



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# ANALÝZA NÁVRHU ŠROUBOVÉHO PŘÍPOJE OTOČNÉ DESKY KOLESOVÉHO SKLÁDKOVÉHO STROJE

ANALYSIS OF THE DESIGN OF THE BOLTED CONNECTION PIVOT PLATE-WHEEL OF BUCKET WHEEL  
STACKER-RECLAIMER/LOADER

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Šrajer

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2016

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jan Šrajer</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2015/16

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:

## **Analýza návrhu šroubového přípoje otočné desky kolesového skládkového stroje**

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

Analýza návrhu šroubového přípoje otočné desky kolesového skládkového stroje namáhaného klopným momentem a porovnání klasického výpočtu s předpisem VDI 2230.

### **Cíle diplomové práce:**

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- popis konstrukčního návrhu strojního zařízení,
- provedené pevnostní analýzy,
- srovnání výpočtů dle norem ČSN a předpisu VDI 2230,
- návrh konstrukčních změn spoje ložiska s ocelovou konstrukcí.

Vypracujte výkresovou dokumentaci obsahující:

- celkovou sestavu zařízení,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP.

### **Seznam literatury:**

JURÁŠEK, O.: Teorie nosných konstrukcí, skripta VUT v Brně, 1989

VANĚK, A.: Moderní strojní technika a technologie zemních prací, Academia Praha, ISBN 80-20-1045-9, Praha 2003

WUNDERLICH, W., KIENER, G.: Statik der Stabtragwerke 1, ed. Teubner B.G. GmbH, 2004, s. 450, ISBN-10: 3-519-05061-7, ISBN-13: 978-3-519-05061-2

GRIMM, F. B.: Stahlbauten 3. Konstruieren mit Hohlprofilen, ed. Ernst W. + Sohn Verlag, 2003, s. 204,  
ISBN-10: 3-433-02833-8, ISBN-13: 978-3-433-02833-9

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

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



## ABSTRAKT

V této diplomové práci je zpracována analýza návrhu šroubového přípoje otočné desky kolesového skládkového stroje. Úkolem řešení je rozhodnout, jestli stávající konstrukční řešení je vyhovující. Diplomová práce obsahuje porovnání výpočtu dle předpisu VDI s normou ČSN, provedení pevnostní analýzy použitím MKP výpočtového modelu, a dále návrh konstrukčních změn spoje ložiska s ocelovou konstrukcí.

## KLÍČOVÁ SLOVA

skládkový stroj, pevnostní výpočet, metoda konečných prvků, šroub, šroubový spoj

## ABSTRACT

This thesis describes an analysis of the design of the bolted connection pivot plate-wheel of bucket wheel stacker-reclaimer loader. The challenge solution is to decide whether the current design is suitable. The thesis contains comparison of calculation according to VDI regulation with the ČSN, performing stress analysis using FEM calculation model and a design of changes, joint bearings with steel structures.

## KEYWORDS

stacker, stress analysis, finite element method, bolt, bolt join



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠRAJER, J. *Analýza návrhu šroubového přípoje otočné desky kolesového skládkového stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysl Pokorný Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Bc. Jan Šrajer



## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce. A dále mé rodině a přítelkyni za podporu během studia.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Cíle práce .....	11
2 Druhy otáčivých ústrojí zemních strojů .....	12
2.1 Kulová dráha .....	12
2.2 Velkopřůměrová valivá ložiska .....	14
2.3 Málokladkový opěrný systém .....	15
2.4 Mnohokladkový opěrný systém .....	16
3 Popis konstrukčního návrhu strojního zařízení .....	17
3.1 Ložisko otočného ústrojí .....	17
3.1.1 Rozměry použitého ložiska .....	18
3.1.2 Přenos sil přes ložisko se zkříženými válečky .....	19
3.1.3 Zátěžové stavy .....	20
3.2 Spodní stavba .....	21
3.3 Šroubový spoj .....	22
3.3.1 Rozměry použitého šroubového spoje .....	22
3.3.2 Rozměry spojovaných součástí .....	23
3.3.3 Síly při provozním stavu ve šroubovém spoji .....	24
3.3.4 Vyvození předpětí ve šroubovém spoji .....	25
3.3.5 Zvolený způsob vyvození předpětí ve šroubovém spoji .....	26
4 Analytická kontrola .....	28
4.1 Výpočet maximálních provozních sil .....	28
4.2 Kontrola dle VDI 2230 .....	30
4.2.1 Axiální tuhost šroubu .....	30
4.2.2 Ohybová tuhost šroubu .....	32
4.2.3 Tuhost spojovaných součástí .....	33
4.2.4 Vzdálenost osy symetrie od osy šroubu .....	35
4.2.5 Tuhost při excentrickém sevření .....	36
4.2.6 Určení zátěžového součinitele $n$ .....	37
4.2.7 Změny vlivem předpětí .....	39
4.2.8 Montážní síla předpětí .....	39
4.2.9 Pracovní napětí .....	40
4.2.10 Kontrola prokluzu .....	41
4.3 Výsledné hodnoty dle VDI 2230 .....	41
4.4 Kontrola dle ČSN EN 1993-1-8 .....	42
5 Pevnostní analýza .....	44





5.1	Výpočtový model.....	44
5.1.1	Náhrada ložiska se zkříženými válečky.....	44
5.1.2	Model spodní stavby.....	45
5.1.3	Náhrada šroubových spojů.....	46
5.1.4	Okrajové podmínky.....	47
5.2	Výsledky pevnostního výpočtu.....	48
5.2.1	Zátěžový stav č. 1.....	49
5.2.2	Zátěžový stav č. 2.....	49
5.2.3	Zátěžový stav č. 3.....	50
5.2.4	Zátěžový stav č. 4.....	50
5.2.5	Zátěžový stav č. 5.....	51
5.2.6	Zátěžový stav č. 6.....	51
5.2.7	Zátěžový stav č. 7.....	52
5.3	Výsledky pevnostní analýzy.....	53
6	Návrh konstrukčních změn.....	54
6.1	Změna počtu šroubů.....	54
6.1.1	Zátěžový stav č. 1.....	54
6.1.2	Zátěžový stav č. 2.....	55
6.1.3	Zátěžový stav č. 3.....	55
6.1.4	Zátěžový stav č. 4.....	56
6.1.5	Zátěžový stav č. 5.....	56
6.1.6	Zátěžový stav č. 6.....	57
6.1.7	Zátěžový stav č. 7.....	57
6.2	Změna tvaru vnějších žeber.....	58
	Závěr.....	59
	Použité informační zdroje.....	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	62
	Seznam obrázků.....	67
	Seznam tabulek.....	69
	Seznam příloh.....	70



## ÚVOD

Kombinované skládkové stroje jsou určeny hlavně k obsluze skládek uhlí na povrchových dolech nebo u tepelných elektráren k vyrovnávání nerovnoměrnosti těžby, spotřeby uhlí nebo k jeho homogenizaci. Můžou pracovat i s jinými druhy zrnitých materiálů. Existují v provedení jednoúčelové skládkové stroje (Obr. 1.1) tj. stroje na nakládání nebo zakládání materiálu a skládkové stroje kombinované, kdy jeden stroj v sobě obsahuje nakladač i zakladač.

Hlavním pracovním orgánem je koleso, letmo uchycené v hlavě výložníku, na jehož obvodě jsou pevné korečky. U menších rypadel, jsou korečky podobné jako u řetězových rypadel, kdežto u větších rypadel jsou korečky na jednom boku otevřeny a přecházejí v profilový žlab, vytvořený v tělese kola. Úkolem žlabu je odvádět materiál vysypaný z korečku k ose tak, aby vypadával na dopravní pás, umístěný po straně kola v kolesovém výložníku. Výškovou i směrovou polohu kolesového výložníku lze na otočném svršku rypadla, nezávisle měnit. Z výložníkového dopravního pásu přechází materiál na nákladní výložník s dopravním pásem.



*Obr. 1.1 Kombinovaný skládkový stroj [1]*

Stroj se skládá z podvozku, může být pásový, kráčivý nebo používanější kolejový, který pojíždí na kolejích, mezi kterými je vedena dálková pasová doprava dopravovaného materiálu. Část navazující na podvozek je spodní stavba, na které se otáčí horní stavba. Tento pohyb umožňuje otoč, což je kulová dráha nebo velkorozměrové ložisko. Dalšími částmi jsou kolesový výložník s hydraulickým zdvihem, bezkomorové koleso, střední pylon, vyvažovací výložník, dopravní pás a hydraulicky sklopný náběhový vůz.



# 1 CÍLE PRÁCE

Cílem této diplomové práce je provést pevnostní výpočet šroubového přípoje otočné desky skládkového stroje a porovnat s předpisem VDI 2230. Dále návrh řešení přípoje otočné desky skládkového stroje a jeho pevnostního výpočtu metodou konečných prvků. Výkresová dokumentace a silové účinky na otočnou desku jsou určeny ze zátěžových stavů, poskytnutých firmou Vítkovice Gearworks a.s.

## ZÁKLADNÍ PARAMETRY ŠROUBOVÉHO PŘÍPOJE:

Počet šroubů:	40
Rozměr šroubu:	M30
Délka šroubu:	$l_s = 370mm$
Pevnostní třída šroubu:	12.9
Síla předpětí šroubu:	$F_p = 302,3kN$
Ložisko válečkové se zkříženými válečky	SKF RKS.82935-0201



## 2 DRUHY OTÁČIVÝCH ÚSTROJÍ ZEMNÍCH STROJŮ

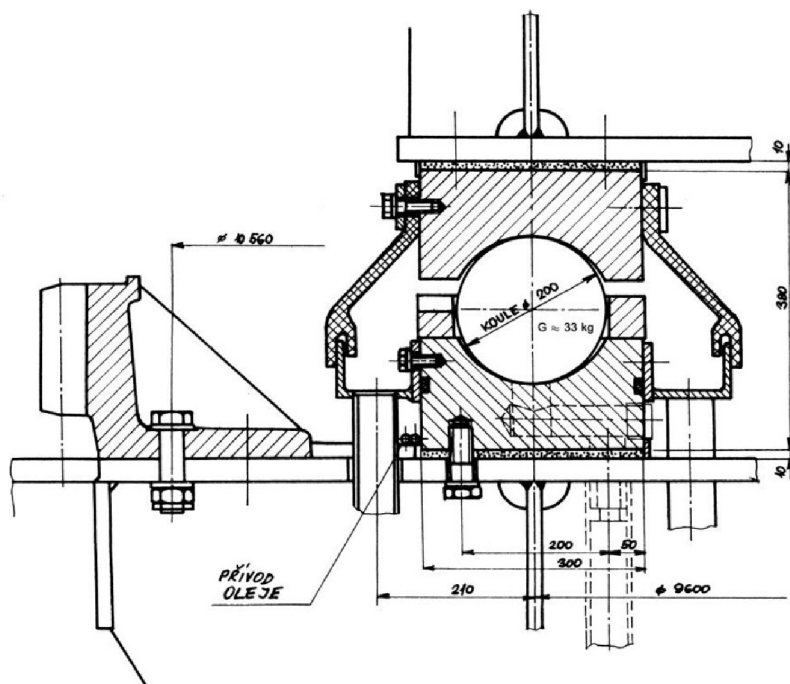
Otáčivé ústrojí představuje spojení mezi podvozkem a spodní stavbou stroje s horní stavbou. Tímto vytváří kompaktní celek, který umožňuje otáčení horní stavby zemního stroje na stojícím podvozku a musí zaručit spolehlivý přenos sil a momentů mezi horní stavbou a podvozkem zemního stroje. Odpory proti otáčení mají být co nejmenší. V konstrukci strojů pro zemní práce jsou používány známá konstrukční provedení otočného prvku. Zde patří kulové dráhy, velkopřůměrová valivá ložiska a kladkové opěrné systémy, které jsou málokladkové nebo mnohokladkové.

### 2.1 KULOVÁ DRÁHA

Kulové dráhy se používají u strojů pro velké zemní práce, jako jsou velkstroje pro lomovou těžbu a zakládání materiálu. Kulové dráhy se vyrábějí pro velké rozměry, velmi značná zatížení a ve velkém množství konstrukčních provedení. Provedení bývá jednořadé (Obr. 2.1) nebo dvouřadé (Obr. 2.2). Ozubený věnec bývá umístěn na vnitřním nebo vnějším kroužku a někdy je také součástí jednoho z kroužků kulové dráhy. Pro dobrou funkci kulové dráhy je nutná rovinnost ploch ocelové konstrukce, na níž dosedají kroužky kulové dráhy. Kroužky kulové dráhy jsou vytvořeny ze segmentů z legované oceli. Problémem je mazání kulových drah. V dnešní době se místo mazání plastickým mazivem používá kapalné mazivo a oběhové dlouhodobé mazání.

Navzdory celé řadě požadavků na otoč má kulová dráha některé přednosti:

- Dovoluje vytvořit pevnou konstrukční skupinu uzavřeného tvaru
- Odpadají chyby ve středění při montáži
- Nízká stavební výška
- Výhodnější rozložení zatížení

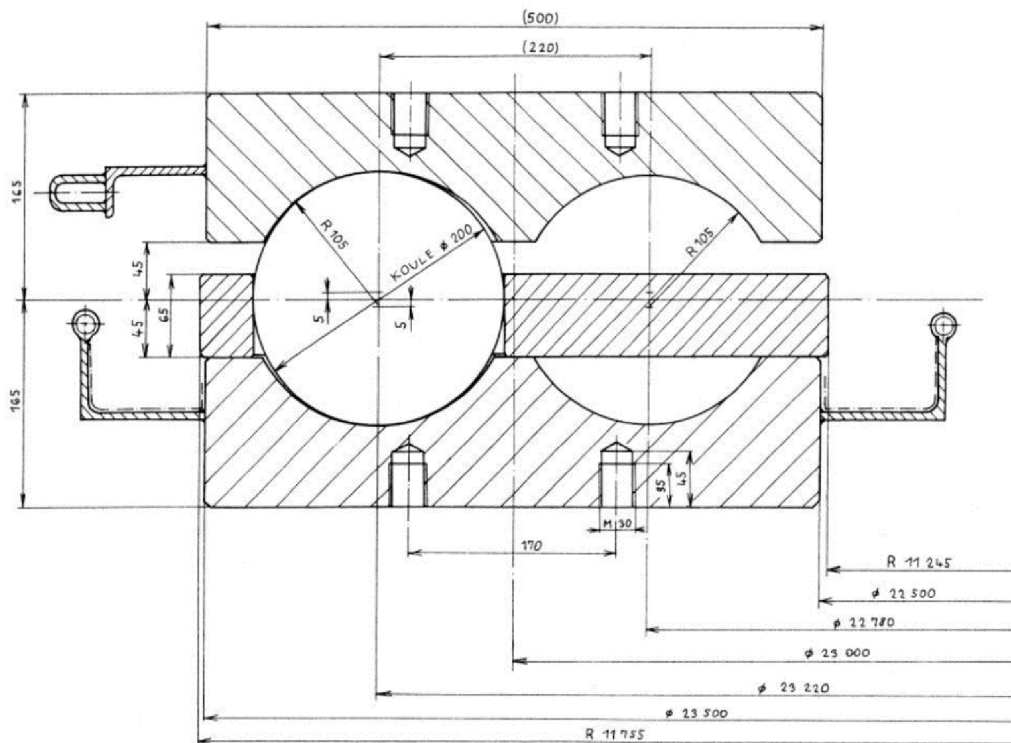


Obr. 2.1 Jednořadá kulová dráha [2]



Kulové dráhy se pletou s valivými axiálními ložisky, protože je na první pohled skutečně připomínají. Proto jsou zde uvedeny podstatné odlišnosti:

- geometrická rozdílnost. Poměr  $D/d = 50 \div 250$  u kulové dráhy, oproti  $10 \div 30$  u konvenčního ložiska,
- kroužky kulových drah jsou vždy dělené,
- materiál, tepelné zpracování a jakost povrchu jsou odlišné,
- nízké otáčky,
- kulová dráha se při práci stroje pootáčí o určitý úhel ( $120^\circ \div 270^\circ$ ),
- musí zabezpečit stabilitu horní stavby proti převrácení,
- velké rozměry připouští větší tolerance, a tím také použití zvláštních měřících metod,
- uložení kulové dráhy je méně příznivé než tuhé uložení valivých ložisek, navíc je rozdílné pro spodní a horní stavbu,
- vznikají problémy s utěsněním proti vlivu prostředí,
- požadovaná doba životnosti je  $10 \div 15$  let s minimální údržbou nebo bez údržby,
- velký počet valivých těles,
- při extrémních zatíženích je nutno zabezpečit, aby nedošlo u krajně namáhaných koulí k jejich rozdrčení, vytváření pittingu apod.



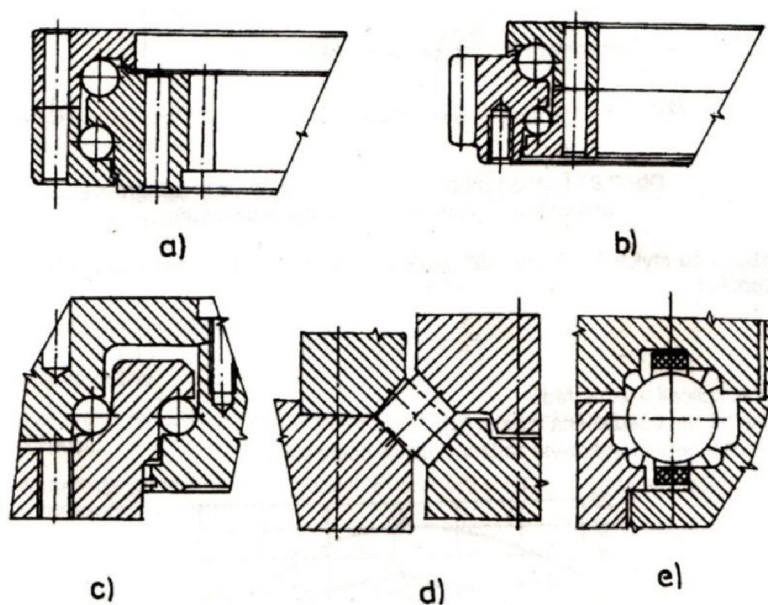
Obr. 2.2 Dvouřadá kulová dráha [2]

Pro správnou funkčnost kulových drah je nutné se také zabývat otázkou údržby, protože některé kulové dráhy mají vyjímatelnou vložku pro umožnění kontroly a výměny koulí. Také je nutné dodržení stálé rozteče mezi koulemi. Tato podmínka je zabezpečována vkládáním distančních elementů nebo konstrukcí klece.



## 2.2 VELKOPRŮMĚROVÁ VALIVÁ LOŽISKA

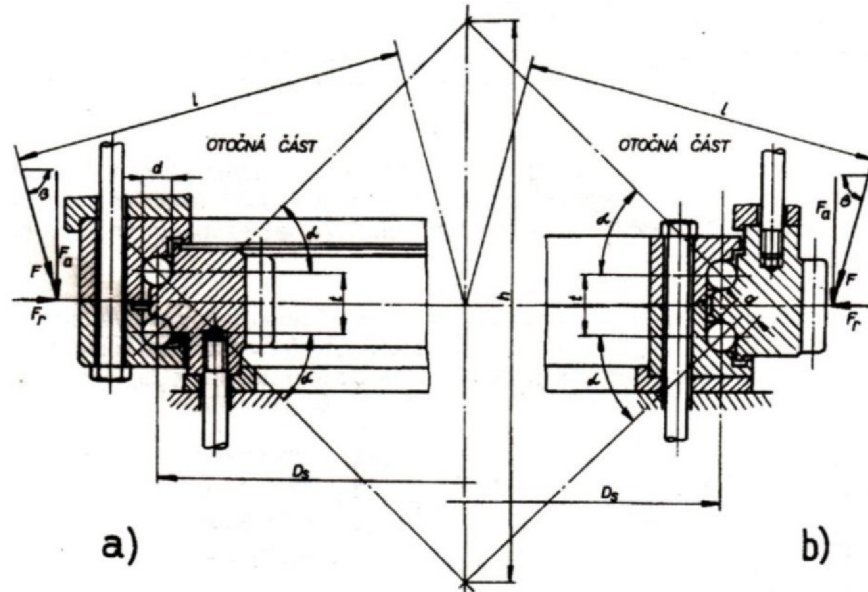
Tyto typy ložisek se používají hlavně u strojů pro zemní práce, a to zejména u hydraulických lopatových rypadel. Spojují horní otočnou stavbu s podvozkem a spodní stavbou. Na obrázku 2.3a a 2.3b jsou zobrazeny dvouřadá, třídílná velkopříměrová ložiska. Jsou vhodná pro přenos velikých klopných momentů a velikých axiálních i radiálních sil, kde hlavní zatížení přejímá řada větších kuliček. Další typ je znázorněn na obrázku 2.3c. Toto ložisko má dvě řady koulí, které jsou uloženy v horizontální rovině. Dva ze tří věnců, v nichž jsou vytvořeny dráhy pro koule, jsou sešroubovány a tvoří mezeru kolem osy otáčení rypadla. V této mezeře je zasunut třetí věnec. Tímto uspořádáním je docíleno menší stavební výšky otočného spoje. Na obrázku 2.3d jsou použita valivá tělesa komolých kuželů dvojích rozměrů, osy kuželů svírají s osou otáčení horní stavby úhel  $45^\circ$ . Valivá tělesa jsou střídána a opírají se o ně svými drahami čtyři věnce. Konstrukce ložiska na obrázku 2.3e ukazuje řez tzv. drátovým ložiskem. U ložisek tohoto typu je oběžná dráha vytvořena ze čtyř drátěných kroužků, které jsou uloženy v drážkách věnců ložiska.



Obr. 2.3 Konstrukce velkopříměrových ložisek otoči [2]

Dvouřadá ložisko s kosoúhlým stykem je zobrazeno na obrázku 2.4. Průměry kuliček v horní a dolní řadě jsou stejné. Oběžné dráhy ložiska jsou vytvořeny tak, aby spojnice stykových bodů kuliček protínaly osu ložiska ve vzdálenosti  $h$ , což umožňuje vedle přenosu axiálních a radiálních sil také zachycení klopných momentů. Rozdělení tlaku na jednotlivé kuličky není rovnoměrné.

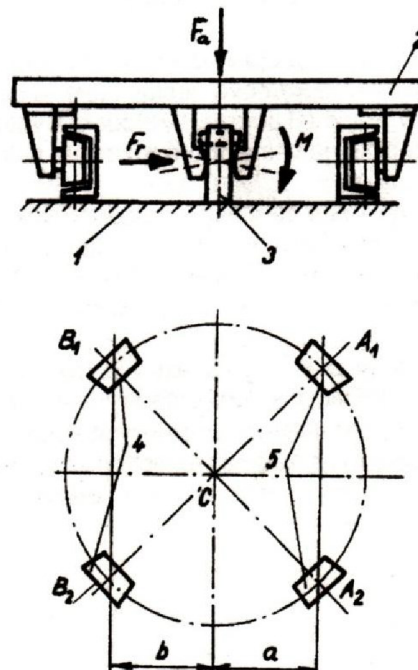
Průběh tlaku v ložisku závisí na stykovém úhlu kuliček  $\alpha$ , na úhlu  $\beta$ , pod kterým působí výslednice všech sil na horní otočnou stavbu, na poměru  $l/h$ , na vůli v ložisku, na tvrdosti stykových ploch a na tuhosti oběžných drah.



Obr. 2.4 Ložisko otoče se zatíženým vnitřním kroužkem [2]  
a) s vnitřním ozubením b) s vnějším ozubením

### 2.3 MÁLOKLADKOVÝ OPĚRNÝ SYSTÉM

Tento systém se používá pro stavební zemní stroje, je schématicky znázorněn na obrázku 2.5. Horní otočná stavba stroje (2) je středěná na rámu podvozku (1) svislým, tzv. královským čepem (3), který zachycuje radiální sílu  $F_r$ . Vertikální sílu  $F_a$  a klopný moment  $M$  zachycuje soustava kuželových nebo soudečkových kladek (4, 5), umístěných v bodech B1, B2, A1, A2 rámu horní stavby. Tyto opěrné kladky jsou zpravidla zdvojené, uložené ve vahadlech. Zatížení opěrných kladek se stanovuje z momentových rovnic rovnováhy. Podobné řešení konstrukčního provedení se používá u velkstrojů, většinou u starších typů, kde se pro rozložení hmotnosti používá vícestupňových otočových pojezdových vahadel.

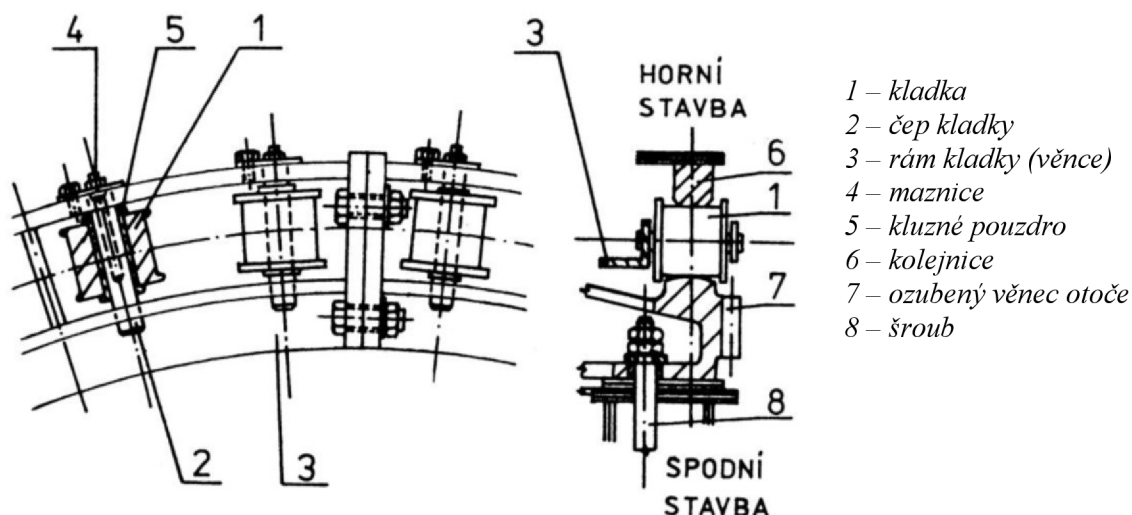


Obr. 2.5 Málkladkový opěrný systém [2]

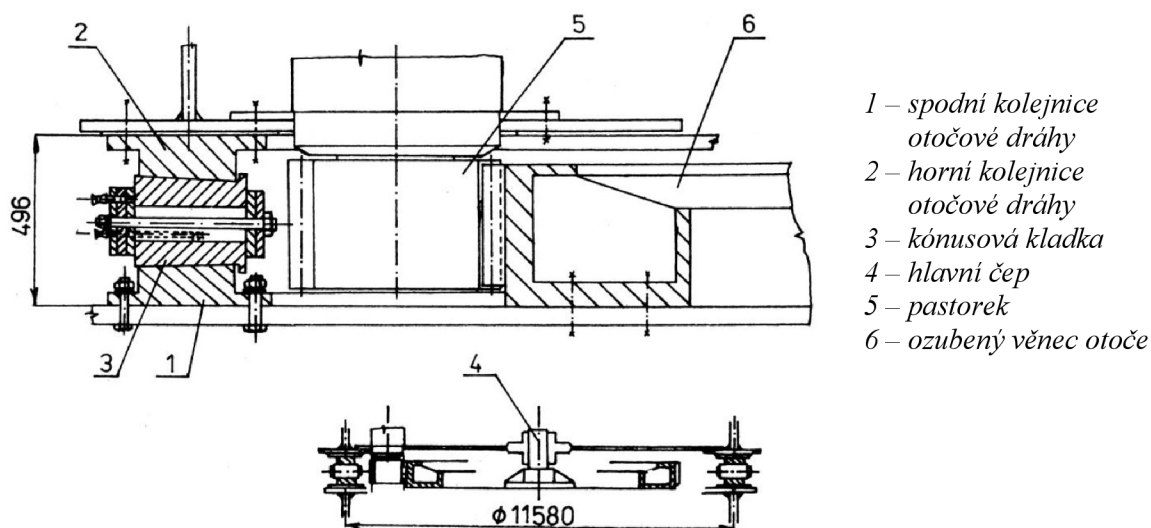


## 2.4 MNOHOKLADKOVÝ OPĚRNÝ SYSTÉM

Toto konstrukční provedení otočného ústrojí se používá u lopatových rypadel a rypadel s vlečným korečkem. Samotné konstrukční provedení pro lopatová rypadla je na obrázku 2.6 a pro rypadla s vlečným korečkem na obrázku 8. Z uvedených obrázků, především z obrázku 2.7, je patrné, že vertikální síly přenášejí kladky kladkového věnce a horizontální síly jsou přenášeny hlavním čepem (královská hřídel), takže se v podstatě jedná o konstrukci s centrálním čepem.



Obr. 2.6 Kladkový věnec lopatového rypadla [2]



Obr. 2.7 Kladkový věnec rypadla s vlečným korečkem [2]



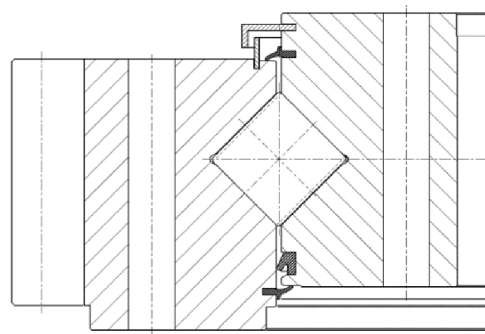


### 3 POPIS KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ

Při práci otočná deska přenáší vzniklé nárazy a klopné momenty od pracovního zařízení na podvozek, umožňuje na něm otáčení horní stavby kolesového skládkového stroje. Otočná deska je nejčastěji provedena jako kulová dráha nebo velkorozměrové víceosé ložisko. Jedna jeho část se nachází na spodní stavbě a druhá část na horní otočné stavbě. Ložisko je s horní i spodní stavbou spojeno předepjatými šrouby, které se při montáži utahují hydraulickým utahovákem.

#### 3.1 LOŽISKO OTOČNÉHO ÚSTROJÍ

V tomto případě je použito axiálně - radiální ložisko se zkříženými válečky (Obr. 3.1). Konstrukce ložiska se skládá z vnitřního nosného věnce, vnějšího věnce a řady válečků. Vnější věnec je opatřen vnějším ozubením, do něhož zabírá pastorek hydraulického motoru mechanismu otočného ústrojí, umístěný na horní stavbě skládkového stroje. Zuby pastorku zabírají při pohonu do pevného ozubení věnce, který je upevněn pomocí předepjatých šroubů na spodní stavbu stroje, a tím se tedy musí otáčet horní stavba stroje proti podvozku.



Obr. 3.1 Ložisko se zkříženými válečky [3]

Ložiska se zkříženými osami válečků (Obr. 3.2) zachycují radiální i axiální zatížení a též klopný moment. Mohou být dodávána s děleným vnitřním nebo vnějším kroužkem. Valivými elementy je jedna řada válečků, které mají vůči sobě pootočený osy o 90°. Válečky jsou vedeny v kleci. Sblížením vnitřních kroužků lze vymezit vůle, popřípadě dosáhnout předpětí. Vnitřní prostory ložiska bývají chráněny proti škodlivým účinkům pracovního prostředí gumovým těsněním, které také zabraňuje úniku plastického maziva z ložiska. Běžně se tyto ložiska používají při teplotách od -30°C do + 110°C.

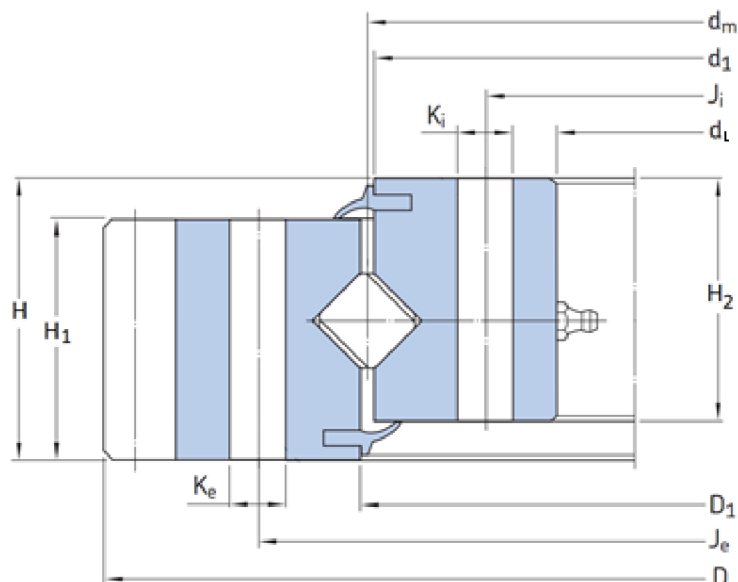


Obr. 3.2 Ložisko se zkříženými válečky [3]



### 3.1.1 ROZMĚRY POUŽITÉHO LOŽISKA

Pro zadanou aplikaci je použito ložisko se zkříženými válečky s označením RKS.82935-0201. Rozměry ložiska (Obr. 3.3) obsahuje Tab. 1.



Obr. 3.3 Rozměry ložiska se zkříženými válečky [3]

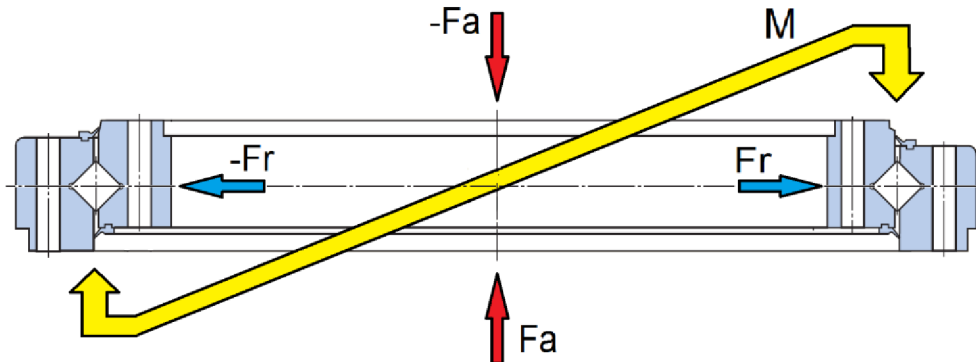
Tab. 1 Rozměry ložiska

$d_m = 4245,5$	Střední průměr ložiska [mm]
$H = 206$	Celková výška ložiska [mm]
Vnější věnec	
$D = 4593,6$	Vnější průměr [mm]
$D_1 = 4262$	Vnitřní průměr [mm]
$J_e = 4411$	Průměr roztečné kružnice děr [mm]
$K_e = 30$	Průměr otvorů pro šrouby [mm]
$H_1 = 176$	Výška [mm]
Vnitřní věnec	
$J_i = 4080$	Průměr roztečné kružnice děr [mm]
$d_L = 4014$	Vnitřní průměr [mm]
$d_1 = 4239,5$	Vnější průměr [mm]
$H_2 = 178$	Výška [mm]
$K_i = 30$	Průměr otvorů pro šrouby [mm]

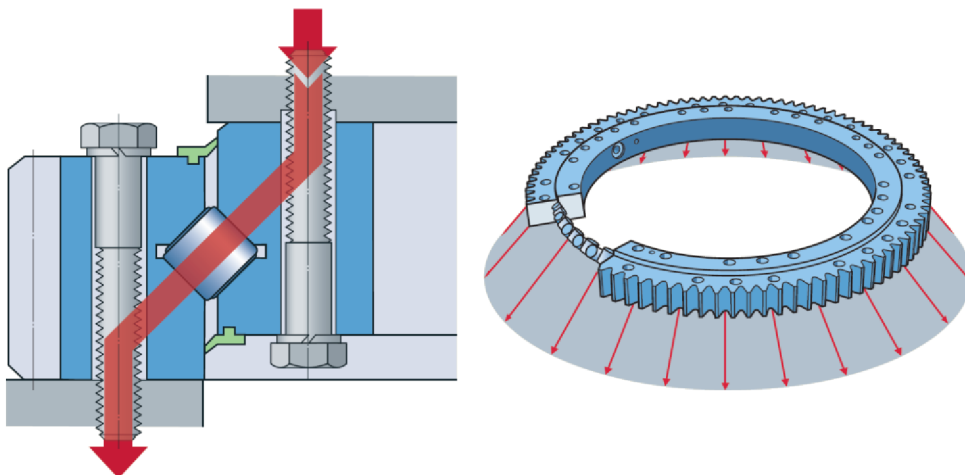


### 3.1.2 PŘENOS SIL PŘES LOŽISKO SE ZKŘÍŽENÝMI VÁLEČKY

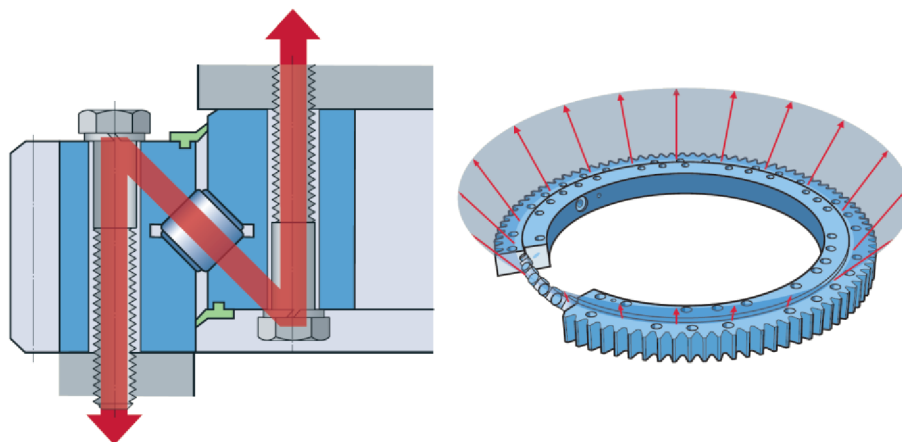
Ložiska, v uspořádání se zkříženými válečky, zachycují axiální síly z obou směrů, radiální síly, klopný moment a libovolné kombinace zatížení daného místa uložení (Obr.3.4). Díky tomu lze konstrukce se dvěma místy uložení zredukovat na jediné. Křížová válečková ložiska jsou velmi tuhá, mají velkou přesnost oběhu a dodávají se s normální vůlí, s malou vůlí a s předpětím. Jednotlivá zatížení na ložisko se zkříženými válečky, a také přenos zatížení na šroubový přípoj jsou znázorněna na obrázcích 3.5 až 3.8.



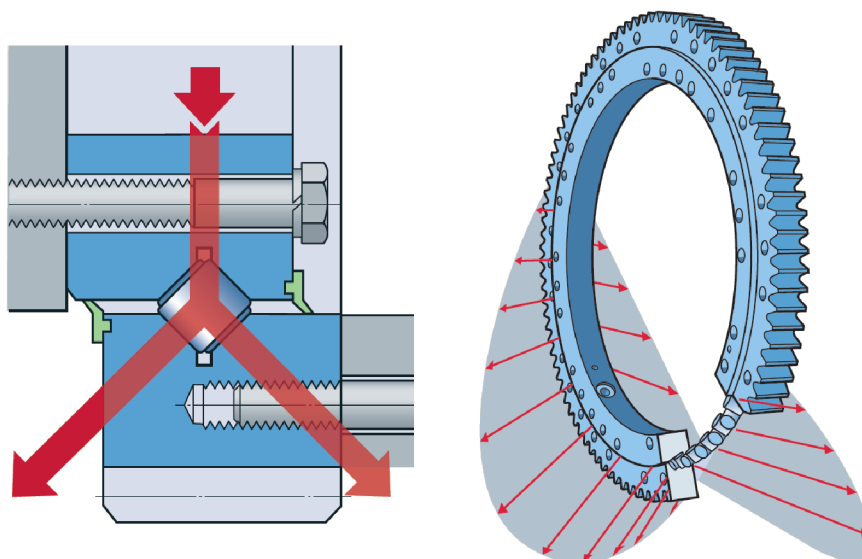
Obr. 3.4 Schématické zatížení ložiska se zkříženými válečky



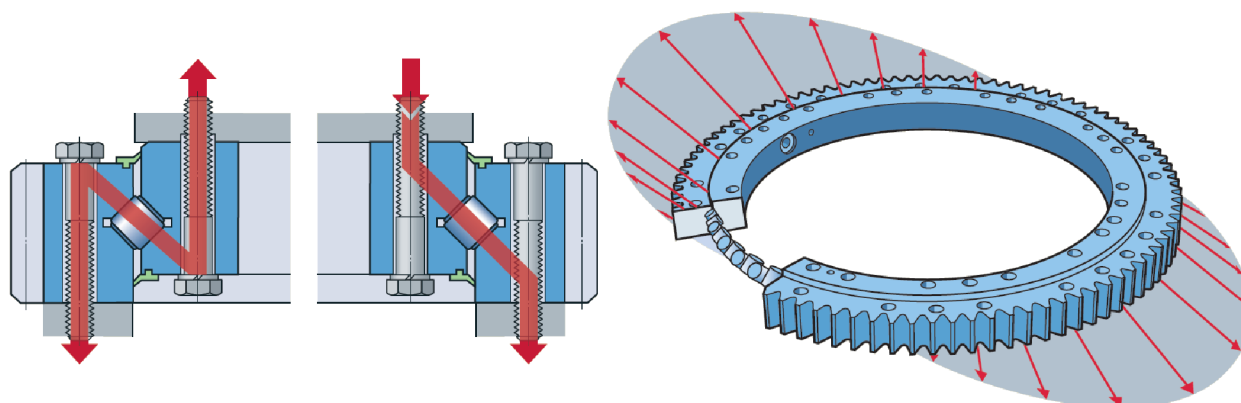
Obr. 3.5 Záporné axiální zatížení ložiska se zkříženými válečky [3]



Obr. 3.6 Kladné axiální zatížení ložiska se zkříženými válečky [3]



Obr. 3.7 Radiální zatižení ložiska se zkříženými válečky [3]



Obr. 3.8 Zatižení klopným momentem na ložisko se zkříženými válečky [3]

### 3.1.3 ZÁTĚŽOVÉ STAVY

Pro řešení diplomové práce je firmou Vítkovice Gearworks a.s. zadáno sedm provozních stavů, které jsou považovány za extrémní zatěžových stavů (Tab. 2). Stavů zohledňují rozsah výložníků při rotaci.

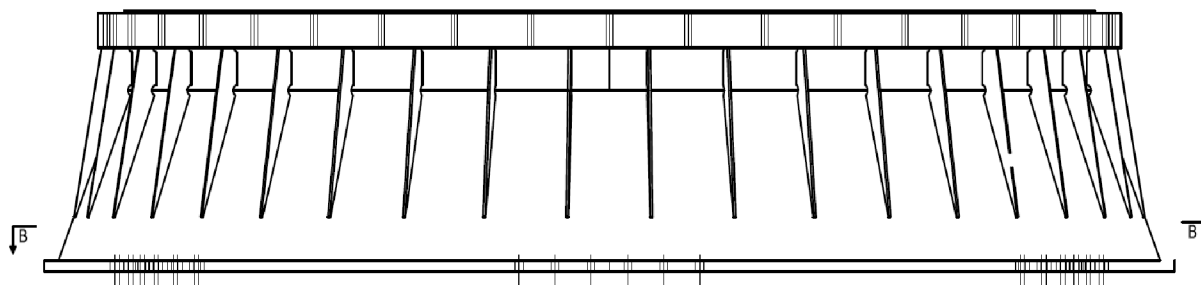
Tab. 2 Zátěžové stavy

Stav	$F_{Ai}$ [kN]	$F_{Ri}$ [kN]	$M_{Ki}$ [kNm]
1	-2901	-78	2730
2	-3650	-834	8424
3	-3121	-810	9316
4	-3090	-948	9311
5	-4258	-821	4412
6	-3740	-508	6738
7	-3537	-590	8292



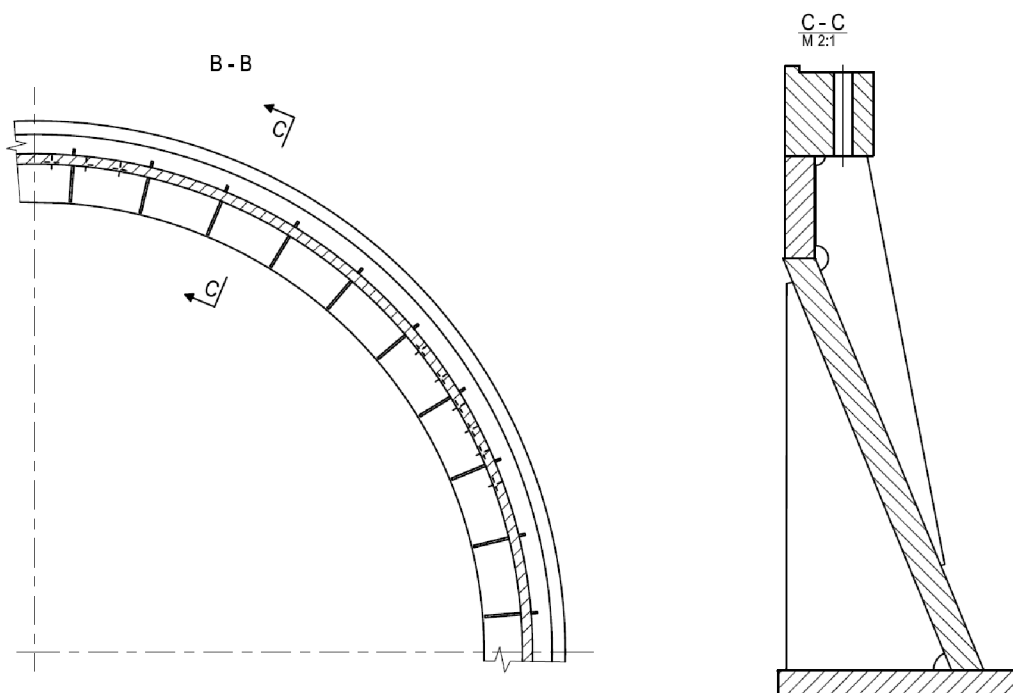
### 3.2 SPODNÍ STAVBA

Spodní stavba kolesového skládkového stoje je konstrukční část, která je umístěna pod otočnou deskou, a stejně jako otočná deska také nese celou váhu stroje. Tato část je velký svařenec kuželového tvaru (Obr. 3.4). Na horní straně je rozšířen, aby zde vznikla dostatečná dosedací plocha pro otočnou desku. Tato plocha se většinou zarovává na montáži, a tím se předchází možným nerovnostem. Dále jsou v této části vyvrtány otvory pro šrouby.



Obr. 3.4 Spodní stavba - nárys [1]

Spodní stavba je vyztužena žebry na vnější i vnitřní straně svařence. Žebra slouží ke zvýšení tuhosti svařence a jsou zobrazena na Obr. 3.5 vpravo v řezu C-C.



Obr. 3.5 Spodní stavba - řez [1]

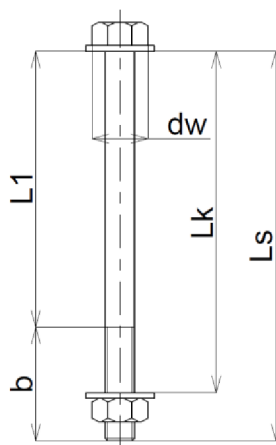


### 3.3 ŠROUBOVÝ SPOJ

Jde o spoj se silovým stykem, který spojuje součásti volně průchozím šroubem. Šroubové spoje jsou nejčastěji používané rozebíratelné spoje dvou nebo více součástí. Jsou tvořeny spojovanými součástmi s dírou pro šroub, šroubem, maticí a podložkou (nemusí být součástí spoje). Pro šroubové spoje se většinou používají normalizované šrouby, matice i podložky. V naprosté většině případů se utažením šroubu před zatížením vyvolává osová (normálová) síla neboli předpětí. Předpětí způsobí prodloužení šroubu a stlačení spojovaných součástí, takže mezi šroubem a maticí vzniká silový styk. Následně po utažení je spoj zatížen stálou nebo proměnlivou provozní silou. Šrouby používané pro předepjaté spoje bývají vysoce namáhány.

#### 3.3.1 ROZMĚRY POUŽITÉHO ŠROUBOVÉHO SPOJE

Analýza bude provedena pro šroubový spoj spojující vnější věnec ložiska se zkříženými válečky a spodní stavbu stroje. Spoj je proveden čtyřiceti šrouby velikosti M30 o třídě přesnosti 12.9, které jsou rovnoměrně rozmístěny. Rozměry šroubového spoje (Obr. 3.5) jsou uvedeny v Tab. 3.



Obr. 3.5 Rozměry šroubového spoje

Tab. 3 Rozměry šroubového spoje

$L_s = 370$	Délka šroubu [mm]
$L_k = 304$	Svěrná délka [mm]
$L_1 = 285$	Délka dřívku [mm]
$b = 85$	Délka závitu [mm]
$d_w = 46$	Vnější průměr dosedací plochy šroubu [mm]
$d = 30$	Velký průměr závitu [mm]
$P = 3,5$	Rozteč závitu [mm]
$d_2 = 27,727$	Střední průměr závitu [mm]
$d_3 = 25,706$	Průměr jádra závitu [mm]



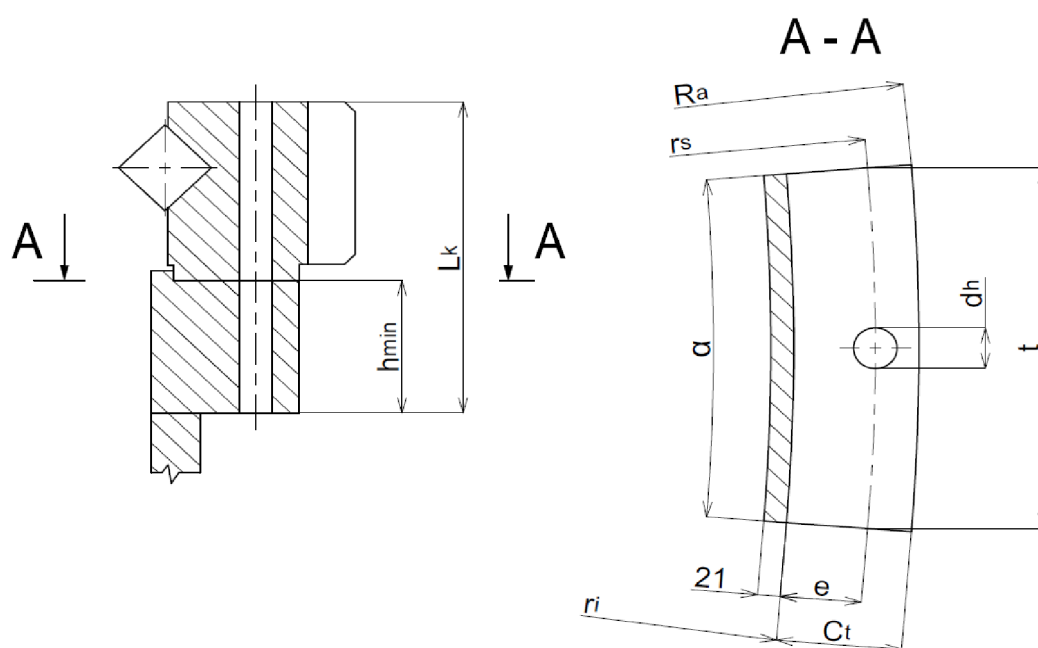
Mechanické vlastnosti šroubů o třídě pevnosti 12.9 jsou dle [4]. Potřebné hodnoty jsou uvedeny v Tab.4.

Tab. 4 Mechanické vlastnosti šroubů třídy pevnosti 12.9 dle [4]

$R_{ES} = 1080$	Jmenovitá mez kluzu [MPa]
$R_{PS} = 1200$	Jmenovitá mez pevnosti v tahu [MPa]
$E_s = 206$	Modul pružnosti v tahu [GPa]

### 3.3.2 ROZMĚRY SPOJOVANÝCH SOUČÁSTÍ

Rozměry spojovaných součástí (Obr. 3.6) jsou uvedeny v Tab. 5. Materiál vnějšího kroužku ložiska je 42CrMo4 a materiál spodní stavby je S355J0.



Obr. 3.6 Rozměry šroubového spoje

Tab. 5 Rozměry spojovaných součástí

$h_{min} = 130$	Minimální délka spojovaných součástí [mm]
$R_a = 2245,5$	Vnější poloměr plochy v kontaktu [mm]
$r_s = 2205,5$	Roztečná kružnice otvorů pro šrouby [mm]
$r_i = 2131$	Vnitřní poloměr plochy v kontaktu [mm]
$d_h = 30$	Průměr otvorů pro šrouby [mm]
$\alpha = 9$	Roztečný úhel otvorů pro šrouby [°]
$t = 346,44$	Rozteč šroubů [mm]
$C_t = 114,5$	Šířka plochy v kontaktu [mm]
$e = 74,5$	Vzdálenost roztečné kružnice otvoru k hraně plochy v kontaktu [mm]



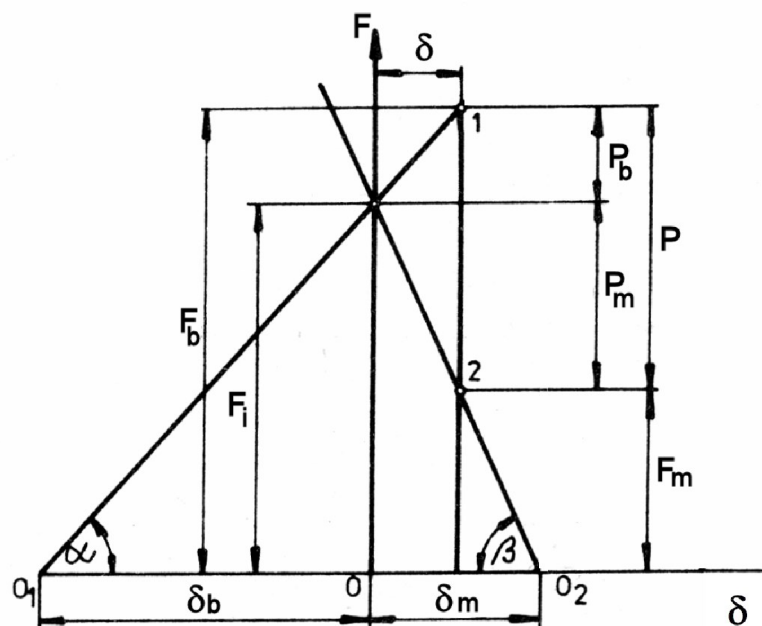
Mechanické vlastnosti materiálů spojovaných součástí jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6 Mechanické vlastnosti materiálu spojovaných součástí

Materiál 42CrMo4 (ČSN EN 10083/1)	
$R_{EP1} = 550$	Mez kluzu [MPa]
$R_{PP1} = 950$	Meze pevnosti v tahu [MPa]
$E_{P1} = 206$	Modul pružnosti v tahu [GPa]
Materiál S355J0 (ČSN EN 10025-96)	
$R_{EP2} = 295$	Mez kluzu [MPa]
$R_{PP2} = 630$	Meze pevnosti v tahu [MPa]
$E_{P2} = 206$	Modul pružnosti v tahu [GPa]

### 3.3.3 SÍLY PŘI PROVOZNÍM STAVU VE ŠROUBOVÉM SPOJI

Při montáži se ve šroubovém spoji vyvozuje předpětí. Utahovaný šroub se prodlužuje a spojované součásti, nacházející se mezi hlavou šroubu a maticí, se stlačují směrem k sobě. Po utažení je šroub namáhán silou předpětí  $F_i$ , která je stejně velká jako síla, kterou jsou k sobě přitlačovány spojované součásti. Diagram předepjatého šroubového spoje vznikne spojením diagramů závislosti síly a deformace šroubu a spojovaných součástí tak, aby se body odpovídající síle předpětí v obou diagramech ztotožnily. Po zatížení provozní silou  $P$  dojde k dalšímu prodloužení šroubu o hodnotu  $\delta$  a uvolnění spojovaných součástí o stejnou hodnotu. Současně s tím vzroste síla ve šroubu z  $F_i$  na  $F_b$  a síla ve spojovaných součástech klesne z  $F_i$  na  $F_m$ . Mají-li zůstat spojované součásti za provozu přitlačeny např. z důvodu těsnosti, musí být  $F_m > 0$ .



Obr. 3.7 Montážní a pracovní diagram předepjatého šroubového spoje [4]





Limitujícím faktorem pro výpočet bezpečnosti šroubu vůči vzniku plastických deformací je minimální mez kluzu  $R_e$  nebo smluvní mez kluzu  $R_{p0,2}$ .

Vztah pro tuhostní konstantu spoje dle [4]:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (1)$$

Vztah pro bezpečnost vůči vzniku plastické deformace dle [4]:

$$k_p = \frac{R_{p0,2} A_t - F_p}{C P_r} \quad (2)$$

Kde:

$k_p$	[-]	bezpečnost vůči vzniku plastické deformace
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
$F_p$	[N]	síla předpětí
$C$	[-]	tuhostní konstanta spoje
$P_r$	[N]	provozní síla

### 3.3.4 VYVOZENÍ PŘEDPĚTÍ VE ŠROUBOVÉM SPOJI

Předpětí ve šroubovém spoji se dříve realizovalo obyčejnými šroubovými klíči pouze podle zkušenosti a odhadu montéra. Ovšem vyvozené předpětí muselo značně kolísat. V dnešní době existuje více metod, přesnějších i méně přesných. Jednou z možností vyvození předpětí je použití momentového klíče. Klíč je vybaven mechanismem s nastavitelným utahovacím momentem v daném rozsahu, který automaticky vypne a nedovolí další utahování. Další možností k vyvození požadované hodnoty předpětí je použití metody úhlu pootočení matice. Nevýhodou této metody je potřebná preciznost při utahování matice o daný úhel. K vyvození vyššího předpětí se dá využít pneumtický utahovák, který je vhodný pro větší průměry šroubů. Je zapotřebí pneumtická jednotka, která zde dodává dostatečný stlačený vzduch, a také opěrné rameno, jež slouží k zajištění utahováku při samotném utahování, aby nedocházelo k prokluzu (Obr. 3.8).



Obr. 3.8 Pneumatický utahovák [7]



Podobnou variantou pneumatickému utahováku je elektrický utahovák. Pracuje stejným principem, ale místo pneumatické jednotky mu stačí dodat elektrickou energii. Výrobci udávají, že velikost utahovacího momentu může dosahovat stejných hodnot jako u pneumatických utahováků a s větší přesností vyvození předpětí, která se pohybuje do 3 %.

Pro největší šrouby, a také nejvyšší předpětí se používají hydraulické utahováky. Zde je zapotřebí hydraulický agregát, který dodává tlak do upínací hlavy, s využitím média jako voda nebo olej. Moment pro utažení může dosahovat až 75 000 Nm. Přesnost vyvozeného předpětí danou metodou se pohybuje v rozmezí 1 % až 10 %. Existují také tzv. hydraulické podvodní utahováky, které slouží k vyvození předpětí na šroubech nacházejících se pod hladinou vody. Tyto utahováky jsou konstrukčně upraveny tak, aby odolávaly korozi a vysokým tlakům působícím pod vodní hladinou.



Obr. 3.8 Hydraulický utahovák [8]

### 3.3.5 ZVOLENÝ ZPŮSOB VYVOZENÍ PŘEDPĚTÍ VE ŠROUBOVÉM SPOJI

Pro vyvození předpětí v tomto případě bylo využito hydraulického utažení systémem Hydrocam bolt tensioners od firmy SKF. Tato metoda má hlavní výhodou, že v utahovaném šroubu nevzniká kroutící moment, jak je tomu u pneumatického a hydraulického utahováku uvedených v předchozí kapitole (3.3.5). Další podstatnou výhodou je, že při utažení nedochází k porušení povrchu spojovaných součástí. Hodnota předpětí lze poměrně přesně kontrolovat z Hookova zákona. Modul pružnosti v tahu, také Youngův modul, lze definovat jako poměr napětí, a jím vyvolané deformace.

Vztah pro modul pružnosti v tahu dle [7]:

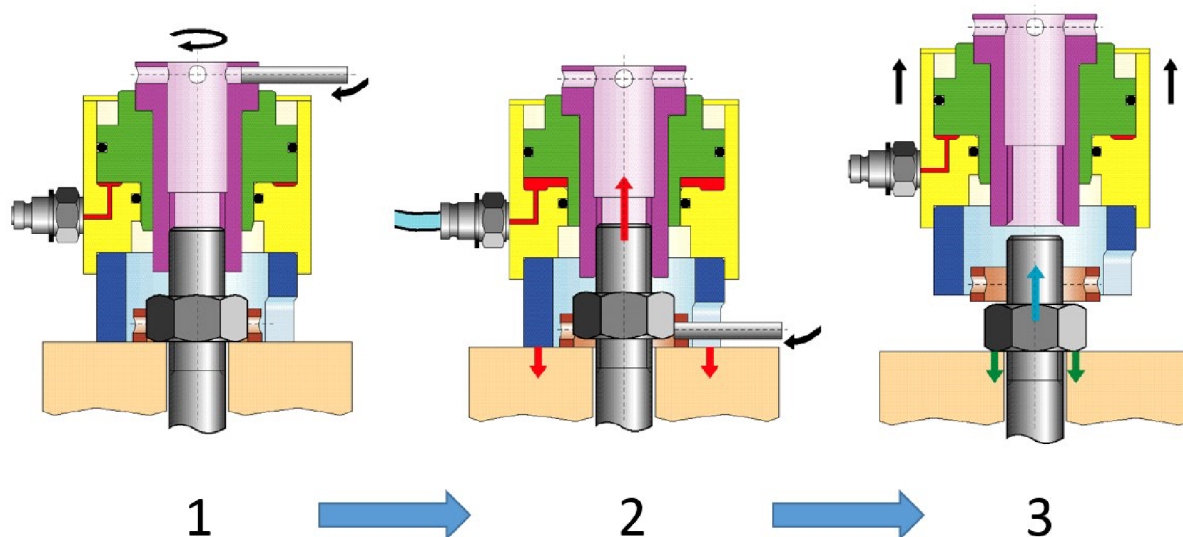
$$E = \frac{F_i L_S}{S \Delta L_S} \quad (3)$$

Kde:

$F_i$	[N]	síla potřebná k vyvození předpětí
$L_S$	[mm]	délka šroubu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu šroubu
$\Delta L_S$	[mm]	prodloužení šroubu



System pracuje ve třech krocích (Obr. 3.9). V prvním kroku se přípravek umístí nad maticí utahovaného šroubu. Přípravek se našroubuje na šroub tak, aby dosedl na spojovanou součást. V dalším kroku za pomoci tlaku hydrauliky je šroub natažen na požadovanou hodnotu předpětí. Při dosažení požadované síly předpětí je utažena matice klíčem bez použití síly. V posledním kroku je odstraněn tlak na šroub a přípravek se může odšroubovat.



Obr. 3.9 Hydrocam bolt tensioners [9]



## 4 ANALYTICKÁ KONTROLA

V této kapitole je proveden analytický výpočet šroubového spoje. Výpočet je dělen do dvou částí, jedna zohledňuje normu ČSN EN 1993-1-8 a druhá část se řídí dle předpisu VDI 2230. Následně je zpracováno porovnání výsledků těchto dvou přístupů výpočtu. Postup výpočtu je proveden pro provozní stav 2 (Tab.2) a výsledky ostatních stavů jsou sepsány do tabulky.

### 4.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH PROVOZNÍCH SIL

Pro samotný výpočet je zapotřebí znát maximální provozní síly ve šroubovém spoji. Maximální provozní sílu je třeba určit v radiálním i axiálním směru pro nejvíce namáhaný šroub.

Maximální radiální provozní síla v jednom šroubu  $F_{Rmax}$  :

$$F_{Rmax} = \frac{F_{R2}}{n_{\xi}} = \frac{834}{40} = \underline{20,85kN} \quad (4)$$

Kde:

$F_{R2}$             [kN]            celková radiální síla při provozním stavu 2  
 $n_{\xi}$             [-]            počet šroubů

Maximální axiální síla se skládá z účinků celkové axiální síly na ložisko  $F_{A2}$ , a také z účinku klopného momentu  $M_{K2}$ . Pro zjištění maximální axiální síly od klopného momentu je třeba určit uvažovanou klopnou hranu stroje. V tomto případě je uvažována klopná hrana tečna ke kružnici o poloměru  $0,95 J_e$  dle normy ČSN 27 7008. [10]

Složka maximální axiální provozní síly od axilnálního zatížení v jednom šroubu  $F_{AA}$  :

$$F_{AA} = \frac{F_{A2}}{n_{\xi}} = \frac{-3650}{40} = \underline{-91,25kN} \quad (5)$$

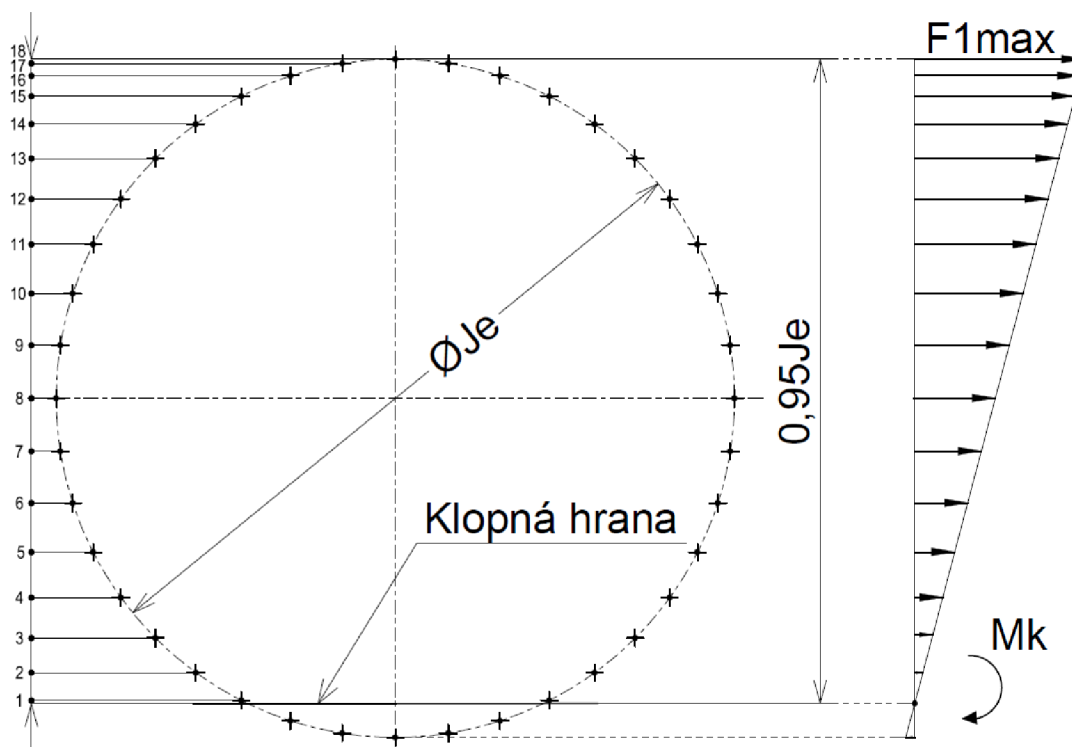
Kde:

$F_{A2}$             [kN]            celková axiální síla při provozním stavu 2

Pro výpočet složky axiální provozní síly způsobené klopným momentem  $M_{K2}$  jsou vzdálenosti jednotlivých šroubů zobrazeny na Obr. 4.1 a rozměry v Tab.6.

Tab. 7 Vzdálenosti jednotlivých šroubů od klopné hrany stroje

$R_i$	Vzdálenost [mm]	$R_i$	Vzdálenost [mm]	$R_i$	Vzdálenost [mm]
1	19	7	1639	13	3544
2	200	8	1985	14	3769
3	425	9	2330	15	3950
4	688	10	2666	16	4082
5	983	11	2986	17	4163
6	1303	12	3281	18	4190



Obr. 4.1 Vzdálenosti jednotlivých šroubů od klopné hrany stroje

Složka maximální axiální provozní síly od klopného momentu  $F_{1max}$  :

$$\begin{aligned}
 F_{1max} &= \frac{M_{K2} \cdot R_{18}}{\sum R_i^2} = \\
 &= \frac{8424 \cdot 10^3 \cdot 4190}{2 \cdot 19^2 + 2 \cdot 200^2 + 2 \cdot 425^2 + 2 \cdot 688^2 + 2 \cdot 983^2 + 2 \cdot 1303^2 + 2 \cdot 1639^2 +} \\
 &\quad \frac{8424 \cdot 10^3 \cdot 4190}{+ 2 \cdot 1985^2 + 2 \cdot 2330^2 + 2 \cdot 2666^2 + 2 \cdot 2986^2 + 2 \cdot 3281^2 + 2 \cdot 3544^2 +} \\
 &\quad \frac{8424 \cdot 10^3 \cdot 4190}{+ 2 \cdot 3769^2 + 2 \cdot 3950^2 + 2 \cdot 4082^2 + 2 \cdot 4163^2 + 4190^2} = \\
 &= \underline{138,39 \text{ kN}}
 \end{aligned} \tag{6}$$

Kde:

$M_{K2}$	[Nm]	celkový klopný moment při provozním stavu 2
$R_i$	[mm]	vzdálenost od klopné hrany

Maximální axiální síla v jednom šroubu  $F_{Amax}$ :

$$F_{Amax} = F_{1max} - F_{AA} = 138,39 + 91,25 = \underline{229,64 \text{ kN}} \tag{7}$$



## 4.2 KONTROLA DLE VDI 2230

V německém předpisu VDI 2230 je u výpočtu pro provozní sílu působící v ose šroubu uveden i tzv. nelineární výpočet s uvažováním nesouosé provozní síly a následného ohybového namáhání spoje. Nejnovější návrh VDI 2230 umožňuje počítat pouze s provozní silou působící mimo těžiště dotykové plochy spojovaných částí, tím se zjednoduší matematický model výpočtu.

### 4.2.1 AXIÁLNÍ TUHOST ŠROUBU

Materiál je lineárně pružný, je-li závislost mezi deformací a silou lineární a při zatěžování nedojde k překročení meze kluzu. Konstanta úměrnosti  $k$  je podíl mezi silou  $F$  a deformací  $\delta$ , nazývá se tuhost (1).

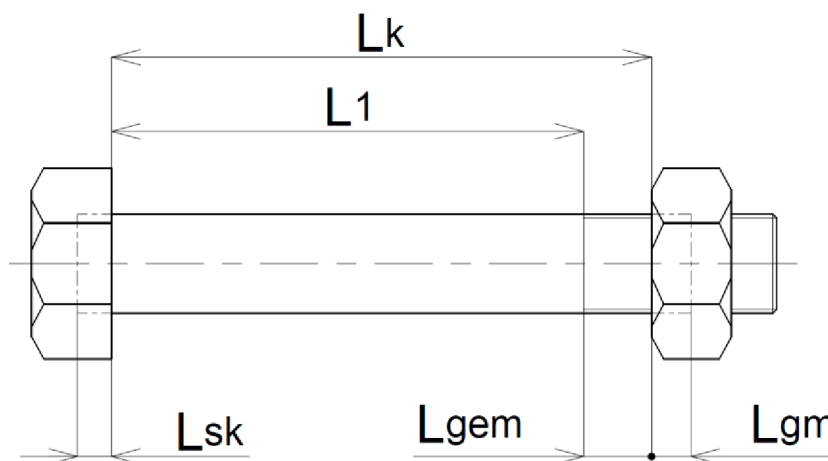
Vztah pro tuhost dle [4]:

$$k = \frac{\delta}{F} \quad (8)$$

Kde:

$k$	$[mmN^{-1}]$	tuhost
$F$	$[N]$	síla při zatěžování
$\delta$	$[mm]$	deformace

Tuhost šroubu se určí z jednotlivých částí těla šroubu, které jsou řazeny sériově (3), tudíž celková poddajnost šroubového spoje je závislá na jeho svěrné délce  $l_k$  (Obr. 4.2). Svěrná délka  $l_k$  je vzdálenost od dosedací plochy šroubu k dosedací ploše matice. Celková tuhost šroubu (22) vychází z tuhostí jednotlivých částí šroubu.



Obr. 4.2 Svěrná délka šroubu

Vztah pro uvažovanou deformovanou délku závitu v záběru  $L_G$  dle [5]:

$$L_G = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 30 = \underline{15 \text{ mm}} \quad (9)$$

Vztah pro uvažovanou deformovanou délku matice v záběru  $L_M$  dle [5]:

$$L_M = 0,4 \cdot d = 0,4 \cdot 30 = \underline{12 \text{ mm}} \quad (10)$$



Vztah pro délku závitu v sevření  $L_{Gem}$  dle [5]:

$$L_{Gem} = b - (L_1 - L_K) = 85 - (285 - 304) = \underline{104 \text{ mm}} \quad (11)$$

Vztah pro uvažovanou délku deformované části hlavy šroubu  $L_{SK}$  dle [5]:

$$L_{SK} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 30 = \underline{15 \text{ mm}} \quad (12)$$

Vztah pro plochu průřezu části dříku bez závitu  $A_n$  dle [5]:

$$A_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = \underline{706,86 \text{ mm}^2} \quad (13)$$

Vztah pro minimální plochu závitu  $A_{d3}$  dle [5]:

$$A_{d3} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 25,706^2}{4} = \underline{518,99 \text{ mm}^2} \quad (14)$$

Vztah pro výpočtovou plochu průřezu šroubu  $A_S$  dle [5]:

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_3 + d_2}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{25,706 + 27,727}{2} \right)^2 = \underline{560,60 \text{ mm}^2} \quad (15)$$

Vztah pro tuhost závitu v záběru  $\delta_G$  dle [5]:

$$\delta_G = \frac{L_G}{E_S \cdot A_{d3}} = \frac{15}{206 \cdot 10^3 \cdot 518,99} = \underline{1,403 \cdot 10^{-7} \text{ mmN}^{-1}} \quad (16)$$

Vztah pro tuhost matice v záběru  $\delta_M$  dle [5]:

$$\delta_M = \frac{L_M}{E_S \cdot A_n} = \frac{12}{206 \cdot 10^3 \cdot 706,86} = \underline{8,241 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} \quad (17)$$

Vztah pro tuhost závitu v sevření  $\delta_{Gem}$  dle [5]:

$$\delta_{Gem} = \frac{L_{Gem}}{E_S \cdot A_{d3}} = \frac{104}{206 \cdot 10^3 \cdot 518,99} = \underline{9,728 \cdot 10^{-7} \text{ mmN}^{-1}} \quad (18)$$

Vztah pro tuhost uvažované části hlavy šroubu  $\delta_{SK}$  dle [5]:

$$\delta_{SK} = \frac{L_{SK}}{E_S \cdot A_n} = \frac{15}{206 \cdot 10^3 \cdot 706,86} = \underline{1,030 \cdot 10^{-7} \text{ mmN}^{-1}} \quad (19)$$

Vztah pro tuhost dříku šroubu  $\delta_1$  dle [5]:

$$\delta_1 = \frac{L_1}{E_S \cdot A_n} = \frac{285}{206 \cdot 10^3 \cdot 706,86} = \underline{1,957 \cdot 10^{-6} \text{ mmN}^{-1}} \quad (20)$$

Vztah pro tuhost částí závitu v záběru  $\delta_{GM}$  dle [5]:

$$\begin{aligned} \delta_{GM} &= \delta_G + \delta_M = 1,403 \cdot 10^{-7} + 8,241 \cdot 10^{-8} = \\ &= \underline{2,227 \cdot 10^{-7} \text{ mmN}^{-1}} \end{aligned} \quad (21)$$



Vztah pro celkovou tuhost šroubu  $\delta_S$  dle [5]:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_{Gem} + \delta_{GM} = 1,030 \cdot 10^{-7} + 1,957 \cdot 10^{-6} + 9,728 \cdot 10^{-7} + 2,227 \cdot 10^{-7} = \underline{3,256 \cdot 10^{-6} mmN^{-1}} \quad (22)$$

Kde:

$\delta_{SK}$	$[N^{-1}mm]$	tuhost uvažované části hlavy šroubu
$\delta_1$	$[N^{-1}mm]$	tuhost dřívku šroubu
$\delta_{Gem}$	$[N^{-1}mm]$	tuhost části se závitem v sevření
$\delta_{GM}$	$[N^{-1}mm]$	tuhost části se závitem v záběru

#### 4.2.2 OHYBOVÁ TUHOST ŠROUBU

V německém předpisu VDI 2230 se uvažuje také ohybové namáhání spoje. Ohybová tuhost šroubu je třeba zohledňovat za účelem výpočtu přidavného namáhání. Vyplývá z ohybového zatížení šroubu, může být definována podobně jako na axiální tuhost šroubu.

Vztah pro kvadratický moment v jádře závitu  $I_3$  dle [5]:

$$I_3 = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 25,706^4}{64} = \underline{28,924 \cdot 10^3 mm^4} \quad (23)$$

Vztah pro kvadratický moment dřívku šroubu  $I_n$  dle [5]:

$$I_n = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 30^4}{64} = \underline{39,761 \cdot 10^3 mm^4} \quad (24)$$

Celková ohybová tuhost šroubu (31) vychází z tuhostí jednotlivých částí šroubu, které jsou znázorněny na Obr. 4.2.

Vztah pro ohybovou tuhost závitu v záběru  $\beta_G$  dle [5]:

$$\beta_G = \frac{L_G}{E_S \cdot I_3} = \frac{15}{206 \cdot 10^3 \cdot 28,924 \cdot 10^3} = \underline{3,397 \cdot 10^{-9} mm^{-1}N^{-1}} \quad (25)$$

Vztah pro ohybovou tuhost matice v záběru  $\beta_M$  dle [5]:

$$\beta_M = \frac{L_M}{E_S \cdot I_n} = \frac{12}{206 \cdot 10^3 \cdot 39,761 \cdot 10^3} = \underline{1,465 \cdot 10^{-9} mm^{-1}N^{-1}} \quad (26)$$

Vztah pro ohybovou tuhost závitu v sevření  $\beta_{Gem}$  dle [5]:

$$\beta_{Gem} = \frac{L_{Gem}}{E_S \cdot I_3} = \frac{104}{206 \cdot 10^3 \cdot 28,924 \cdot 10^3} = \underline{2,355 \cdot 10^{-8} mm^{-1}N^{-1}} \quad (27)$$

Vztah pro ohybovou tuhost uvažované části hlavy šroubu  $\beta_{SK}$  dle [5]:

$$\beta_{SK} = \frac{L_{SK}}{E_S \cdot I_n} = \frac{15}{206 \cdot 10^3 \cdot 39,761 \cdot 10^3} = \underline{1,831 \cdot 10^{-9} mm^{-1}N^{-1}} \quad (28)$$





Vztah pro ohybovou tuhost dřívku šroubu  $\beta_1$  dle [5]:

$$\beta_1 = \frac{L_1}{E_S \cdot I_n} = \frac{285}{206 \cdot 10^3 \cdot 39,761 \cdot 10^3} = \underline{3,479 \cdot 10^{-8} \text{ mm}^{-1} \text{ N}^{-1}} \quad (29)$$

Vztah pro ohybovou tuhost částí závitu v záběru  $\beta_{GM}$  dle [5]:

$$\begin{aligned} \beta_{GM} &= \beta_G + \beta_M = 3,397 \cdot 10^{-9} + 1,465 \cdot 10^{-9} = \\ &= \underline{4,862 \cdot 10^{-9} \text{ mm}^{-1} \text{ N}^{-1}} \end{aligned} \quad (30)$$

Vztah pro celkovou ohybovou tuhost šroubu  $\beta_S$  dle [5]:

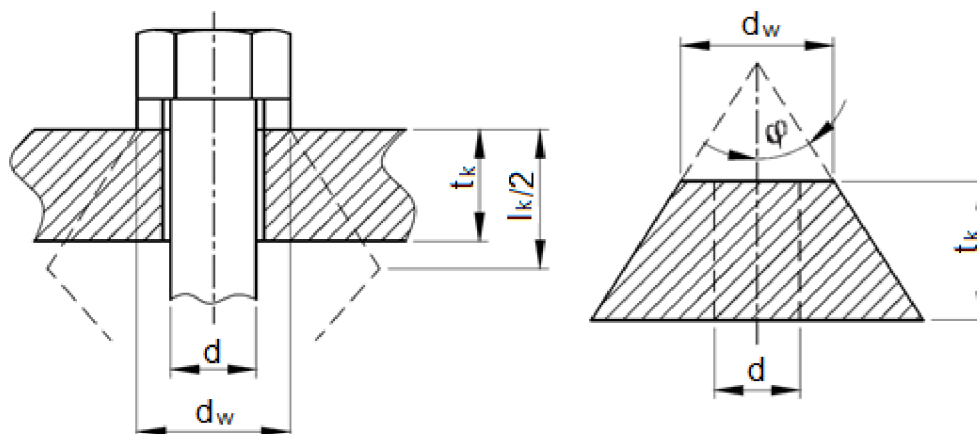
$$\begin{aligned} \beta_S &= \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_{Gem} + \beta_{GM} = 1,831 \cdot 10^{-9} + 3,479 \cdot 10^{-8} + 2,355 \cdot 10^{-8} + \\ &+ 4,862 \cdot 10^{-9} = \underline{6,504 \cdot 10^{-8} \text{ mm}^{-1} \text{ N}^{-1}} \end{aligned} \quad (31)$$

Kde:

$\beta_{SK}$	$[\text{mm}^{-1} \text{ N}^{-1}]$	ohybová tuhost uvažované části hlavy šroubu
$\beta_1$	$[\text{mm}^{-1} \text{ N}^{-1}]$	ohybová tuhost části bez závitu
$\beta_{gem}$	$[\text{mm}^{-1} \text{ N}^{-1}]$	ohybová tuhost části se závitem v sevření
$\beta_{GM}$	$[\text{mm}^{-1} \text{ N}^{-1}]$	ohybová tuhost části se závitem v záběru

### 4.2.3 TUHOST SPOJOVANÝCH SOUČÁSTÍ

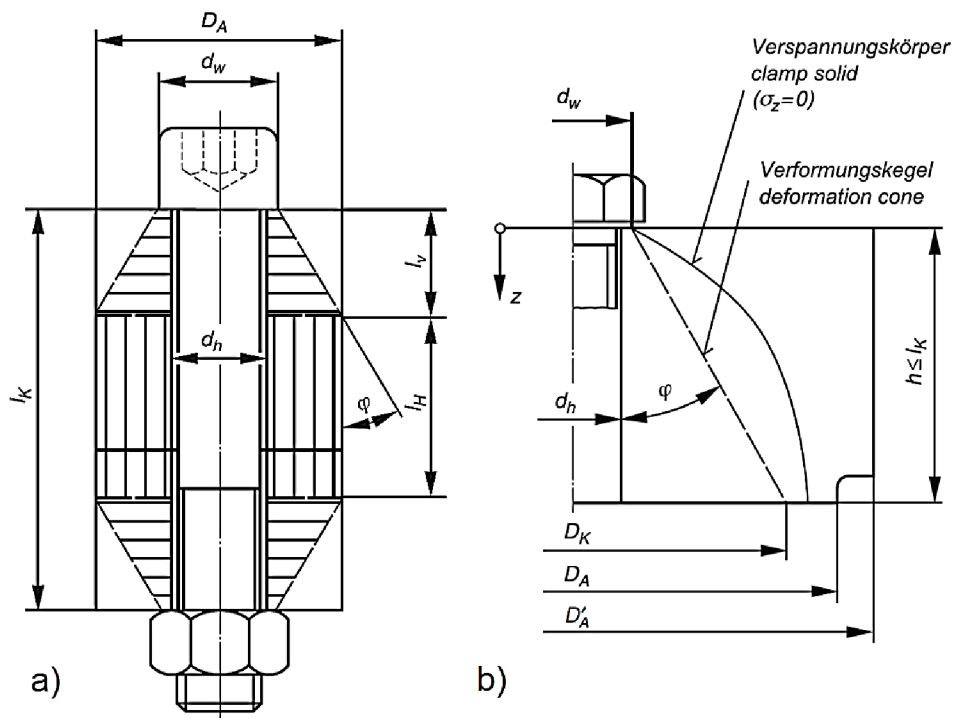
K vyšetření silových poměrů v předepjatém šroubovém spoji je důležité znát tuhost spojovaných součástí. Šroubovým spojem mohou být spojeny i více než dvě součásti. Tyto součásti si můžeme přestavit jako sérii tlačných pružin, které tvoří celkovou poddajnost spojovaných součástí. Tuhost spojovaných součástí lze složitě získat experimentálně například pomocí ultrazvuku. Při výpočtu se předpokládá, že vlivem předpětí šroubu se deformují pouze ty části spojovaných součástí nacházející se v nejtěsnější blízkosti šroubu. Jednodušší přístup využívá náhradu spojovaných součástí komolými kužely (Obr. 4.3) majícím vrcholový úhel  $2\varphi$ , přičemž pro většinu případů platí  $25^\circ \leq \varphi \leq 33^\circ$ .



Obr. 4.3 Tuhost spojovaných součástí – náhrada komolými kužely



V německém předpisu VDI 2230 je využito také komolých kuželů o vrcholovém úhlu  $2\varphi$ , ale v kombinaci se střední válcovou částí (Obr. 4.4).



Obr. 4.4 a) Tuhost spojovaných součástí – náhrada dle VDI 2230 [5]  
b) Vypočtový model spojovaných součástí [5]

K určení vrcholového úhlu  $2\varphi$  je jedním z kroků určení koeficientu druhu šroubového spoje  $w = 1$  pro tento druh šroubového spoje. Dále je vypočten poměr průměrů  $y$  (32), poměr délek  $\beta_L$  (33), a následně vrcholového úhlu  $2\varphi$  (34).

Vztah pro poměr průměrů  $y$  dle [5]:

$$y = \frac{D'_A}{d_w} = \frac{80}{46} = \underline{1,739} \quad (32)$$

Kde:

$D'_A$  [mm] maximální průměr spojovaných součástí od osy šroubu

Vztah pro poměr délek  $\beta_L$  dle [5]:

$$\beta_L = \frac{L_K}{d_w} = \frac{304}{46} = \underline{6,609} \quad (33)$$

Vztah pro vrcholový úhel  $\varphi$  dle [5]:

$$\begin{aligned} \varphi &= \arctg \left( 0,362 + 0,032 \cdot \ln \left( \frac{\beta_L}{2} \right) + 0,153 \cdot \ln(y) \right) = \\ &= \arctg \left( 0,362 + 0,032 \cdot \ln \left( \frac{6,609}{2} \right) + 0,153 \cdot \ln(1,739) \right) = \underline{24,30^\circ} \end{aligned} \quad (35)$$



Vztah pro délku deformačního kužele  $L_V$  dle [5]:

$$L_V = \frac{D_A - d_w}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi} = \frac{80 - 46}{2 \cdot \operatorname{tg}(24,30)} = \underline{37,65 \text{ mm}} \quad (34)$$

Vztah pro délku deformačního válce  $L_H$  dle [5]:

$$L_H = L_K - \frac{2 \cdot L_V}{w} = 304 - \frac{2 \cdot 37,652}{1} = \underline{228,70 \text{ mm}} \quad (36)$$

Výsledná tuhost spojovaných součástí (39) vychází z tuhosti deformačního kužele (37), a také z tuhosti deformačního válce (38).

Vztah pro tuhost deformačního kužele  $\delta_P^V$  dle [5]:

$$\begin{aligned} \delta_P^V &= \frac{\ln \left[ \frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + 2 \cdot L_V \cdot \operatorname{tg} \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + 2 \cdot L_V \cdot \operatorname{tg} \varphi + d_h)} \right]}{E_P \cdot d_h \cdot \pi \cdot \operatorname{tg} \varphi} = \\ &= \frac{\ln \left[ \frac{(46 + 30) \cdot (46 + 2 \cdot 37,65 \cdot \operatorname{tg}(24,30) - 30)}{(46 - 30) \cdot (46 + 2 \cdot 37,65 \cdot \operatorname{tg}(24,30) + 30)} \right]}{206 \cdot 10^3 \cdot 30 \cdot \pi \cdot \operatorname{tg}(24,30)} = \underline{8,175 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}} \end{aligned} \quad (37)$$

Vztah pro tuhost deformačního válce  $\delta_P^H$  dle [5]:

$$\delta_P^H = \frac{4 \cdot L_H}{E_P \cdot d_h \cdot (D_A^2 - d_h^2)} = \frac{4 \cdot 228,70}{206 \cdot 10^3 \cdot 30 \cdot (80^2 - 30^2)} = \underline{5,084 \cdot 10^{-7} \text{ mmN}^{-1}} \quad (38)$$

Vztah pro celkovou tuhost spojovaných součástí  $\delta_P$  dle [5]:

$$\delta_P = \frac{2}{w} \cdot \delta_P^V + \delta_P^H = \frac{2}{1} \cdot 8,175 \cdot 10^{-8} + 5,084 \cdot 10^{-7} = \underline{4,263 \cdot 10^{-7} \text{ mmN}^{-1}} \quad (39)$$

#### 4.2.4 VZDÁLENOST OSY SYMETRIE OD OSY ŠROUBU

Vzdálenost osy symetrie od osy šroubu (40) určuje střed plochy součástí v kontaktu, a také vzdálenost tohoto středu k ose šroubu. Vzdálenost se určí ze zadané geometrie (šířka plochy v kontaktu  $C_t$  a vzdálenost roztečné kružnice otvoru k hraně plochy v kontaktu  $e$ ).

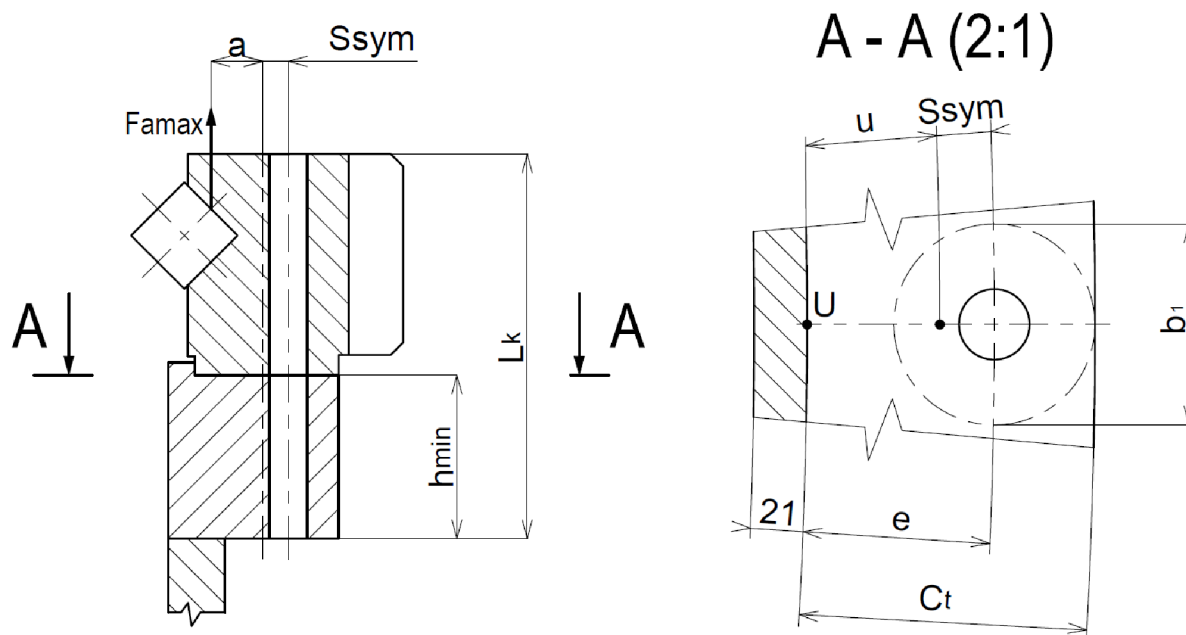
Vztah pro vzdálenost osy symetrie od osy šroubu  $S_{sym}$  dle [5]:

$$S_{sym} = \frac{C_t}{2} - e = \frac{114,5}{2} - 74,5 = \underline{-17,25 \text{ mm}} \quad (40)$$



#### 4.2.5 TUHOST PŘI EXCENTRICKÉM SEVŘENÍ

V důsledku různých tuhostí součástí na obou stranách osy šroubu není deformace součástí symetrická, což vede k vyššímu namáhání hlavy šroubu. Při zatížení provozní silou ve vzdálenosti  $a$  od osy symetrie kontaktu spoje  $S_{sym}$ , vzniká ve spojovaných součástech ohybová deformace. Tuhost spojovaných součástí u excentrického sevření (45) a tuhost spojovaných součástí u excentrického sevření a zatížení (46) je potřebná pro výpočet zátěžového součinitele  $\Phi_{en}^*$  (52).



Obr. 4.5 Tuhost spojovaných součástí – náhrada dle VDI 2230 [5]

Vztah pro kvadratický moment deformačního kužele  $I_{Bers}^V$  dle [5]:

$$I_{Bers}^V = 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_w) \cdot d_w^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_w^3} = 0,147 \cdot \frac{(80 - 46) \cdot 46^3 \cdot 80^3}{80^3 - 46^3} = 6,007 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (41)$$

Vztah pro kvadratický moment deformačního kužele k ose symetrie  $I_{Bers}^{Ve}$  dle [5]:

$$I_{Bers}^{Ve} = I_{Bers}^V + S_{sym}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_A^2 = 6,007 \cdot 10^5 + (-17,25)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 80^2 = 2,096 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (42)$$

Vztah pro kvadratický moment deformačního válce  $I_{Bers}^H$  dle [5]:

$$I_{Bers}^H = \frac{b_1 \cdot C_t^3}{12} = \frac{80 \cdot 114,5^3}{12} = 1,001 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad (43)$$

Vztah pro kvadratický moment otvoru pro šroub  $I_{Bers}$  dle [5]:

$$I_{Bers} = \frac{L_K}{\frac{2}{w} \cdot \frac{L_V}{I_{Bers}^{Ve}} + \frac{L_H}{I_{Bers}^H}} = \frac{304}{\frac{2}{1} \cdot \frac{37,65}{2,096 \cdot 10^6} + \frac{228,70}{1,001 \cdot 10^7}} = 5,351 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (44)$$



Vztah pro tuhost spojovaných součástí u excentrického sevření  $\delta_p^*$  dle [5]:

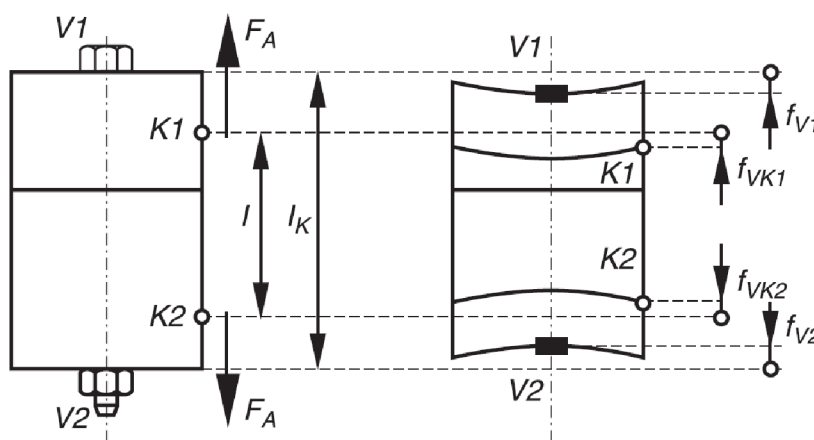
$$\begin{aligned}\delta_p^* &= \delta_p + \frac{S_{sym}^2 \cdot L_K}{E_P \cdot I_{Bers}} = 4,263 \cdot 10^{-7} + \frac{(-17,25)^2 \cdot 304}{206 \cdot 10^3 \cdot 5,351 \cdot 10^6} = \\ &= \underline{5,084 \cdot 10^{-7} mmN^{-1}}\end{aligned}\quad (45)$$

Vztah pro tuhost spojovaných součástí u excentrického sevření a zatížení  $\delta_p^{**}$  dle [5]:

$$\begin{aligned}\delta_p^{**} &= \delta_p + \frac{a \cdot S_{sym}^2 \cdot L_K}{E_P \cdot I_{Bers}} = 4,263 \cdot 10^{-7} + \frac{41,23 \cdot (-17,25)^2 \cdot 304}{206 \cdot 10^3 \cdot 5,351 \cdot 10^6} = \\ &= \underline{6,225 \cdot 10^{-7} mmN^{-1}}\end{aligned}\quad (46)$$

#### 4.2.6 URČENÍ ZÁTĚŽOVÉHO SOUČiniteLE $n$

Zátěžový součinitel  $n$  je definován jako poměr mezi součinitelem  $\delta_{VA}$ , který ukazuje posunutí hlavy šroubu, a celkovou tuhostí spojovaných součástí  $\delta_p$ . Zátěžový součinitel může být definován z jednotlivých posunutí v předepjatém šroubovém spoji použitím mechanických pracovních principů. Na obrázku 4.6 je předepjatý šroubový spoj, kde je zobrazena počáteční poloha posunutí dvou dosedacích ploch šroubu  $f_{V1}$ ,  $f_{V2}$ , a konečná poloha posunutí  $f_{VK1}$ ,  $f_{VK2}$  v bodě K, kde působí pracovní zatížení. Zátěžový součinitel (47) je poměr těchto zatížení.



Obr. 4.6 Určení zátěžového součinitele z deformace předepjatého šroubového spoje [5]

Vztah pro zátěžový součinitel  $n$  dle [5]:

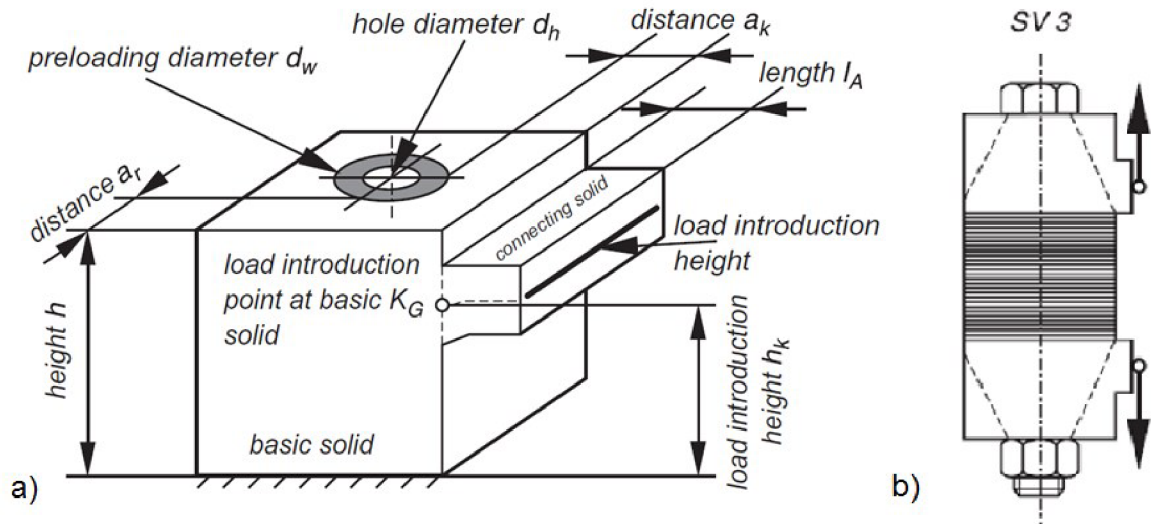
$$n = \frac{\delta_{VA}}{\delta_p} = \frac{f_{VK1} + f_{VK2}}{f_{V1} + f_{V2}} \quad (47)$$

Kde:

$\delta_{VA}$	[mm]	axiální posunutí hlavy šroubu vlivem síly $F_A$
$f_{VK1}$	[mm]	posunutí bodu K1
$f_{VK2}$	[mm]	posunutí bodu K2
$f_{V1}$	[mm]	posunutí dosedací plochy šroubu V1
$f_{V2}$	[mm]	posunutí dosedací plochy šroubu V2



Předpis VDI 2230 umožňuje určení zátěžového součinitele  $n$  pomocí parametrů znázorněných na obrázku 4.7a. Dále je zvolen typ spoje na základě polohy pracovní síly, v tomto případě je zvolen případ s označením SV3 (Obr. 4.7b). Po výpočtu jednotlivých parametrů je požadovaný součinitel zvolen z tabulky. Typy spojů na základě polohy pracovní síly a tabulka se zátěžovými součiniteli je uvedena v příloze č. 1.



Obr. 4.7 a) Parametry určující zátěžový součinitel dle VDI 2230 [5]  
b) Zvolený typ spoje [5]

Vztah pro vzdálenost  $a_K$  mezi hranou předejpaté oblasti a bodem  $K_G$  dle [5]:

$$a_K = a - |S_{sym}| = 41,23 - 17,25 = \underline{23,98 \text{ mm}} \quad (48)$$

Vztah pro poměr mezi vzdáleností  $a_K$  a výškou součásti  $H_1$  dle [5]:

$$\frac{a_K}{H_1} = \frac{23,98}{174} = \underline{0,138} \quad (49)$$

Vztah pro vzdálenost  $l_A$  mezi bodem  $K_G$  a místem působení provozní síly dle [5]:

$$l_A = a - a_K = 41,23 - 23,98 = \underline{17,25 \text{ mm}} \quad (50)$$

Vztah pro poměr mezi vzdáleností  $l_A$  a výškou součásti  $H_1$  dle [5]:

$$\frac{l_A}{H_1} = \frac{17,25}{174} = \underline{0,099} \quad (51)$$

Ze zvolených a vypočtených parametrů je zvolen zátěžový součinitel  $n = 0,30$ . Tento součinitel je následně použit pro výpočet faktoru zatížení (52).

Vztah pro faktor zatížení  $\Phi_{en}^*$  dle [5]:

$$\Phi_{en}^* = n \cdot \frac{\delta_P^{**}}{\delta_S + \delta_P^*} = 0,30 \cdot \frac{6,225 \cdot 10^{-7}}{3,256 \cdot 10^{-6} + 5,084 \cdot 10^{-7}} = \underline{0,049} \quad (52)$$



#### 4.2.7 ZMĚNY VLIVEM PŘEDPĚTÍ

Při předepnutí šroubového spoje může docházet ke změnám v samotném šroubu způsobeným:

- předepnutím okolních šroubů
- vtisknutím dosedacích ploch
- uvolněním spoje vlivem rotace
- relaxací spojovaných materiálů
- změnami vlivem teploty
- přetížením spoje

S použitím hodnot v příloze č. 2 pro velikost vtisknutí odpovídající  $R_Z \leq 16\mu\text{m}$  a hodnoty tahového zatížení jsou individuální hodnoty vtisknutí:

- závit -  $f_1 = 3\mu\text{m}$
- hlava šroubu a matice -  $f_2 = 2 \cdot 3 = 6\mu\text{m}$
- kontakt součástí -  $f_3 = 2\mu\text{m}$

Celková hodnota vtisknutí je  $f_Z = 11\mu\text{m}$ . Vztah pro ztrátu předpětí  $F_Z$  vlivem deformace  $f_Z$  šroubového spoje je uveden v rovnici (53).

Vztah pro ztrátu předpětí  $F_Z$  dle [5]:

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_P} = \frac{11 \cdot 10^{-3}}{3,256 \cdot 10^{-6} + 4,263 \cdot 10^{-7}} = \underline{2,984 \text{ kN}} \quad (53)$$

#### 4.2.8 MONTÁŽNÍ SÍLA PŘEDPĚTÍ

Stanovení montážního předpětí je jednou z hlavních úloh při návrhu předepjatého šroubového spoje. Velikost montážního předpětí je rozhodující pro správnou funkci spoje. Zároveň však ovlivňuje i výslednou sílu působící ve spojovacím šroubu, tedy i míru bezpečnosti proti případnému porušení šroubu. Montážní předpětí musí být navrženo tak, aby byl u spojů namáhaných v ose šroubu zajištěn požadavek kompaktnosti resp. těsnosti spoje, a u spojů zatížených v rovině spojovaných částí požadavek smykové únosnosti spoje.

Vztah pro plocha kontaktu s otvorem pro šroub  $A_{BT}$ :

$$A_{BT} = \frac{(R_A^2 - r_i^2) \cdot \pi}{n_\xi} = \frac{(2245,5^2 - 2131^2) \cdot \pi}{40} = \underline{3,936 \cdot 10^4 \text{ mm}^2} \quad (54)$$

Vztah pro plocha kontaktu bez otvoru pro šroub  $A_D$ :

$$A_D = A_{BT} - \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} = 3,936 \cdot 10^4 - \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = \underline{3,865 \cdot 10^4 \text{ mm}^2} \quad (55)$$

Vztah pro kvadratický moment kontaktu součástí  $I_{BT}$  dle [5]:

$$I_{BT} = \frac{t \cdot C_t^3 \cdot [R_a^2 + 4 \cdot R_a \cdot r_i + r_i^2]}{36 \cdot r_s \cdot (R_a + r_i)} = \quad (56)$$

$$= \frac{346 \cdot 114,5^3 \cdot [2245,5^2 + 4 \cdot 2245,5 \cdot 2131 + 2131^2]}{36 \cdot 2205,5 \cdot (2245,5 + 2131)} = \underline{4,2989 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}$$



Vztah pro vzdálenost  $u$  vnitřní hrany v kontaktu k ose symetrie dle [5]:

$$u = \frac{C_t}{2} = \frac{114,5}{2} = \underline{57,25 \text{ mm}} \quad (57)$$

Vztah pro sílu sevření  $F_{kerf}$  dle [5]:

$$\begin{aligned} F_{kerf} &= F_{AAmax} \frac{a \cdot u \cdot A_D - S_{sym} \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + S_{sym} \cdot u \cdot A_D} = \\ &= 229,64 \cdot 10^3 \frac{41,23 \cdot 57,25 \cdot 3,865 \cdot 10^4 - 17,25 \cdot 57,25 \cdot 3,865 \cdot 10^4}{4,2989 \cdot 10^7 + 17,25 \cdot 57,25 \cdot 3,865 \cdot 10^4} = \\ &= \underline{73,85 \text{ kN}} \end{aligned} \quad (58)$$

Vztah pro minimální montážní předpětí  $F_{Mmin}$  dle [5]:

$$\begin{aligned} F_{Mmin} &= F_{kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) \cdot F_{Amax} + F_Z = \\ &= 73,85 \cdot 10^3 + (1 - 0,049) \cdot 229,64 \cdot 10^3 + 2,984 \cdot 10^3 = \underline{295,22 \text{ kN}} \end{aligned} \quad (59)$$

Pro určení maximálního montážního předpětí (61) je zvolen součinitel utažení  $\alpha_A = 1,2$ . Hodnota součinitele utažení je zvolena z tabulky v příloze č.3 s ohledem na způsob utažení (Hydrocam bolt tensioners).

Vztah pro maximální montážní předpětí  $F_{Mmax}$  dle [5]:

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} = 1,2 \cdot 295,22 \cdot 10^3 = \underline{354,27 \text{ kN}} \quad (60)$$

V následujících krocích výpočtu bude síla předpětí zvolena  $F_P = 302,3 \text{ kN}$ , na základě požadavku firmy Vítkovice Gearworks a. s.

#### 4.2.9 PRACOVNÍ NAPĚTÍ

K pevnostní kontrole je třeba určit výsledné maximální zatížení (61). Výsledné napětí (62) je srovnáním výsledného maximálního zatížení ve výpočtovém průřezu šroubu  $A_S$ . Výsledná bezpečnost (63) je získána z výsledného napětí a meze kluzu materiálu šroubu.

Vztah pro maximální axiální zatížení šroubu  $F_{Smax}$  dle [5]:

$$\begin{aligned} F_{Smax} &= F_P + (1 - \Phi_{en}^*) \cdot F_{AAmax} = 302,3 \cdot 10^3 + (1 - 0,049) \cdot 229,64 \cdot 10^3 = \\ &= \underline{520,69 \text{ kN}} \end{aligned} \quad (61)$$

Vztah pro axiální napětí ve šroubu  $\sigma_{Smax}$  dle [5]:

$$\sigma_{Smax} = \frac{F_{Smax}}{A_S} = \frac{520,69 \cdot 10^3}{560,60} = \underline{928,80 \text{ MPa}} \quad (62)$$

Vztah pro bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu  $S_F$  dle [5]:

$$S_F = \frac{R_{ES}}{\sigma_{Smax}} = \frac{1080}{928,80} = \underline{1,16} \quad (63)$$





#### 4.2.10 KONTROLA PROKLUZU

Prokluzu spojovaných součástí je zabráněno statickým třením v ploše kontaktu součástí. Limitující zatížení k prokluzu  $F_{KG}$  závisí na součiniteli statického tření  $\mu_T$  pro individuální plochy v kontaktu součástí. Součinitel statického tření je zvolen z tabulky v příloze č. 4.

Vztah pro radiální sílu na plochu kontaktu  $F_{Pmax}$  dle [5]:

$$F_{Pmax} = (1 - \Phi_{en}^*) \cdot F_{Rmax} = (1 - 0,049) \cdot 20,85 \cdot 10^3 = 19,82 \underline{kN} \quad (64)$$

Vztah pro zbytkové svěrné zatížení  $F_{KR}$  dle [5]:

$$\begin{aligned} F_{KR} &= F_P + F_{Pmax} - F_Z = 302,30 \cdot 10^3 + 19,82 \cdot 10^3 - 2,984 \cdot 10^3 = \\ &= \underline{319,14 kN} \end{aligned} \quad (65)$$

Vztah pro minimální svěrné zatížení pro přenos zatížení  $F_{KQ}$  dle [5]:

$$F_{KQ} = \frac{F_{Rmax}}{\mu_T} = \frac{20,85 \cdot 10^3}{0,14} = \underline{148,93 kN} \quad (66)$$

Vztah pro bezpečnost šroubu vůči prokluzu  $S_G$  dle [5]:

$$S_G = \frac{F_{KR}}{F_{KQ}} = \frac{319,14}{148,93} = \underline{2,14} \quad (67)$$

#### 4.3 VÝSLEDNÉ HODNOTY DLE VDI 2230

V této kapitole jsou uvedeny výsledné hodnoty bezpečnosti šroubu dle VDI 2230 pro všechny zadané zátěžové stavy. Hodnoty jsou uvedeny v Tab. 7. Z výsledků lze usoudit, že použité šrouby jsou vyhovující pro tuto aplikaci, jelikož ve všech stavech je hodnota bezpečnosti vůči mezi kluzu větší než jedna.

Tab. 8 Výsledné hodnoty bezpečnosti dle VDI 2230

Zátěžový stav	Bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu $S_F$	Bezpečnost šroubu vůči prokluzu $S_G$
1	1,46	21,62
2	1,16	2,14
3	1,15	2,20
4	1,16	1,90
5	1,33	2,18
6	1,22	3,43
7	1,18	2,97



#### 4.4 KONTROLA DLE ČSN EN 1993-1-8

Tato norma stanovuje podmínky pro navrhování ocelových konstrukcí. Konkrétně část 1-8 popisuje podmínky navrhování styčníků. Norma obsahuje také všeobecné požadavky pro spoje ocelových konstrukcí, takže popisuje také šroubové spoje. V normě ČSN EN 1993-1-8 jsou šroubové spoje rozděleny do dvou základních kategorií, spoje ve smyku a spoje v tahu. Tyto dvě základní kategorie dále rozděluje podle způsobu namáhání šroubového spoje, podle třídy pevnosti šroubů a podle požadavku předpětí spoje.

Norma udává pro jakostní třídu šroubu 12.9 jmenovitou mez kluzu  $f_{yb} = 1080 \text{ MPa}$  a jmenovitou mez pevnosti  $f_{ub} = 1200 \text{ MPa}$ . Pro kontrolu je zvolena kategorie E – předpjeté šroubové spoje. V této kategorii jsou kontrolovanými kritérii únosnost šroubového spoje v tahu (69) a únosnost v protlačení (71) proti maximální axiální síle ve šroubu  $F_{t,Ed}$ .

Vztah pro maximální axiální sílu ve šroubu  $F_{t,Ed}$  (zátěžový stav č. 2):

$$F_{t,Ed} = F_{Amax} + F_P = 229,64 \cdot 10^3 + 302,3 \cdot 10^3 = \underline{532,94 \text{ kN}} \quad (68)$$

Vztah pro únosnost v tahu  $F_{t,Rd}$  dle [6]:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_S}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \cdot 1200 \cdot 560,60}{1,25} = \underline{484,36 \text{ kN}} \quad (69)$$

Kde:

$k_2$	[-]	součinitel pro šroub bez zapuštěné hlavy
$f_{ub}$	[MPa]	jmenovitá mez pevnosti šroubu
$\gamma_{M2}$	[-]	součinitel únosnosti šroubu

Vztah pro kritérium únosnosti v tahu  $F_{t,Rd}$  dle [6]:

$$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \quad (70)$$

Vztah pro únosnost v protlačení  $B_{p,Rd}$  dle [6]:

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_{m1} \cdot t_p \cdot f_u}{\gamma_{M2}} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot 45 \cdot 130 \cdot 630}{1,25} = \underline{5\,557,60 \text{ kN}} \quad (71)$$

Kde:

$d_{m1}$	[mm]	menší ze středních průměrů kružnice opsané a vepsané do šestihranu hlavy šroubu nebo matice
$t_p$	[mm]	menší z tloušťek desek pod hlavou šroubu nebo maticí
$f_u$	[MPa]	jmenovitá mez pevnosti spojovaných součástí

Vztah pro kritérium únosnosti v protlačení  $B_{p,Rd}$  dle [6]:

$$F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \quad (72)$$



Kvůli porovnání výsledků normy VDI 2230 a ČSN EN 1993 1-8 je také provedena kontrola únosnosti v prokluzu (72) vůči maximální radiální síle, kde se zohledňuje tvar otvorů, délka otvorů a součinitel tření povrchu  $\mu$ . Hodnota součinitele tření je zvolena  $\mu = 0,14$ , aby korespondovala s kontrolou prokluzu v kapitole 4.2.10.

Vztah pro únosnost v prokluzu  $F_{s,Rd}$  dle [6]:

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n_p \cdot \mu}{\gamma_{M3}} \cdot F_P = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,14}{1,25} \cdot 302,3 \cdot 10^3 = \underline{33,86 \text{ kN}} \quad (73)$$

Kde:

$k_s$	[-]	součinitel pro šrouby v obyčejných otvorech
$n_p$	[-]	počet třecích ploch
$\mu$	[-]	součinitel tření
$\gamma_{M3}$	[-]	součinitel únosnosti v prokluzu
$F_P$	[N]	síla předpětí

Vztah pro kritérium únosnosti v prokluzu  $F_{s,Rd}$  dle [6]:

$$F_{Rmax} \leq F_{s,Rd} \quad (74)$$

Výsledné hodnoty kontrolovaných kritérií jsou uvedeny v Tab. 8. Při kontrole jsou směrodatné hodnoty kritérií, které ve vyhovujících případech jsou vyšší než jedna.

Tab. 9 Výsledné hodnoty kontrolovaných kritérií

Zátěžový stav	Max. axiální síla ve šroubu $F_{t,Ed}$ [kN]	Max. radiální síla ve šroubu $F_{Rmax}$ [kN]	Kontrolované kritérium únosnosti (Bezpečnost)		
			v tahu	v protlačení	v prokluzu
			$\frac{F_{t,Rd}}{F_{t,Ed}}$	$\frac{B_{p,Rd}}{F_{t,Ed}}$	$\frac{F_{s,Rd}}{F_{Rmax}}$
1	419,67	1,95	1,15	13,24	17,36
2	531,94	20,85	0,91	10,45	1,62
3	533,37	20,25	0,91	10,42	1,67
4	532,52	23,70	0,91	10,44	1,43
5	481,23	20,53	1,01	11,55	1,65
6	506,50	12,70	0,96	10,97	2,67
7	526,95	14,75	0,92	10,55	2,30



## 5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

V této části je popsán vytvořený MKP (Metoda konečných prvků) model, použité prvky a náhrady jednotlivých celků, okrajové podmínky výpočtu, a následně výsledky daných zátěžových stavů.

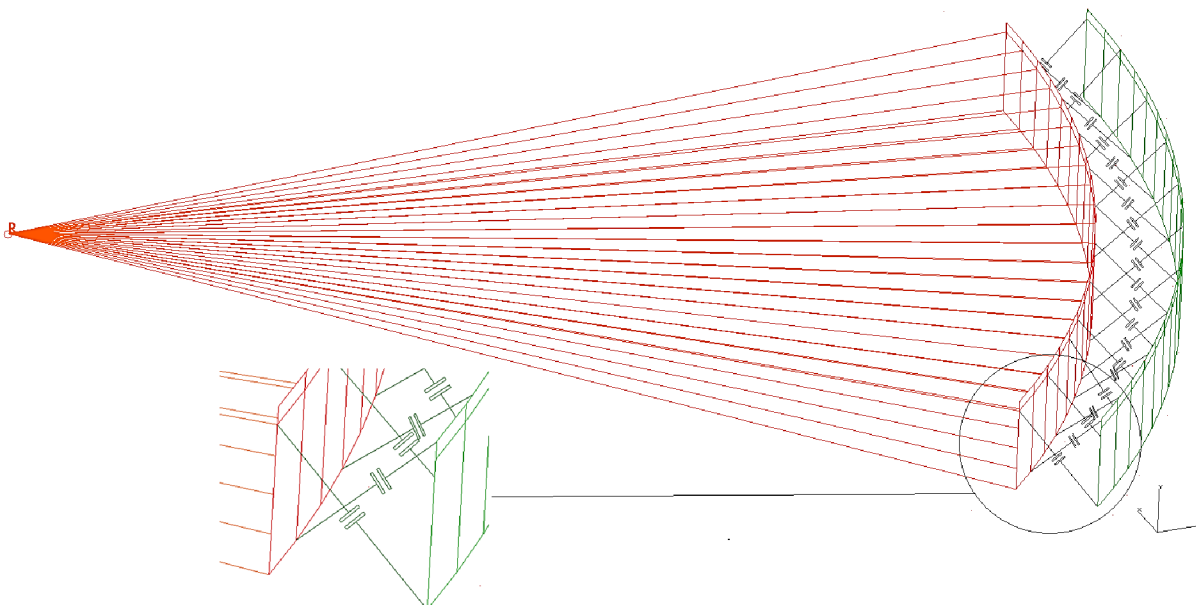
Pevnostní analýza je provedena pomocí zjednodušeného skořepinového MKP modelu vytvořeného v programu NX I-deas. Skořepinový model je pro danou aplikaci dostačující, oproti objemovému modelu, který pro dostatečnou přesnost výpočtu potřebuje vysoký počet prvků, což značně prodlužuje dobu výpočtu a to při téměř srovnatelných výsledcích.

### 5.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

Jednotlivé plochy spodní stavby jsou vytvořeny jako jejich střednice. Plochám je následně v programu NX I-deas přidána tloušťka, fyzikální a mechanické vlastnosti. Při tvorbě výpočtového modelu je použita řada zjednodušení, které nahrazují použité součásti.

#### 5.1.1 NÁHRADA LOŽISKA SE ZKŘÍŽENÝMI VÁLEČKY

Zjednodušení pro ložisko se zkříženými válečky je nahrazeno sadou prvků GAP. Náhrada ložiska je zobrazena na Obr. 5.1. Prvky GAP jsou poskládány střídavě tak, aby každý prvek nahrazoval jeden valivý element ložiska. Vnitřní věnec ložiska je pomocí prvků Rigid uchycen do jednoho bodu, přes který je do modelu přenášeno zatížení z jednotlivých zátěžových stavů.

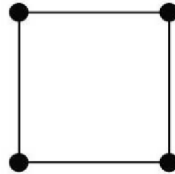


Obr. 5.1 Náhrada ložiska se zkříženými válečky (osmina modelu)



### 5.1.2 MODEL SPODNÍ STAVBY

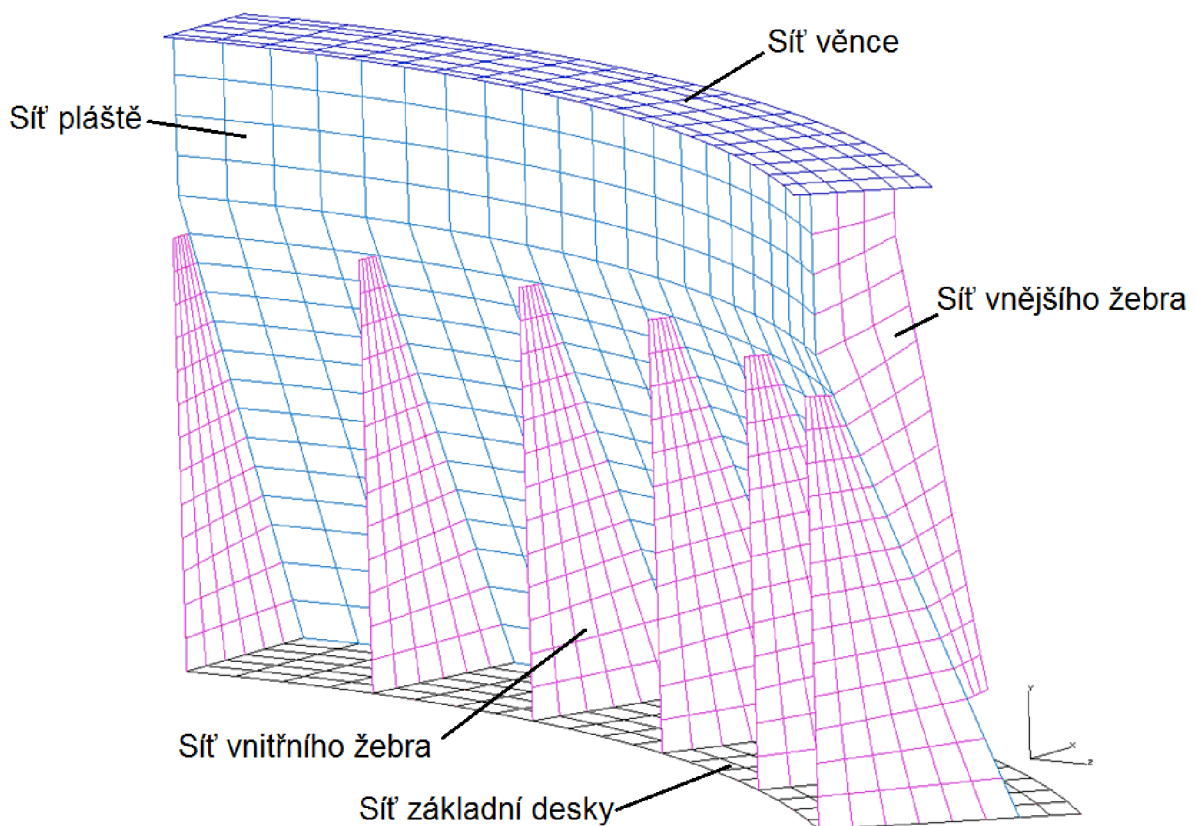
Výpočtový skořepinový model spodní stavby skládkového stroje je tvořen mapovanou sítí skládající se z plošného prvků QUAD 4, což je zobecněný čtyřúhelník se čtyřmi uzly. Sít' modelu je zobrazena na obrázku 5.2, kde jsou popsány jednotlivé části mapované sítě. Jednotlivé části tenkostěnné skořepiny mají přiřazenou tloušťku (Thin shell) a jejich velikosti jsou seřazeny v tabulce 9. Materiál výpočtového modelu je zvolen z knihovny I-deasu. Zvolený materiál označen „Generic\_isotropic\_steel“ s parametry: Youngův modul =  $2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ , hustota =  $7,8 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$  a Poissonův poměr = 0,29.



Obr. 5.2 Plošného prvků QUAD 4 [11]

Tab. 10 Hodnoty tloušťky jednotlivých částí

Část skořepiny	Tloušťka [mm]
Sít' věnce	130
Sít' pláště	45
Sít' vnějšího žebra	10
Sít' vnitřního žebra	10
Sít' základní desky	40



Obr. 5.3 Výpočtový model spodní stavby (osmina modelu)

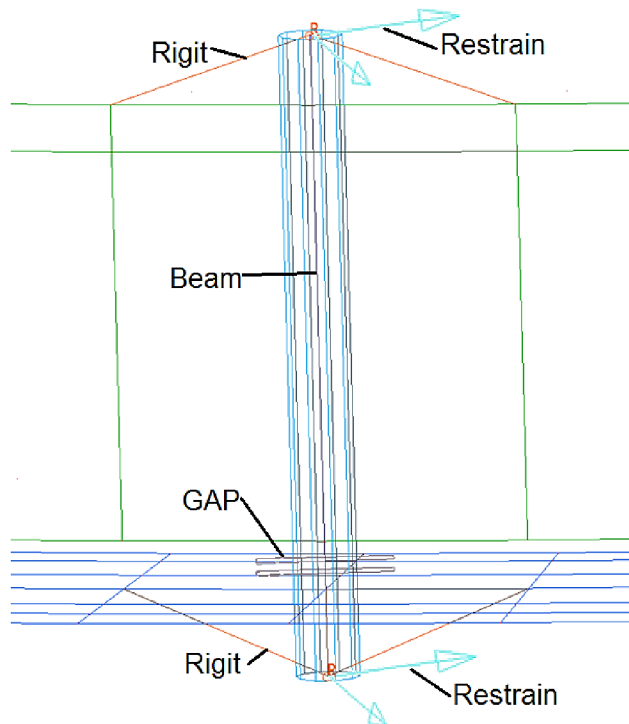


### 5.1.3 NÁHRADA ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Spojení vnějšího věnce ložiska se zkříženými válečky je realizováno pomocí čtyřiceti šroubů M30, které jsou rovnoměrně rozmístěny po obvodu otočeného ústrojí. Každý ze šroubů je nahrazen zjednodušením z důvodu problematiky kontaktní úlohy.

Sítě vnějšího věnce ložiska a spodní stavby jsou odděleny, aby byla zjištěna maximální síla ve šroubech. Sítě jsou spojeny samotnou náhradou šroubového spoje a prvkem GAP, zobrazeno na obrázku 5.4. Samotný šroub je nahrazen prvkem Beam, který je v horní části připojen ke vnějšímu věnci ložiska prvkem Rigit a ve spodní části je připojen ke spodní stavbě stroje. Prvek Beam má nahoře i dole zamezen pohyb v ose X a Z, aby byly zjištěny maximální síly ve šroubovém spoji.

Prvek Beam má přiřazené rozměry použitého šroubu (Beam options), a také sílu předpětí (Beam data - preload), která má hodnotu  $F_p = 302,3 \text{ kN}$ .

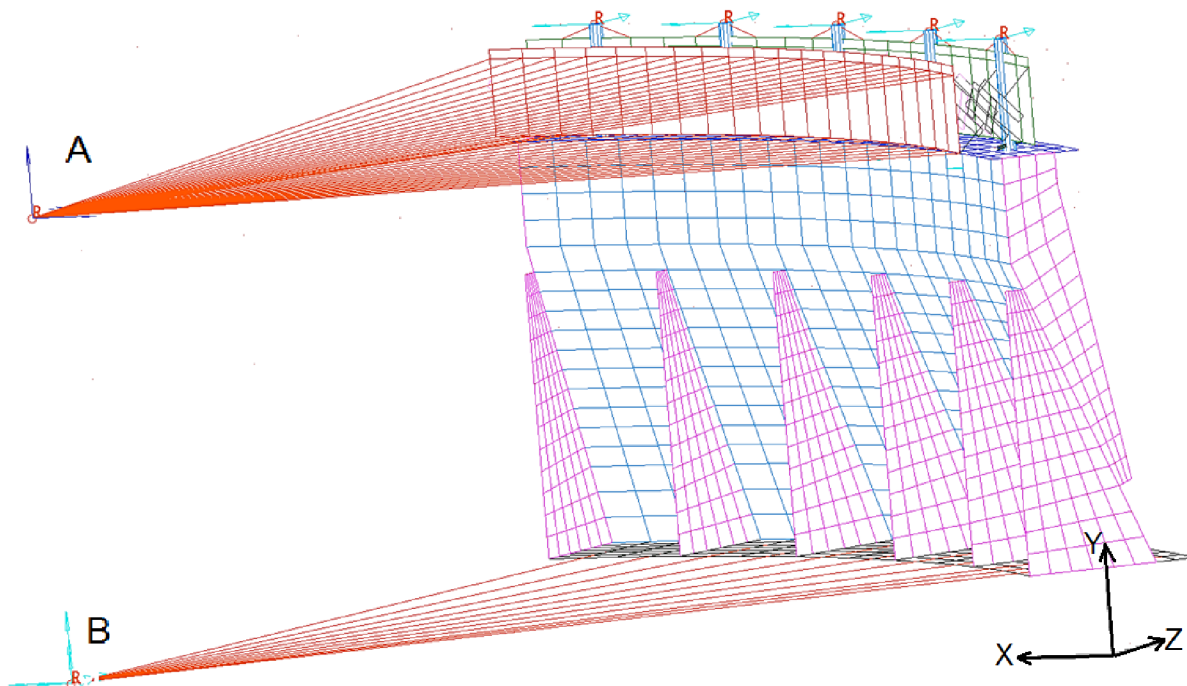


Obr. 5.4 Náhrada šroubového spoje

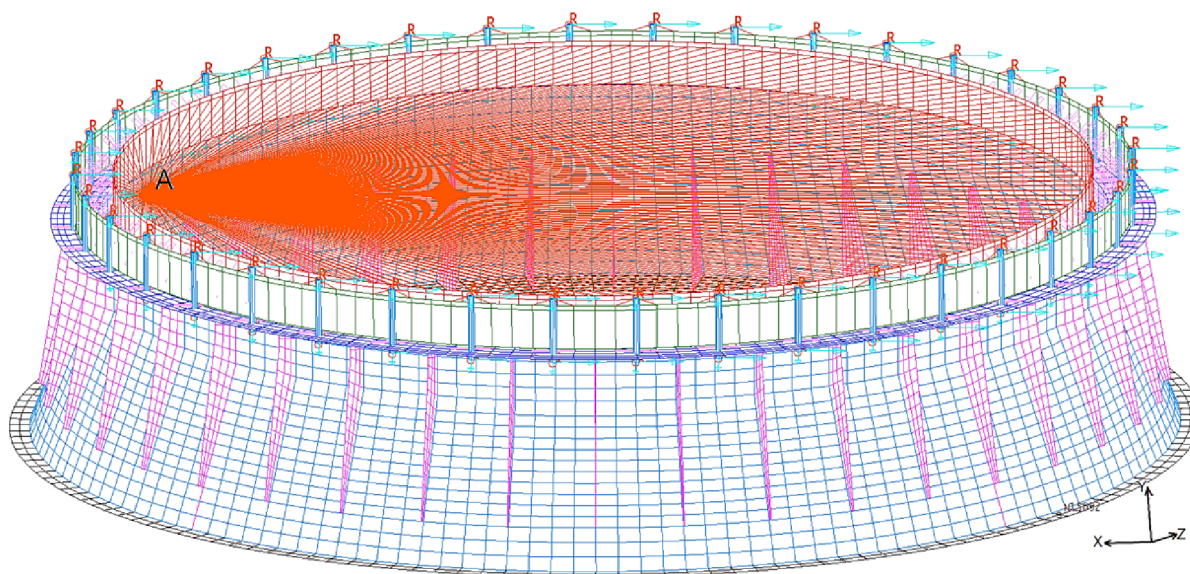


#### 5.1.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Spodní část pro výpočet předpokládáme dostatečně tuhou, a proto je síť základní desky spojena se středem **B** prvku Rigid, kde jsou zachyceny veškeré posuvy i rotace. Zátěž je přenášeno z bodu **A** prvky Rigid do vnitřního věnce ložiska, následně do ostatních částí výpočtového modelu a především do šroubů. Bod **A** leží na klopné hraně stroje. Hodnoty zátěžových stavů jsou uvedeny v kapitole 3.1.3. Okrajové podmínky jsou zobrazeny na obrázku 5.5, kde je pro přehlednost zobrazena pouze osmina výpočtového modelu. Celý model je zobrazen na obrázku 5.6.



Obr. 5.5 Okrajové podmínky (osmina modelu)



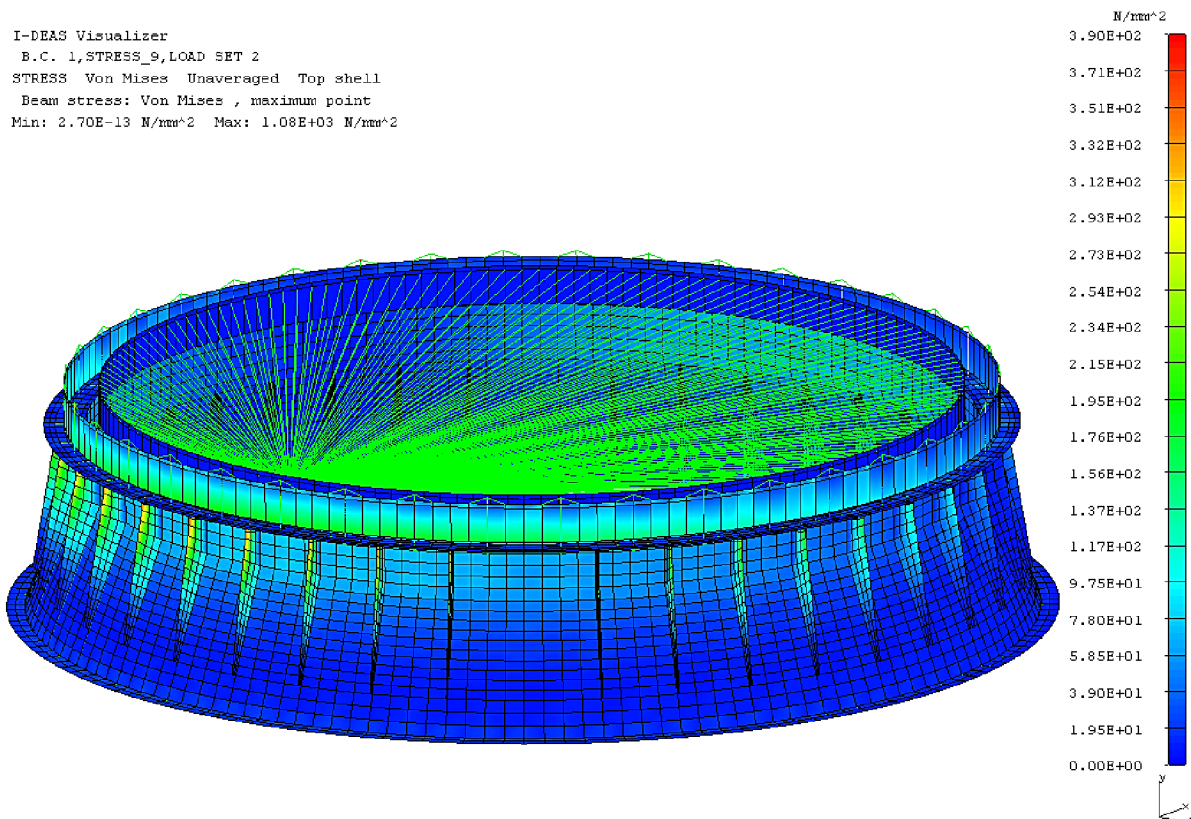
Obr. 5.6 Výpočtový model



## 5.2 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU

Výpočtový model obsahuje síť (Mesh) s nadefinovanými parametry, okrajové podmínky a zatížení pro podstoupení výpočtu. Pro každý zátěžový stav je nastaven Load Set se stejným pořadovým číslem.

Na obrázku 5.7 je zobrazen výsledek zátěžového stavu č. 2, náhrada šroubového spojení zde zřetelná. Proto byl oddělen výsledek samotných šroubových spojů a výsledky pro jednotlivé zátěžové stavy jsou uvedeny samostatně.



Obr. 5.7 Výsledek zátěžového stavu č. 2

U každého zátěžového stavu je uvedena hodnota bezpečnosti  $S_{F1}$  vzhledem k jmenovité mezi kluzu. Pro šrouby třídy pevnosti 12.9 je jmenovitá mez kluzu  $R_{ES} = 1080 \text{ MPa}$  dle [4]. Požadovaným výsledkem je bezpečnost vyšší nebo rovna jedné.

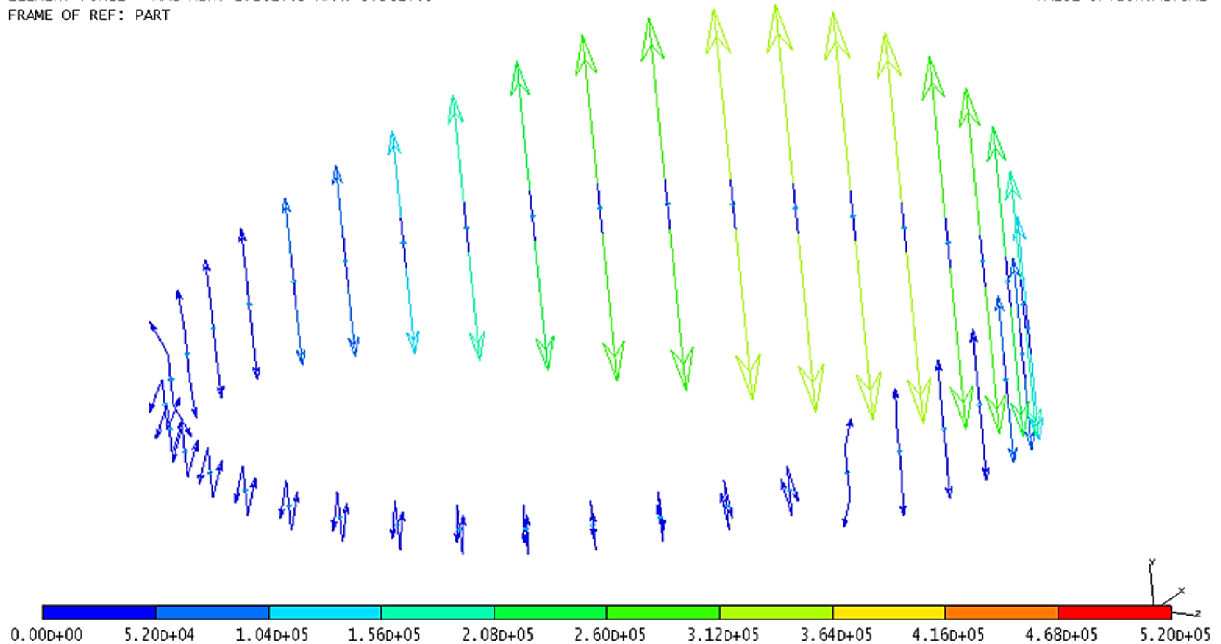




### 5.2.1 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 1

RESULTS: 15- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_15,LOAD SET 1  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.26E+03 MAX: 3.36E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



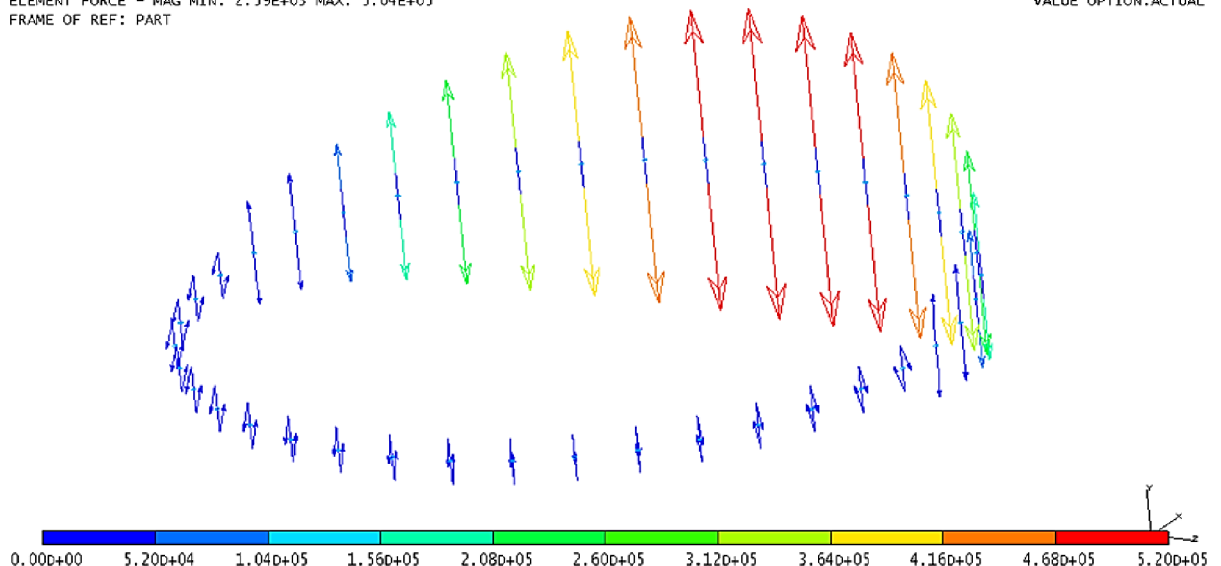
Obr. 5.8 Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 1

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 1, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $3,36 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 741 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F1} = 1,46 \rightarrow$  Vyhovuje

### 5.2.2 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 2

RESULTS: 16- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_16,LOAD SET 2  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.59E+03 MAX: 5.04E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



Obr. 5.9 Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 2

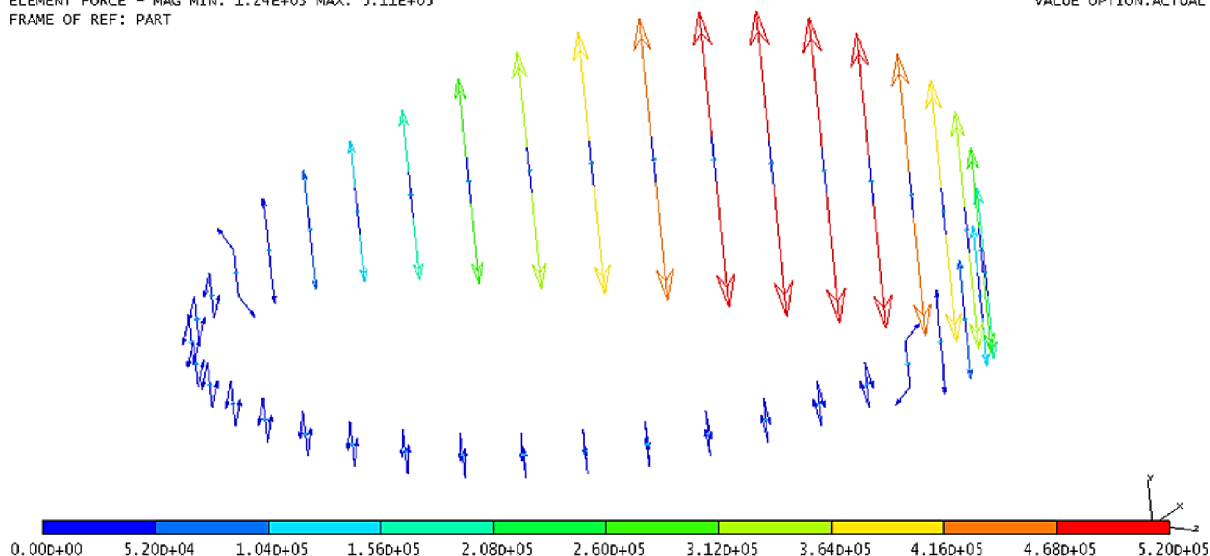
**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 2, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $5,04 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 1083 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F1} = 0,99 \rightarrow$  Nevyhovuje



### 5.2.3 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 3

RESULTS: 17- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_17,LOAD SET 3  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 1.24E+03 MAX: 5.11E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



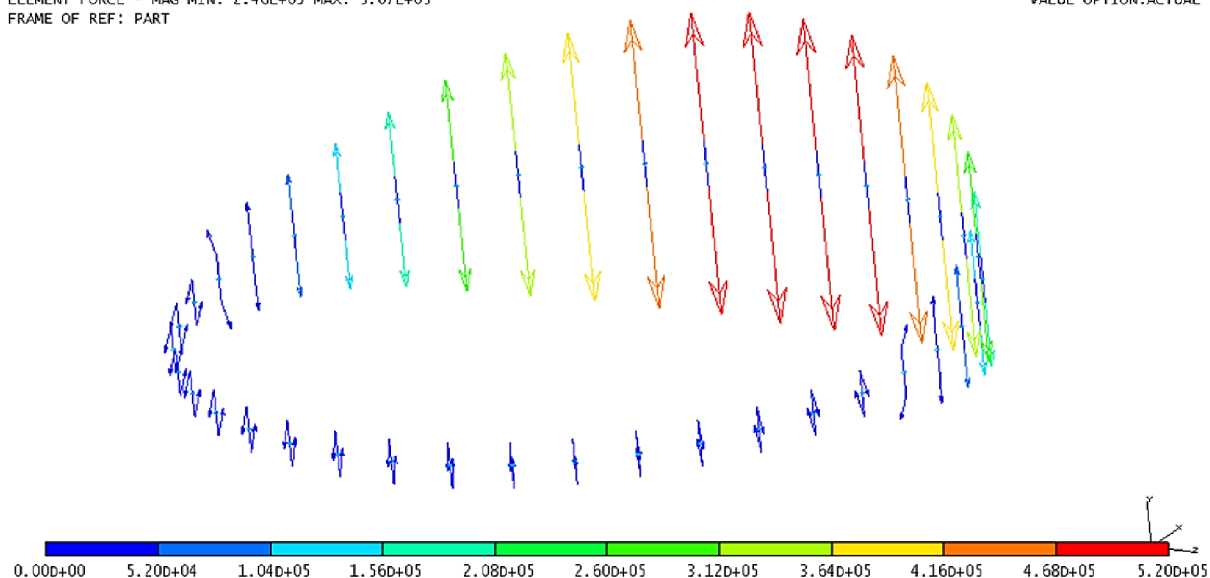
Obr. 5.10 Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 3

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 3, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $5,11 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 1082 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F1} = 0,99 \rightarrow$  Nevyhovuje

### 5.2.4 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 4

RESULTS: 18- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_18,LOAD SET 4  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.46E+03 MAX: 5.07E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



Obr. 5.11 Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 4

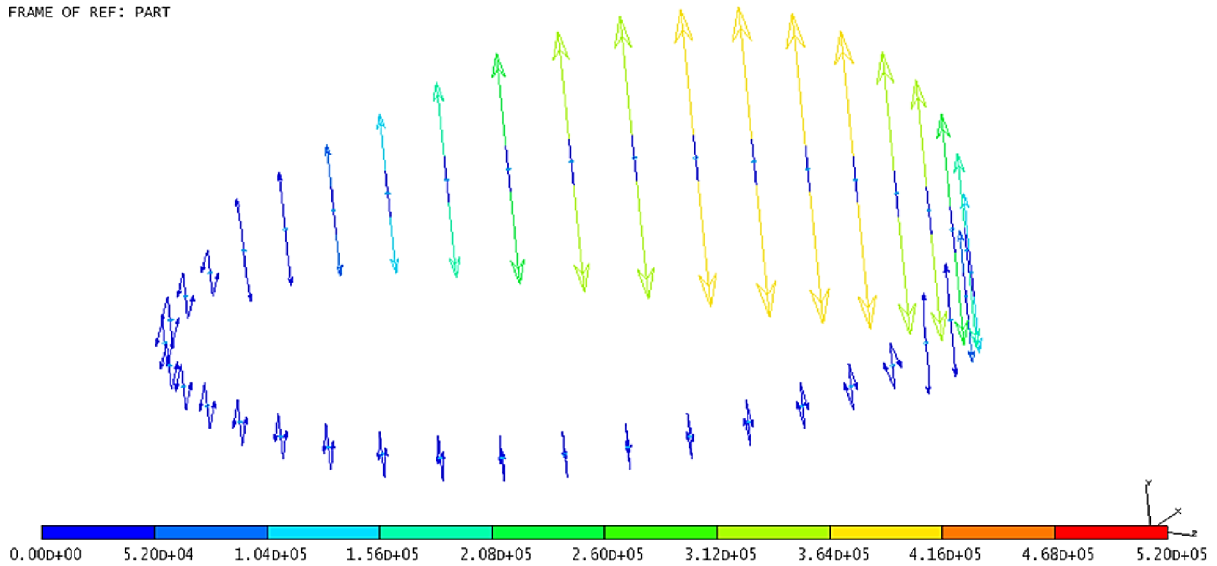
**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 4, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $5,07 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 1066 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F1} = 1,01 \rightarrow$  Vyhovuje



### 5.2.5 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 5

RESULTS: 19- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_19,LOAD SET 5  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.54E+03 MAX: 4.15E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



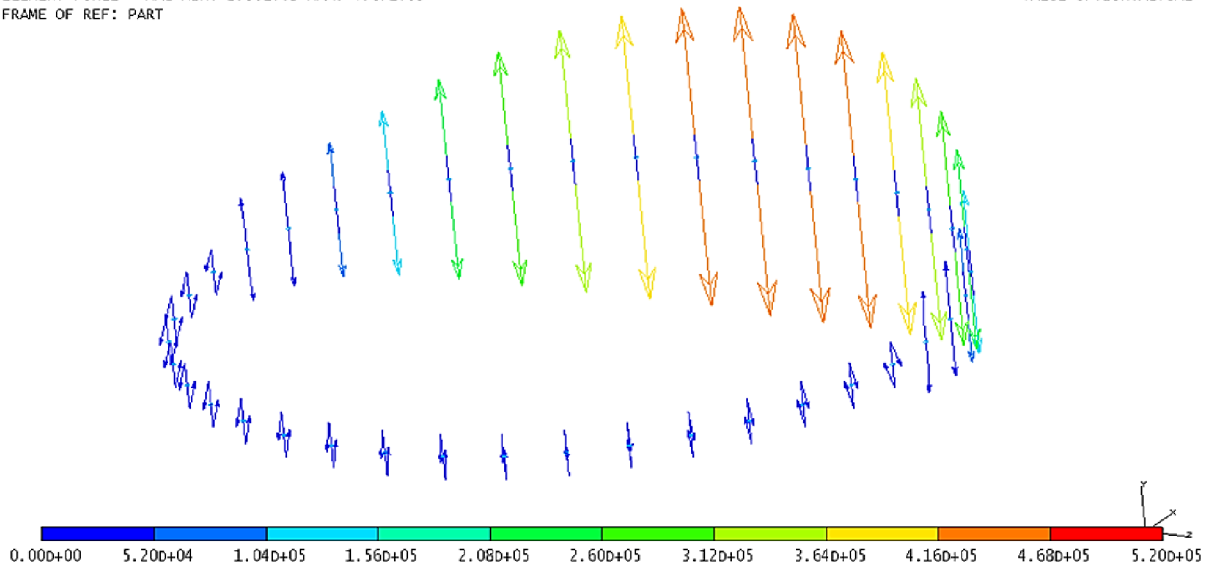
Obr. 5.12 Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 5

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 5, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $4,15 \cdot 10^5 \text{ N}$ , extrémní napětí: 915 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F1} = 1,18 \rightarrow$  Vyhovuje

### 5.2.6 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 6

RESULTS: 20- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_20,LOAD SET 6  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.50E+03 MAX: 4.67E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



Obr. 5.13 Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 6

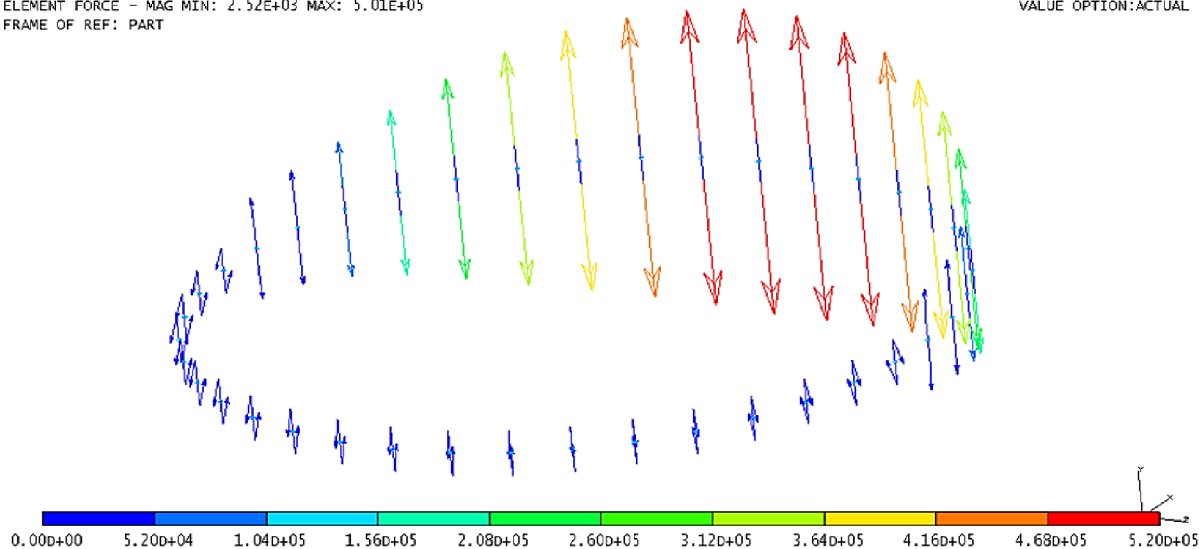
**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 6, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $4,67 \cdot 10^5 \text{ N}$ , extrémní napětí: 1020 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F1} = 1,05 \rightarrow$  Vyhovuje



### 5.2.7 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 7

RESULTS: 21- B.C. 1, ELEMENT FORCE\_21, LOAD SET 7  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.52E+03 MAX: 5.01E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION: ACTUAL



Obr. 5.14 Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 7

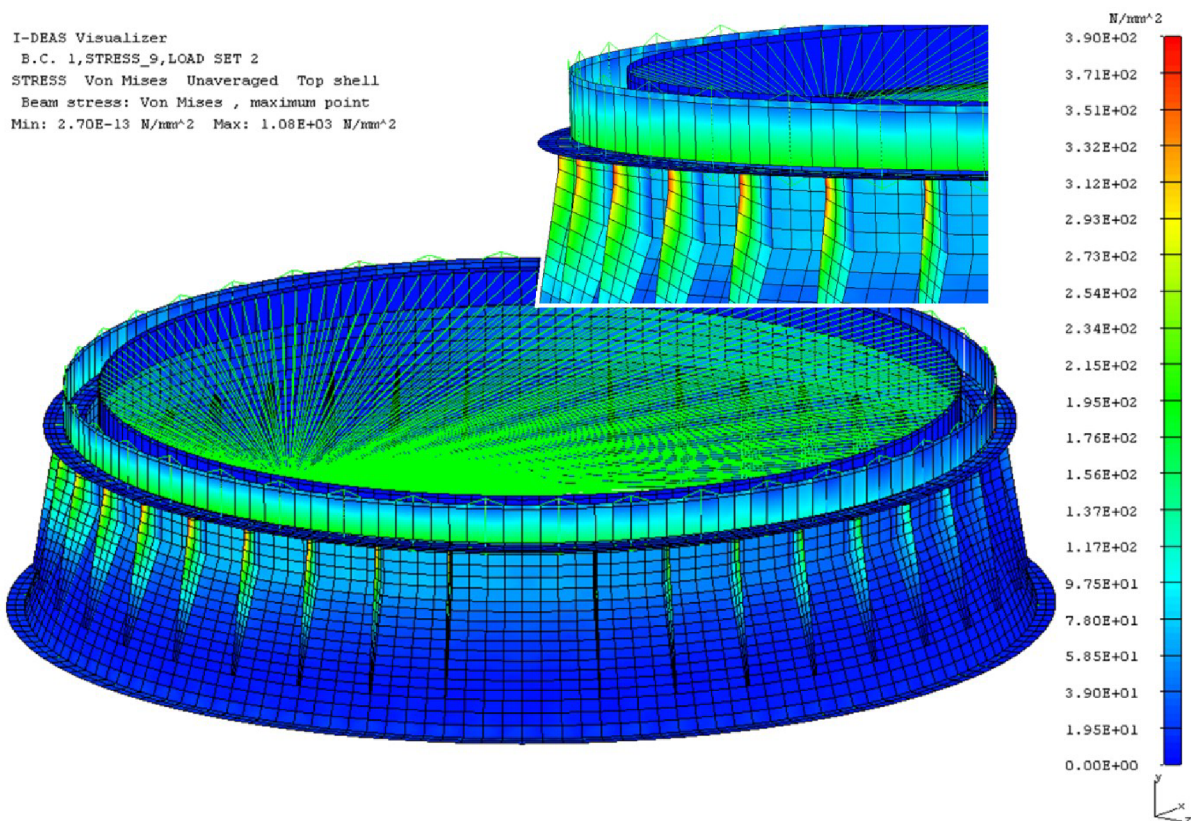
**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 7, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $5,01 \cdot 10^5$  N, extrémní napětí: 1085 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F1} = 0,99 \rightarrow$  Nevyhovuje



### 5.3 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Výsledky ukazují, že šrouby s nejvyšším napětím jsou v úzké úseči, která je nejvzdálenější od klopné hrany stroje. To znamená, že většina zatížení může být přenášena nízkým počtem šroubů.

Z výsledků skořepinového MKP modelu jednotlivých zátěžových stavů vyplývá, že při stavu č. 2, 3 a 7 šroubový spoj je na hranici použitelnosti, jelikož hodnoty extrémního napětí jsou vyšší než jmenovitá mez kluzu, takže výsledná bezpečnost je menší než jedna. Výsledné napětí na spodní stavbě je zobrazeno na obrázku 5.15, kde lze pozorovat vysoké zatížení na vnější žebra. Tato skutečnost se dá kompenzovat změnou tvaru samotného žebra, aby se napětí nekumulovalo v malé oblasti, jak tomu je na obrázku.



Obr. 5.15 Napětí na vnějších žebrech - zátěžový stav č. 2

**Popis:** napětí na vnějších žebrech při zatěžovacím stavu č. 2, legenda: 0 – 390 MPa, nedeformovaný, extrémní napětí: 1083 MPa



## 6 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ZMĚN

V této kapitole je pojednáno o možných konstrukčních změnách, které lze provést při stávajících rozměrech spodní stavby a velkopřůměrového ložiska se zkříženými válečky. Pro změnu šroubového spoje se dá vycházet ze dvou směrů, jedním je navýšení počtu šroubů a druhým směrem je použití šroubů s vyšší třídou pevnosti.

Další konstrukční změna se týká tvaru vnějších žebër za účelem rozložení napětí do celého žebra a eliminace vysokého lokálního zatížení.

### 6.1 ZMĚNA POČTU ŠROUBŮ

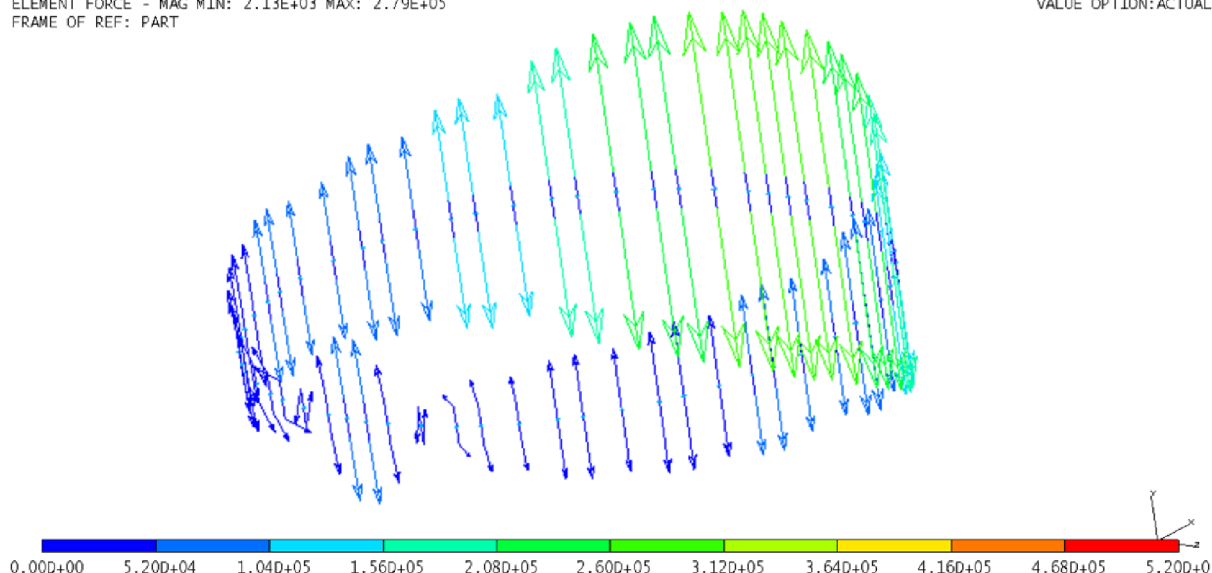
Pro tuto konstrukční změnu je zvolena varianta s navýšením počtů šroubu o nižší třídě pevnosti. Namísto stávajících čtyřiceti šroubů M30 a třídě pevnosti 12.9 je použito šedesát šroubů o třídě pevnosti 10.9. Další změnou je rozmístění šroubu po obvodu otoče, u stávajícího řešení jsou šrouby rozmístěny v rovnoměrných rozestupech. Kriticky namáhanou oblastí je úzká úseč otoče, která leží nejvzdáleněji od klopné hrany stroje. Rozmístění šroubů je zobrazeno v příloze č. 5. Počet šroubů a jejich rozmístění je voleno tak, aby v nejvíce namáhané oblasti byl počet šroubů navýšen a také, aby byly zachovány stávající rozměry a rozmístění vnější i vnitřních žebër.

U každého zátěžového stavu je uvedena hodnota bezpečnosti  $S_{F2}$  vzhledem k jmenovité mezi kluzu. Pro šrouby třídy pevnosti 10.9 je jmenovitá mez kluzu  $R_{ES2} = 900 \text{ MPa}$  dle [6]. Požadovaným výsledkem je bezpečnost vyšší nebo rovna jedné.

#### 6.1.1 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 1

RESULTS: 15- B.C. 1, ELEMENT FORCE\_15, LOAD SET 1  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.13E+03 MAX: 2.79E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION: ACTUAL



Obr. 6.1 Změna počtu šroubů - Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 1

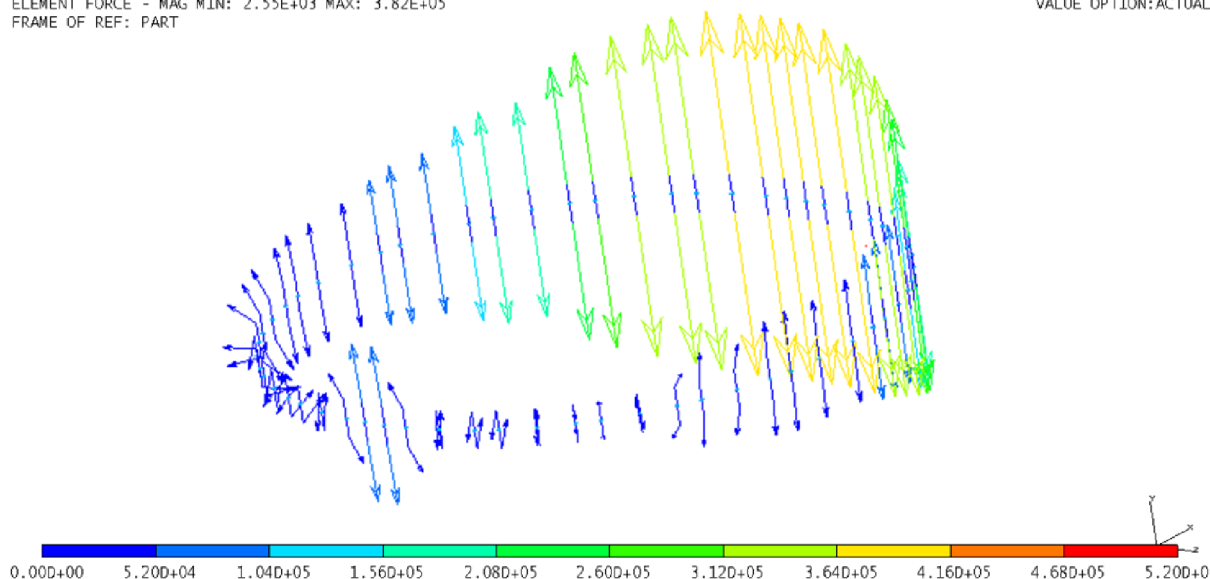
**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 1, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $2,79 \cdot 10^5 \text{ N}$ , extrémní napětí: 535 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F2} = 1,68 \rightarrow$  Vyhovuje



### 6.1.2 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 2

RESULTS: 16- B.C. 1, ELEMENT FORCE\_16, LOAD SET 2  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.55E+03 MAX: 3.82E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION: ACTUAL



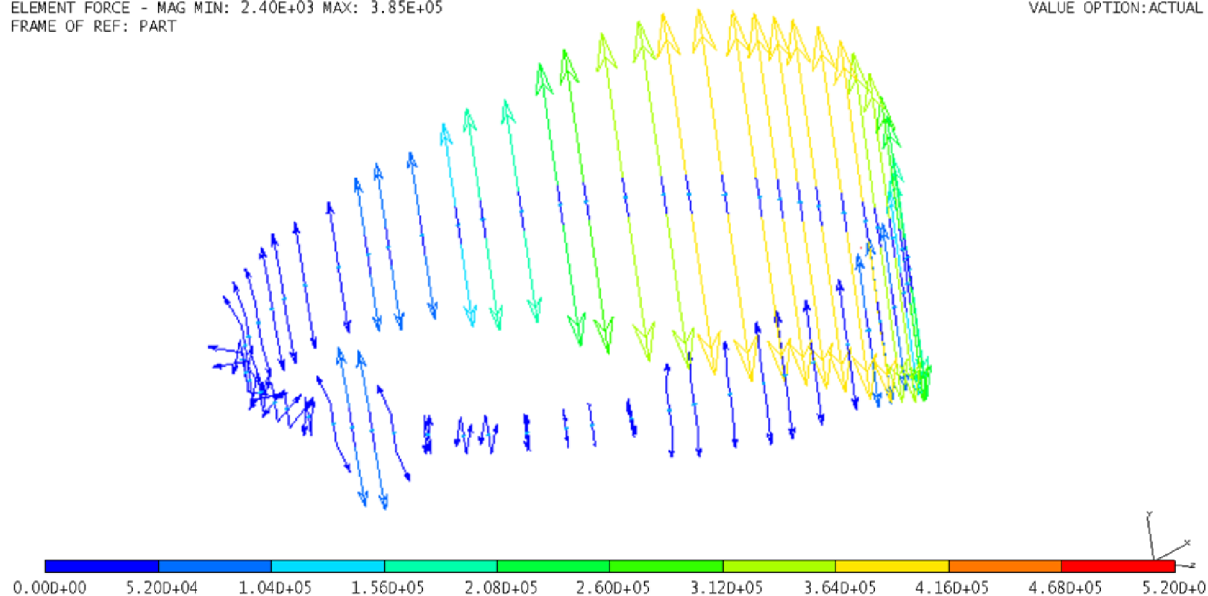
Obr. 6.2 Změna počtu šroubů - Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 2

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 2, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $3,82 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 729 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F2} = 1,23 \rightarrow$  Vyhovuje

### 6.1.3 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č.3

RESULTS: 17- B.C. 1, ELEMENT FORCE\_17, LOAD SET 3  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.40E+03 MAX: 3.85E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION: ACTUAL



Obr. 6.3 Změna počtu šroubů - Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 3

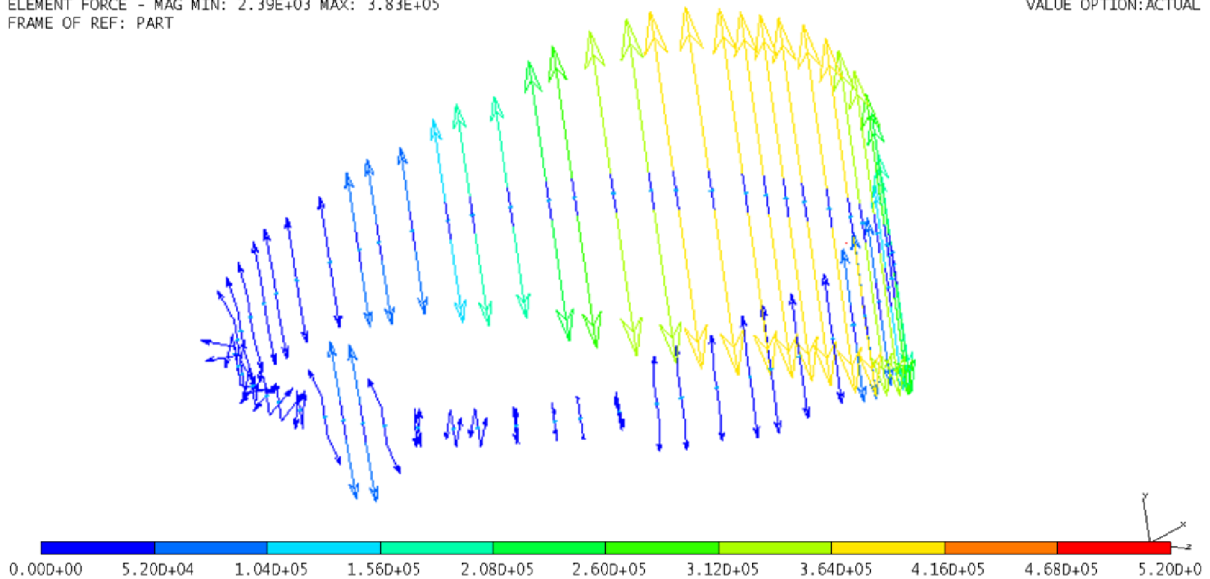
**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 3, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $3,85 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 719 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F2} = 1,25 \rightarrow$  Vyhovuje



### 6.1.4 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 4

RESULTS: 18- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_18,LOAD SET 4  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.39E+03 MAX: 3.83E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



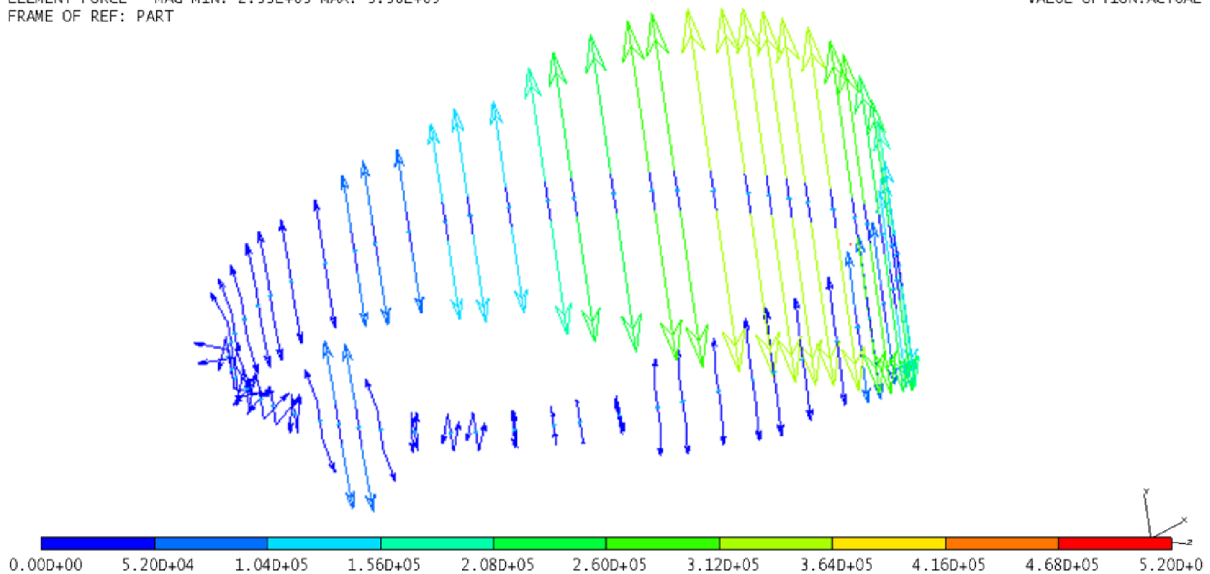
Obr. 6.4 Změna počtu šroubů - Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 4

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 4, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $3,83 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 711 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F2} = 1,27 \rightarrow$  Vyhovuje

### 6.1.5 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 5

RESULTS: 19- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_19,LOAD SET 5  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.33E+03 MAX: 3.30E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



Obr. 6.5 Změna počtu šroubů - Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 5

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 5, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $3,30 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 644 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F2} = 1,40 \rightarrow$  Vyhovuje

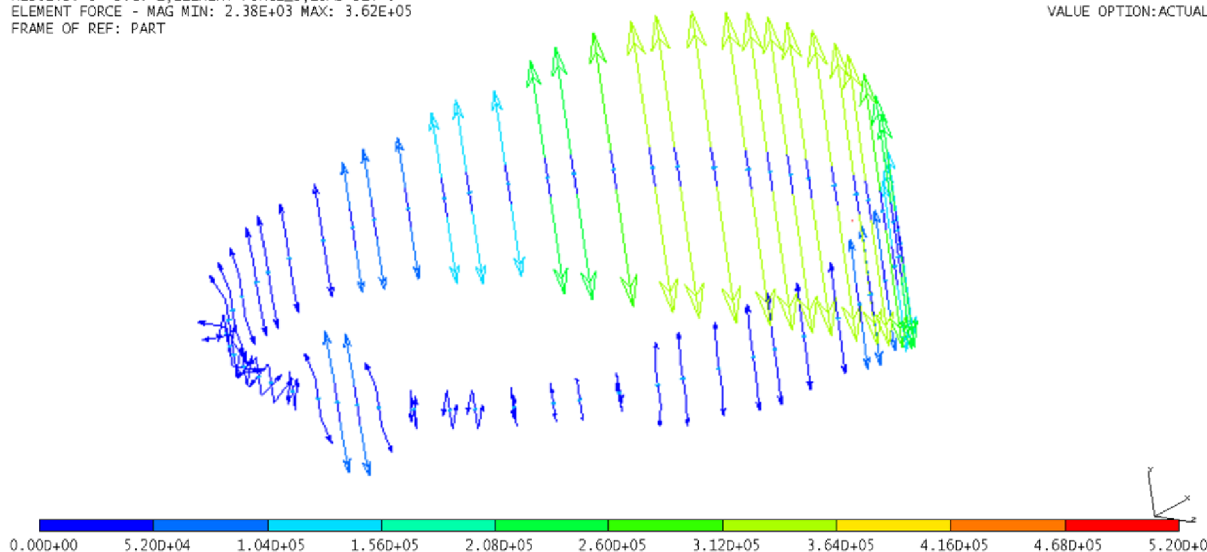




### 6.1.6 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 6

RESULTS: 3- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_3,LOAD SET 6  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.38E+03 MAX: 3.62E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



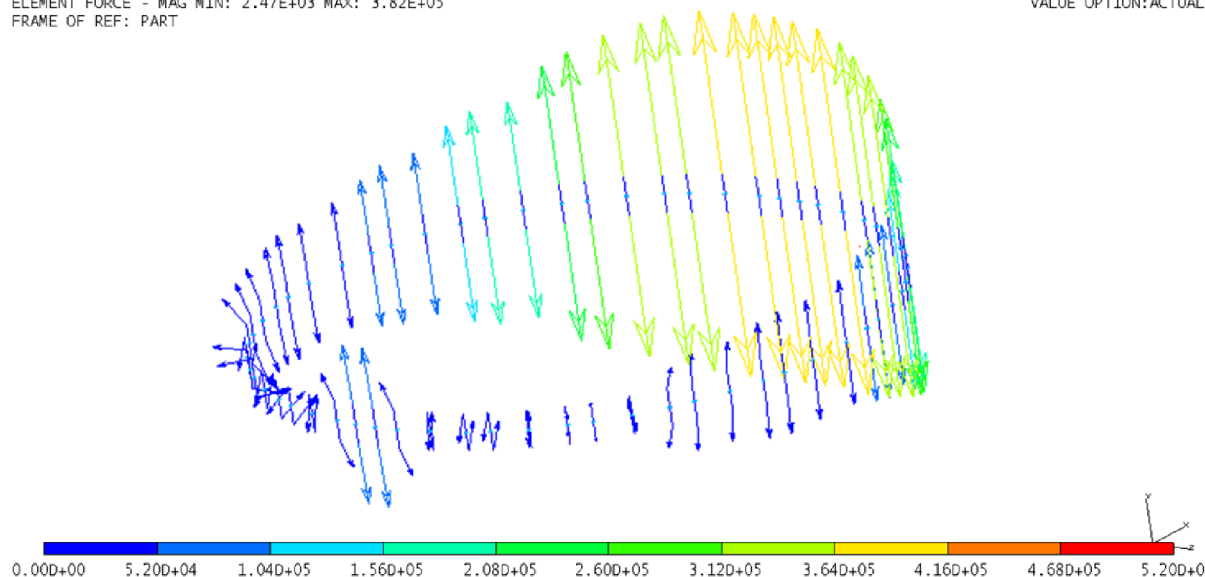
Obr. 6.6 Změna počtu šroubů - Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 6

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 6, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $3,62 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 704 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F2} = 1,28 \rightarrow$  Vyhovuje

### 6.1.7 ZÁTĚŽOVÝ STAV Č. 7

RESULTS: 21- B.C. 1,ELEMENT FORCE\_21,LOAD SET 7  
ELEMENT FORCE - MAG MIN: 2.47E+03 MAX: 3.82E+05  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL



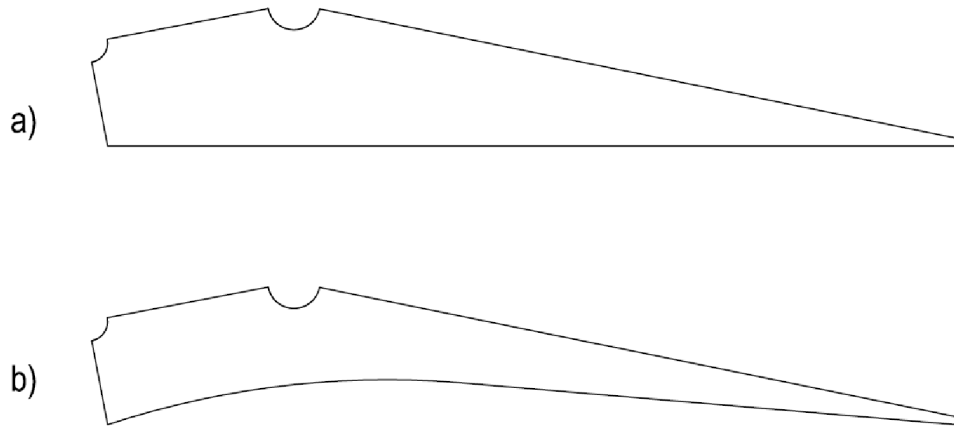
Obr. 6.7 Změna počtu šroubů - Síly působící na šrouby - zátěžový stav č. 7

**Popis:** zobrazení zatížení šroubů při zatěžovacím stavu č. 7, legenda: 0 – 520 kN, nedeformovaný, maximální síla na šroub:  $3,82 \cdot 10^5 N$ , extrémní napětí: 734 MPa, hodnota Bezpečnosti  $S_{F2} = 1,23 \rightarrow$  Vyhovuje



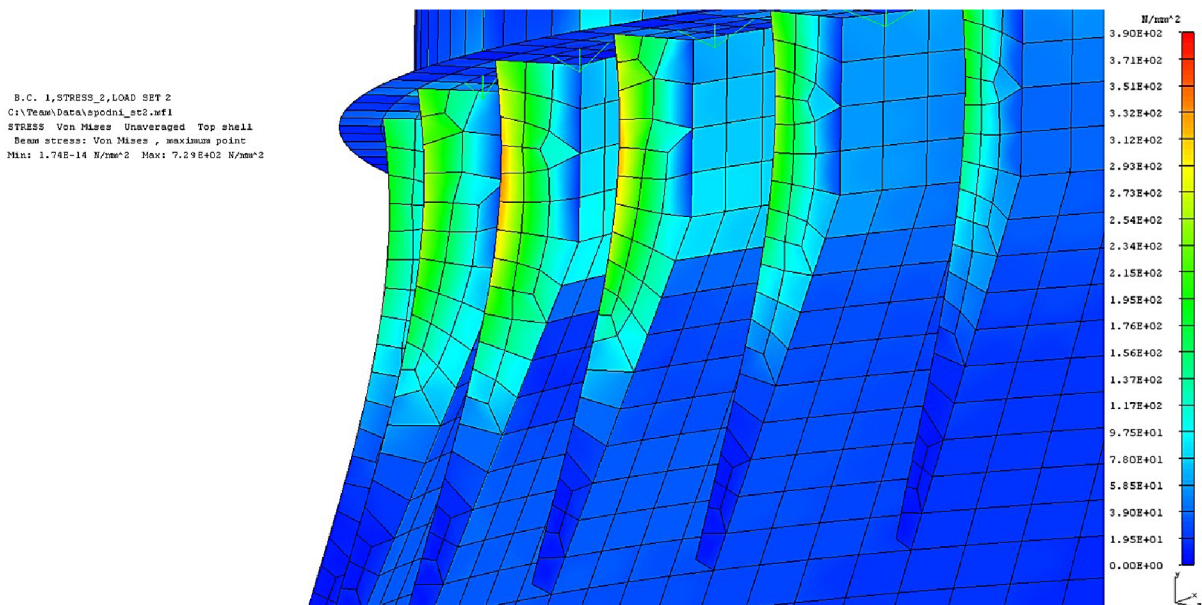
## 6.2 ZMĚNA TVARU VNĚJŠÍCH ŽEBER

Další možnou konstrukční změnou je změna tvaru vnějšího výztužného žebra. Na tomto žebře vniká vysoké napětí, které se kumuluje v úzké oblasti žebra (Obr. 5.15). Při změně tvaru žebra je možno dosáhnou rozšíření této oblasti, a tím také snížit maximální napětí v součásti.



Obr. 6.8 a) Stávající tvar vnějšího žebra  
b) Navrhovaná změna tvaru vnějšího žebra

Samotná změna spočívá v provedení výřezu na vnější hraně žebra, která je zobrazena na obrázku 6.8. Výsledné napětí po změně tvaru vnějšího žebra je na obrázku 6.9, kde je zřetelné zvětšení zatížené oblasti, a také snížení maximálního napětí na součásti.



Obr. 6.9 Napětí na vnějších žebrech po změně tvaru - zátěžový stav č. 2

**Popis:** napětí na vnějších žebrech po změně tvaru při zatěžovacím stavu č. 2, legenda: 0 – 390 MPa, nedeformovaný, extrémní napětí: 729 MPa



## ZÁVĚR

Tématem této diplomové práce je analýza návrhu šroubového přípoje otočné desky kolesového skládkového stroje z produkce firmy Vítkovice Gearworks a.s. Konkrétně jde o analýzu předepjatého šroubového spoje, spojujícího ložisko otoče se spodní stavbou skládkového stroje.

V teoretické části je pojednáno o jednotlivých druzích otáčivých ústrojí zemních strojů, jsou popsány jejich vlastnosti, konstrukční uspořádání, a také pro jaké typy zemních strojů se používají. Následující část je věnována popisu konstrukčního návrhu strojního zařízení s popisem, rozměry a použitým materiálem jednotlivých částí uvažovaného šroubového spoje. Uveden je také rozbor použitého ložiska se zkříženými válečky a schématicky je zobrazen přenos sil při zatížení ložiska jednotlivými druhy zatížení, což je důležité pro následnou tvorbu výpočtového modelu. V závěru této části je popsán zvolený způsob vyvození předpětí ve šroubovém spoji – Hydrocam bolt tensioners, který vyvodí předpětí s vysokou přesností a zároveň nezpůsobuje kroutící moment.

Analytická kontrola obsahuje dvě hlavní části, první zohledňuje německý předpis VDI 2230 a druhá část se řídí dle normy ČSN EN 1993-1-8. Pro řešení diplomové práce je na požadavek Vítkovice Gearworks a.s. zadáno sedm provozních stavů, které jsou považovány za extrémní a zohledňují rozsah výložníku při rotaci. Společným krokem je výpočet maximálních provozních sil v axiálním i radiálním směru. První část dle VDI 2230 zohledňuje tuhost šroubu, tuhost i tvar spojovaných součástí, polohu provozní síly působící mimo těžiště dotykové plochy spojovaných částí a změny vlivem předpětí. Druhá část dle ČSN EN 1993-1-8 postupuje určením kategorie spoje, zvolena je kategorie E, kde je kontrolována únosnost v tahu a únosnost v protlačení. Dále je kontrolována únosnost v prokluzu z důvodu porovnání výsledků obou norem. Výsledkem analytické kontroly obou přístupů jsou hodnoty bezpečnosti. Při použití stejných vstupních parametrů lze konstatovat, že podle normy ČSN EN 1993-1-8 jsou výsledné hodnoty bezpečnosti nižší oproti německému předpisu VDI 2230. Dále lze konstatovat, že použitý šroubový spoj je podle ČSN EN 1993-1-8 na hranici použitelnosti, protože většina výsledných hodnot bezpečnosti u provozních stavů není vyšší než jedna. Pro rozhodnutí o použitelnosti je zapotřebí vzít v potaz jak často zátěžové stavy nastávají a také jak dlouho trvají. Podle německého předpisu VDI 2230 šroubový spoj vyhovuje s minimální požadovanou bezpečností.

Další část je provedení pevnostní analýzy, zhotovení skořepinového MKP modelu s náhradami jednotlivých celků. Analýza je provedena v programu NX I-deas pro všechny zadané provozní stavy stroje. Výsledkem je zobrazení sil působících na samotné šrouby pro jednotlivé provozní stavy. Síly znázorňují, že šrouby s nejvyšším napětím jsou v úzké úseči, která je nejvzdálenější od klopné hrany stroje. Toto znamená, že většina zatížení může být přenášena nízkým počtem šroubů. U výsledků jsou uvedeny hodnoty bezpečnosti vycházející z MKP modelu a potvrzují výsledky analytické kontroly.



Poslední část diplomové práce je zaměřena na návrh konstrukčních změn spojení ložiska otočného ústrojí s ocelovou konstrukcí stroje. Navrhovanou změnou je použití vyššího počtu šroubů o nižší třídě pevnosti, a také změna tvaru vnějších žebírek spodní stavby. Změny jsou podrobeny pevnostní analýze a jejich výsledky jsou přijatelné. Pro navržené konstrukční změny jsou vytvořeny výkresy součástí a výkres sestavy spodní stavby stroje.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Podklady poskytnuté firmou Vítkovice Gearworks a. s.
- [2] FRIES, Jiří. *Zemní stroje: učební text : studijní materiály pro studijní obor Zemní, těžební a stavební stroje Fakulty strojní*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012, 1 CD-ROM. ISBN 978-80-248-2567-0.
- [3] SKF. *Slewing bearings*. [online]. [cit. 2015-12-02] Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/tcm:12-182061/Slewing%20bearing%20catalogue%20-%2006115\\_2\\_EN\\_tcm\\_12-182061.pdf](http://www.skf.com/binary/tcm:12-182061/Slewing%20bearing%20catalogue%20-%2006115_2_EN_tcm_12-182061.pdf)
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R; BUDYNAS, Richard G et al. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2014. 1159 s. ISBN 978-802-1426-290.
- [5] *VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*. 10/01. Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH, 2003.
- [6] *ČSN EN 1993-1-8 Eurokód 3 : Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013. Česká technická norma.
- [7] *Pneumatický utahovák. Nibtorque headquarters* [online]. Pennsylvania, 2016 [cit. 2016-02-02]. Dostupné z: <http://www.nibtorque.com/id28.html>
- [8] *Hydraulický utahovák Nibtorque headquarters* [online]. Pennsylvania, 2016 [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: <http://www.nibtorque.com/id27.html>
- [9] *Hydrocam bolt tensioners. SKF Group Headquarters* [online]. Göteborg, 2016 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/83-124616/PUB\\_MT-P2\\_10255\\_EN.pdf](http://www.skf.com/binary/83-124616/PUB_MT-P2_10255_EN.pdf)
- [10] *ČSN 27 7008: Navrhování ocelových konstrukcí rypadel, nakladačů a zakladačů*. Praha: Český normalizační institut, 2007.
- [11] *FSv ČVUT* [online]. 2011 [cit. 2016-04-08]. FSv ČVUT. Dostupné z WWW: <http://people.fsv.cvut.cz/~pkabele/YNAK/YNAK-pr03.pdf>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A_{BT}$	$[mm^2]$	plocha kontaktu s otvorem pro šroub
$A_D$	$[mm^2]$	plocha kontaktu bez otvoru pro šroub
$A_{d3}$	$[mm^2]$	minimální plocha závitu
$A_n$	$[mm^2]$	plocha průřezu části dřívku bez závitu
$A_S$	$[mm^2]$	výpočtová plocha průřezu šroubu
$B_{p,Rd}$	$[N]$	únosnost v protlačení
$C$	$[-]$	tuhostní konstanta
$C_t$	$[mm]$	šířka plochy v kontaktu
$D$	$[mm]$	vnější průměr vnějšího věnce ložiska
$D_1$	$[mm]$	vnitřní průměr vnějšího věnce ložiska
$D'_A$	$[mm]$	maximální průměr spojovaných součástí od osy šroubu
$E$	$[GPa]$	modul pružnosti v tahu
$E_S$	$[GPa]$	modul pružnosti v tahu šroubu
$E_{P1}$	$[GPa]$	modul pružnosti v tahu šroubu materiálu 42CrMo4
$E_{P2}$	$[GPa]$	modul pružnosti v tahu šroubu materiálu S355J0
$F$	$[N]$	síla při zatěžování
$F_{1max}$	$[N]$	maximální axiální provozní síly od klopného momentu
$F_{Ai}$	$[N]$	axiální síla jednotlivých provozních stavů
$F_{AA}$	$[N]$	max. axiální provozní síla od axiálního zatížení v jednom šroubu
$F_{A2}$	$[N]$	celková axiální síla při provozním stavu 2
$F_{Amax}$	$[N]$	maximální axiální síla v jednom šroubu
$F_{KQ}$	$[N]$	minimální svěrné zatížení pro přenos zatížení
$F_{KR}$	$[N]$	zbytkové svěrné zatížení
$F_{kerf}$	$[N]$	síla sevření
$F_{Mmin}$	$[N]$	minimální montážní předpětí
$F_{Mmax}$	$[N]$	maximální montážní předpětí
$F_i$	$[N]$	síla potřebná k vyvození předpětí
$F_p$	$[N]$	síla předpětí
$F_{Pmax}$	$[N]$	radiální síla na plochu kontaktu
$F_{R2}$	$[N]$	celková radiální síla při provozním stavu 2
$F_{Ri}$	$[N]$	radiální síla jednotlivých provozních stavů
$F_{Rmax}$	$[N]$	maximální radiální provozní síla v jednom šroubu



$F_{Smax}$	[N]	maximální axiální zatížení šroubu
$F_{s,Rd}$	[N]	únosnost v prokluzu
$F_{t,Ed}$	[N]	maximální axiální síla ve šroubu
$F_{t,Rd}$	[N]	únosnost v tahu
$F_Z$	[N]	ztráty předpětím
$H$	[mm]	celková výška ložiska
$H_1$	[mm]	výška vnějšího věnce ložiska
$H_2$	[mm]	výška vnitřního věnce ložiska
$I_3$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment v jádře závitu
$I_{Bers}^H$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment deformačního válce
$I_{Bers}^V$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment deformačního kužele
$I_{Bers}^{Ve}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment deformačního kužele k ose symetrie
$I_{Bers}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment otvoru pro šroub
$I_{BT}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment kontaktu součástí
$I_n$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment dřívku šroubu
$J_e$	[mm]	průměr roztečné kružnice děr ve vnějším věnci
$J_i$	[mm]	průměr roztečné kružnice děr ve vnitřním věnci
$K_e$	[mm]	průměr otvorů pro šrouby ve vnějším věnci
$K_i$	[mm]	průměr otvorů pro šrouby ve vnitřním věnci
$L_1$	[mm]	délka dřívku šroubu
$L_G$	[mm]	deformovaná délka závitu v záběru
$L_{Gem}$	[mm]	délku závitu v sevření
$L_H$	[mm]	délka deformačního válce
$L_k$	[mm]	svěrná délka
$L_M$	[mm]	deformovaná délka matice v záběru
$L_s$	[mm]	délka šroubu
$L_{SK}$	[mm]	délka deformování části hlavy šroubu
$L_V$	[mm]	délka deformačního kužele
$M_{Ki}$	[Nm]	klopný moment jednotlivých provozních stavů
$P$	[mm]	rozteč závitu
$P_r$	[N]	provozní síla
$R_a$	[mm]	vnější poloměr plochy v kontaktu
$R_{ES}$	[MPa]	jmenovitá mez kluzu šroubu



$R_{EP1}$	[MPa]	mez kluzu materiálu 42CrMo4
$R_{EP2}$	[MPa]	mez pevnosti materiálu 42CrMo4
$R_i$	[mm]	vzdálenost od klopné hrany
$R_{PS}$	[MPa]	jmenovitá meze pevnosti v tahu šroubu
$R_{PP1}$	[MPa]	mez kluzu materiálu S355J0
$R_{PP2}$	[MPa]	mez pevnosti materiálu S355J0
$R_{P0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu šroubu
$S_G$	[-]	bezpečnost šroubu vůči prokluzu
$S_F$	[-]	bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu
$S_{F1}$	[-]	hodnota bezpečnosti při provozním stavu č. 1
$S_{F2}$	[-]	hodnota bezpečnosti při provozním stavu č. 2
$S_{sym}$	[mm]	vzdálenost osy symetrie od osy šroubu
$a$	[mm]	vzdálenost provozní síly od osy symetrie
$a_A$	[-]	součinitel podle použitého typu utažení
$a_K$	[mm]	vzdálenost mezi hranou předepjaté oblasti a bodem $K_G$
$b$	[mm]	délka závitu
$d$	[mm]	velký průměr závitu šroubu
$d_h$	[mm]	průměr otvorů pro šrouby
$d_L$	[mm]	vnitřní průměr vnitřního věnce ložiska
$d_m$	[mm]	střední průměr ložiska
$d_{m1}$	[mm]	menší hodnota opsané a vepsané do šestihranu hlavy šroubu nebo matice
$d_W$	[mm]	vnější průměr dosedací plochy šroubu
$d_1$	[mm]	vnější průměr vnitřního věnce ložiska
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$d_3$	[mm]	průměr jádra závitu
$e$	[mm]	vzdálenost roztečné kružnice otvoru k hraně plochy v kontaktu
$f_u$	[MPa]	jmenovitá mez pevnosti spojovaných součástí
$f_{ub}$	[MPa]	jmenovitá mez pevnosti
$f_{V1}$	[mm]	posunutí dosedací plochy šroubu V1
$f_{V2}$	[mm]	posunutí dosedací plochy šroubu V2
$f_{VK1}$	[mm]	posunutí bodu K1
$f_{VK2}$	[mm]	posunutí bodu K2





$f_{yb}$	[MPa]	jmenovitá mez kluzu
$f_z$	[ $\mu\text{m}$ ]	celková hodnota velikosti vtisknutí
$f_1$	[ $\mu\text{m}$ ]	hodnota velikosti vtisknutí závitu
$f_2$	[ $\mu\text{m}$ ]	hodnota velikosti vtisknutí hlavy šroubu a matice
$f_3$	[ $\mu\text{m}$ ]	hodnota velikosti vtisknutí součástí
$h_{min}$	[mm]	minimální délka spojovaných součástí
$k$	[ $\text{mmN}^{-1}$ ]	tuhost
$k_b$	[ $\text{mmN}^{-1}$ ]	tuhost šroubu
$k_m$	[ $\text{mmN}^{-1}$ ]	tuhost spojovaných součástí
$k_p$	[–]	bezpečnost vůči vzniku plastické deformace
$k_s$	[–]	součinitel pro šrouby v obyčejných otvorech
$k_2$	[–]	součinitel pro šroub bez zapuštěné hlavy
$l_A$	[mm]	vzdálenost mezi bodem $K_G$ a místem působení provozní síly
$n$	[–]	zátěžový součinitel
$n_\xi$	[–]	počet šroubů
$n_p$	[–]	počet třecích ploch
$r_i$	[mm]	vnitřní poloměr plochy v kontaktu
$r_s$	[mm]	roztečná kružnice otvorů pro šrouby
$t$	[mm]	rozteč šroubů
$t_p$	[mm]	menší z tloušťek desek pod hlavou šroubu nebo maticí
$u$	[mm]	vzdálenost vnitřní hrany v kontaktu k osy symetrie
$w$	[–]	koeficient druhu šroubového spoje
$y$	[–]	poměr průměrů
$\alpha$	[°]	roztečný úhel otvorů pro šrouby
$\alpha_A$	[–]	součinitel druhu utažení
$\beta_G$	[ $\text{mm}^{-1}\text{N}^{-1}$ ]	ohybová tuhost závitu v záběru
$\beta_{Gem}$	[ $\text{mm}^{-1}\text{N}^{-1}$ ]	ohybová tuhost závitu v sevření
$\beta_{GM}$	[ $\text{mm}^{-1}\text{N}^{-1}$ ]	ohybová tuhost částí závitu v záběru
$\beta_M$	[ $\text{mm}^{-1}\text{N}^{-1}$ ]	ohybová tuhost matice v záběru
$\beta_L$	[–]	poměr délek
$\beta_S$	[ $\text{mm}^{-1}\text{N}^{-1}$ ]	celková ohybová tuhost šroubu
$\beta_{SK}$	[ $\text{mm}^{-1}\text{N}^{-1}$ ]	ohybová tuhost uvažované části hlavy šroubu
$\beta_1$	[ $\text{mm}^{-1}\text{N}^{-1}$ ]	ohybová tuhost dřívku šroubu



$\gamma_{M2}$	[-]	součinitel únosnosti šroubů
$\gamma_{M3}$	[-]	součinitel únosnosti v prokluzu
$\delta$	[mm]	deformace
$\delta_G$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost závitu v záběru
$\delta_{Gem}$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost závitu v sevření
$\delta_{GM}$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost částí závitu v záběru
$\delta_M$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost matice v záběru
$\delta_P$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost spojovaných součástí
$\delta_P^H$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost deformačního válce
$\delta_P^V$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost deformačního kužele
$\delta_P^*$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost spojovaných součástí u excentrického sevření
$\delta_P^{**}$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost spojovaných součástí u excentrického sevření a zatížení
$\delta_S$	[mmN <sup>-1</sup> ]	celková tuhost šroubu
$\delta_{SK}$	[mmN <sup>-1</sup> ]	tuhost uvažované části hlavy šroubu
$\delta_{VA}$	[mm]	axiální posunutí hlavy šroubu vlivem síly $F_A$
$\mu$	[-]	součinitel tření
$\sigma_{Smax}$	[MPa]	axiální napětí ve šroubu
$\Phi_{en}^*$	[-]	factor zatížení
$\varphi$	[°]	vrcholový úhel deformačního kužele



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Kombinovaný skládkový stroj .....	10
Obr. 2.1 Jednořadá kulová dráha .....	12
Obr. 2.2 Dvouřadá kulová dráha .....	13
Obr. 2.2 Dvouřadá kulová dráha .....	13
Obr. 2.3 Konstrukce velkopřůměrových ložisek otočí .....	14
Obr. 2.4 Ložisko otoče se zatíženým vnitřním kroužkem .....	15
Obr. 2.5 Málkladkový opěrný systém .....	15
Obr. 2.6 Kladkový věnec lopatového rypadla .....	16
Obr. 2.7 Kladkový věnec rypadla s vlečným korečkem .....	16
Obr. 3.1 Ložisko se zkříženými válečky .....	17
Obr. 3.2 Ložisko se zkříženými válečky .....	17
Obr. 3.3 Rozměry ložisko se zkříženými válečky .....	18
Obr. 3.4 Schématické zatížení ložiska se zkříženými válečky .....	19
Obr. 3.5 Záporné axiálního zatížení ložiska se zkříženými válečky .....	19
Obr. 3.6 Kladné axiálního zatížení ložiska se zkříženými válečky .....	19
Obr. 3.7 Radiální zatížení ložiska se zkříženými válečky .....	20
Obr. 3.8 Zatížení klopným momentem na ložisko se zkříženými válečky .....	20
Obr. 3.4 Spodní stavba – nárys .....	21
Obr. 3.5 Spodní stavba – řez .....	21
Obr. 3.5 Rozměry šroubového spoje .....	22
Obr. 3.6 Rozměry šroubového spoje .....	23
Obr. 3.7 Montážní a pracovní diagram předepjatého šroubového spoje .....	24
Obr. 3.8 Pneumatický utahovák .....	25
Obr. 3.8 Hydraulický utahovák .....	26
Obr. 3.9 Hydrocam bolt tensioners .....	27
Obr. 4.1 Vzdálenosti jednotlivých šroubů od klopné hrany stroje .....	29
Obr. 4.2 Svěrná délka šroubu .....	30
Obr. 4.3 Tuhost spojovaných součástí – náhrada komolými kužely .....	33
Obr. 4.4 a) tuhost spojovaných součástí – náhrada dle VDI 2230 .....	34
Obr. 4.4 b) výpočtový model spojovaných součástí .....	34
Obr. 4.5 tuhost spojovaných součástí – náhrada dle VDI 2230 .....	36
Obr. 4.6 Určení zátěžového součinitele z deformace předepjatého šroubového spoje .....	37
Obr. 4.7 a) Parametry určující zátěžový součinitel dle VDI 2230 .....	38
Obr. 4.7 b) zvolený typ spoje .....	38
Obr. 5.1 Náhrada ložiska se zkříženými válečky (osmina modelu) .....	44
Obr. 5.2 plošného prvku QUAD 4 .....	45
Obr. 5.3 Výpočtový model spodní stavby (osmina modelu) .....	45
Obr. 5.4 Náhrada šroubového spoje .....	46
Obr. 5.5 Okrajové podmínky (osmina modelu) .....	47
Obr. 5.6 Výpočtový model .....	47
Obr. 5.7 Výsledek zátěžového stavu č. 2 .....	48
Obr. 5.8 Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 1 .....	49



Obr. 5.9 Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 2 .....	49
Obr. 5.10 Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 3 .....	50
Obr. 5.11 Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 4 .....	50
Obr. 5.12 Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 5 .....	51
Obr. 5.13 Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 6 .....	51
Obr. 5.14 Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 7 .....	52
Obr. 5.15 Napětí na vnějších žebrech - zátěžový stav č. 2 .....	53
Obr. 6.1 Změna počtu šroubů - Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 1 .....	54
Obr. 6.2 Změna počtu šroubů - Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 2 .....	55
Obr. 6.3 Změna počtu šroubů - Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 3 .....	55
Obr. 6.4 Změna počtu šroubů - Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 4 .....	56
Obr. 6.5 Změna počtu šroubů - Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 5 .....	56
Obr. 6.6 Změna počtu šroubů - Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 6 .....	57
Obr. 6.7 Změna počtu šroubů - Síly působící na elementy Beam - zátěžový stav č. 7 .....	57
Obr. 6.8 a) stávající tvar vnějšího žebra .....	58
Obr. 6.8 b) navrhovaná změna tvaru vnějšího žebra .....	58
Obr. 6.9 Napětí na vnějších žebrech po změně tvaru - zátěžový stav č. 2 .....	58



## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Rozměry ložiska .....	18
Tab. 2 Zátěžové stavy .....	20
Tab. 3 Rozměry šroubového spoje .....	22
Tab. 4 Mechanické vlastnosti šroubů třídy pevnosti 12.9 .....	23
Tab. 5 Rozměry spojovaných součástí .....	23
Tab. 6 Mechanické vlastnosti materiálu spojovaných součástí .....	24
Tab. 7 Vzdálenosti jednotlivých šroubů od klopné hrany stroje .....	28
Tab. 8 Výsledné hodnoty bezpečnosti dle VDI 2230 .....	41
Tab. 9 Výsledné hodnoty kontrolovaných kritérií .....	43
Tab. 10 Hodnoty tloušťky jednotlivých částí .....	45



## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 - Tabulka hodnot zátěžového součinitele  $n$

Příloha č. 2 - Tabulka hodnot velikosti vtisknutí

Příloha č. 3 - Tabulka hodnot součinitele  $\alpha_A$  podle způsobu utažení

Příloha č. 4 - Tabulka součinitel statického tření  $\mu$

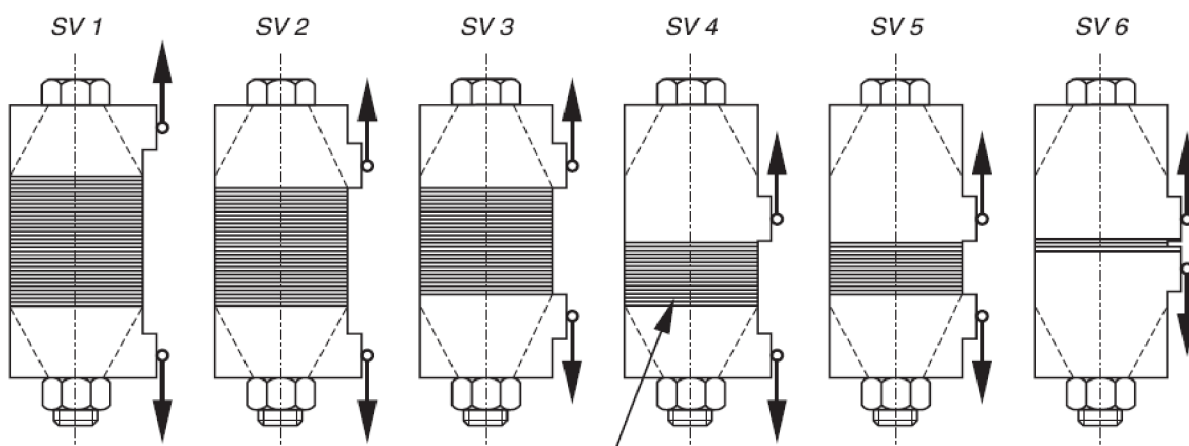
Příloha č. 5 - Navrhovaná změna rozmístění šroubů



## PŘÍLOHA Č. 1 - TABULKA HODNOT ZÁTĚŽOVÉHO SOUČINITELE $n$

Table 5.2/1. Load introduction factors  $n$  for joint types SV 1 to SV 6

$l_A/h$	0,00				0,10				0,20				≥ 0,30			
	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50
SV 1	0,70	0,55	0,30	0,13	0,52	0,41	0,22	0,10	0,34	0,28	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 2	0,57	0,46	0,30	0,13	0,44	0,36	0,21	0,10	0,30	0,25	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 3	0,44	0,37	0,26	0,12	0,35	0,30	0,20	0,09	0,26	0,23	0,15	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 4	0,42	0,34	0,25	0,12	0,33	0,27	0,16	0,08	0,23	0,19	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 5	0,30	0,25	0,22	0,10	0,24	0,21	0,15	0,07	0,19	0,17	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 6	0,15	0,14	0,14	0,07	0,13	0,12	0,10	0,06	0,11	0,11	0,09	0,06	0,10	0,10	0,08	0,03



*Gleichmäßig verspannter und konstruktiv sinnvoller Trennfugenbereich  
interfaces evenly clamped and appropriate from the design point of view*

## PŘÍLOHA Č. 2 - TABULKA HODNOT VELIKOSTI VTISKNUTÍ

Table 5.4/1. Guide values for amounts of embedding of bolts, nuts and compact clamped parts made of steel

Average roughness height	Loading	Guide values for amounts of embedding in $\mu\text{m}$		
		in the thread	per head or nut bearing area	per inner interface
$R_z$ according to DIN 4768	tension/compression	3	2,5	1,5
	shear	3	3	2
10 $\mu\text{m}$ up to < 40 $\mu\text{m}$	tension/compression	3	3	2
	shear	3	4,5	2,5
40 $\mu\text{m}$ up to < 160 $\mu\text{m}$	tension/compression	3	4	3
	shear	3	6,5	3,5



## PŘÍLOHA Č.

3 - TABULKA HODNOT SOUČINITELE  $\alpha_A$  PODLE ZPŮSOBU UTAŽENÍ

Tightening factor $\alpha_A$	Scatter $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mmin}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	Tightening technique	Adjusting technique	Remarks
1,05 to 1,2	$\pm 2\%$ to $\pm 10\%$	Elongation-controlled tightening with ultrasound	Echo time	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calibrating values necessary</li> <li>Allow for progressive increase in errors at <math>l_k/d &lt; 2</math></li> <li>Smaller errors with direct mechanical coupling, larger with indirect coupling</li> </ul>
1,1 to 1,5	$\pm 5\%$ to $\pm 20\%$	Mechanical elongation measurement	Adjustment via longitudinal measurement	<ul style="list-style-type: none"> <li>Exact determination of the axial elastic resilience of the bolt is necessary. The scatter depends substantially on the accuracy of the measuring technique.</li> <li>Allow for progressive increase in errors at <math>l_k/d &lt; 2</math></li> </ul>
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Yield-controlled tightening, motor or manually operated	Input of the relative torque/rotation-angle coefficient	The scatter in preload is substantially determined by the scatter in the bolt yield point. Here, the bolts are dimensioned for $F_{Mmin}$ ; a design of the bolts for $F_{Mmax}$ with the tightening factor $\alpha_A$ therefore does not apply to these tightening techniques.
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Angle-controlled tightening, motor or manually operated	Experimental determination of pre-tightening torque and angle of rotation (steps)	
1,2 to 1,6	$\pm 9\%$ to $\pm 23\%$	Hydraulic tightening	Adjustment via length or pressure measurement	<ul style="list-style-type: none"> <li>Lower values for long bolts (<math>l_k/d \geq 5</math>)</li> <li>Higher values for short bolts (<math>l_k/d \leq 2</math>)</li> </ul>
1,4 to 1,6	$\pm 17\%$ to $\pm 23\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Experimental determination of required tightening torques on the original bolting part, e.g. by measuring bolt elongation	<p>Lower values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>large number of calibration or check tests (e.g. 20) required; low scatter of the transmitted torque (e.g. <math>\pm 5\%</math>) necessary</li> </ul> <p>Lower values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>small angles of rotation, i.e. relatively stiff joints</li> <li>relatively soft mating surface<sup>1)</sup></li> <li>mating surfaces which are not inclined to "seize", e.g. phosphated or with sufficient lubrication</li> </ul>
1,6 to 2,0 (friction coefficient class B)	$\pm 23\%$ to $\pm 33\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Determination of the required tightening torque by estimating the friction coefficient (surface and lubricating conditions)	Lower values for:
1,7 to 2,5 (friction coefficient class A)	$\pm 26\%$ to $\pm 43\%$			Measuring torque wrenches with steady tightening and for precision tightening spindles
				Higher values for:
				Signaling or automatic tripping torque wrenches
2,5 to 4	$\pm 43\%$ to $\pm 60\%$	Tightening with impact wrench or impact wrench with momentum control	Calibration of the bolt by means of re-tightening torque, made up of the required tightening torque (for the estimated friction coefficient) and an additional factor	<p>Lower values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>large number of calibration tests (re-tightening torque)</li> <li>on the horizontal segment of the bolt characteristic</li> <li>momentum transfer free from play</li> </ul>



PŘÍLOHA Č. 4 - TABULKA SOUČINITEL STATICKÉHO TŘENÍ  $\mu$ 

Friction coefficient class	Range for $\mu_G$ and $\mu_K$	Selection of typical examples for			
		Material/surfaces	Lubricants		
A	0,04 to 0,10	metallically bright black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings	solid lubricants, such as MoS <sub>2</sub> , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; liquefied wax wax dispersions		
B	0,08 to 0,16	metallically bright black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings Al and Mg alloys	solid lubricants, such as MoS <sub>2</sub> , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; liquefied wax; wax dispersions, greases; oils; delivery state		
				hot-galvanized	MoS <sub>2</sub> ; graphite; wax dispersions
				organic coatings	with integrated solid lubricant or wax dispersion
				austenitic steel	solid lubricants or waxes; pastes
C	0,14 to 0,24	austenitic steel	wax dispersions, pastes		
		metallically bright phosphated	delivery state (lightly oiled)		
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings adhesive	none		
D	0,20 to 0,35	austenitic steel	oil		
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe; hot-galvanized	none		
E	≥ 0,30	galvanic coatings such as Zn/Fe, Zn/Ni austenitic steel Al, Mg alloys	none		



## PŘÍLOHA Č. 5 - NAVRHOVANÁ ZMĚNA ROZMÍSTĚNÍ ŠROUBŮ

