



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Výpočetní kontrola těsnosti přírubového spoje

Numerical analysis of the leak in flange connection

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Josef Jurenka, Ph.D.

Pavel Štěpán

Praha 2015



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ

Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Technická 4, 166 07 Praha 6

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro: Pavla Štěpána

program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

obor: bez oboru

Název tématu: **Výpočetní kontrola těsnosti přírubového spoje**

Title: **Numerical analysis of the leak in flange connection**

Zásady pro vypracování:

Navržený přírubový spoj kontrolujte z pohledu těsnosti pro dané provozní namáhání vnitřním přetlakem a axiální silou.

1. Na základě provozních parametrů navrhnete vhodný přírubový spoj a provedte teoretický rozbor namáhání šroubů a přírub.
2. Pomocí vhodných analytických vztahů provedte kontrolu těsnosti přírubového spoje.
3. Vytvořte 3D geometrický model přírubového spoje.
4. Kontrolujte těsnost přírubového spoje pomocí MKP analýzy. Uvažujte zatěžování stejné jako v bodu 2 a dosažené výsledky porovnejte s výsledky analytických vztahů.

Rozsah grafických prací: přibližně 10 str.

Rozsah průvodní zprávy: přibližně 10 str.

Seznam odborné literatury:

- [1] Michalec J., Kuliš Z., Sochor M., Šubrt L., Řezníček J., et al.: Pružnost a pevnost I. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009.
- [2] Michalec J., Kuliš Z., Šubrt L., Valenta F.: Pružnost a pevnost 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1994.
- [3] ANSYS manuál

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Josef Jurenka, Ph.D.

Konzultant: Ing. Zbyněk Hrubý, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce: 30. 4. 2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 19. 6. 2015

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

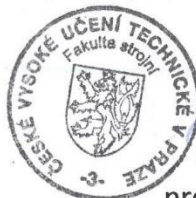
Zadání diplomové práce převzal dne:


.....
diplomant



.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

vedoucí Ú 12105





.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

děkan FS ČVUT v Praze

V Praze dne 30. 4. 2015

Anotační list

Jméno autora:	Pavel Štěpán
Název BP:	Výpočetní kontrola těsnosti přírubového spoje
Anglický název:	Numerical analysis of the leak in flange connection
Rok:	2015
Obor studia:	bez oboru
Ústav/odbor:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky / odbor pružnost a pevnosti
Vedoucí:	Ing. Josef Jurenka, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Zbyněk Hrubý, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran: 36 počet obrázků: 31 počet tabulek: 6 počet příloh: 0
Klíčová slova:	Přírubový spoj, předepjatý šroubový spoj, konstanta tuhosti, předpětí, příruba, těsnost, metoda konečných prvků
Keywords:	Flange connection, prestressed bolt connection, stiffness constant, preload, tightness, Finite Element Method

Anotace:

Cílem bakalářské práce je podle daných provozních parametrů navrhnout přírubový spoj a zkontrolovat jeho těsnost pomocí jak analytických vztahů, tak i numerických metod založených na metodě konečných prvků (MKP).

Abstract:

The main goal of bachelor thesis is design of the flange connection according to given operating parameters and inspection of the leak of this connection by using both analytical relations and numerical approach based on finite element method (FEM).

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Výpočetní kontrola těsnosti přírubového spoje“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Josefa Jurenky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze, dne 16. 6. 2015

Pavel Štěpán

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Josefovi Jurenkovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce.

1 Obsah

Úvod	9
1 Návrh přivařovací příruby	10
1.1 Vstupní hodnoty návrhu.....	10
1.2 Určení materiálu a typu příruby	10
1.3 Určení rozměrů přivařovacích přírub.....	12
1.4 Spojovací součásti.....	13
1.4.1 Svorníkové šrouby	13
1.4.2 Matice	14
1.5 Těsnění.....	16
2 Analytický výpočet.....	17
2.1 Silové poměry u předepjatého spoje.....	18
2.1.1 Vnější zatížení	18
2.1.2 Vnitřní silové účinky	18
2.1.3 Výpočet konstant tuhostí [8]	20
2.1.4 Výpočet předpětí [8].....	23
2.2 Bezpečnost šroubového spoje [10]	24
2.3 Dílčí závěry.....	24
3 Výpočet metodou konečných prvků (MKP).....	26
3.1 Ověření analytického výpočtu	26
3.1.1 Model a definice kontaktů	26
3.1.2 Diskretizace modelu	27
3.1.3 Okrajové podmínky	27
3.1.4 Výsledky od zatížení zkušebním přetlakem	28
3.1.5 Výsledky od zatížení provozním přetlakem	31
3.2 Výpočet s uvažováním skutečné geometrie přírub	32
3.2.1 Model a definice kontaktů	32
3.2.2 Diskretizace modelu	33
3.2.3 Výsledky po zatížení zkušebním přetlakem	34
4 Závěr.....	36
5 Seznam použité literatury	38

Seznam zkratek a symbolů

P_N	[MPa]	Jmenovitý tlak
DN	[mm]	Světlost potrubí
p_z	[MPa]	Zkušební přetlak
p	[MPa]	Provozní přetlak
σ_{kt}	[MPa]	Mez kluzu
F	[N]	Zatěžující síla od zkušebního přetlaku
F_Z	[N]	Zatěžující síla od provozního přetlaku
Q_o	[N]	Předpětí
Q_{1max}	[N]	Výsledná síla ve šroubu
Q_{2min}	[N]	Zbytkové předpětí
C_1	[N/mm]	Konstanta tuhosti šroubu
C_2	[N/mm]	Konstanta tuhosti sevřených desek
q	[-]	Součinitel provozního předpětí
σ_{Q1}	[MPa]	Tahové napětí od síly zatěžující šroub
τ	[MPa]	Smykové napětí způsobené krutem
σ_{ekv}	[MPa]	Ekvivalentní napětí ve šroubu
MKP		Metoda konečných prvků

Úvod

Tématem bakalářské práce je výpočetní kontrola těsnosti přírubového spoje. Přírubové spoje se objevují ve všech průmyslových oblastech, kde se zpracovávají, dopravují nebo skladují kapalné a plynné látky. Problematika výpočtu přírubového spoje a zajištění těsnosti se objevila hlavně v osmdesátých letech minulého století, kdy se začaly zavádět nové materiály měkkých bezazbestových těsnících materiálů. Od té doby se metodika těchto výpočtů výrazně vyvinula. V roce 2002 byla uvedena čtyřdílná norma ČSN EN 1591, která obsáhle popisuje návrh přírubového spoje. Podle této normy je nutné postupovat, pokud navrhujeme přírubový spoj v jaderných elektrárnách a pro provoz s vybranými nebezpečnými látkami. V ostatních případech je pouze doporučena.

Cílem bakalářské práce bylo podle daných provozních parametrů navrhnout přírubový spoj a zkontrolovat jeho těsnost pomocí jak analytických vztahů, tak i numerických metod založených na metodě konečných prvků (MKP). Proto nebudeme postupovat podle výše uvedené normy, ale přírubový spoj budeme uvažovat jako zjednodušený šroubový spoj. Nejprve provedeme návrh příruby a všech spojovacích prvků podle strojnických tabulek. V této fázi budeme znát přesnou geometrii přírubového spoje a provedeme některé zjednodušení tvarů, které použijeme k analytickému výpočtu. Zjistíme potřebné předpětí šroubů a jejich namáhání. Vytvoříme model se stejnou geometrií, jaká byla použita k analytickému výpočtu, a tento model analyzujeme metodou konečných prvků. Z této analýzy určíme, zda je zachována těsnost, a tudíž zdali je možné výpočtový model takto zjednodušit. Zkontrolujeme také, jestli se vypočtené hodnoty namáhání metodou konečných prvků shodují s analytickým výpočtem. V druhém kroku budeme analyzovat model bez zjednodušení, kde se dozvíme silové poměry a stav těsnosti v reálném přírubovém spoji.

1 Návrh přivařovací příruby

1.1 Vstupní hodnoty návrhu

- Ocelová příruba přivařovací.
- Vnitřní pracovní přetlak 8,5 MPa.
- Pracovní teplota 400°C.
- Světlost potrubí DN 150.

1.2 Určení materiálu a typu příruby

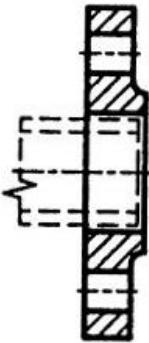
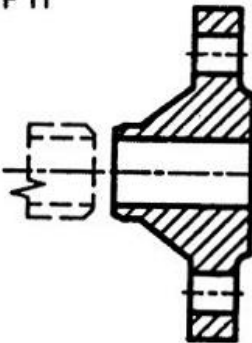
S ohledem na pracovní přetlak 8,5 MPa se podle Tab. 1.1 stanoví normalizovaný jmenovitý tlak PN 100. Hodnota jmenovitého tlaku je tedy 10,0 MPa.

Tab. 1.1 – Normalizované jmenovité tlaky PN. [1]

Materiál podle ČSN	Jmenovitý tlak PN									
	2,5	6,3 ²⁾	10	16	25	40	63	100	160	250
	Hodnota jmenovitého tlaku [MPa]									
	0,25	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10,0	16,0	25,0
Zkušební přetlak p_z [MPa]										
11 366.1 11 366.5	0,33	0,82	1,3	2,1	3,3	5,2	8,2	13	21	33
17 349.4 17 350.4	0,35	0,88	1,4	2,2	3,5	5,6	8,8	14	22	35
11 373.1 11 375.1 11 416.1 11 419.1 17 102.2 17 116.2 17 341.4	0,38	0,95	1,5	2,4	3,8	6,0	9,5	15	24	38
11 353.1 17 346.4	0,40	1,0	1,6	2,6	4,0	6,4	10	16	26	40
15 110.5 17 246.4	0,43	1,1	1,7	2,7	4,3	6,8	11	17	27	43
15 313.5	0,45	1,1	1,8	2,9	4,5	7,2	11	18	29	45
15 128.5	0,48	1,2	1,9	3,0	4,8	7,6	12	19	30	48
11 523.1	0,53	1,3	2,1	3,4	5,3	8,4	13	21	34	53
12 025.1	0,58	1,4	2,3	3,7	5,8	9,2	14	23	37	58

Dále podle Tab. 1.2 určíme typ přivařovací příruby. S ohledem na PN 100 a DN 150 vychází přivařovací příruba s krkem - tedy TYP 11.

Tab. 1.2 – Přehled přivařovacích přírub. [1]

Název, typ, vyobrazení	DN	PN								
		6	10	16	25	40	63	100	160	250
Plochá přivařovací příruha TYP 01 	DN	10 až 2000	100 až 1600	10 až 1000	-	-	-	-	-	-
Přivařovací příruha s krkem TYP 11 	DN	-	-	-	200 až 350	25 až 350	50 až 350	25 až 300	25 až 300	25 až 250
Těsnící plochy podle ČSN 13 1061										

Materiál příruby se volí podle dvou hledisek. Zaprvé v jakých materiálových variantách se normalizované příruby vyrábějí a zadruhé, jaké médium a o jaké teplotě potrubím povedeme.

V Tab. 1.3 je přehled materiálů, ze kterých se přivařovací příruby s krkem vyrábějí.

Tab. 1.3 – Oceli na přivařovací příruby ploché a s krkem. [1]

ČSN 13 0300 uvádí pro ploché přivařovací příruby typu 01 tyto oceli:	11 369.1, 11 373.1, 11 375.1, 11 416.1, 17 247.4, 17 248.4, 17 249.4, 17 348.4, 17 349.4 a 17 350.4.
ČSN 13 0300 uvádí pro přivařovací příruby s krkem typu 11 tyto oceli:	11 369.1, 11 416.1, 11 419.1, 15 121.5, 15 128.5, 15 128.9, 15 221.5, 15 221.9, 15 313.5, 17 102.2, 17 102.5, 17 134.5, 17 247.4, 17 248.4, 17 249.4, 17 348.4, 17 349.4 a 17 350.4.

Z Tab. 1.4 se vybere ocel, ze které se vyrábí přivařovací příruby s krkem a která vyhovuje provozní teplotě 400°C a provoznímu přetlaku 8,5 MPa. Touto ocelí je legovaná ocel 15 128.5.

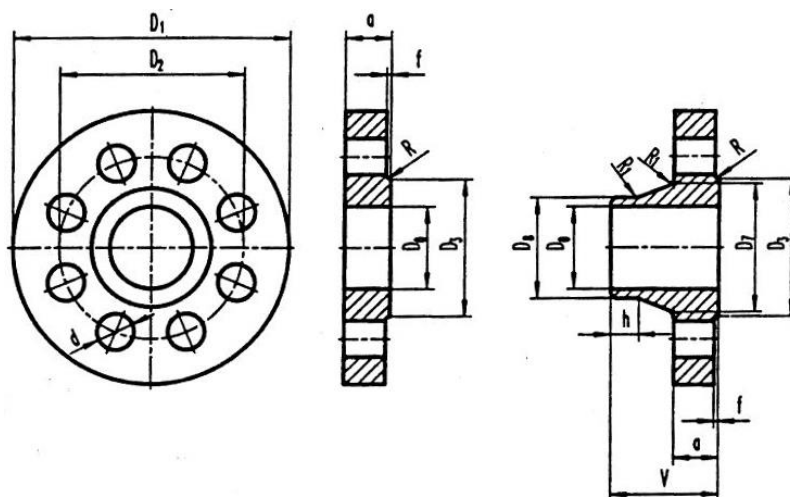
Tab. 1.4 – Pracovní přetlaky pro jmenovitý tlak PN 100. [1]

Teplota [°C]	11 366.1	11 416.1	11 523.1	12 025.1	15 110.5	15 128.5	15 313.5
	11 366.5	11 419.1					
Nejvyšší dovolené pracovní přetlaky $p_{p,max}$ [MPa]							
200	8,52	10,0	13,6		11,4		
250	7,37	8,81	12,8	14,0	10,8		
300	6,26	7,65	11,9	12,7	10,3	14,2	12,2
350	5,39	6,55	10,8	10,7	9,68	13,4	11,6
400	4,52	5,68	9,68	9,57	8,52	12,5	11,0
450		3,94		5,16	7,65	11,1	10,8
475					6,58	10,3	
500					4,93	9,68	7,94
525						7,13	5,80
550						5,16	4,00

Ocel 15 128.5, jiným označením DIN 14MoV6-3, je vysokoteplotní konstrukční legovaná ocel s mezí kluzu $\sigma_{kt} = 345$ MPa. Má dobré protikorozní vlastnosti a je vhodná k použití za vysokých teplot. Často je používána k výrobě tlakových nádob, ventilů apod.

1.3 Určení rozměrů přivařovacích přírub

Podle tabulek [1] a podle Obr. 1.1 se vyhledají rozměry přivařovací příruby s krkem.

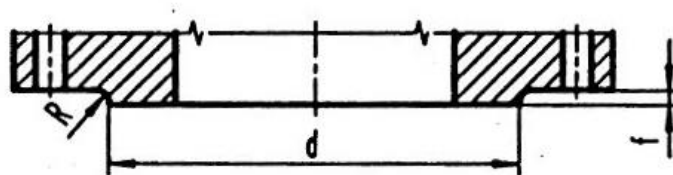


Obr. 1.1 – Rozměry přivařovacích přírub. [1]

$D_0 = 149 \text{ mm}$	$D_8 = 169 \text{ mm}$	$f = 3 \text{ mm}$
$D_1 = 355 \text{ mm}$	$a = 44 \text{ mm}$	$d = 33 \text{ mm}$
$D_2 = 290 \text{ mm}$	$v = 115 \text{ mm}$	$R = 1,5 \text{ mm}$
$D_3 = 212 \text{ mm}$	$h = 12 \text{ mm}$	
$D_7 = 211 \text{ mm}$	$R_1 = 15 \text{ mm}$	

Připojovací šrouby: 12 x M30.

Úprava těsnících ploch se volí s ohledem na jmenovitý tlak PN 100 a provozní teplotu 400 °C jako hladká těsnící lišta. Rozměry na Obr. 1.2 se dohledají v tabulkách [1] a jsou již výše uvedeny jako D_3 , f a R .



Obr. 1.2 – Hladká těsnící lišta do DN 400. [1]

Takto vybraná příruba z materiálu 15 128.5, TYP 11 s hladkou těsnící lištou (označení .5), je označena jako:

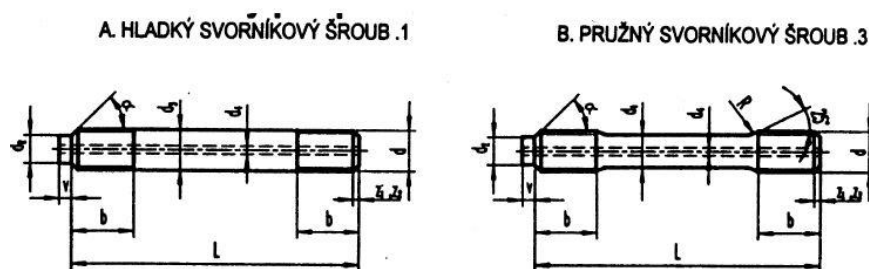
PŘÍRUBA ČSN 13 1160.5 - 11 - DN 150 PN 100 - 15 128.5

1.4 Spojovací součásti

Z tabulek pro přehled spojovacích součástí [1] se určí, že je nutno použít 12 svorníkových šroubů M30 délky 185 mm, svorníkové šestihranné matice a těsnění buď kovové hřebenové, nebo membránové. Díry pro šrouby jsou dle tabulek průměru $d = 33\text{ mm}$.

1.4.1 Svorníkové šrouby

Při realizaci přírubových spojů se používají v zásadě dva typy šroubů - šrouby s šestihrannou hlavou a šrouby svorníkové, které se používají při vysokém namáhání přírubového spoje a při vysokých teplotách. Svorníkové šrouby se vyrábějí ve dvou variantách - hladké a pružné. Rozdíl mezi nimi je vidět na Obr. 1.3.



Obr. 1.3 – Svorníkové šrouby pro přírubové spoje. [1]

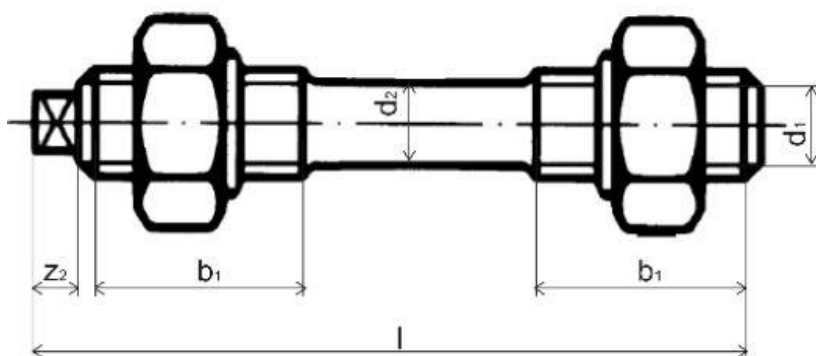
V našem případě se zvolí pružný svorníkový šroub DIN 2510 L se zúženým dřikem pro přírubové spoje. Tyto šrouby jsou použity tam, kde musí být garantováno zachování předpětí ve šroubu a trvanlivost šroubového spoje při vysokých provozních zatíženích (včetně dynamického zatížení) a zatíženích vlivem vysoké teploty. Používají se pro jmenovité tlaky od PN 10 - 40, ale hlavně pro jmenovité tlaky PN 64 - 250. Jsou vyráběny z ocele EN 21CrMoV5-7 (odpovídající značení - ČSN 15 320), což je chrommolybdenvanadová ocel se zaručenými

vlastnostmi za tepla. Používá se na svorníky vysokotlakých kotlů, turbín a potrubí, běhouny parních turbín a turbokompresorů. Svařitelnost je velmi dobrá. [2]



Obr. 1.4 – Svorníkový šroub DIN 2510 L. [3]

Rozměry svorníkové šroubu potřebné pro výpočetní kontrolu zjistíme podle Obr. 1.5 a Tab. 1.5.



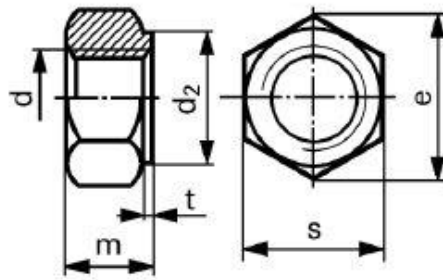
Obr. 1.5 – Svorníkový šroub - schéma. [4]

Tab. 1.5 – Rozměry svorníkových šroubů DIN 2510 L. [4]

d1	12	16	20	24	27	30	33	36	39
d2	8,5	12	15	18	20,5	23	25,5	27,5	30,5
z1 max.	1,75	2	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
b1	20	23	28	32	35	39	42	45	48

1.4.2 Matice

Svorníkové matice jsou vyrobeny ze stejného materiálu a jsou určeny do páru se svorníkovými šrouby. Jejich označení je DIN 2510 NF. Dle Obr. 1.6 a Tab. 1.6 se opět odečtou rozměry.



Obr. 1.6 – Svorníková matice DIN 2510 NF – schéma. [5]

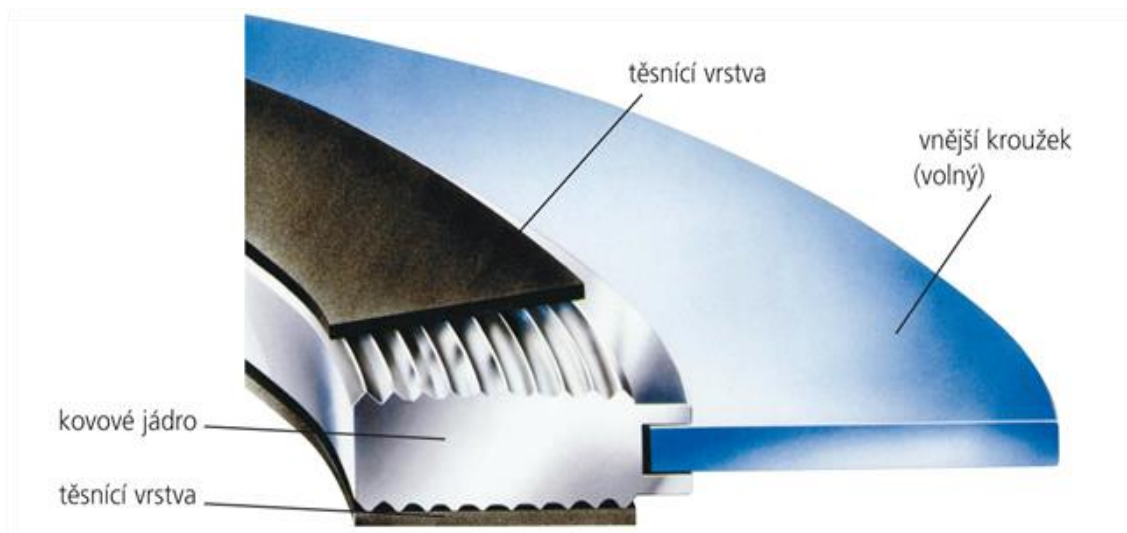
Tab. 1.6 – Rozměry svorníkové matice DIN 2510 NF. [5]

d	d2	m	s	t
M12	21,0	12,0	22,0	2,0
M16	26,0	16,0	27,0	2,0
M20	31,0	20,0	32,0	2,0
M24	35,0	24,0	36,0	3,0
M27	40,0	27,0	41,0	3,0
M30	45,0	30,0	46,0	3,0
M33	49,0	33,0	50,0	3,0
M36	53,5	36,0	55,0	3,0
M39	58,5	39,0	60,0	3,0
M42	63,5	42,0	65,0	3,0
M45	68,5	45,0	70,0	3,0
M48	73,5	48,0	75,0	4,0

1.5 Těsnění

Pro hladkou těsnicí lištu a pro dané provozní podmínky a rozměry volíme dle tabulek hřebíkové těsnění s centrovacím kroužkem. Tato těsnění se vyrábějí v provedení s měkkou těsnicí vrstvou nebo bez ní. Drsnost povrchu příruby se doporučuje max. 20 μm . Centrovací kroužek může být vyroben z jednoho kusu společně s hřebenem, ale častěji se používá centrovací kroužek vsazený. [6]

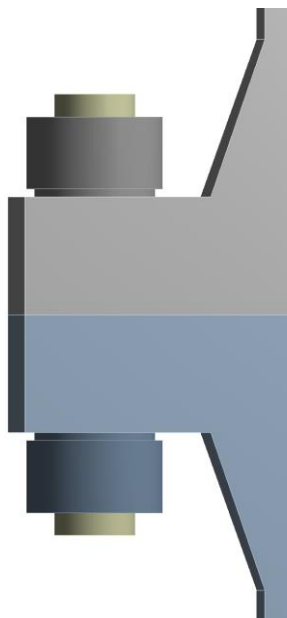
V našem případě volíme těsnění dle normy DIN 2697. Jádro je vyrobené z nerezové oceli ČSN 17 248 a měkké těsnicí vrstvy z expandovaného grafitu. Vyrábí jej například firma Ageus pod označením LG-413.



Obr. 1.7 – Hřebíkové těsnění. [7]

2 Analytický výpočet

K výpočtu těsnosti přírubového spoje se přistupuje podobně jako k výpočtu spoje šroubového. Reálná geometrie příruby se zjednoduší tak, že se zanedbá osazení v oblasti stykových ploch (zanikne mezera mezi přírubami) a neuvažuje se těsnění. Výpočtový model si můžeme prohlédnout na Obr. 2.1.



Obr. 2.1 – Model šroubového spoje.

Šroubové a závitové spoje jsou nejčastější a nejrozšířenější typ spojování součástí ve strojírenství. V případě rozebíratelných spojů je tento druh spojení ještě dominantnější. Tyto spoje umožňují snadné spojení dvou součástí a přitom jsou dostatečně pevné a dobře rozebíratelné. Jejich velkou výhodou je také jejich vysoký stupeň normalizace a nepřeberné množství hromadně vyráběných spojovacích prvků. Z konstrukčního hlediska šroubové a závitové spoje dělíme na:

- spoje bez předpětí,
- spoje předepjaté.

Spoje bez předpětí jsou méně časté a mají mezi šroubovými spoji minoritní význam. Problematika jejich výpočtu je v podstatě řešena při výpočtech spoje předepjatého.

Spoje předepjaté jsou při montáži utaheny vnitřní osovou silou - montážním předpětím Q_0 . Tato síla zaručuje silovou vazbu stykových ploch spojovaných součástí a to tak, aby i po zatížení vnějšími silami zůstal spoj kompaktní - *podmínka kompaktnosti spoje*. V některých případech se také zavádí podmínka *těsnosti spoje*. Při této podmínce musí být spoj i po zatížení natolik

sevržený, aby spojované plochy zůstaly stále hermeticky sepjaté. Výhodou předepjatých spojů je, že mění způsob cyklického namáhání z méně příznivého na příznivější. [8]

2.1 Silové poměry u předepjatého spoje

2.1.1 Vnější zatížení

Přírubový spoj může být zatížen různými typy namáhání. Jak od vnitřního přetlaku, tak vnějšími přídavnými silami a momenty způsobenými například vlastní vahou potrubí, tíhou tekutiny v potrubí, teplotní dilatací a podobně.

V našem případě se uvažuje pouze vnitřní přetlak, který vyvodí osovou sílu. Ta se vypočte ze zkušebního přetlaku.

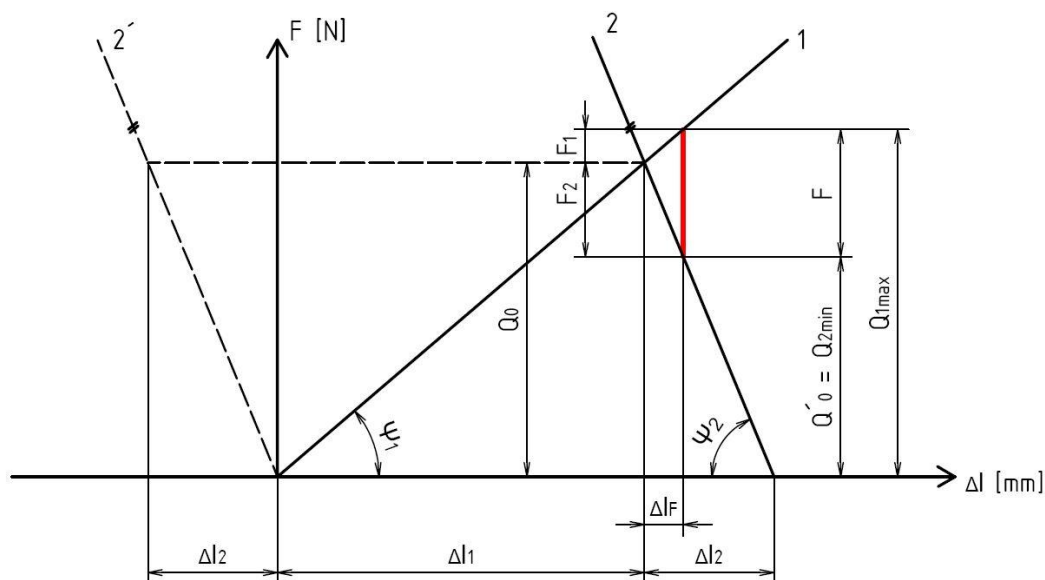
Zatěžující síla od přetlaku se stanoví podle vztahu:

$$F = \frac{p_z \cdot \pi \cdot D_8^2}{4 \cdot n} = \frac{19 \cdot \pi \cdot 149^2}{4 \cdot 12} = \underline{27608 \text{ N}}, \quad (1)$$

kde p_z je zkušební přetlak v MPa, D_8 je vnitřní průměr příruby v mm a n je počet šroubů.

2.1.2 Vnitřní silové účinky

K odvození silových poměrů ve šroubovém spoji, se zavádí takzvaný Rötšcherův diagram (Obr.2.1) síla – prodloužení.



Obr. 2.2 – Rötšcherův diagram síla – prodloužení

Nejprve se vynese závislost síly na prodloužení šroubu - přímka 1. Poté se vynese stejná závislost pro stlačované desky (příruby) - přímka 2'. Protože se desky stlačují, vynáší se deformace do záporných hodnot. Poté se přímka rovnoběžně přenesla do bodu, který odpovídá

předpětí Q_0 - přímka 2. Pokud je šroubový spoj zatěžován statickou osovou silou F , zatížení šroubu naroste na hodnotu Q_{1max} a zatížení desek klesne na hodnotu Q_{2min} . Pro těsnost spoje je velice důležité, aby desky (příruby) byly stlačovány dostatečně velikou silou Q_{2min} . Základní mechanické parametry šroubů a přírub – konstanty tuhosti - lze stanovit pomocí následujících vztahů [8]:

$$tg\psi_1 = \frac{Q_0}{\Delta l_1} = C_1 \quad \dots \text{konstanta tuhosti šroubu} \quad (2)$$

$$tg\psi_2 = \frac{Q_0}{\Delta l_2} = C_2 \quad \dots \text{konstanta tuhosti sevřených desek (přírub)} \quad (3)$$

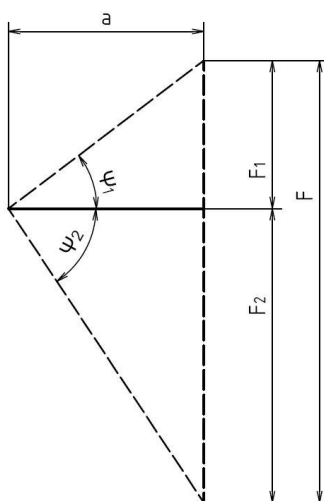
Q_{1max} – maximální statická síla zatěžující šroub v provozu - používá se při dimenzování.

Q_{2min} - zbytkové montážní předpětí. Pro zachování kompaktnosti musí být větší než 0 i po zatížení.

$$Q_{1max} = Q_0 + F_1 \quad (4)$$

$$Q_{2min} = Q_0 - F_2$$

Síly F_1 a F_2 odvodíme následovně:



Obr. 2.3 – Schéma k odvození F_1 a F_2 .

$$\frac{F_1}{a} = tg\psi_1 = C_1 \rightarrow a = \frac{F_1}{C_1} \quad (5)$$

$$\frac{F_2}{a} = tg\psi_2 = C_2 \rightarrow a = \frac{F_2}{C_2} \quad (6)$$

$$\frac{F_2}{C_2} = \frac{F_1}{C_1} \rightarrow F_1 = F_2 \cdot \frac{C_1}{C_2} \quad (7)$$

$$F = F_1 + F_2 \quad (8)$$

$$F = F_1 + F_2 \cdot \frac{C_1}{C_2} = F_2 \frac{C_1 + C_2}{C_2} \quad (9)$$

$$F_2 = F \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} \quad (10)$$

$$F_1 = F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \quad (11)$$

Výsledná síla ve šroubu se vypočte podle vztahu:

$$Q_{1\max} = Q_0 + F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \quad (12)$$

a zbytkové předpětí je dáno vztahem:

$$Q_{2\min} = Q_0 - F \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2}. \quad (13)$$

2.1.3 Výpočet konstant tuhostí [8]

Pokud je nutné vypočítat sílu zatěžující šroub, zbytkové předpětí v deskách apod., je nezbytné znát základní mechanické charakteristiky těchto součástí - konstanty tuhosti (2) a (3). Uvedené vztahy platí s dostatečnou přesností, pokud jsou součásti namáhané přibližně jednoosou napjatostí a jsou v elastickém stavu. Poté platí Hookeův zákon a z něho plyne:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E} = \frac{Q}{S \cdot E} \quad (14)$$

a odtud plyne,

$$C = \frac{Q}{\Delta l} = \frac{S \cdot E}{l}, \quad (15)$$

kde l je délka, S je průřez a E je modul pružnosti materiálu.

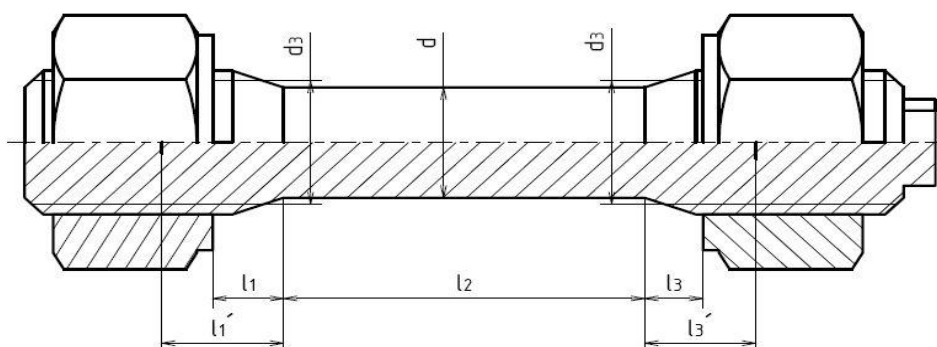
Výpočet **konstanty tuhosti šroubu** vychází ze zjednodušeného uvažování šroubu jako válcového tělesa složeného z více částí s různým průřezem a délkou. Pro takový výpočetní model šroubu potom platí:

$$\Delta l_{\bar{s}} = \sum_i \Delta l_i, \quad (16)$$

kde Δl_i jsou dílčí prodloužení válcových těles o délce l_i . Z této rovnice se po dělení osovou silou Q získá vztah pro celkovou tuhost šroubu:

$$\frac{1}{C_{\bar{s}}} = \sum_i \frac{1}{C_i} \quad (17)$$

Celková tuhost šroubu se tedy rovná součtu dílčích konstant tuhostí v reciprokových hodnotách. Pro přesnější výpočty je nutné uvažovat určité stlačení hlavy a matice šroubu. To lze do výpočtu zahrnout tím, že se zvětší délky l_1 a l_3 na l'_1 a l'_3 dle Obr. 2.4.



Obr. 2.4 – Určení délek l_i pro výpočet konstanty tuhosti.

$$l'_1 = l_1 + 0,35 \cdot d_3 = 12 + 0,35 \cdot 25,71 = 21,0 \text{ mm} \quad (18)$$

$$l'_3 = l_3 + 0,35 \cdot d_3 = 12 + 0,35 \cdot 25,71 = 21,0 \text{ mm} \quad (19)$$

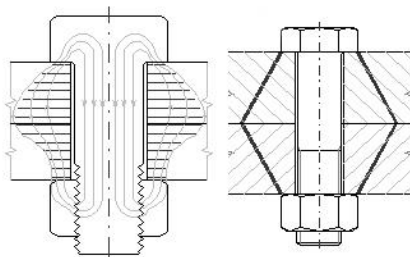
$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{l'_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} + \frac{l_2}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l'_3}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right) = \quad (20)$$

$$= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{21}{\frac{\pi \cdot 25,71^2}{4}} + \frac{68}{\frac{\pi \cdot 23^2}{4}} + \frac{21}{\frac{\pi \cdot 25,71^2}{4}} \right) = 1,1646 \cdot 10^{-6}$$

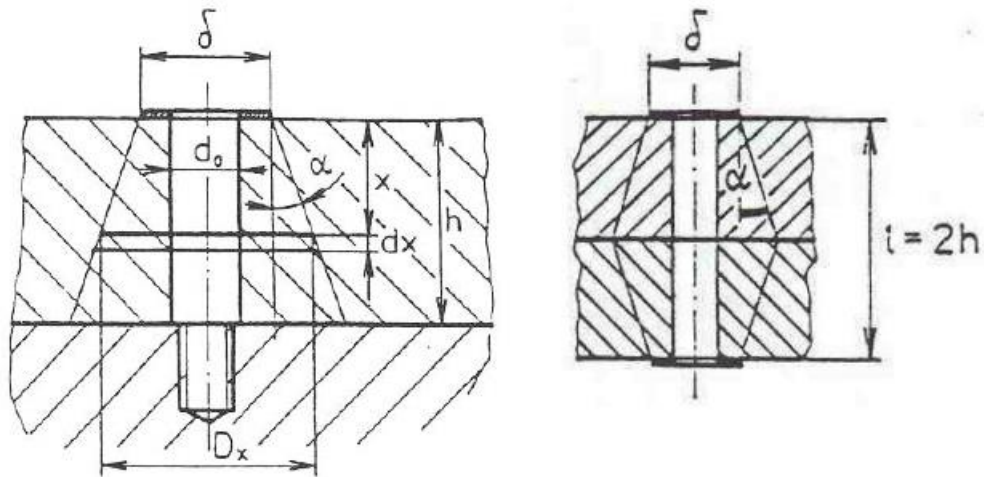
$$\rightarrow C_1 = 858685,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (21)$$

kde d_3 je malý průměr závitu.

Výpočet **konstanty tuhosti spojovaných částí** je složitější. Existuje více způsobů, jak konstantu tuhosti stanovit. Většina přístupů se v počátku výpočtu snaží nahradit napětím ovlivněnou oblast do komolého kužele - v případě závrtného šroubu, nebo do komolého dvojkůžele - v případě průchozího spojení. Na Obr. 2.5 jsou vyznačeny izostatické křivky a jejich aproximace komolým kuželem.



Obr. 2.5 – Stlačení dvou desek - izostatické křivky. [9]



Obr. 2.6 – Tlakový kužel pro odvození konstanty tuhosti. [8]

Následující vztahy ukazují postup odvození výpočtu konstant tuhosti založené na představě tlakových kuželů. Celkové sblížení dosedacích ploch o Δl se řeší jako stlačení samostatných kuželových útvarů s rovnoměrně rozloženým napětím. Ve vzdálenosti x od horní plochy je plocha příčného řezu S_x dle Obr. 2.6.

$$S_x = \frac{\pi}{4} [(\delta + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 - d_o^2] \quad (22)$$

Pro napětí platí:

$$\sigma_x = \frac{Q}{S_x} \quad (23)$$

Elementární tloušťka dx se stlačí o Δdx a celkové stlačení jednoho kužele je Δh . Podle Hookeova zákona pak platí:

$$\Delta h = \int_0^h \Delta dx = \frac{Q}{E_0} \int_0^h \frac{dx}{S_x} \quad (24)$$

Konstanta tuhosti jednoho kužele C_k je tedy:

$$C_2^1 = \frac{Q}{\Delta h} = \frac{Q}{\frac{Q}{E_0} \int_0^h \frac{dx}{S_x}} = \frac{\pi \cdot E \cdot dx}{4 \cdot \int_0^h [(\delta + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 - d_o^2]} = \quad (25)$$

$$= \frac{\pi \cdot E \cdot d_o \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\ln \left[\frac{\delta + d_o}{\delta - d_o} \cdot \frac{\delta + 2h \cdot \operatorname{tg} \alpha - d_o}{\delta + 2h \cdot \operatorname{tg} \alpha + d_o} \right]} \quad (26)$$

V případě se dvěma kužely, kdy $h = 2l \rightarrow l = h/2$ a kdy pro ocel volíme $\operatorname{tg} \alpha = 0,2$, lze odvodit vztah:

$$\begin{aligned}
C_2 &= \frac{\pi \cdot E_d \cdot d_o \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2 \ln \left[\frac{\delta + d_o}{\delta - d_o} \cdot \frac{\delta + l \cdot \operatorname{tg} \alpha - d_o}{\delta + l \cdot \operatorname{tg} \alpha + d_o} \right]} = & (27) \\
&= \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 33 \cdot 0,2}{2 \ln \left[\frac{45 + 33}{45 - 33} \cdot \frac{45 + 88 \cdot 0,2 - 33}{45 + 88 \cdot 0,2 + 33} \right]} = \underline{3112828 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}}
\end{aligned}$$

2.1.4 Výpočet předpětí [8]

Jak již bylo ukázáno, zbytkové předpětí se vypočítá podle vztahu (13). Provozní předpětí šroubu je dáno potřebným zbytkovým předpětím v deskách (v přírubách), které se odhadne pomocí vztahu (29), kde q je součinitel provozního předpětí.

$$Q_{2\min} = q \cdot F \quad (28)$$

Pro spoje, kde je požadována *těsnost*, se volí q z rozmezí podle (29). Pokud je spoj namáhán statickou zatěžovací silou, volí se nižší hodnoty z rozmezí.

$$q = (1,5 \div 3) \rightarrow q = 2 \quad (29)$$

Upravením vztahu (13) pro výpočet minimálního zbytkového předpětí dostáváme vztah pro provozní předpětí:

$$Q_0 = Q_{2\min} + F \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} = F \cdot \left(q + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) = \quad (30)$$

$$= 27608 \cdot \left(2 + \frac{3112828,3}{858685,0 + 3112828,3} \right) = \underline{79063,9 \text{ N}} \quad (31)$$

Z dříve odvozeného vztahu (12) se nyní vypočte maximální síla působící na šroub skládající se z provozního předpětí Q_0 a ze zatěžovací síly F .

$$Q_{1\max} = Q_0 + F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} = 79063,9 + 27608 \cdot \frac{858685,0}{858685,0 + 3112828,3} = \underline{82824 \text{ N}} \quad (32)$$

2.2 Bezpečnost šroubového spoje [10]

a) Výpočet momentu v závitu M_z :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{3,5}{\pi \cdot 27,727} = 2,3^\circ \quad (33)$$

$$\operatorname{tg} \beta_n = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma = \operatorname{tg} 30 \cdot \cos 2,3 = 0,577 \rightarrow \beta_n = 29,98^\circ \quad (34)$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,14}{\cos 29,98} = 0,162 \rightarrow \varphi' = 9,18^\circ, \quad (35)$$

kde P je rozteč závitu M30, d_2 je střední průměr závitu M30, f je součinitel smykového tření.

$$M_z = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 79063,9 \cdot \frac{27,727}{2} \operatorname{tg}(2,3 + 9,18) = \underline{\underline{222606,1 \text{ N} \cdot \text{mm}}} \quad (36)$$

b) Výpočet ekvivalentního napětí σ_{ekv} :

$$\sigma_{Q_1} = \frac{Q_{1\max}}{S_{\min}} = \frac{4 \cdot Q_{1\max}}{\pi \cdot d_{s\min}^2} = \frac{4 \cdot 82824,0}{\pi \cdot 23^2} = 199,3 \text{ MPa} \quad (37)$$

$$\tau = \frac{M_z}{W_{k3}} = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_{s\min}^3} = \frac{16 \cdot 222606,1}{\pi \cdot 23^3} = 93,2 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{199,3^2 + 3 \cdot 93,2^2} = \underline{\underline{256,5 \text{ MPa}}}, \quad (39)$$

kde $\alpha = \sqrt{3}$ dle energetické hypotézy, $d_{s\min}$ je nejmenší průměr šroubu.

c) Výpočet bezpečnosti k :

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{ekv}} = \frac{550}{256,5} = \underline{\underline{2,14}}, \quad (40)$$

kde σ_{kt} je mez kluzu materiálu šroubu.

2.3 Dílčí závěry

Na základě výsledků analytických vztahů je možné konstatovat, že z pevnostního hlediska přírubový spoj vyhovuje s dostatečnou bezpečností. Při výpočtech jsme určením správného předpětí šroubu zajistili, aby nedocházelo k separaci sevřených desek. Použité analytické vztahy však byly odvozeny pro výpočty obecných šroubových spojů, kde otázka těsnosti není explicitně řešena. Navíc namáhání šroubových spojů přírub je jistým způsobem specifické a nemusí být v souladu s předpoklady zvoleného analytického řešení. Jinými slovy lze říci, že otázku těsnosti přírub není možné s dostatečnou jistotou uzavřít pouze na základě zvoleného analytického výpočtu.

Východiskem posouzení těsnosti přírubového spoje je detailní MKP analýza napětovo-deformační odezvy příruby na dané zatížení. Další metoda práce bude spočívat ve vytvoření dvou numerických (MKP) modelů. Jeden model bude idealizován tak, aby geometrie přírub odpovídala zadání analytických vztahů a dosažené výsledky bylo možné porovnat s analytických řešení. Na základě tohoto porovnání je možné hodnotit vhodnost a přesnost analytického řešení s ohledem na posouzení těsnosti přírubového spoje. Geometrie druhého numerického modelu bude odpovídat reálné konstrukční geometrii včetně uvažování příslušného těsnění. Dosažené výsledky je potom možné považovat za kvalitativně nejlepší a nejměrohodnější. Na základě těchto výsledků je možné provést celkové zhodnocení použitých metod řešení a stanovit, zdali přírubový spoj z pohledu těsnosti vyhoví.

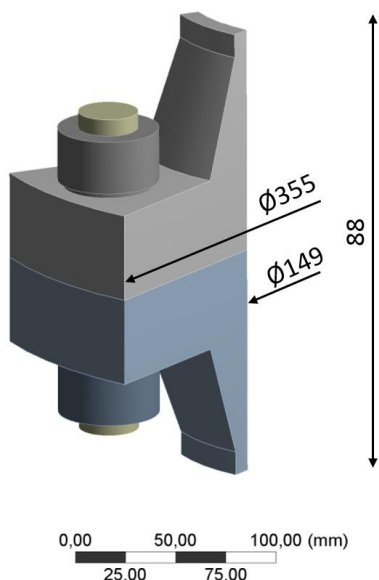
3 Výpočet metodou konečných prvků (MKP)

Výpočty byly provedeny pomocí dvou modelů, které se lišily mírou zjednodušení reálné geometrie přírub. V prvním modelu bylo zanedbáno osazení přírub v místě dosedacích ploch, viz Obr. 2.1. Tento model byl použit pro ověření výsledků získaných pomocí analytických vztahů. Druhý model respektoval reálnou geometrii přírub a dosažené výsledky sloužily jak pro hodnocení možnosti aplikace analytických vztahů při výpočtu tvarově složitějších přírub, tak i pro samotné posouzení těsnosti navrženého přírubového spoje.

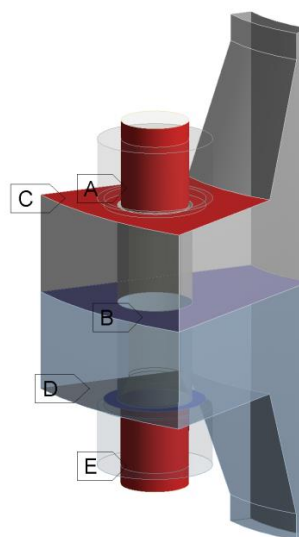
3.1 Ověření analytického výpočtu

3.1.1 Model a definice kontaktů

Nejprve vytvoříme model se zanedbáním osazení reálné příruby v místě dosedacích ploch. Stejně jako při analytickém výpočtu, nebudeme uvažovat těsnění, osazení a podložky. Tím zanikne mezera mezi přírubami v oblasti svorníkových šroubů. Tento krok pravděpodobně ovlivní tuhost přírub (sevřených desek) a přesnost dosažených výsledků oproti reálné situaci. Pro jednodušší a rychlejší výpočet zavádíme podmínky rotační symetrie – řešíme pouze dvanáctinu modelu (přírubový spoj obsahuje dvanáct šroubů).



Obr. 3.1 – Model šroubového spoje.



Obr. 3.2 – Zobrazení kontaktů.

Kontakty mezi těly jsou nastaveny podle Obr. 3.2. jako:

- A - Bonded - pevný kontakt mezi horní maticí a šroubem.
- B - Frictionless - kontakt se zanedbaným třením mezi přírubami.

C - Frictionless - kontakt se zanedbaným třením mezi horní maticí a přírubou.

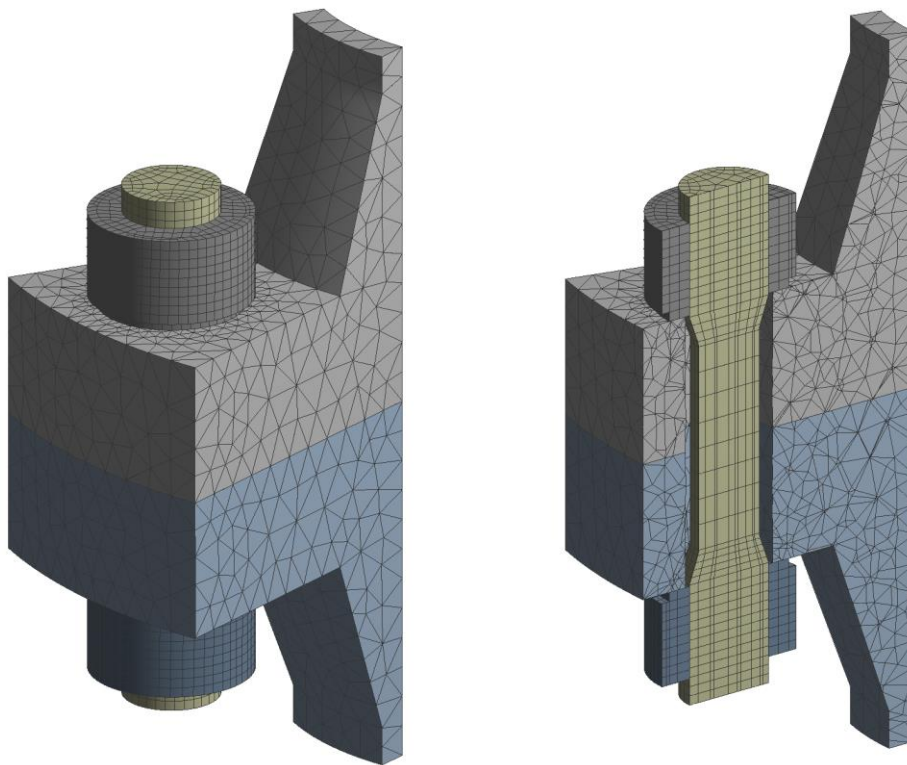
D - Bonded - pevný kontakt mezi spodní maticí a přírubou.

E - Bonded - pevný kontakt mezi spodní maticí a šroubem.

Kontakty mezi maticemi a šroubem, kde se nachází závit, volíme jako pevné (bonded). Samotný závit je možné modelovat, nebo volit speciální typ kontaktního algoritmu, který silový tok materiálem v blízkosti závitu aproximuje, ale situace namáhání závitů není předmětem této bakalářské práce. Kontakt mezi horní maticí a přírubou volíme bez tření, abychom bez ztrát přenesli utahovací moment z matice na šroub.

3.1.2 Diskretizace modelu

Na Obr. 3.3 je znázorněna výpočetní síť modelu. Síť obsahuje 14 311 kvadratických elementů a 44 880 uzlů. V místě kontaktů je pro dosažení přesnějších výsledků síť jemnější. Šroub a obě matice mají typ sítě hexagonální (šestistěn), příruby typ tetragonální (čtyřstěn).

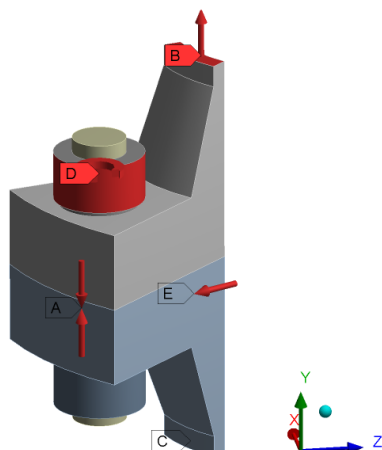


Obr. 3.3 – Diskretizovaný přířubový spoj (celý a v řezu).

3.1.3 Okrajové podmínky

Na vrchní plochu průřezu horní příruby působí osová síla (Obr.3.4, pozice B) vyvozená vnitřním tlakem (uvažuje se případ odpovídající uzavřené nádobe). Ve šroubu je vyvozeno dané předpětí a skrze matici také utahovací moment. Na vnitřní plochy příruby působí vnitřní

zkušební přetlak. Přírubový spoj je uložen ve směru osy y na spodní ploše dolní příruby tak, aby se nemohla pohybovat ve směru y.



Obr. 3.4 – Okrajové podmínky modelu.

A - Předpětí na dřívku šroubu

B - Síla vyvozená vnitřním zkušebním přetlakem

C - Posuvná podpora (v rovině x a z tak, aby se mohla příruba tlakem deformovat)

D - Moment v závitu potřebný k vytvoření předpětí

E - Vnitřní zkušební přetlak

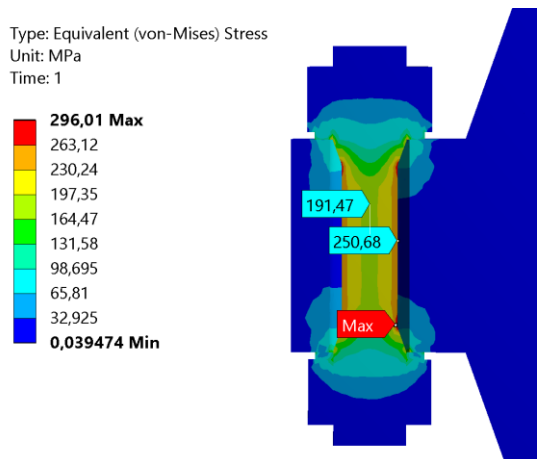
3.1.4 Výsledky od zatížení zkušebním přetlakem

V prvním kroku porovnáme napětí ve šroubu po aplikaci předpětí. Zatížení se tedy skládá pouze ze síly od předpětí Q_0 a krouticího momentu v závitu M_Z . Ekvivalentní HMH napětí je dáno vztahem:

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_0}{S_{\min}} = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot d_{\min}^2} = \frac{4 \cdot 79063,9}{\pi \cdot 23^2} = 190,3 \text{ MPa} \quad (41)$$

Smykové napětí podle rovnice (38) je $\tau = 93,2 \text{ MPa}$

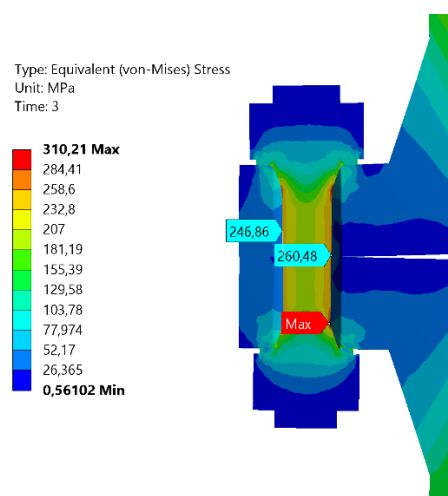
$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{Q_0}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{190,3^2 + 3 \cdot 93,2^2} = \underline{\underline{249,5 \text{ MPa}}} \quad (42)$$



Obr. 3.5 – Napětí ve šroubu po předpětí.

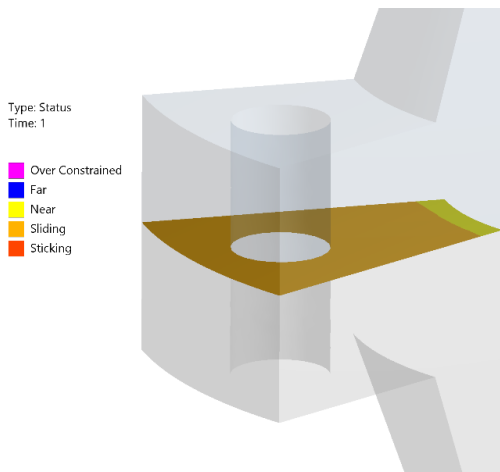
Napětí pro namáhání pouze od předpětí ve šroubu je vidět na Obr. 3.5. Z výsledků je patrné, že bylo dosaženo velmi dobré shody s analytickým výpočtem (42). Napětí v jádře šroubu odpovídá tahovému napětí pouze od předpětí Q_0 .

V kroku druhém, kdy přírubu zatížíme osovou silou od zkušebního přetlaku a vnitřním zkušebním přetlakem, se projeví ohyb šroubu. Výsledky na tažené a tlačené straně šroubu se však od výsledků analytických vztahů ((39) $\sigma_{ekv} = 256,5 \text{ MPa}$) liší jen minimálně. Rozdíl těchto hodnot je možné pozorovat na Obr. 3.6.

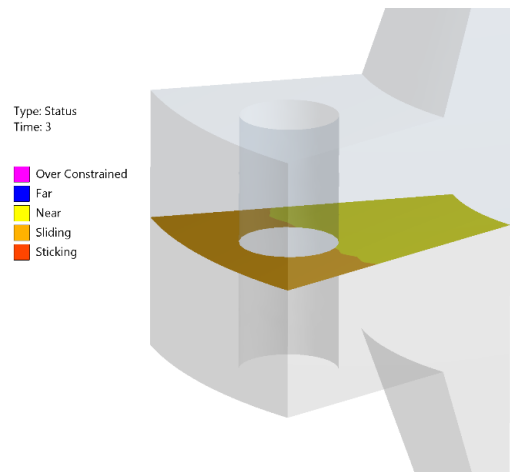


Obr. 3.6 – Napětí ve šroubu po zatížení zkušebním přetlakem.

Nyní zkontrolujeme stav v kontaktním rozhraní mezi přírubami. Pokud požadujeme těsnost, kontaktní status mezi přírubami musí být v rozmezí *Sticking* (pevný kontakt) nebo *Sliding* (mírný skluz mezi přírubami). Nesmí nastat stav *Near*, kdy na sebe příruby nedoléhají. Jak vidíme na Obr. 3.8, po zatížení zkušebním přetlakem tento stav nastane až po otvor pro šroub. To je pro těsnost přírubového spoje nepřijatelné, a proto námi zjednodušený model nevyhoví, pokud je zatížen zkušebním přetlakem.

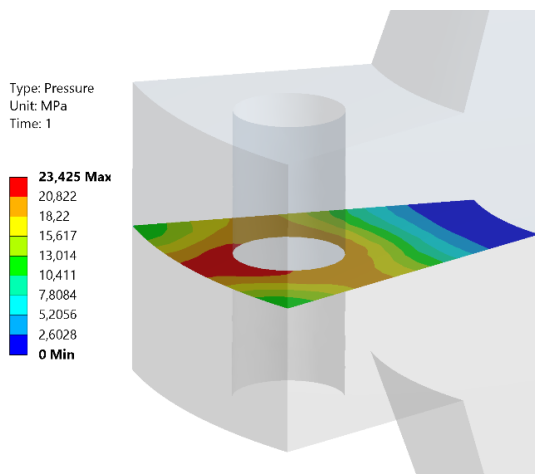


Obr. 3.7 – Stav mezi přírubami – zatížení pouze předpětím.

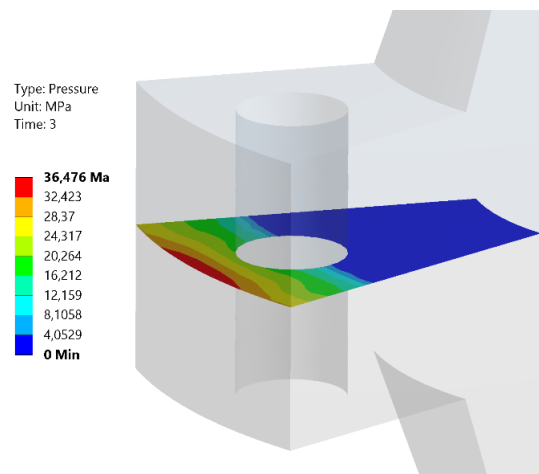


Obr. 3.8 – Stav mezi přírubami – zatížení předpětím a zkušebním přetlakem.

Na Obr. 3.10 můžeme porovnat kontaktní tlak mezi přírubami. Je zde vidět, že po zatížení zkušebním přetlakem není splněna těsnost.



Obr. 3.9 – Tlak mezi přírubami – zatížení od předpětí.



Obr. 3.10 – Tlak mezi přírubami – zatížení předpětím a zkušebním přetlakem.

Na základě vyhodnocení MKP výsledků můžeme konstatovat, že analytické výpočty poskytují dostatečně přesné výsledky z pohledu namáhání jednotlivých částí přírubového spoje. Podmínku těsnosti však není možné pomocí použitých analytických vztahů hodnotit. Výsledky získané pomocí zjednodušeného MKP modelu ukazují, že podmínka těsnosti není pro zkušební přetlak splněna. To je dáno tím, že síla na šroubový spoj působí excentricky, a tudíž způsobí ohyb přírub a jejich odlehnutí.

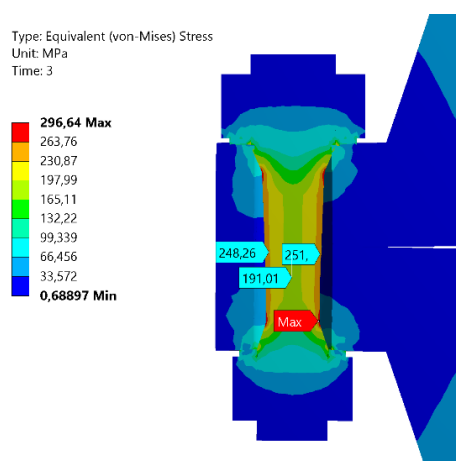
3.1.5 Výsledky od zatížení provozním přetlakem

Zkontrolujeme ještě situaci, kdy je přírubový spoj zatížen provozním přetlakem $p = 8,5 \text{ MPa}$, který je téměř poloviční oproti zkušebnímu přetlaku $p_z = 19 \text{ MPa}$. Vyvodí tedy menší osovou sílu. Předpětí ve šroubu ponecháme stejné.

Zatěžující síla tedy bude:

$$F_p = \frac{p \cdot \pi \cdot D_8^2}{4 \cdot n} = \frac{8,5 \cdot \pi \cdot 149^2}{4 \cdot 12} = \underline{12351 \text{ N}}, \quad (43)$$

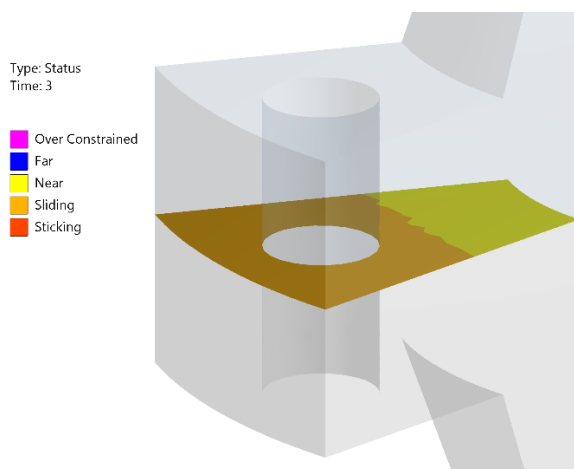
kde p – provozní přetlak 8,5 MPa



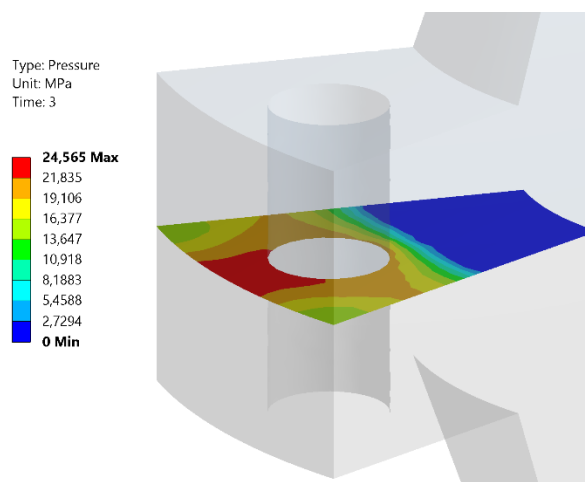
Obr. 3.11 – Napětí ve šroubu po zatížení provozním přetlakem.

Jak je vidět na Obr. 3.11, maximální napětí je jen o málo menší, než při zatížení zkušebním přetlakem. Hlavní podíl na zatížení šroubu má tedy předpětí. Je také patrné, že příruby a šroub jsou méně ohýbané.

O těsnosti spoje se můžeme přesvědčit na Obr. 3.12 a Obr. 3.13. Pozorujeme, že podmínka těsnosti je na našem zjednodušeném modelu splněna při zatížení provozním přetlakem.



Obr. 3.12 – Stav mezi přírubami – zatížení předpětím a provozním přetlakem.



Obr. 3.13 – Tlak mezi přírubami – zatížení předpětím a provozním přetlakem.

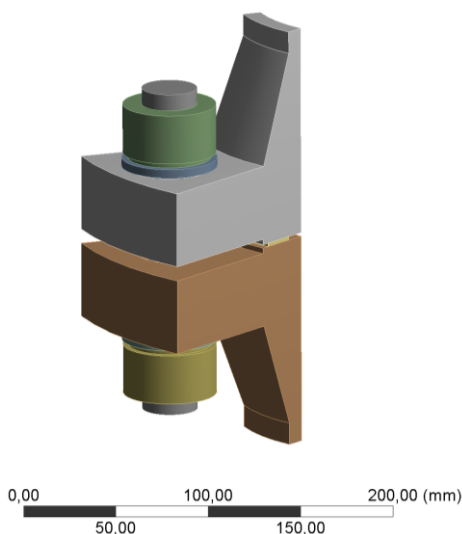
3.2 Výpočet s uvažováním skutečné geometrie přírub

Po předchozích výpočtech můžeme říct, že námi zjednodušený model pro analytický výpočet z hlediska těsnosti nevyhovuje. V dalším kroku provedeme výpočet metodou konečných prvků na modelu, který bude respektovat skutečný tvar příruby, bude modelováno těsnění a kulové podložky pod maticemi svorníkových šroubů, které se při daných zatíženích používají. Výsledky této analýzy už není možné srovnávat s analytickým výpočtem. Dosažené výsledky je naopak možné srovnat s výsledky získanými pomocí zjednodušeného MKP modelu, který je popsán v předchozí kapitole.

3.2.1 Model a definice kontaktů

Stejně jako v předchozí analýze, zůstávají zachovány podmínky rotační symetrie. Jak již bylo uvedeno výše, hlavní rozdíl mezi zjednodušeným modelem a model přesnějším je v zahrnutí modelu těsnění, kulových podložek pod maticemi a osazením v oblasti stykových ploch příruby.

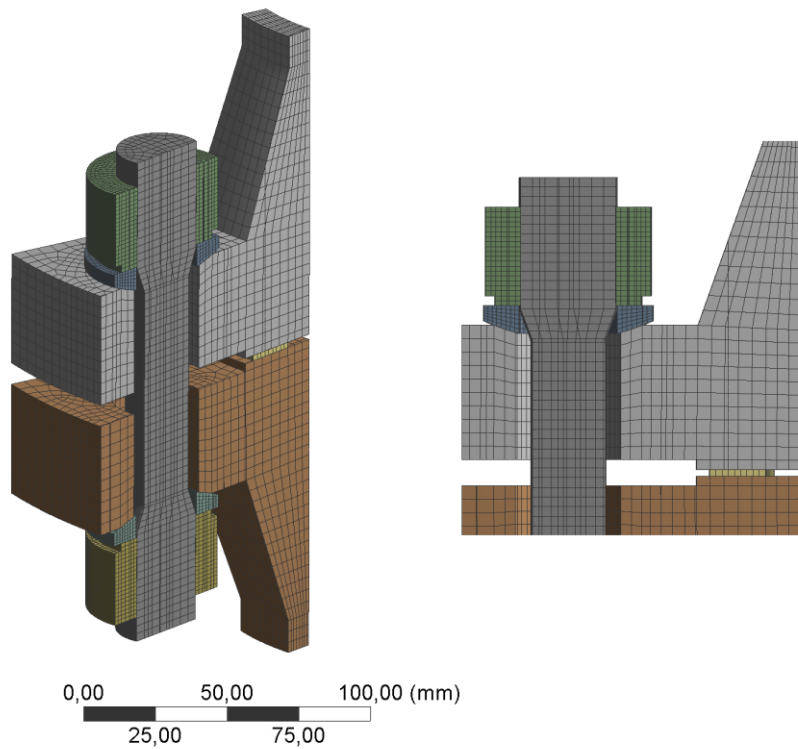
Zpřesněno bylo také modelování kontaktů. Mezi kulovou podložkou a přírubou je zvolen kontakt *Frictionless*. To platí pro vrchní i spodní podložku. Aby po zatížení nedocházelo k rotaci šroubu a matic, spodní matici je pomocí Remote Pointu zakázána rotace kolem vlastní osy. Mezi maticemi a podložkami je nastaven kontakt *Bonded*. Závit mezi svorníkovým šroubem a maticemi je nyní zvolen jako *Frictional* s nastavením Contact Geometry Correction na: *Bolt Thread*. To je efektivní způsob, jak simulovat šroubový spoj a poměry v něm, aniž bychom závit detailně modelovali. Kontakty mezi těsněním a přírubami jsou nastaveny jako *Frictional* s odhadnutým třením $f = 0,3$.



Obr. 3.14 – Model nezjednodušeného přírubového spoje.

3.2.2 Diskretizace modelu

Základní parametry výpočetní sítě jsou téměř stejné jako v případě zjednodušeného modelu s tím rozdílem, že všechny elementy modelu – včetně přírub, jsou hexagonální. Ke změně došlo ještě ve zmenšení velikosti jednotlivých elementů a to hlavně u matic a kulových podložek. Po tomto zjemnění obsahuje síť 48 572 elementů a 228 899 uzlů (Obr. 3.15).

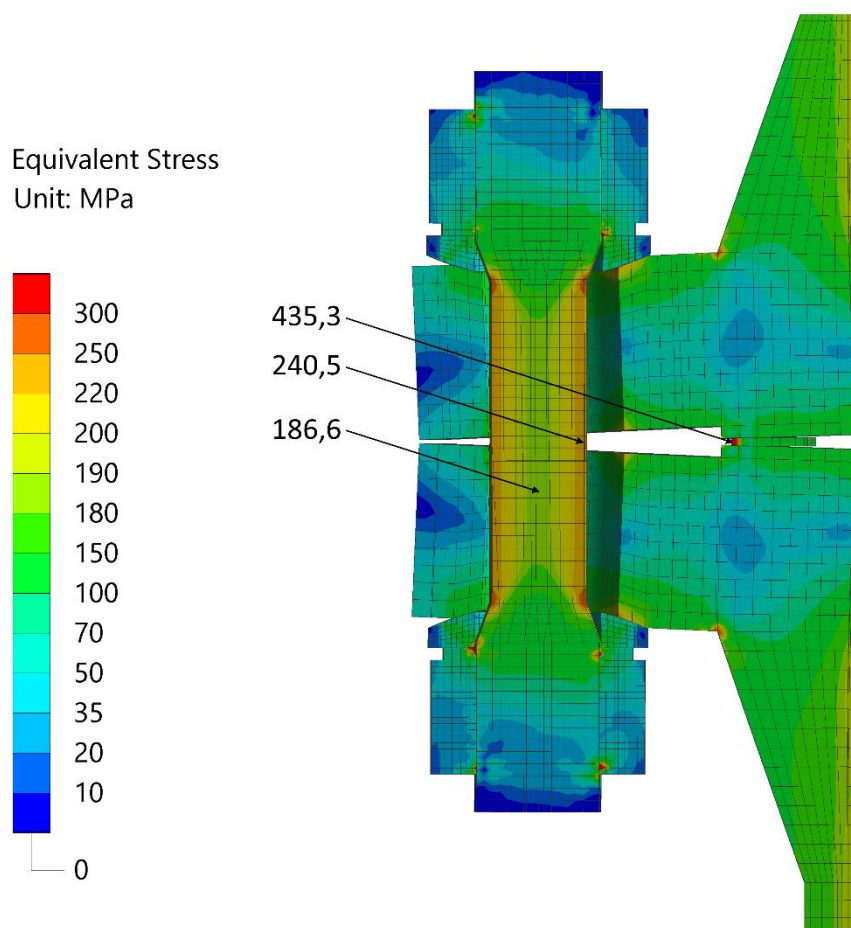


Obr. 3.15 – Diskretizace modelu.

3.2.3 Výsledky po zatížení zkušebním přetlakem

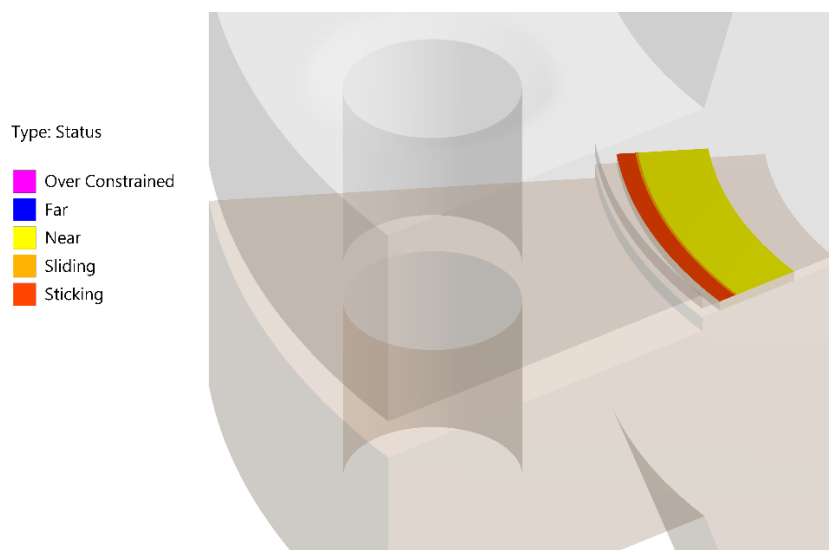
Okrajové podmínky jsou identické jako v předchozí kapitole u zjednodušeného modelu. Výpočet je proveden na zkušební přetlak $p_z = 19 \text{ MPa}$ a těsnost kontrolujeme pouze při tomto zkušebním přetlaku.

Na Obr. 3.16 můžeme pozorovat rozložení napětí ve šroubovém spoji. Na obrázku je zvětšeno měřítko skutečné deformace – tzv. scale faktor je roven 15. Můžeme tedy dobře pozorovat, že kulová podložka správně plní svoji funkci a šroub není namáhán ohybem, ale pouze krutem a tahem. Hodnoty ekvivalentního HMH napětí ve šroubu jsou mírně nižší než při výpočtech se zjednodušeným modelem přírub. Hlavní rozdíl v namáhání šroubu je dán především tím, že se neprojevuje napětí způsobené ohybem šroubu a sníží se celková tuhost sevřených desek šroubového spoje díky mezeře, která vyplývá z geometrie příruby. Větší část deformační energie se tudíž spotřebuje na deformaci desek. Hodnota ekvivalentního HMH napětí v jádře těsnění $435,3 \text{ MPa}$ je stále pod mezí pevnosti v tlaku kovového jádra hřebínkového těsnění.



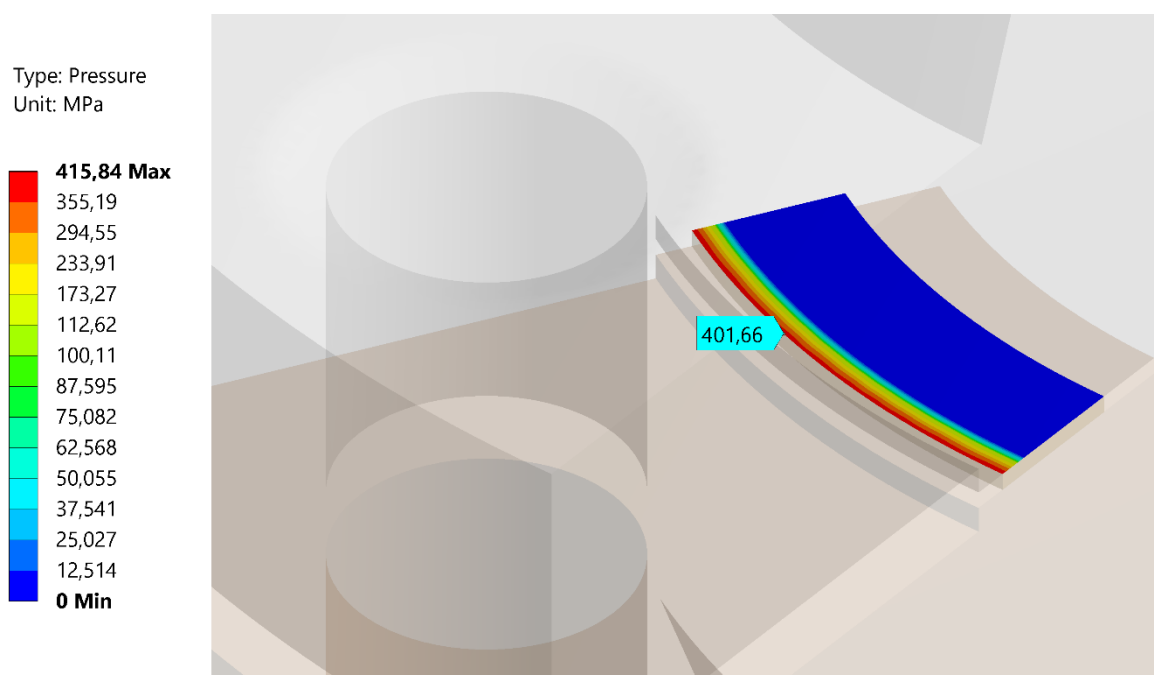
Obr. 3.16 – Ekvivalentní napětí v nezjednodušeném modelu.

Při pohledu na Obr. 3.17 můžeme pozorovat, že těsnost přírubového spoje je zachována. Je však vidět, že oblast, kde je stav *Sticking*, který je nutný k zachování těsnosti, tvoří poměrně úzké mezikruží.



Obr. 3.17 – Stav mezi přírubami a těsněním.

Z katalogu výrobce hřebínkového těsnění odečteme, že minimální přitlačný tlak pro správnou funkci a těsnost je 20 MPa , doporučený 90 MPa a maximální 450 MPa [7]. Tyto požadavky jsou splněny, jak můžeme vidět na Obr. 3.18. Předpokládáme také, že v reálném případě bude tento tlak rovnoměrněji rozložen, protože v našem modelu jsme zanedbali vlnitý profil těsnění, který přispěje k elastoplastickému přizpůsobení těsnění. Je tedy možno shrnout, že přírubový spoj z hlediska těsnosti i pevnosti vyhovuje.



Obr. 3.18 – Tlak mezi těsněním a přírubou.

4 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo podle daných provozních parametrů navrhnout přírubový spoj a zkontrolovat jeho těsnost pomocí jak analytických vztahů, tak i numerický metod založených na metodě konečných prvků (MKP).

Práce byly rozděleny do tří etap:

1. V první etapě byl proveden konstrukční návrh příruby na základě známých provozních podmínek. Vzhledem k tomu, že přírubové spoje patří mezi normalizované konstrukční prvky, bylo dimenzování přírub a spojovacích členů provedeno dle příslušných normativů zpracovaných v rámci strojnických tabulek. Výsledkem první etapy tedy byl typ a konkrétní rozměry přírub a počet, typ a rozměry šroubů.
2. Druhá etapa řešení se zaměřila na výpočetní posouzení těsnosti přírubového spoje s využitím vhodných analytických vztahů. Reálná geometrie přírubového spoje musela být idealizována. Výpočet byl poté proveden jako předepjatý šroubový spoj s osovou silou. Po zjištění konstant tuhostí přírub a šroubu bylo možné pomocí podmínky těsnosti určit požadované předpětí šroubu a jeho namáhání. Tímto předpětím bylo zajištěno, že v případě šroubového spoje namáhaného osovou silou nedojde k separaci sevřených desek. Vzhledem k určitým zanedbáním ale nelze tvrdit, že tato těsnost nebude porušena ani na přírubovém spoji a že analytické vztahy jsou pro tento výpočet dostatečně přesné. Proto byl v další fázi proveden MKP výpočet, který tuto situaci ověřil.
3. Ve třetí etapě byl výpočet zatížení příruby proveden pomocí MKP výpočtů. Nejdříve byl vytvořen idealizovaný model, který měl za úkol ověřit analytický výpočet a určit, zda byla splněna podmínka těsnosti. Ukázalo se, že analytické výsledky poskytují dostatečně přesné hodnoty z pohledu namáhání, ale také to, že podmínka těsnosti na zjednodušeném MKP modelu nebyla splněna. Zjednodušený model tedy z hlediska těsnosti nevyhovuje. V dalším kroku byla provedena MKP analýza na modelu, který respektuje skutečný tvar příruby a zahrnuje další jeho části, jako je těsnění a kulové podložky. Z této analýzy vyplynulo, že hodnoty namáhání vypočtené analytickou metodou se s hodnotami získanými MKP výpočtem shodují s dostatečnou přesností. Podmínka těsnosti byla na tomto modelu zachována. Výsledkem tedy je, že analytické výpočty jsou dostatečně přesné a dávají nám korektní informace o stavu namáhání spojovacích součástí a důsledkem geometrie přírub je zaručena těsnost přírubového spoje.

Závěrem lze tedy tvrdit, že pokud při návrhu přírubového spoje postupujeme podle strojnických tabulek, které vycházejí z příslušných normativů, je zajištěna jeho pevnost i těsnost v případě namáhání vnitřním přetlakem. V případě nestandardního zatěžování, kdy je přírubový spoj namáhán například přídatnými momenty a podobně, je nutné provést MKP analýzu a stav těsnosti zkontrolovat. Stejně tak je nutné provést MKP analýzu, pokud jsou provedeny nějaké konstrukční úpravy přírubového spoje, například z důvodu prostorových dispozic.

Pokud bychom chtěli detailněji a přesněji zkoumat tento model přírubového spoje, bylo by vhodné se více zaměřit na materiálové vlastnosti těsnění. V použitém výpočetním modelu bylo uvažováno pouze vnitřní kovové jádro se zjednodušenou geometrií a vlnitý profil tohoto těsnění byl zanedbán. Vlnitý profil ovšem zajistí lepší rozložení přitlačného tlaku na celou plochu těsnění. Dalším postupem by mohlo být zkoumání dalších typů namáhání přírubového spoje a přechodové stavy, kdy se potrubí zahřívá či ochlazuje.

5 Seznam použité literatury

- [1] F. Drastík, „Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu,“ Praha, Montanex, 2002, p. 522.
- [2] „DIN 21CrMoV5-7 datasheet,“ Haihong, 21 10 2014. [Online]. Available: http://www.ccsteels.com/Structural_steel/679.html. [Přístup získán 3. květen 2015].
- [3] „Hardwin fasteners,“ [Online]. Available: <http://www.hardwin.in/images/products/pdt27.jpg>. [Přístup získán 3. květen 2015].
- [4] „Spojovací materiál ocelový,“ K2L, [Online]. Available: http://www.k2l.cz/wp-content/uploads/2012/09/2510_11.pdf. [Přístup získán 3. květen 2015].
- [5] „DIN 2510 NF,“ Eurobolt, [Online]. Available: <http://eurobolt.com.pl!/cz/77,din-2510--pn-74303--nakr%C4%99tki-do-po%C5%82%C4%85cze%C5%84-ko%C5%82nierzowych.html>. [Přístup získán 1. červen 2015].
- [6] „Gutschu Hřebenová těsnění,“ [Online]. Available: <http://www.guschu.cz/produkty/hrebenova-tesneni/>. [Přístup získán 28. Duben 2015].
- [7] „Camprofily - hřebínkové těsnění,“ [Online]. Available: <http://www.temac.cz/data/soubory/35/camprofil.pdf>. [Přístup získán 20. Květen 2015].
- [8] C. Doc. Ing. Vladimír Švec, „Části a mechanismy strojů,“ v *Spoje a části spojovací*, Praha, ČVUT, 1997, pp. 31 - 55.
- [9] „Šroubový spoj,“ [Online]. Available: <http://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>. [Přístup získán 25. Duben 2015].
- [10] J. Michalec, Pružnost a pevnost I, Praha: ČVUT, 2009.
- [11] ANSYS manuál.