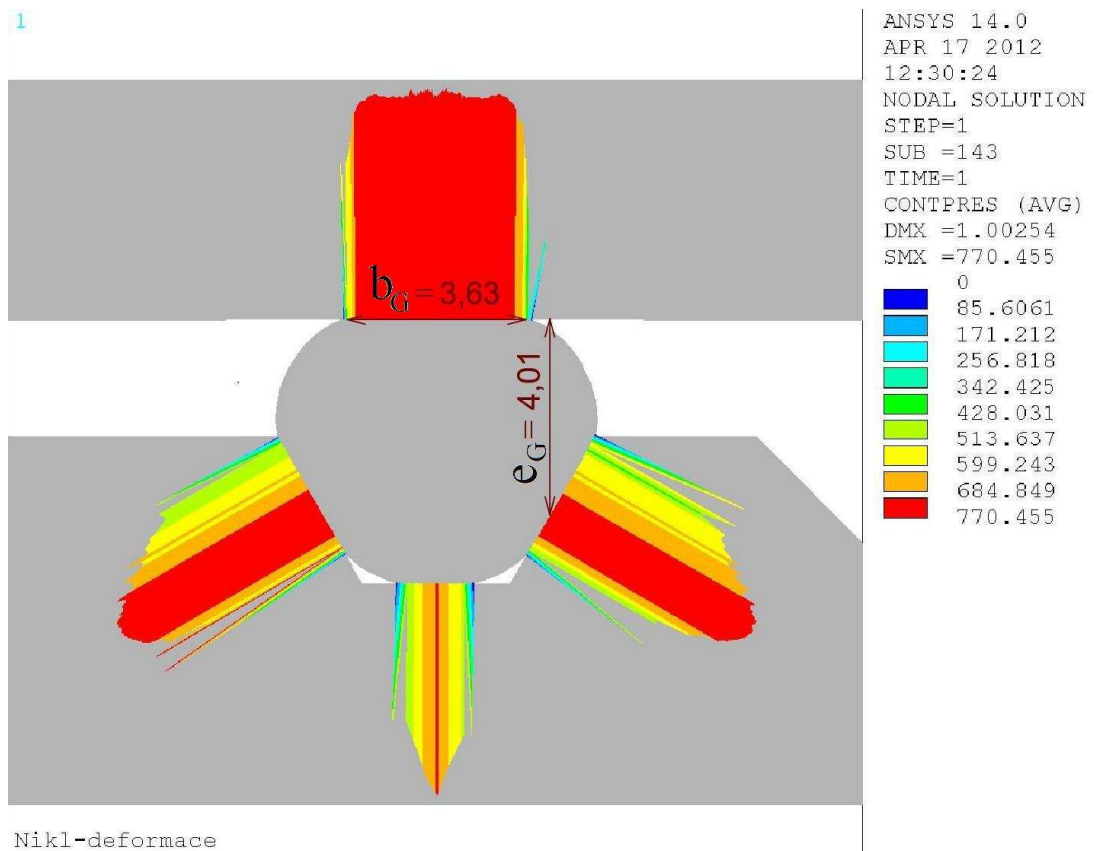
Po dosažení požadovaného přetvoření niklového kroužku (zaplnění drážky) byla odečtena velikost vyvolaného tlakového napětí a šířka plochy jeho působení (účinná šířka těsnění). Tyto hodnoty jsou pak dále použity již klasickým způsobem pro výpočet velikosti požadované montážní síly podle normy. Ta je v závěru porovnána s velikostí skutečné montážní síly určené ze známé hodnoty prodloužení svorníků, čímž je ověřena správnost údajů získaných analýzou MKP, stejně jako správnost výpočtu.

Vykreslený průběh tlakových napětí (Obr. 26) navíc ukazuje výraznou negativní vlastnost uvažované konfigurace. Jak je vidět z rozložení zátěže, drážka spodní příruby je zatížena v oblasti kořene a výrazně namáhána směrem do stran. To může v praxi vést až ke vzniku trhlin v koutech drážky, čímž je ohrožena další životnost celého spoje.

<sup>28</sup> detailní konfiguraci spoje se věnuje kapitola 3.1



Obr. 25: Nedeformovaný niklový kroužek před začátkem zatěžování (před montáží)



Obr. 26: Deformace niklového kroužku při montáži a úrovně tlaků ve stykových plochách [MPa]

Průměrné tlakové napětí při montáži určené z analýzy MKP působí na ploše  $b_G' = 4$  mm a má hodnotu  $Q_A' = 730$  MPa. To je dost vysoká hodnota, nicméně je třeba si uvědomit, že k zajištění funkčnosti uvažovaného spoje je třeba vysokého stupně přetvoření niklového kroužku i za cenu plastických deformací. To je ostatně také jedna z hlavních nevýhod těsnění niklovým kroužkem. Uvažované napětí navíc působí na relativně malé ploše.

Minimální dovolené napětí na niklové těsnění po odlehčení bylo stanoveno podle doporučení konzultanta z firmy MICO, s.r.o. jako maximální tlak media (tj. tlak při pevnostní zkoušce) krát empirická konstanta 2,5.  $Q_{Smin(L)'} = 19,6 \cdot 2,5 = 49$  MPa (voleno 50 MPa).

Hodnota maximálního dovoleného napětí natěsnění  $Q_{max}'$  je tlak působící na těsnění při kterém těsnění skokově mění modul pružnosti nebo dojde k jiným náhlým odchylkám v jeho chování (prasknutí, velká plastická deformace apod.). V případě niklu, kde se s určitou plastickou deformací počítá, je obtížné tuto hodnotu stanovit. Pro potřeby normy, kdy tato hodnota slouží především k srovnání, bylo zvoleno  $Q_{max}' = 600$  MPa. Při výrazně vyšších tlacích teoreticky hrozí ohnutí příruby nebo prasknutí kořene drážky.

Pro snazší orientaci v textu jsou charakteristické hodnoty napětí na těsnění shrnuty níže:

Napětí na těsnění při montáži:	$Q_A' = 730$ MPa
Minimální dovolené napětí na těsnění po odlehčení z $Q_A$ :	$Q_{Smin(L)'} = 50$ MPa
Maximální dovolené tlakové napětí na těsnění:	$Q_{max}' = 600$ MPa

### 6.1.2 Modul pružnosti a součinitel teplotní roztažnosti těsnění

Modul pružnosti niklu při jednotlivých stavech [12]:

$$E_{G0}' = 221000 \text{ MPa pro } t_0 = 20^\circ\text{C}$$

$$E_{G1}' = 198000 \text{ MPa pro } t_1 = 350^\circ\text{C}$$

$$E_{G2}' = E_{G3}' = 213500 \text{ MPa pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$

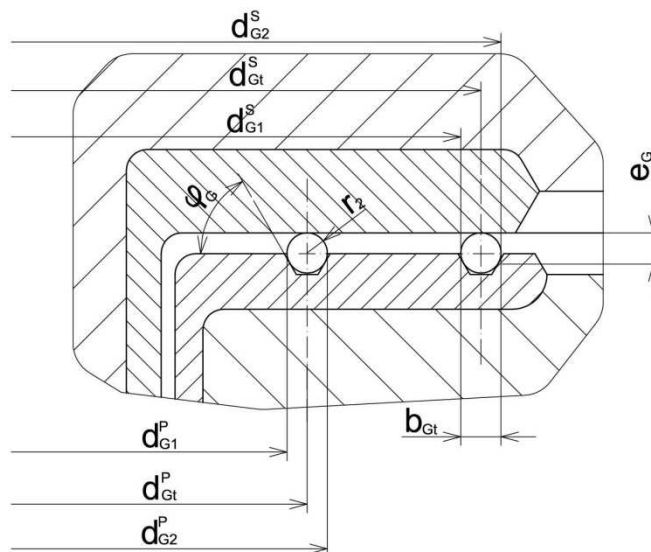
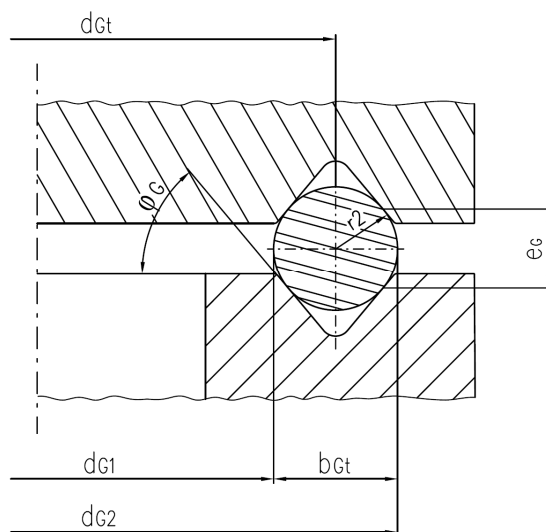
Součinitel teplotní roztažnosti niklu při jednotlivých stavech [12]:

$$\alpha_{G1} = 13,7 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_1 = 350^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{G2} = \alpha_{G3} = 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ pro } t_2 = t_3 = 120^\circ\text{C}$$



### 6.1.3 Základní geometrie těsnění



Obr. 27: Schéma těsnění se zaoblenými povrchy dle [13]

Obr. 28: Schéma niklového těsnění

Vnitřní průměr primární stykové teoretické těsnící plochy:

$$d_{G1}^P = 534 \text{ mm}$$

Vnější průměr primární stykové teoretické těsnící plochy:

$$d_{G2}^P = 546 \text{ mm}$$

Průměr primárního těsnění:

$$d_{Gt}^P = 540 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr sekundární stykové teoretické těsnící plochy:

$$d_{G1}^S = 584 \text{ mm}$$

Vnější průměr sekundární stykové teoretické těsnící plochy:

$$d_{G2}^S = 596 \text{ mm}$$

Průměr primárního těsnění:

$$d_{Gt}^S = 590 \text{ mm}$$

Teoretická (radiální) šířka těsnění:

$$b_{Gt}' = 6 \text{ mm}$$

Zaoblení průřezu těsnění:

$$r_2 = 3 \text{ mm}$$

Radiální úhel sklonu těsnící plochy:

$$\varphi_G = \frac{\pi}{3} \text{ rad}$$

Výpočtová tloušťka těsnění odečtená z Obr. 26:

$$e_G' = 4 \text{ mm}$$

### 6.1.4 Účinné rozměry těsnění

Teoretická šířka primárního těsnění:

$$b_{Gt}^P = \frac{d_{G2}^P - d_{G1}^P}{2} = \frac{546 - 534}{2} = 6 \text{ mm}$$

Účinný průměr primárního těsnění:

$$d_{Ge}^P = d_{Gt}^P = \frac{d_{G2}^P + d_{G1}^P}{2} = \frac{546 + 534}{2} = 540 \text{ mm}$$

Teoretická šířka sekundárního těsnění:

$$b_{Gt}^S = \frac{d_{G2}^S - d_{G1}^S}{2} = \frac{596 - 584}{2} = 6 \text{ mm}$$

Účinný průměr sekundárního těsnění:

$$d_{Ge}^S = d_{Gt}^S = \frac{d_{G2}^S + d_{G1}^S}{2} = \frac{596 + 584}{2} = 590 \text{ mm}$$

Účinný průměr primárního a sekundárního těsnění (Obr. 26)<sup>29</sup>:

$$b_{Ge}' = b_{Ge}^P = b_{Ge}^S = b_G' = 3,63 \text{ mm}$$

<sup>29</sup> viz kapitola 6.1.1 Tlaková napětí na těsnění

Teoretická těsnění plocha:  $A_{Gt}' = \pi \cdot (d_{Gt}^P \cdot b_{Gt}^P + d_{Gt}^S \cdot b_{Gt}^S) = \pi \cdot (540 \cdot 6 + 590 \cdot 6) = 21300 \text{ mm}^2$

Účinná těsnění plocha:  $A_{Ge}' = \pi \cdot (d_{Ge}^P \cdot b_{Ge}^P + d_{Ge}^S \cdot b_{Ge}^S) = \pi \cdot (540 \cdot 3,63 + 590 \cdot 3,63) = 12886 \text{ mm}^2$

Účinný průměr těsnění (uvažovaný pro určení ramene sil):

$$d_{Ge}' = \frac{d_{Ge}^P + d_{Ge}^S}{2} = \frac{540 + 590}{2} = 565 \text{ mm}$$

Rameno síly vyvozované svorníky:

$$h_{G0}' = \frac{d_{3e} - d_{Ge}'}{2} = \frac{670,6 - 565}{2} = 52,8 \text{ mm}$$

Osový modul pružnosti těsnění:  $X_G' = \frac{e_G'}{A_{Gt}'} \cdot \frac{b_{Gt}' + \frac{e_G'}{2}}{b_{Ge}' + \frac{e_G'}{2}} = \frac{4}{213000} \cdot \frac{6 + \frac{4}{2}}{3,63 + \frac{4}{2}} = 26,7 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^{-1}$

## 6.2 Výpočtové parametry

V této kapitole jsou určeny pouze ty parametry přírub, jejichž hodnoty jsou pro niklové těsnění odlišné od hodnot pro případ těsnění s expandovaným grafitem určených v kapitole 4.4 *Výpočtové parametry*. Parametry svorníků zůstávají pro oba uvažované typy těsnění totožné a jsou určeny v kapitole 4.4.5 *Parametry svorníků*.

### 6.2.1 Ramena momentů

#### ▪ Horní příruba (zaslepovací příruba)

$$e_p' = 0$$

$$h_p' = \frac{(d_{Ge}' - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Ge}' + d_E) + 2 \cdot e_p'^2 \cdot d_F}{6 d_{Ge}'^2} = \frac{(565 - 534)^2 \cdot (2 \cdot 565 + 534) + 2 \cdot 0^2 \cdot 661,5}{6 \cdot 565^2} = 0,83 \text{ mm}$$

$$h_G' = \frac{d_{3e} - d_{Ge}'}{2} = \frac{670,6 - 565}{2} = 52,8 \text{ mm}$$

$$h_H' = h_H = 68,3 \text{ mm}$$

$$h_L' = h_L = 0$$

#### ▪ Dolní příruba (příruba s krkem)

$$\tilde{e}_p' = \tilde{e}_p = \tilde{e}_F = 181 \text{ mm}$$

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

$$= \frac{(565 - 534)^2 \cdot (2 \cdot 565 + 534) + 2 \cdot 181^2 \cdot 661,5}{6 \cdot 565^2} = 136,2 \text{ mm}$$

$$\tilde{h}_G' = \frac{\tilde{d}_{3e} - \tilde{d}_{Ge}'}{2} = \frac{670,6 - 565}{2} = 52,8 \text{ mm}$$

$$\tilde{h}_H' = \tilde{h}_H = 21,5 \text{ mm}$$

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

## 6.2.2 Elastické parametry příruby

### ▪ Horní příruba (zaslepovací příruba)

Točivý modul pružnosti příruby:

$$Z_F' = Z_F = 2,26 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}$$

$$Z_L' = Z_L = 0$$

### ▪ Dolní příruba (příruba s krkem)

$$\begin{aligned} \tilde{h}_Q &= \left[ \tilde{h}_S \cdot k_Q + \tilde{h}_T \left( 2 \cdot \tilde{d}_F \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{d}_E^2} - 0,5 \tan \varphi_S \right) \right] \cdot \left( \frac{\tilde{d}_E}{\tilde{d}_{Ge}'} \right)^2 = \\ &= \left[ 86,6 \cdot 0,85 + 18,9 \left( 2 \cdot 645 \text{ mm} \cdot \frac{181}{(627,7)^2} - 0,5 \tan 0 \right) \right] \cdot \left( \frac{627,7}{565} \right)^2 = 105 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\tilde{Z}_F' = \tilde{Z}_F = 1,06 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3}$$

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

## 6.3 Vnitřní síly (ve spoji)

### 6.3.1 Zatížení

#### ▪ Montážní stav (I = 0):

Osová síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q0}' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^{\prime 2} \cdot P_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (565)^2 \cdot 0 = 0 \text{ N}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením (zanedbáváme):  $F_{R0} = 0 \text{ N}$

#### ▪ Nominální stav (I = 1):

Síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q1}' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^{\prime 2} \cdot P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (565)^2 \cdot 15,5 = 3550 \text{ kN}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:  $F_{R1}' = 0 \text{ N}$

#### ▪ Těsnostní zkouška (I = 2):

Síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q2}' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^{\prime 2} \cdot P_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (565)^2 \cdot 17,6 = 4031 \text{ kN}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:  $F_{R2}' = 0 \text{ N}$

#### ▪ Pevnostní zkouška (I = 2):

Síla vyvolaná vnitřním přetlakem tekutiny:  $F_{Q3}' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^{\prime 2} \cdot P_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (565)^2 \cdot 19,6 = 4489 \text{ kN}$

Síla vyvolaná vnějším zatížením:  $F_{R3}' = 0 \text{ N}$

### 6.3.2 Teplotní zatížení

Tloušťka příruby na průměru  $d_{Ge}$  ovlivněná teplotní roztažností:  $e_{Ft} = 173 \text{ mm}$

Tloušťka listu druhé příruby ovlivněná teplotní roztažností:  $\tilde{e}_{Ft} = 0 \text{ mm}$

Tloušťka podložky ke středu dosedací plochy matice:  $e_{Pl} = 20 \text{ mm}$

Tloušťka sevřeného spojení:  $l_B' = e_{Ft} + \tilde{e}_{Ft} + e_{G'} + e_{Pl} = 173 + 0 + 4 + 20 = 197 \text{ mm}$

Osová teplotní roztažnost proti montážnímu stavu při **nominálním stavu (I = 1)**:

$$\begin{aligned}\Delta U_1' &= l_B' \cdot \alpha_{B1} \cdot (T_{B1} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{F1} \cdot (T_{F1} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \cdot \tilde{\alpha}_{F1} \cdot (\tilde{T}_{F1} - T_0) - \\ &- e_G' \cdot \alpha_{G1} \cdot (T_{G1} - T_0) - e_{Pl} \cdot \alpha_{Pl1} \cdot (T_{Pl1} - T_0) = \\ &= 197 \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - 173 \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - 0 \cdot 13,4 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - \\ &- 4 \cdot 17,6 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) - 20 \cdot 17,6 \cdot 10^{-6} \cdot (322 - 20) = -0,0395 \text{ mm}\end{aligned}$$

Osová teplotní roztažnost proti montážnímu stavu při **zkoušce těsnosti (I = 2)**:

$$\begin{aligned}\Delta U_2' &= l_B' \cdot \alpha_{B2} \cdot (T_{B2} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{F2} \cdot (T_{F2} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \cdot \tilde{\alpha}_{F2} \cdot (\tilde{T}_{F2} - T_0) - \\ &- e_G' \cdot \alpha_{G2} \cdot (T_{G2} - T_0) - e_{Pl} \cdot \alpha_{Pl2} \cdot (T_{Pl2} - T_0) = \\ &= 197 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 173 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 0 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - \\ &- 4 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 20 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) = -0,0028 \text{ mm}\end{aligned}$$

Osová teplotní roztažnost proti montážnímu stavu při **zkoušce pevnosti (I = 3)**:

$$\begin{aligned}\Delta U_3' &= l_B' \cdot \alpha_{B3} \cdot (T_{B3} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{F3} \cdot (T_{F3} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \cdot \tilde{\alpha}_{F3} \cdot (\tilde{T}_{F3} - T_0) - \\ &- e_G' \cdot \alpha_{G3} \cdot (T_{G3} - T_0) - e_{Pl} \cdot \alpha_{Pl3} \cdot (T_{Pl3} - T_0) = \\ &= 197 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 173 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 0 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - \\ &- 4 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) - 20 \cdot 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 20) = -0,0028 \text{ mm}\end{aligned}$$

### 6.3.3 Poddajnost spoje

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

#### ▪ Montážní stav (I = 0):

$$\begin{aligned}Y_{G0}' &= Z_F' \cdot \frac{h_G'^2}{E_{F0}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G'^2}{\tilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}} + \frac{X_G'}{E_{G0}'} = \\ &= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{210000} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{210000} + \frac{0,005}{215000} + \frac{26,7 \cdot 10^{-5}}{221000} = 2,9 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}\end{aligned}$$

#### ▪ Nominální stav (I = 1):

$$\begin{aligned}Y_{G1}' &= Z_F' \cdot \frac{h_G'^2}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G'^2}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} + \frac{X_G'}{E_{G1}'} = \\ &= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{190000} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{190000} + \frac{0,005}{195000} + \frac{26,7 \cdot 10^{-5}}{198000} = 3,2 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}\end{aligned}$$

#### ▪ Těsnostní zkouška (I = 2):

$$\begin{aligned}Y_{G2}' &= Z_F' \cdot \frac{h_G'^2}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F \cdot \frac{\tilde{h}_G'^2}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} + \frac{X_G'}{E_{G2}'} = \\ &= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{203500} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{203500} + \frac{0,005}{208500} + \frac{26,7 \cdot 10^{-5}}{213500} = 3,0 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}\end{aligned}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I = 3):**

$$Y_{G3}' = Z_F' \cdot \frac{h_G'^2}{E_{F3}} + \tilde{Z}_F' \cdot \frac{\tilde{h}_G'^2}{\tilde{E}_{F3}} + \frac{X_B}{E_{B3}} + \frac{X_{G3}'}{E_{G3}'} =$$

$$= 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{203500} + 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{52,8^2}{203500} + \frac{0,005}{208500} + \frac{26,7 \cdot 10^{-5}}{213500} = 2,0 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

Osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k tlakové síle tekutiny  $F_Q'$ :

▪ **Montážní stav (I = 0):**

Parametr  $Y_{Q0}'$  se v tomto stavu nevyhodnocuje, protože je vnitřní přetlak tekutiny roven 0.

▪ **Nominální stav (I = 1):**

$$Y_{Q1}' = Z_F' \cdot h_G' \cdot \frac{h_H' - h_P' + h_Q'}{E_{F1}} + \tilde{Z}_F' \cdot \tilde{h}_G' \cdot \frac{\tilde{h}_H' - \tilde{h}_P' + \tilde{h}_Q'}{\tilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} = 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot 52,8 \cdot \frac{68,3 - 0,8 + 59,6}{190000} +$$

$$+ 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot 52,8 \cdot \frac{21,5 - 136,2 + 104,7}{190000} + \frac{0,005}{195000} = 3,35 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

▪ **Těsnostní zkouška (I=2):**

$$Y_{Q2}' = Z_F' \cdot h_G' \cdot \frac{h_H' - h_P' + h_Q'}{E_{F2}} + \tilde{Z}_F' \cdot \tilde{h}_G' \cdot \frac{\tilde{h}_H' - \tilde{h}_P' + \tilde{h}_Q'}{\tilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} = 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot 52,8 \cdot \frac{68,3 - 0,8 + 59,6}{203500} +$$

$$+ 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot 52,8 \cdot \frac{21,5 - 136,2 + 104,7}{203500} + \frac{0,005}{208500} = 3,13 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

▪ **Pevnostní zkouška (I=2):**

$$Y_{Q3}' = Z_F' \cdot h_G' \cdot \frac{h_H' - h_P' + h_Q'}{E_{F3}} + \tilde{Z}_F' \cdot \tilde{h}_G' \cdot \frac{\tilde{h}_H' - \tilde{h}_P' + \tilde{h}_Q'}{\tilde{E}_{F3}} + \frac{X_B}{E_{B3}} = 2,26 \cdot 10^{-7} \cdot 52,8 \cdot \frac{68,3 - 0,8 + 59,6}{203500} +$$

$$+ 1,06 \cdot 10^{-7} \cdot 52,8 \cdot \frac{21,5 - 136,2 + 104,7}{203500} + \frac{0,005}{208500} = 3,13 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

Vnější zatížení není uvažováno v žádném zatěžovacím stavu, proto se parametr  $Y_{Rl}'$ , tedy osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztažená k vnějšímu přidavnému zatížení, nevyhodnocuje.

### 6.3.4 Minimální těsnící síly

Určení požadovaných utahovacích tlaků  $Q'$  pro niklové těsnění se podrobně věnuje kapitola 6.1.1 *Tlaková napětí na těsnění*.

▪ **Montážní stav (I = 0):**

Minimální těsnící síla:  $F_{G0\min}' = A_{Ge}' \cdot Q_A' = 12886 \cdot 730 = 9407 \text{ kN}$

Ve stavech následujících po montáži pro potřebnou těsnící sílu  $F_{G\min}'$  platí:

▪ **Nominální stav (I = 1):**  $F_{G1\min}' = A_{Ge}' \cdot Q_{S\min(L)}' = 12886 \cdot 50 = 644 \text{ kN}$

▪ **Těsnostní zkouška (I = 2):**  $F_{G2\min}' = A_{Ge}' \cdot Q_{S\min(L)}' = 12886 \cdot 50 = 644 \text{ kN}$

▪ **Pevnostní zkouška (I = 3):**  $F_{G3\min}' = A_{Ge}' \cdot Q_{S\min(L)}' = 12886 \cdot 50 = 644 \text{ kN}$

### 6.3.5 Vnitřní síly při montážním stavu

#### Požadované síly:

Aby těsnící síla v následných stavech nikdy nebyla menší než příslušná hodnota  $F_{G\min}'$ , musí být velikost těsnící síly při montáži minimálně:

$$F_{G\Delta}' = \max_{\text{všechna } l \neq 0} \left\{ \frac{F_{G\min}' \cdot Y_{G1}' + [F_{Q1}' \cdot Y_{Q1}' + (F_{R1} \cdot Y_{R1} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_1']}{Y_{G0}' P_{QR}} \right\}$$

- **Nominální stav (l = 1):**

$$F_{G\Delta 1}' = \frac{F_{G1\min}' \cdot Y_{G1}' + [F_{Q1}' \cdot Y_{Q1}' + (0) + \Delta U_1']}{Y_{G0}' P_{QR}}$$

$$= \frac{644 \cdot 10^3 \cdot 3,2 \cdot 10^{-8} + [3550 \cdot 10^3 \cdot 3,3 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0495]}{2,9 \cdot 10^{-8} \cdot 1} = 3445 \text{ kN}$$
- **Těsnostní zkouška (l = 2):**

$$F_{G\Delta 2}' = \frac{F_{G2\min}' \cdot Y_{G2}' + [F_{Q2}' \cdot Y_{Q2}' + (0) + \Delta U_2']}{Y_{G0}' P_{QR}}$$

$$= \frac{644 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^{-8} + [4031 \cdot 10^3 \cdot 3,1 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0028]}{2,9 \cdot 10^{-8} \cdot 1} = 4915 \text{ kN}$$
- **Pevnostní zkouška (l = 3):**

$$F_{G\Delta 3}' = \frac{F_{G3\min}' \cdot Y_{G3}' + [F_{Q3}' \cdot Y_{Q3}' + (0) + \Delta U_3']}{Y_{G0}' P_{QR}}$$

$$= \frac{644 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^{-8} + [4489 \cdot 10^3 \cdot 3,1 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0028]}{2,9 \cdot 10^{-8} \cdot 1} = 5410 \text{ kN}$$

$F_{G\Delta}'$  se určí následovně:  $F_{G\Delta 3}' > F_{G\Delta 2}' > F_{G\Delta 1}' \Rightarrow F_{G\Delta}' = F_{G\Delta 3}' = 5410 \text{ kN}$

Potřebná těsnící síla (s ohledem též na požadavky pro montáž těsnění) a odpovídající síla ve šroubech:

$$F_{G0}' = F_{G0\text{req}}' = \max \{F_{G0\min}'; F_{G\Delta}'\} = \max \{9407 \cdot 10^3; 5410 \cdot 10^3\} = 9407 \text{ kN}$$

$$F_{B0\text{req}}' = F_{G0\text{req}}' + F_{R0} = 9407 \cdot 10^3 + 0 = 9407 \text{ kN}$$

#### Ohled na rozptyl sil ve svornících při montáži:

Rozptyl při utahování vztažený na jeden svorník pro utahování hydraulickým utahovákem s měřením prodloužení šroubů (příloha C [13]):

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

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

Rozptyl při utahování (vztažený na všechny svorníky):

$$\text{Nad jmenovitou hodnotou: } \varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,15 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{20}}}{4} = 0,0627$$

$$\text{Pod jmenovitou hodnotou: } \varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,15 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{20}}}{4} = 0,0627$$

Jmenovitá síla ve svornících při montáži pro stanovení utahovacích parametrů:

$$F_{B0nom}' = \frac{F_{B0reg}'}{1 - \varepsilon_-} = \frac{9407 \cdot 10^3}{1 - 0,0627} = 10036kN$$

Síly pro výpočet meze zatížení je:

$$F_{B0max}' = F_{B0nom}' \cdot (1 + \varepsilon_+) = 10036 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,0627) = 10665kN$$

$$F_{G0max}' = F_{B0max}' - F_{R0}' = 10665 \cdot 10^3 - 0 = 10665kN$$

### 6.3.6 Vnitřní síly v následných stavech

$$F_{G0d}' = \max \left\{ F_{G\Delta}'; \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0max}' - F_{R0}' \right\} = \max \left\{ 5410 \cdot 10^3; \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{10}{20} \right) \cdot 10665 \cdot 10^3 - 0 \right\}$$

$$F_{G0d}' = 5410kN$$

Následná těsnící síla a síla ve svornících pro výpočet mezního zatížení:

#### ▪ Nominální stav (I = 1):

$$F_{G1}' = \frac{F_{G0d}' \cdot Y_{G0}' \cdot P_{QR} + [F_{Q1}' \cdot Y_{Q1}' + (F_{R1}' \cdot Y_{R1}' - F_{R0}' \cdot Y_{R0}') + \Delta U_1']}{Y_{G1}'} =$$

$$= \frac{5410 \cdot 10^3 \cdot 2,9 \cdot 10^{-8} \cdot 1 + [3550 \cdot 10^3 \cdot 3,35 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0395]}{3,2 \cdot 10^{-8}} = 2424kN$$

$$F_{B1}' = F_{G1}' + (F_{Q1}' + F_{R1}') = 2424 \cdot 10^3 + (3550 \cdot 10^3 + 0) = 5974kN$$

#### ▪ Těsnostní zkouška (I = 2):

$$F_{G2}' = \frac{F_{G0d}' \cdot Y_{G0}' \cdot P_{QR} + [F_{Q2}' \cdot Y_{Q2}' + (F_{R2}' \cdot Y_{R2}' - F_{R0}' \cdot Y_{R0}') + \Delta U_2']}{Y_{G2}'} =$$

$$= \frac{5410 \cdot 10^3 \cdot 2,9 \cdot 10^{-8} \cdot 1 + [4031 \cdot 10^3 \cdot 3,13 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0028]}{3 \cdot 10^{-8}} = 1123kN$$

$$F_{B2}' = F_{G2}' + (F_{Q2}' + F_{R2}') = 1123 \cdot 10^3 + (4031 \cdot 10^3 + 0) = 5154kN$$

#### ▪ Pevnostní zkouška (I = 3):

$$F_{G3}' = \frac{F_{G0d}' \cdot Y_{G0}' \cdot P_{QR} + [F_{Q3}' \cdot Y_{Q3}' + (F_{R3}' \cdot Y_{R3}' - F_{R0}' \cdot Y_{R0}') + \Delta U_3']}{Y_{G3}'} =$$

$$= \frac{5410 \cdot 10^3 \cdot 2,9 \cdot 10^{-8} \cdot 1 + [4489 \cdot 10^3 \cdot 3,13 \cdot 10^{-8} + (0) - 0,0028]}{3 \cdot 10^{-8}} = 644kN$$

$$F_{B3}' = F_{G3}' + (F_{Q3}' + F_{R3}') = 644 \cdot 10^3 + (4489 \cdot 10^3 + 0) = 5133kN$$

## 6.4 Kontrola dovolených zatížení

Stejně jako v předchozí části jsou zde znovu definovány a vypočteny především ty parametry, které jsou pro původní konfiguraci spoje rozdílné od konfigurace s těsněním s expandovaným grafitem. V opačném případě jsou zachovány hodnoty vypočtené v kapitole 4.

### 6.4.1 Stupeň využití únosnosti svorníků

Jmenovitá výpočtová napětí pro svorníky jsou stanovena v kapitole 4.6.1 následovně:

$$f_{B0} = \min \left\{ \frac{R_{m(20^\circ\text{C})}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(20^\circ\text{C})}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{657}{2,6}; \frac{490}{1,5} \right\} = \min \{253; 327\} = 253 \text{ MPa}$$

$$f_{B1} = \min \left\{ \frac{R_{m(322^\circ\text{C})}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(322^\circ\text{C})}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{559}{2,6}; \frac{343}{1,5} \right\} = \min \{215; 229\} = 215 \text{ MPa}$$

$$f_{B2} = f_{B3} = \min \left\{ \frac{R_{m(120^\circ\text{C})}}{2,6}; \frac{R_{p0,2(120^\circ\text{C})}}{1,5} \right\} = \min \left\{ \frac{620}{2,6}; \frac{460}{1,5} \right\} = \min \{239; 307\} = 239 \text{ MPa}$$

Stupeň využití únosnosti svorníků v jednotlivých stavech:

- **Montážní stav (I = 0):**  $\Phi_{B0}' = \frac{1}{f_{B0}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B0\max}'}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{253} \cdot \sqrt{\left(\frac{10665 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,92$
- **Nominální stav (I = 1):**  $\Phi_{B1}' = \frac{1}{f_{B1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B1}'}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{215} \cdot \sqrt{\left(\frac{5974 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,61$
- **Těsnostní zkouška (I = 2):**  $\Phi_{B2}' = \frac{1}{f_{B2}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B2}'}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{239} \cdot \sqrt{\left(\frac{5154 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,47$
- **Pevnostní zkouška (I = 3):**  $\Phi_{B3}' = \frac{1}{f_{B3}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B3}'}{A_B}\right)^2} = \frac{1}{239} \cdot \sqrt{\left(\frac{5133 \cdot 10^3}{45700}\right)^2} = 0,47$

Stupeň využití únosnosti svorníků je ve všech stavech  $\leq 1$ . Zatížení svorníků tedy leží v povolených mezích.

### 6.4.2 Stupeň využití únosnosti těsnění

Stupeň využití únosnosti těsnění v jednotlivých stavech:

- **Montážní stav (I = 0):**  $\Phi_{G0}' = \frac{F_{G0\max}'}{A_{Gt}' \cdot Q_{\max}'} = \frac{10665 \cdot 10^3}{21300 \cdot 600} = 0,83$
- **Nominální stav (I = 1):**  $\Phi_{G1}' = \frac{F_{G1}'}{A_{Gt}' \cdot Q_{\max}'} = \frac{2424 \cdot 10^3}{21300 \cdot 600} = 0,19$
- **Těsnostní zkouška (I = 2):**  $\Phi_{G2}' = \frac{F_{G2}'}{A_{Gt}' \cdot Q_{\max}'} = \frac{1123 \cdot 10^3}{21300 \cdot 600} = 0,09$
- **Pevnostní zkouška (I = 3):**  $\Phi_{G3}' = \frac{F_{G3}'}{A_{Gt}' \cdot Q_{\max}'} = \frac{644 \cdot 10^3}{21300 \cdot 600} = 0,05$

Stupeň využití únosnosti těsnění je ve všech stavech  $\leq 1$ . Zatížení těsnění tedy leží v povolených mezích.



### 6.4.3 Stupeň využití únosnosti víka

Postup výpočtu stupně využití únosnosti horní příruby je podrobně popsán v kapitole 4.6.3.

Hodnoty výpočtových napětí pro horní přírubu:

$$f_{E0} = f_{S0} = f_{F0} = 208 \text{ MPa}$$

$$f_{E1} = f_{S1} = f_{F1} = 186 \text{ MPa}$$

$$f_{E2} = f_{S2} = f_{F2} = f_{E3} = f_{S3} = f_{F3} = 196 \text{ MPa}$$

Modul průřezu horní příruby (pro jednotlivé stavy):

$$\begin{aligned} W_{F0} &= \frac{\pi}{4} \cdot f_{F0} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot 208 \cdot [2 \cdot 75,4 \cdot 167^2 + 534 \cdot (1 - 0) \cdot 173^2] = 3293 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{F1} &= \frac{\pi}{4} \cdot f_{F1} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot 189 \cdot [2 \cdot 75,4 \cdot 167^2 + 534 \cdot (1 - 0) \cdot 173^2] = 2994 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{F2} = W_{F3} &= \frac{\pi}{4} \cdot f_{F1} \cdot [2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot 196 \cdot [2 \cdot 75,4 \cdot 167^2 + 534 \cdot (1 - 0) \cdot 173^2] = 3110 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti horní příruby:

- **Montážní stav (I = 0):**

$$\Phi_{F0}' = \frac{\left| F_{B0\max} \cdot h_G' + F_{Q0} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}'}{6} \right|}{W_{F0}} = \frac{\left| 10665 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 0 \cdot (1 - 0^3) \cdot \frac{565}{6} \right|}{3293 \cdot 10^6} = 0,17$$

- **Nominální stav (I = 1):**

$$\Phi_{F1}' = \frac{\left| F_{B1} \cdot h_G' + F_{Q1} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}'}{6} \right|}{W_{F1}} = \frac{\left| 5974 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 3550 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0^3) \cdot \frac{565}{6} \right|}{2994 \cdot 10^6} = 0,22$$

- **Těsnostní zkouška (I = 2):**

$$\Phi_{F2}' = \frac{\left| F_{B2} \cdot h_G' + F_{Q2} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}'}{6} \right|}{W_{F2}} = \frac{\left| 5154 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 4031 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0^3) \cdot \frac{565}{6} \right|}{3110 \cdot 10^6} = 0,21$$

- **Pevnostní zkouška (I = 3):**

$$\Phi_{F3}' = \frac{\left| F_{B3} \cdot h_G' + F_{Q3} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}'}{6} \right|}{W_{F3}} = \frac{\left| 5133 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 4489 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0^3) \cdot \frac{565}{6} \right|}{3110 \cdot 10^6} = 0,22$$

Stupeň využití únosnosti horní příruby je ve všech stavech  $\leq 1$ . Zatížení víka tedy leží v povolených mezích.

#### 6.4.4 Stupeň využití únosnosti příruby kolektoru

Postup výpočtu stupně využití únosnosti dolní příruby je podrobně popsán v kapitole 4.6.4. Hodnoty výpočtových napětí pro dolní přírubu jsou totožné s hodnotami výpočtových napětí určených pro horní přírubu:

$$\begin{aligned}f_{E0} &= f_{S0} = f_{F0} = 208 \text{ MPa} \\f_{E1} &= f_{S1} = f_{F1} = 186 \text{ MPa} \\f_{E2} &= f_{S2} = f_{F2} = f_{E3} = f_{S3} = f_{F3} = 196 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny pro výpočet mezního zatížení:  $e_D = 143 \text{ mm}$   
Pro všechny stavy dále platí:  $\delta_R = 0$

▪ **Montážní stav ( $I = 0$ ):**

Pomocný parametr:  $\delta_{Q0} = 0$   
Opravný součinitel  $c_M$ :  $c_{M;0} = 1,15$   
Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = +1$ :  $c_{S0(+1)} = 0,785$   
Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = -1$ :  $c_{S0(-1)} = 0,785$   
Koeficient pro orientaci momentu:

$$\begin{aligned}j_{M;0}' &= \text{sign} \left[ F_{G0\max}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q0}' (\tilde{h}_H' - \tilde{h}_P') + F_R \cdot \tilde{h}_H' \right] = \\&= \text{sign} \left[ 10665 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 0 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5 \right] = +1\end{aligned}$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\begin{aligned}\psi_{0;0} &= \psi_{(0,0,0)} = 0 \\ \psi_{\max;0} &= \psi_{(+1,+1,+1)} = 1,32 \\ \psi_{\min;0} &= \psi_{(-1,-1,+1)} = -1,32 \\ \psi_{opt;0}' &= j_{M;0}' \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = 1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = 1\end{aligned}$$

Pokud pro poměry radiálních sil platí:  $\psi_{0;0} \leq \psi_{opt;0}' < \psi_{\max;0}$  a  $j_{M;0}' = +1$ , pak z tabulky 2 uvedené v normě [13] vyplývá  $\psi_{Z;0}' = \psi_{opt;0}' = 1$  a  $k_{M;0}' = +1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\begin{aligned}\tilde{W}_{F0}' &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ f_{F0} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{opt;0}' \cdot \psi_{Z;0}' - \psi_{Z;0}'^2) + f_{E0} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;0} \cdot j_{M;0}' \cdot k_{M;0}' \right] = \\&= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ 208 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + 1 \cdot 1 - 1^2) + 208 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1 \right] = 5029 \cdot 10^6 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\tilde{\Phi}_{F0}' = \frac{\left| F_{G0\max}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q0}' (\tilde{h}_H' - \tilde{h}_P') + F_R \cdot \tilde{h}_H' \right|}{\tilde{W}_{F0}'} = \frac{\left| 10665 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 0 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5 \right|}{5029 \cdot 10^6} = 0,11$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě montážního stavu  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

▪ **Nominální stav (I = 1):**

Pomocný parametr:

$$\delta_{Q1} = 0,18$$

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$c_{M;1} = 1,14$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = +1$ :

$$c_{S1(+1)} = 0,677$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = -1$ :

$$c_{S1(-1)} = 0,889$$

Koeficient pro orientaci momentu:

$$\begin{aligned} j_{M;1}' &= \text{sign}[F_{G1}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q1}' (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P') + F_R \cdot \tilde{h}_H] = \\ &= \text{sign}[2424 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 3550 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5] = -1 \end{aligned}$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{0;1} = \psi_{(0,0,0)} = -0,21$$

$$\psi_{\max;1} = \psi_{(+1,+1,+1)} = 1,00$$

$$\psi_{\min;1} = \psi_{(-1,-1,+1)} = -1,6$$

$$\psi_{opt;1}' = j_{M;1}' \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = -1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = -1$$

Pokud pro poměry radiálních sil platí:  $\psi_{\min;1} \leq \psi_{opt;1}' < \psi_{0;1}$  a  $j_{M;1}' = -1$ , pak z tabulky 2 uvedené v normě [13] vyplývá  $\psi_{Z;1}' = \psi_{opt;1}' = -1$  a  $k_{M;1}' = -1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\begin{aligned} \tilde{W}_{F1}' &= \frac{\pi}{4} \cdot [f_{F1} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{opt;1}' \cdot \psi_{Z;1}' - \psi_{Z;1}'^2) + f_{E1} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;1} \cdot j_{M;1}' \cdot k_{M;1}'] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot [189 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + 189 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,14 \cdot (-1) \cdot (-1)] = 4539 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\tilde{\Phi}_{F1}' = \frac{|F_{G1}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q1}' (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P') + F_R \cdot \tilde{h}_H|}{\tilde{W}_{F1}'} = \frac{|2424 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 3550 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5|}{4539 \cdot 10^6} = 0,06$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě nominálního provozního stavu  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

▪ **Těsnostní zkouška (I = 2):**

Pomocný parametr:

$$\delta_{Q2} = 0,2$$

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$c_{M;2} = 1,13$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = +1$ :

$$c_{S2(+1)} = 0,667$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = -1$ :

$$c_{S2(-1)} = 0,898$$

Koeficient pro orientaci momentu:

$$\begin{aligned} j_{M;2}' &= \text{sign}[F_{G2}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q2}' (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P') + F_R \cdot \tilde{h}_H] = \\ &= \text{sign}[1123 \cdot 10^3 \cdot 58,2 + 4031 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5] = -1 \end{aligned}$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{0;2} = \psi_{(0,0,0)} = -0,23$$

$$\psi_{\max;2} = \psi_{(+1,+1,+1)} = 0,97$$

$$\psi_{\min;2} = \psi_{(-1,-1,+1)} = -1,63$$

$$\psi_{opt;2}' = j_{M;2}' \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = -1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = -1$$

Pokud pro poměry radiálních sil platí:  $\psi_{\min;2} \leq \psi_{opt;2}' < \psi_{0;2}$  a  $j_{M;2}' = -1$ , pak z tabulky 2 uvedené v normě [13] vyplývá:  $\psi_{Z;2}' = \psi_{opt;2}' = -1$  a  $k_{M;2}' = -1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\begin{aligned} \tilde{W}_{F2}' &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ f_{F2} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{opt;2}' \cdot \psi_{Z;2}' - \psi_{Z;2}'^2) + f_{E2} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;2} \cdot j_{M;2}' \cdot k_{M;2}' \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ 196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + 196 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,13 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 4708 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\Phi_{F2}' = \frac{|F_{G2}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q2}' \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P') + F_R \cdot h_H|}{\tilde{W}_{F2}'} = \frac{|1123 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 4031 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5|}{4708 \cdot 10^6} = 0,09$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě zkoušky těsnosti  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

#### ▪ Pevnostní zkouška (I = 3):

Pomocný parametr:

$$\delta_{Q3} = 0,22$$

Opravný součinitel  $c_M$ :

$$c_{M;3} = 1,13$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = +1$ :

$$c_{S3(+1)} = 0,653$$

Opravný součinitel  $c_s$  pro orientaci smykové síly  $j_s = -1$ :

$$c_{S3(-1)} = 0,911$$

Koeficient pro orientaci momentu:

$$\begin{aligned} j_{M;3}' &= \text{sign} \left[ F_{G3}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q3}' \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P') + F_R \cdot \tilde{h}_H \right] = \\ &= \text{sign} \left[ 644 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 4489 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5 \right] = -1 \end{aligned}$$

Poměry radiálních sil na přírubovém kroužku:

$$\psi_{0;3} = \psi_{(0,0,0)} = -0,26$$

$$\psi_{\max;3} = \psi_{(+1,+1,+1)} = 0,93$$

$$\psi_{\min;3} = \psi_{(-1,-1,+1)} = -1,66$$

$$\psi_{opt;3}' = j_{M;3}' \cdot \left( 2 \cdot \frac{\tilde{e}_P}{\tilde{e}_F} - 1 \right) = -1 \cdot \left( 2 \cdot \frac{181}{181} - 1 \right) = -1$$

Pro poměry radiálních sil  $\psi_{\min;3} \leq \psi_{opt;3}' < \psi_{0;3}$  a  $j_{M;3}' = -1$  vyplývá z tabulky 2 uvedené v normě [13]:  $\psi_{Z;3}' = \psi_{opt;3}' = -1$  a  $k_{M;3}' = -1$ .

Pak modul průřezu dolní příruby:

$$\begin{aligned}\tilde{W}_{F3}' &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ f_{F3} \cdot 2 \cdot \tilde{b}_F \cdot \tilde{e}_F^2 \cdot (1 + \psi_{opt;3} \cdot \psi_{Z;3}' - \psi_{Z;3}'^2) + f_{E3} \cdot \tilde{d}_E \cdot e_D^2 \cdot c_{M;3} \cdot j_{M;3} \cdot k_{M;3}' \right] = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left[ 196 \cdot 2 \cdot 121 \cdot 181^2 \cdot (1 + (-1) \cdot (-1) - (-1)^2) + 196 \cdot 628 \cdot 143^2 \cdot 1,13 \cdot (-1) \cdot (-1) \right] = 4698 \cdot 10^6 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

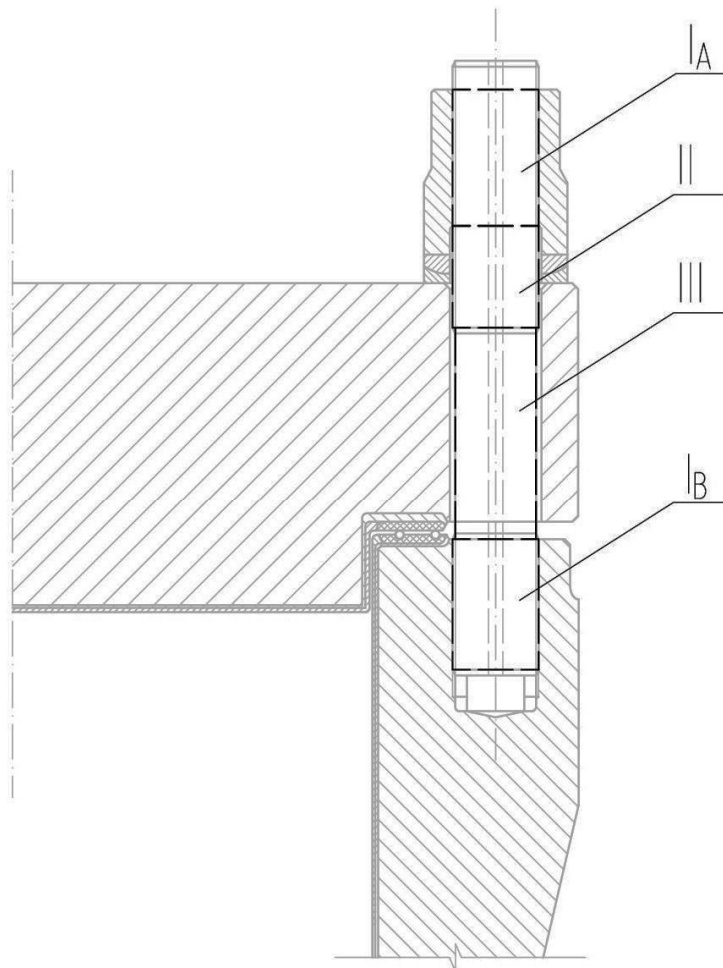
Stupeň využití únosnosti dolní příruby:

$$\tilde{\Phi}_{F3}' = \frac{|F_{G3}' \cdot \tilde{h}_G' + F_{Q3}' \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P') + F_R \cdot h_H|}{\tilde{W}_{F3}'} = \frac{|644 \cdot 10^3 \cdot 52,8 + 4489 \cdot 10^3 \cdot (21,5 - 136,2) + 0 \cdot 21,5|}{4698 \cdot 10^6} = 0,10$$

Stupeň využití únosnosti dolní příruby je v případě zkoušky pevnosti  $\leq 1$ . Zatížení příruby kolektoru tedy leží v povolených mezích.

## 6.5 Určení montážní síly z předepsaného prodloužení svorníků

Protože je pro původní konfiguraci spoje s niklovým těsněním známa předepsaná hodnota prodloužení svorníků při montáži, je v této části využita k určení skutečné požadované montážní síly. Její velikost je pak srovnána s velikostí montážní síly vypočtené v předchozí části kapitoly 6, čímž je ověřena správnost výpočtu a především parametrů těsnění stanovených v kapitole 6.1.



Obr. 8.: Schéma částí svorníku pro výpočet prodloužení

Označení částí svorníku (Obr. 29.) a veličin potřebných pro výpočet:

Závitová část svorníku ve styku se závitem (matice; dolní příruby)	$I_A; I_B$
Volná závitová část svorníku	$II$
Dřík svorníku	$III$
Délka části svorníku dané indexem před zatížením	$l_i$
Prodloužení části svorníku dané indexem	$\Delta l_i$
Celkové prodloužení svorníku (předepsané pro montáž)	$\Delta l_{nom} = 0,3mm$
Průřez části svorníku dané indexem	$A_{Bi}$
Modul pružnosti svorníku (při montážní teplotě)	$E_{B0} = 215000MPa$
Montážní síla na jeden svorník	$F_{B0}^B$
Skutečná montážní síla (určená z prodloužení svorníků)	$F_{B0nom}^{Skut.}$

Vztah mezi napětím ve svorníku vyvolaném působící silou a jeho poměrným prodloužením je

dán Hookovým zákonem:  $\sigma = E \cdot \varepsilon$ , kde  $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ .

Pro případ prodloužení svorníku montážní silou ho lze přepsat do tvaru:  $\frac{F_{B0}^B}{A_{Bi}} = E_{B0} \cdot \frac{\Delta l_i}{l_i}$ .

Protože platí, že celkové prodloužení  $\Delta l_{nom} = \sum_{i=I}^{III} \Delta l_i$ , lze pak montážní sílu působící na jeden

svorník vyjádřit vztahem:  $F_{B0}^B = \frac{\Delta l_{nom}}{\sum_{i=I}^{III} \frac{l_i}{E_{B0} \cdot A_{Bi}}}$

### 6.5.1 Délky a průřezy částí svorníku

- část I - závitová část svorníku ve styku

Délka svorníku vzhledem k jeho průměru není dostatečná, abychom mohli zanedbat část jeho délky, která je ve styku s vnitřním závitem. Pro výpočet prodloužení se uvažuje polovina této délky. [15]

Délka závitové části ve styku:  $l_I^{Skut} = l_{IA} + l_{IB} = 95 + 95 = 190mm$

Výpočtová délka závitové části ve styku:  $l_I = 0,5 \cdot 190 = 95mm$

Střední průměr závitu:  $d_{2I} = 56,32mm$

Průměr dutiny (pro měření prodloužení):  $d_{BD} = 10mm$

Průřez závitové části svorníku:  $A_{BI} = \frac{\pi \cdot (d_{2I}^2 - d_{BD}^2)}{2} = \frac{\pi \cdot (56,32^2 - 10^2)}{2} = 2413mm^2$

- část II - závitová část volná

Délka volné závitové části:  $l_{II} = 75mm$

Střední průměr závitu:  $d_{2II} = 56,32mm$

Průměr dutiny (pro měření prodloužení):  $d_{BD} = 10mm$

Průřez závitové části svorníku:

$$A_{BII} = \frac{\pi \cdot (d_{2II}^2 - d_{BD}^2)}{2} = \frac{\pi \cdot (56,32^2 - 10^2)}{2} = 2413mm^2$$

- část III - dřík

Délka dříku:

$$l_{III} = 140 \text{ mm}$$

Průměr dříku:

$$d_{2III} = 56,4 \text{ mm}$$

Průměr dutiny (pro měření prodloužení):

$$d_{BD} = 10 \text{ mm}$$

Průřez dříku:

$$A_{BIII} = \frac{\pi \cdot (d_{2III}^2 - d_{BD}^2)}{2} = \frac{\pi \cdot (56,4^2 - 10^2)}{2} = 2420 \text{ mm}^2$$

### 6.5.2 Nominální montážní utahovací síla

Ze známého předepsaného prodloužení svorníků při montáži  $\Delta l_{nom} = 0,3 \text{ mm}$  je síla na jeden svorník:

$$\begin{aligned} F_{B0}^B &= \frac{\Delta l_{nom}}{\frac{l_I}{E_{B0} \cdot A_{BI}} + \frac{l_{II}}{E_{B0} \cdot A_{BII}} + \frac{l_{III}}{E_{B0} \cdot A_{BIII}}} = \\ &= \frac{0,3}{\frac{95}{215 \cdot 10^3 \cdot 2413} + \frac{75}{215 \cdot 10^3 \cdot 2413} + \frac{140}{215 \cdot 10^3 \cdot 2420}} = 502,7 \text{ kN} \end{aligned}$$

Pak je skutečná předepsaná montážní síla vyvolaná všemi svorníky:

$$F_{B0nom}^{Skut.} = n_B \cdot F_{B0}^B = 20 \cdot 502,7 \cdot 10^3 = 10053 \text{ kN}$$

Montážní síla pro niklové těsnění vypočtená v kapitole 6.3 je:

$$F_{B0nom}' = 10036 \text{ kN}$$

Z porovnání obou sil je zřejmé, že se jejich hodnoty prakticky neliší. Můžeme tedy konstatovat, že parametry niklového těsnění zvolené v kapitole 6.1 (především velikost montážního tlaku a funkční šířka těsnění) jsou správné.

## 7 Srovnání původní a modifikované konfigurace přírubového spoje

V této kapitole je porovnávána původní konfigurace přírubového spoje víka kolektoru PG reaktoru VVER 1000 s utěsněním pomocí niklových kroužků s modifikovanou konfigurací spoje s použitím hřebenového těsnění s expandovaným grafitem. Porovnání je provedeno na základě výsledků výpočtů provedených pro oba spoje podle normy ČSN EN 1591-1+A1.<sup>30</sup>

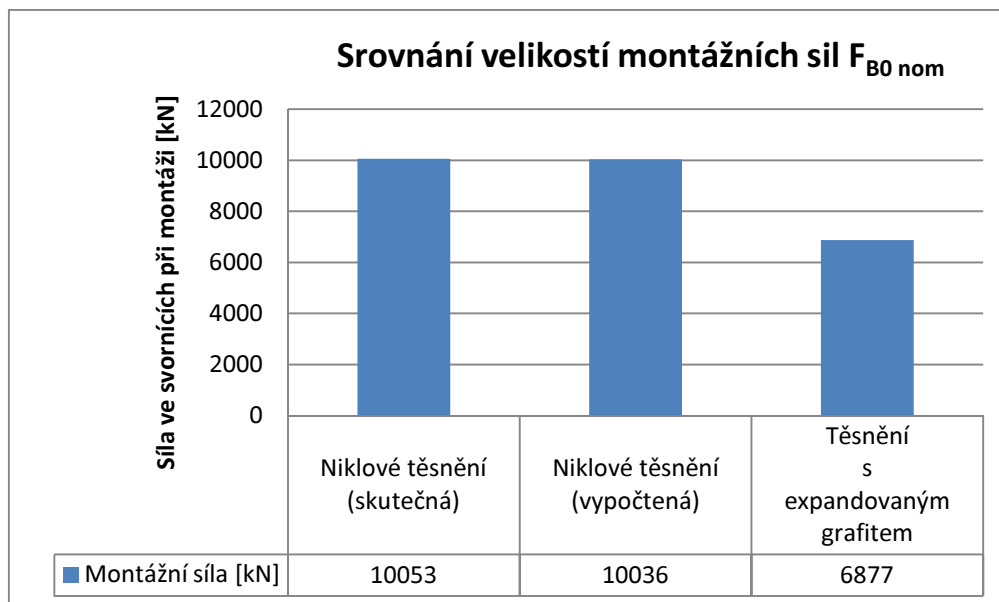
Výsledky jsou prezentovány pro všechny uvažované stacionární zatěžovací stavy<sup>31</sup>:

- **I = 0** Montážní stav ( $P_0 = 0$  MPa;  $T_0 = 20$  °C)
- **I = 1** Provozní stav ( $P_1 = 15,5$  MPa;  $T_1 = 322$  °C)
- **I = 2** Tlaková zkouška na těsnost ( $P_2 = 17,6$  MPa;  $T_2 = 120$  °C)
- **I = 3** Tlaková zkouška na pevnost ( $P_3 = 19,6$  MPa;  $T_3 = 120$  °C)

Pozornost je kladena především na porovnání sil vyvozených svorníky a jejich zatížení, dále na zatížení uvažovaných těsnění a namáhání přírub.

### 7.1 Montážní síly a zatížení svorníků

Nejzřejmější rozdíl mezi porovnávanými konfiguracemi je ve velikosti montážních sil, jak ukazuje graf č. 4. První sloupec grafu ukazuje skutečnou velikost montážní síly pro původní těsnění, která byla vypočtena na základě předepsaného prodloužení svorníků při montáži.<sup>32</sup> Tento údaj slouží pro srovnání s vypočtenou velikostí montážní síly pro původní těsnění. Jak vidno, hodnoty se prakticky shodují, čímž byla ověřena správnost výpočtu i některých vstupních veličin<sup>33</sup>.



Graf č. 4: Porovnání velikostí požadovaných montážních sil

<sup>30</sup> výpočty se zabývají příslušné kapitoly 4 a 6

<sup>31</sup> viz kapitola 4.1

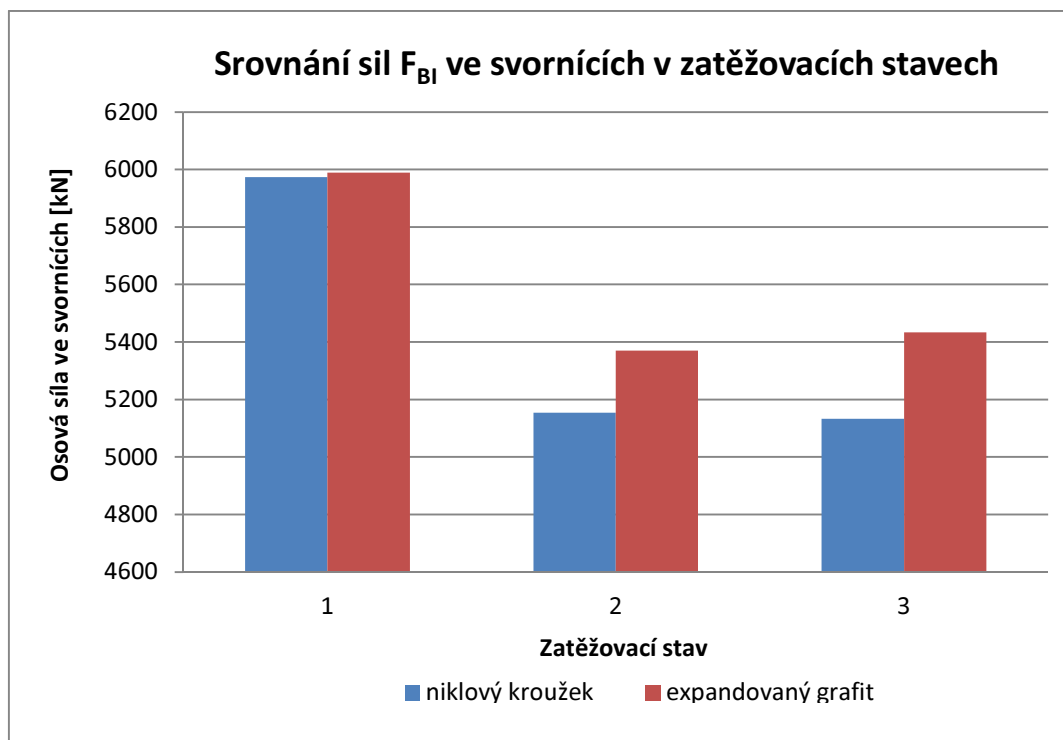
<sup>32</sup> viz kapitola 6.5

<sup>33</sup> stanovených v kapitole 6.1



Původní těsnění vyžaduje vyvození vysokých tlaků při montáži, aby došlo k dostatečnému přetvoření niklového těsnění kruhového průřezu do drážky spodní příruby. Montážní tlak vyžadovaný pro správnou funkčnost těsnění s expandovaným grafitem je několikanásobně nižší. Proto je také potřebná montážní síla pro novou konfiguraci spoje cca o 30% nižší. Takovéto snížení utahovacích sil bylo jedním z předpokládaných přínosů této modifikace, protože snižuje jak namáhání samotných svorníků, tak tlak v jejich závitových hnízdech, čímž přispívá k prodloužení životnosti dolní příruby, a tím pádem i životnosti celého závitového spoje.

Dalším výstupem výpočtů podle normy jsou vnitřní síly v následných stavech. Protože je norma navržena tak, že kontroluje přípustnost maximálně dovolených sil již v montážním stavu ( $I=0$ ), síly vypočtené v následujících stavech představují síly, které existují v libovolném stavu zatížení  $I \neq 0$  pro počáteční zatížení šroubů rovnající se minimální požadované síle  $F_{B0 \text{ req}}$ . Norma dále v části kontroly dovolených napětí ověřuje přípustnost těchto minimálních požadovaných sil v podmínkách jednotlivých stavů. [13]. Následující graf a tabulka (graf č. 5, tab. č. 5.) tedy porovnávají tyto vypočtené minimální požadované síly pro jednotlivé stavy.



Graf č. 5: Srovnání sil ve svornících pro výpočet mezního zatížení

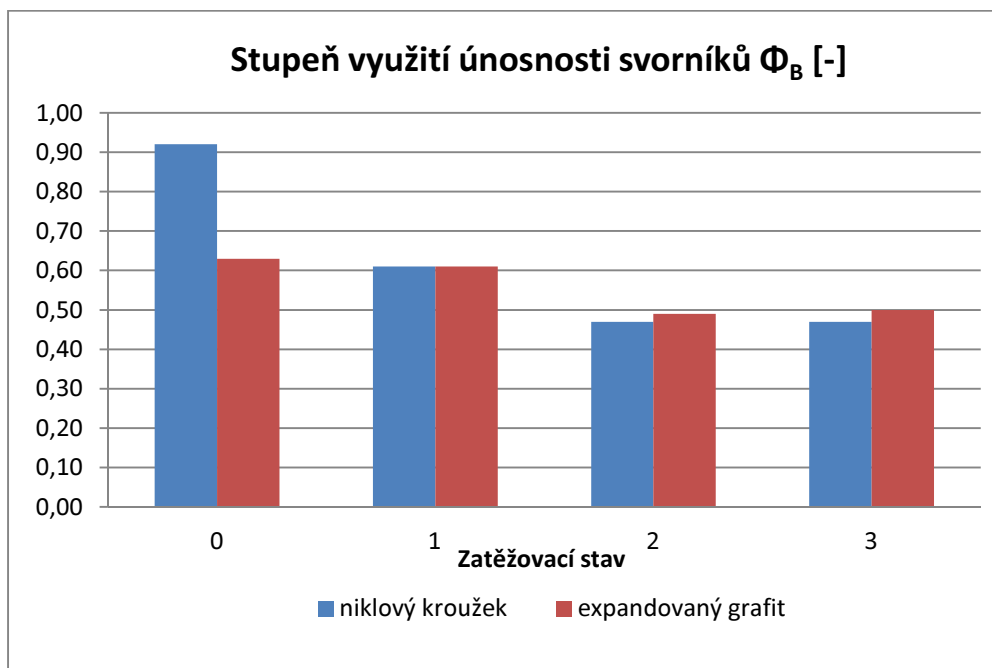
Síly ve svornících pro výpočet mezního zatížení $F_{BI}$		
Zatěžovací stav I	Původní konfigurace [kN]	Nová konfigurace [kN]
1	5974	5989
2	5154	5370
3	5133	5433

Tab. č. 5: Srovnání následných sil ve svornících pro výpočet mezního zatížení

Jak vidno síly ve svornících pro nominální stav jsou pro oba druhy těsnění srovnatelné, v případě stavů zkoušek (na těsnost a na pevnost) jsou dokonce síly pro případ těsnění s expandovaným grafitem o něco vyšší. Je to způsobeno jednak komplexní kombinací různých druhů působící zátěže a dalších faktorů (deformací příruby, rozdílného účinku vnitřního přetlaku, rozdílných teplotních dilatací pro každé uvažované těsnění, rozdílné

pružnosti těsnících materiálů apod.), ale především faktem, že i když je požadovaná hodnota minimálního tlaku po odlehčení v případě niklového těsnění ( $Q'_{Smin(L)} = 50 \text{ MPa}$ ) více než dvojnásobná oproti hodnotě požadované u podložek z expandovaného grafitu ( $Q_{Smin(L)} = 20 \text{ MPa}$ ), je předpokládána účinná plocha niklových kroužků výrazně menší než příložek z expandovaného grafitu. Tím pádem se minimální požadované síly do jisté míry vyrovnávají.

Dalším krokem normy je kontrola dovolených zatížení na základě určených sil, která se provádí výpočtem stupně využití únosnosti<sup>34</sup>. Stupeň využití únosnosti svorníků v jednotlivých stavech srovnává následující graf a tabulka (graf č. 6, tab. č. 6).



Graf č. 6: Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků

Stupeň využití únosnosti svorníků $\Phi_{BI}$		
Zatěžovací stav I	Původní konfigurace [-]	Nová konfigurace [-]
0	0,92	0,63
1	0,61	0,61
2	0,47	0,49
3	0,47	0,50

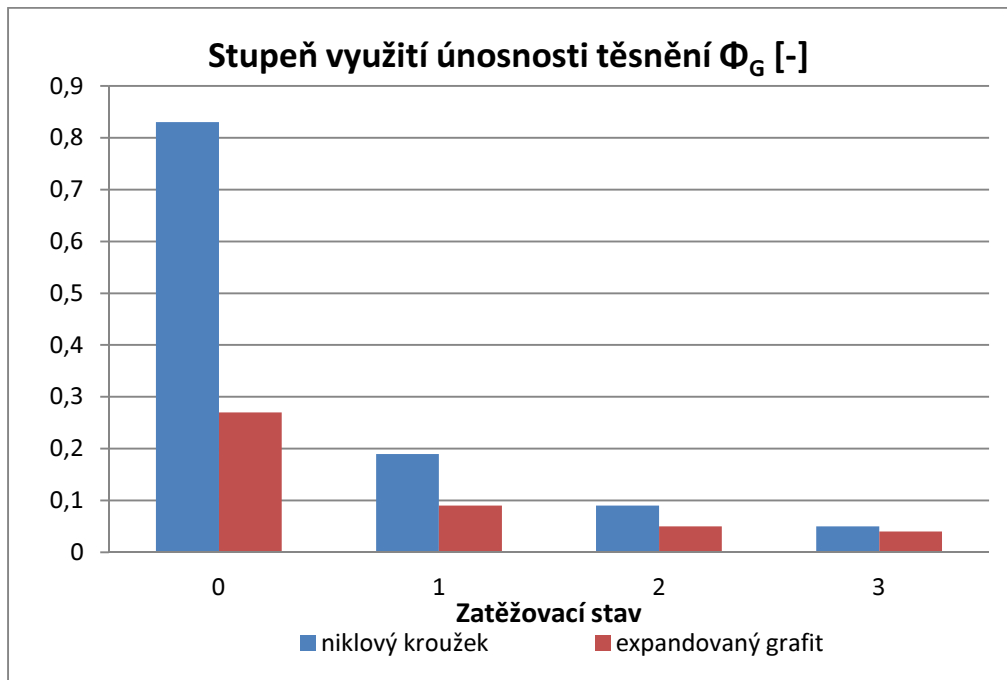
Tab. č. 6: Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků

Protože se materiál svorníků u obou konfigurací neliší, platí v případě tohoto srovnání totéž, co již bylo řečeno při srovnávání sil působících ve svornících. Navíc můžeme ještě dodat, že při kontrole přípustnosti maximálně dovolených napětí (při montážním stavu) je stupeň využití únosnosti svorníků v případě niklového těsnění využit téměř „naplno“. Výrazně menší stupeň využití únosnosti v případě hřebenového těsnění ukazuje na zvýšení bezpečnosti spoje, ačkoli při nejdůležitějším zatěžovacím stavu (tj. při nominálním provozu) jsou stupně využití únosnosti svorníků přibližně stejně velké.

<sup>34</sup> viz kapitoly 4.6 a 6.4

## 7.2 Zatížení těsnění

V otázce zatížení těsnění jsou výstupem z výpočtu podle normy stupně využití únosnosti pro oba druhy těsnění,<sup>35</sup> které jsou shrnuty níže (graf č. 7, tab. č. 7).



Graf č. 7: Srovnání stupně využití únosnosti těsnění v jednotlivých stavech

Stupeň využití únosnosti těsnění $\Phi_{Gt}$		
Zatěžovací stav I	Původní konfigurace [-]	Nová konfigurace [-]
0	0,83	0,27
1	0,19	0,09
2	0,09	0,05
3	0,05	0,04

Tab. č. 7: Srovnání stupně využití únosnosti těsnění v jednotlivých stavech

Uvedené stupně využití únosnosti nám dávají dobrou představu o průběhu namáhání při jednotlivých zatěžovacích stavech.<sup>36</sup> Sestupná tendence zatížení těsnění vyplývá ze zvyšující se hodnoty přetlaku uvnitř kolektoru při jednotlivých stavech, kdy je víko nadzdviháváno a tlak v těsnění tak klesá.

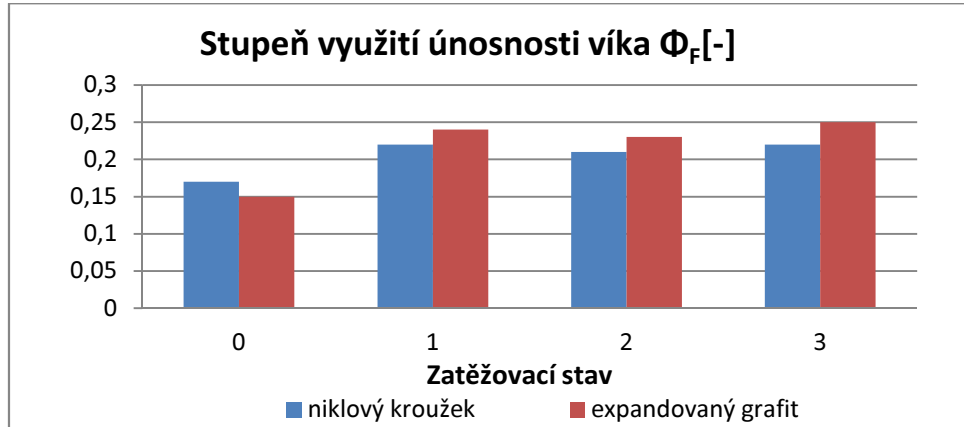
Stupeň využití únosnosti těsnění s expandovaným grafitem je v případě nominálního stavu poměrně nízký, což naznačuje vysokou životnost těsnění i při cyklickém namáhání. Naopak vysoký stupeň využití únosnosti niklového těsnění při montážním stavu je způsoben nutností podstatné deformace a přetvoření niklu pro zajištění funkčnosti spoje. To sebou přináší značné namáhání drážky, v jejichž koutech se v krajním případě mohou iniciovat trhliny.

<sup>35</sup> výpočtu se věnují kapitoly 4.6.2 a 6.4.2

<sup>36</sup> lepší představu o rozložení tlakových napětí v případě grafitových příložek nám též může poskytnout provedená analýza MKP v kapitole 5.2

### 7.3 Stupeň využití únosnosti přírub

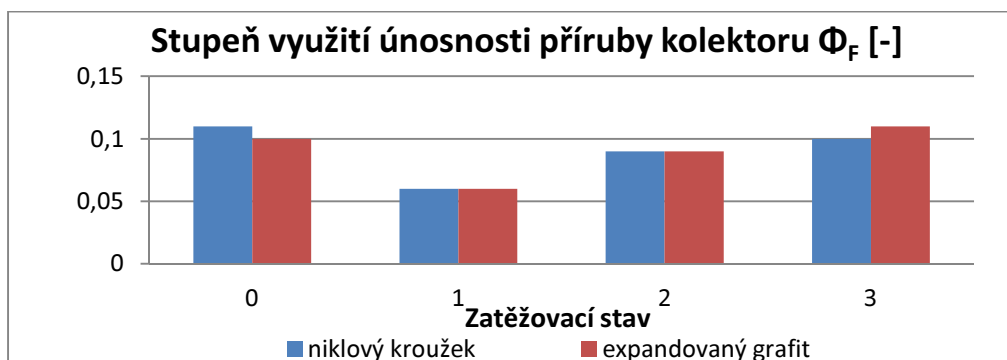
Pro úplnost jsou níže porovnány také stupně využití přírub v obou možných konfiguracích spoje. Vzhledem k masivnosti obou přírub nelze očekávat výrazné rozdíly ve stanovených stupních využití únosnosti.



Graf č. 8: Srovnání stupňů využití únosnosti horní příruby (víka)

Stupeň využití únosnosti víka $\Phi_{FI}$		
Zatěžovací stav I	Původní konfigurace [-]	Nová konfigurace [-]
0	0,17	0,15
1	0,22	0,24
2	0,21	0,23
3	0,22	0,25

Tab. č. 8: Srovnání stupňů využití únosnosti horní příruby (víka)



Graf č. 9: Srovnání stupňů využití únosnosti dolní příruby (příruba kolektoru)

Stupeň využití únosnosti víka $\Phi_{FI}$		
Zatěžovací stav I	Původní konfigurace [-]	Nová konfigurace [-]
0	0,11	0,10
1	0,06	0,06
2	0,09	0,09
3	0,10	0,11

Tab. č. 9: Srovnání stupňů využití únosnosti dolní příruby (příruba kolektoru)

## 8 Závěr

Cílem této práce bylo především popsat a výpočtově ověřit funkčnost a vhodnost modifikace přírubového spoje víka primárního kolektoru PG reaktoru VVER 1000 s použitím nového hřebenového těsnění s expandovaným grafitem a srovnat ji s konfigurací spoje s původním těsněním pomocí niklových kroužků. Výpočty byly provedeny na základě normy ČSN EN 1591-1+A1.

Vstupní parametry těsnění s expandovaným grafitem (především hodnoty utahovacích tlaků) byly určeny na základě podkladů dodaných výrobcem těsnění<sup>37</sup> (MICO, s.r.o.). Následně byl proveden výpočet podle zmíněné normy<sup>38</sup>. Funkčnost těsnění (a správnost výpočtu) byla ověřena na základě analýzy spoje MKP (vyhotovenou v programu ANSYS), která poskytla i detailnější představu o napjatosti spoje v jednotlivých stavech<sup>39</sup>.

V případě niklového těsnění nebyla hodnota utahovacího tlaku při montáži známa. Proto byla, stejně jako geometrie těsnění při zatížení, určena z provedené simulace zatížení MKP<sup>40</sup>. Pomocí zjištěných hodnot byl proveden výpočet podobně jako v předchozím případě. Správnost tohoto postupu byla ověřena na základě porovnání montážní síly vypočtené podle normy s její skutečnou hodnotou určenou ze známého (předepsaného) prodloužení svorníků při montáži niklového těsnění.

Srovnány byly především velikosti montážních sil pro obě uvažované konfigurace těsnícího spoje a dále stupně využití únosnosti jednotlivých částí přírubového spoje ve všech uvažovaných zatěžovacích stavech<sup>41</sup>. Ze srovnání vyplynulo především snížení potřebné montážní síly cca o 30 % v případě použití těsnění s expandovaným grafitem, což je způsobeno výrazně nižší hodnotou utahovacích tlaků na těsnění nutných pro dosažení předepsané třídy netěsnosti. To představuje výrazné snížení namáhání svorníků a jejich závitových hnízd, stejně jako eliminaci problému se vznikem povrchových trhlin otláčením stykových ploch, a v důsledku znamená prodloužení životnosti spoje.

V ostatních zatěžovacích stavech následujících po montážním dochází ke snížení namáhání hlavně v případě samotného těsnění. Hlavní výhodou těsnění s expandovaným grafitem tak v tomto případě zůstává absence namáhání drážky kolektoru. To je v případě niklového těsnění způsobeno vysokými tlaky nutnými k přetvoření niklového drátu do profilu drážky pro zamezení netěsností. Toto velké namáhání může v praxi vést až ke vzniku trhlin v koutech drážky.

Kromě toho přináší použití těsnění s expandovaným grafitem i několik dalších výhod<sup>42</sup>. Především je to vyšší pružnost expandovaného grafitu, díky čemuž je těsnění schopno absorbovat axiální i radiální posuvy způsobené například teplotními dilatacemi. Výhodou je jistě i jeho jednodušší montáž, což snižuje dobu expozice (a tedy radiační zátěž) personálu provádějícího výměnu a revizi těsnění po demontáži spoje. Za zmínku též stojí možnost opětovného použití ocelového nosného hřebene těsnění. To představuje snížení objemu radioaktivních odpadů, protože niklové kroužky se po každé demontáži spoje musí vyměnit za nové.

Z porovnání vlastností obou druhů těsnění, provedených výpočtů a pozorování v praxi vyplývá pro uvažovaný přírubový spoj větší vhodnost hřebenového těsnění s expandovaným grafitem. Bylo prokázáno snížení namáhání spoje a zvýšení jeho životnosti, stejně jako funkčnosti (těsnosti) a bezpečnosti.

<sup>37</sup> viz kapitola 4.2 Parametry těsnění

<sup>38</sup> viz kapitola 4 Výpočet konfigurace spoje s hřebenovým těsněním s expandovaným grafitem

<sup>39</sup> viz kapitola 5 Analýza spoje pomocí programu ANSYS

<sup>40</sup> viz kapitola 6.1 Parametry těsnění

<sup>41</sup> viz kapitola 7 Srovnání původní a modifikované konfigurace přírubového spoje

<sup>42</sup> viz kapitola 3 Modifikace utěsnění víka primárního kolektoru PG VVER 1000



## Seznam použitých zdrojů

- [1] STANĚK, Václav. *Porovnání a hodnocení konstrukčních uspořádání PG*. Brno: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, 2007. Diplomová práce. Vedoucí práce Oldřich Matal.
- [2] Technické provedení JE Temelín. ČEZ, a.s. *Skupina ČEZ* [online]. 2011 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/jaderna-energetika/jaderna-elektrarny-cez/ete/technologie-a-zabezpeceni/8.html>
- [3] ŠVARŤČEK, Tomáš. *Modifikace utěsnění průlezu kompenzátoru objemu VVER 1000*. Brno: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, 2011. Diplomová práce. Vedoucí práce Hugo Šen.
- [4] RAČEK, Jiří. *Energetická zařízení: stroje a zařízení jaderných elektráren*. Vyd. 2. Brno: Zdeněk Novotný, 2008, 233 s. ISBN 978-80-214-3726-5.
- [5] HEJZLAR, Radko. *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Vyd. 4. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3190-X.
- [6] ZÁCHA, Pavel. *Jaderné systémy I & Jaderné reaktory a parogenerátory*. In: *Fakulta strojní: České vysoké učení technické v Praze* [online]. 2011 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: [http://energetika.cvut.cz/?en\\_jaderna-systemy-i-jaderna-reaktory-a-parogeneratory,85](http://energetika.cvut.cz/?en_jaderna-systemy-i-jaderna-reaktory-a-parogeneratory,85)
- [7] MATAL, Oldřich a Hugo ŠEN. *Jaderná zařízení a jejich bezpečnost*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 174 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-214-4349-5.
- [8] Vítkovice, a.s., firemní materiály
- [9] MICO, spol. s r. o., firemní materiály k těsnění MITes HT, 2011
- [10] Informace k postupu energetického spouštění 250. NEBESÁŘ, Milan. ČEZ, a. s. *Skupina ČEZ* [online]. 2002 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/pro-media/aktuality-z-jadernych-elektraren/388.html>
- [11] Temelín se připravuje na další zvýšení teploty. NEBESÁŘ, Milan. ČEZ, a. s. *Skupina ČEZ* [online]. 2000 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/pro-media/aktuality-z-jadernych-elektraren/717.html>
- [12] ASOCIACE STROJNÍCH INŽENÝRŮ. *Normativně technická dokumentace A.S.I.: Charakteristiky materiálů pro zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER*. Praha a Brno, 2007.
- [13] ČSN EN 1591-1+A1. *Příruby a přířubové spoje - Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přířubových spojů: Část 1: Výpočtová metoda*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [14] ČSN EN 1591-2. *Příruby a přířubové spoje - Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přířubových spojů: Část 2: Parametry těsnění*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [15] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů: Zásady konstruování, spoje*. Vyd. 4. Brno: PC-DIR, 1997, 319 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0886-3.

- 
- [16] MATAL, Oldřich. *Jaderné reaktory a jejich chlazení*. Brno: CERM, 2001, 117 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2028-6.
- [15] ČSN EN 13555. *Příruby a přírubové spoje: Parametry těsnění a zkoušení vztahující se na pravidla dimenzování přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsněním*. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [16] Vyhláška SÚJB č. 309/2005 Sb.: O zajišťování technické bezpečnosti vybraných zařízení. *Státní úřad pro jadernou bezpečnost* [online]. 2005 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: [www.sujb.cz/fileadmin/sujb/docs/legislativa/vyhlasky/309\\_05.pdf](http://www.sujb.cz/fileadmin/sujb/docs/legislativa/vyhlasky/309_05.pdf)
- [17] Vyhláška SÚJB č. 132/2008 Sb.: O systému jakosti při provádění a zajišťování činností souvisejících s využíváním jaderné energie a radiačních činností a o zabezpečování jakosti vybraných zařízení s ohledem na jejich zařazení do bezpečnostních tříd. *Státní úřad pro jadernou bezpečnost* [online]. 2008 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: [www.sujb.cz/fileadmin/sujb/docs/legislativa/vyhlasky/V\\_132\\_08.pdf](http://www.sujb.cz/fileadmin/sujb/docs/legislativa/vyhlasky/V_132_08.pdf)
- [18] NOVÁK, Ivan. *Atomový zákon, s komentářem*. 1. vyd. Praha: Codex Bohemia, 1997, 133 s. ISBN 80-859-6328-0.
- [19] *Jaderná energetika, transmutační a vodíkové technologie v pracích mladé generace - 2011: Mikulášské setkání Mladé generace ČNS*. Brno: FSI VUT, 2011. ISBN 978-80-02-02360-9. Dostupné z: <http://www.csvts.cz/cns/mikulas/sborniky/2011.pdf>



## Seznam použitých zkratk a symbolů

### Symbols

Symbol	jednotka	popis
$A_B$	[mm <sup>2</sup> ]	souhrnná účinná plocha průřezu všech svorníků
$A_{Bi}$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez části svorníku dané indexem
$A_F$	[mm <sup>2</sup> ]	účinná celková plocha průřezu listu příruby (i s otvory pro svorníky)
$A_{Ge}; A_{Gt}$	[mm <sup>2</sup> ]	těsnící plocha účinná; teoretická
$C$	[-]	součinitel pro kroutící moment v poměru zatížení svorníků
$E$	[MPa]	moduly pružnosti části určené indexem při dané teplotě
$F_B$	[N]	síla ve svornících (součet všech svorníků)
$F_G$	[N]	těsnící síla
$F_{G\Delta}$	[N]	minimální těsnící síla při montážním stavu zaručující při všech zatíženích při následných stavech potřebnou těsnící sílu
$F_Q$	[N]	osová síla od tlaku tekutiny
$F_R$	[N]	síla vystihující vnější zatížení
$N_R$	[-]	počet montážních a utahovacích postupů během předpokládané doby provozu
$P$	[MPa]	tlak (tekutiny)
$Q_A$	[MPa]	utahovací tlak při montáži působící na povrch těsnění zatěžováním, které je nezbytné pro správnost $Q_{Smin(L)}$ při provozních podmínkách
$Q_{max}$	[MPa]	maximální dovolený utahovací tlak těsnění, který může bezpečně působit na těsnění při provozní teplotě bez poškození
$Q_{Smin(L)}$	[MPa]	nejnižší utahovací tlak na povrch těsnění při požadované třídě netěsnosti L po snížení podmínky zatížení
$T$	[°C]	teplota částí určených indexem
$T_0$	[°C]	teplota při montáži
$U (\Delta U)$	[mm]	osový posuv (diferenciální osové teplotní prodloužení)
$W_F$	[Nmm]	modul průřezu příruby
$X_B; X_G$	[mm <sup>-1</sup> ]	osový modul pružnosti svorníků; těsnění
$Y_G; Y_Q; Y_R$	[mm.N <sup>-1</sup> ]	osová poddajnost smontovaného přírubového spoje vztahující se k $F_G; F_Q; F_R$
$Z_F; Z_L$	[mm <sup>-3</sup> ]	točivý modul pružnosti příruby; točivé příruby
$b_F$	[mm]	účinná šířka příruby
$b_{Ge}$	[mm]	účinná (radiální) šířka těsnění
$b_{Gt}$	[mm]	teoretická (radiální) šířka těsnění

$C_F; C_M; C_S$	[-]	opravné součinitele
$d_0$	[mm]	vnitřní průměr listu příruby
$d_1$	[mm]	střední průměr krku na tenčí straně
$d_2$	[mm]	střední průměr krku na silnější straně
$d_3; d_{3e}$	[mm]	skutečný; účinný roztečný průměr
$d_4$	[mm]	vnější průměr listu příruby
$d_5; d_{5t}; d_{5e}$	[mm]	průměr otvoru pro závrtný šroub, průchozí; slepý; účinný
$d_9$	[mm]	průměr středového otvoru v zaslepovací přírubě (víko $d_9=0$ )
$d_{B0}; d_{Be}; d_{Bs}$	[mm]	jmenovitý průměr svorníku; účinný průměr svorníku; průměr dřívku
$d_{BD}$	[mm]	průměr měřící dutiny uvnitř svorníku
$d_E; d_F$	[mm]	střední průměr připojené skořepiny; příruby
$d_{Ge}; d_{Gt}$	[mm]	účinný; teoretický průměr těsnění
$d_{G1}; d_{G2}$	[mm]	vnitřní; vnější průměr stykové teoretické těsnící plochy
$e_0$	[mm]	tloušťka stěny zaslepovací příruby (uvnitř $d_0$ )
$e_1$	[mm]	nejmenší tloušťka na tenkém konci krku
$e_2$	[mm]	tloušťka stěny na silném konci krku
$e_D; e_E$	[mm]	tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny pro výpočet mezního zatížení; pro výpočet poddajnosti
$e_E$	[mm]	tloušťka stěny ekvivalentní přípojné skořepiny
$e_F$	[mm]	účinná osová tloušťka příruby (po stlačení)
$e_{Fb}$	[mm]	tloušťka listu příruby na průměry $d_3$ (roztečné kružnici)
$e_{Ft}$	[mm]	tloušťka listu příruby na průměry $d_{Ge}$ (působíště výsledné těsnící síly) ovlivněná teplotní roztažností
$e_G$	[mm]	tloušťka těsnění (po stlačení)
$e_P$	[mm]	část tloušťky příruby s radiálním tlakovým zatížením
$e_{Pl}$	[mm]	tloušťka podložek
$f_B; f_E; f_F; f_S$	[MPa]	jmenovitá výpočtová napětí částí určených indexem při výpočtové teplotě
$h_G; h_H; h_L$	[mm]	ramena momentů
$h_P; h_Q; h_R; h_S; h_T$	[mm]	opravy ramen momentů
$j_M; j_S$	[-]	orientace (znaménko) pro moment; osovou sílu
$k_Q; k_R; k_M; k_S$	[-]	opravné součinitele
$l_{5t}$	[mm]	účinná délka otvoru pro závrtný šroub
$l_B$	[mm]	sevřená délka svorníku
$l_e$	[mm]	délka volné závitové části
$l_H$	[mm]	délka krku
$l_I; l_{II}; l_{III}$	[mm]	délka části svorníku před zatížením určená indexem

$l_s$	[mm]	délka dřívku
$n_B$	[ks]	počet svorníků
$\rho_B$	[mm]	vzdálenost mezi svorníky
$r_2$	[mm]	zaoblení průřezu těsnění
$\Psi$	[-]	poměr radiálních sil na přírubovém kroužku
$\Psi_Z$	[-]	speciální hodnota pro $\Psi$ (spoluurčující modul průřezu příruby)
$\Phi_B; \Phi_F; \Phi_G$	[-]	stupeň využití únosnosti části určené indexem v jednotlivých stavech
$\alpha$	[K <sup>-1</sup> ]	součinitel teplotní roztažnosti součásti určené indexem při dané teplotě
$\beta, \gamma, \delta, \vartheta, \lambda$	[-]	pomocné proměnné
$\varepsilon_{1+}; \varepsilon_{1-}$	[-]	rozptyl při utahování svorníků vztažený na jeden svorník nad; pod jmenovitou hodnotou
$\varepsilon_+; \varepsilon_-$	[-]	rozptyl při utahování svorníků vztažený na všechny svorníky nad jmenovitou hodnotou; pod jmenovitou hodnotou
$\rho$	[-]	poměr průměrů $d_9$ a $d_E$
$\varphi_G$	[rad]	radiální úhel sklonu těsnící plochy
$\varphi_S$	[rad]	úhel natočení připojené skořepiny (pro přírubu kolektoru $\varphi_S = 0$ rad)

## Indexy

- **horní**
- B   připadající na jeden svorník
- P   primární
- S   sekundární
- Skut. skutečná
- '   parameter niklového těsnění (v případě že se jeho hodnota liší od hodnoty téhož parametru pro hřebenové těsnění určené dřívě)
- ~   parametr dolní příruby, jehož hodnota může být rozdílná od hodnoty tohoto parametru určeného pro horní přírubu (v dřívější fázi výpočtu)
- **dolní**
- B   svorník
- 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 (nabývající hodnot 0,1,2,3); část závitů ve styku
- II   volná závitová část svorníku

---

III	dřík svorníku
M	moment
P	tlak
Q	výsledná osová síla vyvolaná tlakem
R	výsledná osová síla vyvolaná vnější silou
S	skořepina, smykové zatížení
PI	podložka
c	vypočtené
e	efektivní, účinné
max	maximální
min	minimální
nom	nominální
opt	optimální
req	požadované
s	dřík
t	teoretický; kroutící moment; závit
0	montážní stav (hodnota indexu I)
1	nominální stav (hodnota indexu I)
2	zkouška těsnosti (hodnota indexu I)
3	zkouška pevnosti (hodnota indexu I)

### Seznam zkratek

ASI	asociace strojních inženýrů
BWR	„boiling water reactor“ – varný reaktor
FEM	„finite element method“ – anglická zkratka pro metodu konečných prvků
FSI VUT	Fakulta strojního inženýrství Vysoké učení technické
HCČ	hlavní cirkulační čerpadlo
KO	kompenzátor objemu
MKP	metoda konečných prvků
PG	parní generátor
PWR	„pressurized water reactor“ – tlakovodní reaktor (tzv. „západní koncepce“)
VVER	„vodo-vodní energetický reaktor“ – tlakovodní reaktor (tzv. „východní koncepce“)
VVER 440	energetický blok jaderné elektrárny o nominálním el. výkonu 440 MW <sub>e</sub>
VVER 1000	energetický blok jaderné elektrárny o nominálním el. výkonu 1000 MW <sub>e</sub>

## Seznam obrázků, tabulek a grafů

### Seznam obrázků

<i>Název</i>	<i>Strana</i>	<i>Zdroj</i>
Obr. 1: Dispoziční uspořádání primárního okruhu VVER 1000 v kontejmentu	13	[1]
Obr. 2: Podélný řez tělesem PG VVER 1000	19	[6]
Obr. 3: Uložení PG VVER 1000	20	[1]
Obr. 4: Příčný řez PG bloku VVER 1000	22	[8]
Obr. 5: Řez primárním kolektorem PG VVER 1000	24	[7]
Obr. 6: Řez těsnícím spojem primárního víka kolektoru PG VVER 1000 (původní provedení)	26	
Obr. 7: Detail původního niklového těsnění víka PG reaktoru VVER 1000	27	
Obr. 8: Hřebenové těsnění s expandovaným grafitem	28	
Obr. 9: Detail nové konfigurace těsnícího spoje PG reaktoru VVER 1000	29	
Obr. 10: Schéma plochého těsnění	35	[13]
Obr. 11: Schéma hřebenového těsnění	35	
Obr. 12: Schéma zaslepovací příruby	37	[13]
Obr. 13: Schéma horní příruby (víka)	37	
Obr. 14: Schéma příruby s krkem	38	[13]
Obr. 15: Schéma dolní příruby (příruby kolektoru)	38	
Obr. 16: Model spoje kolektoru PG VVER 1000 – síť konečných prvků	61	
Obr. 17: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při montáži	62	
Obr. 18: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při nominálním provozu	63	
Obr. 19: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při zkoušce těsnosti	63	
Obr. 20: Průběh napětí v řezu těsnícího spoje při zkoušce pevnosti	64	
Obr. 21: Průběh tlaku v grafitovém obložení při montážním stavu	65	
Obr. 22: Průběh tlaku v grafitovém obložení při nominálním provozu	66	
Obr. 23: Průběh tlaku v grafitovém obložení při zkoušce těsnosti	66	
Obr. 24: Průběh tlaku v grafitovém obložení při zkoušce pevnosti	67	
Obr. 25: Nedeformovaný niklový kroužek před začátkem zatěžování (před montáží)	69	
Obr. 26: Deformace niklového kroužku při montáži a úrovně tlaků ve stykových plochách	69	
Obr. 27: Schéma těsnění se zaoblenými povrchy	71	[13]
Obr. 28: Schéma niklového těsnění	71	
Obr. 29: Schéma částí svorníku pro výpočet prodloužení	83	

## Seznam tabulek

<i>Název</i>	<i>Strana</i>	<i>Zdroj</i>
Tab. č. 1: Srovnání dvou hlavních typů hlavních cirkulačních čerpadel	16	[5]
Tab. č. 2: Porovnání kompenzátorů objemu VVER-440 a VVER-1000	18	[3]
Tab. č. 3: Porovnání parních generátorů VVER-440 a VVER-1000	23	[7,4]
Tab. č. 4: Zatěžovací stavy analyzované programem ANSYS	62	
Tab. č. 5: Srovnání následných sil ve svornících pro výpočet mezního zatížení	87	
Tab. č. 6: Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků	88	
Tab. č. 7: Srovnání stupně využití únosnosti těsnění v jednotlivých stavech	89	
Tab. č. 8: Srovnání stupňů využití únosnosti horní příruby (víka)	90	
Tab. č. 9: Srovnání stupňů využití únosnosti dolní příruby (příruba kolektoru)	90	

## Seznam grafů

<i>Název</i>	<i>Strana</i>	<i>Zdroj</i>
Graf č. 1: Těsnostní křivka	33	[9]
Graf č. 2: Závislost modulu pružnosti na tlaku v těsnění	34	[9]
Graf č. 3: Zatěžovací křivka s odlehčováním	36	[9]
Graf č. 4: Porovnání velikostí požadovaných montážních sil	86	
Graf č. 5: Srovnání sil ve svornících pro výpočet mezního zatížení	87	
Graf č. 6: Srovnání stupňů využití únosnosti svorníků	88	
Graf č. 7: Srovnání stupně využití únosnosti těsnění v jednotlivých stavech	89	
Graf č. 8: Srovnání stupňů využití únosnosti horní příruby (víka)	90	
Graf č. 9: Srovnání stupňů využití únosnosti dolní příruby (příruba kolektoru)	90	

## Seznam příloh

Příloha č. 1: Výkres:	Hřebenové těsnění přírubového spoje primárního kolektoru PG VVER 1000
-----------------------	---