VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

OPRAVA TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ
REPAIR OF THE TURBINE HOUSING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Tomáš Jelínek**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
SUPERVISOR

BRNO 2017

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Tomáš Jelínek**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok:	2016/17

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:

Oprava turbínové skříně

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Oprava turbínové skříně parní protitlakové jednostupňové turbíny Spelling:
– Komplexní posouzení aktuálního stavu turbíny.
– Návrh opravy skříně v rozsahu, který zajistí uvedení do provozu v souladu s provozními předpisy zadavatele.
– Návrh opravy poškozených částí turbíny vyplývající z revizního nálezu.

Cíle diplomové práce:

– Zpracování revizního nálezu turbíny.
– Komplexní rozbor příčin úniku páry dělící rovinou skříně.
– Stanovení příčiny netěsnosti dělící roviny.
– Návrh konstrukčních úprav skříně.
– Základní výpočet přírubového spoje dělící roviny a utahovacích momentů.
– Kontrolní výpočet ucpávek parní turbíny.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbiny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá opravou parní protitlaké jednostňové turbíny. Práce je zadaná na konkrétní případ turbíny Spilling. Je zde zpracován revizní nález této turbíny s návrhem oprav nebo výměnou poškozených částí. Dále je provedena simulace kontaktního tlaku na dělící rovině skříně a jsou zde navrženy a simulovány konstrukční úpravy za účelem zvýšení těsnosti dělící roviny. Dále je proveden výpočet utahovacího momentu dělící roviny a je proveden kontrolní termodynamický a pevnostní výpočet labyrintových ucpávek.

KLÍČOVÁ SLOVA

Revize, parní turbína, turbínová skříň, utahovací moment, labyrintové ucpávky

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the repair of a steam backpressure single-stage turbine. This thesis is assigned to a specific Spilling turbine case. A revisional report of this turbine with repair or exchange suggestions of demaged turbine parts is processed. In addition, a simulation of the contact pressure is carried out on the split plane of the housing. Structural modifications are designed and simulated to increase the parting plane's tightness. Further, the calculation of the tightening torque of the split plane is performed and a control thermodynamic and strength calculation of the labyrinth seals is performed.

Key words

Revision, steam turbine, turbine housing, tightening torque, labyrinth seals

Bibliografická citace

JELÍNEK, T. *Oprava turbínové skříně.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Čestné prohlášení

Prohlašují, že jsem diplomovou práci na téma Oprava turbínové skříně vypracoval samostatně za pomoci odborných konzultací a odborné literatury uvedené v seznamu

V Brně dne 25.5.2017 …….

Bc. Tomáš Jelínek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr za cenné rady a připomínky při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Zdeňku Vítkovi a Ing. Jaroslavu Vítovi za odborné konzultace.

Obsah

Úvod ... 3
1 Opravy parních turbín ... 4
1.1 Běžná oprava ... 4
1.2 Střední oprava ... 4
1.3 Generální oprava ... 5
2 Oprava turbíny Spilling ... 6
2.1 Revizní nález: ... 7
2.1.1 Vrchní díl skříně ... 7
2.1.2 Spodní díl skříně ... 10
2.1.3 Rotor ... 13
2.1.4 Přední ložiskový stojan ... 15
2.1.5 Zadní ložiskový stojan ... 17
2.2 Oprava odlomené bandáže ... 18
3 Komplexní rozbor úniku páry dělící rovinou ... 23
3.1 Obecné konstrukční zásady turbínových skříní ... 23
3.2 Teplotní pnutí ve stěně skříně ... 24
3.3 Relaxace šroubů ... 26
3.4 Další příčiny netěsnosti ... 27
4 Příčina netěsnosti turbínové skříně Spilling ... 28
4.1 Výrobní nepřesnosti ... 28
4.2 Nevhodná konstrukce ... 30
5 Návrh opravy turbínové skříně ... 31
5.1 Materiál skříně: ocel na odlitky – uhlíková (ČSN 42 2643) ... 31
5.2 Materiál svorníků: 1.4913 ... 32
5.3 Materiál svorníků: 1.7709 ... 34
5.4 Zhodnocení materiálů ... 36
5.5 Zjednodušení a nastavení simulace pro model ... 36
5.5.1 Zanedbání tepelného výpočtu ... 36
5.5.2 Statická analýza ... 38
5.6 Rozbor kontaktního tlaku skříně ... 39
5.7 Návrh úprav ... 42
5.7.1 Varianta I. ... 42

5.7.2 Varianta II. 45
5.7.3 Varianta III 48
5.7.4 Varianta IV a) – svorníky 1.7709 51
5.7.5 Varianta IV b) – svorníky 1.4913 54
5.8 Celkové hodnocení 57
6 Obecný výpočet neodlehčené příruby s kruhovým průřezem 58
7 Výpočet utahovacího momentu 59
7.1 Tuhost spojovacích součástí předepjatého spoje 59
7.2 Tuhost spojovaných součásti předepjatého spoje 60
7.3 Síly v provozním stavu ve šroubovém spoji 62
7.4 Utahovací moment 63
7.5 Obecný výpočet utahovacího momentu šroubu 63
7.6 Utahovací moment pro šroub M30x3,5 66
7.7 Utahovací moment pro šroub M24x3 68
8 Labyrintové ucpávky 70
8.1 Kontrolní výpočet labyrintových ucpávek turbíny Spiling 72
8.1.1 Výpočet průtoku páry ucpávkou 73
8.1.2 Pevnostní výpočet ucpávek 74
Závěr 79
Seznam použité literatury 80
Seznam symbolů a zkratek 81

Úvod

Parní turbíny jsou nepostradatelným zařízením pro výrobu elektrické energie. Jako každý stroj mají i parní turbíny svou životnost, zpravidla přibližně 40 let. Během této doby je nutné dodržovat pravidelné servisní kontroly. Servis parních turbín tak tvoří nedílnou součást bezpečného provozování stroje, ať už je potřeba provést pravidelnou kontrolu nebo neplánovanou opravu kvůli poškození stroje.

Revize turbín mohou být také spojeny s modernizaci zařízení nebo s upravením požadovaných parametrů. Často je ekonomicky a také časově výhodnější zrenovovat turbínu než nechat vyrábět novou.

Tato diplomová práce se zaměřuje na revizi parní protitlaké jednostupňové turbíny Spilling. Tato turbína měla od počátku uvedení do provozu problémy s těsností skříně a postupem času se objevily další problémy, které již znemožňovaly další bezpečný provoz turbíny. Bude zde uveden revizní nález, ve kterém bude komplexní posouzení aktuálního stavu turbíny. Na základě tohoto revizního nálezu budou navrženy opravy poškozených částí turbíny.

Dále bude provedena simulace rozložení kontaktního tlaku na dělící rovině skříně v programu SolidWorsk Simulation. Budou navrženy a simulovány varianty konstrukčních úprav skříně pro zlepšení rozložení kontaktního tlaku za účelem zvýšení těsnosti turbínové skříně. V souvislosti s tímto jsou také vypočítány utahovací momenty pro šrouby dělící roviny.

V této práci bude také proveden kontrolní pevnostní a základní termodynamický výpočet labyrintových ucpávek.

1 Opravy parních turbín

Aby bylo dosaženo zvýšení životnosti parní turbíny, je vhodné provádět pravidelně její údržbu. Intervaly oprav jsou většinou určovány společností, která servis provádí, a jsou stanoveny dle předem odhadnutých životností součástí turbosoustrojí. Druhy oprav se liší podle typu turbín a odjetých provozních hodin. [1]

Typy parních turbín:

- Kondenzační jednotělesová – K
- Protitlaká jednotělesová – R
- Kondenzační s regulovaným odběrem jednotělesová – P,T
- Protitlaká s regulovaným odběrem jednotělesová – PR
- Kondenzační se dvěma regulovanými odběry dvoutělesová – PP, PT

Dělení oprav:

- Běžná oprava
- Střední oprava
- Generální oprava

1.1 Běžná oprava

Během běžné opravy jsou obvykle demontovány ložiskové stojany a také součásti, u kterých došlo během provozu k poruše. Turbínová skříň není během opravy demontována. Při této opravě se kontroluje zejména stav ložisek, kdy je potřeba pro správnou kontrolu nadzvednout rotor ze spodku turbínové skříně. Dále se kontroluje těsnost přírubových spojů u mazacího a regulačního oleje. Jsou také zkontrolována čidla regulací. Také je provedena kontrola ozubení protáčecího zařízení. Případně se provede se demontáž dalšího příslušenství, jestliže nastaly během provozu další poruchy.

Po kontrole je u nevyhovujících součástí provedena oprava, příslušenství turbíny je smontováno a turbína uvedena zpět do provozu.

Běžná oprava se provádí v intervalech jednoho až dvou roků. Interval oprav se může měnit vlivem závad vzniklých za provozu. [1]

1.2 Střední oprava

Střední oprava se provádí obvykle v intervalu tří až pěti let. Interval oprav se opět mění v závislosti na vzniklých závadách během provozu. Lze jej prodloužit správnou a pravidelnou kontrolou provozních parametrů, zejména pak vibrací.

U střední opravy je provedena celková revize turbosoustrojí. Je demontována vrchní část skříně a rotor turbíny.

Kontroluje se zejména stav lopatkování, ucpávkové kroužky, dýzové kolo. Jsou proměřovány šrouby dělící roviny a kontrolovány regulační ventily. Je provedena kontrola házivosti rotoru a jsou egalizovány čepy ložisek. Poté je provedeno dynamické vyvážení rotoru. Z pomocných komponent je zkontrolováno olejové čerpadlo, jsou demontovány spouštěcí ventily, natáčecí zařízení, olejové vypínače a další příslušenství. Také jsou zkontrolovány části turbíny jako při běžné opravě. [1]

1.3 Generální oprava

Generální oprava je obvykle provedena přibližně po 100 000 provozních hodinách. Termín je doporučen většinou po poslední střední opravě v závislosti na předchozím provozu. Dobu lze opět prodloužit sledováním provozních parametrů a dodržováním návodu k obsluze a provozu.

Při tomto druhu opravy je provedena celková revize turbosoustrojí. Většinou je demontován vršek skříně, rotor turbíny a i spodek skříně. Generální oprava se provádí většinou ve výrobním závodě společnosti, která revizi provádí.

Během opravy jsou vyměněny šrouby dělící roviny a dělící rovina je přelícována. Jestliže nastane velká nerovnost, tak je dělící rovina zbroušena. V tomto případě je potřeba provést vykulacení funkčních ploch. Také je provedeno přelopatkování jak rotorových, tak statorových lopatek. Je provedena kontrola regulačních a spouštěcích ventilů, které bývají často poškozeny v parní části ventilů (dosedací plochy v tělese a kuželka). Dále jsou zkontrolována pomocná zařízení. Jsou seřízeny pohony regulace, otáčecí zařízení a jsou kontrolována čerpadla mazacího a regulačního oleje.

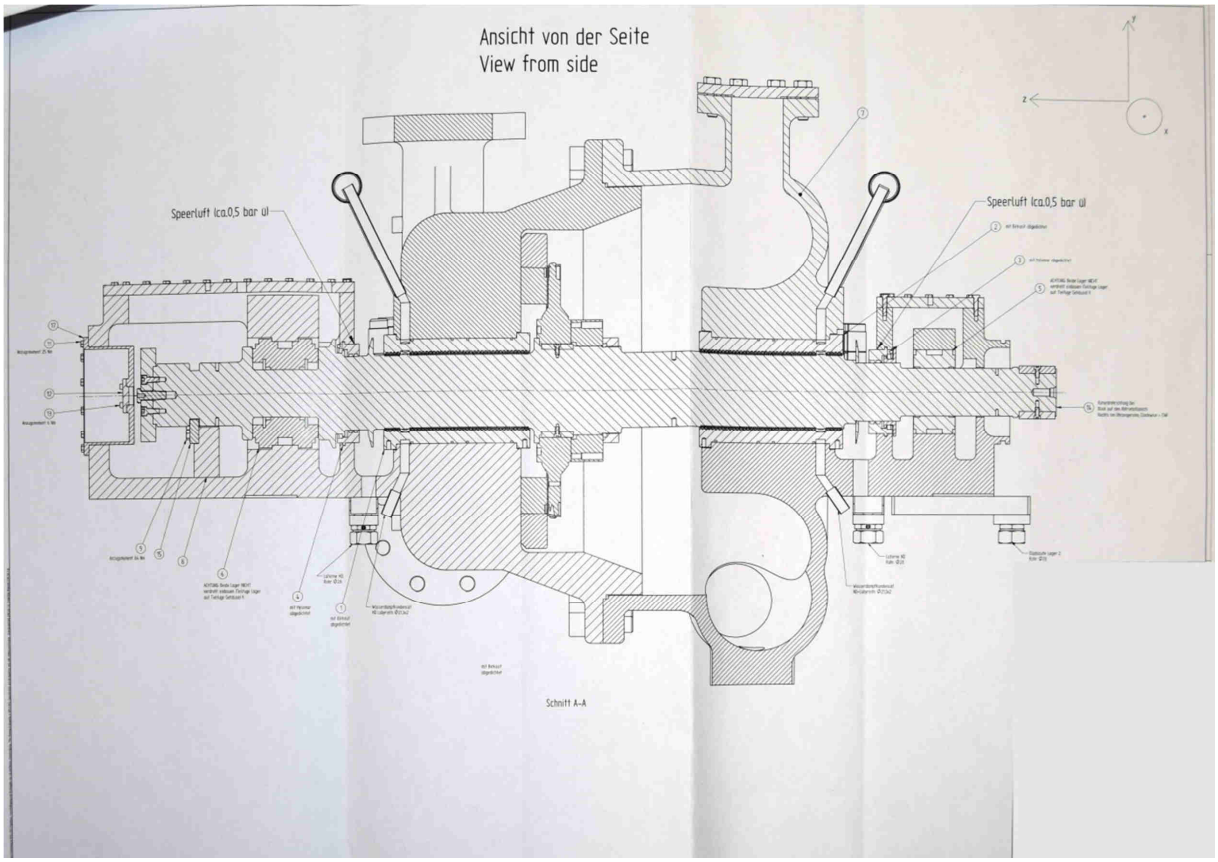
Po veškerých opravách je provedena kontrolní montáž turbíny, kde jsou zkontrolovány všechny vůle. Poté je rotor dynamicky vyvážen a turbína je odeslána zpět do provozu.[1]

2 Oprava turbíny Spilling

Jedná se o protitlakou jednostupňovou turbínu s rovnotlakým lopatkováním a pružným rotorem. Od počátku měla turbína problémy s těsností dělící roviny, kdy pára silně profukovala v oblasti křížového spoje a zadních ucpávek. Později došlo během provozu k ulomení části bandáže na lopatkách, kdy bylo nutné turbínu odstavit. [1]

Parametry opravovaného stroje:

Výrobce:	Spilling
Číslo stroje:	9725
Rok výroby:	2013
Jmenovitý výkon:	2.69 MW
Vstupní tlak páry:	3.6 MPa
Vstupní teplota páry:	370 °C
Výstupní tlak páry:	1.45 MPa
Výstupní teplota páry:	280 °C
Otáčky turbíny:	11481 ot/min
Maximální hmotnostní tok:	66 t/h



Obrázek 1 - řez parní turbínou Spilling [1]

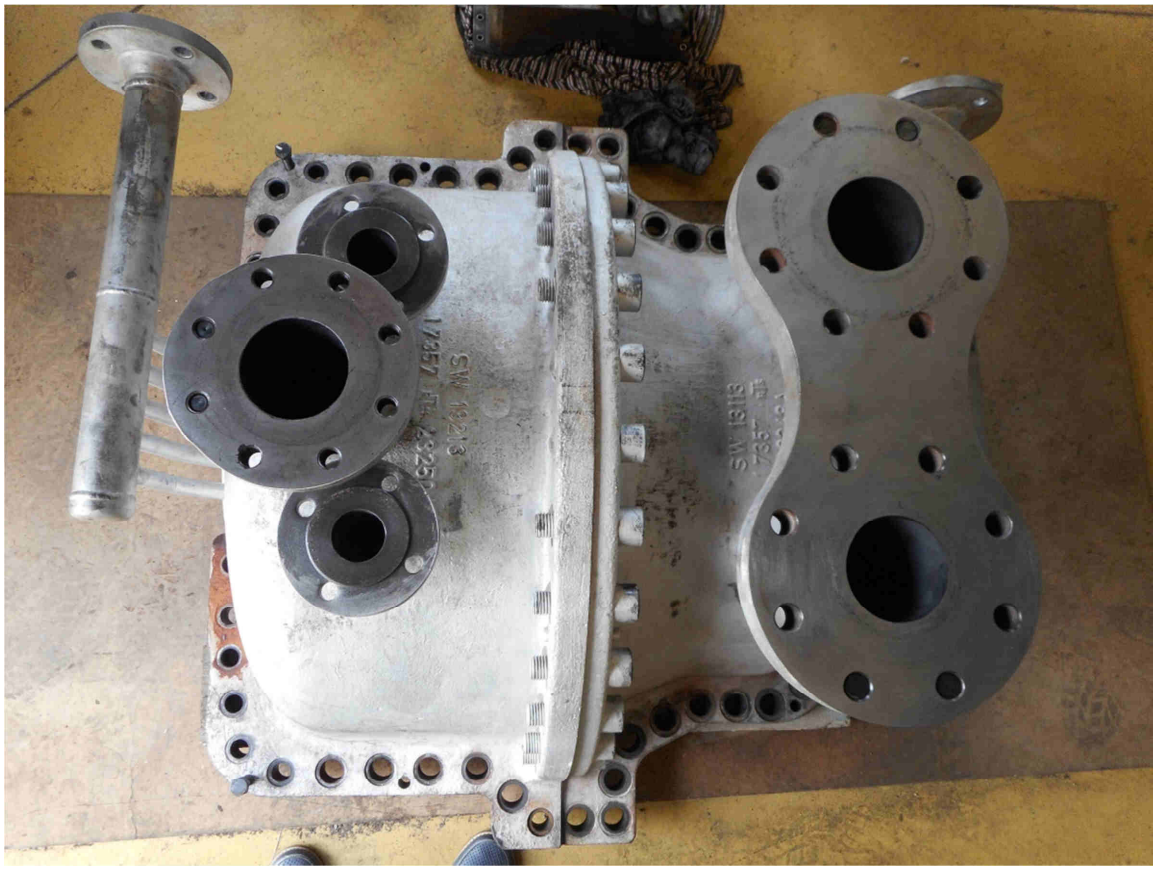
2.1 Revizní nález:

2.1.1 Vrchní díl skříně

Stav při revizi	Oprava
Vnější povrch skříně je dle vizuální kontroly místy lehce zkorodovaný. V oblasti dělící roviny křížového spoje a v oblasti parních ucpávek, kde docházelo k únikům páry, je koroze na povrchu skříně významnější.	Provést přečištění vnějšího povrchu skříně od hrubých nečistot.
Vnitřní povrch horní poloviny skříně je dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést očištění od hrubých nečistot.
V dělící rovině jsou dle vizuální kontroly známky prošlehnutí páry v oblasti křížového spoje a parních ucpávek. Indikací rovinnosti dělící roviny byl zjištěn výrazný odskok mezi částmi skříně rozdělené vertikální přírubou. Indikace také prokázala deformaci v dělící rovině, viz výřez z indikačního protokolu obr. 15.	Provést frézování dělící roviny s předpokládaným úběrem 0,6 mm. Vzhledem k úběru materiálu z dělící roviny je nutné provést vykulacení funkčních průměrů. Vzhledem k úniku páry skrz dělící rovinu provést přepočet přírubového spoje dělící roviny – navrhnout opatření pro zvýšení těsnosti spoje (viz kapitola 5).
Dosedací plochy pro podložky matic spojovacího materiálu dělící roviny jsou vymačkány.	Provést egalizaci dosedacích ploch. Dle návrhu přírubového spoje dělící roviny provést ve vybraných místech zvětšení dosedacích ploch.
Otvory pro šrouby dělící roviny jsou místy zkorodované.	Převrtat vybrané otvory dle návrhu křížového spoje dělící roviny.
Závity pro odtlačovací šrouby jsou mírně zkorodované	Kalibrovat závity.
Vodicí plochy pro uložení předních a zadních parních ucpávek jsou dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést „vykulacení“ vodicích ploch po egalizaci dělící roviny.

Tělesa parních ucpávek jsou v důsledku nepřesné výroby „roztažena“ v dělící rovině. Dělící rovina těles parních ucpávek převyšuje přes dělící rovinu skříně. V důsledku těchto výrobních nedostatků vzniká v místě parních ucpávek rozevírání dělící roviny skříně, což má za následek únik páry.	Provést egalizaci dělící roviny těles parních ucpávek a „vykulacení“ vnějších i vnitřních (hradeb) průměrů. Provést výměnu ustavovacích kolíků parních ucpávek.
Potrubí odsávání ucpávkové páry přední parní ucpávky včetně příruby je dle vizuální kontroly v pořádku.	Očistit od hrubých nečistot.
Potrubí odsávání ucpávkové páry zadní parní ucpávky včetně příruby je dle vizuální kontroly v pořádku.	Očistit od hrubých nečistot.
Dosedací plocha příruby regulačních ventilů je dle vizuální kontroly v pořádku. Dosedací plochy přírub parovodů jsou dle vizuální kontroly bez známek poškození.	Provést očištění od hrubých nečistot. Provést výměnu všech těsnění.
Spojovací materiál horní poloviny vertikální dělící roviny nebyl v době revize demontován, dle dostupné vizuální kontroly je bez známek vážného poškození.	
Defektoskopickými zkouškami byla zjištěna trhlina svaru ve spojení vertikální dělící roviny.	Provést dobroušení stávajícího svaru do neporušené části, znova zavařit a lokálně vyžíhat.
Povrch vrchní poloviny dýzového kola je znečištěn, dle vizuální kontroly bez významného poškození.	Z důvodu analýzy dynamiky rotoru provést demontáž, očištění a 3D skenování vrchní poloviny dýzového kola.

Dýzové lopatky jsou dle defektoskopické kontroly bez známek významného poškození typu trhlina. Výstupní hrany dýz bez známek vyšlehání.	
Spojovací materiál vrchní poloviny dýzového kola byl zadřen vlivem provozu a poškozen při demontáži.	Provést výměnu spojovacího materiálu dýzového kola.



Obrázek 2 - vrchní díl turbínové skříně [1]

2.1.2 Spodní díl skříně

Stav při revizi	Oprava
Tato koncepce parní turbíny má spodní část předního a zadního ložiskového stojanu zhotovenu jako jeden odlitek spolu se spodní polovinou turbínové skříně. Z důvodu přehlednosti budou části parní turbíny, typické pro ložiskové stojany (radiální, axiální ložiska a jejich vedení, olejové ucpávky atd.), popsány v kapitolách Přední ložiskový stojan a Zadní ložiskový stojan.	
Vnější povrch skříně je dle vizuální kontroly místy lehce zkorodován. V oblasti dělící roviny křížového spoje a v oblasti parních ucpávek, kde docházelo k úniku páry, je koroze významnější.	Provést přečištění vnějšího povrchu skříně od hrubých nečistot
Vnitřní povrch průtočné části spodní poloviny skříně je dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést očištění od hrubých nečistot.
V dělící rovině jsou dle vizuální kontroly známky prošlehnutí páry v oblasti křížového spoje a parních ucpávek. Indikací rovinnosti dělící roviny byl zjištěn výrazný odskok mezi částmi skříně rozdělené vertikální přírubou. Indikace také prokázala deformaci v dělící rovině, viz výřez z indikačního protokolu obr. 14.	Provést frézování dělící roviny s předpokládaným úběrem 0,4 mm. Vzhledem k úběru materiálu z dělící roviny je nutné provést vykulacení funkčních průměrů (uložení tělesa přední a zadní parní ucpávky, olejových ucpávek a ložisek).V místě křížového spoje provést převrtání závitů pro odsávání páry. Vzhledem k úniku páry skrz dělící rovinu provést přepočet přírubového spoje dělící roviny – navrhnout opatření pro zvýšení těsnosti spoje (viz kapitola 5). .
Spojovací materiál dělící roviny je poškozený a zkorodované	Provést výměnu spojovacího materiálu dle návrhu přírubového spoje dělící roviny.
Otvory pro šrouby dělící roviny jsou místy zkorodovány.	Převrtat vybrané otvory dle návrhu přírubového spoje dělící roviny.
Vodicí plochy pro uložení předních a zadních parních ucpávek jsou dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést „vykulacení“ vodicích ploch po egalizaci dělící roviny.

Průtočná část je v pořádku	
Vodicí plochy pro uložení olejových ucpávek jsou znečištěny od zbytků oleje, jinak bez známek významného poškození.	Provést „vykulacení“ vodicích ploch po egalizaci dělící roviny.
Plochy připojení spodní poloviny skříně se zadním kozlíkem jsou znečištěné a zkorodované.	Provést egalizaci přípojných ploch.
Příruby ve spodní polovině turbínové skříně jsou dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést přetěsnění všech přírub spodní poloviny skříně.
Spojovací materiál přírub je mírně zkorodovaný a znečištěný.	Provést očištění spojovacího materiálu.
Spojovací materiál spodní poloviny vertikální dělící roviny nebyl v době revize demontován, dle dostupné vizuální kontroly bez známek významného poškození.	
Spojovací materiál dělící roviny je zničen.	Provést výměnu spojovacího materiálu dle návrhu přírubového spoje dělící roviny.
Defektoskopickými zkouškami byla zjištěna trhlina svaru ve spojení vertikální dělící roviny.	Provést odbroušení svaru do neporušené části, opět zavařit a lokálně vyžíhat.
Povrch spodní poloviny dýzového kola je znečištěn, dle vizuální kontroly bez významného poškození.	Z důvodu analýzy dynamiky rotoru provést demontáž, očištění a 3D skenování vrchní poloviny dýzového kola.
Tři dýzové lopatky ve spodní polovině mají výrazně poškozeny odtokové hrany, viz obr. č. 4. Ostatní lopatky jsou dle defektoskopické kontroly bez významného poškození typu trhlina. Výstupní hrany lopatek jsou vyšlehány minimálně.	Vzhledem k termínu ukončení opravy nebylo reálné realizovat výměnu spodní poloviny dýzového kola. Doporučení: Vyměnit spodní dýzonásadové kolo při příští plánované opravě.
Spojovací materiál dýzového kola byl zadřen vlivem provozu a poškozen při demontáži.	Provést výměnu spojovacího materiálu dýzového kola.

Obrázek 3 - Prasklý těsnící svar vertikální příruby [1]

Obrázek 4 - Ulomené lopatky dýzového kola [1]

2.1.3 Rotor

Stav při revizi	Oprava
Povrch rotoru je mírně znečištěn, dle defektoskopické kontroly bez známek významného poškození typu trhlina.	Provést očištění od hrubých nečistot.
Na dvou rotorových lopatkách je ulomena část segmentu bandáže. Zbylé rotorové lopatky jsou dle vizuální kontroly bez známek významného poškození, výstupní hrany lopatek bez známek vyšlehání. Defektoskopická kontrola neprokázala žádné vady typu trhlina.	OP1: Odstranit poškozený segment bandáže, vyrobit nový segment a přivařit k lopatkám, opracovat a poté vyžíhat. OP2: Provést analýzu dynamiky rotoru a přepočet termodynamické účinnosti bez bandáže – v případě, že vlivem odstranění bandáže nedojde ke zvýšení vibrací nad přípustnou mez a zároveň zákazník odsouhlasí snížení termodynamické účinnosti provést odstranění bandáže po celém obvodu. Provést osoustružení čípku z lopatek. OP3: Zhotovit nové A-kolo.
Čep předního radiálního ložiska je lehce zrýhovaný.	Provést přeleštění.
Terč hlavního axiálního ložiska je lehce zrýhovaný.	Provést přeleštění.
Terč pomocného axiálního ložiska je lehce zrýhovaný.	Provést přeleštění.
Čep přední olejové ucpávky je znečištěn zbytky oleje, jinak dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést přeleštění.
Břity přední parní ucpávky jsou zvlněné, ohnuté a polámané.	Provést přebřitování přední parní ucpávky.
Břity zadní parní ucpávky jsou zvlněné, ohnuté a polámané.	Provést přebřidování zadní parní ucpávky.

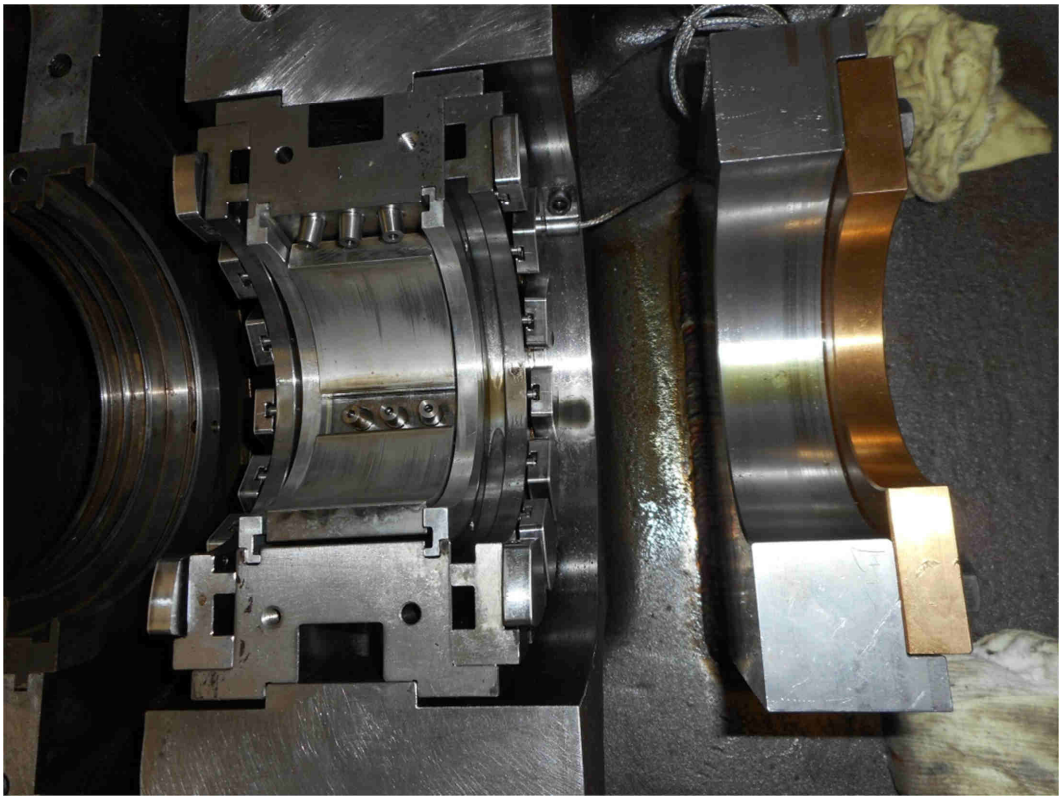
Čep zadní olejové ucpávky je znečištěn zbytky oleje, jinak dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést přeleštění.
Čep zadního radiálního ložiska je lehce zrýhovaný.	Provést přeleštění.
Spojkový konec je dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést očištění.
Spojovací materiál spojky je dle vizuální kontroly bez významného poškození.	Provést očištění spojovacího materiálu spojky.
	Po kompletní opravě rotoru provést vyvážení za provozních otáček.

Obrázek 5 - ulomená bandáž [1]

2.1.4 Přední ložiskový stojan

Stav při revizi	Oprava
Upozorňuji, že pojmem těleso předního ložiskového stojanu je u této parní turbíny myšlena přední část spodní poloviny skříně, kde se nachází části typické pro ložiskový stojan (ložiska, olejové ucpávky atd.).	
Vnější povrch předního tělesa ložiskového stojanu je dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést očištění od hrubých nečistot.
Vnější povrch víka ložiskového stojanu je dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést očištění od hrubých nečistot.
Vnitřní prostor je znečištěn od oleje, jinak dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést vyčistění od zbytků oleje.
Vodící plochy pro uložení tělesa kombinovaného radiálně axiálního ložiska jsou znečištěny od zbytků oleje, jinak bez známek významného poškození.	Provést „vykulacení“ vodících ploch po egalizaci dělící roviny.
Těleso kombinovaného radiálně axiálního ložiska je dle vizuální kontroly bez známek významného poškozen, pouze znečištěno od zbytků oleje a nečistot.	Provést očištění od zbytků oleje a dalších nečistot.
Segmenty axiálního ložiska jsou lehce zrýhovány od nečistot v oleji. Provedená ultrazvuková defektoskopická kontrola nezjistila žádnou závažnou vadu typu přilnutí kompozice.	Provést přeleštění segmentů axiálního ložiska.
Segmenty předního radiálního ložiska (3 kusy) jsou lehce zrýhovány od nečistot v oleji. Provedená ultrazvuková defektoskopická kontrola nezjistila žádnou závažnou vadu typu přilnutí kompozice.	Provést přeleštění segmentů předního radiálního ložiska.
Vodící plochy pro uložení tělesa přední olejové ucpávky jsou dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést „vykulacení“ vodících ploch po egalizaci dělící roviny.

Přední olejová ucpávka má oproti zvyklostem zvětšené vůle mezi rotorem a břity ucpávky. Olejová ucpávka má břity přímo vysoustruženy do tělesa ucpávky.	Provést výměnu původního tělesa přední olejové ucpávky za nové hliníkové těleso, které při případném kontaktu břitů s rotorem omezí poškození čepu olejové ucpávky.
Plochy spojující těleso ložiskového stojanu s předním kozlíkem jsou silně znečištěné a zkorodováné.	Provést úpravu pro připojení kluzných desek s nástřikem za účelem lepšího osového posuvu. Vyhotovit sadu podkládacích podložek pro výškové ustavení skříně.
Pero pro středění stojanu k přednímu kozlíku je zničeno.	Provést výměnu středícího pera.
Spojovací materiál ložiskového stojanu je lehce znečištěn.	Provést očištění spojovacího materiálu.



Obrázek 6 - přední axiálně-radiální ložisko [1]

2.1.5 Zadní ložiskový stojan

Stav při revizi	Oprava
Upozorňuji, že pojmem těleso zadního ložiskového stojanu je u této parní turbíny myšlena zadní část spodní poloviny skříně, kde se nachází části typické pro ložiskový stojan (ložiska, olejové ucpávky atd.)	
Vnější povrch zadního tělesa ložiskového stojanu je dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést očištění od hrubých nečistot.
Vnější povrch víka zadního ložiskového stojanu je dle vizuální kontroly v pořádku.	Provést očištění od hrubých nečistot.
Vnitřní prostor je znečištěn od oleje, jinak dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést vyčistění od zbytků oleje.
Vodící plochy pro uložení tělesa zadního radiálního ložiska jsou znečištěny od zbytků oleje, jinak bez známek významného poškození.	Provést „vykulacení“ vodících ploch po egalizaci dělící roviny.
Těleso zadního radiálního ložiska je dle vizuální kontroly bez známek významného poškozen, pouze znečištěno od zbytků oleje a nečistot.	Provést očištění od zbytků oleje a nečistot.
Vedení zadního radiálního ložiska je v pořádku.	
Segmenty zadního radiálního ložiska (3 kusy) jsou lehce zrýhovány od nečistot v oleji. Provedená ultrazvuková defektoskopická kontrola nezjistila žádnou závažnou vadu typu přilnutí kompozice.	Provést přeleštění segmentů předního radiálního ložiska.
Vodící plochy pro uložení tělesa zadní olejové ucpávky jsou dle vizuální kontroly bez známek významného poškození.	Provést „vykulacení“ vodících ploch po egalizaci dělící roviny.
Zadní olejová ucpávka má oproti zvyklostem zvětšené vůle mezi rotorem a břity ucpávky. Olejová ucpávka má břity přímo vysoustružené do tělesa ucpávky.	Provést výměnu původního tělesa zadní olejové ucpávky za nové hliníkové těleso, které při případném kontaktu břitů s rotorem omezí poškození čepu olejové ucpávky.

Při provozu do prostoru spojky uniká skrz zadní ložiskový stojan velké množství oleje.	Provést vyhotovení drážky v zadním ložiskovém stojanu a vtočení teflonového břitu, který omezí unikání oleje do prostoru spojky.
Plochy spojující těleso ložiskového stojanu se zadním kozlíkem jsou silně znečištěné a zkorodované.	Provést egalizaci ploch s minimálním úběrem. Vyhotovit sadu podkládacích podložek pro výškové ustavení skříně.
Pero pro středění stojanu k zadnímu kozlíku je zničeno.	Provést výměnu středicího pera.
Spojovací materiál ložiskového stojanu je lehce znečištěn.	Provést očištění spojovacího materiálu.

2.2 Oprava odlomené bandáže

Jelikož je toto A-kolo vyrobeno celé z jednoho dílu, a nemá tak vkládané lopatky, není zde možné pouze vyměnit poškozený lopatkový segment.

Jedna z možných oprav by bylo odstranění poškozeného segmentu bandáže, následné stočení nové bandáže a přivaření k lopatkám. Problém této varianty je, že A-kolo je vyrobeno z martenzitické korozivzdorné oceli X20Cr13 (1.4021). Obsah uhlíku v této oceli se pohybuje mezi 0,16 % - 0,25 %. Svařitelnost tohoto materiálu je tak poměrně riziková. Z tohoto důvodu není tento způsob opravy vhodný.

Ideální opravou by bylo zhotovení celého nového A-kola, avšak z ekonomických důvodů si provozovatel turbíny tento způsob opravy nepřeje.

Další možností je odstranit bandáž kompletně z celého lopatkování a provozovat turbínu bez bandáže. Pro účely posouzení následujícího chodu oběžného kola bez bandáže byla firmou EKOL Energo s.r.o. provedena termická a dynamická analýza jeho chování. Byla provedena obecná kontrola dynamiky rotoru pro zjištění kritických otáček, a dále pak modální analýza rotoru s lopatkami bez bandáží.

Výsledky výpočtu dynamiky rotoru:

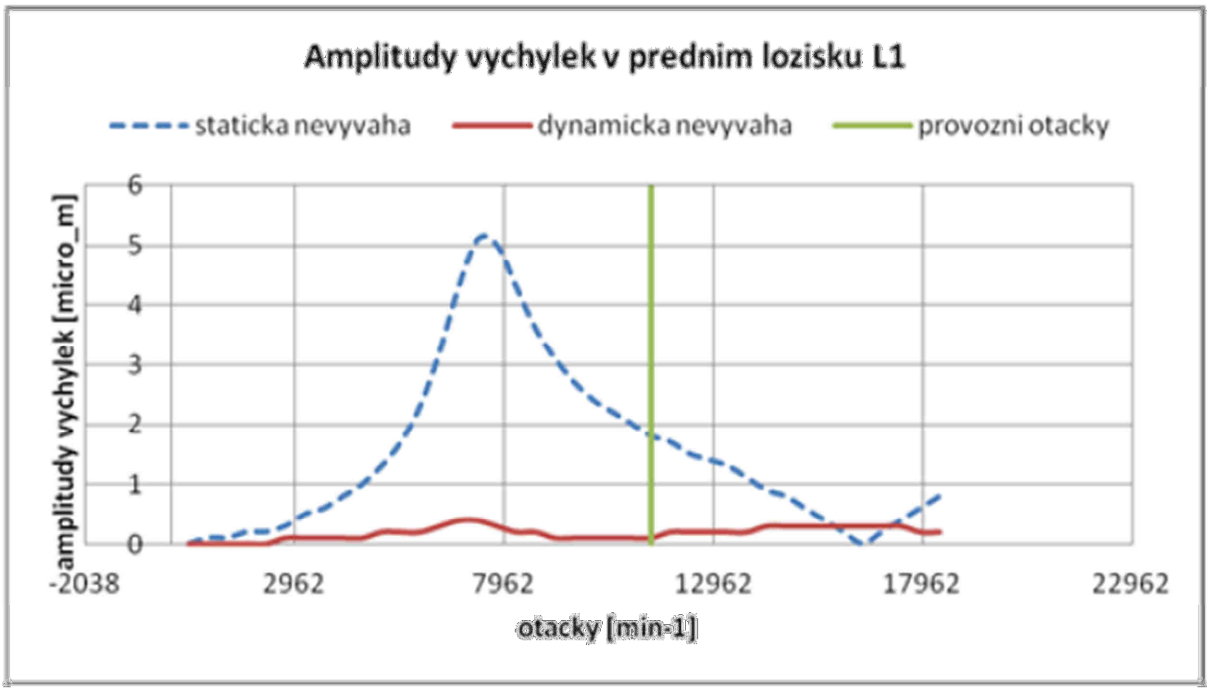
Tab. 2.1: Kritické otáčky a tlumení rotoru při uvažování dokonale tuhých stojanů ložisek [1]:

		1	2	3	4	5	6	7	8
Kritické otáčky	min^{-1}	7236	7251	14572	14608	14627	15294	24550	28972
Tlumení	%	29,2	29,3	45,9	75,2	46,1	64,9	22,2	29,7

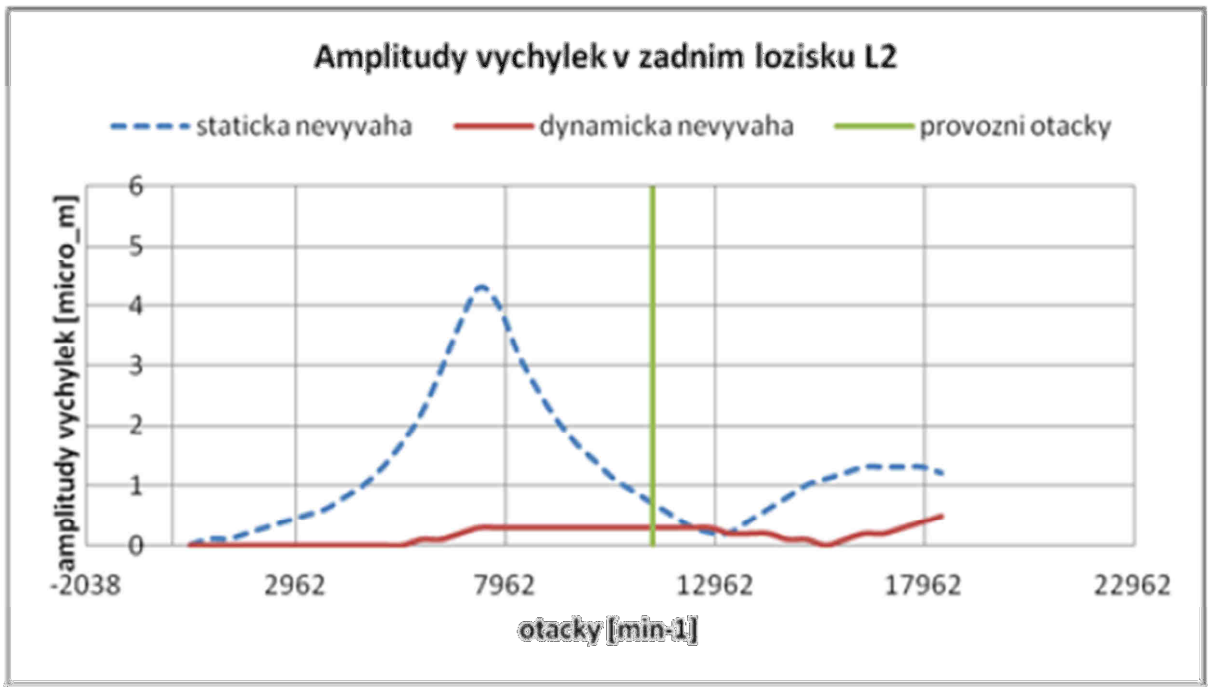
Tab. 2.2: Vlastní frekvence a stabilita rotoru při 11 481 ot/min [1]:

		1	2	3	4	5	6	7	8
Vlastní frekvence	Hz	7201,7	7226,6	13925,7	13974,5	13281,2	13927,4	23005,6	23777,5
Stabilita rotoru	%	16,0	16,3	60,4	60,5	108,7	103,2	27,6	36,7

Amplitudy výchylek:



Obrázek 7 - amplitudy výchylek v předním ložisku [1]



Obrázek 8 - amplitudy výchylek v zadním ložisku [1]

Výsledky modální analýzy při 11 500 ot/min [1] :

Frekvence buzení od provozních otáček:

$$f = \frac{n_j}{60} = \frac{11500}{60} = 191{,}67\ Hz \tag{2.1}$$

Výpočet frekvence dýzového buzení:

Počet dýz: 40

Ostřik: 86%

Počet dýz pro 100% ostřik: $\frac{40}{0{,}86} = 46{,}5$ dýz

Frekvence dýzového buzení:

$$f_{dýz} = 46{,}5 \cdot \frac{n_j}{60} = 46{,}5 \cdot \frac{11500}{60} = 8914{,}7\ Hz \tag{2.2}$$

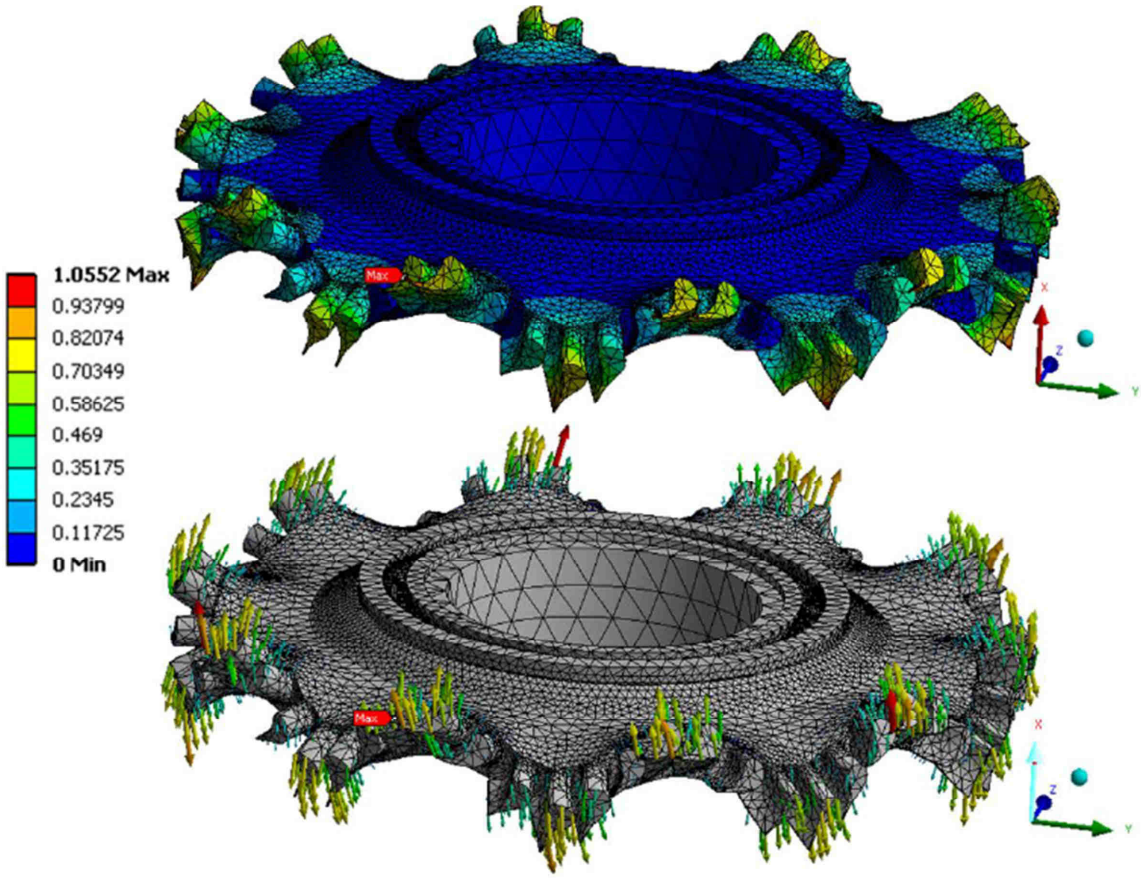
Výpis vlastních frekvencí [Hz]

1	2914.30	20	6830.09
2	2414.40	21	6891.02
3	2427.65	22	6891.27
4	2466.40	23	7234.51
5	2466.56	24	7234.92
6	2752.95	25	7483.53
7	2752.95	26	7484.00
8	3284.31	27	8108.37
9	3284.71	28	8108.63
10	3977.07	29	8230.21
11	4029.69	30	8230.54
12	4778.28	31	8352.50
13	4778.76	32	8353.36
14	5498.02	33	9143.13
15	5498.04	34	9146.53
16	5655.54	35	9467.62
17	5656.12	36	9468.50
18	6571.04	37	9835.05
19	5471.61	38	9836.62

Nejblíže dýzovému buzení jsou módy 33 a 34.

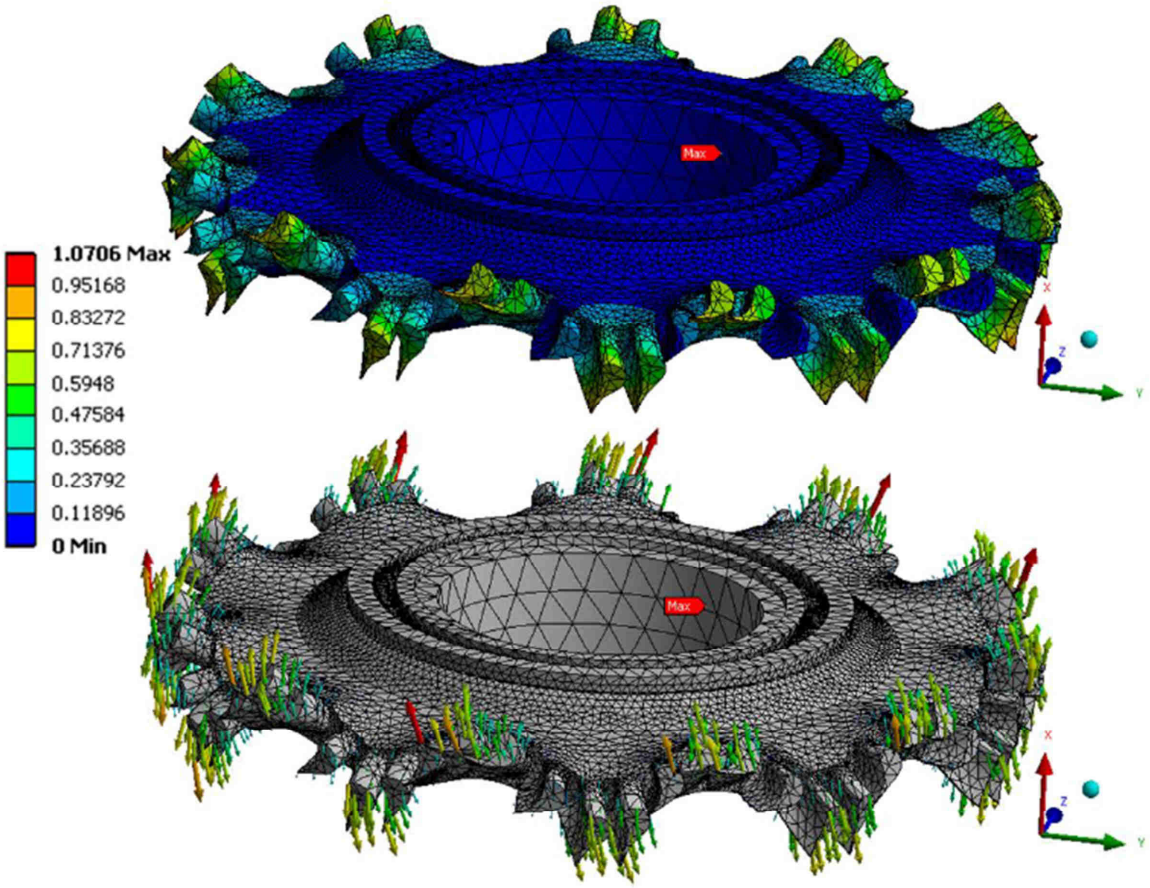
Odstup 33 módu: -6,3 %
Odstup 34 módu: +2,6 %

Tvar kmitu při módu 33 (8353,36 Hz):
Horní polovina zobrazuje barevně velikost vlastního vektoru v jednotlivých částech kola.
Dolní polovina zobrazuje šipkami přesný směr výchylek.[1]



Obrázek 9 - Tvar kmitu při módu 33 [1]

Tvar kmitu při módu 34 (9143,13 Hz):



Obrázek 10 - Tvar kmitu při módu 34 [1]

Zhodnocení:

Dynamické vlastnosti rotoru jsou vyhovující a kritické otáčky leží dostatečně daleko od provozních. Výchylky jsou minimální a stabilita rotoru je dostačující pro bezpečný provoz. Problematická by mohla být frekvence dýzového buzení, která leží poměrně blízko vlastních frekvencí oběžného kola. Odstup těchto frekvencí je -6,3 % a +2,6 %. Jelikož v těchto inkriminovaných módech - 33 a 34 - nedochází ke kmitáním samostatných lopatek a směr výchylek disku je kolmý (axiální) ke směru maximální reakce dýz (obvodový směr), nemělo by zde docházet k rezonančnímu kmitání oběžného kola. [1]
Dále byl firmou EKOL proveden termický přepočet kola s bandáží a bez bandáže. Odstranění bandáže by nemělo mít velký dopad na účinnost turbíny. Předpokládány pokles účinnosti je přibližně 5 %. [1]

Odstranění bandáže tedy lze z hlediska dynamického chování rotoru a disku provést, avšak dlouhodobý provoz za těchto podmínek by mohl být rizikový. Bylo by tak vhodné provést kompletní výměnu A-kola. [1]

3 Komplexní rozbor úniku páry dělící rovinou

3.1 Obecné konstrukční zásady turbínových skříní

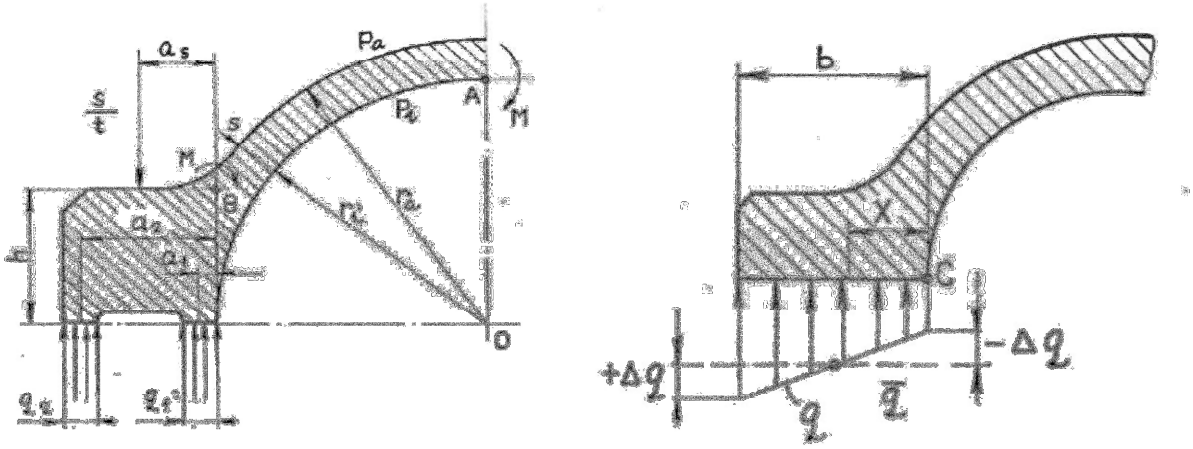
Při konstruování turbínových skříní je zapotřebí řídit se několika zásadami a splnit požadavky kladené na skříň. Mezi tyto požadavky patří zejména schopnost skříně udržet vnitřní přetlaky, popřípadě podtlaky, za všech provozních stavů turbíny při zaručení dokonalé těsnosti stěn a rozebíratelných spojů, oproti vnějšímu prostředí. Dále pak je nutné, aby při všech provozních stavech byla skříň schopna udržet všechny radiální a axiální vzdálenosti (vůle) mezi rotorovými a statorovými částmi. Obě tyto funkce by si měla skříň zachovat po celou dobu své životnosti. [2];[3]

Aby bylo těchto funkcí dosaženo, musí být splněny určité konstrukční zásady při návrhu skříní. Je vhodné, aby měla skříň symetricky rozloženou hmotu vzhledem ke společné ose rotoru a skříně, a aby byly základní tvary a přechody rotační a jednoduché. Je to z důvodu nižšího napětí ve stěnách skříně, a dále pak z důvodu přesnějšího pevnostního výpočtu tloušťky stěny, příruby na horizontální rovině a přídavných napětí vzniklých teplotní diferencí ve stěnách. Nejsou vhodné rozměrné nálitky komor regulačních ventilů na víku skříně. Je potřeba, zejména u VT turbín, aby byla vstupní hrdla pro přívod páry umístěna symetricky. [2];[3]

Dále je důležité, aby teploty kovu stěn a příruby byly symetricky rozložené podle společné osy skříně a rotoru. Nesymetrie rozložení teplot vede k deformacím skříně a tvorbě místních přídavných napětí, popř. i k překročení povoleného napětí a vymezení vůlí. Nejčastěji dochází k těmto nežádoucím jevům při rychlých změnách teplot, jako např. při najíždění nebo odstavování turbíny. [2];[3]

Je nutné, aby skříň měla základní minimální rozměry vycházející z pevnostního výpočtu a těsností skříně. Nadměrné zvětšování tloušťky stěn z technologických nebo bezpečnostních důvodů má nepříznivý efekt na provozní pružnost skříně a zvětšuje přídavné pnutí způsobené teplotní diferencí při najíždění za studeného stavu a dalších nestacionárních režimech turbíny. [2];[3]

Aby byla příruba dostatečně těsná, je zapotřebí její náležitá tuhost. Dosažení takové tuhosti vede k nahromadění materiálu, což vede k nepříznivým jevům jako je vznik teplotního napětí vlivem rozdílných teplot na vnitřní a vnější straně příruby. Těsnící plochy přírub jsou řešeny buďto jako celistvé (neodlehčené), nebo se dvěma těsnícími lištami (odlehčené). Častěji jsou pro dosažení těsnícího tlaku použity příruby s odlehčením, jelikož nevyžadují tak velké předpětí na šroubech, jako varianta bez odlehčení. [2];[3]



Obrázek 11 - odlehčená (vlevo) a neodlehčená (vpravo) příruba [2]

Pokud jsou při návrhu turbínové skříně splněny tyto podmínky, neměly by se objevovat nežádoucí netěsnosti v dělící rovině ani vymezení radiálních vůlí, pokud je turbína správně provozovaná. Často však nastanou ze strany obsluhy turbíny některé chyby, které mohou vést k poškození skříně.

3.2 Teplotní pnutí ve stěně skříně

Obecně jsou pro turbínovou skříň nejrizikovější nestacionární provozní stavy, zejména najíždění za studena, kde dochází k tepelným pnutím vlivem rozdílných teplot na povrchu a uvnitř skříně.[4]

Teplotní pnutí ve stěně skříně závisí především na tepelném toku do stěn, průchodu tepla stěnou a množství páry. [4]

Tepelný tok do stěn:

$$Q = \alpha_p \cdot \delta_s \cdot S \tag{3.1}$$

Průchod tepla stěnou:

$$Q = \lambda \cdot \frac{S}{l}(t_1 - t_2) \tag{3.2}$$

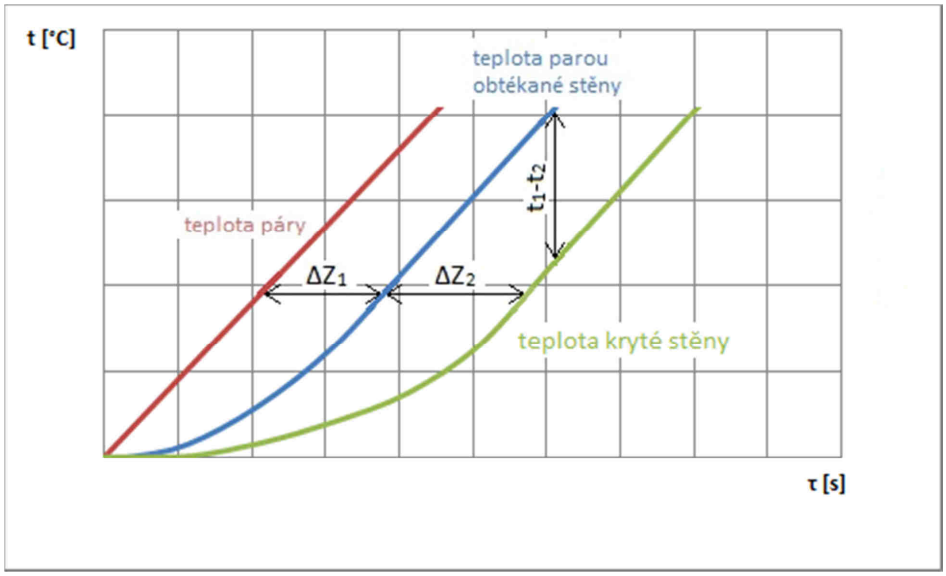
Závislost tepla na průtoku páry:

$$Q = \dot{M} \cdot c(t_p - t_k) \tag{3.3}$$

Z rovnic vyplývá, že nejvíce ovlivňujícími faktory jsou:

- Volba materiálu stěny skříně
- Koeficient přestupu tepla mezi párou a stěnou
- Teplotní diference
- Tloušťka stěny skříně
- Nahřívací doba, kterou lze měnit průtočným množstvím páry

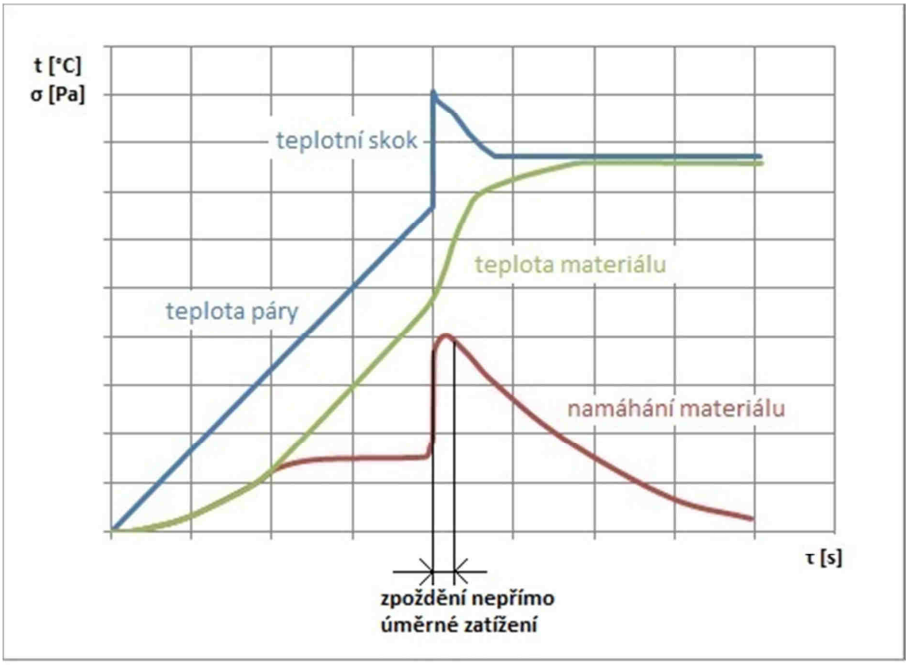
V ideálním případě je změna teploty páry lineární. Teplota stěny obtékané párou má oproti teplotě páry časové zpoždění ΔZ_1, které je úměrné tloušťce materiálu. Teplota venkovní stěny je zpožděná oproti stěně vnější o ΔZ_2. Velikost tohoto rozdílu je závislá na rychlosti změny teploty páry, rozměrech a tvaru skříně a na součiniteli přestupu tepla. Teplotní pnutí ve stěně se pak mění v závislosti na rozdílu teplot t_1-t_2. Při najíždění je potřeba najít kompromis mezi rychlostí najíždění a mezi napětím způsobeným rozdílem těchto teplot tak, aby nedošlo k překročení povoleného napětí na skříni. [4]



Obrázek 12 - diagram vzrůstu teplot na vnitřní a vnější stěně skříně [4]

Vlivem různých neprovozních stavů, jako například náhlá změna výkonu kotle, narušení dodávky a potřeby el. energie v energosystému nebo při havarijních stavech, může občas dojít k teplotnímu skoku páry (tepelný šok), kdy dojde k velmi rychlému ohřátí součástí, často jen z jedné strany. To způsobí nárůst teploty na ohřívaném povrchu materiálu s termickým zpožděním.

Při teplotním skoku páry se ohřeje okamžitě tenká vrstva kovu vnitřní stěny. V závislosti na tloušťce stěny a součiniteli přestupu tepla pro daný materiál začne stoupat teplota vnější stěny s časovým zpožděním. Rozdílné teploty na vnitřní a vnější stěně se projeví skokem ve vzrůstu teplotního pnutí a působí značné namáhání materiálů, které může působit deformace ve skříni.[4]



Obrázek 13 - diagram teplotního skoku [4]

3.3 Relaxace šroubů

Mezi další příčiny úniku páry dělící rovinou patří například relaxace ve šroubovém spoji na přírubě. Dochází k uvolnění pružných napětí ve spoji vlivem nárůstu plastické deformace a současně k velkému poklesu pružné deformace v daném směru při dlouhodobém teplotním působení. Relaxace je závislá na čase a je také souvisejícím jevem tečení. [5]

Pokles napětí lze vyjádřit vzorcem:

$$\sigma(t) = E_T \cdot \left(\epsilon_c - \epsilon_p(t_0) - \epsilon_p(t)\right) \tag{3.4}$$

E_T – modul pružnosti pro danou teplotu
ϵ_c – celková deformace
ϵ_p – plastická deformace

Plastická deformace se skládá z časově závislé a časově nezávislé složky:

$$\epsilon_p = \epsilon_p(t_0) + \epsilon_p(t) \tag{3.5}$$

Celková deformace:

$$\epsilon_c = \epsilon_e + \epsilon_p \tag{3.6}$$

ϵ_c – celková deformace
ϵ_e – elastická deformace
ϵ_p – plastická deformace

3.4 Další příčiny netěsnosti

Mezi další příčiny netěsnosti dělící roviny mohou dále patřit různé chyby při montáži, jako například mechanické poškození dělicí roviny způsobené nevhodnou manipulací. Drobné vruby nebo odlomení části roviny mohou vést vlivem „prošlehání“ páry k pozdějším netěsnostem. Dále pak je důležité dávat pozor na správný postup utahování šroubů dělící roviny, které je nutné provést podle pokynů výrobce turbíny, a použití vhodné těsnící pasty. Skříň také mohou zdeformovat mechanické síly působící od potrubí.

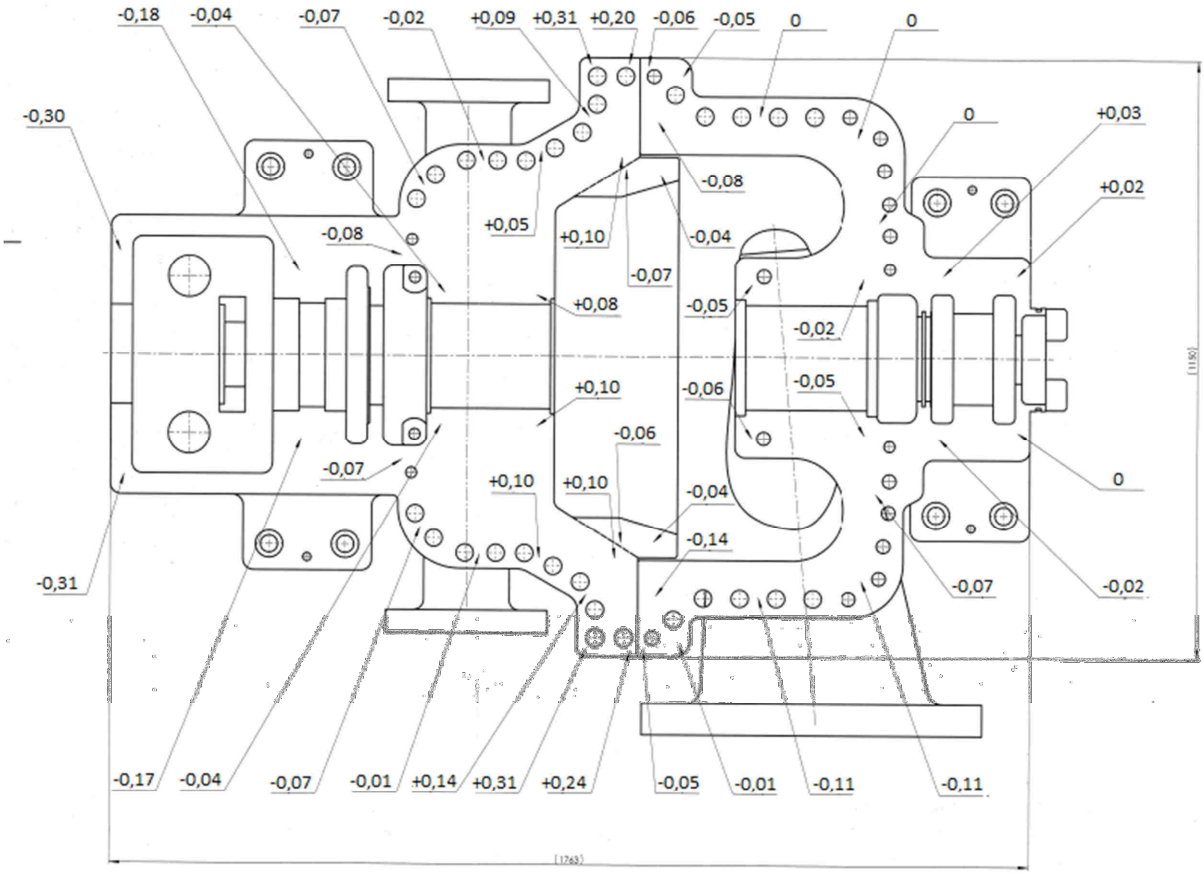
4 Příčina netěsnosti turbínové skříně Spilling

Turbínová skříň Spilling má obecně dvě příčiny netěsnosti dělící roviny. Skříň byla špatně konstrukčně navržena a při výrobě byla dělící rovina nepřesně vyrobena. Kombinací těchto dvou faktorů se stala tato skříň zcela neschopná provozu.

4.1 Výrobní nepřesnosti

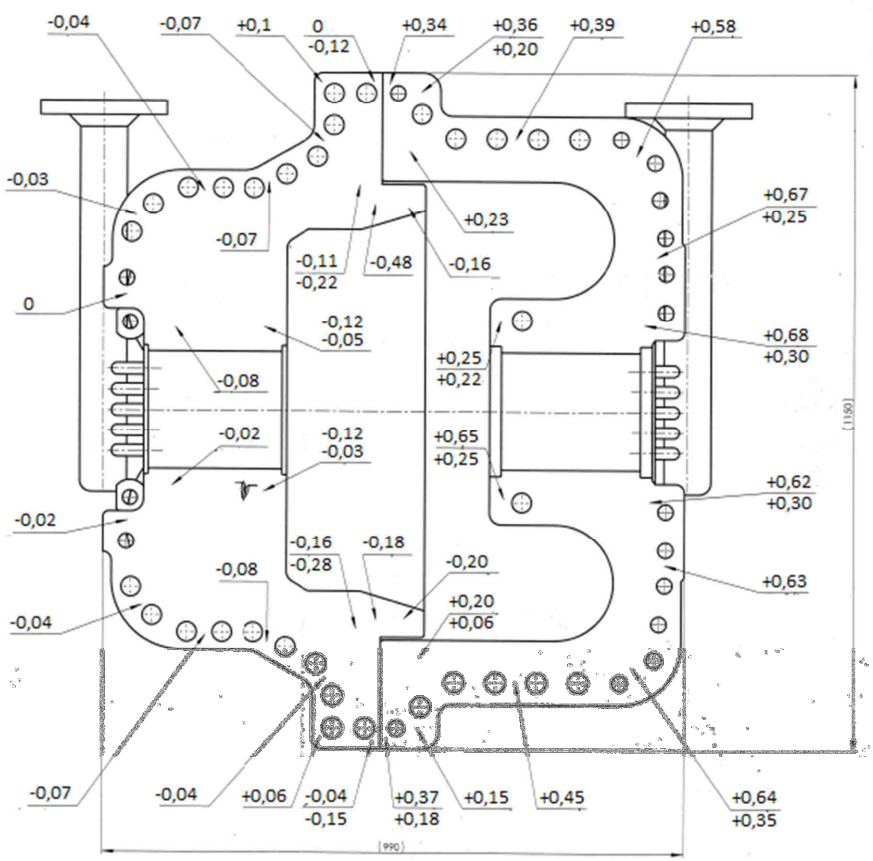
Na vrchní a spodní části skříně byla provedena indikace rovinnosti dělící roviny. Ze změřených a zaznamenaných odchylek byla určena místa, kde dochází k největším netěsnostem, a která bude zapotřebí egalizovat.

Výsledky indikace rovinnosti – spodní díl:



Obrázek 14 - indikace rovinnosti na spodním díle skříně [1]

Výsledky indikace rovinnosti – vrchní díl:



Obrázek 15 - indikace rovinnosti na vrchním díle skříně [1]

Z výsledku indikace rovinnosti dělící roviny spodního dílu bylo zjištěno propadení 0,14 mm v oblasti křížového spoje a také propadení 0,31 mm na předním ložiskovém stojanu. Předpokládaný úběr materiálu pro frézování dělící roviny je tak 0,4 mm.

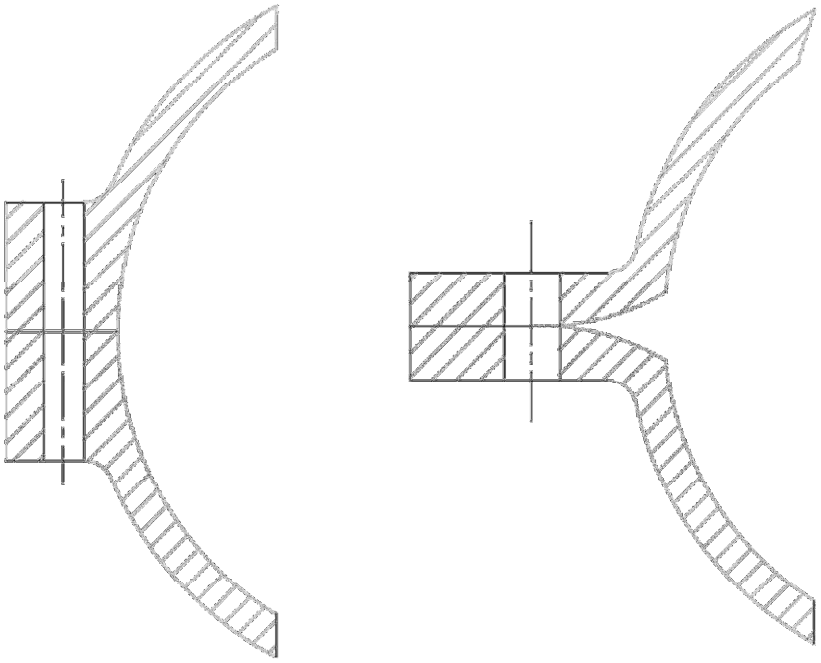
U vrchního dílu skříně bylo indikací rovinnosti zjištěno propadení dělící roviny v oblasti křížového spoje o 0,48 mm. Předpokládaný úběr materiálu pro frézování dělící roviny je tak 0,6 mm.

Vzhledem k úběru materiálu z dělící roviny bude nutné provést vykulacení všech funkčních průměrů skříně (uložení tělesa přední a zadní parní ucpávky, uložení pro olejové ucpávky, uložení ložisek).

4.2 Nevhodná konstrukce

Turbínová skříň Spilling má špatně navrženou přírubu, která neodpovídá klasickým zásadám pro konstrukci turbínových skříní. Obecně se příruby skříní konstruují buďto velmi ploché a široké – starší konstrukce s problémovějším prohříváním, nebo jsou příruby dělané vysoké. Tyto prověřené konstrukce, pokud jsou provedeny správně, zaručují správnou těsnost dělící roviny a zabraňují nežádoucímu rozevírání skříně.

Bohužel, příruba skříně Spilling byla navržena poměrně tenká a zároveň krátká. Vnitřním přetlakem a teplotní roztažností tak dochází k tomu, že se skříň rozevírá tak, že pára uniká do prostoru děr pro šrouby, a také dochází k netěsnostem v oblasti zadních ucpávek. Veškerý kontaktní tlak se přesouvá směrem k okraji příruby.



Obrázek 16 - Vhodně provedená vysoká příruba (vlevo) a příruba skříně Spilling (vpravo), která se rozevírá vlivem přetlaku uvnitř skříně

V následující kapitole je provedena simulace namáhání této skříně, kde je vyobrazen stávající kontaktní tlak na dělící rovině a je navrženo několik možných úprav pro zlepšení těsnosti této dělící roviny.

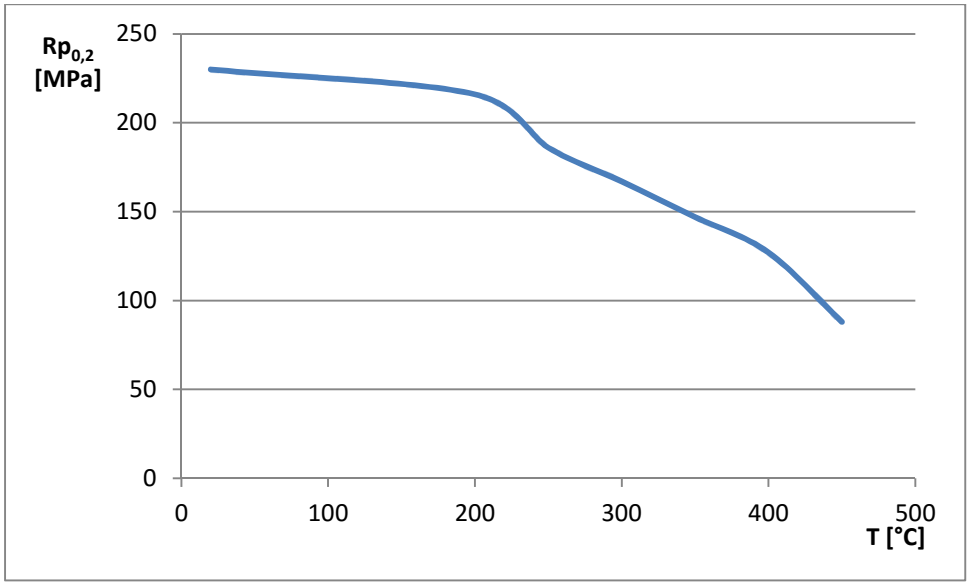
5 Návrh opravy turbínové skříně

5.1 Materiál skříně: ocel na odlitky – uhlíková (ČSN 42 2643)

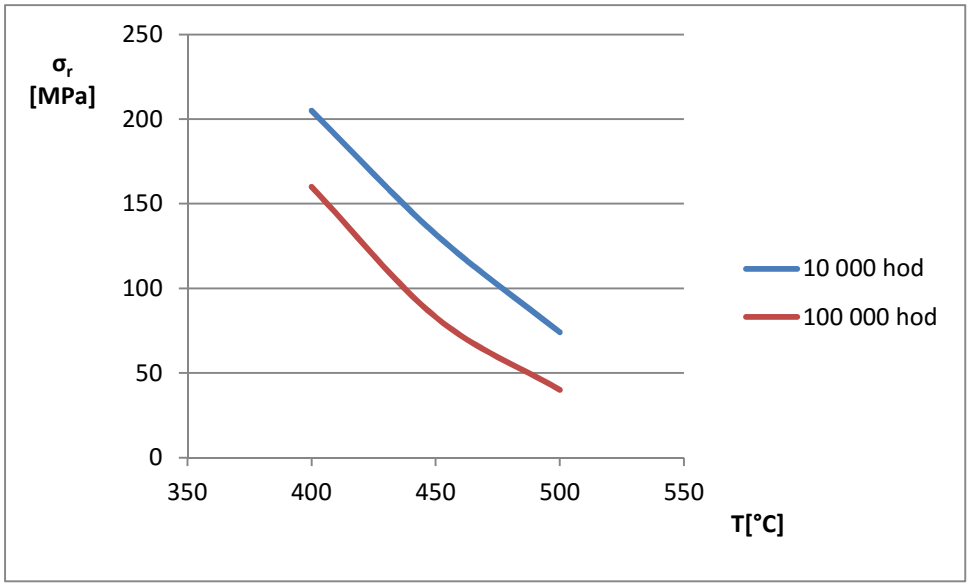
Skříň je vyrobena z feriticko-perlitické uhlíkové oceli, k použití za vyšších teplot, se zaručenou svařitelnosti. Materiál je vhodný pro odlitky středně namáhaných strojních součástí pracujících do 450°C a při vyšších tlacích.[10]

Tabulka 5.1: Mechanické vlastnosti materiálu v závislosti na teplotě[10]:

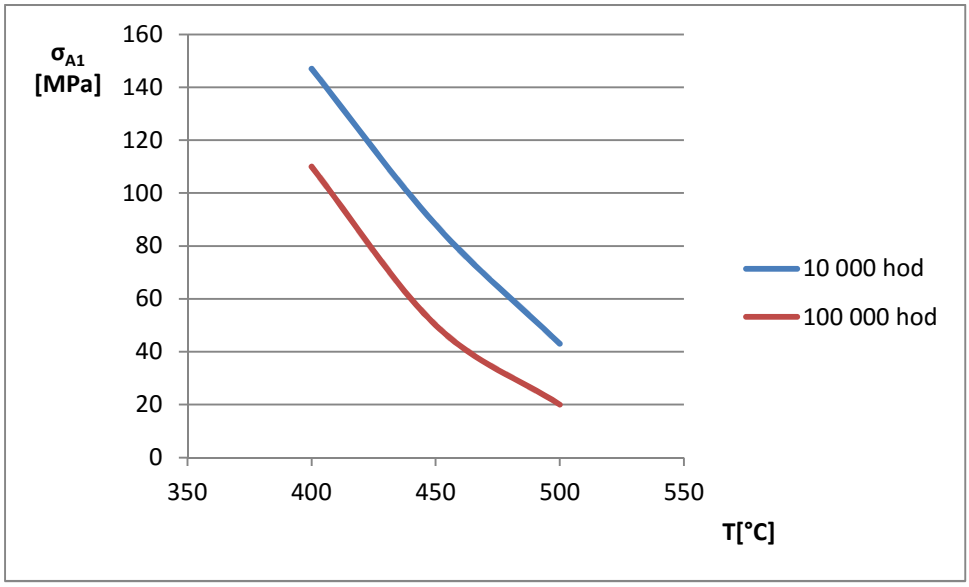
Teplota	T[°C]	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
Modul pružnosti	E[GPa]	210,4	206,4	200,2	192,4	183,4	172,5
Hustota	ρ[Kg/m^3]	7850	7830	7800	7770	7730	7700
Měrná tepelná vodivost	$\lambda\ [W/mK]$	39,77	39,36	38,52	37,68	37,26	-
Součinitel délkové roztažnosti	α $[10^{-6} \cdot K^{-1}]$	-	11,2	12,1	12,9	13,4	13,9



Obrázek 17 – Minimální mez kluzu v závislosti na teplotě [10]



Obrázek 18 - Mez pevnosti při tečení [10]



Obrázek 19 - Mez tečení pro plastické prodloužení 1% [10]

5.2 Materiál svorníků: 1.4913

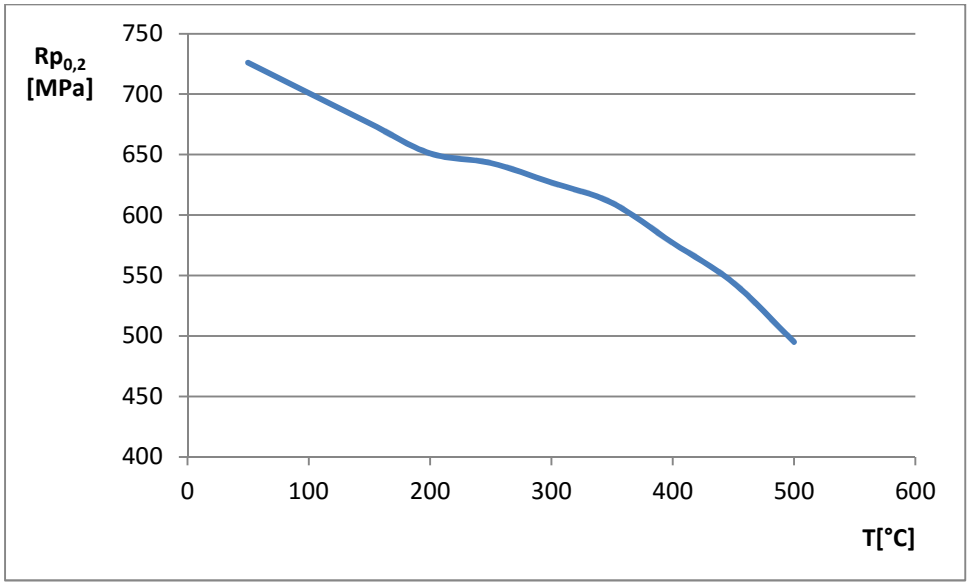
X19CrMoNbVN11-1 - Jedná se o nízkolegovanou martenzitickou a žáropevnou ocel, která je vhodná pro výrobky dlouhodobě mechanicky namáhané při vysokých teplotách nad 500°C.[11]

Tabulka 5.2 - Modul pružnosti a součinitel délkové roztažnosti v závislosti na teplotě [11]

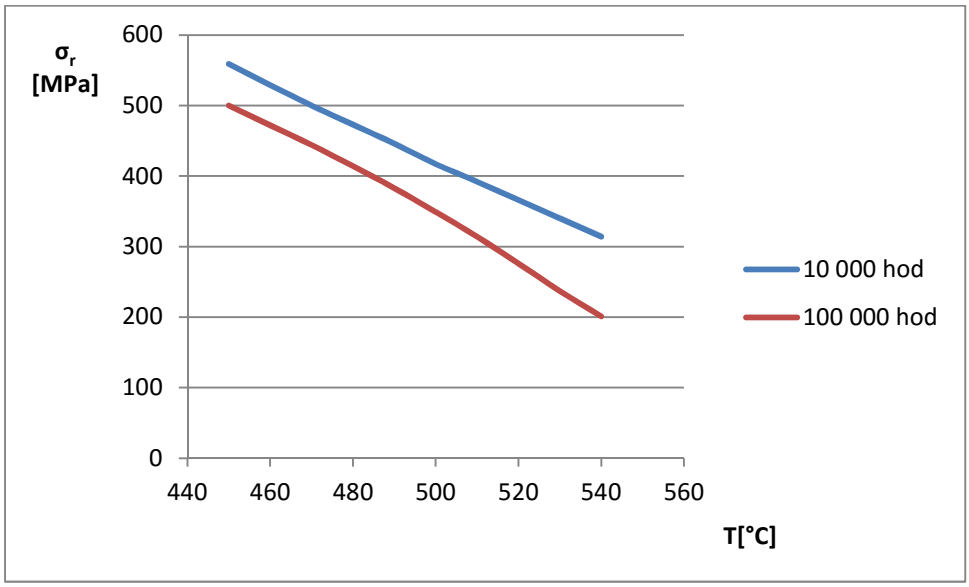
Teplota	T[°C]	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
Modul pružnosti	E[GPa]	216	209	200	190	179	167
Součinitel délkové roztažnosti	α $[10^{-6} \cdot K^{-1}]$	-	10,5	11	11,5	12	12,3

Pro 20°C:

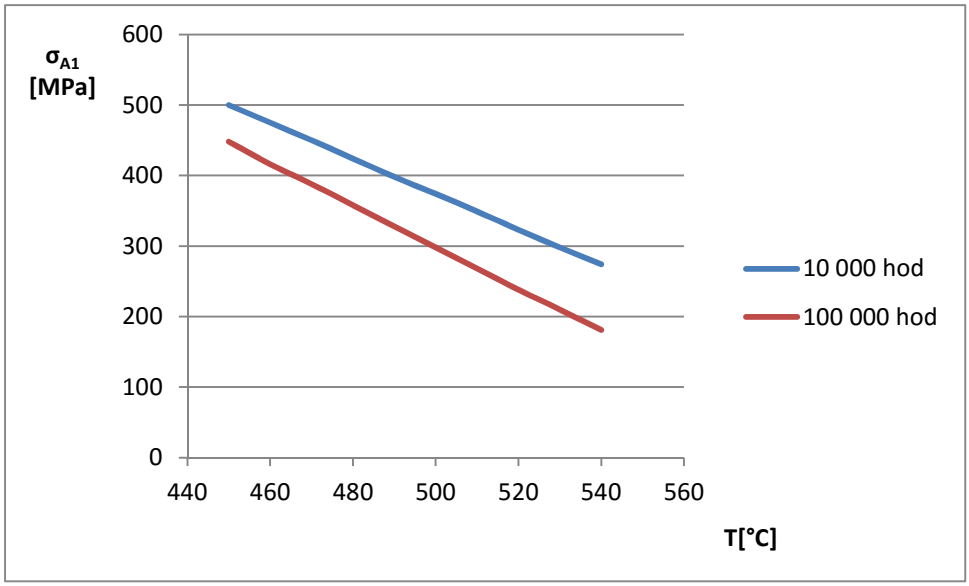
Hustota: $\rho = 7700$ Kg/m3
Měrná tepelná vodivost: $\lambda = 24\ W/mK$



Obrázek 20 – Minimální mez kluzu v závislosti na teplotě [11]



Obrázek 21 - Mez pevnosti při tečení [11]



Obrázek 22 - Mez tečení pro plastické prodloužení 1% [11]

5.3 Materiál svorníků: 1.7709

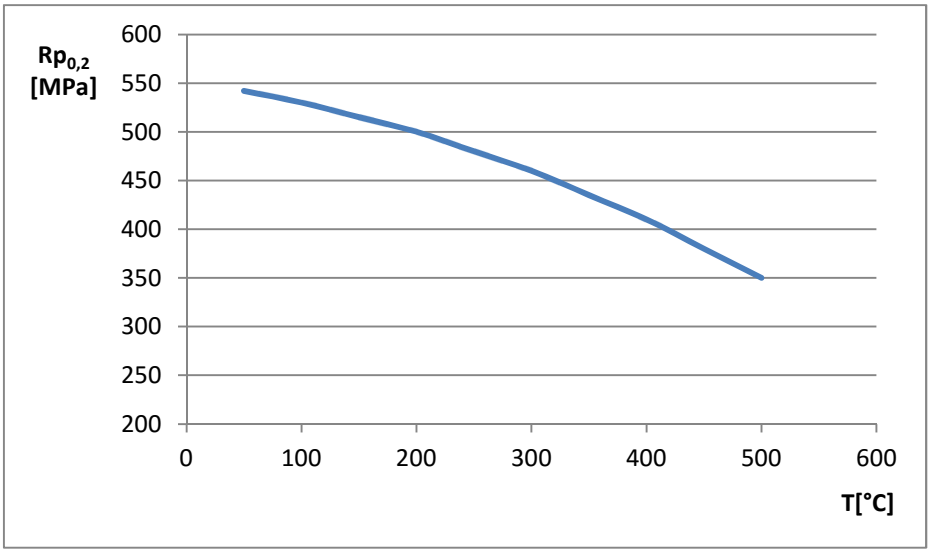
21CrMoV5-7 – Jedná se o nízkolegovanou bainitickou ocel, která je vhodná pro vyšší teploty. Je odolná proti korozi do teploty 320°C v prostředí vodíku o velkém tlaku a do teploty 600°C v prostředí vodní páry. Tento materiál je používán zejména na spojovací součásti chemických a energetických zařízení, hřídele a oběžná kola kompresorů a rotory parních turbín. [12]

Tab. 5.3 Modul pružnosti a součinitel délkové roztažnosti v závislosti na teplotě. [12]

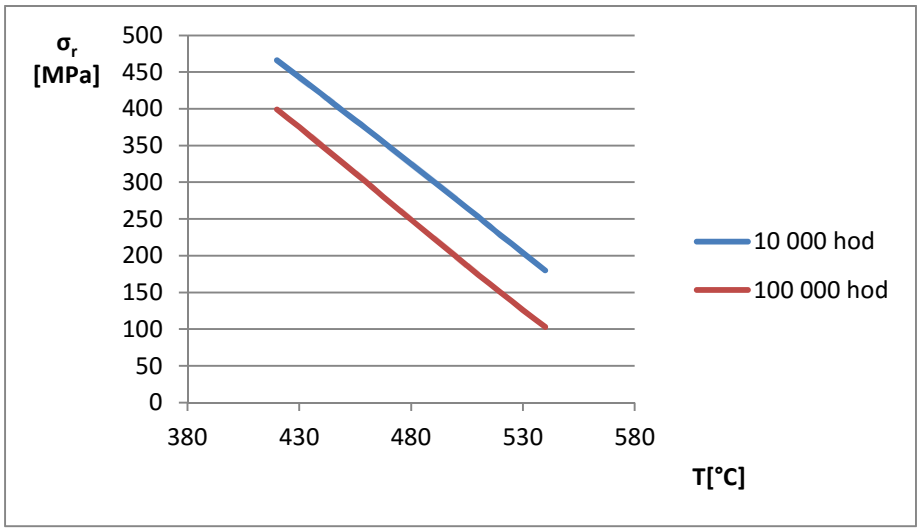
Teplota	T[°C]	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
Modul pružnosti	E[GPa]	211	204	196	186	177	164
Součinitel délkové roztažnosti	α $[10^{-6} \cdot K^{-1}]$	-	11,1	12,1	12,9	13,5	13,9

Pro 20°C:

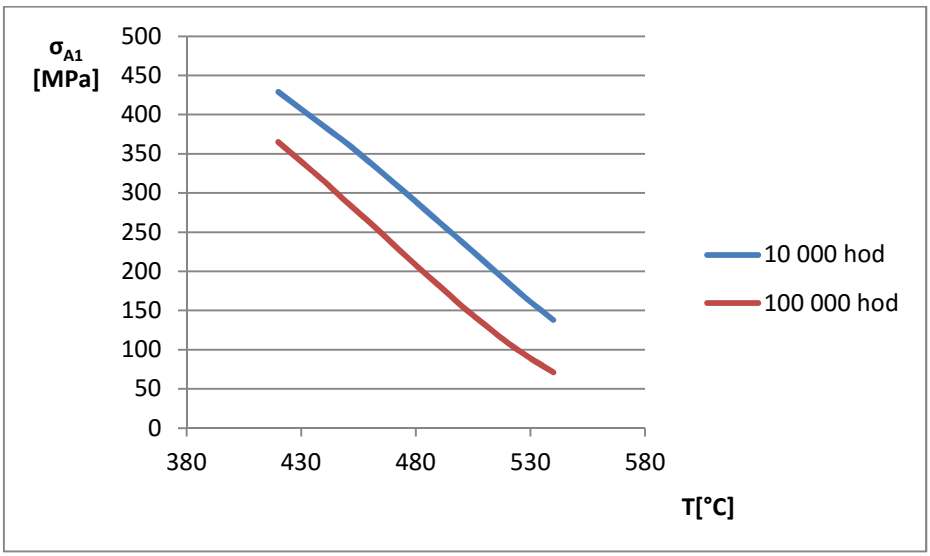
Hustota: $\rho = 7850$ Kg/m3
Měrná tepelná vodivost: $\lambda = 33\ W/mK$



Obrázek 23 – Minimální mez kluzu v závislosti na teplotě [12]



Obrázek 24 - Mez pevnosti při tečení [12]



Obrázek 25 - Mez tečení pro plastické prodloužení 1% [12]

5.4 Zhodnocení materiálů

Z mechanických charakteristik lze určit, že pro konstrukční úpravy bude směrodatný převážně materiál skříně, který oproti šroubům dosahuje horších mechanických vlastností, zejména za vyšších teplot. Jelikož je skříň cyklicky namáhána při vyšších teplotách, bude nejdůležitější charakteristikou mez tečení pro plastické prodloužení 1%. V přední části skříně před A-kolem dosahuje teplota až 370°C, pro tuto teplotu je mez tečení přibližně 126 MPa s bezpečností 1,3 je to 97 MPa. V zadní části za A-kolem, kde je teplota přibližně 280° je již materiál omezen pouze mezí kluzu při této teplotě, která je 170 MPa a s bezpečností 1,3 je to 131 MPa.. Při konstrukčních úpravách je nevhodné tato napětí překročit.

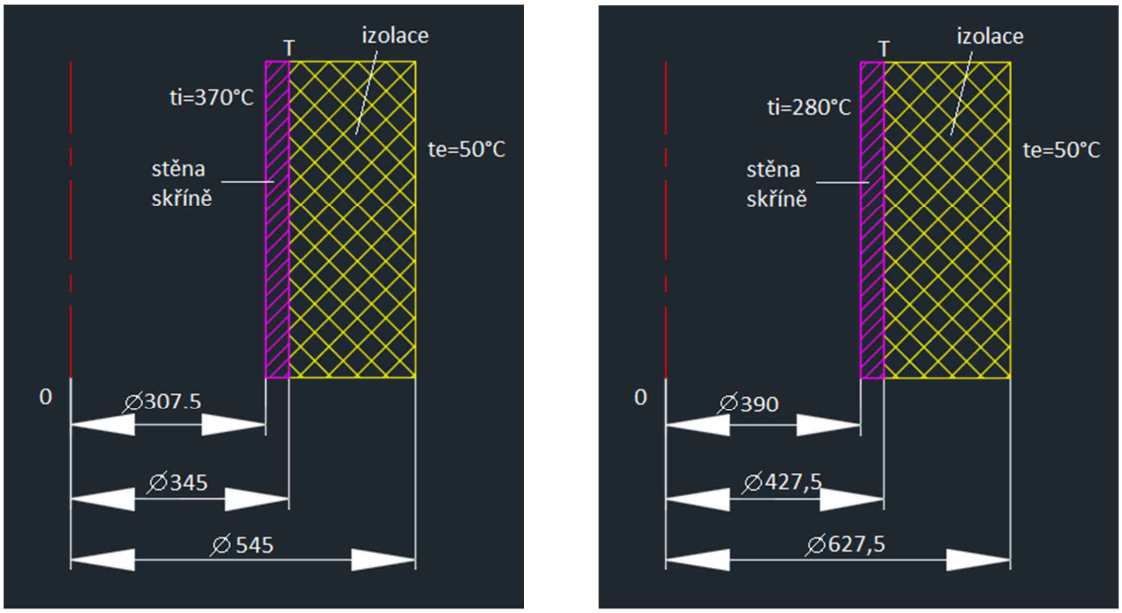
U svorníků má lepší mechanické vlastnosti materiál 1.4913. S tímto materiálem bude možné použít větší předpětí šroubů. Je však potřeba nepřekročit povolené namáhání na přírubě skříně. Bude také vhodné zhodnotit, jestli zvýšení předpětí bude mít výrazný efekt na zlepšení kontaktních ploch dělící roviny, a zdali tak nebudou postačující svorníky z materiálu 1.7709, které jsou ekonomicky výhodnější. Předpětí pro svorníky bude zvoleno tak, aby napětí v dříku nepřekročilo mez tečení pro plastické prodloužení 1% pro danou teplotu.

5.5 Zjednodušení a nastavení simulace pro model

5.5.1 Zanedbání tepelného výpočtu

Při simulaci byl zanedbán tepelný výpočet, jelikož se teploty na vnitřní a vnější stěně skříně liší při provozních podmínkách jen nepatrně. Youngův model pružnosti pro střední teplotu stěny skříně a pro teploty stěny před a za rozváděcími dýzami má zanedbatelnou odchylku. Níže je provedena kontrola této odchylky. Pro výpočet tak byla použita střední teplota turbínové skříně a pro tuto teplotu byly nastaveny mechanické vlastnosti materiálu.

Kontrola odchylky:



Obrázek 26 - teploty před rozváděcíma dýzama (vlevo) a za rozváděcími dýzami (vpravo)

Výpočet tepelného toku skříní před rozváděcími dýzami:

$$q = \frac{2\pi \cdot (t_i - t_e)}{\frac{1}{\lambda_{sk}} \cdot ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right) + \frac{1}{\lambda_{iz}} \cdot ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)} = \frac{2\pi \cdot (370 - 50)}{\frac{1}{37{,}848} \cdot ln\left(\frac{0{,}3450}{0{,}3075}\right) + \frac{1}{0{,}040} \cdot ln\left(\frac{0{,}5450}{0{,}3450}\right)} \quad (5.1)$$

$$q = 175{,}844\ W/m$$

Výpočet tepelného toku skříní za rozváděcími dýzami:

$$q = \frac{2\pi \cdot (280 - 50)}{\frac{1}{37{,}848} \cdot ln\left(\frac{0{,}4275}{0{,}3900}\right) + \frac{1}{0{,}040} \cdot ln\left(\frac{0{,}6275}{0{,}4275}\right)} = 150{,}579\ W/m \quad (5.2)$$

Teplota na vnější stěně skříně před rozváděcími dýzami:

$$T_1 = -\frac{q \cdot \frac{1}{\lambda_{sk}} \cdot ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi} + t_i = -\frac{175{,}844 \cdot \frac{1}{37{,}848} \cdot ln\left(\frac{0{,}3450}{0{,}3075}\right)}{2\pi} + 370 = 369{,}9°C \quad (5.3)$$

Teplota na vnější stěně skříně za rozváděcími dýzami:

$$T_2 = -\frac{150{,}579 \cdot \frac{1}{37{,}848} \cdot ln\left(\frac{0{,}4275}{0{,}3900}\right)}{2\pi} + 280 = 279{,}9°C \quad (5.4)$$

Střední teplota stěny skříně:

$$T_s = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{369{,}9 + 279{,}9}{2} = 324{,}9°C \quad (5.5)$$

Tab. 5.4 Odchylky modulu pružnosti pro střední teplotu

	T_1	T_2	T_s
E [GPa]	186,11	193,96	190,16
Odchylka [%]	**2,12**	**1,96**	

Odchylky hodnot Youngova modulu pružnosti pro dané teploty a pro střední teplotu jsou zanedbatelné. Z těchto důvodu budou pro simulaci nastaveny mechanické vlastnosti materiálu skříně pro střední teplotu.

5.5.2 Statická analýza

Na modelu byla provedena lineární statická analýza. Při zatížení tělesa se těleso deformuje a vliv této deformace je přenášen celým tělesem. Toto vnější zatížení způsobí, že vnitřní síly a reakce uvedou těleso do stavu rovnováhy. Tato analýza spočítá napětí, posuvy, namáhání a reakční síly pod vlivem aplikovaného zatížení.

Lineární předpoklad:

Veškeré materiály v modelu musí splňovat Hookův zákon. Deformace je přímo úměrná napětí. Posunutí jsou dostatečně malá, takže je možné ignorovat změnu tuhosti, která je způsobena zatížením.

Statický předpoklad:

Jsou zanedbány síly setrvačnosti a tlumení. Veškerá zatížení jsou aplikovaná pomalu a postupně, dokud není dosaženo jejich velikostí. Poté co dosáhnou svých plných velikostí, zůstávají konstantní.

Model materiálu:

Pro materiál platí Hookův zákon. Je homogenní, izotropní a lineárně elastický. Materiál je dán následujícími materiálovými charakteristikami.

Tab. 5.5 Nastavení mechanických vlastností materiálu pro simulaci

Modul pružnosti	190156,4 MPa
Poissonův poměr	0.27
Hustota	7760 kg/m^3
Modul pružnosti ve smyku	50360 MPa
Pevnost v tahu	250 MPa
Mez kluzu	157 MPa
Součinitel tepelné roztažnosti	1,3·10^{-5} K^{-1}
Součinitel tepelné vodivosti	37.848 W/(m·K)
Měrné teplo	473 J/(kg·K)

Model geometrie:

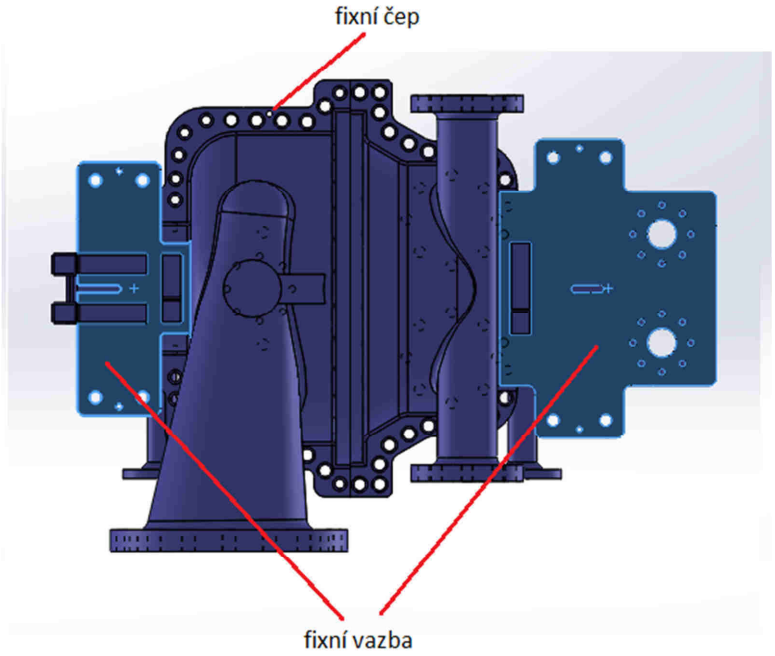
3D geometrie modelu byla vytvořena v programu SolidWorks. Pomocí generátoru tvorby sítě je tento model přetvořen na model konečnoprvkový. Síť byla nastavena na základě zakřivení a za účelem zpřesnění výpočtu v kritických oblastech bylo provedeno zjemnění sítě na dělící rovině skříně v otvorech pro šrouby a dosedacích plochách podložek.

Parametry sítě:

Síť na základě zakřivení
Maximální velikost elementu: 112 mm
Minimální velikost elementu: 22 mm
Velikost elementu pro zjemnění sítě: 3 mm
Minimální počet elementu v kružnici: 8
Tempo růstu velikosti elementu: 1,3

Vazby:

- Pro zjednodušení výpočtu byla umístěna fixní vazba na plochách předního a zadního ložiskového stojanu, v místech ukotvení.
- Fixní čep v otvoru pro servisní kolík.



Obrázek 27 - nastavení vazeb

Zatížení tlakem:

Při nastavení zatížení tlakem byly zanedbány účinky proudění. Tlak byl nastaven rovnoměrně rozložený. V prostoru skříně před rozváděcími dýzami - vstupní tlak páry 3,6 MPa. V prostoru skříně za A-kolem - výstupní tlak páry 1,5 MPa.

Zatížení silou:

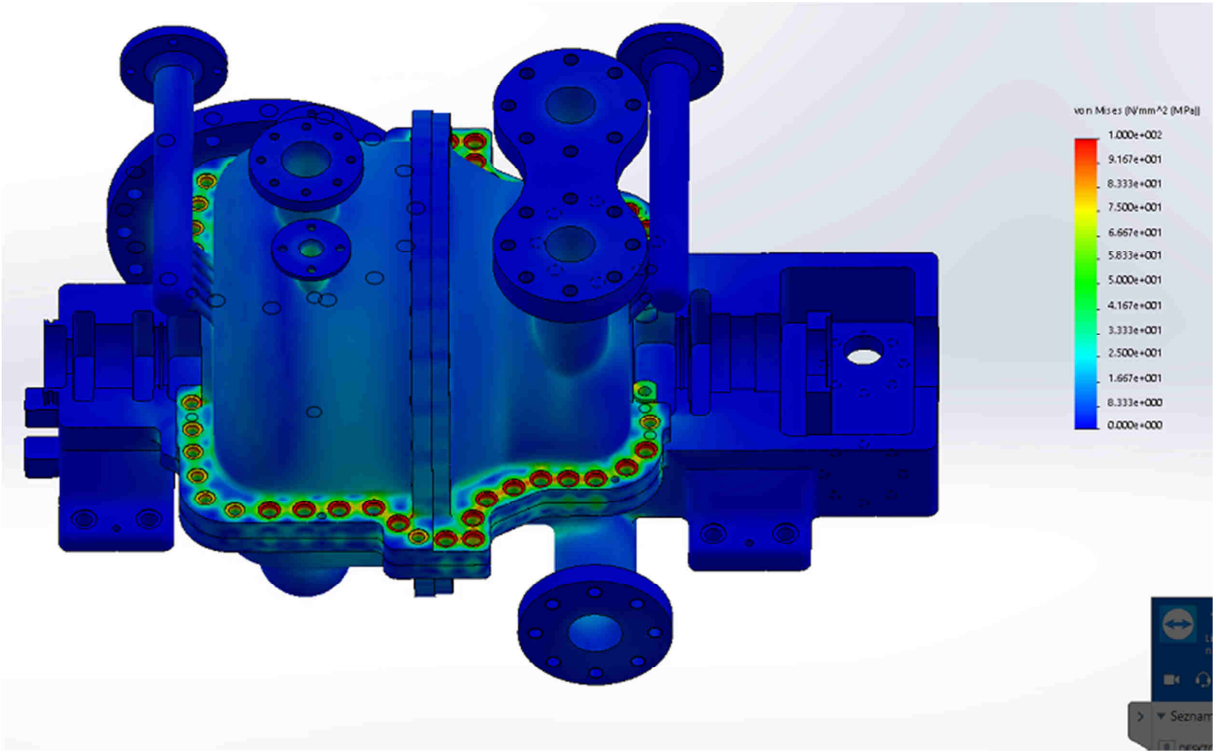
Zde byly nastaveny síly vyvolané předpětím šroubů. Pro původní šrouby M30x3,5 je síla předpětí 110KN a pro M24x3,5 je tato síla 70,4 KN. Síla působí na podložky šroubů a bylo zde předpokládáno rovnoměrné rozložení síly po celé podložce.

5.6 Rozbor kontaktního tlaku skříně

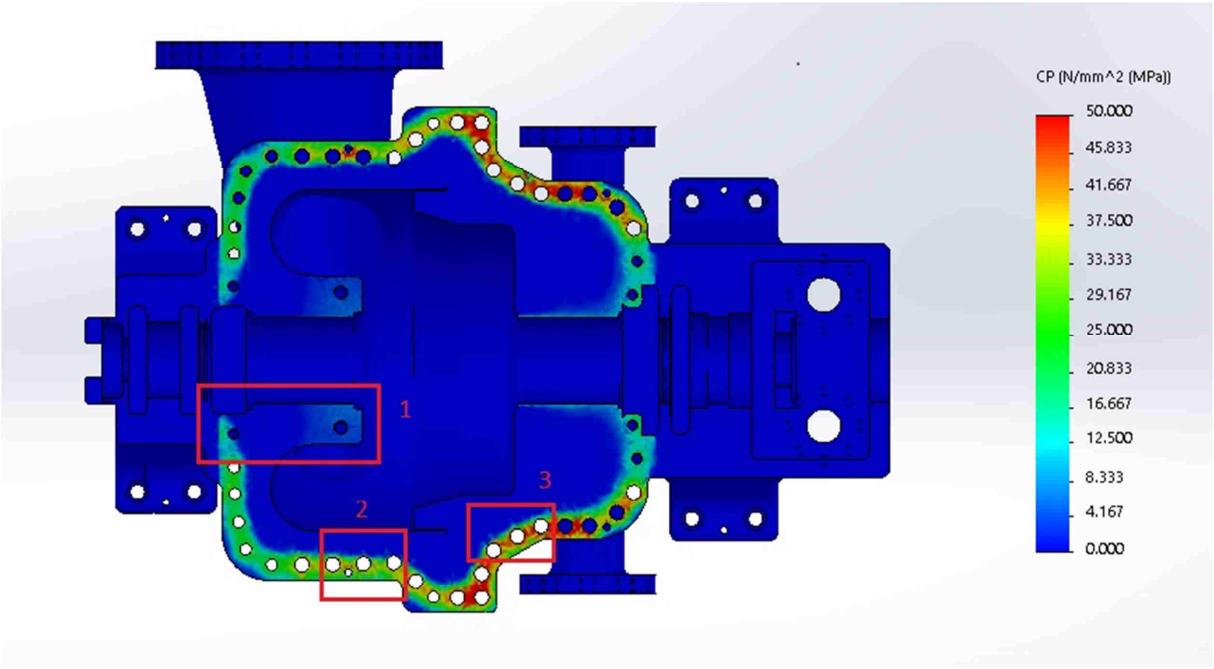
Původní varianta:

- podložky ø45 pro šroub M30, předpětí 110kN
- podložky ø40 pro šroub M24, předpětí 70,4 kN

Výsledky simulace:



Obrázek 28 - Celkové redukované napětí původní varianty



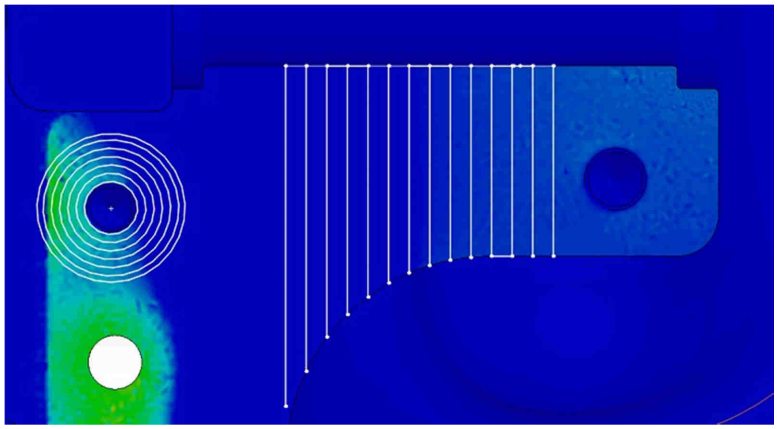
Obrázek 29 - Kontaktní tlak na dělící rovině

Z obrázku je patrné, že rozložení kontaktního tlaku na dělící rovině je nedostačující. Zejména v oblasti zadní ucpávky (1) a kolem šroubů 7,8,9 a 15,16,17 - oblasti (2) a (3). V těchto částech je zapotřebí efektivněji rozložit kontaktní tlak, a zabránit tak únikům páry. Požadovaná hodnota kontaktního tlaku je trojnásobek přetlaku uvnitř skříně, tedy 4,5 MPa.

Pro porovnání plochy kontaktních tlaků původní a upravené konstrukce na kritických místech bude sloužit skica se soustřednými kružnicemi od děr pro šrouby a rovnoběžné přímky od stran ucpávek. Na všech výsledných obrázcích budou tyto kružnice a přímky ve stejné vzdálenosti.

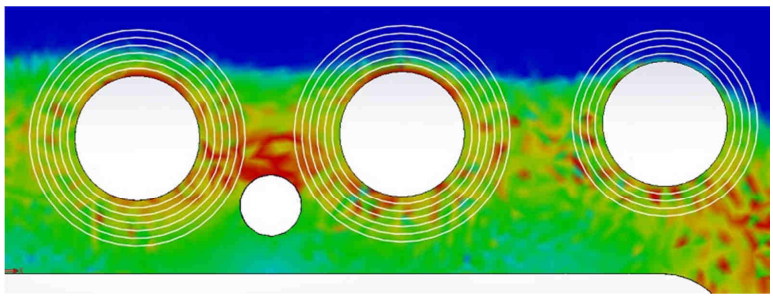
Detailní obrázky kritických míst:

1. Oblast zadních ucpávek:



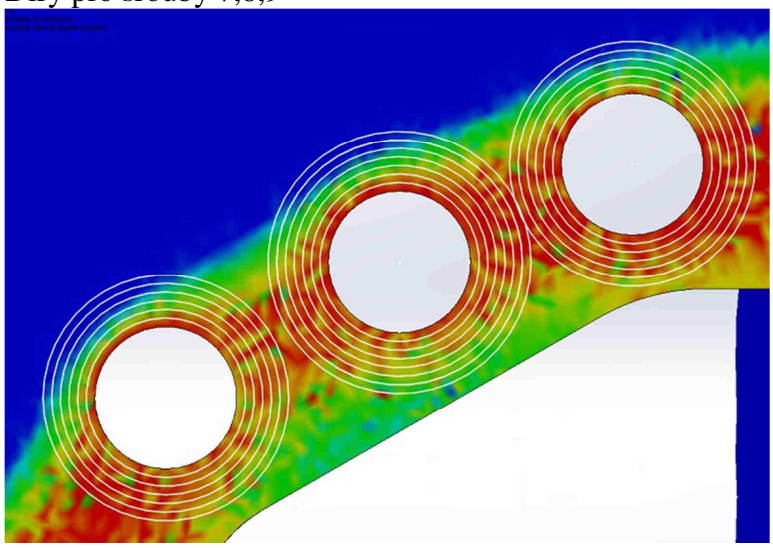
Obrázek 30 - Kontaktní tlak v oblasti zadních ucpávek

2. Díry pro šrouby 15,16,17



Obrázek 31 - Kontaktní tlak kolem šroubů 15,16,17

3. Díry pro šrouby 7,8,9



Obrázek 32 - Kontaktní tlak kolem šroubů 7,8,9

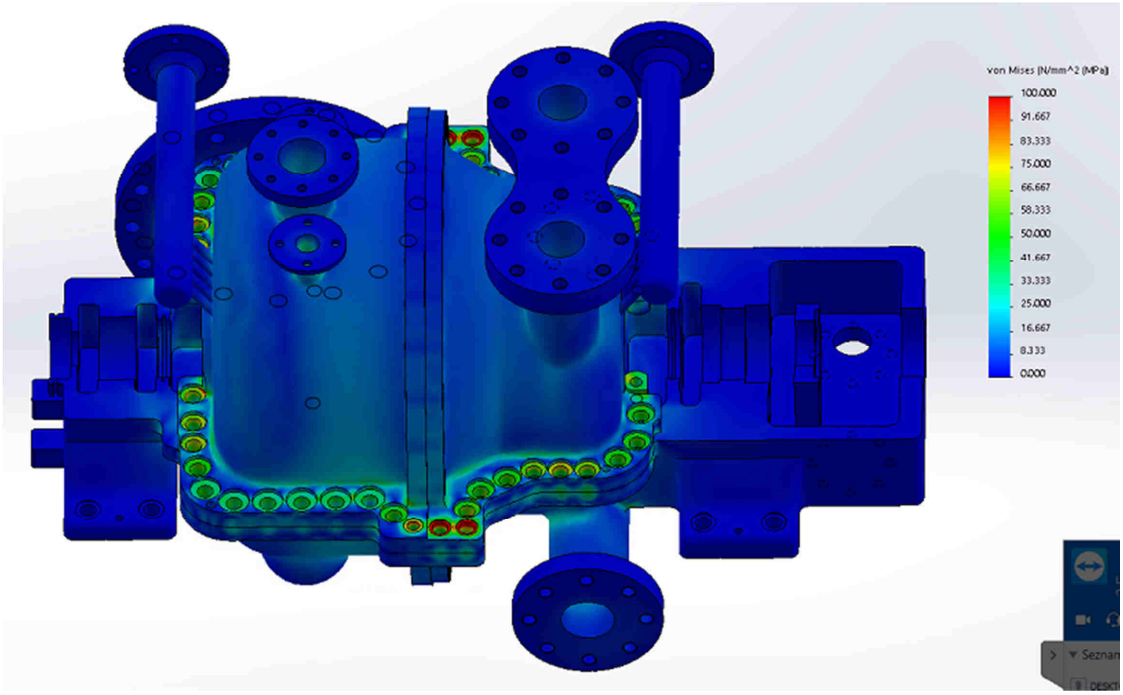
5.7 Návrh úprav

5.7.1 Varianta I.

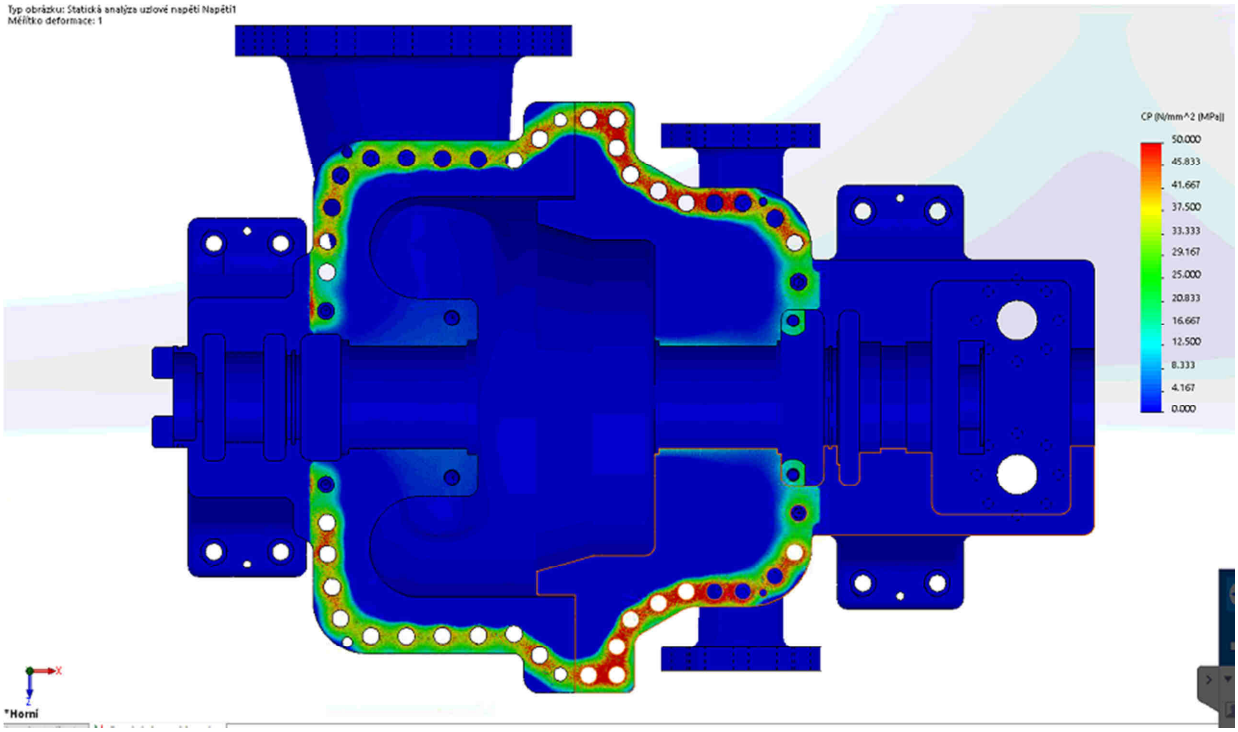
U šroubů, kde to bylo geometricky možné, byly použity větší podložky a také bylo pro tyto podložky zvětšeno zahloubení na 7 mm. Šrouby M24 byly nahrazeny šrouby M30. Šrouby kolem křížového spoje ponechány beze změny.

- podložky ø58 pro šroub M30, předpětí 110kN
- podložky ø40 pro šroub M24, předpětí 70,4 kN

Výsledky simulace:

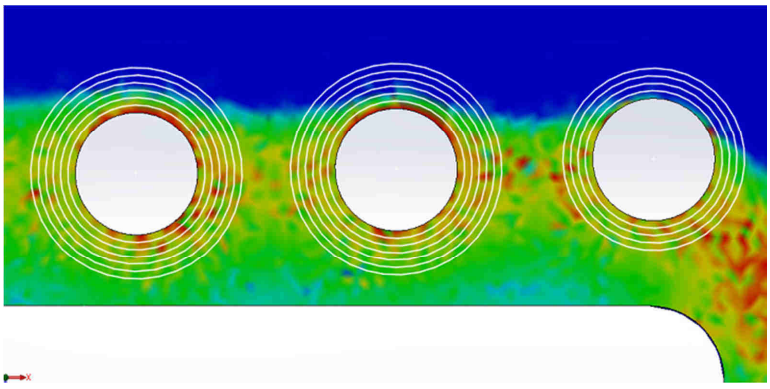


Obrázek 33 - Celkové redukované napětí - varianta I



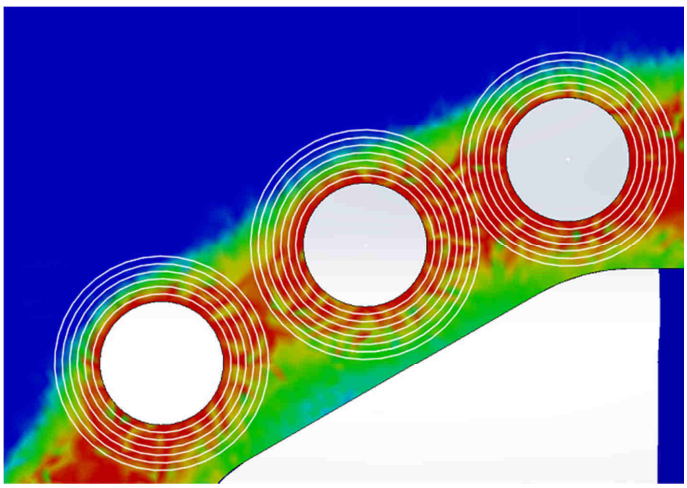
Obrázek 34 - Rozložení kontaktní tlaku na dělící rovině - varianta I

Detail kritických míst:



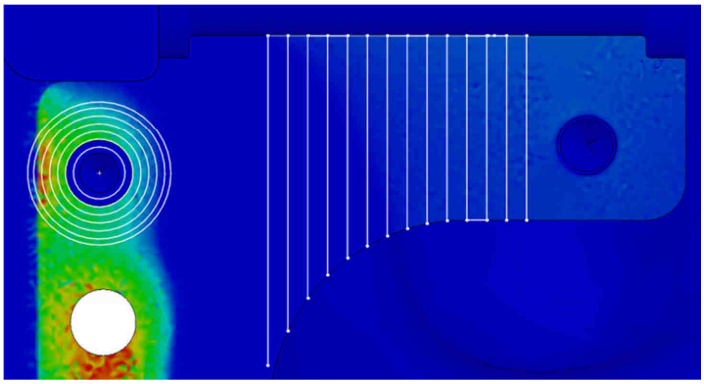
Obrázek 35 - Kontaktní tlak kolem šroubů 15,16,17 - varianta I

Šroub 17 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 16 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 15 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku



Obrázek 36 - Kontaktní tlak kolem šroubů 7,8,9 - varianta I

Šroub 9 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 8 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 7 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku



Obrázek 37 - Kontaktní tlak v oblasti zadních ucpávek - varianta I

Šroub 24 – zlepšení rozložení kontaktního tlaku přibližně o 8 mm

Zhodnocení:

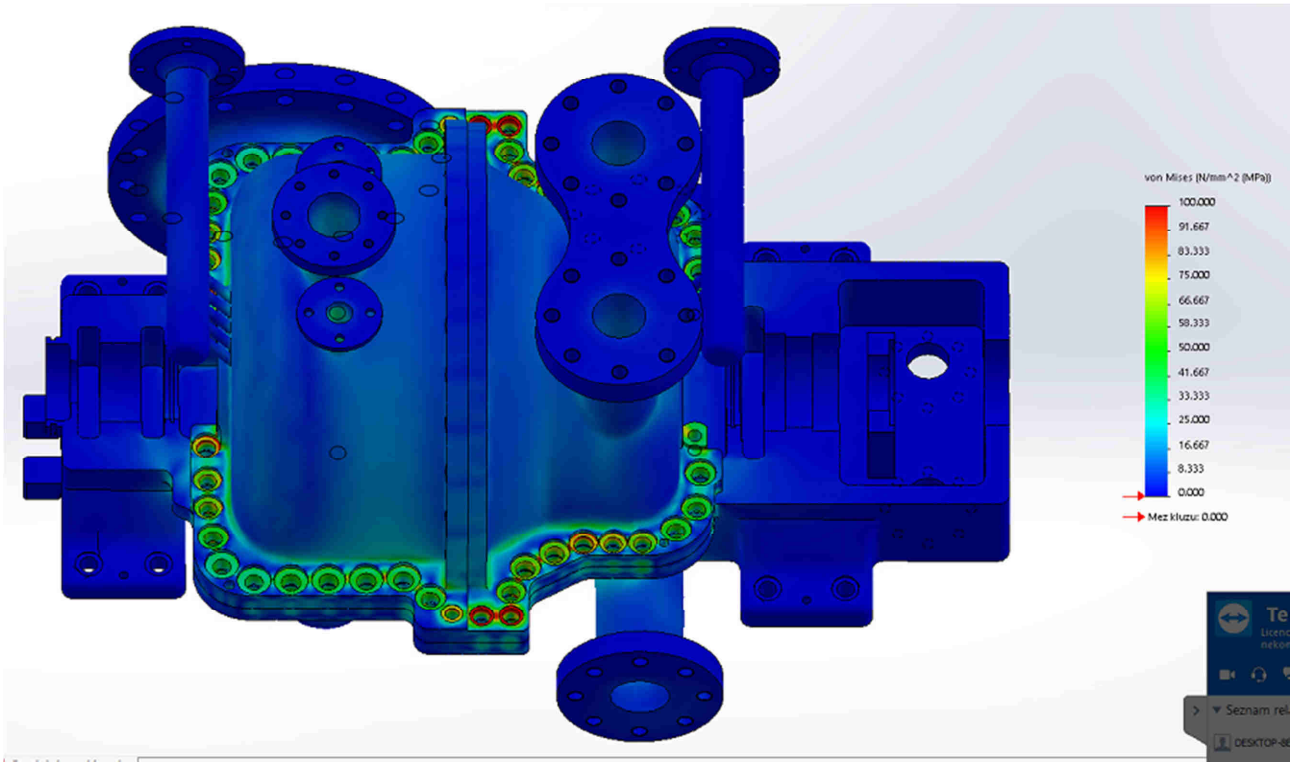
Z výsledku ja patrné, že zvětšení podložek a jejich zahloubení mělo jen zanedbatelný efekt pro rozložení kontaktního tlaku na kritických místech. Na těchto zahloubeních pro podložky se však znatelně snížilo redukované napětí. Pozitivního efektu se dosáhlo pouze u šroubu 24, který byl nahrazen z původního M24 na M30. Nahrazení šroubů z původních M24 na M30 a zvětšení podložek na nekritických místech mělo také pozitivní dopady, avšak původní varianta zde byla relativně dostačující. Kritická místa v této variantě nebyla dostatečně vylepšena.

5.7.2 Varianta II.

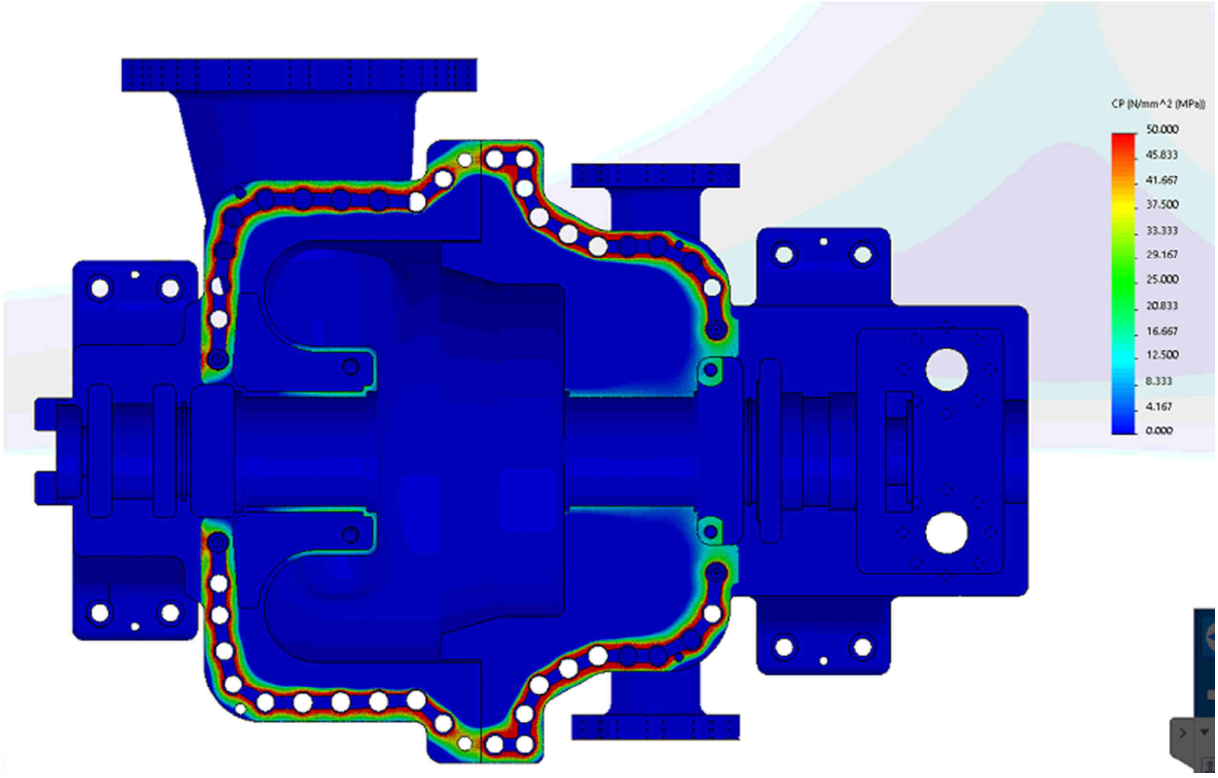
Na kritických místech byly převrtány otvory pro šrouby z původních M30 na M33 a z původních M24 na M30. Také bylo provedeno odlehčení („jelito“) dělící roviny v okolí děr pro šrouby a kolem zadních ucpávek. Šroub u zadní ucpávky byl převrtán z M24 na M33.

- podložky ø60 pro šroub M33 (kde se nevejde, tak menší), předpětí 125kN
- podložky ø58 pro šroub M30, předpětí 110 kN
- podložky ø54 pro šroub M24, předpětí 70,4 kN

Výsledky simulace:

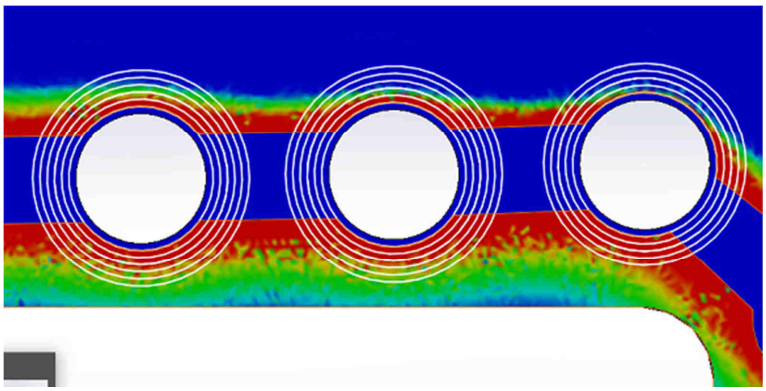


Obrázek 38 - Celkové redukované napětí - varianta II



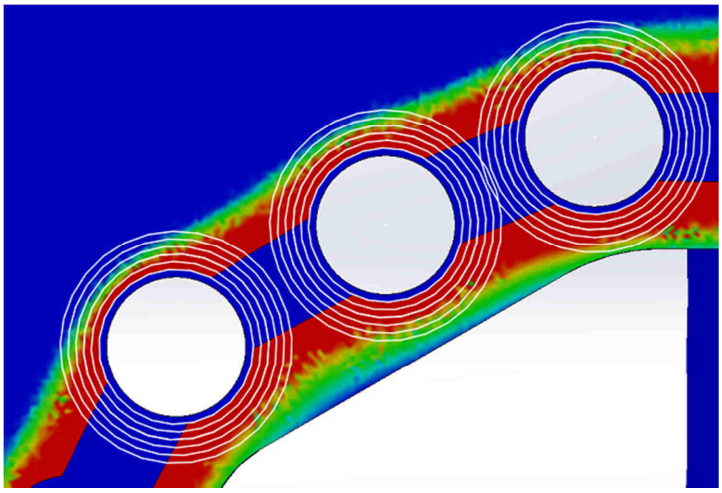
Obrázek 39 - Rozložení kontaktní tlaku na dělící rovině - varianta II

Detail kritických míst:



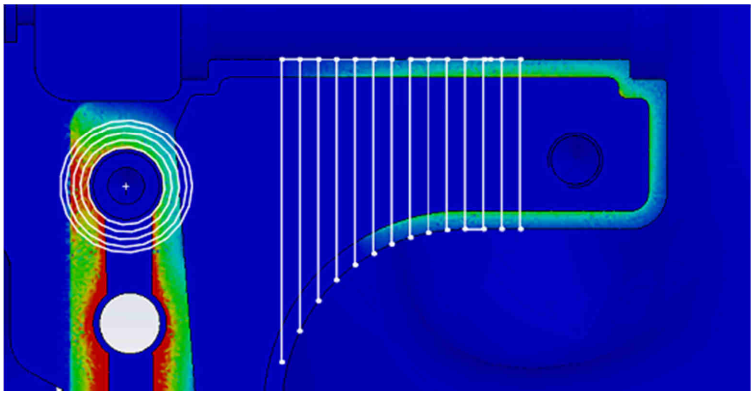
Obrázek 40 - Kontaktní tlak kolem šroubů 15,16,17 - varianta II

Šroub 17 – Bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 16 – Zlepšení rozložení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm
Šroub 15 – Zlepšení rozložení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm



Obrázek 41 - Kontaktní tlak kolem šroubů 7,8,9 - varianta II

Šroub 9 – Bez žádného efektu
Šroub 8 – Zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 3 mm
Šroub 7 – Zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm



Obrázek 42 - Kontaktní tlak v oblasti zadních ucpávek - varianta II

Šroub 24 – Zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 12 mm + utěsnění oblasti kolem ložisek
Zadní ucpávka – Zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 12 cm

Zhodnocení:

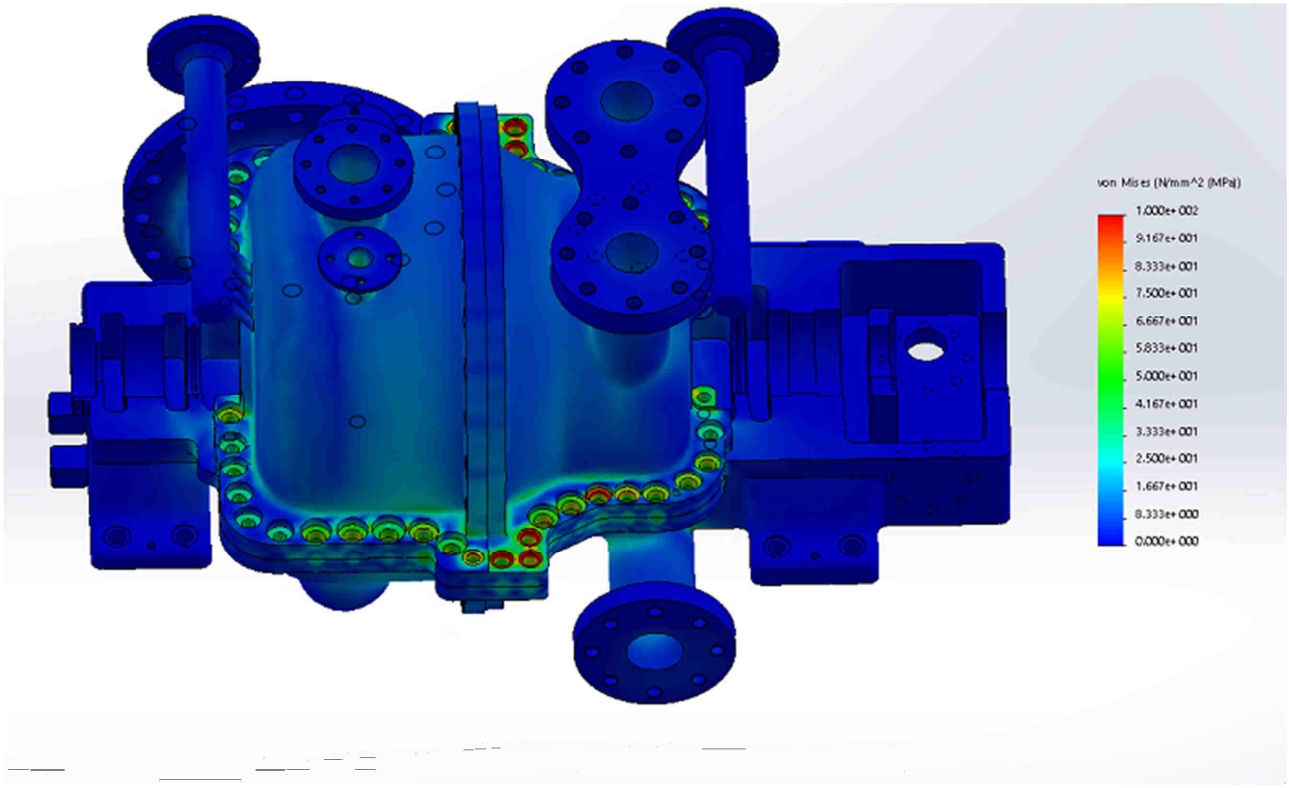
Nahrazení šroubů z původních M30 na M33 na kritických místech mělo drobný pozitivní efekt v rozložení kontaktního tlaku. Vlivem většího předpětí se tento tlak také zvýšil. Rozložení tlaku však stále není dostačující zejména kolem šroubu č. 15. Dobrých výsledků se dosáhlo za použití šroubu M33 na místo M24 u zadní ucpávky, kde se podařilo utěsnit skříň v okolí ložisek. Celkově však odlehčení nepřineslo efektivní zlepšení rozložení kontaktního tlaku.

5.7.3 Varianta III

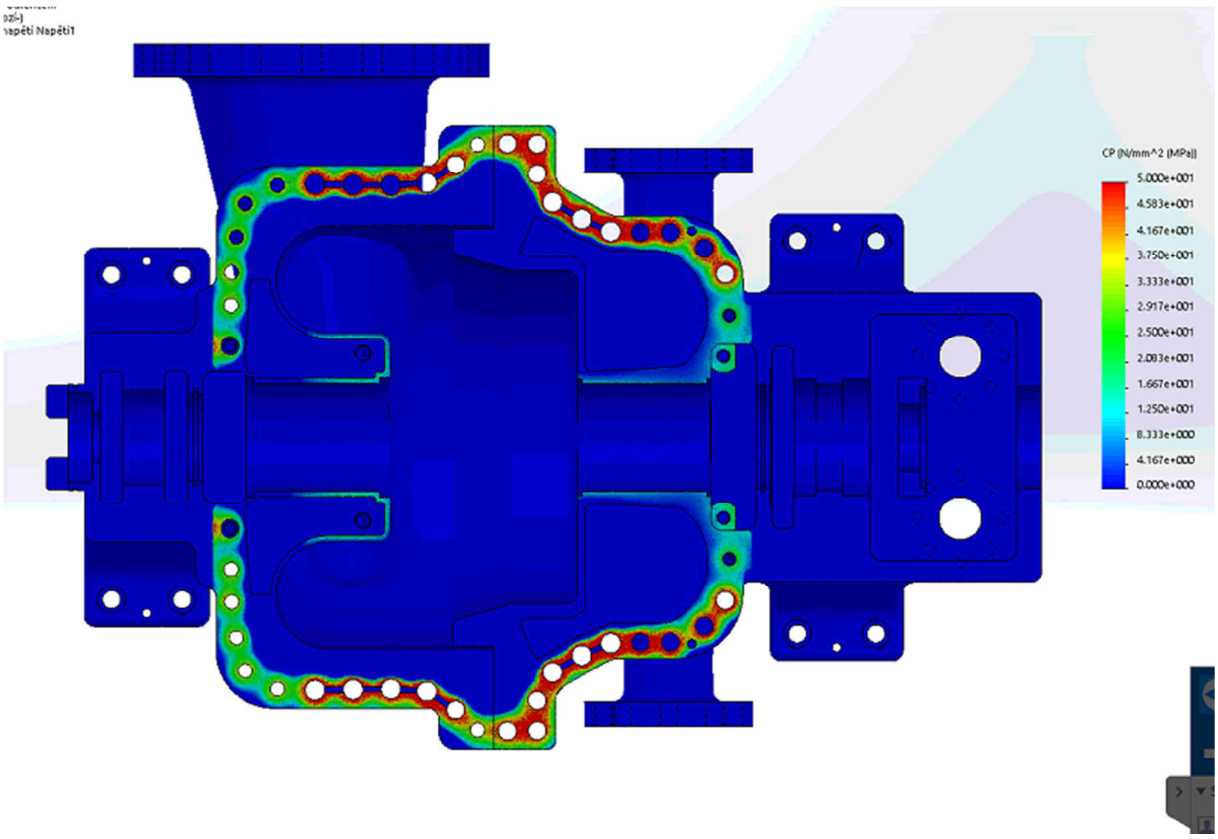
Na kritických místech byly v této variantě opět vyměněny šrouby M30 za M33 a zvětšeny podložky. Dále bylo provedeno odlehčení v oblasti předních a zadních ucpávek. Mezi otvory pro šrouby na kritických místech byla přidána drážka. Otvor a zahloubení pro šroub č. 15 byly zavařeny a nově převrtány. Nový otvor byl posunut o 6 mm směrem ven od osy skříně.

- podložky ø60 pro šroub M33 (kde se nevejde, tak menší), předpětí 125kN
- podložky ø58 pro šroub M30, předpětí 110 kN
- podložky ø54 pro šroub M24, předpětí 70,4 kN

Výsledky simulace:

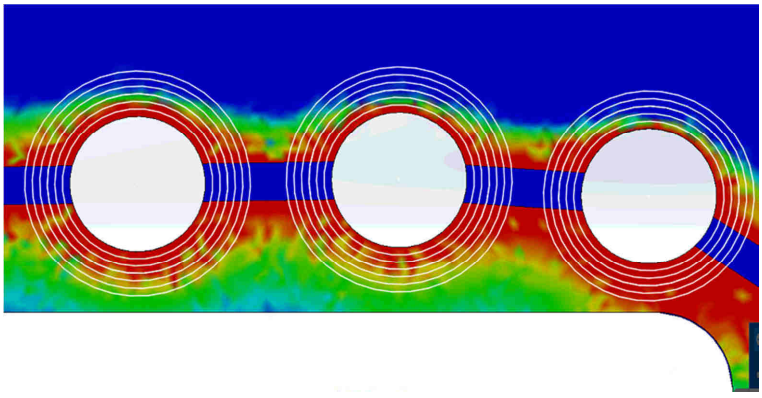


Obrázek 43 - Celkové redukované napětí - varianta III



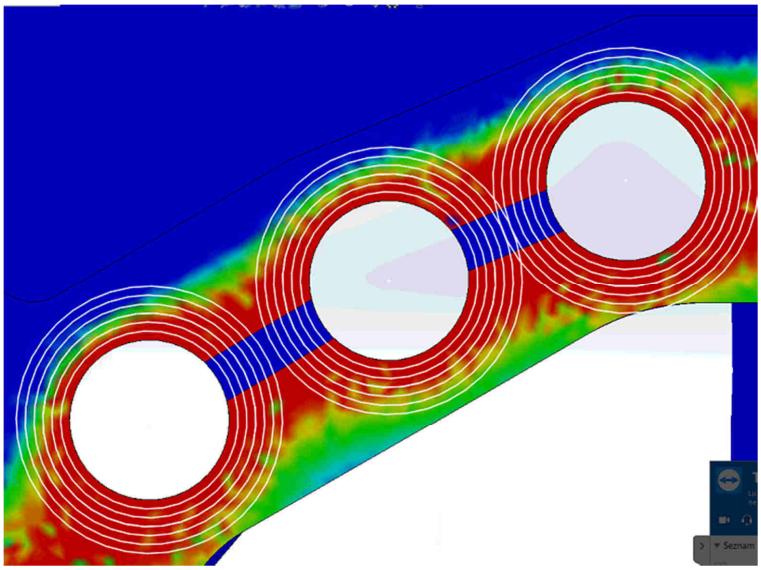
Obrázek 44 - Rozložení kontaktní tlaku na dělící rovině - varianta III

Detail kritických míst:



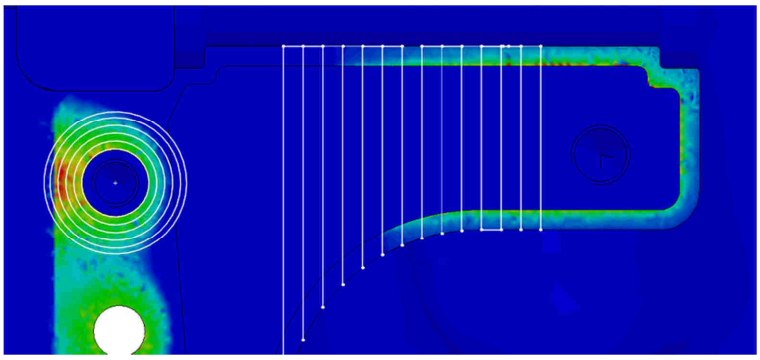
Obrázek 45 - Kontaktní tlak kolem šroubů 15,16,17 - varianta III

Šroub 17 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 16 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 15 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm



Obrázek 46 - Kontaktní tlak kolem šroubů 7,8,9 - varianta III

Šroub 9 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku
Šroub 8 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm
Šroub 7 – bez efektu na rozložení kontaktního tlaku



Obrázek 47 - Kontaktní tlak v oblasti zadních ucpávek - varianta III

Šroub 24 – zlepšení rozložení kontaktního tlaku přibližně o 4 mm
Zadní ucpávka – zlepšení kontaktního tlaku o 8 cm

Zhodnocení:

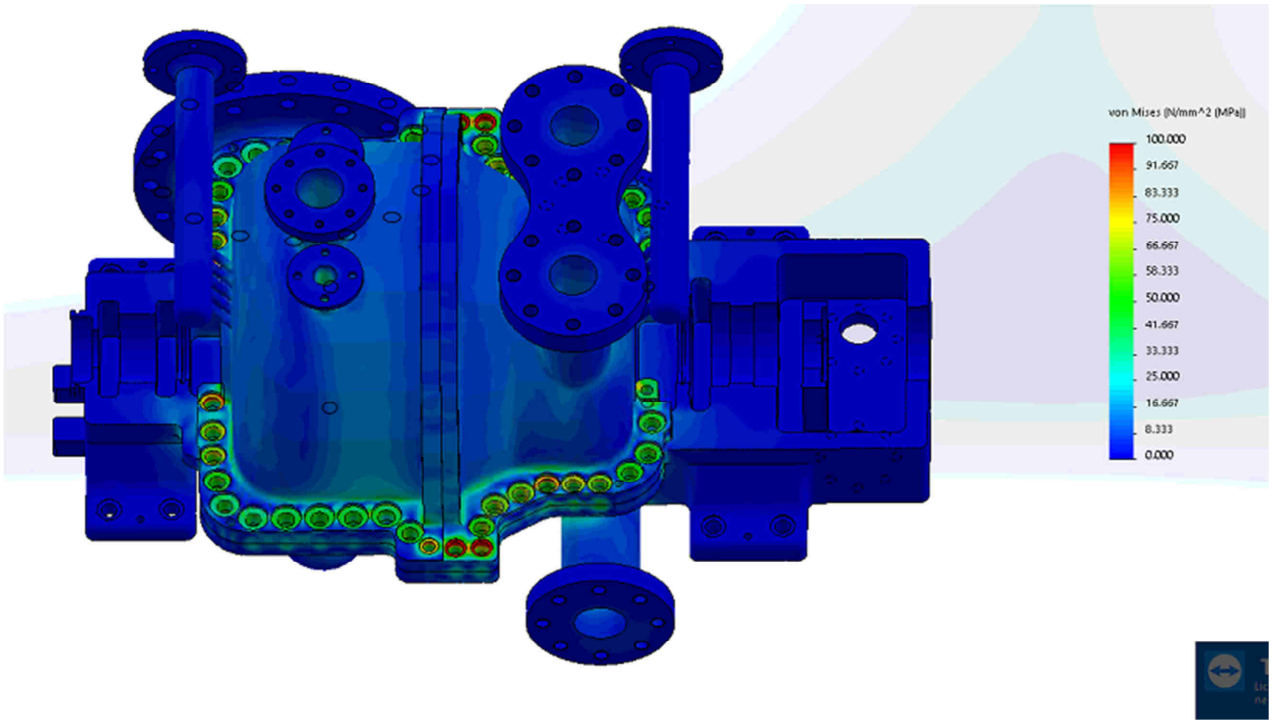
Odlehčení v oblasti zadních ucpávek mělo pozitivní efekt v rozložení tlaku, který se podařilo posunout dál směrem k zadnímu ložisku. Nepodařilo se však oblast u zadní ucpávky kompletně utěsnit a je zde stále prostor s nulovým kontaktním tlakem. Pára tak bude v tomto místě stále „vyšlehávat“ materiál. Odlehčení v oblasti přední ucpávky mělo zanedbatelný vliv, kontaktní tlak se zde pouze zvýšil, ale jeho rozložení se nezlepšilo. Odlehčení mezi šrouby v kritických místech nemělo na rozložení tlaku podstatný vliv, hodnota kontaktního tlaku se zde pouze zvýšila.

5.7.4 Varianta IV a) – svorníky 1.7709

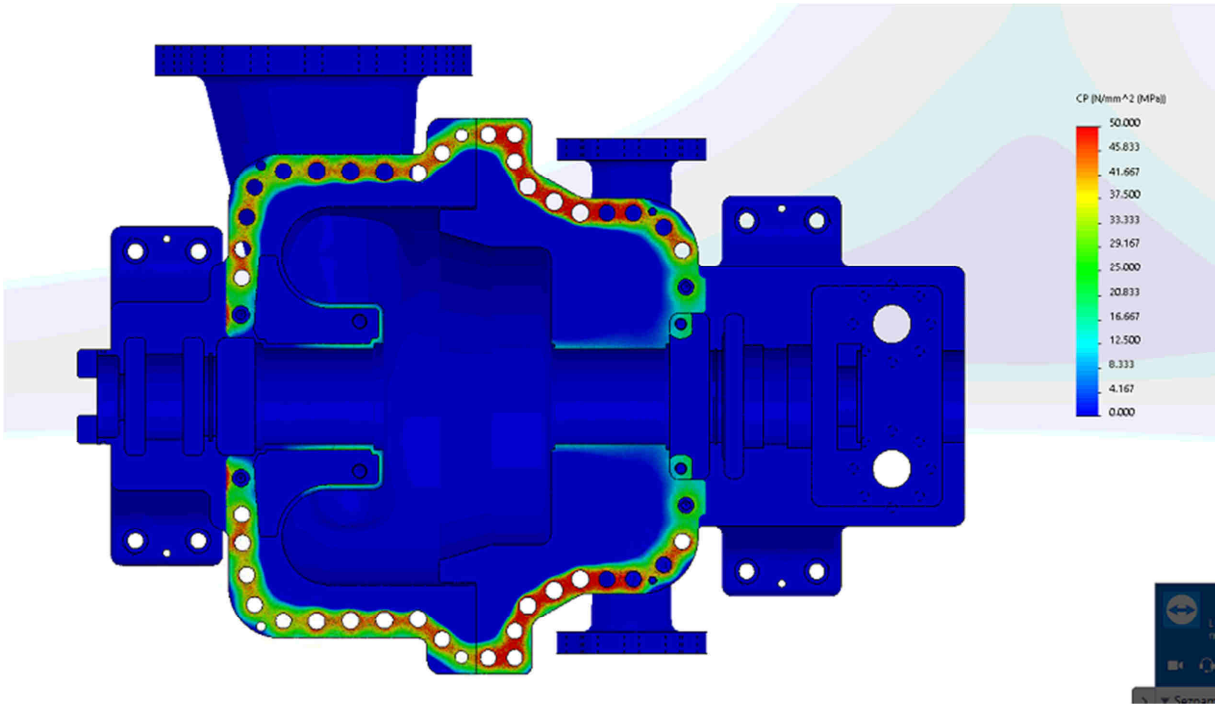
Na kritických místech byly v této variantě opět vyměněny šrouby M30 za M33 a zvětšeny podložky. Bylo provedeno odlehčení u zadních ucpávek. Díra pro šroub M24 na výstupní části u zadních ucpávek byla převrtána pro šroub M33.

- podložky ø60 pro šroub M33 (kde se nevejde, tak menší), předpětí 125kN
- podložky ø58 pro šroub M30, předpětí 110 kN
- podložky ø54 pro šroub M24, předpětí 70,4 kN

Výsledky simulace:

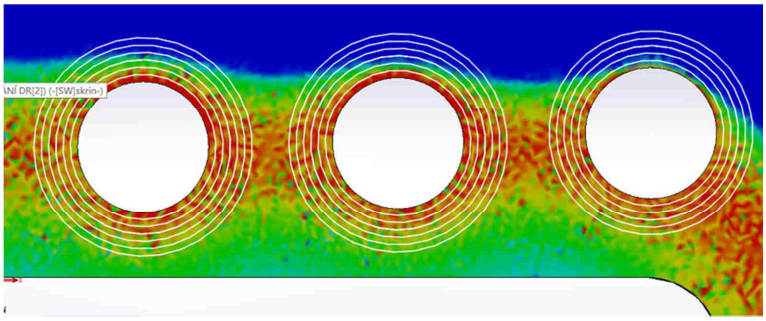


Obrázek 48 -- Celkové redukované napětí - varianta IV a)



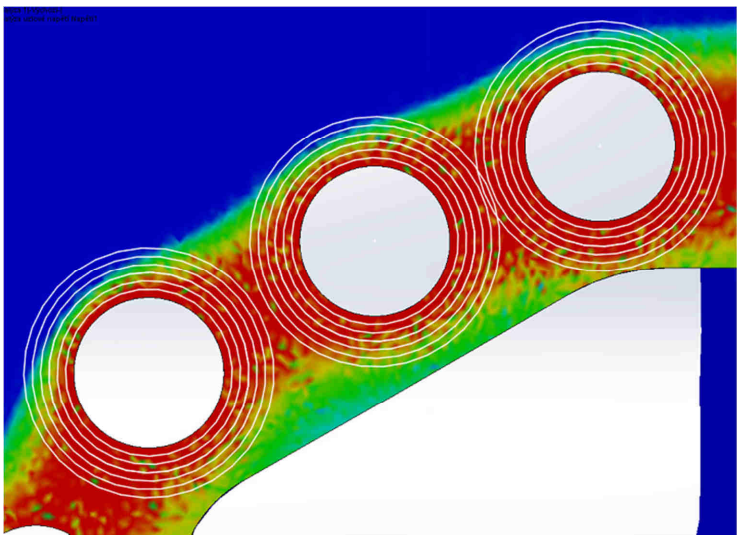
Obrázek 49 - Rozložení kontaktní tlaku na dělící rovině - varianta IV a)

Detail kritických míst:



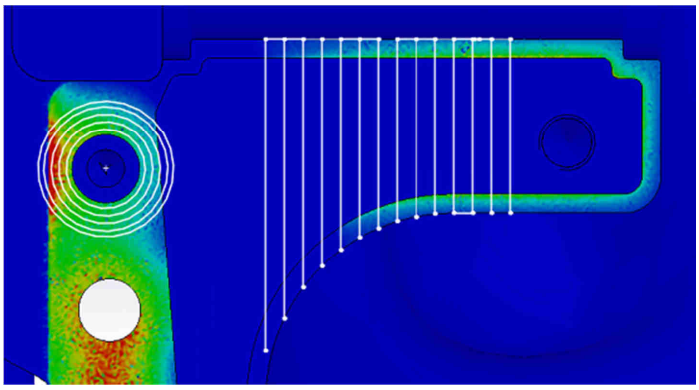
Obrázek 50 - Kontaktní tlak kolem šroubů 15,16,17 - varianta IV a)

Šroub 15 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm
Šroub 16 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm
Šroub 17 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 3 mm



Obrázek 51 - Kontaktní tlak kolem šroubů 7,8,9 - varianta IV a)

Šroub 9 – bez žádného efektu
Šroub 8 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 3 mm
Šroub 7 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm



Obrázek 52 - Kontaktní tlak v oblasti zadních ucpávek - varianta IV a)

Šroub 24 – Zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 12 mm + utěsnění oblasti kolem ložisek
Zadní ucpávka – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 12 cm

Zhodnocení:

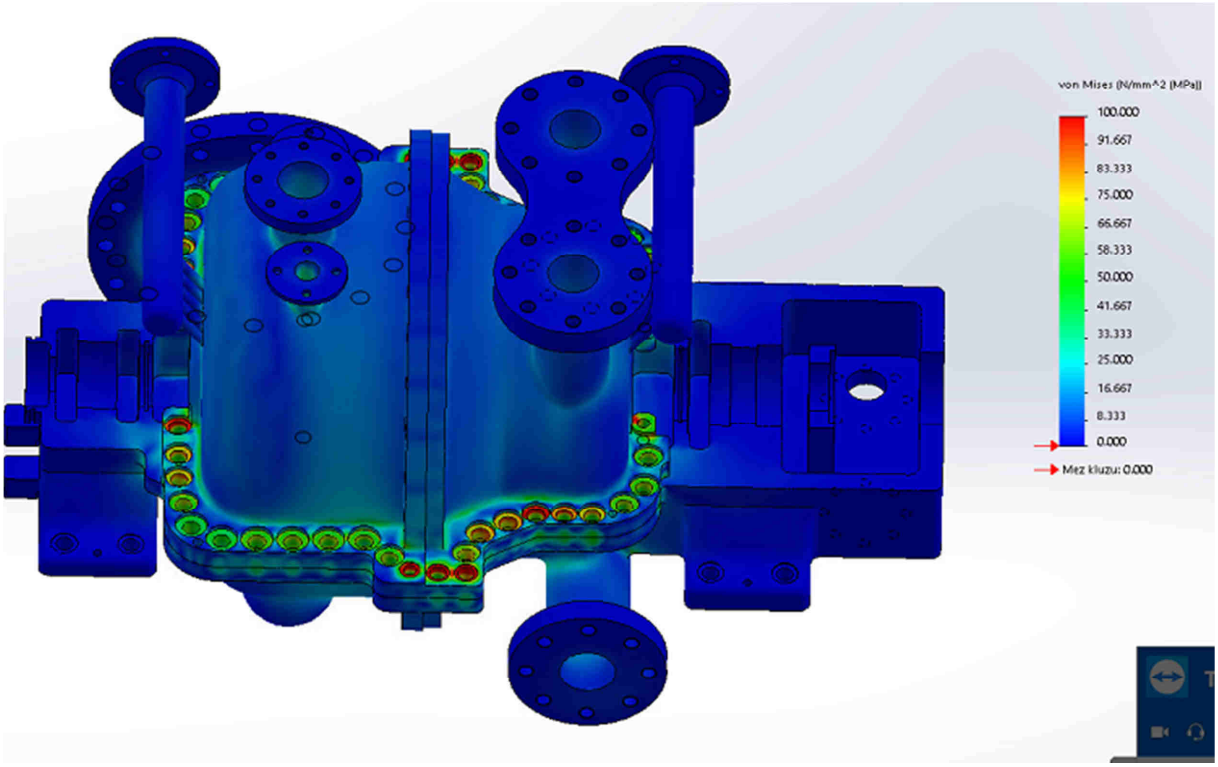
Odlehčení v okolí zadní ucpávky a výměna šroubu M24 za M33 kolem ložiska měly pozitivní efekt v rozložení kontaktního tlaku. Zadní ucpávka však stále není zcela utěsněna a nejspíš bude stále docházet k „vyšlehávání“ materiálu párou. Výměnou dalších šroubů M24 za M30 a M30 za M33 na kritických místech bylo dosaženo vlivem většího možného předpětí drobného pozitivního efektu v rozložení kontaktního tlaku. V okolí šroubu 15 je kontaktní tlak stále nedostačující a hrozí zde unikání páry do prostoru díry pro šroub.

5.7.5 Varianta IV b) – svorníky 1.4913

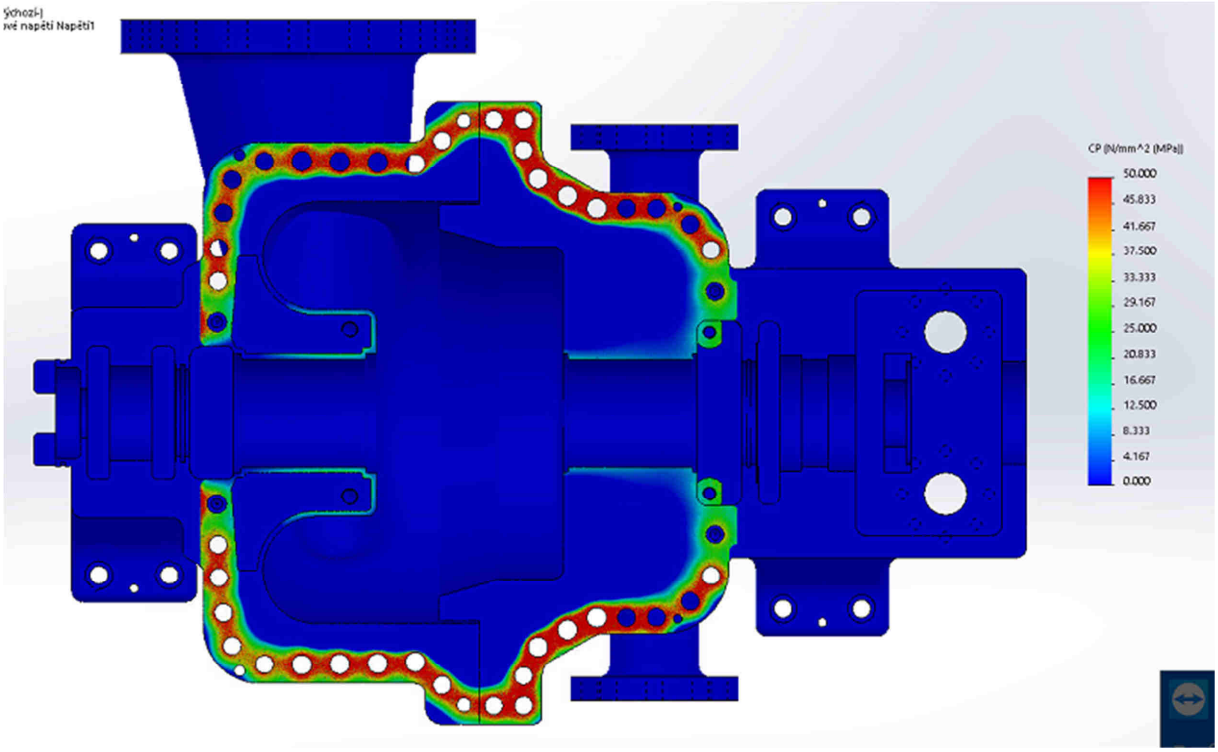
Při této simulaci byly použity svorníky z odolnějšího materiálu 1.4913, který dovoluje větší předpětí. Rozložení kontaktního tlaku je porovnáváno vzhledem k variantě IV a), kde byly použity svorníky z materiálu 1.7709.

- podložky ø60 pro šroub M33 (kde se nevejde, tak menší), předpětí 160 kN
- podložky ø58 pro šroub M30, předpětí 130 kN
- podložky ø54 pro šroub M24, předpětí 98 kN

Výsledky simulace:

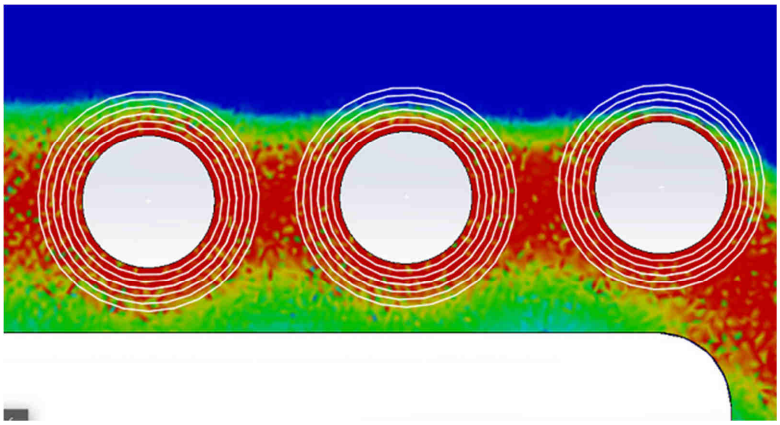


Obrázek 53 - Celkové redukované napětí - varianta IV b)



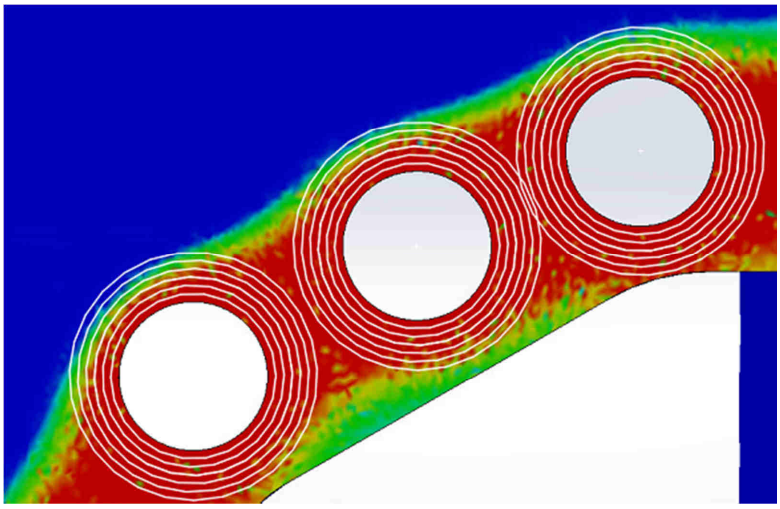
Obrázek 54 - Rozložení kontaktní tlaku na dělící rovině - varianta IV b)

Detail kritických míst:



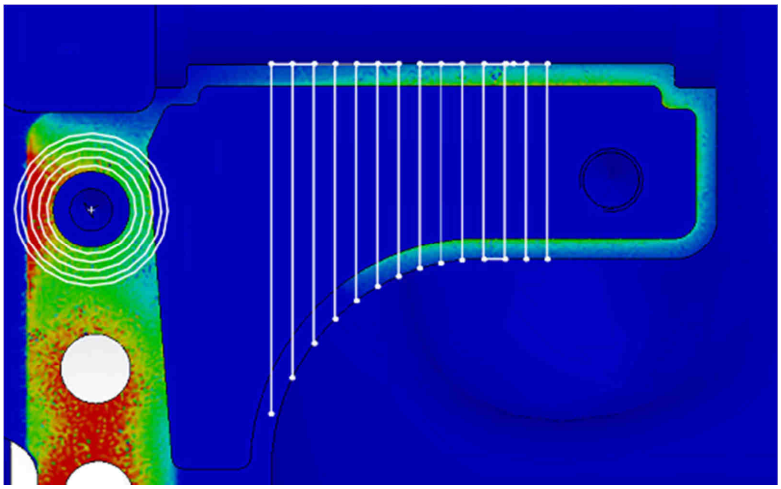
Obrázek 55 - Kontaktní tlak kolem šroubů 15,16,17 - varianta IV b)

Šroub 17 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm vzhledem k variantě IV –a)
Šroub 16 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 3 mm vzhledem k variantě IV –a)
Šroub 15 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm vzhledem k variantě IV –a)



Obrázek 56 - Kontaktní tlak kolem šroubů 7,8,9 - varianta IV b)

Šroub 9 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm vzhledem k variantě IV –a)
Šroub 8 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 2 mm vzhledem k variantě IV –a)
Šroub 7 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 3 mm vzhledem k variantě IV –a)



Obrázek 57 - Kontaktní tlak v oblasti zadních ucpávek - varianta IV b)

Šroub 24 – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 5 mm vzhledem k variantě IV –a)
Zadní ucpávka – zlepšení kontaktního tlaku přibližně o 4 cm vzhledem k variantě IV –a)

Zhodnocení:

Použití svorníků z materiálu 1.4913 mělo díky vlivu vyššího možného předpětí pozitivní účinky na rozložení kontaktního tlaku v okolí kritických míst. Oblast kolem šroubů 9,8,7 se již dá považovat za vhodnou. V okolí šroubu 15 kontaktní tlak stále není ideálně rozložen, ale z vybraných variant je tato možnost nejvhodnější. Oblast kolem zadní ucpávky se již téměř podařilo utěsnit.

Použití materiálu 1.4913 namísto původního 1.7709 má tedy znatelný efekt zlepšení pro rozložení kontaktního tlaku. Ekonomické náklady na použití těchto šroubů jsou však vyšší.

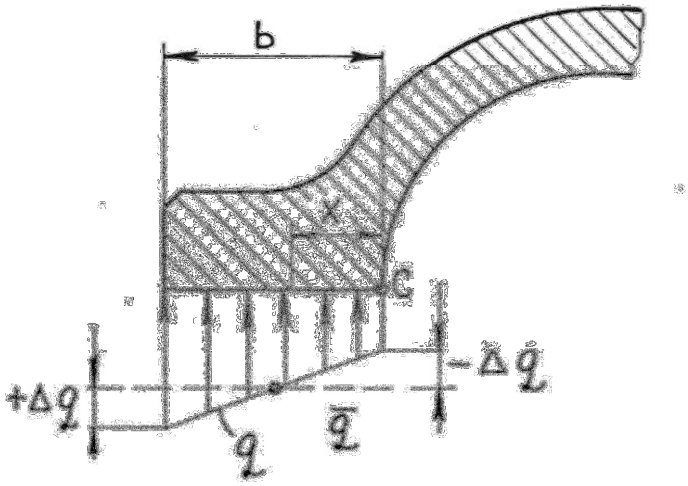
5.8 Celkové hodnocení

Z výsledných variant simulací bylo zjištěno, že nejvhodnější opravou turbínové skříně bude varianta opravy č. IV, kde bylo provedeno odlehčení kolem zadních ucpávek, na kritických místech byly nahrazeny původní šrouby za M33 a ostatní původní šrouby za M30. V porovnání s ostatními variantami je výsledný efekt zlepšení kontaktního tlaku na dělící rovině a jednoduchost úprav nejlepší. Vlivem tenké příruby a velkého ohybu skříně se celkové odlehčení ukázalo jako neefektivní. Jediné odlehčení, které mělo znatelný efekt zlepšení, je kolem zadních ucpávek. Náročnější úpravy jako je zavaření děr a jejich převrtání na jiné pozice měly jen velmi nepatrný efekt zlepšení oproti variantě IV. Použití šroubů 1.4913 mělo výrazný pozitivní efekt na rozložení kontaktního tlaku. Z odzkoušených variant se tak nejvýhodněji jeví varianta IV b).

Vzhledem k celkové špatné konstrukci skříně by bylo ideální nechat zhotovit novou skříň, která bude mít vysoké příruby o řádné tuhosti.

6 Obecný výpočet neodlehčené příruby s kruhovým průřezem

Nejstarším druhem příruby, který lze použít pro relativně nízké přetlaky uvnitř skříně je neodlehčená příruba. [2]



Obrázek 58 - neodlehčená příruba [2]

$$q = \bar{q} + \frac{2x - b}{b} \cdot \Delta q \tag{6.1}$$

Extrémní hodnoty q jsou $q + \Delta q$ a $q - \Delta q$

Moment sil k bodu C:

$$M_q = \int_0^b x \cdot q \cdot dx = b^2 \cdot \left(\frac{\bar{q}}{2} + \frac{\Delta q}{6}\right) \tag{6.2}$$

Podmínka pro rovnováhu momentů:

$$b^2 \cdot \left(\frac{\bar{q}}{2} + \frac{\Delta q}{6}\right) + M = \frac{s}{t} \tag{6.3}$$

Za provozu působí na přírubu tři síly. Síla předpětí, která je vyvolaná utahovacím momentem šroubů, síla tlaku v dělící rovině a síla, která je vyvolána rozdílem tlaků uvnitř a vně skříně. Pro rovnováhu těchto sil platí: [2]

$$\frac{s}{t} = \Delta p \cdot r_i + \bar{q} \cdot b \tag{6.4}$$

s – síla vyvozená šroubem
t – rozteč šroubů
Δp – rozdíl tlaku uvnitř a vně skříně
r_i – poloměr skříně
$\bar{q}$ – střední zatížení příruby
b – šířka přiruby

$\bar{q}$ volíme tak, aby platilo $|\Delta q| < \bar{q}$ a také aby $\bar{q} - \Delta q > \Delta p$

Obvykle se hodnoty volí tak, aby styčný tlak $\bar{q} - \Delta q$ dosahoval trojnásobku přetlaku uvnitř skříně, čímž bude zaručena požadovaná těsnost přírubového spoje. [2]

7 Výpočet utahovacího momentu

7.1 Tuhost spojovacích součástí předepjatého spoje

Při utahování šroubu nebo matice se spojované součásti stlačují a šroub se prodlužuje. Ve šroubu je pak vyvozena síla, která se nazývá síla předpětí. Po spojení součástí vyvolává toto předpětí tah ve šroubu a zároveň tlak ve spojovaných součástí. Síla předpětí působí v daném spoji po utažení ještě před zatížením spoje provozními podmínkami.[6];[7]

Při návrhu předepjatých spojů je nutné znát tuhost součástí. Tuhost je obecně definována jako poměr mezi silou působící na součást a deformací, kterou tato síla způsobuje. [6];[7]

Tuhost šroubu jde stanovit z tuhosti jeho dvou částí. Z válcové a hladké části – dříku a ze závitové části. Tyto části je možné brát v úvahu jako dvě sériově řazené pružiny. [6];[7]

$$\frac{1}{k_{\check{s}}} = \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_{b2}} \tag{7.1}$$

$k_{\check{s}}$ – celková tuhost šroubu
$k_{b1,2}$ – část šroubu se závitem
k_d – část šroubu bez závitu

Tuhost závitové části a části bez závitu lze určit jako:

$$k_{b1} = \frac{A_s \cdot E}{l_{b1}} \quad , \qquad k_d = \frac{S_d \cdot E}{l_g} \qquad , k_{b2} = \frac{A_s \cdot E}{l_{b2}} \tag{7.2}$$

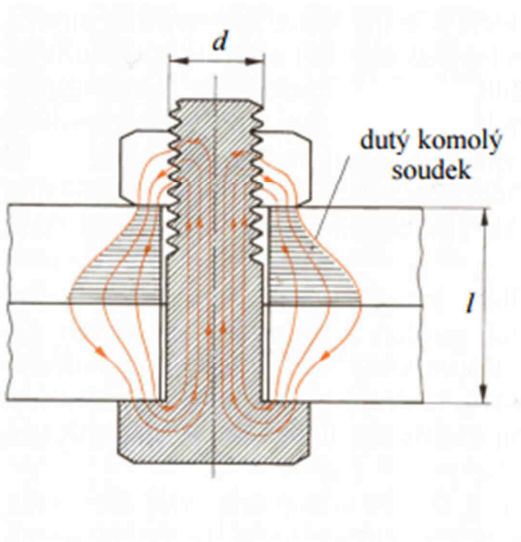
A_s – výpočtový průřez šroubu
E – modul pružnosti v tahu
l_b – délka závitu šroubu
S_d – plocha průřezu dříku šroubu bez závitu
l_g – délka dříku šroubu bez závitu

7.2 Tuhost spojovaných součásti předepjatého spoje

Součásti spojené šroubovým spojem si lze opět představit jako tlačné pružiny v sérii, za předpokladu, že je materiál lineárně pružný a nedojde k překročení meze kluzu. Celkovou tuhost pak dostaneme jako:

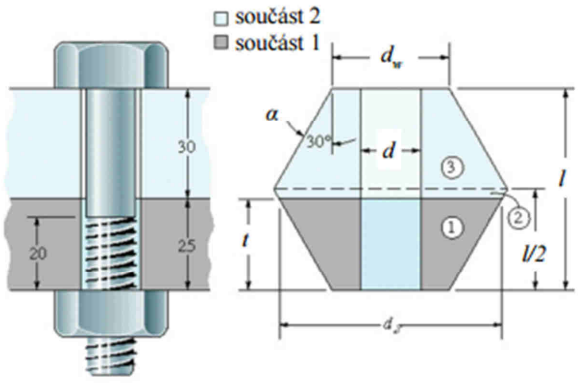
$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \ldots + \frac{1}{k_i} \tag{7.3}$$

Tuhost jednotlivých součástí lze získat obtížně a většinou je určena experimentálně. Napětí, které je mezi hlavou šroubu a maticí, je rozloženo v oblasti, jejíž rozměry průřezu se mění po svěrné délce. Experimenty a numerickými metodami bylo dokázáno, že napěťové pole má tvar dutého komolého soudku. [6];[7]



Obrázek 59 - napěťové pole [7]

Spojované součástky je možné nahradit komolými kužely s neproměnným vrcholovým úhlem za předpokladu, že se deformují pouze části spojovaných součástí, které se nachází v těsné blízkosti šroubu. Podstavy těchto kuželů jsou v polovině svěrné délky. Úhel α je polovina vrcholového úhlu kužele a jeho hodnota je většinou 25° až 33°. [6];[7]



Obrázek 60 - nahrazení komolými kužely [7]

Stlačení elementárního prvku kužele, který je zatížen silou F a má tloušťku dx:

$$d\delta = \frac{F \cdot dx}{E \cdot S} \tag{7.4}$$

Plocha průřezu elementárního prvku:

$$S = \pi \cdot \left(r_{vnější}^2 - r_{vnitřní}^2\right) = \pi \cdot \left[\left(x \cdot tan\alpha + \frac{D_k}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2\right] = \\ = \pi \cdot \left(x \cdot tan\alpha + \frac{D_k + d}{2}\right) \cdot \left(x \cdot tan\alpha + \frac{D_k - d}{2}\right) \tag{7.5}$$

S – elementární průřez prvku
$r_{vnější}$ – vnější poloměr kužele
$r_{vnitřní}$ – vnitřní poloměr kužele
α – vrcholový úhel kužele
D_k – průměr kužele na vrchní straně příruby
d – průměr díry

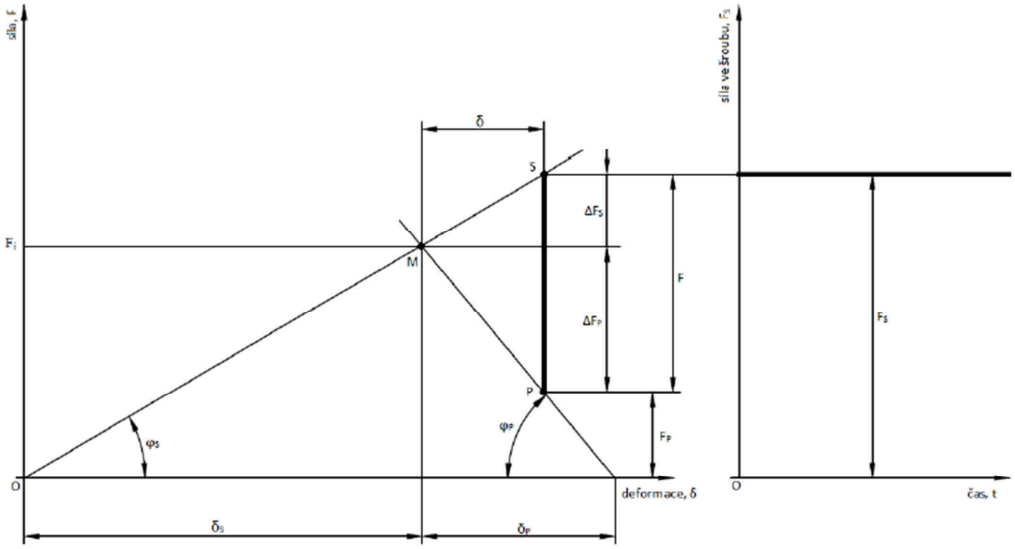
Dosazením této rovnice a následnou integrací dostaneme výslednou deformaci a následnou tuhost

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot tan\alpha}{ln\frac{(2t_k \cdot tan\alpha + D_k - d) \cdot (D_k + d)}{(2t_k \cdot tan\alpha + D_k + d) \cdot (D_k - d)}} \tag{7.6}$$

k – tuhost spojované součásti
t_k – tloušťka příruby

7.3 Síly v provozním stavu ve šroubovém spoji

Předepjatý spoj je při provozním stavu zatížen silou předpjetí a také provozní silou, která spoj zatěžuje tahem. Pro zobrazení jednotlivých stavů, které na spoj působí, slouží tzv. montážní a pracovní diagram předepjatého montážního spoje. Tento diagram vyjadřuje závislost síly na deformaci spoje za předpokladu, že provozní síla je v čase konstantní. Pokud je šroubový předepjatý spoj zatížen také provozní silou, dojde k prodloužení šroubu a zároveň dojde ke stlačení spojovaných částí o délku δ. Provozní síly se tak rozloží do spojovaných částí – přírůstek síly ΔFP a do šroubového spoje – přírůstek síly ΔFS. [6]



Obrázek 61 - Montážní a pracovní diagram předepjatého šroubového spoje [6]

F – provozní síla
F_i – síla předpjetí
F_s – výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu
F_p – výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu
ΔFS – přírůstek síly ve šroubu v provozním stavu
ΔFP – úbytek síly ve spojovaných součástech v provozním stavu
δ – deformace šroubu a spojovaných součástí provozní silou
δ_s – prodloužení šroubu způsobené předpjetím
δ_p – stlačení součástí způsobené předpjetím
φ_s – úhel zatěžovací dráhy šroubu
φ_p – úhel zatěžovací dráhy spojovaných součástí
S – provozní stav šroubu
P – provozní stav spojovaných součástek
M – stav šroubu při montáži

7.4 Utahovací moment

Nejpřesnější metodou jak dosáhnout správného předpětí spoje je měření prodloužení šroubu. Tato metoda je ale poměrně nepraktická a nákladná. Jedním z dalších prostředků jak dosáhnout požadované síly předpětí je určit utahovací moment a následně spoj utáhnout momentovým klíčem. [6]

Celkový maximální utahovací moment se vypočítá jako součet momentu, který je potřebný k překonání tření v závitech a momentu, potřebného k překonání tření pod dosedací plochou matice. [6]

$$M_{max} = M_z + M_m \tag{7.7}$$

$$M_{max} = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left[\frac{tan\psi + f \cdot sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1 - f \cdot tan\psi \cdot sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right] + \frac{F_i \cdot f_o \cdot d_o}{2} \tag{7.8}$$

M_{max} – maximální utahovací moment
M_z – moment potřebný na překonání tření v závitech
M_m – moment potřebný na překonání tření pod dosedací plochou matice
F_i – síla předpětí
d_2 – střední průměr závitu
f – součinitel tření závitu
α – úhel profilu
f_o – součinitel tření mezikruhové stykové plochy
d_o– střední průměr mezikruhové stykové plochy
ψ –úhel stoupání závitu

7.5 Obecný výpočet utahovacího momentu šroubu

Maximální vypočtená zatěžující síla v dříku lze vypočítat jako:

$$F = S_{dřik} \cdot \sigma_{max} \tag{7.9}$$

$S_{dřik}$ – průřez dříku šroubu
σ_{max} –maximální dovolené napětí

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma}{k} \tag{7.10}$$

σ – maximální napětí šroubu
k – koeficient bezpečnosti

Výpočet maximálního utahovacího momentu [1]:

$$M_{max} = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left[\frac{tan\psi + f \cdot sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1 - f \cdot tan\psi \cdot sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right] + \frac{F_i \cdot f_o \cdot d_o}{2} \tag{7.11}$$

Určení maximálního natočení matice [1]:

$$\Phi_{max} = \frac{360}{P_h} \cdot \frac{\sigma_{max}}{E_{20°C}} \cdot L_s \cdot \left(1 + \frac{m_1}{n_1} + \frac{1}{3 \cdot n_2}\right) + D_{dřík} \cdot (1{,}167 + 0{,}5 \cdot m_1) \tag{7.12}$$

P_h – stoupání závitu
$E_{20°C}$ – modul pružnosti šroubu pro 20°C
L_s – délka stahovaných součástí
m_1 – poměr ploch průřezu dříku a podložky
n_1 – poměr délky stahovaných součásti a podložky
n_2 – poměr délky stahovaných součástí a výšky příruby

Poměr délky stahovaných součásti a délky podložky:

$$n_1 = \frac{L_s}{L_p} \tag{7.13}$$

Poměr délky stahovaných součástí a výšky příruby:

$$n_2 = \frac{L_s}{H} \tag{7.14}$$

Poměr ploch průřezu dříku a podložky:

$$m_1 = \frac{S_{dřík}}{S_p} \tag{7.15}$$

Plocha průřezu podložky:

$$S_p = \frac{\pi \cdot \left(D_p^2 - d_p^2\right)}{4} \tag{7.16}$$

D_p – velký průměr podložky
d_p – malý průměr podložky

Výpočet maximálního prodloužení šroubu:

$$\Delta l_{š\,max} = \frac{\sigma_{max}}{E_{20°C}} \cdot (L_s + D_{dřík}) \tag{7.17}$$

Výpočet maximálního prodloužení přírubového spoje:

$$\Delta l_{př\ max} = \frac{\Phi_{max} \cdot P_h}{360} \tag{7.18}$$

Maximální délka oblouku na zvoleném průměru s podložkou:

$$l_{Obl\ max} = \frac{\pi \cdot D_p}{360} \cdot \Phi_{max} \tag{7.19}$$

Poté, co je určen maximální utahovací moment, se zvolí utahovací moment pro nový šroub s podmínkou $M_{nov}<M_{max}$. Následně je z tohoto momentu M_{nov} určeno předpětí pro nový šroub [1]:

$$F_{i\ nov} = \frac{2 \cdot M_{nov}}{d_2 \cdot \left(\frac{tan\psi + f \cdot sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1 - f \cdot tan\psi \cdot sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)} + f_o \cdot d_o \right)} \tag{7.20}$$

Z této nové síly předpětí se vypočítá nové napětí v dříku šroubu:

$$\sigma_{dřík\ nov} = \frac{F_{i\ nov}}{S_{dřik}} \tag{7.21}$$

Následně je z tohoto nového napětí určeno natočení matice, prodloužení šroubu, prodloužení přírubového spoje a délka oblouku na zvoleném průměru s podložkou. [1]

Určení natočení matice pro nový šroub:

$$\Phi_{nov} = \frac{360}{P_h} \cdot \frac{\sigma_{dřík\ nov}}{E_{20°C}} \cdot L_s \cdot \left(1 + \frac{m_1}{n_1} + \frac{1}{3 \cdot n_2}\right) + D_{dřik} \cdot (1{,}167 + 0{,}5 \cdot m_1) \tag{7.22}$$

Výpočet prodloužení nového šroubu:

$$\Delta l_{š\ nov} = \frac{\sigma_{dřík\ nov}}{E_{20°C}} \cdot (L_s + D_{dřík}) \tag{7.23}$$

Výpočet prodloužení přírubového spoje:

$$\Delta l_{př\ nov} = \frac{\Phi_{nov} \cdot P_h}{360} \tag{7.24}$$

Délka oblouku na zvoleném průměru s podložkou:

$$l_{Obl\,nov} = \frac{\pi \cdot D_p}{360} \cdot \Phi_{nov} \tag{7.25}$$

7.6 Utahovací moment pro šroub M30x3,5

Materiál šroubu: 1.7709
Modul pružnosti šroubu pro 20°C: $E_{20°C} = 211\ GPa$
Maximální napětí šroubu pro provozní teplotu: $\sigma = 423\ MPa$

Průměr dříku: $d_{dřík} = 23\ mm$
Malý průměr závitu $d_1 = 26.211\ mm$
Střední průměr závitu $d_2 = 27.727\ mm$
Velký průměr závitu $D = 30\ mm$
Úhel profilu $\alpha = 60°$
Úhel stoupání závitu $\psi = 0.04018\ rad$
Stoupání závitu $P_h = 3.5\ mm$
Délka volného konce šroubu $L = 180\ mm$
Délka volného konce závitu $L_z = 40\ mm$

Součinitel tření v závitu (Molykote P37) $f = 0{,}15$
Součinitel tření mezikruhové stykové plochy (Molykote P37) $f_0 = 0{,}09$

Výška příruby $H = 40{,}5\ mm$

Velký průměr podložky $D_p = 45\ mm$
Malý průměr podložky $d_p = 33\ mm$
Délka podložky $L_p = 4\ mm$

Vnitřní průměr matice $d_{mat} = 34\ mm$
Vnější průměr matice $D_{mat} = 45\ mm$
Délka závitového otvoru $l_{z\,mat} = 50\ mm$
Délka výběhu matice $l_v = 17\ mm$

Tab. 7.1: Vypočtené hodnoty pro šroub M30x3,5

Maximální dovolené napětí	σ_{max}	[MPa]	302
Maximální vypočtená zatěžující síla	F	[N]	125474,2
Střední průměr mezikruhové stykové plochy	d_o	[mm]	39,5
Úhel stoupání závitu	ψ	[rad]	0,04018
Maximální utahovací moment	M_{max}	[Nm]	2056,1964
Maximální natočení matice	Φ_{max}	[°]	15,3059
Maximální prodloužení šroubu	$\Delta l_{š\,max}$	[mm]	0.1603
Maximální prodloužení přírubového spoje	$\Delta l_{př\,max}$	[mm]	0.1488
Maximální délka oblouku na zvoleném průměru	$l_{Obl\,max}$	[mm]	6.0106
Utahovací moment	M_{nov}	[Nm]	1603,8332
Síla předpětí	$F_{i\,nov}$	[N]	109408,0785
Dovolené napětí	$\sigma_{dřík\,nov}$	[MPa]	263,3
Úhel natočení matice	Φ_{nov}	[°]	13,3500
Prodloužení šroubu	$\Delta l_{š\,nov}$	[mm]	0,1398
Prodloužení přírubového spoje	$\Delta l_{př\,nov}$	[mm]	0,1298
Délka oblouku na zvoleném průměru	$l_{Obl\,nov}$	[mm]	5,2425

7.7 Utahovací moment pro šroub M24x3

Materiál šroubu: 1.7709
Modul pružnosti šroubu pro 20°C: $E_{20°C} = 211\ GPa$
Maximální napětí šroubu pro provozní teplotu: $\sigma = 423\ MPa$

Průměr dříku: $d_{dřík} = 18\ mm$
Malý průměr závitu $d_1 = 20{,}752\ mm$
Střední průměr závitu $d_2 = 22{,}051\ mm$
Velký průměr závitu $D = 24\ mm$
Úhel profilu $\alpha = 60°$
Úhel stoupání závitu $\psi = 0.043306\ rad$
Stoupání závitu $P_h = 3\ mm$
Délka volného konce šroubu $L = 180\ mm$
Délka volného konce závitu $L_z = 32\ mm$

Součinitel tření v závitu (Molykote P37) $f = 0{,}15$
Součinitel tření mezikruhové stykové plochy (Molykote P37) $f_0 = 0{,}09$

Výška příruby $H = 40{,}5\ mm$

Velký průměr podložky $D_p = 40\ mm$
Malý průměr podložky $d_p = 26\ mm$
Délka podložky $L_p = 4\ mm$

Vnitřní průměr matice $d_{mat} = 27\ mm$
Vnější průměr matice $D_{mat} = 35\ mm$
Délka závitového otvoru $l_{z\,mat} = 42\ mm$
Délka výběhu matice $l_v = 13\ mm$

Tab. 7.2: Vypočtené hodnoty pro šroub M24x3

Maximální dovolené napětí	σ_{max}	[MPa]	302
Maximální vypočtená zatěžující síla	F	[N]	76850
Střední průměr mezikruhové stykové plochy	d_o	[mm]	33,5
Úhel stoupání závitu	ψ	[rad]	0,0433
Maximální utahovací moment	M_{max}	[Nm]	1014.3865

Maximální natočení matice	Φ_{max}	[°]	17.7887
Maximální prodloužení šroubu	$\Delta l_{š\,max}$	[mm]	0.1531
Maximální prodloužení přírubového spoje	$\Delta l_{př\,max}$	[mm]	0.1482
Maximální délka oblouku na zvoleném průměru	$l_{Obl\,max}$	[mm]	6.2094
Utahovací moment	M_{nov}	[Nm]	825.7106
Síla předpětí	$F_{i\,nov}$	[N]	70421.2449
Dovolené napětí	$\sigma_{dřík\,nov}$	[MPa]	276.738
Úhel natočení matice	Φ_{nov}	[°]	16.30252
Prodloužení šroubu	$\Delta l_{š\,nov}$	[mm]	0.1403
Prodloužení přírubového spoje	$\Delta l_{př\,nov}$	[mm]	0.1359
Délka oblouku na zvoleném průměru	$l_{Obl\,nov}$	[mm]	5.6907

8 Labyrintové ucpávky

Labyrintová ucpávka je bezdotykové těsnění, jehož funkcí je utěsnit vnitřní přetlak nebo podtlak skříně od okolního tlaku atmosféry na místech, kde skříní prochází hřídel. Požaduje se, aby množství uniklé páry bylo pokud možno co nejmenší a aby bylo znemožněno vnikání vzduchu do stroje, který by způsoboval zhoršený přestup tepla v kondenzátoru. Dále se unikající pára nesmí dostat do prostoru ložisek a unikat ve větším množství do strojovny. Nesmí přitom dojít ke kovovému styku rotujících a statorových částí ucpávky.[3];[8]

Labyrintové ucpávky jsou složeny z řad komůrek, které jsou od sebe odděleny břity. Pára proudí zúženým prostorem mezi břitem a statorem. Zde je část páry transformována na kinetickou energii. V komůrkách dochází k víření páry, velkým tlakovým ztrátám a k zahlcení ucpávky vlivem zvětšujícího se měrného objemu páry. Soustava komůrek a břitů klade průtoku páry značný odpor, takže i při vysokém rozdílu tlaků před a za ucpávkou je průtok ucpávkou poměrně malý. [3];[8]

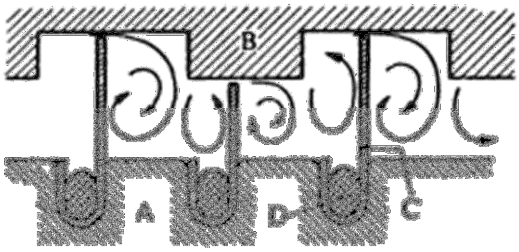
Ucpávky se většinou konstruují s pravým labyrintem (obr. 62) nebo s nepravým labyrintem, kde je ostří postaveno proti hladkému hřídeli. Používá se většinou pro vnitřní těsnění mezistěn a tam, kde se očekávají velké radiální vůle. [3];[8]

Množství páry, které ucpávkou proteče, je závislé na radiální mezeře a na intenzitě víření v komůrkách. Čím menší je radiální mezera, tím menší je i množství páry. Tato vůle je však určena provozní bezpečností a její minimální hodnota bývá určena vztahem [3]:

$$\delta_r = 0{,}6 \cdot \frac{d_h}{1000} + 0{,}1\ [mm] \tag{8.1}$$

Tento vztah platí pro tuhé hřídele, které pracují pod svými kritickými otáčkami. Pro rotory elastické je tato hodnota δ_r přibližně dvojnásobná.[3]

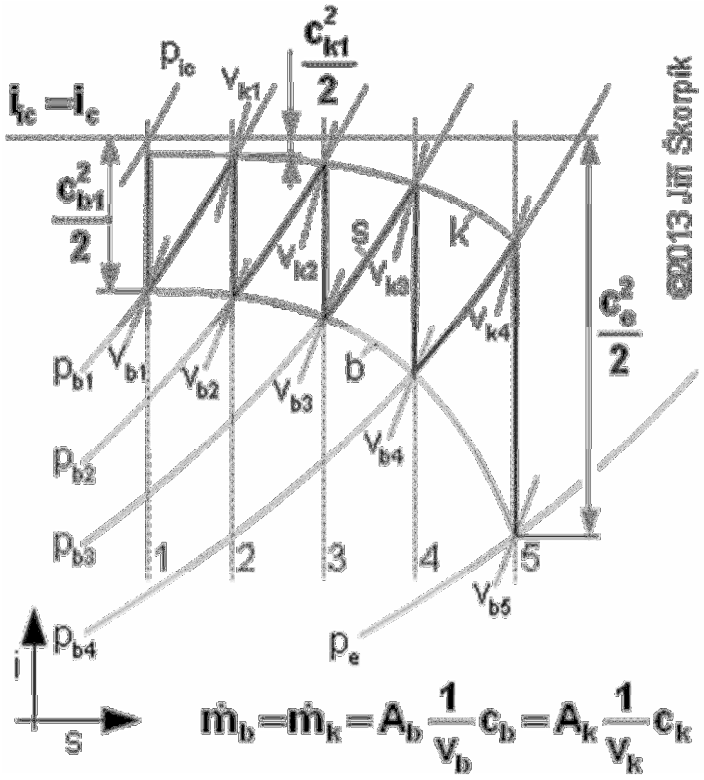
Množství páry, která proteče ucpávkou, je možné také snížit počtem labyrintů, avšak vzroste tím ložisková vzdálenost, a tím pádem bude muset být hřídel silnější. Tím se opět zvýší průtokový průřez ucpávkou. [3]



A – hřídel
B – skříň
C – těsnící břity
D – zatemovací drát

Obrázek 62 - proudění v komůrkách labyrintové ucpávky [3]

Kinetická energie izoentropické expanze je v ideální ucpávce dokonale mařena v jednotlivých komůrkách na vrcholech břitů. Rychlost v komůrce tak odpovídá průtočnému průřezu a tlaku na vrcholu vstupního břitu. [8]



Obrázek 63 - i-s diagram ideální labyrintové ucpávky s 5 břity [8]

škrcení z tlaku p_{ic} na tlak p_e
křivka k – stav plynu v komůrkách
křivka b – stav plynu na vrcholech břitů

Škrcení plynu v labyrintových ucpávkách neprobíhá ideálně a skutečný průtok ucpávkou bude o něco vyšší než vypočítaný. Z těchto důvodů je měřena účinnost jednotlivých typů ucpávek, podle které se případně navýší počet břitů při návrhu. K těmto účelům je možné také použít vztahy odvozené Stodolou a Pfleiderem. [3]

Břity jsou vyráběny z plechu a obvykle jsou zatemovány do rotoru nebo statoru. Mohou být také vysoustruženy v hřídeli nebo na prstencích. Prstence mohou být buďto dělené a připevněné na stator, nebo se prstence připevňují také na hřídel. Ostří ucpávek by mělo být co nejtenčí, aby při kontaktu se statorem obrousilo a to bez vzniku většího tepla, které by mohlo způsobit deformaci rotoru. Břit se tak obrousí a nedojde k zadření hřídele nebo poškození statoru. Materiálem těsnících břitů je obvykle mosaz asi do 400°C. Pro vyšší teploty se používá bronz s přídavkem niklu nebo plechy z 13% – 14% Cr nerezavějící oceli. [3];[8]

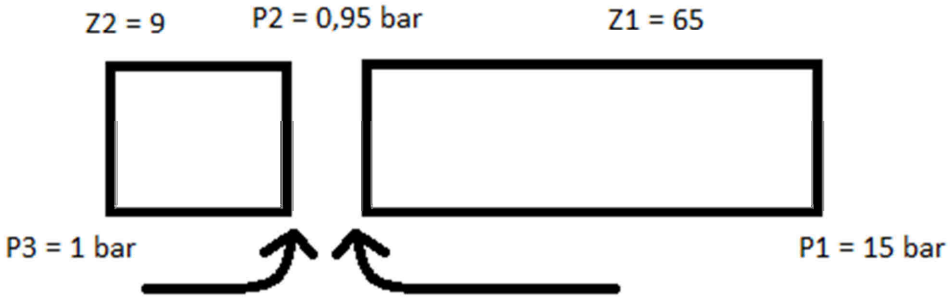
8.1 Kontrolní výpočet labyrintových ucpávek turbíny Spiling

Tab. 8.1 Parametry ucpávek:

Velký průměr labyrintu	D_{VP}	mm	149
Malý průměr labyrintu	d_{vp}	mm	145
Průměr rotoru	d_N	mm	140
Radiální vůle	δ	mm	0,2
Výška malého břitu	h_{mb}	mm	2,3
Výška velkého břitu	h_{vb}	mm	4,3
Tloušťka břitu	Δ	mm	0,3
Počet břitů před komínkovým potrubím	z_1	-	65
Počet břitů za komínkovým potrubím	z_2	-	9

Tab. 8.2 Parametry páry:

Tlak páry před ucpávkou	P_1	bar	15
Tlak páry v komínkovém potrubí	P_2	bar	0,95
Tlak páry za ucpávkou	P_3	bar	1
Teplota páry před ucpávkou	t_1	°C	280



Obrázek 64 - Schéma ucpávek Spilling

8.1.1 Výpočet průtoku páry ucpávkou

Kontrola kritického proudění na posledním břitu:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{0{,}95}{15} = 0{,}633 \tag{8.2}$$

$$\frac{0{,}82}{\sqrt{z + 1{,}25}} = \frac{0{,}82}{\sqrt{65 + 1{,}25}} = 0{,}101 \tag{8.3}$$

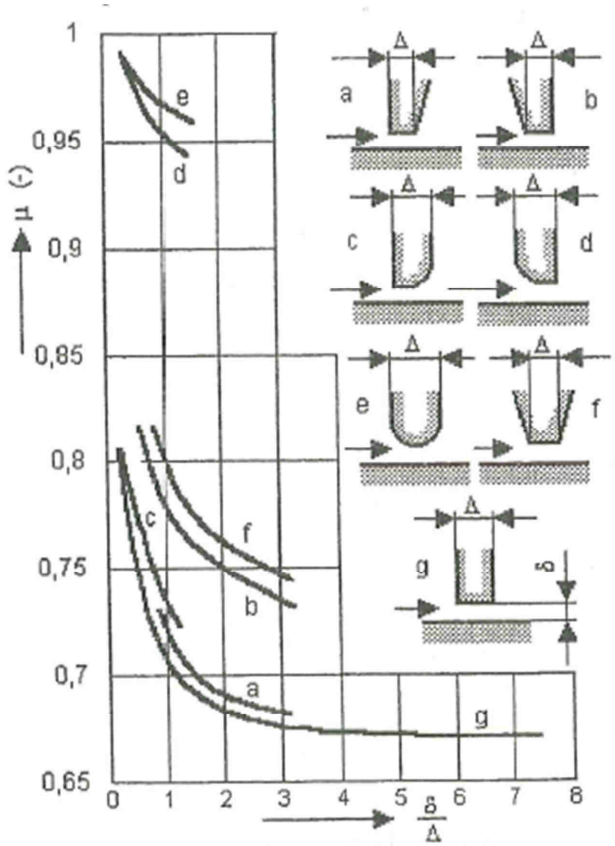
$$\pi > \frac{0{,}82}{\sqrt{z + 1{,}25}} => na\ posledním\ břitu\ nedochází\ ke\ kritickému\ proudění$$

Určení průtoku ucpávkou:

$$M = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z_1}} \tag{8.4}$$

M – hmotnostní průtok
μ – průtokový součinitel
S – průtočný průřez ucpávky
v_1 – měrný objem páry před ucpávkou

Průtokový součinitel lze určit z následujícího diagramu:



Obrázek 65 - Diagram průtokového součinitele [9]

Ucpávka má typ břitu g)

$$\frac{\delta}{\Delta} = \frac{0{,}2}{0{,}3} = 0{,}667 \tag{8.5}$$

$$\mu = 0{,}72$$

Průtočný průřez ucpávkou lze vypočítat jako:

$$S = \pi \cdot d_n \cdot \delta \tag{8.6}$$

$$S = \pi \cdot 0{,}140 \cdot 0{,}0002 = 8.796 \cdot 10^{-5}\ m^2$$

Měrný objem páry na vstupu do ucpávky určíme jako funkci teploty a tlaku na vstupu:

$$v_1 = f(T_1, p_1) = 0{,}163\ m^3/kg \tag{8.7}$$

Dosazení do rovnice 8.4 pro hmotnostní průtok:

$$M = 0{,}72 \cdot 8.796 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{\frac{1500000^2 - 95000^2}{1500000 \cdot 0{,}163 \cdot 65}}$$

$$\boldsymbol{M = 0{,}0238\ kg/s}$$

8.1.2 Pevnostní výpočet ucpávek

Příklad výpočtu pro poslední břit:

Určení zatížení břitu:

Nejprve je potřeba určit tlak před a za břitem. Jelikož je hmotnostní tok ucpávkou konstantní vyjádříme p_2 z rovnice 8.4 a za počet břitů dosadíme počet břitů před posledním břitem – 64.

$$p_n = \sqrt{p_1^2 - \left(\frac{M}{\mu \cdot S}\right)^2 \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot z_n} \tag{8.8}$$

$$p_{64} = \sqrt{1500000^2 - \left(\frac{0{,}0238}{0{,}72 \cdot 8.796 \cdot 10^{-5}}\right)^2 \cdot 1500000 \cdot 0{,}163 \cdot 64}$$

$$p_{64} = 208570{,}22\ Pa$$

Rozdíl tlaku před a za břitem:

$$\Delta p = p_{64-}p_{65} \tag{8.9}$$

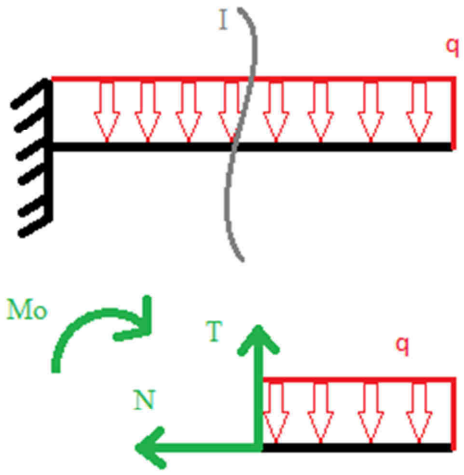
$$\Delta p = 208570{,}22 - 95000 = 113570{,}22\ Pa$$

Určení měrného spojitého zatížení břitu:

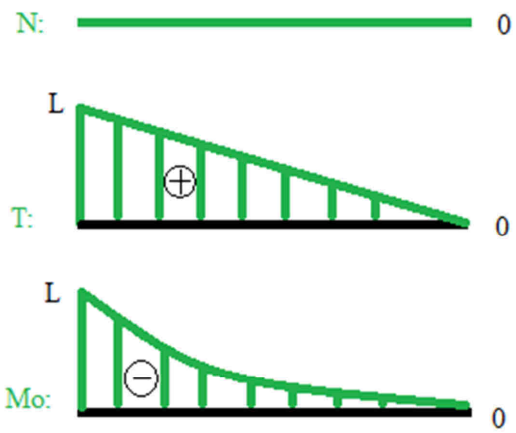
$$q = \Delta p \cdot L = 113570{,}22 \cdot 0{,}0023 \tag{8.10}$$

$$\boldsymbol{q \doteq 261{,}21\ N/m}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:



$N = 0$
$T = q \cdot x$
$M_o = \frac{q \cdot x^2}{2}$



$$M_{oMAX} = \frac{q \cdot L^2}{2}$$

q – velikost měrného zatížení na břit
L – výška břitu

Po dosazení:

$$M_{oMAX} = \frac{261{,}21 \cdot 0{,}0023^2}{2}\ Nm$$

$$\boldsymbol{M_{oMAX} = 0{,}00069\ Nm}$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu:
(obdélníkový průřez)

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} \tag{8.11}$$

$$W_{oz} = \frac{I_z}{x} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{b}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6} \tag{8.12}$$

I_z – kvadratický momentu k ose Z
x – vzdálenost k těžišti od osy Z
W_{oz} – modul průřezu v ohybu k ose Z
b – výška břitu
h – šířka břitu

$$W_{oz} = \frac{0{,}0023 \cdot 0{,}0003^2}{6}\ m^3 \tag{8.13}$$

$$\boldsymbol{W_{oz} = 3{,}45 \cdot 10^{-11}\ m^3}$$

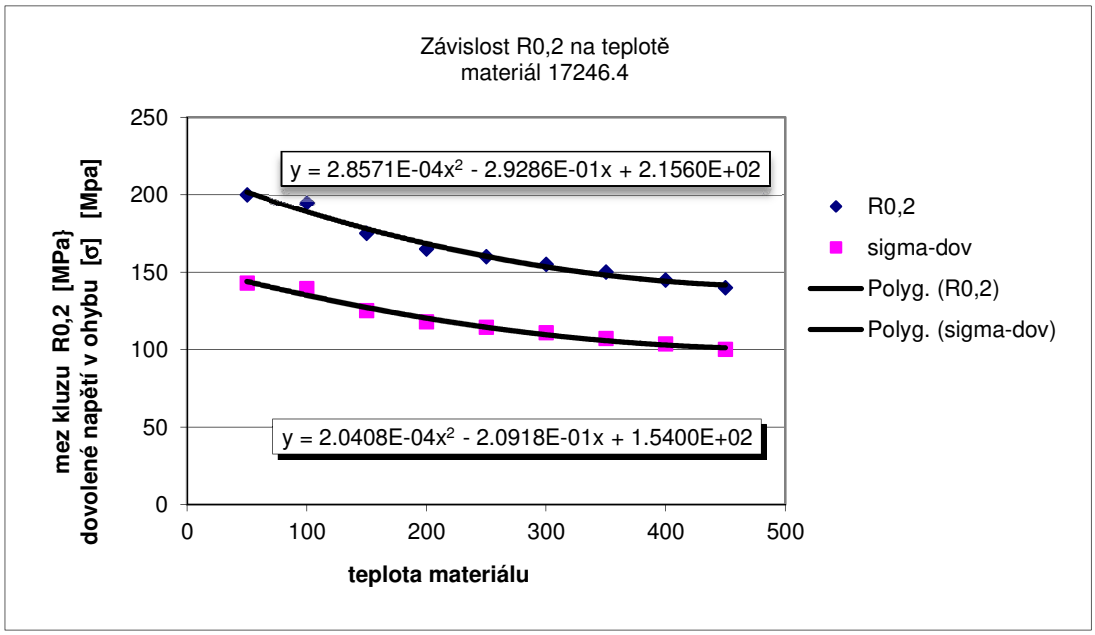
Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \tag{8.14}$$

$$\sigma_o = \frac{0{,}00069}{3{,}45 \cdot 10^{-11}}\ Pa$$

$$\boldsymbol{\sigma_o = 20{,}026\ MPa}$$

Mechanické vlastnosti ucpávek:



Obrázek 66 - Závislost meze pružnosti na teplotě [1]

Určení entalpie v ucpávkách:

$$i = f(T_1; p_1) \tag{8.15}$$

$$i = 2993{,}4\ KJ/kg$$

Určení teploty břitu:

$$T_{64} = f(i; p_{64}) \tag{8.16}$$

$$T_{64} = 261{,}13\ °C$$

Určení dovoleného napětí pro poslední břit:

$$\sigma = 2.0408 \cdot 10^{-4} \cdot T_{64}^2 - 2.0918 \cdot 10^{-1} \cdot T_{64} + 1.5400 \cdot 10^2 \tag{8.17}$$

$$\sigma = 113{,}293\ MPa$$

Určení meze kluzu pro poslední břit:

$$\sigma_{0,2} = 2.8571 \cdot 10^{-4} \cdot T_{64}^2 - 2.9286 \cdot 10^{-1} \cdot T_{64} + 2.1560 \cdot 10^2 \tag{8.18}$$

$$\sigma_{0,2} = 158{,}608\ MPa$$

Určení bezpečnosti k dovolenému napětí pro poslední břit:

$$k = \frac{\sigma}{\sigma_o} \tag{8.19}$$

$$k = \frac{113{,}293}{20{,}026}$$

$$k = 5{,}66$$

Tab. 8.3 Výsledky pro několik posledních břitů:

Břit			65	64	63	62	61	60
Výška břitu	h_b	m	0.0023	0.0043	0.0023	0.0043	0.0023	0.0043
Šířka břitu	Δ	m	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003

Tlak za břitem	P	Pa	95000.0	208570.2	279245.5	335342.5	383316.0	425919.8
Rozdíl tlaku	ΔP	Pa	113570.2	70675.3	56097.0	47973.5	42603.8	38713.6
Měrné zatížení břitu	q	N/m	261.2	303.9	129.0	206.3	98.0	166.5
Max. ohyb. moment	M_{oMax}	Nm	0.00069	0.00281	0.00034	0.00191	0.00026	0.00154
Modul průřezu v ohybu	Wo	m^3	3.5E-11	6.45E-11	3.5E-11	6.5E-11	3.5E-11	6.5E-11
Ohybové napětí	σ	MPa	**20.03**	**43.56**	**9.89**	**29.57**	**7.51**	**23.86**

Teplota břitu	T	°C	261.14	262.22	263.07	263.80	264.44	265.03
Dovolené napětí	σ_{dov}	MPa	113.29	113.18	113.09	113.02	112.96	112.90
Bezp. k dov. napětí	k	-	**5.7**	**2.6**	**11.4**	**3.8**	**15.0**	**4.7**

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést kompletní revizi parní protitlaké jednostupňové turbíny Spilling a navrhnout potřebné konstrukční úpravy tak, aby bylo možné její uvedení do provozu v souladu s provozními předpisy zadavatele. Byl zhotoven revizní nález, na jehož základě byly navrženy opravy poškozených součástí.

Mezi nejzávažnější poškození turbíny patřilo odlomení části bandáže. Jelikož materiál lopatek nedovoloval možnost svaření nové části bandáže, bylo rozhodnuto bandáž kompletně odstranit z celého lopatkování kola. Aby bylo tuto úpravu možné provést, byla firmou EKOL energo s.r.o. zhotovena termická a dynamická analýza. Byla provedena obecná kontrola dynamiky rotoru pro zjištění kritických otáček a dále pak modální analýza rotoru s lopatkami bez bandáží. Z těchto analýz vyplynulo, že dynamické vlastnosti rotoru jsou vyhovující a kritické otáčky mají dostatečný odstup od provozních. Výchylky a stabilita rotoru jsou dostačující pro bezpečný provoz. Problémová by mohla být pouze frekvence od dýzového buzení, která leží poměrně blízko vlastních frekvencí oběžného kola, avšak v inkriminovaných módech nedochází ke kmitání samostatných lopatek a směr výchylek disku je kolmý na směr reakce dýz, tudíž by zde nemělo docházet k rezonančnímu kmitání oběžného kola. Bylo zjištěno, že odstraněním bandáže dojde k poklesu účinnosti turbíny přibližně o 5%. Odstranění bandáže tedy možné je, avšak dlouhodobý provoz by mohl být za těchto podmínek rizikový a doporučuje se provést kompletní výměnu A-kola.

Další problémovou částí stroje byla samotná turbínová skříň. Došlo zde k výraznému odskoku mezi částmi v dělící rovině a k prošlehnutí páry v oblasti křížového spoje a v oblasti zadních ucpávek. Byla provedena indikace rovinnosti dělicí roviny. Na základě této indikace bylo provedeno frézování dělící roviny. Vzhledem k úběru materiálu bylo dále nutné provést vykulacení funkčních průměrů. Na spodním díle skříně byla defektoskopickými zkouškami zjištěna trhlina těsnostního svaru vertikální dělící roviny. Stávající svar byl dobroušen do neporušené části, znovu zavařen a lokálně vyžíhán. Pro zlepšení těsnosti dělící roviny byla provedena simulace kontaktního tlaku v programu SolidWorsk Simulation. Byly zde zjištěny kritické oblasti, kde docházelo k úniku páry skrze dělící rovinu zejména v okolí zadních ucpávek, na výstupu u zadního ložiska, v okolí děr pro šrouby 7,8,9 a 15,16,17. V kapitole 5 jsou uvedeny a simulovány možné konstrukční úpravy skříně za účelem zlepšení rozložení kontaktního tlaku v kritických oblastech dělící roviny. Z uvedených variant je nejvhodnější varianta č. IV. V této variantě došlo k odlehčení v oblasti zadní ucpávky, zvětšení podložek. Šrouby v kritických oblastech byly nahrazeny z původních M30 za M33, šrouby M24 byly nahrazeny šrouby M30. Nejlépe si tato varianta vedla s použitím šroubů z materiálu 1.4913, který dovoluje vyšší předpětí šroubů, čímž se docílilo utěsnění většiny kritických míst. Problémové místo je však okolí zadní ucpávky, kde kontaktní tlak stále nedosahuje požadovaných hodnot. Tato skříň má rovněž nevhodně navrženou plochou přírubu. Ideální by bylo zhotovit nový odlitek skříně, která bude mít vysokou přírubu o řádné tuhosti a provést celkové odlehčení dělící roviny.

Práce se rovněž zabývala výpočtem utahovacího momentu šroubů dělící roviny a navazujícími dílčími výpočty.

Při provozu také došlo k poškození labyrintových ucpávek a bylo nutné provést přebřitování. V kapitole 8 byl proveden kontrolní pevnostní výpočet pro několik posledních břitů těchto ucpávek. Výsledky ukázaly, že navržené ucpávky jsou v pořádku a bezpečnost je dostačující pro správný provoz turbíny.

Seznam použité literatury

[1] EKOL ENERGO S.R.O. *Firemní podklady*

[2] MICHELE, František. *Parní turbíny a kondenzace: plynové turbíny a turbokompresory:konstrukce.* Brno: Vysoké učení technické, 1985. Učební texty vysokých škol.

[3] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny II. Konstrukce, regulace a provoz parních turbín.* Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956.

[4] PÁV, Arnošt. *Provoz parních turbín a příslušenství.* 2., dopln. vyd. Praha: Československé energetické závody, 1967-1970, 3 sv

[5] JANOVEC, Jiří a Jiří CEJP, *Struktura a vlastnosti materiálu a jejich zkoušení* [online]. 17 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://umi.fs.cvut.cz/wp-content/uploads/2014/08/3_2__struktura-a-vlastnostni-materialu-a-jejich-zkouseni.pdf

[6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, Miloš VLK (ed.) *Konstruování strojních součástí.* 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

[7] *Konstruování strojů strojní součástí: Předepjaté šroubové spoje* [online]. Vysoké učení technické: Ústav konstruování, b.r. [cit. 2017-09-05]. Dostupné z: http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska6.pdf

[8] ŠKORPÍK, Jiří. *Transformační technologie* [online]. Brno: Jiří Škorpík, 2006 [cit. 2017-05-05]. ISBN 1804-8293. Dostupné z: http://www.transformacnitechnologie.cz

[9] FIEDLER, Jan, VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ a FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 978-80-214-2777-8.

[10] *ČSN 42 2643: Ocel na odlitky 42 2643 uhlíková.* Úřadu pro normalizaci a měření, 1975

[11] *ČSN EN 10302: Žáropevné oceli (odolné tečení), niklové a kobaltové slitiny.* Český normalizační institut, 2006.

[12] *ČSN EN 10269: Oceli a niklové slitiny na upevňovací prvky pro použití při zvýšených a/nebo nízkých teplotách.* Český normalizační institut, 2001.

Seznam symbolů a zkratek

Značka	Jednotka	Význam
A_s	m^2	Výpočtový průřez šroubu
D_k	m	Průměr kužele na vrchní straně příruby
D_p	m	Velký průměr podložky
F_i	N	Síla předpětí
L_s	m	Délka stahovaných součástí
$\dot{M}$	Kg/s	Průtok páry
M_m	Nm	Moment pro překonání tření pod dosedací plochou matice
M_{max}	Nm	Maximální utahovací moment
M_o	Nm	Ohybový moment
M_z	Nm	Moment pro překonání tření v závitech
P_h	m	Stoupání závitu
S_d	m^2	Plocha průřezu dříku šroubu bez závitu
$S_{dřik}$	m^2	Průřez dříku šroubu
W_{oz}	m^3	Modul průřezu v ohybu k ose Z
d_2	m	Střední průměr závitu
d_o	m	Střední průměr mezikruhové stykové plochy
d_p	m	Malý průměr podložky
f_o	-	Součinitel tření mezikruhové stykové plochy
l_b	m	Délka závitu šroubu
l_g	m	Délka dříku šroubu bez závitu
m_1	-	Poměr ploch průřezu dříku a podložky
n_1	-	Poměr délky stahovaných součásti a podložky
n_2	-	Poměr délky stahovaných součástí a výšky příruby
n_j	min^{-1}	Jmenovité otáčky
$\bar{q}$	N	Střední silové zatížení příruby
t_k	m	tloušťka příruby
α_p	W/m^2K	Součinitel přestupu tepla
δ_s	°C	Střední teplotní rozdíl mezi párou a materiálem
σ_o	Pa	Ohybové napětí
ϵ_c	-	Celková deformace
ϵ_e	-	Elastická deformace
ϵ_p	-	Plastická deformace
ab	m	Šířka příruby
$Rp_{0,2}$	MPa	Smluvní mez kluzu
σ_{A1}	MPa	Mez tečení pro plastické prodloužení 1%
σ_r	MPa	Mez pevnosti při tečení
Φ	rad	Úhel natočení matice
E	Pa	Modul pružnosti
Q	W	Tepelný tok
S	m^2	Plocha
c	$J/Kg \cdot K$	Měrná tepelná kapacit

Značka	Jednotka	Význam
f	Hz	Frekvence
f	-	Součinitel tření závitu
k	N/m	Tuhost
l	m	Tloušťka stěny
p	Pa	Tlak
q	N	Silové zatížení příruby
s	N	Síla vyvozená jedním šroubem
t	m	Rozteč šroubů
v	m^3/Kg	Měrný objem
z	-	Počet břitů
α	K^{-1}	Součinitel délkové roztažnosti
λ	$W/m \cdot K$	Tepelná vodivost
μ	-	Průtokový součinitel
ρ	Kg/m^3	Hustota
σ	Pa	Napětí
ψ	rad	Úhel stoupání závitu