

## **ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**

### **FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Návrh frézovacího zařízení pro soustruhy SR upínaného do revolverové hlavy se svislou osou otáčení

Autor: **Bc. Tomáš DREXLER**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Václava LAŠOVÁ, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013



## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš DREXLER**  
Osobní číslo: **S10N0034P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Návrh frézovacího zařízení pro soustruhy SR upínaného do revolverové hlavy se svislou osou otáčení**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

### **Z á s a d y   p r o   v y p r a c o v á n í :**

Základní požadavky:

Provést konstrukční návrh frézovacího zařízení pro soustruhy SR upínaného do revolverové hlavy se svislou osou otáčení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování variantního konstrukčního návrhu a výběr optimálního řešení.
2. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty a hodnocením.
3. Vypracování potřebné výkresové dokumentace.
4. Komplexní hodnocení užitečných vlastností navrženého řešení.



Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojního inženýra - strojní části 1.* Praha: Computer Press, 1999

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojního inženýra - strojní části 2.* Praha: Computer Press, 2000

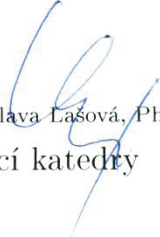
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Pavlík**  
ŠKODA MT s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **24. září 2012**  
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2013**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012



### **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

### **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat za vedení lidem, bez kterých by tato práce nemohla být dokončena. Jmenovitě je to vedoucí práce Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D., odborný konzultant Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc. a odborný konzultant z praxe Ing. Petr Pavlík.



## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Drexler	<b>Jméno</b> Tomáš
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	N 2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“	
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	<b>Jméno</b> Václava
<b>PRACOVISTĚ</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b> <b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh frézovacího zařízení pro soustruhy SR upínaného do revolverové hlavy se svislou osou otáčení	

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	177	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	84	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	93
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Tato diplomová práce se zabývá návrhem frézovacího zařízení upínaného do revolverové hlavy. Teoretická část práce obsahuje popis soustruhů SR, konkurenčních zařízení a popis revolverových hlav. Návrhová část zahrnuje postup návrhu od neznámého zařízení po popis konkrétních variant s výběrem optimální. Vybraná varianta je dále detailně popsána a návrh jednotlivých částí je podložen technickými výpočty. Konstrukční návrh je dále softwarově podpořen CAD/CAE systémem NX 8.5 od modelování k MKP analýzám.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Frézovací zařízení, soustruh SR, revolverová hlava, CAD, MKP, tuhost, pevnost



## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Drexler	Name Tomáš
<b>FIELD OF STUDY</b>	N 2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Name Václava
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b> Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of a machining unit for the SR lathes held in a revolving turret with a vertical axis of rotation.	

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

## NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	177	<b>TEXT PART</b>	84	<b>GRAPHICAL PART</b>	93
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This master thesis describes design of a machining unit held in a revolving turret. The theoretical part deals with a description of the SR lathes, competitive units and revolving turrets. The practical part includes a design process from an unknown unit to selection of the optimal variant. This variant is then described in details and design of individual components is substantiated by engineering calculations. The engineering design is supported by CAD/CAE software from modeling to FEM analyzes.
<b>KEY WORDS</b>	Machining unit, lathe SR, revolving turret, CAD, FEM, stiffness, strength



**OBSAH**

1. Úvod.....	12
2. Vyjasnění zadání .....	13
2.1. Stav techniky.....	13
2.1.1. Soustruhy .....	13
2.1.2. Revolverové hlavy .....	15
2.1.3. Konkurenční zařízení.....	17
2.1.4. Shrnutí porovnání .....	21
2.2. Analýza problému .....	22
2.3. Specifikace požadavků (požadavkový list):.....	23
2.4. Harmonogram řešení.....	24
3. Koncipování - „Projektování“ .....	24
3.1. Transformační proces jako černá skříňka .....	24
3.2. Transformační proces.....	25
3.3. Funkční struktura .....	25
3.4. Návrh orgánové struktury .....	26
3.5. Hodnocení a rozhodnutí o optimální variantě.....	27
4. Detailování a popis úplné stavební struktury TS.....	28
4.1. Skupina hlavní pohon .....	29
4.1.1. Výběr motoru hlavního pohonu.....	29
4.1.2. Stanovení zatěžovacích stavů vřetene .....	32
4.1.3. Převodový mechanismus mezi vřetenem a motorem .....	36
4.1.4. Uložení vřetene.....	40
4.1.5. Unášec nástroje.....	44
4.1.6. Talířové pružiny .....	45
4.1.7. Hydromotor .....	45
4.1.8. Přívod chladicí kapaliny .....	47
4.1.9. Detail uložení vřetene .....	47
4.1.10. Sestava hlavního pohonu .....	48
4.2. Skupina vedlejší pohon .....	49
4.2.1. Lineární vedení .....	49
4.2.2. Návrh převodového mechanismu .....	52



4.2.3.	Výběr motoru vedlejšího pohonu .....	55
4.2.4.	Spojení motoru s převodovým mechanismem.....	56
4.2.5.	Blokování posuvu .....	57
4.2.6.	Zakrytování posuvu .....	58
4.2.7.	Sestava vedlejšího pohonu.....	58
4.3.	Skupina spojů.....	60
4.3.1.	Spojení hlavního a vedlejšího pohonu.....	60
4.3.2.	Návrh spojení frézovací jednotky a revolverové hlavy .....	61
4.3.3.	Připojení provozních kapalin.....	64
4.3.4.	Manipulace a skladovací poloha.....	67
4.4.	Frézovací zařízení a jeho okolí .....	68
4.5.	Optimalizace a kontrola konstrukce pomocí MKP .....	71
4.5.1.	Výpočtový model .....	71
4.5.2.	Modální analýza .....	72
4.5.1.	Tuhostní analýza.....	73
4.5.2.	Pevnostní analýza .....	75
5.	Ekonomické hodnocení .....	77
6.	Závěr.....	79
7.	Použité zdroje.....	80
7.1.	Tištěné publikace .....	80
7.2.	Publikace na internetu.....	81



**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obrázek 1 - Soustruh Škoda SR3[20] .....	14
Obrázek 2 - Vřeteník, opěrná luneta a lící deska soustruhů SR[20] .....	14
Obrázek 3 - Revolverová hlava Sauter v provedení se 4, 6 a 8 nástrojovými držáky[21] .....	16
Obrázek 4 - Detail revolverové hlavy Sauter[21] .....	16
Obrázek 5 - Frézovací jednotka Sauter PI 54[22] .....	17
Obrázek 6 - Sauter PI54 s posuvem v ose y[22].....	18
Obrázek 7 - Výměnná vřetena k jednotce Sauter PI54[22].....	18
Obrázek 8 - Suhner POWERMaster (vlevo) a Suhner CNCmaster (vpravo)[24].....	19
Obrázek 9 - Somex MAX 100B[26] .....	19
Obrázek 10 - Euroma F55[27] .....	20
Obrázek 11 - Vřetenová jednotka ARLA typu MAL[28] .....	20
Obrázek 12 - Frézovací věž ŠMT a její detail[6] .....	21
Obrázek 13 - Analýza problému .....	22
Obrázek 14 - Černá skříňka.....	24
Obrázek 15 - Transformační proces .....	25
Obrázek 16 - Úplný transformační proces .....	25
Obrázek 17 - Rozbor řešení problému .....	28
Obrázek 18 - Motor Siemens řady 1PH8[29].....	29
Obrázek 19 - Závislost výkonu na otáčkách motoru 1PH8107-1EF02[30] .....	31
Obrázek 20 - CoroMill 490-050Q22-08M[31] .....	32
Obrázek 21 - Stanovení řezných podmínek modulem Coroguide[31].....	33
Obrázek 22 - CoroMill R390-025B25-11M[31].....	34
Obrázek 23 - Stanovení axiální síly pro vrtací operaci[32].....	35
Obrázek 24 - Závislost dovolené radiální síly na jejím vyložení pro motory 1PH8[29] .....	37
Obrázek 25 - Řemenový převod Contitech a složení řemenu v provedení HTD[33] .....	38
Obrázek 26 - Síly generované řemenem pro max. otáčky $n_{\max}$ a pro limitní otáčky $n_L$ .....	38
Obrázek 27 - Navržený řemenový převod (vlevo) a řez jeho napínací kladkou (vpravo) .....	39
Obrázek 28 - Výpočtový model původ. řešení s celk. deformací 1. zatěžovacího stavu .....	40
Obrázek 29 - Vřetenová ložiska FAG[36] .....	41
Obrázek 30 - Výpočtový model nového řešení s celk. deformací 1. zatěžovacího stavu .....	42
Obrázek 31 - Fréza[31](vlevo) s nástrojovým držákem[40](vpravo) .....	44
Obrázek 32 - Typy unášečů OTT-Jacob (vlevo) a použitý typ unášeče [37](vpravo) .....	44
Obrázek 33 – Příklad sestavení talířových pružin[42] .....	45



Obrázek 34 - Sestava těsnění hydraulického pístu[38] .....	46
Obrázek 35 - Funkce rotačního přívodu Deublin EBV 20704-750[1] .....	47
Obrázek 36 - Celková sestava vřetene .....	47
Obrázek 37 - Celková sestava hlavního pohonu .....	48
Obrázek 38 - Typy valivého lineárního vedení Hiwin[43] .....	49
Obrázek 39 - Transformace řezných a gravitačních sil na lineární vedení .....	50
Obrázek 40 - Vybrané vedení Hiwin - typ HG[43] .....	51
Obrázek 41 - Doporučený způsob montáže lineárního vedení Hiwin[44] .....	52
Obrázek 42 - Kuličkový šroub Hiwin[45] .....	52
Obrázek 43 - Parametry vybrané kuličkové matice Hiwin DDB2505-R-4EF[45] .....	52
Obrázek 44 - Dvojitá předepnutá matice Hiwin[45] .....	53
Obrázek 45 - Uložení kul. šroubu Hiwin typ S2 (vlevo), typ S5 (vpravo) .....	53
Obrázek 46 - Zajišťovací matice Hiwin HIR17[45] .....	53
Obrázek 47 - Motor Siemens řada 1FT7[29] .....	55
Obrázek 48 - Momentová charakteristika posuvového motoru 1FT7046-5AF7[48] .....	56
Obrázek 49 - Pružná spojka SIT Servoplus[49] .....	56
Obrázek 50 - Svěrná jednotka Zimmer typu MK s principem funkce .....	57
Obrázek 51 - Těsnící lišta Hema P01 8x2[51] .....	58
Obrázek 52 - Celková sestava vedlejšího pohonu .....	59
Obrázek 53 - Princip upínání prizmatické desky do revolverové hlavy Sauter[22] .....	61
Obrázek 54 - Upínací deska Sauter dle DIN 69881 (dlouhé provedení)[23] .....	61
Obrázek 55 - Závislost dovolené síly $F_{ax}$ na jejím vyložení R[21] .....	62
Obrázek 56 - Příklad rozvedení chladicí kapaliny revolverovou hlavou Sauter[21] .....	62
Obrázek 57 - Upínací desky v základní pozici (vlevo) a v posunuté pozici (vpravo) .....	63
Obrázek 58 - Definice geometrie a zatížení šroubového spoje priz. upínání - KISSsoft .....	63
Obrázek 59 - Princip přívodů provozních zdrojů do zařízení .....	65
Obrázek 60 - Princip přívodů kapalin rotačním přívodem Deublin .....	66
Obrázek 61 - Magnetický držák NOGA MC1601[55] .....	66
Obrázek 62 - Skladovací rám .....	67
Obrázek 63 - Frézovací jednotka ve skladovací (vlevo) a pracovní pozici (vpravo) .....	67
Obrázek 64 - Celková sestava frézovacího zařízení .....	68
Obrázek 65 - Příčný řez soustruhem SR1[6] .....	69
Obrázek 66 - Podélný pohled na soustruh SR1[6] .....	69
Obrázek 67 - Frézovací zařízení usazené na soustruh SR1[1] .....	70



Obrázek 68 - Frézovací zařízení v základní poloze (vlevo) a po otočení vřeteníku (vpravo) .	70
Obrázek 69 - Výpočtový model pro MKP simulace .....	71
Obrázek 70 - Vzájemná poloha vlastních a budících frekvencí .....	73
Obrázek 71 - Výpočtový model pro ověření pevnosti při maximálním zatížení .....	75
Obrázek 72 - Využití materiálu svařované konstrukce průběhem napětí dle HMM .....	76

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Shrnutí parametrů konkurenčních zařízení .....	21
Tabulka 2 - Specifikace požadavků.....	23
Tabulka 3 - Časový harmonogram diplomové práce .....	24
Tabulka 4 - Důležité funkce zařízení .....	26
Tabulka 5 - Morfologická matice možných variant .....	26
Tabulka 6 - Parametry zatěžovacích stavů .....	32
Tabulka 7 - Parametry CoroMill 490-050Q22-08M[31] .....	32
Tabulka 8 - Parametry Coromill R390-025B25-11M[31] .....	34
Tabulka 9 - Rekapitulace zatěžujících stavů .....	34
Tabulka 10 - Výsledky původního řešení pro aktuální zatěžovací spektrum.....	40
Tabulka 11 - Vliv typu uložení vřetene na jeho celkovou deformaci .....	41
Tabulka 12 - Shrnutí výsledků zatěžovacího spektra .....	42
Tabulka 13 - Tepelně stabilní otáčky jednotlivých zatěžovacích stavů .....	42
Tabulka 14 - Osové složky deformace vřetene .....	43
Tabulka 15 - Shrnutí kontroly kuličkového šroubu.....	54
Tabulka 16 - Shrnutí složek tuhosti posuvového převodu .....	54
Tabulka 17 - Výsledky kontroly šroubů připojení vřeteníku na posuv y .....	60
Tabulka 18 - Výsledky kontroly kuželových kolíků připojení vřeteníku na posuv y .....	60
Tabulka 19 - Výsledky zatížení šroubového spoje priz. upínání - KISSsoft .....	63
Tabulka 20 - Výsledky kontroly válcových kolíků prizmatického upínání- KISSsoft .....	64
Tabulka 21 - Předpokládané příklady do frézovacího zařízení .....	64
Tabulka 22 - Legenda k přívodům .....	65
Tabulka 23 - Budící frekvence frézovacích stavů .....	72
Tabulka 24 - Složky deformace frézovacího zařízení ve směru os x, y a z .....	73
Tabulka 25 - Výsledné tuhosti frézovacího zařízení v osách x, y a z .....	74
Tabulka 26 - Stanovení celkových nákladů na navržené frézovací zařízení.....	78
Tabulka 27 - Stanovení prodejní ceny navrženého frézovacího zařízení.....	78



## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1     Doplnující informace zatěžovacích stavů
- Příloha č. 2     Návrh řemenového převodu
- Příloha č. 3     Kontrola per spoje řemenice s vřetenovým hřídelem
- Příloha č. 4     Kontrola napínací kladky
- Příloha č. 5     Kontrola vřetene pro zatěžovací spektrum
- Příloha č. 6     Stanovení jednotlivých složek deformace vřetene
- Příloha č. 7     Návrh talířových pružin Mubea
- Příloha č. 8     Kontrola pístnice a hydraulického válce
- Příloha č. 9     Kontrola šroubů rotačního přívodu Deublin
- Příloha č. 10    Návrh lineárního vedení
- Příloha č. 11    Návrh kuličkového šroubu
- Příloha č. 12    Kontrola spojení hlavního pohonu a posuvu Y
- Příloha č. 13    Kontrola spojení frézovacího zařízení s prizmatickým upínačem
- Příloha č. 14    Modální analýza frézovacího zařízení
- Příloha č. 15    Stanovení celkových složek deformací s výpočtem tuhostí
- Příloha č. 16    Pevnostní kontrola frézovacího zařízení
- Příloha č. 17    Ekonomické hodnocení frézovacího zařízení

## VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

DP-V001: HYDRAULICKÝ PÍST, výrobní výkres

DP-S001: HLAVNÍ POHON, výkres sestavy

DP-S002: VEDLEJŠÍ POHON, výkres sestavy

DP-S003: FRÉZOVACÍ ZAŘÍZENÍ, výkres sestavy



## 1. Úvod

Tato diplomová práce se bude zabývat konstrukčním návrhem frézovacího zařízení pro SR soustruhy upínaného do revolverové hlavy se svislou osou otáčení. Toto téma práce bylo zadáno firmou Škoda Machine Tool a.s. (dále jen ŠMT), která je jednou z předních světových firem vyrábějících a montujících především těžké horizontální frézovací a vyvrtávací stroje. Dalšími obory činnosti jsou těžké soustruhy, otočné stoly, speciální příslušenství a další. ŠMT se soustřeďuje se na vývoj nových vysoce sofistikovaných strojů s NC řízením s nejvyšším stupněm automatizace a širokým okruhem použití vyhovujícím různým požadavkům zákazníka.

Historie podniku Škoda a.s. se datuje od roku 1859, přičemž se již koncem 19. století významně prosadila na strojírenském poli českém ale i zahraničním. Konstrukce a výroba obráběcích strojů vznikla počátkem 20. století jako reakce na potřebu nových, často unikátních obráběcích strojů. V roce 1911 podnik zahájil výrobu obráběcích strojů pro vlastní výrobu, aby potom po 1. světové válce mohl zahájit výrobu pro tuzemské ale i zahraniční zákazníky. Po 2. světové válce, kdy došlo k útlumu produkce, byla výroba doplněna o celou řadu obráběcích strojů, které se svojí užitnou hodnotou řadily mezi světovou špičku. O tom svědčí i fakt, že unifikované řady horizontálních vyvrtávaček W160, W200, W250 byly později základem pro konstrukci strojů s CNC řízením. Po privatizaci v 90. letech byl podnik transformován na nové trhy a po sloučení s podnikem Dörries Scharmann Group s.r.o, byl zahájen vývoj řady nových soustruhů. V roce 1996 získala Škoda a.s. majoritní podíl společného podniku a výroba pokrokové techniky pokračovala. Po prodeji společnosti Telonia Trading Limited v roce 2005, byl v roce 2007 založen Eastern Skoda Machine Tool Modernization Co., Ltd. a v březnu roku 2011 vstoupila ŠMT do skupiny ALTA.[18]

Skupina ALTA a.s. je jedna z nejvýznamnějších českých výrobně engineeringových společností, působících ve střední a východní Evropě ale především v oblasti Společenství nezávislých států. Tato skupina, specializující se na oblast strojírenství, hutnictví a energetiky, disponuje významnou výrobní a projekční základnou v oblasti obráběcích strojů a systémů pro důlní a povrchovou těžbu díky majetkové akvizici podniků TOS Kuřim, SE-MI Technology, ČKD BLANSKO a ŠKODA MACHINE TOOL, a.s.[19]



## 2. Vyjasnění zadání

Aby byl uvedený konstrukční problém řešen metodicky správně, bude využito některých poznatků Prof. Ing. Stanislava Hosnedla, CSc. z oblasti systematického navrhování technických produktů.[10]

Zadavatel specifikoval požadované parametry zařízení, ale poskytl pouze zlomek informací potřebných pro tvorbu řešební části práce. Hlavní důvodem nedostatku informací je fakt, že frézovací jednotka tohoto typu dosud nebyla zadavatelem vyvíjena a jedná se tak pro něj o zcela nový produkt. Toto zjištění poněkud ztížilo návrh, ale na druhou stranu tak nebyl omezen prostor návrhu zvyklostmi zadavatele v oboru.

Dle ŠMT je současná nabídka frézovacích jednotek nevyhovující jak po stránce ekonomické, tak po stránce technických parametrů. Dále je zde snaha zadavatele o výrobu vlastních periférií. Frézovací zařízení by tak mělo rozšířit řadu příslušenství, které ŠMT nabízí jako doplněk k vyráběným SR soustruhům.

### 2.1.Stav techniky

Zadání diplomové práce zní: „Návrh frézovacího zařízení pro SR soustruhy upínaného do revolverové hlavy se svislou osou otáčení“. Pro úspěšné řešení je třeba porozumět funkci všech zmíněných částí. Dále bude uveden přehled objektů patrných ze zadání, to znamená přehled SR soustruhů, revolverových hlav a funkčně podobných frézovacích zařízení.

#### 2.1.1. Soustruhy

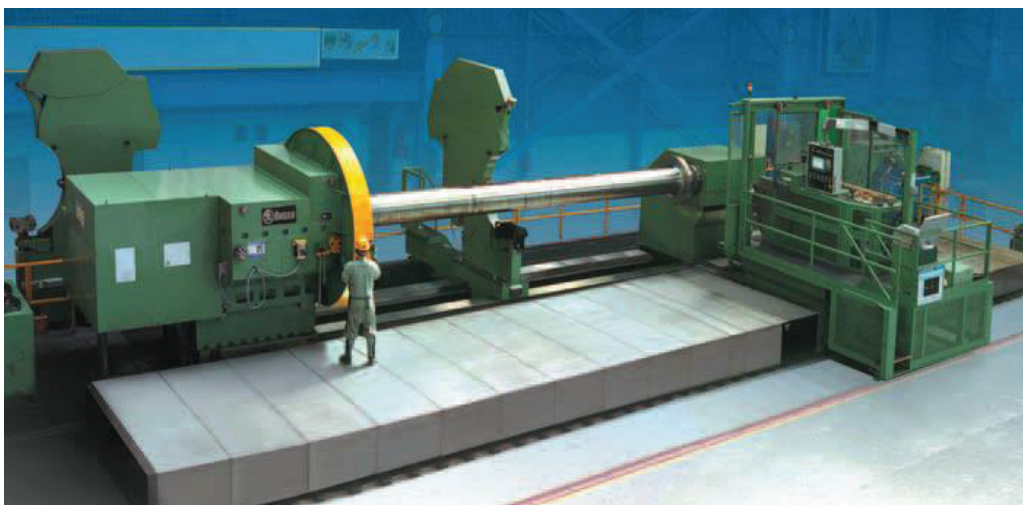
Soustruh je obráběcí stroj, na němž lze obrábět zejména rotačně souměrné tvary. Obráběcí proces je charakteristický tím, že obrobek koná rotační pohyb upnutím na rotační vřeteno a je obráběn nástrojem, který koná pohyby posuvné. Soustruhy jsou nejčastějším typem obráběcích strojů. Základním dělením se rozlišují stroje s vodorovnou a svislou osou rotace. Soustruhy s vodorovnou osou je potom možno dělit na soustruhy hrotové a soustruhy lící. Hrotové soustruhy jsou používány pro obrábění dlouhých obrobků upnutých mezi dvěma hroty stroje. Dle rozsahu a způsobu použití se rozlišují soustruhy univerzální, revolverové, automatické a poloautomatické.[5]

#### Hrotové soustruhy ŠKODA SR

„Řada těžkých horizontálních hrotových soustruhů ŠKODA SR představuje stroje moderní koncepce pro efektivní a přesné opracování rotačních obrobků vybavené NC řízením. Konstrukční řešení umožňuje vysokou variabilitu při sestavování optimální konfigurace. K těmto strojům je dodáván široký sortiment příslušenství a přídatných zařízení (frézovací, brousící a vyvrtávací) pro speciální operace a komplexní opracování obrobku. Díky tomuto lze např. efektivně opracovávat zalomené hřídele i turbínové rotory.“[18]



- Tento stroj je uložený na masivním betonovém základu, což umožňuje individuální přesné uložení stroje a bezpečné zachycení sil statických (gravitačních) a dynamických (vzniklých v průběhu obrábění).
- Lože soustruhu z šedé litiny disponuje čtyřmi, či pěti vodicími drahami a je k základu uchyceno pomocí nastavitelných fixátorů, které umožňují určité nastavení horizontální i vertikální polohy. Vodicí dráhy koníku a lunet jsou z tvrzeného materiálu a vedení suportu je chráněno teleskopickým krytem.
- Skříň vřeteníku je odlitek ze šedé litiny s vřetenem uloženým ve valivých ložiskách. Teplotně stabilizované vřeteno je poháněno střídavým motorem. Převodová skříň obsahuje ozubená kola s konstantním záběrem a hydraulickým systémem rychlého řazení převodů. K vřeteníku je připojena lící deska soustruhu vybavená čtyřmi, nebo osmi nezávisle ovládanými upínacími čelistmi.
- Suport může přejet vedle koníku i lunet. Podélný posuv je zajištěn pomocí dvou předepnutých pastorků a příčný pomocí kuličkového šroubu s předepnutou maticí. Podélný a příčný posuv je umožněn kombinací hydrostatického a valivého uložení. Vodicí dráhy jsou obloženy plastem s nízkým třecím odporem a teplotní stabilitou.
- Koník se pohybuje po dvou zadních drahách na loži. Pinola je uložena v axiálním směru elasticky, což umožňuje vyrovnávání teplotních dilatací a indikaci axiální síly. Rychlost vysunutí pinoly je proměnná.
- Ovládací systém stroje je upraven dle požadavků zákazníka.
- Ovládací panel je uložen na suport.
- Prostor obrábění může být krytován.[20]



Obrázek 1 - Soustruh Škoda SR3[20]



Obrázek 2 - Vřeteník, opěrná luneta a lící deska soustruhů SR[20]



➤ Technologické operace prováděné na soustruzích SR [20]

Soustruhy ŠKODA SR jsou určeny k obrábění za pomoci různých řezných technik a NC systému řízení pro automatizaci speciálních technologických a manipulačních operací.

Je-li soustruh vybaven nezbytným příslušenstvím, může:

- obrábět plnou silou při hrubovacích operacích a dosáhnout vysokých geometrických přesností obrobku při operacích dokončování
- obrábět vnitřní povrchy pomocí vrtacích tyčí s tlumiči
- vykonávat účinné broušení vnějších ploch
- brousit vnitřní plochy
- frézovat vnější válcové povrchy pomocí ortogonální metody
- frézovat a vrtat v ose obrobku ale i pod jinými úhly
- řezat závity libovolných parametrů
- obrábět klikové hřídele za pomoci speciálního vnějšího rotačního příslušenství

Dle velikostní řady soustruhů SR lze obrábět obrobky o hmotnosti 25-350 tun.

➤ Příslušenství soustruhů SR [20]

Použití dodatečného vybavení různého příslušenství může rozšířit technologické schopnosti soustruhu a zvýšit tak produktivitu stroje.

Mezi standardní příslušenství patří:

- automatické revolverové hlavy
- vrtací tyče
- frézovací zařízení
- hydrostatické lunety a podpěry
- deskové suporty
- brousící zařízení pro broušení vnitřních a vnějších ploch
- dopravníky třísek a chladicí soustavy
- zařízení pro vrtání hlubokých děr
- zařízení pro kontrolu nástroje a obrobku

### 2.1.2. Revolverové hlavy

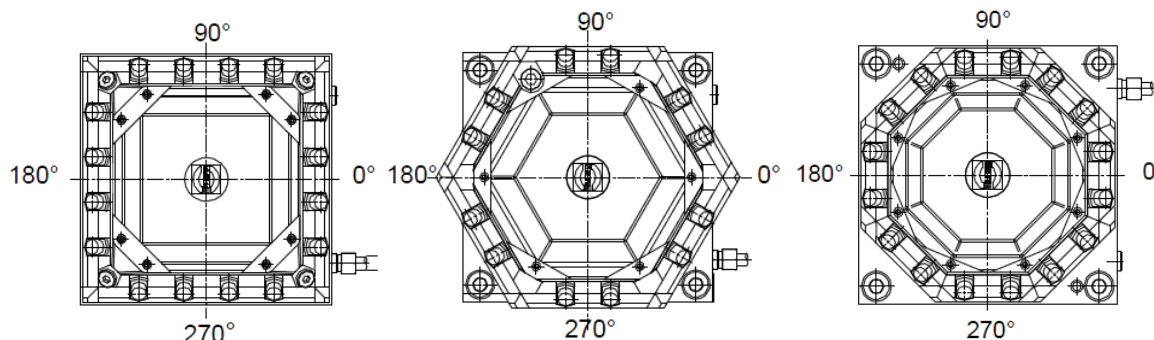
Revolverová hlava je jedním z typů výměn nástrojů s nosnými zásobníky. To znamená, že nástroje jsou upnuty do několika pozic, ve kterých se postupně účastní obráběcího procesu. Nastavení nástroje do řezu je provedeno natočením hlavy. K jednodušším upínáním nástrojům patří např. soustružnické nože, ale odpovídá-li tomu konstrukce revolverové hlavy, může upínat i rotující nástroje jako vrtáky či frézy. Je-li revolverová hlava vybavena standardizovaným prizmatickým upínáním, lze k ní připojit rozmanité příslušenství, omezené pouze maximálními rozměry a hmotností.

Revolverové hlavy se dle orientace osy dělí na:

- vodorovné - bubnové (pro obrábění tyčového materiálu)
- svislé - hvězdicové (pro obrábění přírubového a kotoučového mat.)
- šikmé (používají se zřídka)



Zadavatel specifikoval revolverovou hlavu, do které se bude frézovací zařízení upínat. Jejím výrobcem je společnost Sauter. Revolverové hlavy této společnosti se svislou osou rotace se vyrábějí v provedeních se 4, 6, nebo 8 nástrojovými držáky.



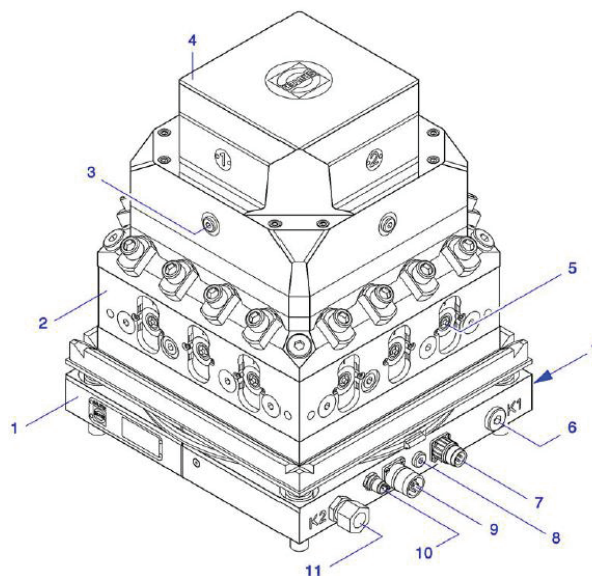
Obrázek 3 - Revolverová hlava Sauter v provedení se 4, 6 a 8 nástrojovými držáky[21]

Tyto hlavy mohou být vybaveny: [21]

- a) motorem, umožňujícím rotaci hlavy a motorem pro uzamykání rotace
- b) obousměrnou rotací
- c) možností zamknutí natočení v libovolné poloze
- d) vnitřním přívodem chlazení / vysokotlakým chlazením
- e) jednotkami pro rotující nástroje

Popis částí revolverové hlavy Sauter [21]

1. Základní deska
2. Otočná revolverová hlava
3. Vzduchový vývod
4. Kryt
5. Ventil mazací/chladící kapaliny
6. Přívod mazací/chladící kapaliny K1
7. Připojení pro zamykací motor
8. Vzduchový vývod
9. Připojení pro otáčecí motor
10. Připojení koncového spínače
11. Přívod mazací/chladící kapaliny K2



Obrázek 4 - Detail revolverové hlavy Sauter[21]

Natáčení revolverové hlavy může být automatizováno pomocí dvou synchronních motorů. V tom případě synchronní motor pro odemykání a zamykání pohonu pohání planetovou převodovku připojenou k vačkovému disku. Otáčející se vačkový disk zvedá aretační kroužek, čímž se Hirtova spojka odemkne. Druhý synchronní motor pohání planetovou převodovku, která záběrem do vnitřního ozubení natáčí revolverovou hlavu do požadované pozice. Reverzním otočením vačkového disku je aretační kroužek posunut zpět a Hirtova spojka je zamčena.[21]



### 2.1.3. Konkurenční zařízení

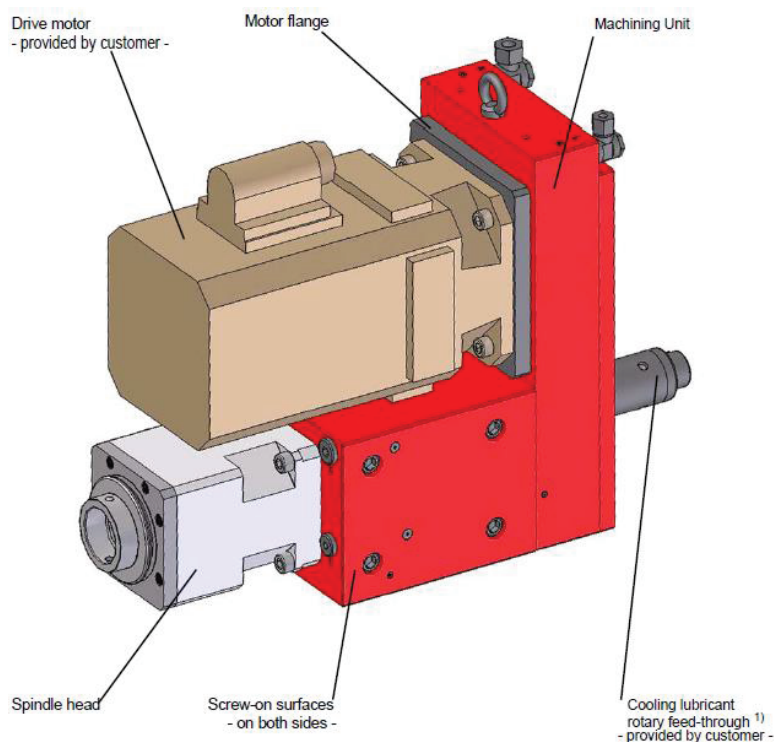
V následující kapitole budou srovnána zařízení podobného principu, která slouží pro zajištění obdobných technologických operací jako navrhované zařízení.

#### ➤ SAUTER

Jedním z podkladů, který byl kromě zadaných parametrů dán ŠMT k dispozici, je katalog konkurenčního řešení frézovacího zařízení firmy SAUTER. Tato frézovací jednotka je jako jediná z průzkumu upínána do revolverové hlavy, což ji staví na místo vzorového řešení.

Výrobce tohoto zařízení uvádí následující vlastnosti:

- připraveno pro výkonné motory
- vysoko-momentová kapacita
- ochrana uložení vřetene proti třískám a chladicí kapalině labirintovým těsněním a vzduchem
- přívod chladicí kapaliny externě hlavou vřetene, nebo vnitřně nástrojem a to s minimálním množstvím maziva
- univerzální instalace
- rozšíření aplikační oblasti obráběcího stroje
- možná modifikace zařízení na přání zákazníka



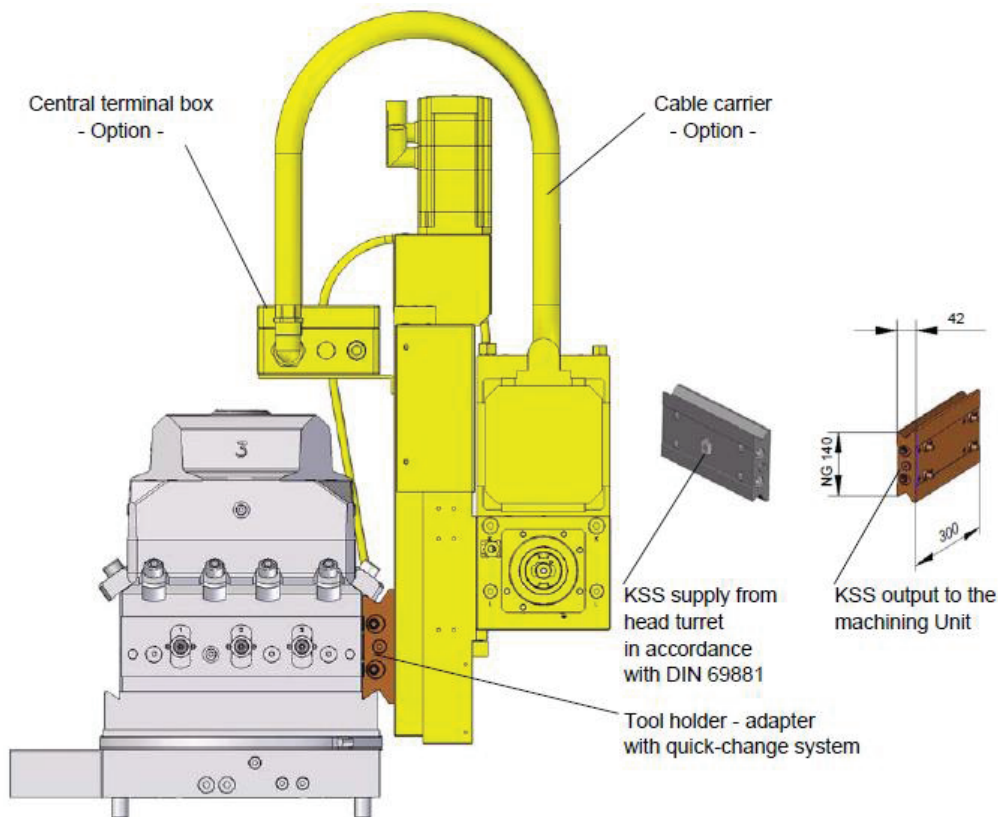
**Obrázek 5 - Frézovací jednotka Sauter PI 54[22]**



Tento výrobce dále nabízí jednotku umožňující posuv v ose  $y$ , která má následující vlastnosti:

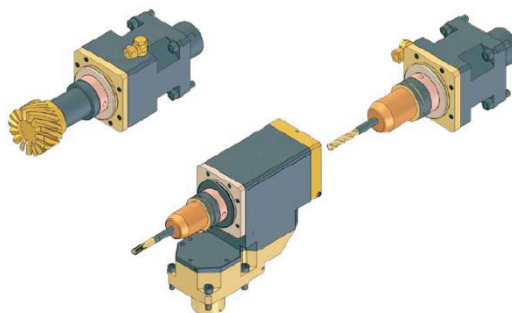
- připojení kompaktním rybinovým vedením
- připojení na centrální mazání
- připojení na chladicí mazivo pomocí rozhraní dle DIN 69881
- pozice posuvu dle enkodéru motoru
- rozšíření rozsahu obráběcího stroje
- rychlá instalace přesným rychlo-výměnným systémem
- vysoká opakovaná přesnost díky zarovnávacímu zařízení
- úpravy jednotky dle přání zákazníka

Kompletní frézovací jednotka v provedení firmy Sauter s posuvem v ose  $y$ .



Obrázek 6 - Sauter PI54 s posuvem v ose  $y$ [22]

Sauter dále produkuje výměnná vřetena, která umožňují změnu upínacího standardu, úhlu osy vřetene či způsob chlazení rezného procesu.

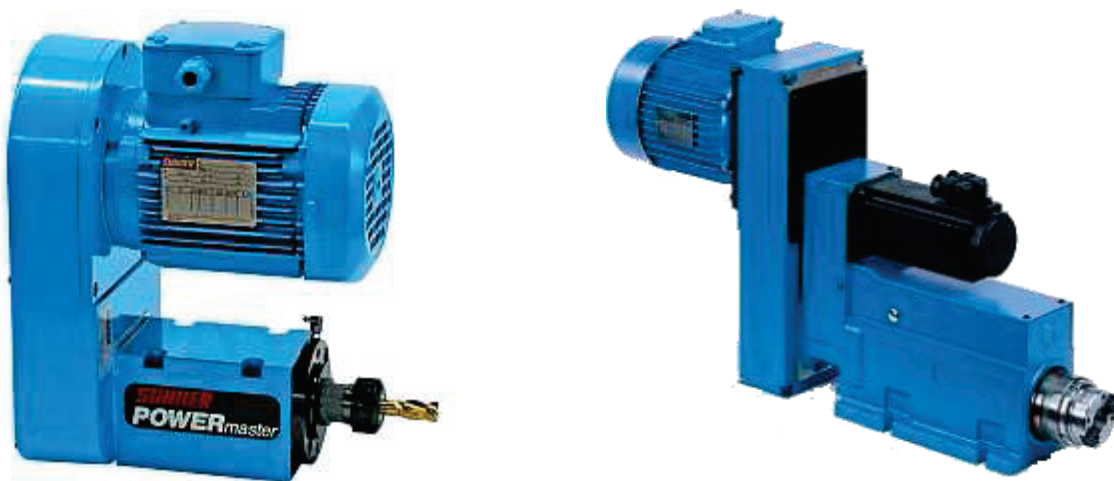


Obrázek 7 - Výměnná vřetena k jednotce Sauter PI54[22]



## ➤ SUHNER

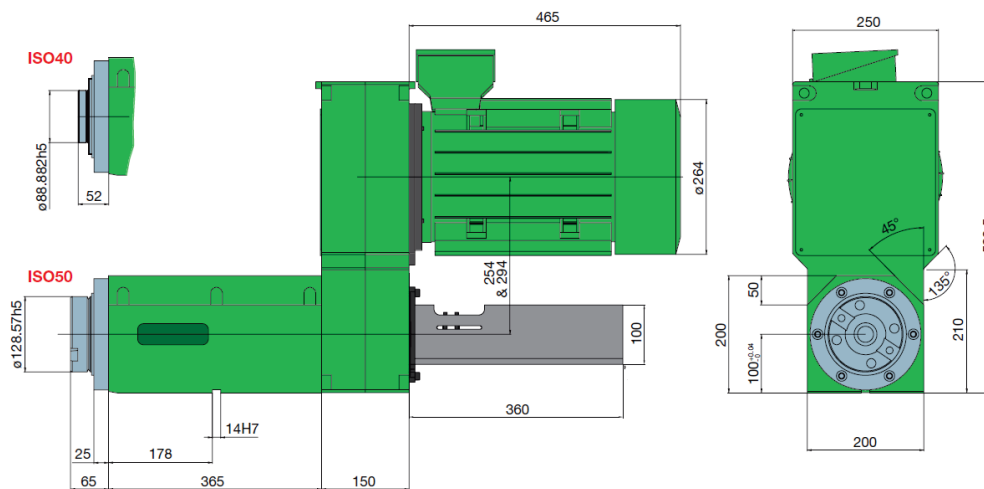
Dalším z větších výrobců, který působí ve zkoumaném sektoru je švýcarská společnost OTTO SUHNER AG, která se zabývá řešením obráběcích jednotek pro vrtání, frézování, závitování a řezání. Nejsilnější nabízená frézovací jednotka POWERmaster disponuje motorem o výkonu 1,8kW. Tato jednotka nezahrnuje axiální výsuv vřetene jako ostatní vrtací jednotky tohoto výrobce a zařízení je jednodušší. Uložení vřetene je provedeno kuličkovými kosoúhlými ložisky, a to podle rozměru upínacího kužele jednoduše, nebo zdvojeně. Převodovka je jednostupňová řemenová. Konstrukční provedení umožňuje připevnění motoru z obou stran převodovky a výměnu kužele upínání pro různé standardy nástrojů. Podobnou koncepcí jsou závitovací jednotky Suhner TAPmaster nebo Suhner CNCmaster. Tyto jednotky zahrnují dodatečný axiální výsuv vřetene, ale celková koncepce je stejná.[24]



Obrázek 8 - Suhner POWERMaster (vlevo) a Suhner CNCmaster (vpravo)[24]

## ➤ SOMEX

Frézovací jednotky společnosti SOMEX S.A.S. patří k výkonnějším a v nabídce lze najít i jednotky s výkonem 30kW a momentem až 2000Nm. Do takovéto jednotky lze potom upnout nástroj o průměru až 60mm a obrábět otáčkami 320-8500 ot/min. Upínání nástroje může být řešeno kuželem SK40, SK50, nebo HSK100. Koncepce stroje je podobná jako u předchozí jednotky.[26]

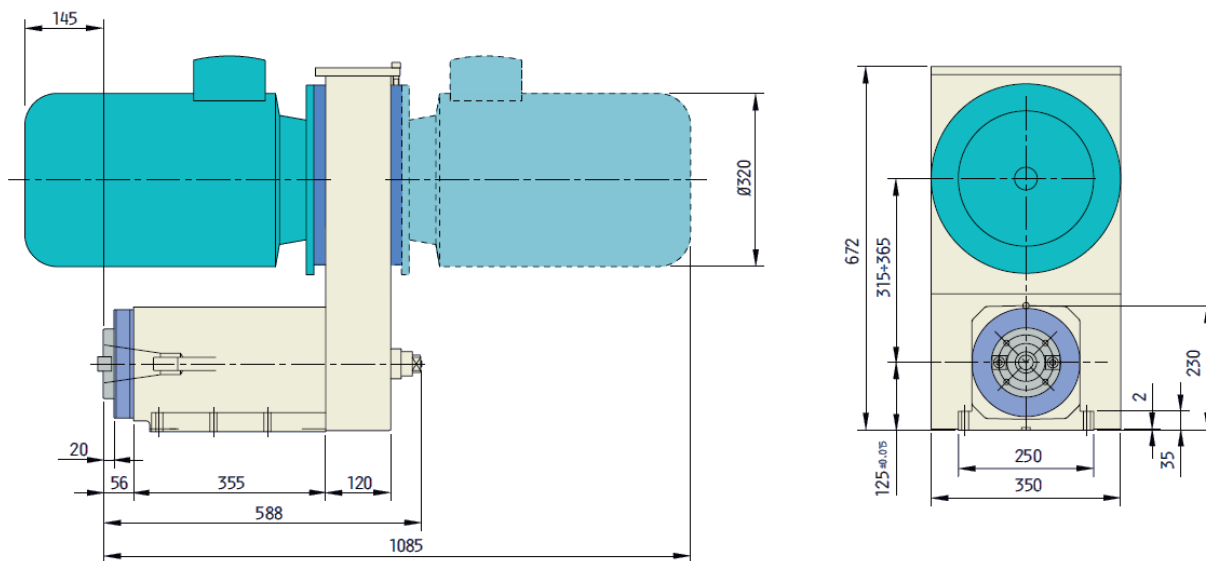


Obrázek 9 - Somex MAX 100B[26]



## ➤ EUROMA

Italská frézovací jednotka firmy EUROMA je osazena kuželem ISO50 a uložení vřetene je řešeno modulárně. Zákazník si tak může vybrat mezi dvojicí kuličkových ložisek pro vrtací a frézovací operace, nebo trojicí předepjatých kosoúhlých ložisek vhodných pro vyvrtávání a vystružování. Upínací standard nástroje může být přizpůsoben zákazníkovi. Tato jednotka opět umožňuje připevnění motoru z obou stran převodovky a výrobce nabízí příslušenství jako vícevřetenovou hlavu nebo hydraulický upínač i v kombinaci s chlazením středem nástroje.



Obrázek 10 - Euroma F550

## ➤ ARLA

Poslední uvedenou konkurenční jednotku vyrábí německá firma ARLA. Koncepce jednotky typu MAL je odlišná, neboť je motor umístěn souose s vřetenem. Toto řešení má nízké radiální rozměry, ale je delší. Pro případnou změnu parametrů pohonu je dále třeba zahrnout planetovou převodovku, která je oproti zmiňovaným řemenovým převodům výrazně složitější a nákladnější.

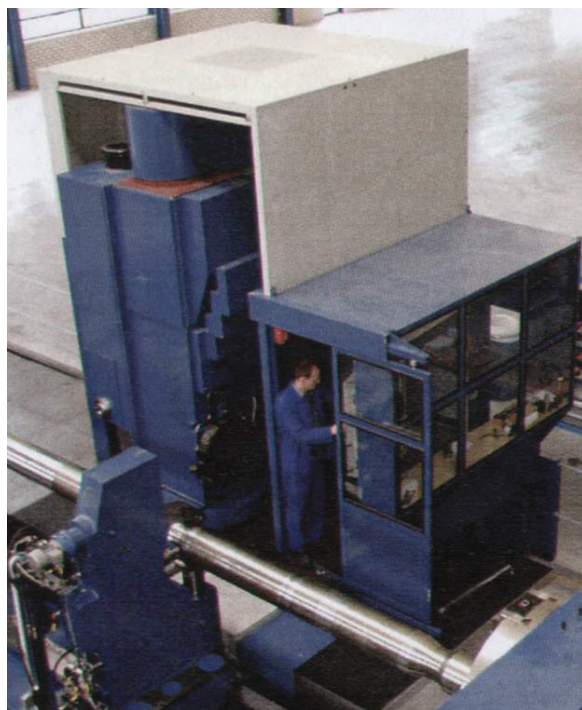


Obrázek 11 - Vřetenová jednotka ARLA typu MAL[28]



## ➤ FRÉZOVACÍ VĚŽ ŠMT

Frézovací věž od Škoda Machine Tool plní obdobné technologické operace jako frézovací jednotky, proporčně a výkonově se ale jedná o zařízení výrazně mohutnější. Nástroje jsou upínány strojně do oboustranného vřeteníku. Využit lze pro komplexní obrábění, pro nějž se věž může natáčet kolem svislé osy o 180°. Toto natáčení umožňuje obrábění pod různými úhly k ose obrobku na různých površích obrobku. Po připojení přídatných zařízení lze soustružit či brousit.[6]



Obrázek 12 - Frézovací věž ŠMT a její detail[6]

## 2.1.4. Shrnutí porovnání

V následující tabulce jsou uvedeny parametry zmiňovaných zařízení získaných z katalogů jednotlivých výrobců. Z předchozích popisů a z parametrického shrnutí je vidět, že frézovací zařízení jsou si většinou koncepčně podobné, ale parametricky se liší.

Zařízení	Výkon motoru [kW]	Maximum na vřetenu		Hmotnost [kg]
		Moment [Nm]	Otáčky [ot/min]	
SAUTER PI 54	12	150	2500	70
SUHNER PowerMaster	1,8	55	18000	20
SOMEX Max 100	15	1000	8500	150
EUROMA F55.2000	7,5	-	2400	190
ARLA Mal 050-040	17	40	3000	-
Frézovací věž ŠMT	40	2800	1800	-

Tabulka 1 - Shrnutí parametrů konkurenčních zařízení

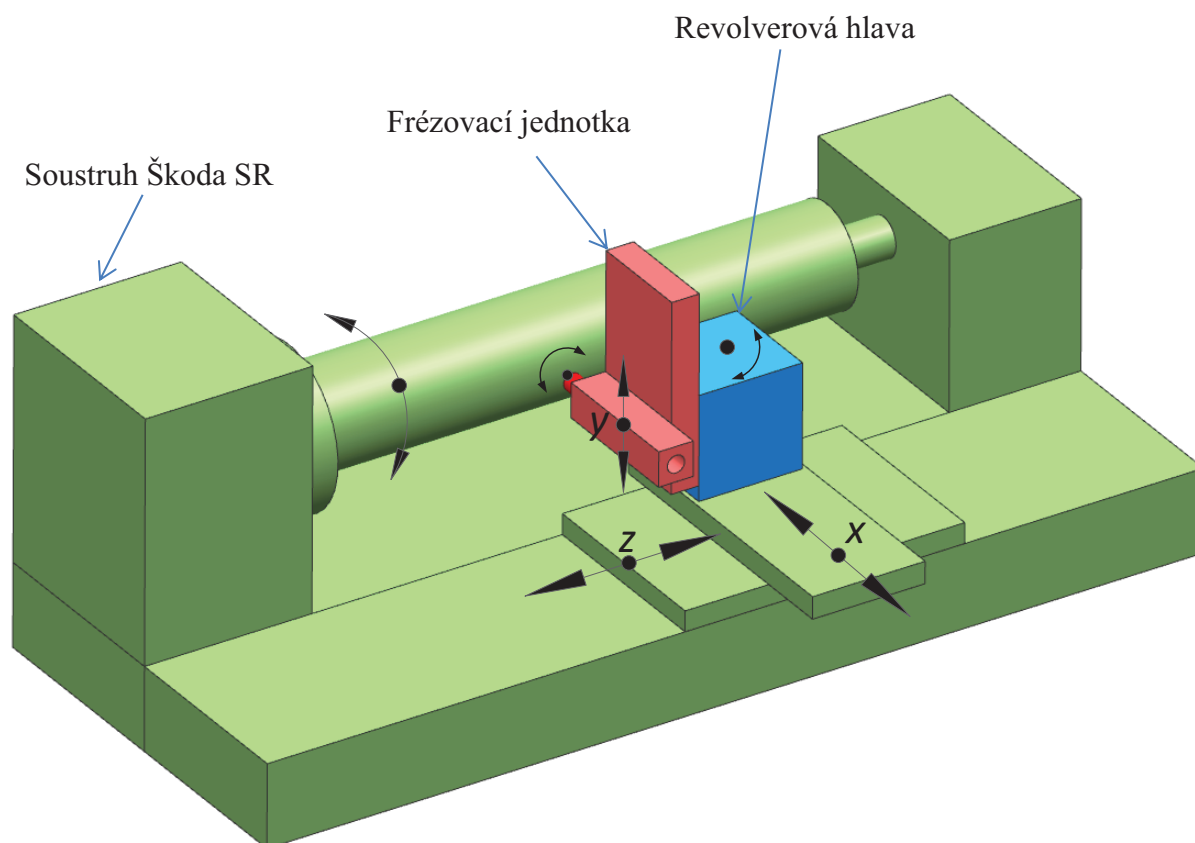


## 2.2. Analýza problému

Pro rozšíření technologického uplatnění SR soustruhů vyráběných ŠMT bude navrhováno menší frézovací zařízení. Toto zařízení ponese rotační nástroj upnutý do nevýsuvného vřetene, které bude posuvné ve svislém radiálním směru. Tento celek by měl být upnutý do revolverové hlavy, která se nachází na příčném suportu soustruhu, takže již revolverová hlava může být polohována ve dvou na sebe kolmých osách  $x$  a  $z$ . Frézovací jednotka přidá osu rotace a další posuvnou osu  $y$  kolmou na obě zmíněné osy soustruhu, a tak umožní polohování rotujícího nástroje v prostoru. Upnuté zařízení potom umožní např. frézování drážek rovnoběžně s osou rotace obrobku, což soustruh samostatně neumožňuje.

Jiným zadáním by mohlo být připojení frézovací jednotky přímo na příčný support, což by zvýšilo pracnost výměny, ale pravděpodobně zvýšilo tuhost připojení na soustruh. Pokud to bude možné, navrhnuté řešení bude respektovat požadavky zadavatele související s revolverovou hlavou.

Na následujícím obrázku je vyznačeno hrubé rozebrání problému. Zeleně je označena výchozí koncepce stroje, která je pro tento případ pevným okolím a nebude předmětem řešení. Dále revolverová hlava, která je prostředníkem mezi řešenou a neřešenou částí problému a je vyznačena modře. A konečně červený problém, frézovací zařízení s vyznačeným posuvem v ose  $y$  a rotací vřetene, který bude náplní této práce.



Obrázek 13 - Analýza problému



### 2.3.Specifikace požadavků (požadavkový list):

Před započítáním řešení projektu je nutné specifikovat požadavky zadavatele a požadavky se zadáním související. Následující specifikace požadavků dále zobrazuje požadavky vycházející ze životního cyklu výrobku. Všechny parametry mají udanou důležitost a to jako podmíněné, nebo s nižší důležitostí přání. Parametry, které nebyly zadavatelem specifikovány, byly navrženy na základě konzultací s odborným konzultantem.

Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztažené k transformačním procesům životních etap TS	Požadovaná hodnota
Požadavky k hlavním provozním funkcím	
Moment na vřetenu	150-200 Nm
Maximální otáčky vřetena	3000 ot./min
Posuv v ose y	±100 mm
Výkon motoru	10-12 kW
Upínací standard nástroje	SK 50
Upínací síla nástroje	20 kN
Celková tuhost zařízení	50 kN/mm
Celková doba běhu	5000 hodin
Požadavky k ostatním provozním vlastnostem	
Prostředí	znečištěné
Četnost použití	střední
Manipulace	jednoduchá
Údržba	jednoduchá
Hlučnost	nízká
Požadavky k vlastnostem pro plánování	
Rozměry	kompaktní
Hmotnost	nízká
Bezpečnost provozu	vysoká
Spotřeba energie	nízká
Náklady	nízké
Požadavky k vlastnostem pro předvýrobu a výrobu	
Druh výroby	kusová
Vyrobitelnost	snadná
Náklady na výrobu	nízké
Požadavky k vlastnostem pro likvidaci	
Demontáž	jednoduchá
Recyklovatelnost	snadná

**Tabulka 2 - Specifikace požadavků**



## 2.4. Harmonogram řešení

Pro včasné dokončení práce je vhodné si objem práce rozdělit do časových úseků s milníky a ty pak průběžně kontrolovat. Z časového plánu jsou patrná data zadání, odevzdání a také to, že časově nejnáročnější částí bude detailní zpracování frézovací jednotky.

ID	Název úkolu	Zahájení	Dokončení	Trvání	Č4 12			Č1 13			Č2 13	
					X	XI	XII	I	II	III	IV	V
1	Diplomová práce	1. 10. 2012	20. 5. 2013	232d.								
2	Vyjasnění zadání	1. 10. 2012	10. 12. 2012	71d.								
3	Projektování	11. 12. 2012	11. 1. 2013	32d.								
4	Detailní zpracování	12. 1. 2013	20. 5. 2013	129d.								
5	Vyhledávání informací, zobrazování, kontroly	1. 10. 2012	20. 5. 2013	232d.								

Tabulka 3 - Časový harmonogram diplomové práce

## 3. Koncipování - „Projektování“

Výsledkem této části práce bude hrubý návrh variant s výběrem jedné optimální, jejíž detaily budou řešeny dále.

Řešení bude provedeno v menších iteračních krocích, přičemž se bude z abstraktního provedení přibližovat ke konkretizovanému.

### 3.1. Transformační proces jako černá skříňka

Černá skříňka představuje navrhované zařízení jako uzavřený proces, kde nejsou známy vnitřní funkce, ale jen základní požadavek na zařízení. V tomto případě je požadavkem změna výchozího stavu obrobku, či polotovaru do stavu změněného, obrobeného. Symboly šipek navázané na černou skříňku představují účinky působící na tento systém. Obecně jsou to účinky lidské, technických prostředků, okolí, informačních systémů a účinky řízení.

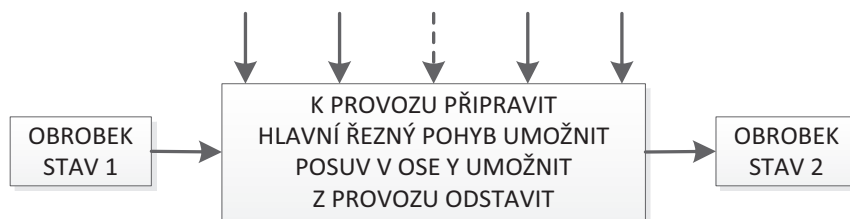


Obrázek 14 - Černá skříňka



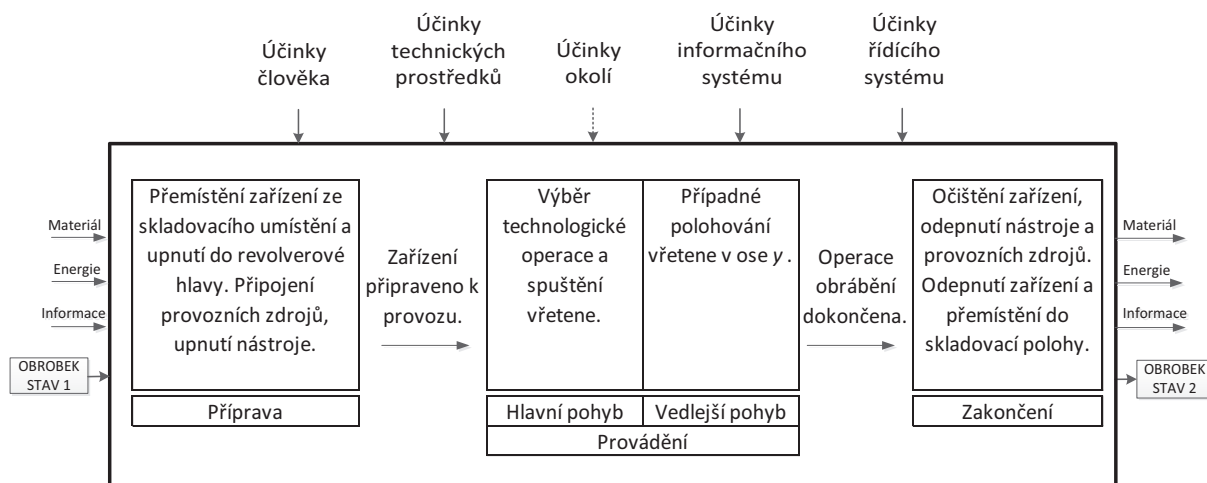
### 3.2. Transformační proces

V dalším kroku byly vytipovány čtyři základní funkce procesu obrábění, které je třeba zajistit. Aby bylo možné provést celý proces, musí být zařízení připraveno k provozu, musí být roztočeno vřeteno a pro některé operace polohováno v ose  $y$ . Poslední funkcí je odstavení z provozu.



Obrázek 15 - Transformační proces

Nyní bude úplně popsán úplný transformační proces při obrábění frézovacím zařízením.



Obrázek 16 - Úplný transformační proces

### 3.3. Funkční struktura

Následně budou přiřazeny vedlejší funkce jednotlivým funkcím hlavním. Protože se v tuto chvíli jedná o obecný návrh, je možné, že pozdější detailní řešení těchto funkcí bude generovat další, s nimi související. Závěrečná fáze je pouhou reverzací přípravy k provozu, takže zde nebude uvedena, ale je třeba jí vzít v úvahu.

Hlavním úkolem této části je zvolit základní princip funkce zařízení. Proto prozatím nejsou vybírány typy rámců, které budou konstruovány po sestavení funkčního mechanismu jako obalové struktury.



K PROVOZU PŘIPRAVIT	HLAVNÍ ŘEZNÝ POHYB UMOŽNIT	POSUV V OSE Y UMOŽNIT
• Skladovací polohu zajistit	• Přesnou rotaci vřetene zajistit	• Přesné vedení zajistit
• Manipulaci umožnit	• Připojení vřeteníku umožnit	• Pohyb udělit
• Upnutí fr. zařízení umožnit	• Vřeteník utěsnit	• Pohyb převést
• Provozní zdroje přivést	• Pohyb vřetenu udělit	• Odměřování polohy zajistit
• Upnutí nástroje umožnit	• Pohyb převést	• Mechanismus ochránit
	• Chlazení procesu zajistit	• Spojení prvků skupiny umožnit
	• Spojení prvků skupiny umožnit	• Připojení skupiny umožnit
	• Připojení skupiny umožnit	
	• Chlazení procesu zajistit	

Tabulka 4 - Důležité funkce zařízení

### 3.4.Návrh orgánové struktury

V této části byly jednotlivým funkcím přiřazeny možné orgány a zkombinovány tak, aby jednotlivé varianty tvořily funkční celek. Každé variantě byl přidělen jeden orgán pro každou zmíněnou vedlejší funkci zařízení. Pro tento účel byla vytvořena morfologická matice, ve které jsou vyznačeny 3 barevné varianty **A**, **B** a **C**. Tato možná řešení budou mezi sebou porovnána a bude vybráno optimální.

Hlavní fce	Vedlejší funkce	Orgány		
PROVOZ UMOŽNIT	Manipulaci umožnit	Ručně	Závěsné šrouby	Manipul. otvory
	Upnutí frézovací jednotky umožnit	Šroubový spoj	Prismatická drážka	
	Provozní zdroje přivést	Z revolverové hlavy	Externě	Ručně
HLAVNÍ ŘEZNÝ POHYB UMOŽNIT	Uložení vřetene zajistit	Kluzně	Valivě	
	Připojení vřeteníku umožnit	Tubus	Skříň	
	Vřeteník utěsnit	Dotykově	Bezdotykově	
	Pohyb vřetenu udělit	Elektromotor	Hydromotor	Elektrovřeteno
	Pohyb převést	Stupňovitě	Plynule	Přímý náhon
	Upnutí nástroje umožnit	Ručně	Stojně	
	Chlazení procesu zajistit	Středem nástroje	Externě	Kombinovaně
POSUV V OSE Y UMOŽNIT	Přesné vedení zajistit	Kluzně	Valivě	Kombinovaně
	Pohyb udělit	Rotační elektromotor	Lineární elektromotor	Lin. hydromotor
	Pohyb převést	Kuličkový šroub	Pastorek a hřeben	-
	Odměření polohy zajistit	Přímé	Nepřímé	
	Mechanismus ochránit	Teleskopický kryt	Měch	Stěrky

Tabulka 5 - Morfologická matice možných variant



### 3.5. Hodnocení a rozhodnutí o optimální variantě

Všechny tři varianty by mohly splnit požadavky zadání, musí být ale vybrána jedna optimální, která bude dále řešena podrobně. Vzhledem k ranému návrhu je v tuto chvíli zbytečné vyčíslovat ukazatele přesně a varianty budou zhodnoceny pouze subjektivním slovním hodnocením. Dále je možné, že se na výsledném řešení bude podílet více variant, vzhledem k pozdější hlubší analýze jednotlivých problémů.

Provedení **A** je variantou lehčího provedení, kompaktních rozměrů, vhodnou k častějšímu přenosu manipulátorem, případně ručně. Komponenty jsou voleny především dle kritéria hmotnosti. Pro hlavní pohon je využito elektrovřetení, což umožňuje vynechání dodatečných převodových prvků. Další úspora hmotnosti a nákladů může být spatřena v absenci strojního upínání nástrojů, což znamená vyšší pracnost a pomalejší časy výměny nástroje. Pro vyloučení složitých kapalinových obvodů je chladicí kapalina přiváděna ručně. Tato varianta má vzhledem k úspoře materiálu nižší tuhost a hodí spíše pro lehčí provoz.

Varianta **B** je podobná první variantě, ale je nastavena pro vyšší automatizaci, a tudíž nižší pracnost. Ta je dosažena zahrnutím strojního upínání nástrojů. V případě použití nástroje nepodporujícího chlazení jeho středem, tato varianta umožňuje přepnutí na přívod skříní vřeteníku. Hmotnost takové sestavy strmě poroste s automatizačními a vyztužujícími prvky, což ale umožní zlepšení tuhosti a přesnosti. Manipulace bude muset být prováděna manipulátorem, či jeřábem. Rozpočet konstrukce bude taktéž navýšen, stejně tak ale dojde ke zvýšení užitné hodnoty zařízení.

Varianta **C** je varianta těžká. Upnutí do prizmatického upínače by již pravděpodobně vzhledem k jeho nosnosti nebylo možné. Muselo by být přistoupeno ke komplikovanějšímu upnutí k revolverové hlavě, nebo dokonce na suport soustruhu, jak to řeší většina konkurence. Pro posuv v ose  $y$  zde bude využito lineárního hydromotoru v kombinaci s přímým odměřováním a hydrostatickým vedením. Toto vedení sebou ale ponese komplikace v podobě dalšího zdroje tlakového oleje. Kombinované chlazení řezného procesu středem nástroje a tělem vřeteníku je v případě těžších provozů samozřejmostí.

#### Vybraná varianta

Vybraným řešením se stala varianta **B** vyznačená v morfologické matici červenou barvou. Frézovací jednotka bude skladována v poloze, ve které budou přístupná oka závěsných šroubů pro manipulaci. Bude upnuta svěrným spojením v revolverové hlavě a chladiivo bude přivedeno propojením s revolverovou hlavou Sauter.

Parametry elektromotoru budou převedeny stupňovým mechanickým převodem na vřetení. Toto bude uloženo ve valivých ložiskách, nacházejících se ve skříní vřeteníku. Systém upínání nástroje bude pro rychlou výměnu proveden strojně. Chlazení řezného procesu umožní chladicí kapalina přivedená do řezu tělesem vřeteníku, nebo středem nástroje. Tato kombinace poněkud zkomplikuje konstrukci vřetene, ale značně zvýší užitnou hodnotu a konkurenceschopnost zařízení.

Posuv v ose  $y$  bude zajištěn valivým vedením, po kterém bude polohován vřeteník pohonem tvořeným rotačním servomotorem a kuličkovým šroubem. Odměřování polohy bude provedeno nepřímou, tedy snímáním otáček pohybového šroubu. K ochraně posuvového mechanismu před řeznou kapalinou a třískami bude doplněno plechové zakrytí.



## 4. Detailování a popis úplné stavební struktury TS

K dosažení detailního řešení návrhu je vhodné rozdělit komplexní problém do jednotlivých podproblémů a tyto pak řešit podrobně.

Základnou frézovacího zařízení, za níž nepůjde řešení této práce, bude upínací plocha revolverové hlavy. Celkové rozměry zařízení budou vycházet ze sil vznikajících v procesu obrábění a z požadovaného posuvu v ose  $y$ . Tyto rozměry dále pravděpodobně ovlivní požadavek vysoké tuhosti, tedy přidání či přesunutí materiálu pro zlepšení průřezových charakteristik klíčových částí rámu.

Řešení bylo rozděleno do 3 skupin a 6 podproblémů, jež jsou zobrazeny na následujícím schématu. Detailování počne návrhem hlavního pohonu, což představuje návrh elektromotoru, vřetene společně s upínáním nástrojů do kužele a mechanického převodu rotace motoru na rotaci vřetene. Další skupinu budou tvořit komponenty vedlejšího pohonu, tedy posuvový elektromotor a převodník rotačního pohybu na přímočarý včetně přesného lineárního vedení. Jakmile budou vyjasněny tyto dvě části, může být přistoupeno k návrhu jejich spojení a připojení celého frézovacího zařízení k revolverové hlavě.

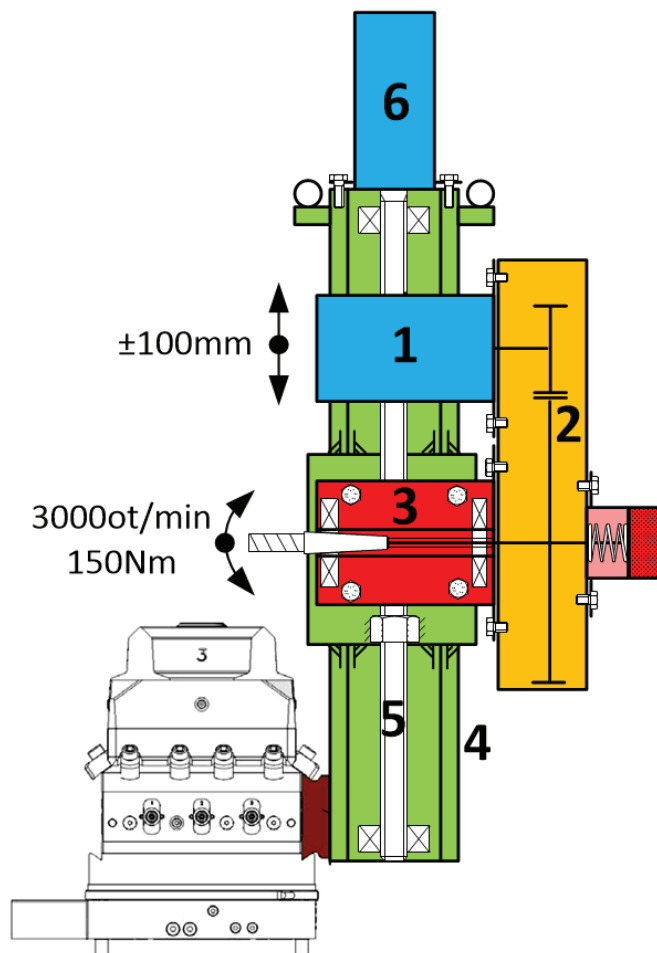
### 4.1 Skupina hlavní pohon

1. Motor hlavního pohonu
2. Převodový mechanismus
3. Vřeteno s upínáním nástroje

### 4.2 Skupina vedlejší pohon

4. Vedení osy  $y$
5. Převodový mechanismus
6. Motor posuvu osy  $y$

### 4.3 Skupina spojů



Obrázek 17 - Rozbor řešení problému

Pro řešení prvků, které nebyly konkrétně definovány v morfologické matici, bude uveden stručný přehled možných řešení problému a následně bude vybráno jedno řešení, které bude detailně řešeno analyticky, nebo za použití podpůrného softwaru.



## 4.1. Skupina hlavní pohon

### 4.1.1. Výběr motoru hlavního pohonu

Motor hlavního pohonu byl vybírán z nabídky firmy SIEMENS. Tato firma ve svém katalogu přímo specifikuje motory vhodné pro použití v hlavních pohonech a to motory 1PL6, 1PH7 a 1PH8.

Z katalogu byl vybrán asynchronní motor SIEMENS 1PH8 regulovatelný v širším pásmu otáček. Tento motor může být provozován v pásmu odbuzování magnetického pole, přičemž si s rostoucími otáčkami udržuje konstantní výkon. Pro dosažení maximálních požadovaných otáček na vřetenu je možné přistoupit až na otáčky  $n_{\max}$  při sníženém výkonu motoru.

Motory SIEMENS 1PH8 jsou novou generací motorů určených pro hlavní pohony strojů. Jsou dostupné jako asynchronní či synchronní varianta, přičemž mohou být chlazené přirozeným přestupem tepla, nucenou ventilací, nebo vodním chlazením.



Obrázek 18 - Motor Siemens řady 1PH8[29]

Výhody vybraného typu motoru:

- vysoká výkonová hustota s malými rozměry motoru
- široký otáčkový rozsah
- flexibilita díky možnosti výběru typu motoru, typu chlazení a konstrukce
- vysoká životnost ložisek
- vysoká přesnost rotace i při nízkých otáčkách
- nízká hlučnost



Na základě požadovaných parametrů bylo přistoupeno k návrhu motoru hlavního pohonu.

**Zadané parametry na vřetení:**

Požadovaný výkon:  $P = 10 - 12 \text{ kW}$

Požadovaný omezný moment:  $M_L = 150 - 200 \text{ Nm}$

Požadované maximální otáčky:  $n_{Ms} = 3000 \frac{1}{\text{min}}$

Volba motoru z katalogu Siemens pro jednostupňový převod:

**Zvolený motor:** 1PH8107-1EF02-0BB1

Výkon:  $P = 11 \text{ kW}$

Výkon při maximálních otáčkách:  $P_M = 8 \text{ kW}$

Jmenovité otáčky:  $n_e = 2000 \frac{1}{\text{min}}$

Maximální otáčky:  $n_M = 9000 \frac{1}{\text{min}}$

Jmenovitý moment:  $M_e = 53 \text{ Nm}$

Regulační rozsah při konst. výkonu:  $r_P = \frac{n_M}{n_e} = 4.5$

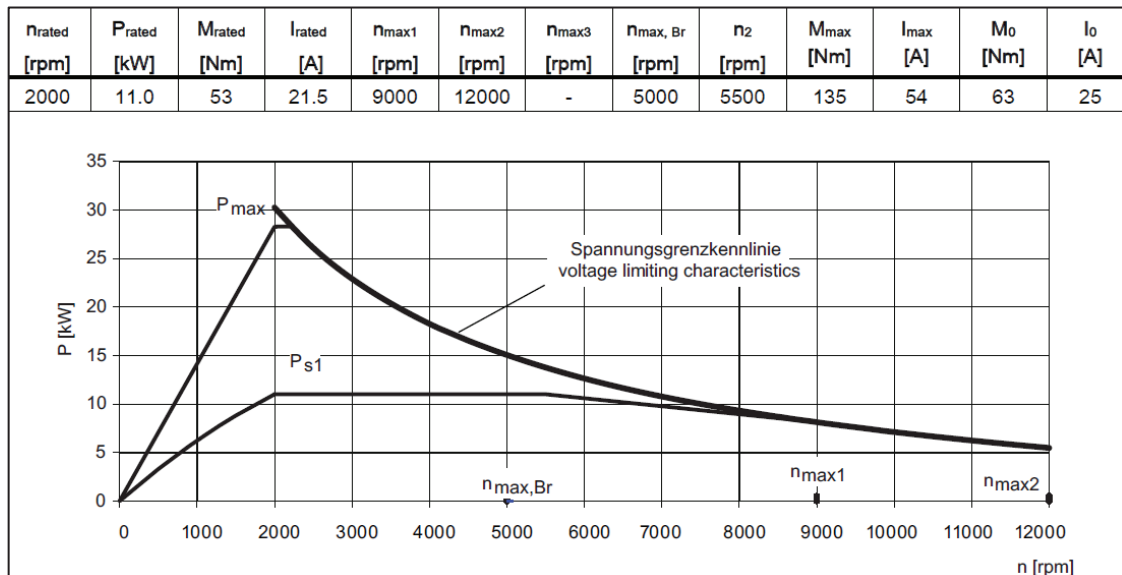
Moment při maximálních otáčkách  $M_M = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_M} = 8.5 \text{ Nm}$

Popis vybraného motoru

Vybraný motor nese označení 1PH8107-1EF02-0BB1. Jedná o asynchronní provedení obsahující absolutní enkodér pro zpětnou vazbu otáček. Tento motor je chlazen nucenou ventilací, čímž lze dosáhnout vyšších výkonů na rozdíl od přirozeného chlazení. Ve srovnání s koncepcí vodního chlazení se jedná o jednodušší provedení, vzhledem k absenci dodatečných kapalinových obvodů.



Následující diagram byl převzat z katalogu výrobce. Tento motor je schopen udržovat konstantní výkon 11kW v rozmezí otáček 2000-5500ot/min. Maximálním otáčkám 9000ot/min potom odpovídá výkon 8kW.



Obrázek 19 - Závislost výkonu na otáčkách motoru 1PH8107-1EF02[30]

Hmotnost motoru je 69 kilogramů, což v některých případech i přesahuje hmotnost konstrukce konkurenčních zařízení. Tato skutečnost bude nepříznivě ovlivňovat celkovou hmotnost frézovacího zařízení a pravděpodobně komplikovat požadované upnutí do revolverové hlavy. Pro stanovení kinematiky pohonu jsou potřebné následující výpočty.

Požadovaný převod: 
$$i_{1s} = \frac{n_M}{n_{Ms}} = 3$$

Účinnost převodu: 
$$\mu_{1s} = 0.98$$

Jmenovité otáčky vřetene: 
$$n_{e1} = \frac{n_e}{i_{1s}} = 666.7 \frac{1}{\text{min}}$$

Maximální otáčky vřetene: 
$$n_{M1} = \frac{n_M}{i_{1s}} = 3000 \frac{1}{\text{min}}$$

Jmenovitý moment vřetene: 
$$M_{es} = M_e \cdot i_{1s} \cdot \mu_{1s} = 155.8 \text{ Nm}$$

Omezný moment vřetene: 
$$M_L = 150 \text{ Nm} \quad M_{es} > M_L$$

Otáčky vřetene při omez. momentu: 
$$n_L = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot M_L} = 700.3 \frac{1}{\text{min}}$$

Moment při maximálních otáčkách: 
$$M_M \cdot i_{1s} \cdot \mu_{1s} = 25 \text{ Nm}$$



## 4.1.2. Stanovení zatěžovacích stavů vřetene

Pro návrh vřetene je nutné prvně stanovit jeho zatěžovací stavy, které v průběhu životnosti na zařízení působí. Z těchto stavů pak vychází různé kombinace otáček a momentů, které musí být vřeteno schopno zachytit s určitou životností. Pro tuto práci budou uvažovány tři řezné zatěžovací stavy. Všechny stavy budou plně využívat dostupného výkonu motoru, ale budou se lišit v kombinaci otáček a momentu na vřetení. Celková požadovaná doba běhu 5000 hodin bude rozdělena mezi tyto stavy v odhadovaném poměru času provozování, tedy 40%, 40% a 20%. Řezné podmínky a materiály jsou předběžně voleny dle učebních textů KOS[9].

Stav	Charakteristika	Nástroj	Řez. rychlost	Posuv na zub	Doba běhu
1	Maximální moment	Čelní fréza	100 m/min	0,1-0,4 mm/z	2000 hod
2	Dobré podmínky obrábění	Čelní fréza	100 m/min	0,1-0,4 mm/z	2000 hod
3	Maximální otáčky	Válcová fréza	200 m/min	0,05-0,12 mm/z	1000 hod

Tabulka 6 - Parametry zatěžovacích stavů

➤ Zatěžovací stav 1

Průměr nástroje bude stanoven z předběžné řezné rychlosti  $v_1$  pro daný stav. V následujícím vzorci budou použity otáčky  $n_L$  odpovídající omezujícímu momentu  $M_L$ .

Řezná rychlost:

$$v_1 = 100 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

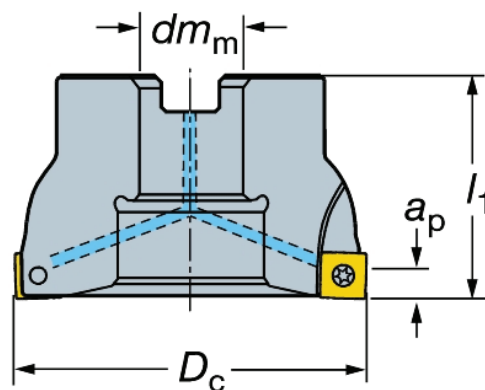
Vypočtený průměr nástroje:

$$D_{s1} = \frac{v_1}{\pi \cdot n_L} = 45.5 \text{ mm}$$

Tato hodnota byla porovnána s katalogem výrobce nástrojů Sandvik [31] a byla vybrána fréza CoroMill 490-050Q22-08M s průměrem  $D_c=50\text{mm}$ .

CoroMill 490-050Q22-08M		
Parametr	Označení	Hodnota
Hmotnost	Weight	0,4 [kg]
Počet zubů	$Z_c$	5
Jmen. průměr	$D_c$	50 [mm]
Vnitřní průměr	$dm_m$	22 [mm]
Délka	$l_1$	40 [mm]
Max. hloubka řezu	$ap_{\text{max}}$	5,5 [mm]
Max. otáčky	Max_rpm	25500 [1/ot]
Velikost vložky	Insert_Size	8 [mm]
Úhel nastavení	Kappa_r	90 [°]

Tabulka 7 - Parametry CoroMill 490-050Q22-08M[31]



Obrázek 20 - CoroMill 490-050Q22-08M[31]



Dále byly stanoveny řezné síly tohoto stavu pomocí koeficientů z učebních textů KOS [9].

Navržený průměr nástroje:  $D_{s1} = 50\text{mm}$

Řezné síly: Obvodová:  $F_1 = \frac{2 \cdot M_L}{D_{s1}} = 6000\text{ N}$

Radiální:  $F_{r1} = 0.8 \cdot F_1 = 4800\text{ N}$

Axiální:  $F_{a1} = 0.6 \cdot F_1 = 3600\text{ N}$

Vyložení nástroje vzhledem k čelní ploše vřetene, které se skládá z vyložení frézy  $l_{1f}=40\text{mm}$  a držáku  $l_{1d}=35\text{mm}$  je pro tento stav rovno  $75\text{mm}$ .

Popis použitého držáku nástroje, ověření řezných podmínek pomocí odpovídajícího modulu Coroguide a výpočty řezných sil i pro ostatních zatěžovacích stavy jsou přiloženy v příloze 1.

- Zatěžovací stav 2

Pro tento stav je použit stejný nástroj jako v zatěžovacím stavu 1. Je zde opět využit plný výkon motoru, ale kombinace parametrů řezu udává zvýšené otáčky a zhruba poloviční řezný moment, což charakterizuje zmíněné dobré podmínky obrábění. Řezné podmínky tohoto stavu byly stanoveny pouze modulem Coroguide.

Materiál obrobku			Doporučené řezné podmínky	
Národní norma			Rezná rychlost (vc):	200 m/min
CMC			Otáčky vřetena (n):	1273 ot/min
Oznacení	Tvrdost		Rychlost posuvu (vf):	637 mm/min
02.1	175	HB	Rezný výkon pro odber třísek (Pc):	11 kW
Trídy Coromant			Rychlost úberu kovu (Q):	203 cm <sup>3</sup> /min
SM30			Rezný moment (Mc):	83 Nm
Parametry (vyberte fz, hex nebo hm)				
Posuv na zub (fz):	Max. tloušťka třísky (hex):	Prům. tloušťka třísky (hm):		
0.10 mm	0.10 mm	0.07 mm		
Průměr rezu (Dc):	50 mm			
Úhel hlavního bitu: ( $\kappa_r$ )	90 °			
Počet efektivních zubů (zc):	5 ks			
Hloubka rezu (ap):	8.5 mm			
Pracovní záber (ae):	37.5 mm			
Počáteční záber (aei):				

Obrázek 21 - Stanovení řezných podmínek modulem Coroguide[31]

Řezné síly tohoto zatěžovacího stavu vychází ze stanoveného momentu  $M_{c2}=83\text{Nm}$ . Otáčky vřetene jsou pro tento stav  $n=1273\text{ot/min}$ .



- Zatěžovací stav 3

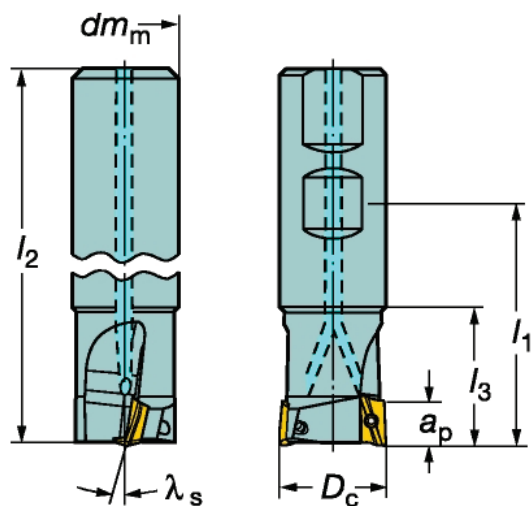
Tento stav má, kromě jiného, ověřit teplotní stabilitu ložisek pro maximální otáčky vřetene. Předběžný průměr řezného nástroje tohoto stavu bude stanoven z předpokládané řezné rychlosti  $v_3$  a maximálních otáček vřetene  $n_{M1}$ .

Řezná rychlost: 
$$v_3 = 200 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Vypočtený průměr nástroje: 
$$D_{s3} = \frac{v_3}{\pi \cdot n_{M1}} = 21.2 \text{ mm}$$

Následným porovnáním s katalogem výrobce Sandvik [31] byla vybrána válcová fréza o průměru  $D_c=25\text{mm}$  s označením CoroMill R390-025B25-11M.

R390-025B25-11M		
Parametr	Označení	Hodnota
Hmotnost	Weight	0,54 [kg]
Počet zubů	$Z_c$	3
Jmen. průměr	$D_c$	25 [mm]
Vnitřní průměr	$dm_m$	25 [mm]
Délka	$l_1$	120 [mm]
Celková délka	$l_2$	120 [mm]
Délka osazení	$l_3$	32 [mm]
Sklon ostří	$\lambda_{s\text{ }}$	17,06 [°]
Max. hloubka řezu	$a_{p\text{ max}}$	10 [mm]
Max. otáčky	Max_rpm	36500 [1/ot]
Velikost vložky	Insert_Size	11 [mm]
Úhel nastavení	$\kappa_r$	90 [°]



Obrázek 22 - CoroMill R390-025B25-11M[31]

Tabulka 8 - Parametry Coromill R390-025B25-11M[31]

Řezné síly tohoto stavu byly stanoveny pro moment na vřetení  $M_{Ms}=25\text{Nm}$  vypočtený v kapitole 4.1.1.. Tomuto stavu odpovídají maximální otáčky  $n_{M1}=3000\text{ot/min}$ . Vyložení nástroje s jeho držákem je pro tento stav rovno 184mm.

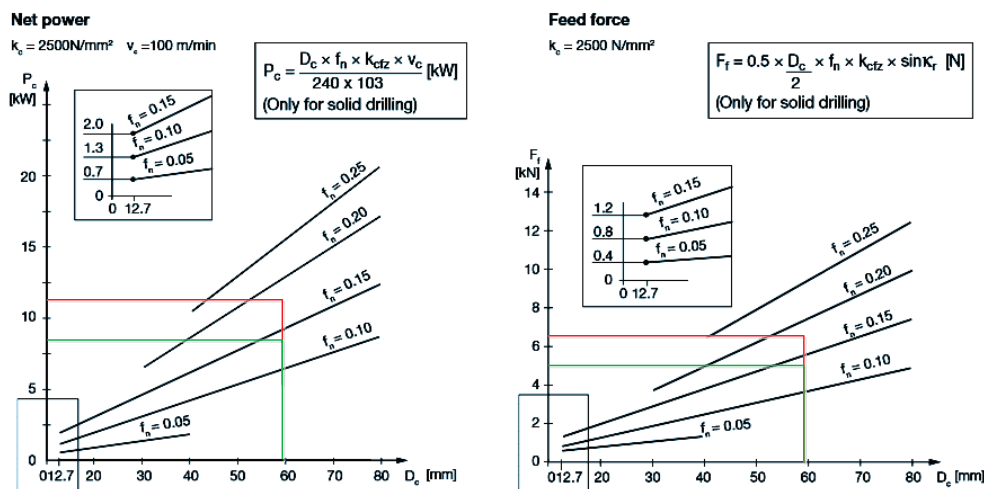
V následující tabulce jsou zrekapitulovány konečné parametry zatěžujících stavů použitých pro návrh frézovacího zařízení.

Stav	$D_c$ [mm]	P [kW]	M [Nm]	n [1/min]	F [N]	$F_r$ [N]	$F_a$ [N]	Vylož. [mm]
1	50	11	150	700	6000	4800	3600	75
2	50	11	83	1273	3320	2656	1992	75
3	25	8	25	3000	2000	1600	1200	184

Tabulka 9 - Rekapitulace zatěžujících stavů



Kromě těchto stavů, na které bude kontrolována životnost zařízení, bude uvažován ještě dodatečný zatěžovací stav, a to vrtání vrtákem T-Max U R416.1 o průměru 59mm.[32] Zatížení vyvolané tímto stavem bude použito pouze ke kontrole maximální axiální síly na vřeteno. Z katalogu výrobce nástroje Sandvik Coromant byl na základě instalovaného výkonu a průměru vrtáku stanoven maximální posuv 0,17mm/ot. V dalším kroku potom odpovídající axiální síla 6,4kN (v grafu červeně), což je zhruba dvojnásobek maximální axiální síly generované frézovacími stavy.



Obrázek 23 - Stanovení axiální síly pro vrtací operaci[32]

Výpočet byl tento stav zkontrolován:

Výkon motoru:

$$P = 11 \text{ kW}$$

Řezná rychlost:

$$v_c = 100 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Průměr vrtáku:

$$D_{vr} = 59 \text{ mm}$$

Otáčky vřetene:

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot D_{vr}} = 539.5 \frac{1}{\text{min}}$$

Moment na vřetenu:

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 194.7 \text{ Nm}$$

Omezný moment:

$$M_L = 150 \text{ Nm}$$

Úprava výkonu na omezný moment:

$$P_L = M_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 8.5 \text{ kW}$$

Bylo zjištěno, že moment na vřetenu přibližně stanovený z grafu překračuje omezující moment. Výběr z grafu byl tedy upraven na upravený výkon 8.5 kW, což odpovídá posuvu 0,13mm/ot a posuvové síle 5 kN (v grafu zeleně), která bude použita k budoucí kontrole ložisek vřetene.



#### 4.1.3. Převodový mechanismus mezi vřetenem a motorem

Pro návrh uložení vřetene je kromě zatěžovacích stavů nutný návrh převodového mechanismu a z něj vycházející přídatné síly na vřeteno. Pro převod rotace-rotace přichází pro tuto práci v úvahu převod ozubenými koly, řemenem, nebo řetězem. Jak bylo vypočteno při návrhu motoru hlavního pohonu, dostačující bude jednostupňový převod s převodovým poměrem 3:1, který bude muset přenést sílu dle maximálního momentu na motoru 50Nm a dále obvodové rychlosti vycházející z maximálních otáček motoru 9000 ot/min.

Dále budou popsány jednotlivé způsoby převodu především z hlediska výhod a nevýhod a bude vybrán optimální typ převodu.

##### • Řemenový převod

Jedná se o jednoduchý způsob převodu momentů a rotací na jeden či více hřídelí, které jsou většinou orientovány paralelně. Výkon je přenášen ohebným řemenem, který je veden řemenicemi na spojovaných hřídelích. Převodový poměr je dán poměrem průměrů řemenic. Obvodové síly mohou být přenášeny třením (klínové řemeny), nebo tvarovými elementy (synchronní ozubené řemeny) na řemenu a kladkách, ale vzhledem k pružnosti řemenu není převod zcela přesně zaručen. Použití dle typu do 50 m/sec.

- ☺ Výhody: Snadná instalace, jednoduchá údržba, vysoká spolehlivost, vysoké obvodové rychlosti, dobrá přizpůsobivost jednotlivým aplikacím, tlumení rázů a hluku.
- ⊗ Nevýhody: Omezené přenášené výkony, omezený převodový poměr na jednom převodovém stupni, v některých případech nezaručený převodový poměr (skluzem), vznik přídatných zatížení hřídelových ložisek napínací silou řemenu.

Předepnutí řemenu nutné pro zajištění silového přenosu může být zajištěno:

- a) Namontováním kratšího řemenu
- b) Změnou osové vzdálenosti spojovaných hřídelů
- c) Doplněním o napínací kladku
- d) Natačením speciální hřídelové excentrické kladky[13]

##### • Řetězový převod

Řetězové převody mohou být používány podobně jako ozubené řemeny pro zamezení prokluzu a zachování převodového poměru. Řetěz je složen z tuhých článků spojených čepy pro zaručení požadované ohebnosti na kladkách. Kladky jsou opatřeny zuby, které zapadají do otvorů řetězu a vzájemný pohyb je tak zaručen. Řetězy jsou používány pro přenos pohybu a sil z hřídele na hřídel o kratších vzdálenostech, ale i pro vzdálenosti větší. Použití dle typu do 12 m/sec.

- ☺ Výhody: Zaručený převod, vzhledem k vyšší pevnosti článku menší zástavné rozměry než u řemenů, vysoká účinnost až 98%, nižší zatížení hřídelí, možný přenos na více hřídelí, přenos vyšších sil, umožňuje vyšší převodový poměr na jeden stupeň, možný provoz v horších podmínkách.
- ⊗ Nevýhody: Vyšší náklady, nutnost přesného nastavení a napnutí, nutnost částečného mazání, rychlost poháněného hřídele kolísá vzhledem k určité délce článků řetězu. [15]



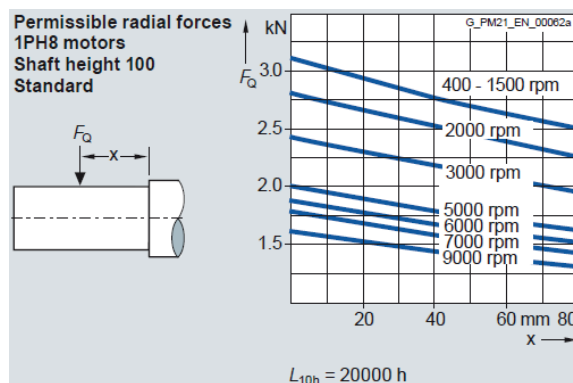
### • Ozubená kola

Převod ozubenými koly je podobný převodu třecími disky, kde je rotace hnacího disku převedena třením mezi disky na rotaci opačnou disku hnaného. Pokud ale obvodová síla překročí sílu třecí, tento přenos již není zajištěn a dochází k prokluzu. Ke spojení dvou či více hřídelí se zaručením přenosu se používají kola s tvarovými prvky – zuby. Převod ozubenými koly je jako jediný použitelný v provozech, kde je nutné přesné dodržení převodového poměru.

- ☺ Výhody: Přesný převod rychlosti, použitelnost pro převod vysokých sil a hřídele s malou osovou vzdáleností, vysoká účinnost, spolehlivý provoz, kompaktní sestavení.
- ☹ Nevýhody: Jelikož výroba kol vyžaduje speciální nástroje a vybavení, jedná se o nákladnější provedení, chybné vyrobení zubu kola může způsobovat vibrace a hluk, vyžaduje mazání a spolehlivou metodu jeho aplikace.[15]

Po zvážení možných variant bude přistoupeno k návrhu řemenového převodu, jelikož se jedná o levné, spolehlivé a na provoz nenáročné zařízení. Ve srovnání s ostatními zmíněnými druhy převodů řemeny vykazují sníženou tuhost, což by ale vzhledem k nižšímu výkonu zařízení nemělo narušit proces obrábění. Naopak zde dochází k tlumení rázů. V praxi jsou známy aplikace řemenových převodů pro hlavní pohony s vyššími výkony a proces obrábění přesto není vnesenou poddajností narušen.

Nejdůležitější kritéria pro výběr řemenu jsou limitní síly a rychlosti, které je řemen schopen převést. Návrh řemenového převodu je dále omezen dovolenou radiální silou na motor, která závisí na vyložení působící síly. Z katalogu Siemens[29] byl převzat diagram dovolených zatížení hřídele motoru. Uvažuje-li se zatížení s působištem v souřadnici  $x=30\text{mm}$ , je pro maximální otáčky 9000ot/min dovolena síla zhruba 1,5kN. Naopak pro otáčky 2100ot/min, při omezném momentu, je tato síla zhruba 2,5kN. Pro tyto stavy je výrobcem uvedena životnost motoru 20000 hodin.



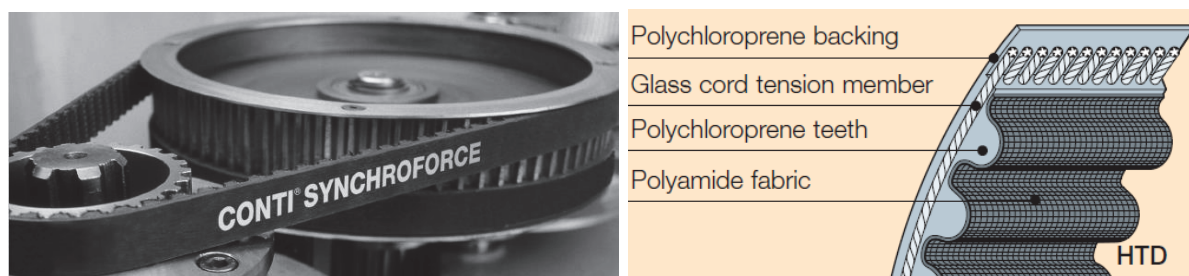
Obrázek 24 - Závislost dovolené radiální síly na jejím vyložení pro motory 1PH8[29]

Vzhledem k rozkladu sil na klínových řemenech, je k jejich napnutí nutná vyšší síla. V případě ozubených řemenů jsou generovány nižší radiální síly na spojované hřídele a axiální rozměry řemenice jsou taktéž úspornější.

V konstrukci převodu našel uplatnění ozubený řemen Contitech Synchroforce HTD v provedení CXP, pro jehož provedení výrobce udává maximální dovolenou obvodovou rychlost 50 m/s.[33] Pomocí návrhového softwaru samotného výrobce byl vybrán ozubený řemen Contitech Synchroforce CXP 8M se šířkou 30mm a roztečí zubů 8mm. Kompletní informace o komponentech řemenového převodu jsou uvedeny v příloze č. 2.



Podařilo se navrhnout řemenový ozubený převod s poměrem zubů 90/30, což znamená zachování požadovaného převodového poměru 3.



Obrázek 25 - Řemenový převod Contitech a složení řemenu v provedení HTD[33]

Řemen konstrukce HTD je vyztužen skelnými vlákny a dle katalogu výrobce[33] je jeho odolnost proti zadírání dána kombinací výšky zubu a jeho zaoblení. Označení CXP dodává vhodnost pro aplikace, kde dochází k přenosu vysoké síly při širokém dynamickém zatížení do rychlostí 50 m/s. Výrobce je dále specifikováno, že řemen odolává teplotám do 100°C a nepříznivým účinkům oleje.

K upínání řemenic na hřídele se obvykle používají kuželová samostředící pouzdra Taper. Aby mohlo být toto pouzdro použito, byla vybrána větší hnací kladka, která již může být upnuta pouzdem s označením TA1615-38 na hřídel motoru o průměru 38mm z katalogu prodejce TYMA[34]. Pro toto pouzdro je výrobcem udán maximální přenášený moment 240Nm bez použití pera a hnací motor tak může být vyroben levněji, bez drážky pro pero.

Protože se v případě hnané řemenice jedná o nestandardní rozměr hřídele, bude nakoupena standardní řemenice 90-08M-30 8A 2517 s otvorem pro rozpínací pouzdra Taper, který bude obroben na potřebný průměr vřetenového hřídele. Náklady tak budou nižší, než při výrobě celé řemenice na zakázku, což zmíněný prodejce taktéž nabízí. Spojení s hřídelem bude provedeno dvojicí per s rozměry 16x10x50. Výpočet per pomocí softwaru Mitcalc je proveden v příloze č. 3, kde pera vyhověla s bezpečností k mezi kluzu  $k=3$ .

Maximální radiální síla na hřídel motoru pro maximální otáčky je dle výpočtu, 1020N. V případě omezujícího momentu potom 1659N. Přičemž je uvažován nepříznivější stav, kdy se napínací kladka nachází v zatížené větvi řemenu.

	Meshing no. of teeth $z_e$	Static bearing force [N] $F_{Lstat}$	Dyn. bearing force [N] $F_{Ldyn}$	arc of contact [°] BETA
0.	10,66	1015,04	1019,71	127,94
1.	49,30	1116,94	1117,43	197,20
2.	3,49	338,38	404,94	34,86

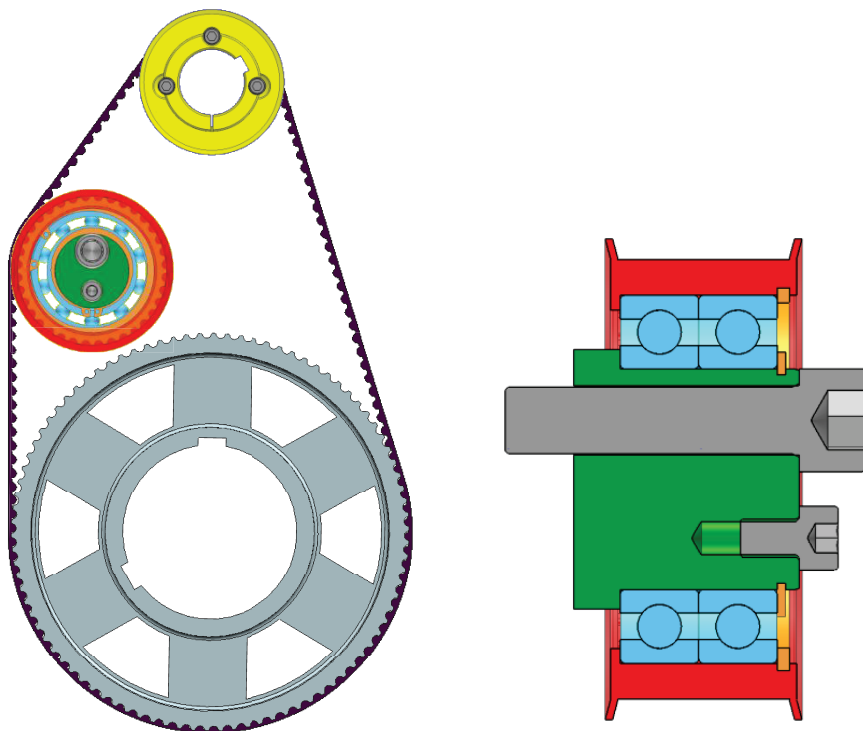
	Meshing no. of teeth $z_e$	Static bearing force [N] $F_{Lstat}$	Dyn. bearing force [N] $F_{Ldyn}$	arc of contact [°] BETA
0.	10,66	1555,84	1658,60	127,94
1.	49,30	1712,03	1723,20	197,20
2.	3,49	518,66	910,91	34,86

Obrázek 26 - Síly generované řemenem pro max. otáčky  $n_{max}$  a pro limitní otáčky  $n_L$

Obě tyto hodnoty vyhovují dříve stanoveným dovoleným hodnotám použitého motoru. Pro následující návrh vřetene budou použity radiální síly ve spektru dle zatěžovacích stavů s působištem v souřadnici řemenice. Výrobce řemenu upřednostňuje napínání kladkou zevnitř, aby nedocházelo k opačnému ohybu řemenu než na řemenicích. Počet zubů napínací kladky by měl být nejméně roven počtu zubů menší řemenice. Toto provedení je oproti vnějšímu napínání rozměrově úspornější, jelikož vnější kladka by měla být dokonce 1,5x větší než menší z řemenic. Taktéž je vhodné umístění napínací kladky co nejblíže větší řemenici, aby bylo snížení úhlu opásání menší řemenice co nejmenší.



Napínací kladka bude vytvořena ze standardní řemenice 36-08M-50 6F 6015 s kuzelem pro pouzdra Taper[34], protože je v tomto případě levnější oproti provedení s plným jádrem. Kuželový otvor kladky se obrobí na vnější průměr dvou ložisek ZKL60092Z, ve kterých bude uložen excentr. Ložiska jsou axiálně zajištěna dvojicí pojistných kroužků a osazením v kladce. Kladka může být nastavena do požadovaného vyosení až 24mm pomocí imbusového otvoru ve šroubu M8 a pak dotažena šroubem M14. Je doporučeno kontrolovat napnutí řemenu bezkontaktní frekvenční metodou. Vedení řemenu je zajištěno bočnicemi umístěnými na hnací a napínací řemenici. Provedení řemenového převodu a napínací kladky je zobrazeno na následujících ilustracích.



Obrázek 27 - Navržený řemenový převod (vlevo) a řez jeho napínací kladkou (vpravo)

Napínací kladka by se měla dle výrobce umisťovat do nezatížené větve řemenu. Protože je ale pravděpodobné, že zařízení bude pracovat i v opačném smyslu rotace, bude šroubový spoj v kladce na toto zatížení kontrolován. Dle obrázku 26 je maximální radiální síla působící na napínací kladku 910N. Do výpočtu programem KISSsoft byla zadána tato střížná síla přesunutá do osy a vzhledem přesunutí, dodatečně vypočtený krouticí moment  $M_k$ .

Maximální střížná síla:  $F_Q = 910\text{N}$

Maximální excentricita:  $y_e = 12\text{mm}$

Krouticí moment:  $M_k = F_Q \cdot y_e = 10.9\text{ Nm}$

Pro přenos tohoto zatížení bude šroub M14 dle výpočtu utažen momentem 40-64Nm. Kompletní výpočet je uveden v příloze č. 4. Pro maximální utažení šroub vyhověl s bezpečností 1,5 k mezi kluzu a 1,3 vzhledem k dovoleným kontaktním tlakům. V případě minimálního utažení je bezpečnost k prokluzu spojovaných ploch 1,5.

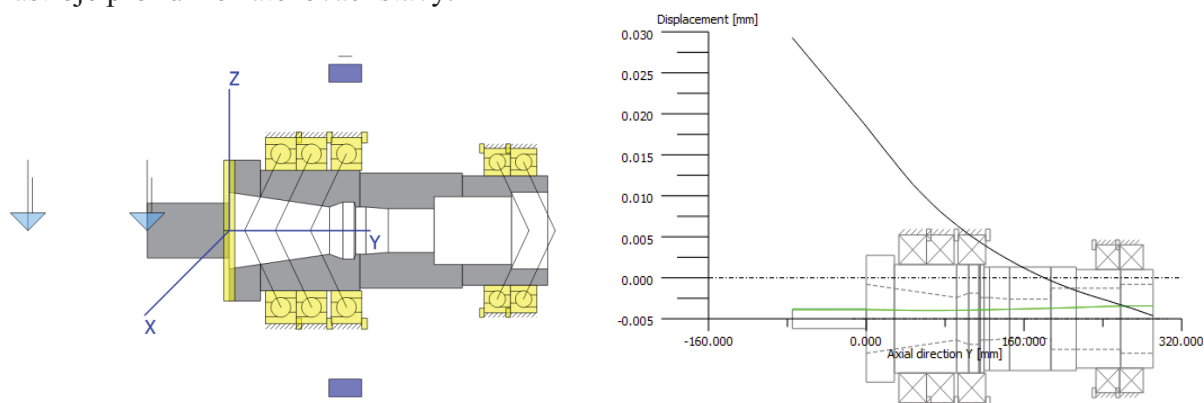


#### 4.1.4. Uložení vřetene

Podnikem ŠMT nebylo dodáno výchozí řešení frézovacího zařízení, jelikož se jedná o zcela nový produkt. Náhradní řešení bylo nalezeno v diplomové práci Martina Sládka[16], který se zde zabýval návrhem obdobného vřetene. Jeho provedení vřetene bude převzato společně s 3D modely a tato koncepce bude detailně zkontrolována a upravena na zadané parametry. Jím navržené vřeteno splňuje touto prací zadané požadavky, především upínací kužel SK50. Dojde k úpravě rozměrů hřídele, převodových prvků a rotačního uložení vřetene. Zachován by měl zůstat upínací systém s přívodem provozních zdrojů. Sládkovo výsledné řešení je uloženo ve vřetenových kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem pod úhlem  $25^\circ$ . Ložiska blíže nástroji jsou použita v sadě po třech a ložiska vzdálenější po dvou.

Systém PREV použitý Martinem Sládkem ke kontrole vřetene nezahrnuje do výpočtu tuhosti ložisek, resp. uvažuje je nekonečně tuhá. Klasická metoda výpočtu životnosti ložisek nezahrnuje vychýlení kroužků a vůle uvnitř ložisek. Software KISSsoft umožňuje pokročilý výpočet zatížení ložisek a životnosti na základě ISO 16281.[35] Tato metoda provádí kompletní analýzu zatížení každého valivého elementu uvnitř ložiska, přičemž bere v úvahu vnitřní geometrii ložiska, náklony, vychýlení a vůle. Tímto se zvyšuje poddajnost ložisek a do systému se tak vnáší další deformace, která způsobuje reálnější chování výpočtového modelu. Použití této metody je ještě důležitější v případě uložení vřeten, kde se aplikuje několik ložisek v tandemovém sestavení a síla je rozložena dle jejich poddajností.

Sládkovo provedení vřetene bylo namodelováno ve zmiňovaném programu KISSsoft a zatíženo dle zatěžovacích stavů této práce. Do výpočtového modelu byl přidán další tuhý hřídel nahrazující nástroj pro stanovení deformace v místě řezu. Dvojice sil vyznačená na slabém hřídeli upravuje nedokonalost KISSsoftu, který neumí brát v úvahu změnu vyložení nástroje pro různé zatěžovací stavy.



Obrázek 28 - Výpočtový model původ. řešení s celk. deformací 1. zatěžovacího stavu

Analýzou byly získány následující hodnoty, z kterých je patrné, že kontrolované provedení je předimenzované hlavně v případě statické bezpečnosti a trvanlivosti ložisek.

Vychýlení v místě řezu [ $\mu\text{m}$ ]	29,28
Max. redukované napětí hřídele [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]	9,92
Minimální trvanlivost ložiska [h]	229220
Minimální statická bezpečnost ložiska	19,47

Tabulka 10 - Výsledky původního řešení pro aktuální zatěžovací spektrum



Vřetenový hřídel a jeho uložení bude optimalizováno. Prvky upínacího mechanismu, které určují rozměry dutiny, budou překontrolovány a popřípadě upraveny, přestože se již v tomto stadiu jedná o rozměrově velice úsporné provedení. Souhmotí je zatíženo spektrem třech zatěžovacích stavů od řezných sil a radiální síly řemenového převodu. Každá z dvojice vyznačených sil obsahuje tangenciální, radiální a axiální složku, přičemž se pro první a druhý zatěžovací stav výpočtu účastní méně vyložená síla a pro třetí stav více vyložená. Velikost všech působících sil se mění v závislosti na aktuálním zatěžovacím stavu. Materiál vřetene je ocel C45.

Výběru ložisek byla věnována vysoká pozornost za podpory nástroje KISSsoft. V průběhu návrhů bylo zjištěno, že požadovaným zatěžovacím stavům vyhoví i obyčejné sestavení kosoúhlých ložisek typu „<O>“, a to jak z hlediska statické a dynamické bezpečnosti, tak i tepelně stabilních otáček. Rozhodujícím kritériem se tak stal poměr tuhost/cena uložení. Výsledky různých způsobů uložení jsou znázorněny v následující tabulce.

Způsob uložení	Deformace [ $\mu\text{m}$ ]	Zlepšení [%]
<O>	49,5	
<<O>	35,3	29
<<<O>>	30,5	14
<<<<O>>>	26,8	12

Tabulka 11 - Vliv typu uložení vřetene na jeho celkovou deformaci

Z tabulky je vidět, že deformace se snížila téměř o třetinu po přidání dalšího předního ložiska. V případě přidávání dalších ložisek se tato deformace snižovala méně výrazně. Vzhledem k ceně vysoce přesných ložisek je toto snížení deformace nepodstatné a výsledně bylo použito provedení <<O>.

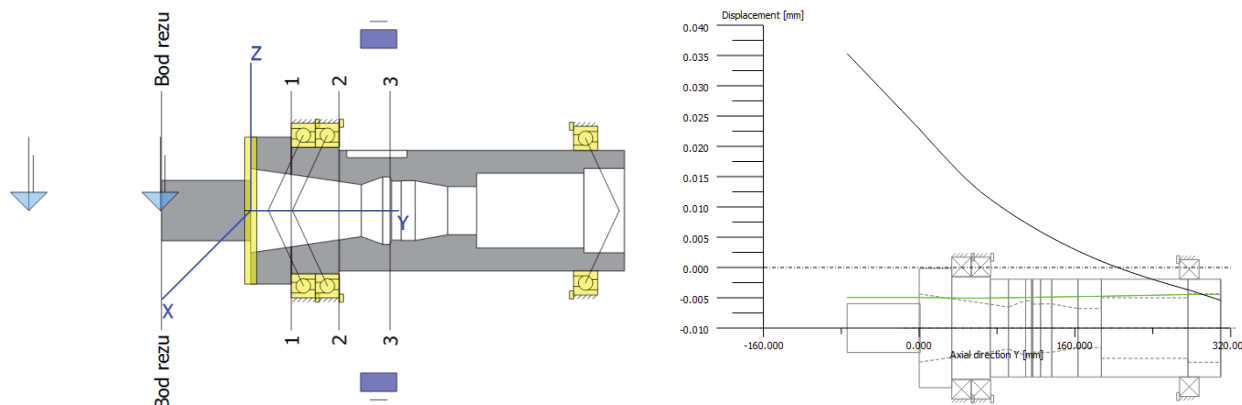


Obrázek 29 - Vřetenová ložiska FAG[36]

Použitá vřetenová ložiska B71921-E-2RSD-T-P4S a B71920-E-2RSD-T-P4S jsou utěsněná a předmazaná tukem FAG ARCANOL SPEED2,6 na dobu životnosti ložisek, takže jsou bezúdržbová. Pro toto mazání tukem výrobce uvádí limitní otáčky 8000ot/min pro přední a 8500ot/min pro zadní ložisko, což splňuje požadavky na maximální otáčky 3000ot/min.[36] Oproti Sládkovu provedení se povedlo uspořít 2 ložiska a také došlo ke zmenšení průměrů ložisek ze 170mm na 145mm resp. ze 150mm na 140mm, což je základem pro velikost vnějších rozměrů vřeteníku.



Výpočtový model nového provedení hřídele je zobrazen na následujícím obrázku.



Obrázek 30 - Výpočtový model nového řešení s celk. deformací 1. zatěžovacího stavu

Úpravou výchozí koncepce vřetene se minimálně zvětšilo vychýlení v místě řezu z  $29,28\mu\text{m}$  na  $35,33\mu\text{m}$ , uvažuje-li se obrábění nástrojem s vyložení 75mm a 1. zatěžovací stav.

<b>Hřídel</b>	Maximální vychýlení v místě řezu [ $\mu\text{m}$ ]	35,33
	Maximální redukované napětí [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]	11,34
	Minimální únavová bezpečnost	7,47
	Minimální statická bezpečnost	33,66
<b>Ložiska</b>	Minimální trvanlivost ložiska [h]	34502
	Minimální statická bezpečnost ložiska	10,42

Tabulka 12 - Shrnutí výsledků zatěžovacího spektra

Požadovaná trvanlivost a minimální statická bezpečnost ložisek jsou splněny.

Pro kontrolu tepelně stabilních otáček bylo vybíráno nejvíce zatěžované ložisko. Bylo zjištěno, že obě přední ložiska jsou zatížena podobně a pro zajištění nejhoršího stavu bylo ve výpočtu uvažováno pouze jedno z nich se zatížením celkovou axiální silou. Výsledky kontroly pro jednotlivé zatěžovací stavy jsou uvedeny v následující tabulce.

Stav	Ekvivalentní dynamické zatížení	Otáčky stavu	Tepelně stabilní otáčky
1	21747 [N]	700 [1/min]	2972 [1/min]
2	14085 [N]	1273 [1/min]	4317 [1/min]
3	11925 [N]	3000 [1/min]	4742 [1/min]

Tabulka 13 - Tepelně stabilní otáčky jednotlivých zatěžovacích stavů

Kromě vyhovujících výsledků této kontroly bylo dále zjištěno, že při 1. zatěžovacím stavu bylo aplikováno větší ekvivalentní dynamické zatížení než u vrtací operace a ložisko přesto vykazovalo statickou bezpečnost 10,5, takže vyhoví i pro vrtací zatěžovací stav. Detaily kontroly vřetenového hřídele a jeho ložisek jsou k nalezení v příloze č. 5.



Pro stanovení jednotlivých složek tuhostí pro místo řezu nástroje bude použit výpočet dle učebních textů KOS [9]. Má-li se jednat o tuhosti v jednotlivých směrech, musí být sestaveny výpočty zahrnující pouze jednotlivé síly, aby nedocházelo ke zkreslení silami ostatními. Pro tento účel byl do deformačního výpočtu přidán dokumentační bod „Bod řezu“, ze kterého může být požadovaná složka deformace odečtena. Výpočtové modely a grafické výsledky jednotlivých deformací jsou k nalezení v příloze č. 6. Shrnutí zjištěných výsledků udává následující tabulka.

Osa	$x$	$y$	$z$
Deformace [ $\mu\text{m}$ ]	18	2,3	26,5

Tabulka 14 - Osově složky deformace vřetene

Příklad výpočtu radiální tuhosti, v ose  $z$  (značení os dle KISSsoftu), je uveden níže.

Vychylující radiální síla v ose  $Z$ :  $F_1 = 6000 \text{ N}$

Deformace:  $y_{vrZ} = 26.5 \mu\text{m}$

Tuhost vřetene:  $k_1 = \frac{F_1}{y_{vrZ}} = 226.4 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Jako referenční hodnota bude použita požadovaná tuhost  $50 \text{ kN/mm}$  [9]. Vypočtená tuhost však zahrnuje pouze deformaci hřídele a ložisek. K těmto hodnotám bude později připočtena deformace skříně včetně spojů a až potom bude moci být tuhost porovnána. Pro předběžný návrh je ale dostačující, že se tato částečná tuhost výrazně nepřibližuje kritické hodnotě  $50 \text{ kN/mm}$ .

Tímto byl návrh uložení vřetene dokončen a bude přistoupeno ke kontrole a úpravám Sládkovy konstrukce [16] v oblasti upínání nástroje a chlazení řezného procesu středem nástroje.



#### 4.1.5. Unášeč nástroje

Výrobce unášeče nástrojů je německá firma OTT-JAKOB Spanntechnik GmbH. Tato firma rozlišuje několik provedení vřetenových hřídelí, a to hřídele zahrnující kompletní upínací systém, či jen jeho části a ostatní prvky upínání jsou potom umístěny v separátní skříni. Pro úsporu rozměrů bude zachováno řešení integrující všechny prvky upínacího systému do vřetene.

Nástroj je upnut do nástrojového držáku s kuželem SK50. Následuje upínací čep, který je zašroubován do držáku a je jediným prvkem, který spojuje obráběcí stroj s nástrojem. Do kuželové dutiny vřetene je potom vtahována sestava nástroje, držáku nástroje a upínacího čepu. Pro přenos krouticího momentu slouží dvojice unášecích kalených kamenů pro kužel SK50.



Obrázek 31 - Fréza [31] (vlevo) s nástrojovým držákem [40] (vpravo)

Nástroj je vtahován unášečem, který je firmou OTT-Jacob vyráběn v několika provedeních, které se liší rozměrově a způsobem šíření chladicího média.



Obrázek 32 - Typy unášeců OTT-Jacob (vlevo) a použitý typ unášeče [37] (vpravo)

Řešení obsahuje nejkratší nabízené provedení unášeče s označením 95.101.540.3.2 a délkou 46,2mm, což oproti ostatním provedením spoří v podélném směru zhruba 30mm. Unášeč se připojuje přes vnitřní závit M16x1,5-5H na tažnou tyč. Pro tento upínač výrobce udává minimální pracovní zdvih pro uvolnění nástroje 6mm, který budou muset umožnit dále navržené talířové pružiny. [37]



#### 4.1.6. Talířové pružiny

Pro aplikace v místech, kde je třeba generovat velké síly při malých zástavbových rozměrech, se využívá výhod talířových pružin. Tak je tomu i v případě strojních upínačů nástrojů.

Do unášeče bude zašroubována tyč s hydraulickým pístem připojující soustavu talířových pružin, které vyvodí požadovanou upínací sílu 20kN. V případě potřeby uvolnění nástroje jsou pružiny přetlačeny silou vyvolanou přívodem tlakového oleje na hydraulický píst. Sládkova sestava obsahuje 9 párů pružin Mubea 60x30,5x3,5 typu 180066. Tyto pružiny byly zkontrolovány ve výpočtovém softwaru společnosti Mubea a bylo zjištěno, že původní provedení nesplňuje minimální požadovaný zdvih pro uvolnění nástroje daný katalogem výrobce unášeče. Dále bylo překročeno dovolené napětí materiálu pružin. Proto byla sada pružin rozšířena na 9 sad po třech pružinách typu 180069 o rozměrech 63x31x3. Výpočet této koncepce pomocí programu Mubea je uveden v příloze č. 7. Navržené sestavení má v nezatíženém stavu délku 96,3mm. Při stlačení na 90,5mm je generována síla 19,7kN, což představuje upnutý stav. Po dalším stlačení o pracovní zdvih 6mm je generována síla 36,1kN, kde dojde k bezproblémovému vyjmutí nástroje z vřetene.



Obrázek 33 – Příklad sestavení talířových pružin[42]

#### 4.1.7. Hydromotor

Síla pro uvolnění nástroje oproti původnímu řešení klesla z 40kN zhruba o 10% a původní uvolňovací hydraulický píst by mohl být o stejnou hodnotu zmenšen. Průměr upínacích pružin byl však zvětšen a z montážních důvodů musí být průměr pístu zachován. Oproti tomu může být zmenšen potřebný uvolňovací tlak.

Vnější průměr pístu:  $D_p = 70\text{mm}$

Vnitřní průměr pístu:  $d_p = 20\text{mm}$

Plocha pístu: 
$$S_p = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)}{4} = 3534.3 \text{ mm}^2$$

Potřebná uvolňovací síla:  $F_u = 36.1 \text{ kN}$

Požadovaný tlak: 
$$p = \frac{F_u}{S_p} = 10.2 \text{ MPa}$$

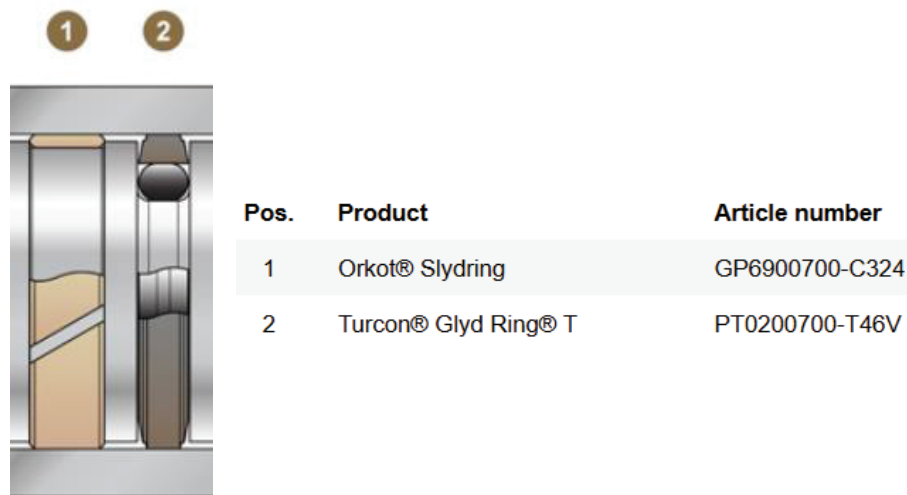


V případě, že v praxi nebude muset být dosažena maximální povolovací síla resp. uvolňovací zdvih, bude pro odepnutí nástroje postačovat tlak 10MPa.

Dále byla provedena kontrola pístnice na maximální tažnou sílu a taktéž hydraulický válec na maximální tlak dle teorie silnostěnných nádob na základě skript o hydraulických lisech.[11] Tato kontrola je uvedena v *příloze č. 8*. Hydraulický válec po zatížení pracovním tlakem prošel kontrolou s bezpečností k mezi kluzu 4,5. Pístnice, jejíž provedení je limitováno připojovacím závitem unášeče vykazuje velice zeslabený průřez, a tak bylo přistoupeno k použití oceli 30CrMoV4 s mezi kluzu 580MPa. Jedná se o ocel s vysokou pevností, která je nabízena prodejcem Feron jako materiál tyčí s kruhovým průřezem.[56] Touto volbou byla v kritickém průřezu analytickým výpočtem stanovena statická bezpečnost 3,7 (požadavek 3). Tento výpočet byl následně ověřen výpočtem v KISSsoftu kde byla navíc zkontrolována bezpečnost k mezi únavy 2,2 (požadavek 1,25).

Dále byly kontrolovány šrouby držící střed rotačního přívodu Deublin, které jsou namáhány silou generovanou tlakovým olejem. Výpočet byl proveden v KISSsoftu a je přiložen jako *příloha č. 9*. Sestava osmi šroubů ISO 4762 M8x16 přenese kontrolovanou sílu 36,1kN s bezpečností 1,5 k mezi kluzu a 2,2 vzhledem k dovoleným stykovým tlakům. Výpočet zahrnuje i kontrolu vzhledem k mezi únavy, kde byla vypočtena bezpečnost 11,4 což je taktéž vyhovující.

Kromě prodloužení tyče hydraulického pístu dle délky sestavy pružin došlo ke kontrole těsnění kalkulátorem výrobce těsnění TSS Trelleborg.[38] Po zadání pracovních tlaků, teplot, kapalin a zástavbových rozměrů byla konfigurátorem vygenerována následující sestava těsnění.



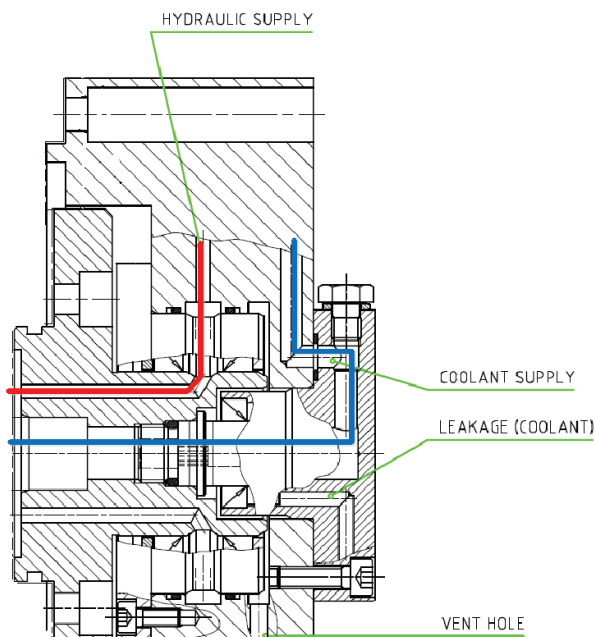
Obrázek 34 - Sestava těsnění hydraulického pístu[38]

Obdobně bylo potom pro těsněný průměr 20mm navrženo těsnění PT0100200-T46V a nepohyblivý O-kroužek středu rotačního přívodu OR3006500-N7.



#### 4.1.8. Přívod chladicí kapaliny

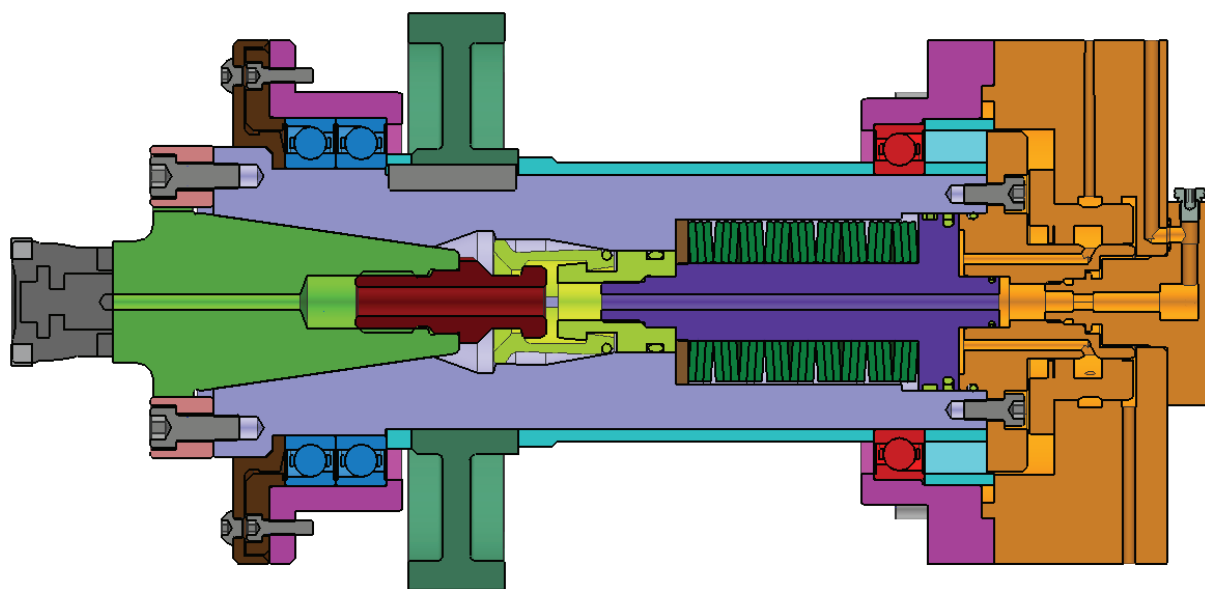
Přívod tlakového oleje a chladiva řezného procesu bude proveden stejně jako ve Sládkově práci, a to rotačním přívodem výrobce Deublin s označením EBV 20704-750, který je vyroben na zakázku pro ŠMT. Funkce tohoto zařízení spočívá v utěsnění přestupu chladiva a tlakového oleje pro upínání nástroje ze skříně vřeteníku na rotační vřeteno. Správná funkce přívodu tlakového oleje je zaručena za klidu zařízení. ŠMT dala k dispozici dokumentaci tohoto přívodu, ze které je patrná jeho funkce. Okolí rotačního přívodu bylo upraveno, aby konstrukce rotačního přívodu zůstala zachována a nebyla tak narušena jeho sériovost.



Obrázek 35 - Funkce rotačního přívodu Deublin EBV 20704-750[1]

#### 4.1.9. Detail uložení vřetene

V tuto chvíli je návrh vřetene kompletní a všechny jeho komponenty mohly být sestaveny.

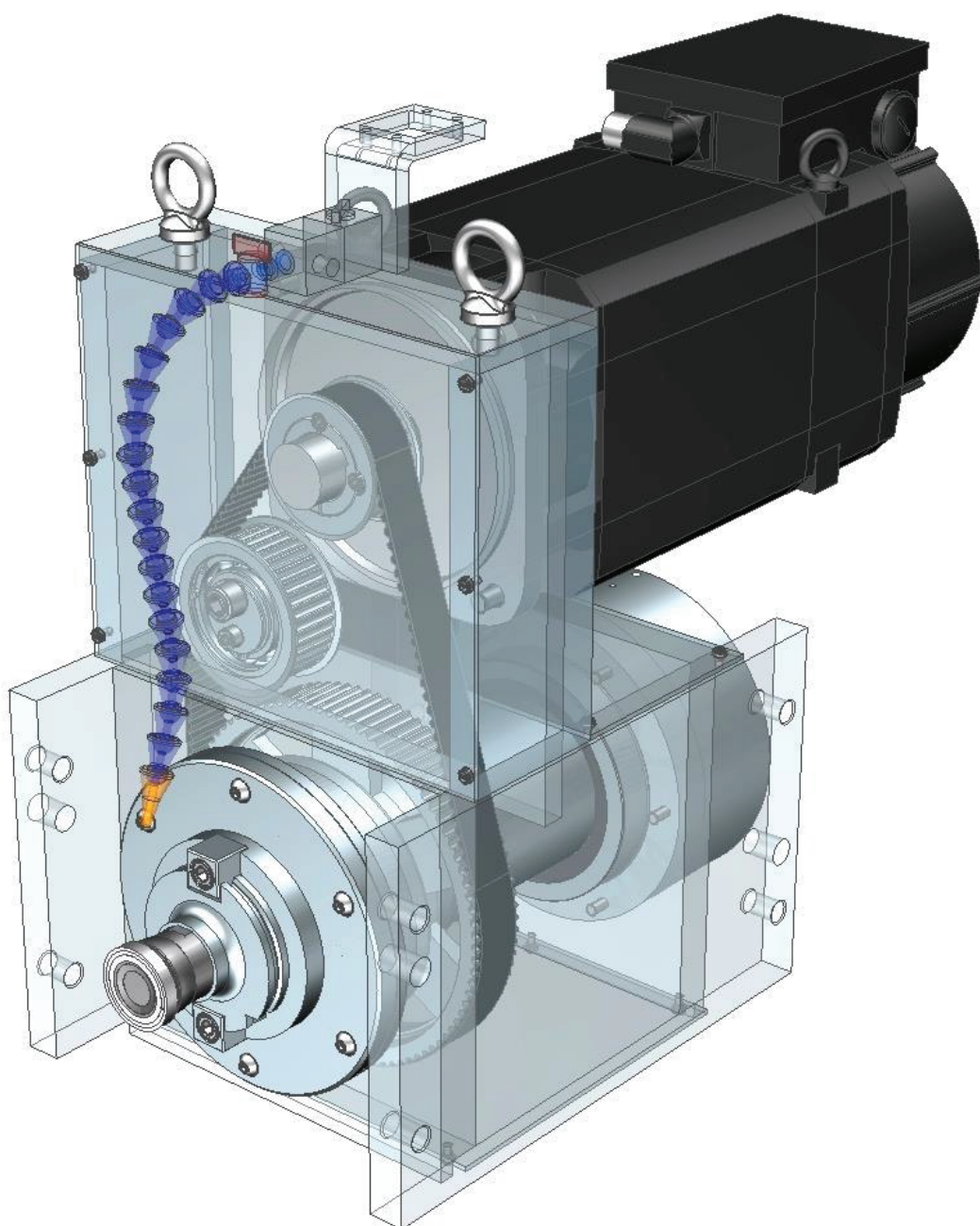


Obrázek 36 - Celková sestava vřetene



#### 4.1.10. Sestava hlavního pohonu

Poslední částí, důležitou pro sestavení hlavního pohonu, je jeho skříň. Pro konstrukci skříně vřeteníku bylo rozhodováno mezi odlitkem a svařencem. Po zvážení výhod a nevýhod obou provedení bylo přistoupeno k návrhu svařované konstrukce. Důvody této volby jsou popsány v kapitole 5 „Ekonomické hodnocení“. Při návrhu skříně byl kladen důraz na nízkou hmotnost, vysokou tuhost a jednoduchost. Výsledné řešení se skládá z několika válcovaných plechů z oceli S235JR, které jsou provařeny 1/2V svary. Svary v této práci nebyly modelovány a svařená konstrukce je vzhledem k tepelnému zpracování po svaření uvažována jako homogenní materiál. Celková konstrukce hlavního pohonu byla do této skříně sestavena a je zobrazena na následujícím obrázku. Připojení skříně bude popsáno ve své vlastní kapitole, nicméně připojovací otvory na každé straně vřeteníku jsou patrné již v tomto kroku.



Obrázek 37 - Celková sestava hlavního pohonu



## 4.2. Skupina vedlejší pohon

### 4.2.1. Lineární vedení

V rozhodovací analýze byla vybrána konstrukční varianta, která řeší posuv v ose  $y$  lineárním valivým vedením. Základní požadavky na vedení jsou posuv v ose  $y$   $\pm 100\text{mm}$ , zajištění přesné polohy, vysoká tuhost a bezpečné přenesení řezných a gravitačních sil.

Výběr lineárního vedení byl omezen dostupným prostorem pro zachování kompaktních rozměrů zařízení. Například firmou Hiwin je nabízena široká škála valivého vedení pro uspokojení nejrůznějších potřeb zákazníka. Lineární vedení se skládá z kolejničky a vozíku s valivými elementy, které se vzájemně pohybují s vysokou přesností a velice nízkými odpory. Tento typ vedení se dále vyznačuje vysokou únosností, jednoduchou montáží a údržbou. Hodnoty únosností jsou ovlivněny počtem valivých drah a typem valivých elementů.

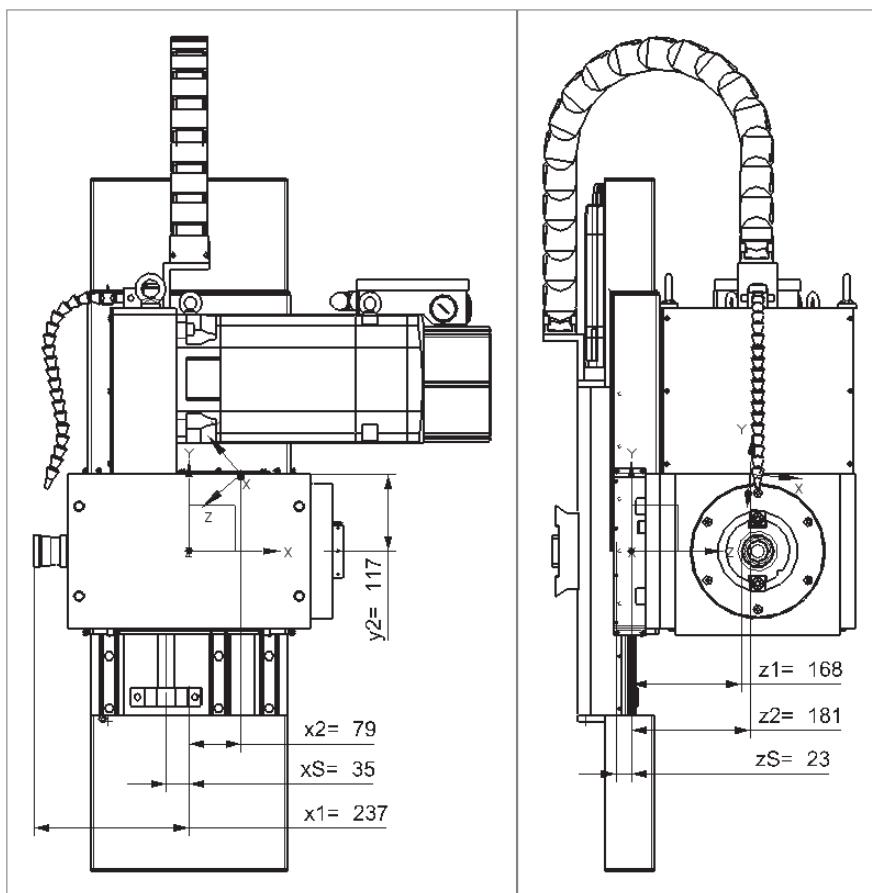


Obrázek 38 - Typy valivého lineárního vedení Hiwin[43]

Z hlediska konstrukce je možné aplikovat vozíky v úzkém provedení se závity v těle vozíku (obrázek 38 vlevo), nebo přišroubovaným ze strany kolejničky (vpravo). Taktéž uchycení kolejničky může být provedeno skrz, nebo se závitem v kolejničce. Po zvážení možných variant provedení ve vztahu k okolí se nabízí použití úzkého provedení vozíku se závitem a lištami přišroubovanými do závitu okolí.

Pro návrh dostatečně únosného vedení byla nutná transformace řezných a setrvačných sil z místa řezu, do souřadného systému vedení. Transformace byla provedena na základě výpočtu lineárních vedení z učebních textů KOS[7] a v průběhu návrhu byla aktualizována, jelikož se měnila hmotnost i rozměry zařízení. Konečné provedení transformace je zobrazeno na následujícím obrázku, kde jsou patrné i komponenty které dosud nebyly v práci popsány.



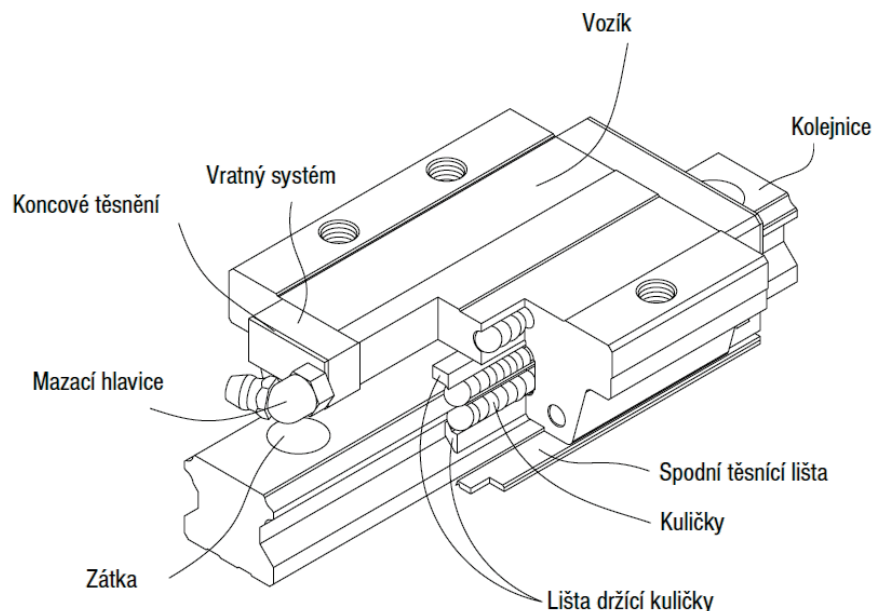


Obrázek 39 - Transformace řezných a gravitačních sil na lineární vedení

Pro výpočet vedení byly uvažovány opět 3 řezné zatěžovací stavy s předpokládaným pohybem rychlostí 2m/min a další dva rychloposuvové. Z toho jeden simulující zrychlení  $5\text{m/s}^2$  na rychlost rychloposuvu a jeden pro pohyb rychloposuvem 10m/min. Provozní doba byla rozdělena dle zatěžovacích stavů a pro pohyb rychloposuvem bylo přidáno dalších 1000 hodin, celkem tedy 6000. Orientace působení řezných sil byla zvolena tak, aby se jednalo o nejvyšší zatížení vedení. Jak se po aplikaci různých orientací řezných sil ukázalo, nejtěžší zatížení je to, kdy obvodová složka řezné síly působí ve shodném směru jako gravitační síla. Axiální síla pak ve směru kladné osy  $x$  a radiální síla ve směru kladné osy  $z$ . Tyto síly společně s gravitačními silami generují přídavné momenty, které budou po transformaci do souřadného systému vedení rozloženy zpět na jednotlivé složky sil. Celá transformace je uvedena v příloze č. 10.



Na základě výsledků transformace bylo z katalogu Hiwin vybráno vedení typu HG se čtyřmi kuličkovými oběžnými drahami. Dle výrobce bylo u tohoto provedení oproti staršímu modelu dosaženo o 30% vyšší tuhosti, a to zdvojením počtu valivých drah.[43]



Obrázek 40 - Vybrané vedení Hiwin - typ HG[43]

Konkrétně se jedná o snížený typ úzkého vozíku HGL30HA a kolejnici HGR30R v délce 500mm přišroubovanou seshora. Délka kolejnice byla volena s ohledem na možný nouzový přejezd a na obou stranách byla po doporučení konzultanta ze ŠMT krom požadovaného posuvu 100mm, kde budou umístěny koncové spínače, zachována další rezerva 20-30 mm, konkrétně 23.5mm na každé straně. Po havarijním přejezdu koncových spínačů bude sepnuta bezpečnostní brzda posuvového elektromotoru a dojde k zastavení posuvu.

Po transformaci sil byly pro každou jednotku stanoveny efektivní síly a ekvivalentní zatížení pro stanovení statické  $S_{0i}$  a dynamické bezpečnosti  $S_{dyni}$  (zde poměr životnosti v metrech a ujeté vzdálenosti).

$$S_{0A1} = 4.04$$

$$S_{dynA1} = 7.56$$

$$S_{0A2} = 5.78$$

$$S_{dynA2} = 12.35$$

$$S_{0B1} = 5.59$$

$$S_{dynB1} = 11.85$$

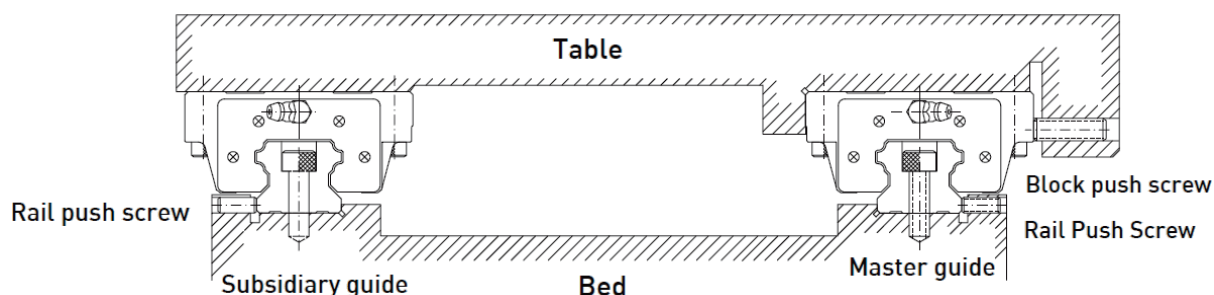
$$S_{0B2} = 4.14$$

$$S_{dynB2} = 7.81$$

Ve všech případech platí  $S_{0i} > 4$  a  $S_{dyni} > 2$ , což splňuje kritéria dané použitým výpočtem.



Konstrukce posuvu byla přizpůsobena výrobcem doporučenému montážnímu způsobu, kde je poloha obou kolejnic a dvou vozíků pevně dána a zbylé dva vozíky nejsou bočně vedené. Tento způsob vede k dosažení vysoké přesnosti a tuhosti vedení a také k jednoduššímu ustavení do správné polohy. Montáž kolejnic počíná odstraněním nečistot a naolejování funkčních ploch. Kolejnice jsou přisunuty k opěrným plochám a hlavní šrouby jsou lehce dotaženy. Dále jsou dotaženy boční stavěcí šrouby a potom opět hlavní šrouby M8x1.25x25 předepsaným utahovacím momentem 3041Ncm [44]. Na závěr jsou otvory šroubů utěsněny společně dodanými plastovými zátkami. Obdobným postupem jsou přišroubovány valivé vozíky. Správně namontované vedení je popsáno následujícím obrázkem.

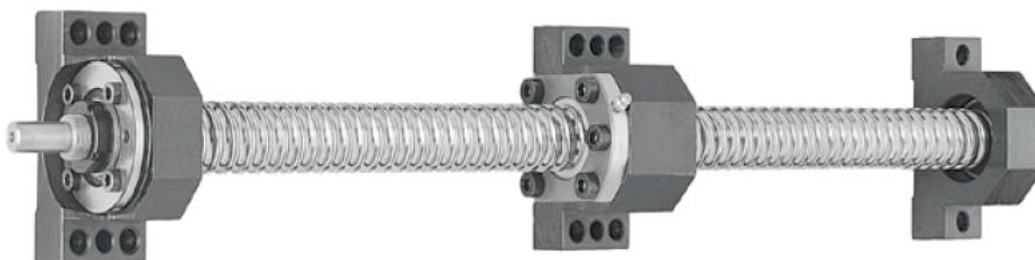


Obrázek 41 - Doporučený způsob montáže lineárního vedení Hiwin[44]

Údržba vedení spočívá v intervalovém domazávání tukovými maznicemi na čele vozíku, které byly kvůli omezenému prostoru nahrazeny maznicemi přímými. Pro vybranou velikost a zatížení do 10%  $C_{dyn}$  výrobce doporučuje doplňování tuku po ujetých 900 kilometrech.[44]

#### 4.2.2. Návrh převodového mechanismu

V dříve vybrané variantě byl pro posuvový mechanismus zvolen kuličkový šroub. Bude navržen šroub z nabídky výrobce Hiwin. Uložení šroubu bude provedeno jako jednostranně vetknuté a na druhém konci radiálně podložené. Stejné uložení je zobrazeno na dalším obrázku.



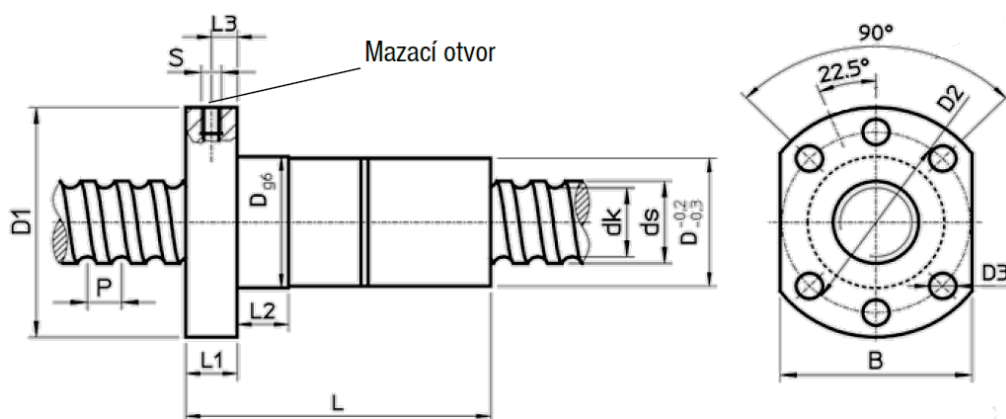
Obrázek 42 - Kuličkový šroub Hiwin[45]

Pro vymezení vůlí bude použita dvojité předepnutá matice Hiwin DDB2505-R-4EF s odpovídajícím kuličkovým šroubem R25-05-460 o průměru 25mm a celkové délce 460mm, která zahrnuje nouzové přejezdy.

Označení	ds	P	D g6	D1	D2	D3	Uspořá- dání otvorů	L	L1	L2	L3	S	B	dk	$C_{dyn}$ (N)	$C_0$ (N)	Hmotnost (kg)
DDB2505-R-4EF	25	5	40	62	51	6,6	1	95	10	10	5	M6	48	22,5	15600	27900	0,52

Obrázek 43 - Parametry vybrané kuličkové matice Hiwin DDB2505-R-4EF[45]

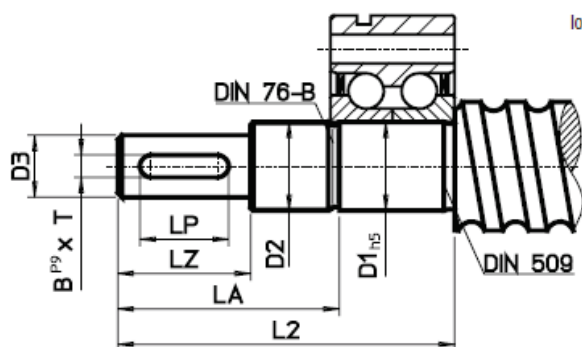




Obrázek 44 - Dvojitá předeprnutá matice Hiwin[45]

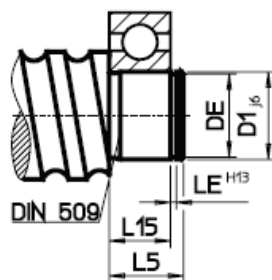
Pro uložení bude použito příslušenství stejného výrobce. Řešení uložení společnosti Hiwin typu S2 a S5 je zobrazeno na následujících ilustracích.

### Typ S2



ložisko ZKLF., ZKLN..

### Typ S5



radiální ložisko 62..

Obrázek 45 - Uložení kul. šroubu Hiwin typ S2 (vlevo), typ S5 (vpravo)

Ukončení šroubu v provedení S2 bude zajištěno maticí HIR17 s vnitřním závitem M17x1 a radiálními zajišťovacími šrouby.



Obrázek 46 - Zajišťovací matice Hiwin HIR17[45]



Kontrola převodu byla zjednodušena na symetrický zatěžovací cyklus pro obě předepnuté matice, i když je jedna z matic zatěžována vždy více, a to o gravitační síly. Nicméně byl předpokládán horší stav, při kterém jsou těmito silami zatíženy obě matice a pokud tomuto stavu předepnutá dvojice matic vyhoví, vyhoví i lehčímu nesymetrickému zatížení. Z transformace sil pro výpočet lineárního valivého vedení byly získány síly působící na kuličkový šroub pro každý z pěti zatěžovacích stavů, s nejvyšší silou 8424N. Navržený šroub byl kontrolován na statickou bezpečnost a na životnost dle výpočtu z učebních textů KOS[8], dále na namáhání vzpěrem a kritické otáčky dle výpočtu výrobce šroubu.[45]

Kompletní výpočet kuličkového šroubu s předepnutou maticí je přiložen v příloze č. 11. Výsledky kontroly jsou shrnuty v následující tabulce. Sestava kuličkového šroubu vyhověla ve všech kontrolovaných bodech.

Veličina	Hodnota	Požadavek
Bezpečnost k době běhu	1,2	>1
Statická bezpečnost	3,3	>3
Bezpečnost vůči vzpěru	61,7	>2
Bezpečnost na kritické otáčky	13	>1,25

**Tabulka 15 - Shrnutí kontroly kuličkového šroubu**

Ve zmíněné příloze byly také stanoveny dílčí a celková tuhost posuvového převodu. Tato hodnota dále ovlivní celkovou tuhost zařízení pro obrábění při posuvu v ose  $y$ . Protože zvolený výrobce kuličkového šroubu Hiwin neuvádí tuhosti kuličkových matic, byla nalezena tuhost obdobné kuličkové matice z konkurenčního katalogu KSK Kuřim[46]. Shrnutí tuhostí je uvedeno v následující tabulce.

Prvek	Tuhost [kN/mm]
Kuličková matice	650
Kuličkový šroub	293
Vetknuté uložení konce šroubu	375
Celková tuhost převodu	<b>131</b>

**Tabulka 16 - Shrnutí složek tuhosti posuvového převodu**



#### 4.2.3. Výběr motoru vedlejšího pohonu

Pro pohon posuvu v ose y bude navržen kompaktní synchronní motor Siemens řady 1FT7.

K jeho výhodám patří:

- vysoký dynamický výkon daný možností přetížení až 4x statického momentu
- vysoká účinnost
- rychlá a snadná montáž
- nízké momenty setrvačnosti



Obrázek 47 - Motor Siemens řada 1FT7[29]

Pro návrh bylo použito zatěžovací spektrum z předchozí transformace sil. Na základě maximální potřebné posuvové síly a rychlosti posuvu na kuličkovém šroubu byl proveden následující výpočet stanovující požadavky na motor.

Maximální síla na výstupní části:  $F_{\text{pos\_max}} = \max(F_{S,y}) = 8424.01 \text{ N}$

Maximální rychlost výst. části:  $v_s = \max(v_s) = 10 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Stoupání kuličkového šroubu:  $P_{\text{šr}} = 5 \text{ mm}$

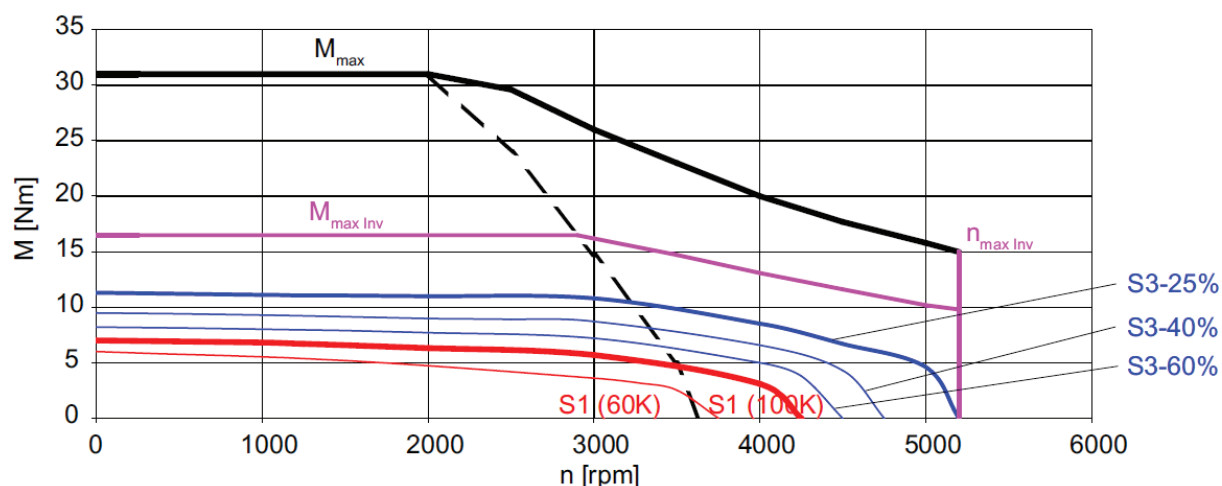
Maximální potřebné otáčky mot.:  $n_1 = \frac{v_s}{P_{\text{šr}}} = 2000 \frac{1}{\text{min}}$

Účinnost převodu kul. šroubu:  $\mu_{\text{šr}} = 0.98$

Potřebný moment motoru:  $M_{\text{pos}} = \frac{F_{\text{pos\_max}}}{\mu_{\text{šr}} \cdot i_1} = 6.84 \text{ Nm}$

Z hodnoty potřebného krouticího momentu byl vybrán motor 1FT7046-5AF7. Motor se chladí přirozeným přestupem tepla a disponuje výkonem 1,76kW. Jmenovitý moment dosahuje 5,6Nm při otáčkách 3000ot/min. Jak je však patrné z momentové charakteristiky (obrázek 48), statický moment dosahuje hodnoty 7Nm a v pásmu využívaných otáček nepatrně klesá. Navíc je možné motor krátkodobě přetěžovat až na hodnotu 31Nm, což by mělo bezpečně pokrýt přídatné síly generované rotačními setrvačnými hmotami, které nebyly v návrhu motoru uvažovány.





Obrázek 48 - Momentová charakteristika posuvového motoru 1FT7046-5AF7[48]

Motor je vybaven bezpečnostní brzdou s permanentním magnetem, který přitahuje brzdící elementy na brzděnou plochu čímž je brzda zablokována. V případě, že se brzda napájí, proud v cínce generuje síly překonávající síly permanentního magnetu a brzda je odblokována. Tato brzda dokáže blokovat momentem 8Nm a může být vystavena průměrně 2000 nouzových brzdících cyklů bez výrazného opotřebení brzdících segmentů. Nicméně dle výrobce není možné tuto brzdu použít jako provozní.[47]

#### 4.2.4. Spojení motoru s převodovým mechanismem

Motor bude s kuličkovým šroubem spojen pružnou vlnovcovou spojkou GSP20-F14-F19 od italského výrobce Sit. Pro menší ze spojovaných průměrů 14j6 na kuličkovém šroubu výrobce garantuje přenos momentu 25,5Nm bez použití pera, což je pro danou aplikaci plně dostačující. Pro větší spojovaný průměr je tato hodnota ještě vyšší. Tyto spojky se vyznačují zvýšenou poddajností v axiálním i radiálním směru, ale vysokou torzní tuhostí. Tato skutečnost umožňuje určitou vzájemnou montážní nepřesnost spojovaných hřídelí bez přídavných zatížení, které by generovala pevná spojka v průběhu otáčení. Montáž této spojky je nenáročná a spočívá v nasazení na spojovanou hřídele a dotažení dvou šroubů M5 předepsaným momentem 6Nm.[49]

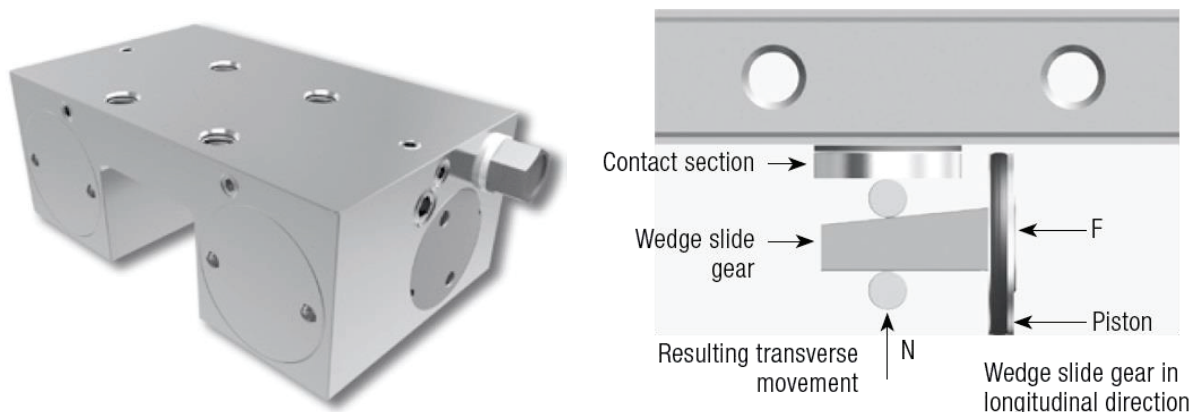


Obrázek 49 - Pružná spojka SIT Servoplus[49]



#### 4.2.5. Blokování posuvu

V případě obrábění, kdy nedochází k pohybu posuvu v ose  $y$ , je vhodné tuto polohu zajistit. Toto by bylo možné blokadí motoru nebo trvalým napájením motoru, což by ale kromě zvýšení nákladů na provoz mohlo vzhledem k poddajnější silové soustavě vést k nižší přesnosti obrábění. Pro zajišťování polohy u valivého vedení se používají hydraulické, či pneumatické svěrné jednotky, které se montují na stejné kolejnice vedení jako valivé vozíky. Pro namontování fixátorů by ale musely být kolejnice prodlouženy, což by vzhledem ke snaze o zachování minimálních rozměrů zařízení nebylo možné. Pro zamezení růstu rozměrů konstrukce musela být přidána další kolejnice určená pouze pro tento účel. Dráhy pro kuličky jsou na těchto lištách nevyužité, ale protože se jedná o standardní díl navíc shodného rozměru jako lineární vedení, bude zvýšení nákladů nižší než při návrhu vlastního svěrného systému. Po bližším průzkumu bylo zjištěno, že hydraulické jednotky dosahují zhruba dvojnásobných přídržných sil, ale jejich rozměry jsou asi trojnásobné, což upřednostnilo pneumatické jednotky. Maximální síla v ose  $y$  pro hrubovací zatěžovací stav I je dle výpočtu kuličkového šroubu 8424N, což je vzhledem k zajišťovacím silám svěrných jednotek relativně velká hodnota. Aby byla blokadě bezpečně zajištěna, bude přistoupeno k použití pětice pneumatických jednotek MK3001A. Jedna jednotka je schopna přidržet posuv silou 1750N a společně tak vyvede celkovou přídržnou sílu 8750N, která je vyšší než požadovaná síla. Vzhled a princip těchto upínaců jsou znázorněny na následujících ilustracích z katalogu výrobce ZIMMER.[50]



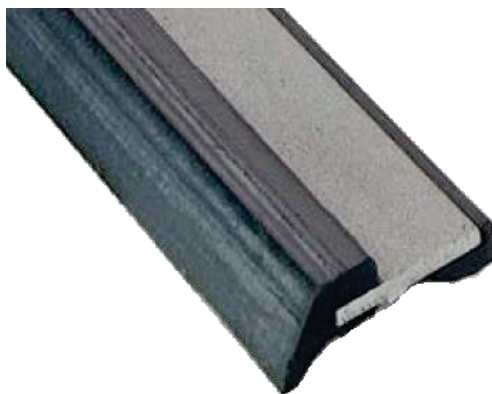
Obrázek 50 - Svěrná jednotka Zimmer typu MK s principem funkce [50]

Upínací funkce spočívá v působení tlaku vzduchu 6bar (max. 8bar) na píst, čímž je vyvozena síla  $F$ . Tato síla je multiplikována přes klín na normálovou sílu  $N$ . Síla  $N$  přitlačuje kontaktní element na lištu vedení a je tak vyvozena přídržná síla 1750N. Připojení vzduchu je možné z obou stran jednotky, a to dvojicí děr, z nichž jedna je obsazena filtrem vzduchu a druhá přívodem tlakového vzduchu.[50]



#### 4.2.6. Zakrytování posuvu

Pro ochranu posuvového mechanismu před nepříznivými účinky okolí bude citlivý prostor zakrytován. Při tvorbě zakrytování byla požadována jednoduchost. Inspirací při návrhu byly teleskopické plechové kryty, v obráběcích strojích hojně používané. Obě strany zakrytování se skládají z dvojice ocelových plechů tloušťky 3mm, přičemž jeden plech je pevně spojený se skříni posuvu a druhý s posouványými součástmi. Utěsnění navzájem posouvajících se plechů je zajištěno stěrači výrobce HEMA typu P01 8x2. Tento stěrač je tvořen navulkanizovaným polyuretanem na ocelový podpůrný plech. Jedná se o nerozebíratelné provedení a v případě opotřebení se vyměňují celé lišty. Délky navzájem posuvných plechů jsou voleny tak, aby nedošlo k přejezdu těsnění přes hranu plechu a následnému poškození. Výrobce uvádí vysokou odolnost proti opotřebení, olejům, chladicím kapalinám a mikroorganismům. Je možné použití do 90°C, krátkodobě potom do 130°C. Tyto stěrače jsou nabízeny v délce 500mm a pro univerzální použití se dělí na požadované délky. Jejich instalace může být provedena nalepením, bodovými svary, svorkami, nebo přišroubováním na těsněné plechy. Bylo zvoleno šroubované provedení pro snadnější výměnu poškozených částí.[51]

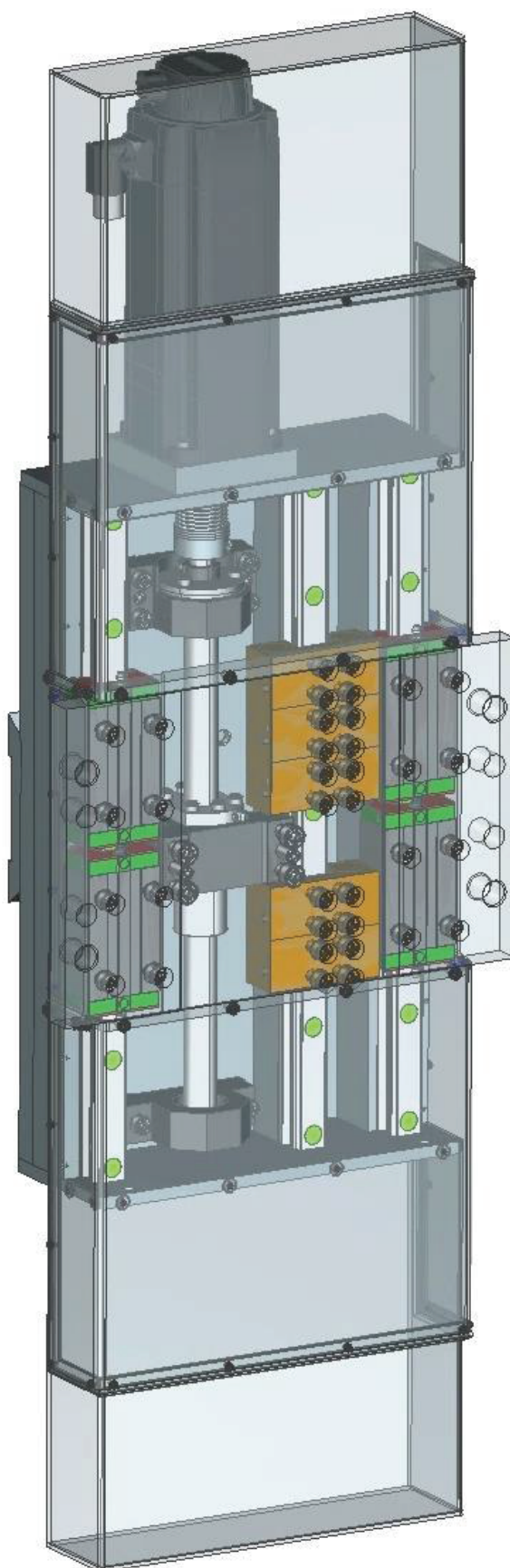


Obrázek 51 - Těsnící lišta Hema P01 8x2[51]

#### 4.2.7. Sestava vedlejšího pohonu

Všechny součásti posuvu jsou montovány na skříň, která je opět svařovanou konstrukcí z válcovaných polotovarů z oceli S235JR. Její koncepce byla navržena pro snadnou a přesnou montáž kolejnic lineárního vedení na trojici svislých obdélníkových profilů s osazením, které zároveň výrazně vyztužují skříň. Ke skříni je dále přišroubován kuličkový šroub s motorem, zakrytování posuvu a prizmatické upínací desky.





Obrázek 52 - Celková sestava vedlejšího pohonu



### 4.3. Skupina spojů

#### 4.3.1. Spojení hlavního a vedlejšího pohonu

Provedení připojení vřeteníku k posuvu v ose  $y$  bylo již od výběru optimální varianty plánováno jako rozebíratelné šroubované, aby mohlo v případě potřeby dojít k otočení vřeteníku o  $180^\circ$  a rozšířit tak proveditelné technologické operace. Jednou z možností připojení by bylo prošroubování vřeteníku skrz, což by ale vyžadovalo šrouby o minimální délce 300mm. Proto dojde k uchycení pouze za boční desky skříně, a to pomocí 4 šroubů M16x45 a dvou kuželových kolíků 16x60 s vnitřním závitem pro snadnější opakovanou montáž. Spojované desky byly prodlouženy, aby mohlo dojít ke snadnějšímu zakolíkovaní a dotažení všech šroubů ze strany revolverové hlavy. Použitý software KISSsoft umožňuje kontrolu soustavy šroubů při zadání celkových sil a momentů v těžišti plochy vzniklé řezem spojovacími prvky vedeným spojovanou plochou. Zadané zatížení je potom automaticky přepočítáno na jednotlivé šrouby a je vyhodnocen nejvíce namáhaný šroub. Pro kontrolu spojení musela být provedena další transformace sil na spojovanou plochu, tentokrát již pouze pro nejtěžší zatěžovací stav. Tato transformace vychází z transformace pro návrh lineárního vedení a pomine-li se úbytek hmotnosti o desku posuvu a s tím spojená nepatrná změna polohy těžiště, liší se pouze konstrukční souřadnice  $z$ , a to úbytkem vyložení sil z lineárního vedení na plochu spoje o  $\Delta z = 44\text{mm}$ , které bylo odečteno od souřadnic původní transformace v této ose. Připojená hmotnost tímto spojem, daná analýzou CAD systémem, je 230kg.

Transformované hodnoty momentů a sil byly přeneseny do KISSsoftu, kde byly zatíženy šrouby v navrženém rozmístění. Výpočtem šroubového spoje byly získány dále uvedené nejmenší hodnoty bezpečností pro předepsaný rozsah utahovacího momentu 47-85Nm. Tyto hodnoty jsou vyhovující.

Veličina	Označení	Hodnota
Bezpečnost k mezi kluzu	SF	2,1
Bezpečnost k mezi únavy	SD	27,3
Bezpečnost otláčení ploch	SP	1,9

Tabulka 17 - Výsledky kontroly šroubů připojení vřeteníku na posuv  $y$

Pro dvojici kuželových kolíků byl ve výpočtu uvažován nejhorší případ, prosté sečtení všech střížných sil. Materiálem kuželových kolíků je standardně používaná automatová ocel. Z kontroly dvojice kolíků na stříh a otláčení spojovaných desek byly získány následující výsledky.

Veličina	Označení	Hodnota
Bezpečnost proti stříhu kolíku	SSpin	2,5
Bezpečnost k otláčení desky 1	SPp1	5,4
Bezpečnost k otláčení desky 2	SPp2	5,1

Tabulka 18 - Výsledky kontroly kuželových kolíků připojení vřeteníku na posuv  $y$

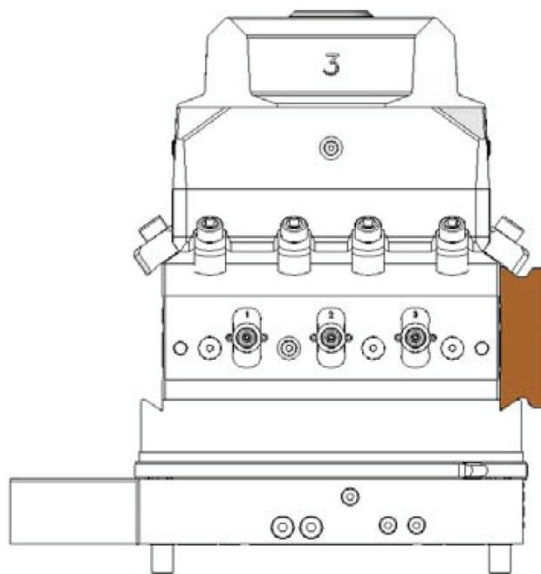
Tyto hodnoty bezpečnosti jsou přijatelné. Transformace sil, kontrola šroubového spojení a kolíků jsou uvedeny v příloze č. 12.



#### 4.3.2. Návrh spojení frézovací jednotky a revolverové hlavy

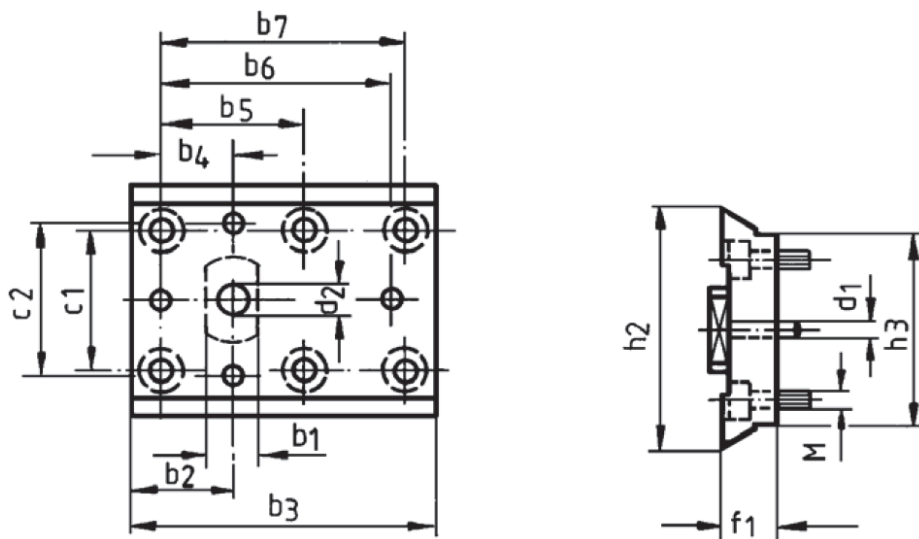
Revolverové hlavy Sauter se vyrábějí s různým počtem držáků nástroje a ve 3 velikostních modifikacích. Dle vzdáleností protilehlých dosedacích ploch nástroje se jedná o hlavy 25, 32 a 40.[21] Pro potřeby této práce je uvažována hlava se čtyřmi držáky nástrojů vzhledem k vyšší upínací ploše. Tato hlava je v největším provedení, se vzdáleností protilehlých upínacích ploch 400mm.

Připojení frézovací jednotky k revolverové hlavě bude provedeno pomocí prizmatické upínací desky dle DIN 69881 dodávané výrobcem hlavy.[52] Tato deska bude přišroubována k vedlejšímu pohonu frézovací jednotky a výměna zařízení proběhne po povolení šikmo umístěných upínacích šroubů revolverové hlavy.



Obrázek 53 - Princip upínání prizmatické desky do revolverové hlavy Sauter[22]

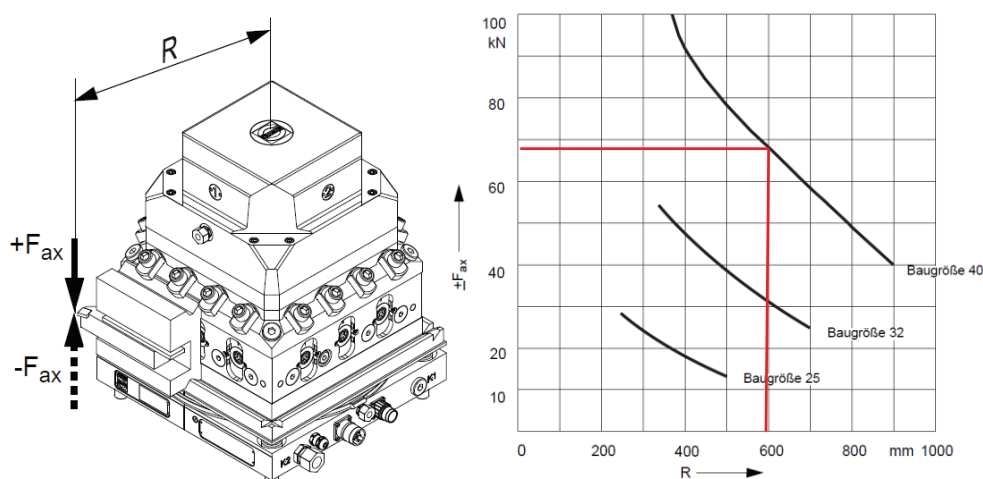
Detail upínací desky, která se vyrábí v krátkém ( $b_3=160\text{mm}$ ) a dlouhém provedení ( $b_3=200\text{mm}$ ) je zobrazena na následujícím obrázku. V obrázku je také patrný otvor s kótou  $d_2$ , který slouží pro přívod chladicí kapaliny do frézovacího zařízení z revolverové hlavy.



Obrázek 54 - Upínací deska Sauter dle DIN 69881 (dlouhé provedení)[23]

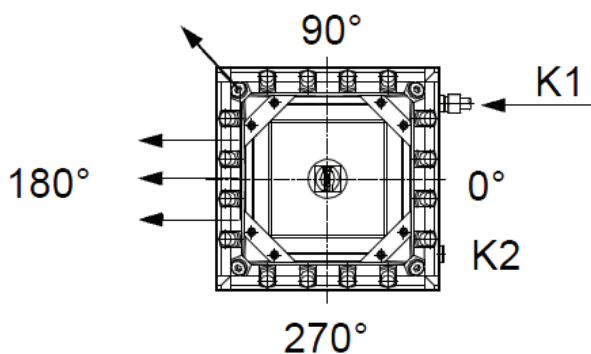


V průběhu návrhu bohužel nebyla známa detailní geometrie revolverové hlavy ani upínací desky, a tak byly tyto části namodelovány dle katalogů výrobce s odhadnutím nekótovaných rozměrů. Při ověření únosnosti upínací části revolverové hlavy bude přihlíženo především ke kontrole dle výrobce, který udává závislost maximální svislé síly na vyložení jejího působíště od středu hlavy. Pro tuto kontrolu je uvažován zjednodušený horší případ, při kterém působí obvodová složka řezné síly a gravitační síly v místě řezu, čímž je získána síla zhruba 10kN. Vyložení  $R$  tohoto místa je cca 600mm. Po kontrole hodnoty v následujícím grafu získáme dovolenou svislou sílu cca 68kN. Hlava bude sice v průběhu obrábění zatěžována složitěji, ale vzhledem k vysoké bezpečnosti je předpokládáno, že revolverová hlava vyhoví.



Obrázek 55 - Závislost dovolené síly  $F_{ax}$  na jejím vyložení  $R$ [21]

Revolverové hlavy Sauter kromě jiného umožňují rozvod chladicí kapaliny svými vnitřními kanály. Přívod kapaliny se připojuje na vstupy K1, nebo K2 a kapalina je rozvedena do držáků nástroje, kde se odebírá přes ventily. Schema rozvedení kapaliny je upraveno dle přání zákazníka. Například nastavení pro  $180^\circ$  je vyobrazeno na následujícím obrázku.

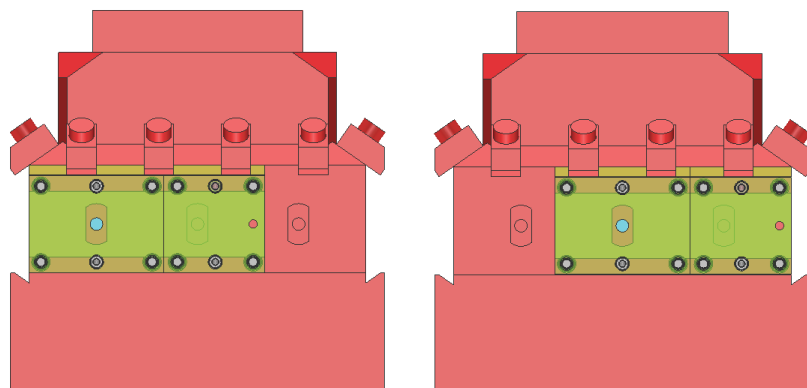


Obrázek 56 - Příklad rozvedení chladicí kapaliny revolverovou hlavou Sauter[21]

Jak již bylo řečeno, konstrukce je navržena tak, aby se vřeteník vzhledem k posuvu v ose  $y$  nechal otočit o  $180^\circ$ . Protože je ale šířka frézovacího zařízení menší než šířka hlavy, musí dojít k posunutí frézovacího zařízení vzhledem k hlavě, a tak vyložit nástroj ze zákrytu hlavy. Provedení připojení bylo navrženo tak, aby mohla být jednotka po otočení vřeteníku posunuta o rozteč přívodních ventilů hlavy  $B=120$ mm, a nástroj se tak ocitl v symetrické poloze vzhledem rovině symetrie revolverové hlavy. Spoj je proveden jednou kratší vyráběnou deskou (s přívodem chladiva) a jedním dlouhým provedením zkráceným na délku 120mm. Připojení desek na zařízení je provedeno osmi šrouby M12x30 s vnitřním šestihranem.

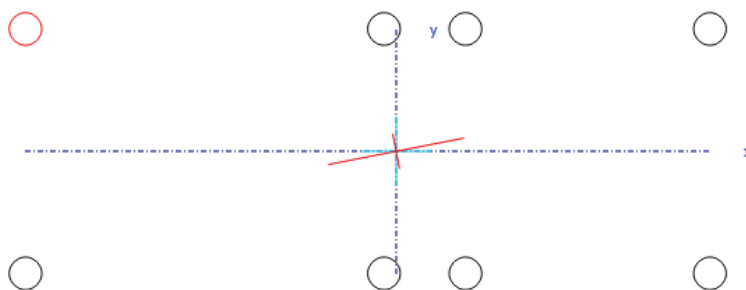


Pro nastínění popsaného byl přiložen obrázek spoje v základní a v posunuté pozici.



Obrázek 57 - Upínací desky v základní pozici (vlevo) a v posunuté pozici (vpravo)

Aby bylo možné zkontrolovat šrouby a válcové kolíky tohoto spoje, musela být provedena další transformace řezných a gravitačních sil do souřadného systému v těžišti plochy kontrolovaných šroubů. Tato transformace uvažuje taktéž pouze nejtěžší hrubovací stav a její matematický popis je uveden v příloze č. 13. V tomto případě se již ale mění zatěžující hmotnost i její poloha významně, o hmotnost posuvového mechanismu 100kg na celkovou  $m_{s3}=330\text{kg}$ , a proto byly sestaveny nové souřadnice působíšť sil. Oproti předchozím transformacím se navíc při posuvu mění relativní poloha řezné síly a spoje o hodnotu posuvu  $\Delta y=100\text{mm}$ . Popsanou transformací byly získány síly a momenty působící v těžišti řezné plochy šroubů tak, jak je to zobrazeno v následujícím obrázku z výpočtu softwarem KISSsoft.



Obrázek 58 - Definice geometrie a zatížení šroubového spoje priz. upínání - KISSsoft

Pro zajištění správné polohy a bezpečný přenos střížných sil bude použita dvojice válcových kolíků pro každou z upínacích desek. Šroubový spoj byl tedy kontrolován pouze pro přenos osových sil s následujícím shrnutím výsledků. Pro zvýšení bezpečnosti proti odlehnutí bylo připouštěno snížení bezpečnosti k mezi kluzu šroubu na 1,4. Výpočtem byl zjištěn požadovaný utahovací moment šroubů na 48-86Nm.

Veličina	Označení	Hodnota
Bezpečnost k mezi kluzu	SF	1,4
Bezpečnost k mezi únavy	SD	9,7
Bezpečnost otlacení ploch	SP	1,5

Tabulka 19 - Výsledky zatížení šroubového spoje priz. upínání - KISSsoft



Zmíněné válcové kolíky zachycují střížné síly v rovině  $xy$ . Pro jejich návrh byl uvažován opět nejhorší případ, kdy dojde k sečtení výslednice sil  $F_x$  a  $F_y$  se silou přepočtenou z momentu  $M_z$ . Kontrolou byly získány vyhovující výsledky shrnuté v následující tabulce. Celý výpočet transformace s kontrolou šroubů a kolíků je uveden v příloze č. 13.

Veličina	Označení	Hodnota
Bezpečnost proti stříhu kolíku	SSpin	2,1
Bezpečnost k otlacení prizma desky	SPp1	12,1
Bezpečnost k otlacení skříň posuvu	SPp2	3,7

Tabulka 20 - Výsledky kontroly válcových kolíků prizmatického upínání- KISSsoft

#### 4.3.3. Připojení provozních kapalin

Pro přívod provozních zdrojů ze statické skříň vedlejšího pohonu na pohybující se skříň vřeteníku bude využito výhod energetických řetězů Igus. Jedná se o plastové řetězy, které ve své dutině vedou a chrání nosiče energií a zaručují jejich kontrolovaný ohyb. Návrh řetězu by byl zpřesněn po stanovení potřebných nosičů energií specialisty, jelikož by pravděpodobně muselo dojít i k rozšíření energetického řetězu příčného suportu.

Předpokládané potřebné nosiče energií jsou uvedeny v následující tabulce.

Typ	Účel
Elektřina	Hlavní pohon-napájení
	Hlavní pohon-řízení
	Vedlejší pohon-napájení
	Vedlejší pohon-řízení
	Koncové snímače
Hydraulika	Upínání nástroje
	Chlazení řezného procesu
Pneumatika	Očištění připojovacích ploch
	Fixační jednotky

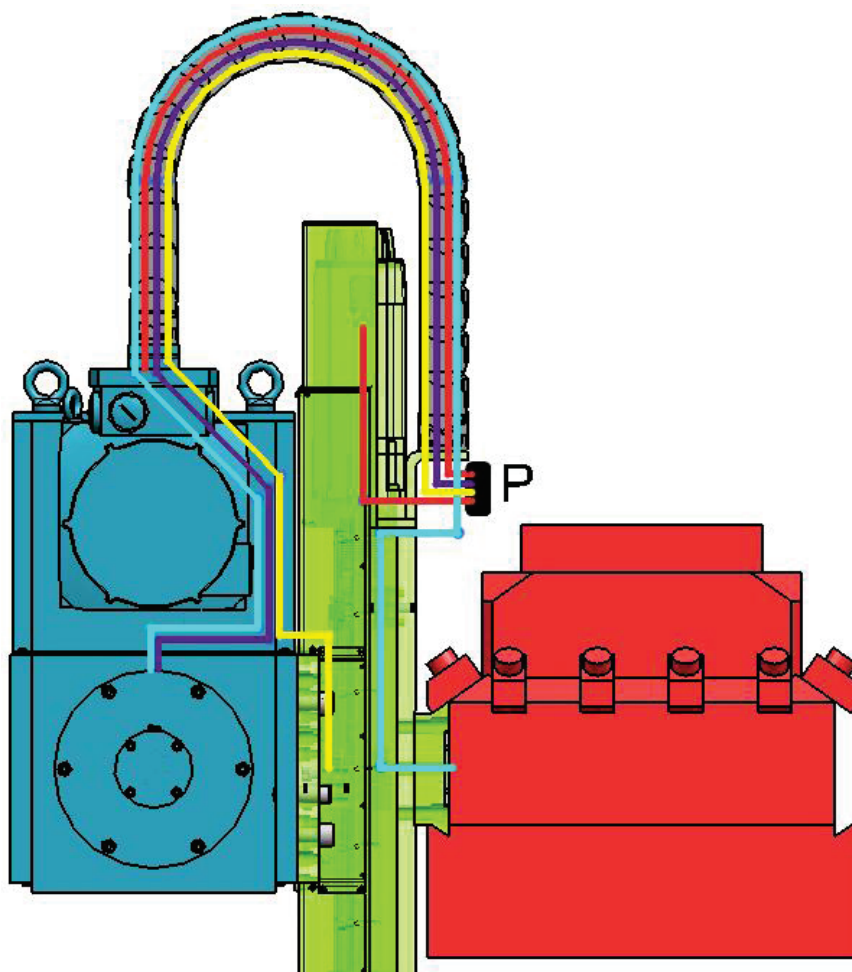
Tabulka 21 - Předpokládané přívody do frézovacího zařízení

V průběhu návrhu se ukázalo, že posuvový motor s řízením a koncovými spínači může být připojen napřímo, a příslušné kabely tak nebudou vedeny energetickým řetězem. Použitý motor hlavního pohonu je vybaven ochranou kabelu o průměru 22.4mm. Tento rozměr je uvažován jako největší a bude použit pro návrh rozměru řetězu. Co se týče minimálního poloměru ohybu, limitující bude taktéž motorový kabel jakožto na ohyb nejcitlivější. Bude použit kabel Siemens 6FX8 vhodný pro pohyblivé napájení motorů 1FT7 a 1PH8. Pro tento kabel vedený energetickým řetězem výrobce dovoluje minimální poloměr ohybu 130mm.[29]

Na základě těchto informací byl zvolen řetěz Igus 158.040.150.0 - E2 R100 řada R158, s vnitřními rozměry 40x40mm, který chrání nosiče před prachem i horkými třískami. Řetěz má 18 článků s celkovou délkou 828mm, což zajišťuje bezpečnou rezervu pro obě krajní polohy posuvu v ose  $y$ .



Detailní připojení přívodů nebylo v této práci řešeno. Byl navržen princip přivedení zdrojů a vlastní zapojení s návrhem elektro a ostatních instalací by byl přenechán specializovaným pracovištím. Všechny přívody jsou vyvedeny na neposuvné místo nad revolverovou hlavu označené písmenem P. Na tomto místě jsou připojeny na desku s konektory pro rychlé propojení s přívody ze soustruhu a uvedení frézovací jednotky do provozu. Chladicí kapalina a čistící vzduch jsou přivedeny z ventilu revolverové hlavy. Jednotlivé přívody byly naznačeny barevně do ilustrace dle legendy v příložené tabulce.



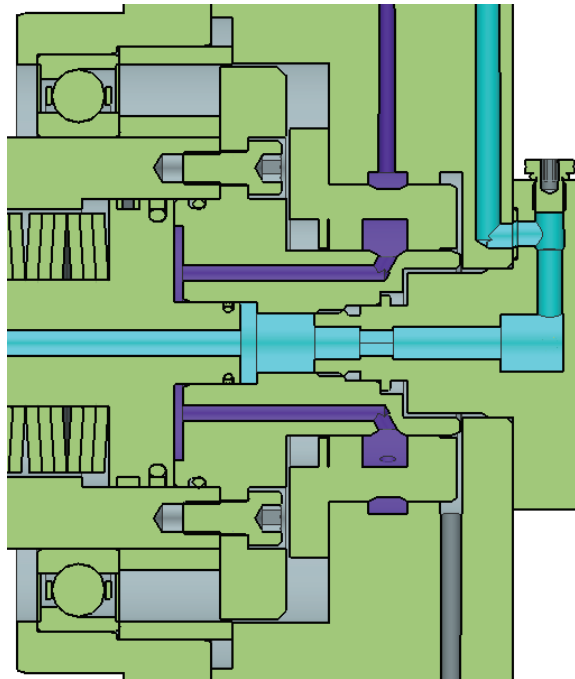
Obrázek 59 - Princip přívodů provozních zdrojů do zařízení

Tlakový olej – upínání nástroje	<b>Fialová</b>
Tlakový vzduch – fixační jednotky	<b>Žlutá</b>
Elektrina – motory, řízení	<b>Červená</b>
Chladicí kapalina / vzduch pro očištění	<b>Tyrkysová</b>

Tabulka 22 - Legenda k přívodům

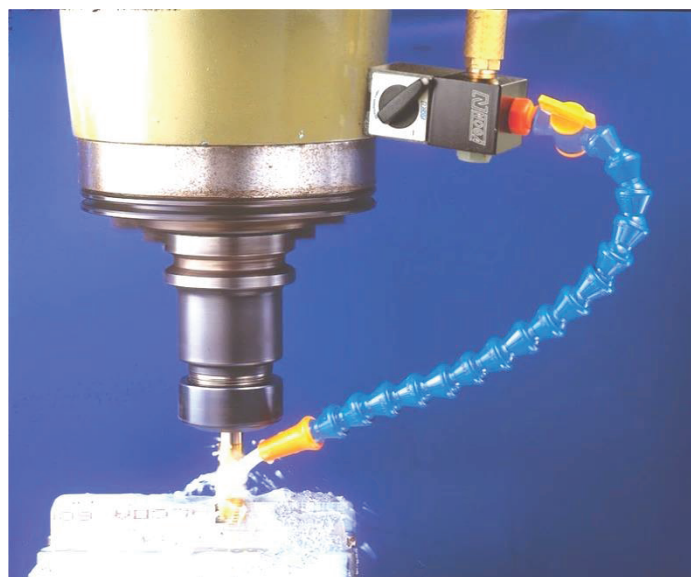


Ve stejném duchu jsou barevně označeny otvory v uložení vřetene, kde jsou funkce otvorů dány výrobcem rotačního přívodu Deublin.



Obrázek 60 - Princip přívodů kapalin rotačním přívodem Deublin

V případě potřeby chlazení řezného procesu z vnějšku nástroje bude možné proud chladiva vystupující z energetického řetězu přepnout z rotačního přívodu do odepínatelného magnetického držáku NOGA MC1601. Tento držák obsahuje polohovatelnou hadici Loc-line a je zobrazen na následujícím obrázku. Toto provedení omezuje nutnost vrtání rozvodných kanálů do vřeteníku a v případě potřeby umožňuje jednoduchou změnu polohy. Tato jednotka je vybavena jednou vstupní a dvojicí výstupních přípojek, což poslouží pro rozdělení proudu chladiva, a po vybavení každé vývodové větve uzavíratelným ventilem bude možno jednoduše měnit cestu chladiva do řezu.



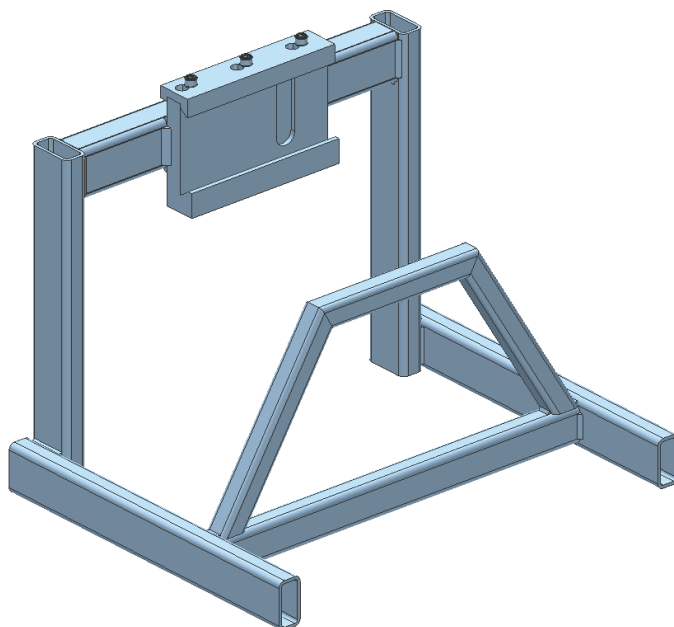
Obrázek 61 - Magnetický držák NOGA MC1601[55]



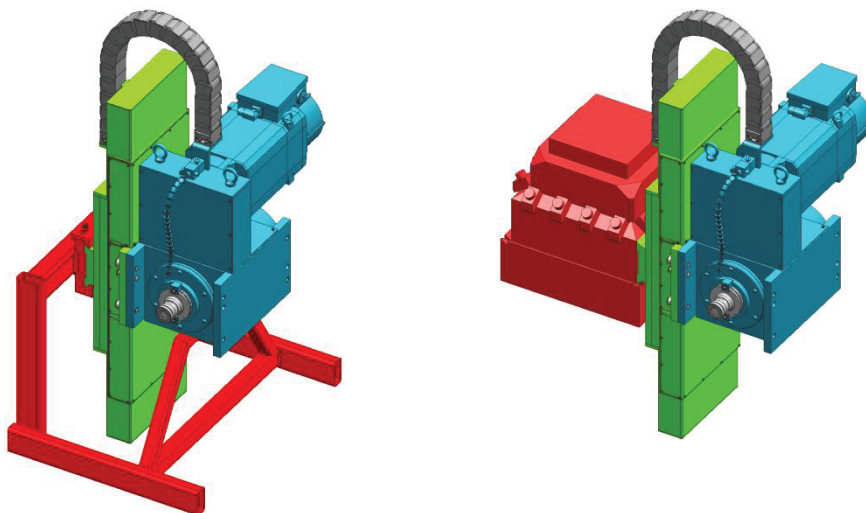
#### 4.3.4. Manipulace a skladovací poloha

Pro manipulaci s frézovací jednotkou, vážící zhruba 340kg, byla instalována dvě závěsná oka M12, která jsou pro manipulační účely přímo určená. Pro jedno oko je shodou okolností udávaná nosnost 340kg, což je vzhledem ke dvojici ok plně dostačující.[54]

Pro zajištění správného skladování frézovací jednotky v případě odstavení z provozu, byl navržen svařovaný stojan především z ocelových O-profilů o rozměrech 80x40x5. Pro ustavení na rám je frézovací jednotka, v nulové poloze posuvu  $y$ , jeřábem přemístěna a položena na rám, kde se využívá prizmatického upínání jako na revolverové hlavě. Po ustavení na dolní prizmatické osazení je tato poloha zajištěna vrchní příložkou a trojicí šroubů M10. Příložka je navržena tak, aby k jejímu sejmutí nemusely být šrouby zcela vyjmuty, čímž je upnutí urychleno. Dolní profily byly voleny tak, aby poloha těžiště frézovacího zařízení byla zhruba uprostřed jejich délky, a byla tak zajištěna stabilita. Pro správné ustavení v prizmatu byla k rámu přidána opěrná „A“ konstrukce, která zamezuje odklonění spojovaných ploch před utažením příložky.



Obrázek 62 - Skladovací rám

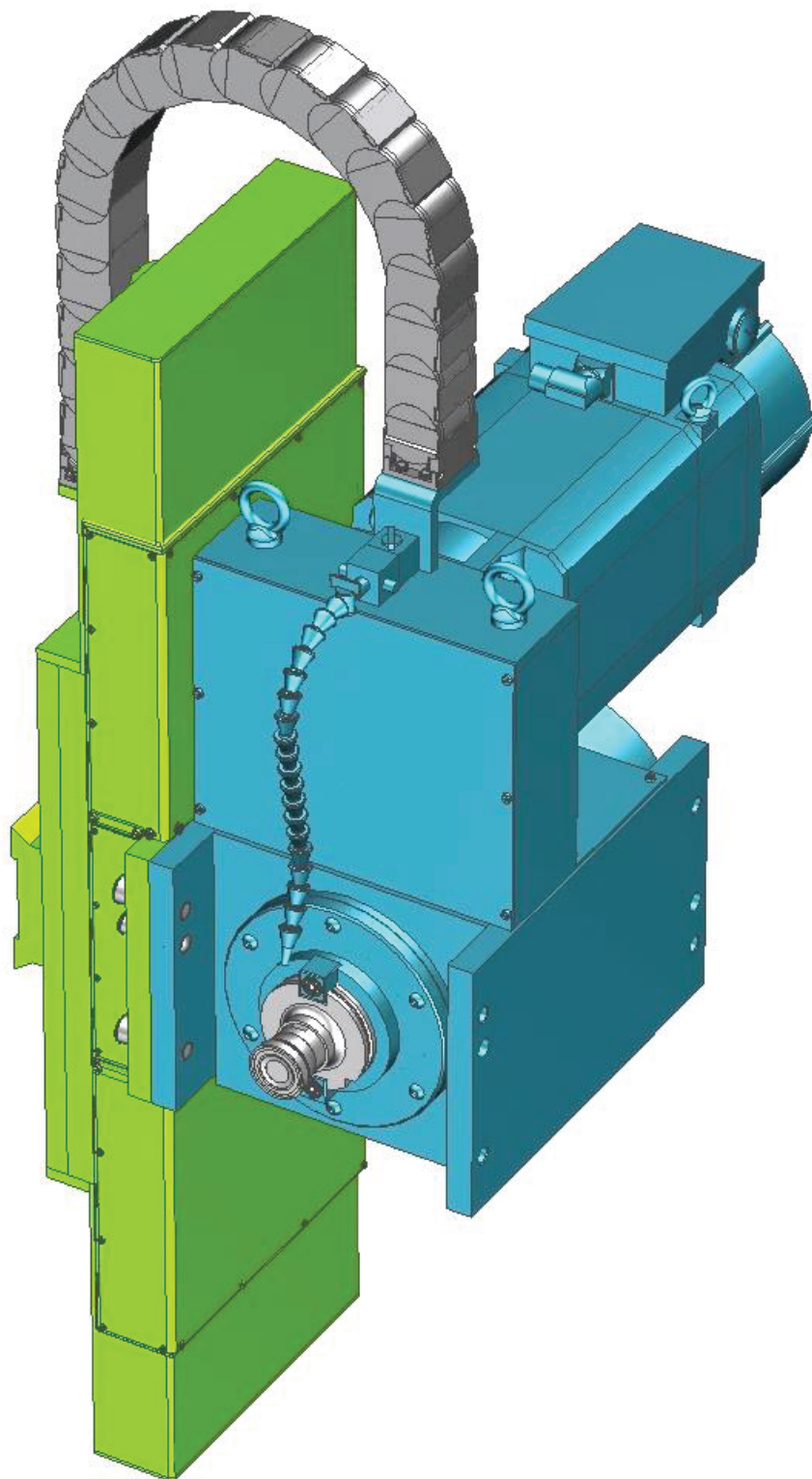


Obrázek 63 - Frézovací jednotka ve skladovací (vlevo) a pracovní pozici (vpravo)



#### 4.4. Frézovací zařízení a jeho okolí

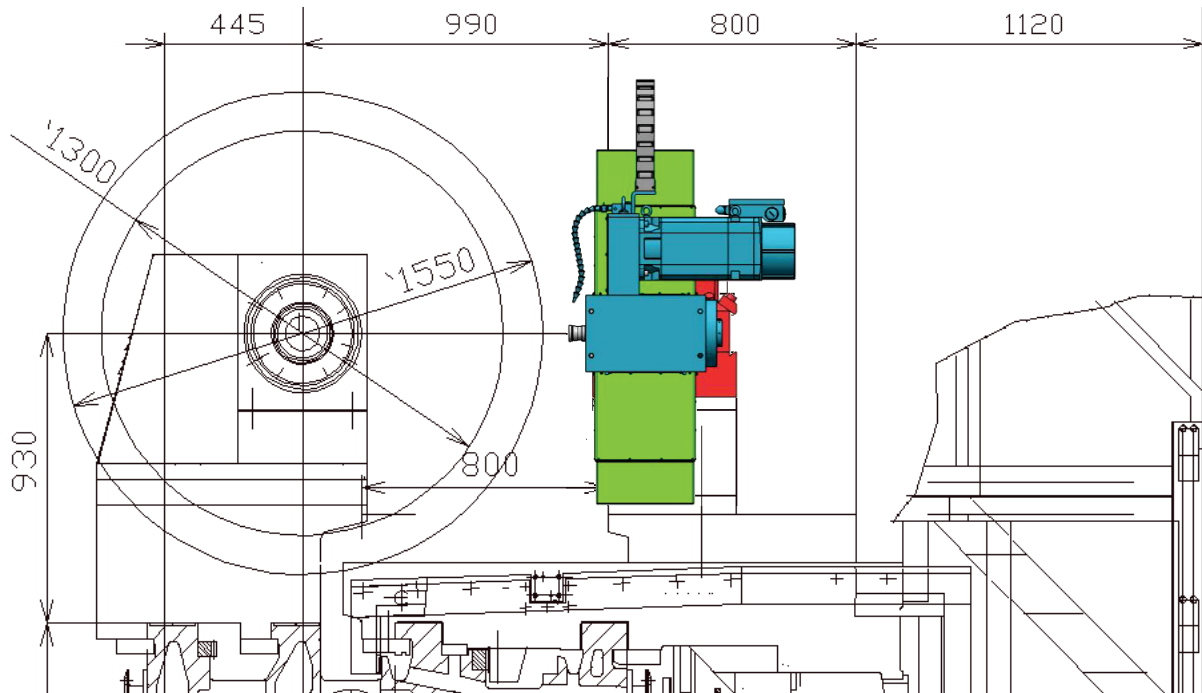
Celková sestava frézovacího zařízení se skládá ze sestavy hlavního pohonu, vedlejšího pohonu, spojovacích šroubů s kuželovými kolíky a energetického řetězu. Po sestavení všech částí mohly tyto být zobrazeny v celkové sestavě na následujícím obrázku.



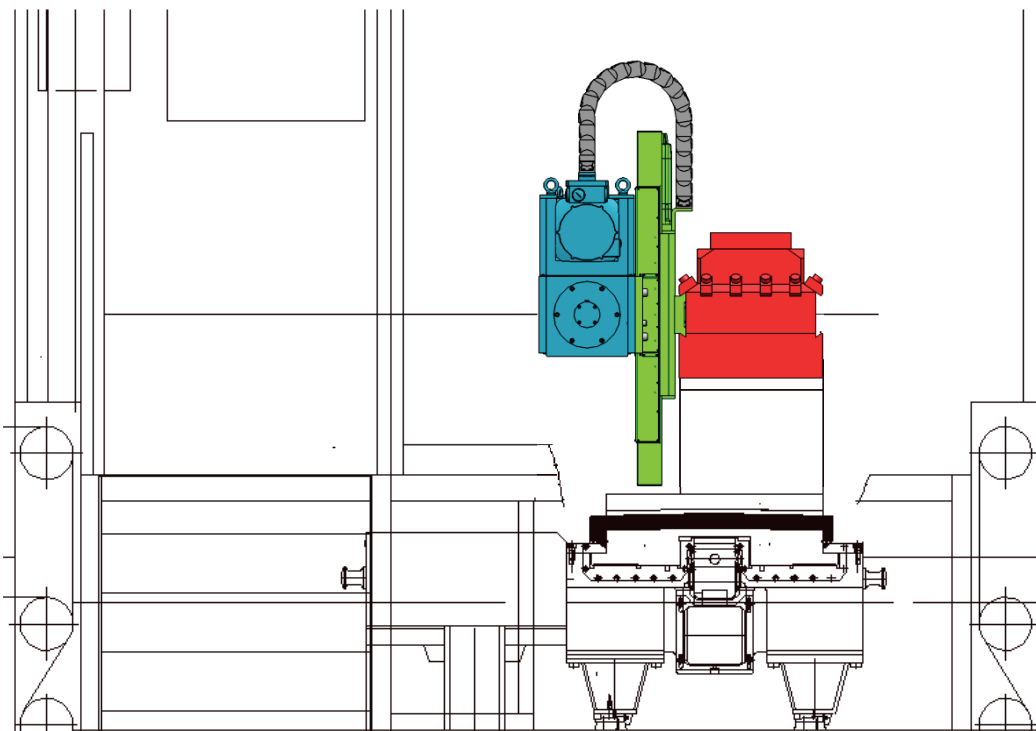
Obrázek 64 - Celková sestava frézovacího zařízení



Pro zhodnocení relativních rozměrů frézovacího zařízení a jeho okolí, byly použity starší řezy soustruhem SR1[6], jakožto nejmenším z vyráběných provedení. Z následujících obrázků je vidět, že frézovací zařízení směrem ke kabině obsluhy (kóta 800) nepřesahuje půdorys příčného suportu, a tak by nemělo dojít ke kolizím. Tato teorie však nemohla být zcela ověřena, jelikož ŠMT neposkytla konkrétní okolí frézovací jednotky s dodatkem, že přilehlé okolí by se řešilo až po návrhu frézovacího zařízení.



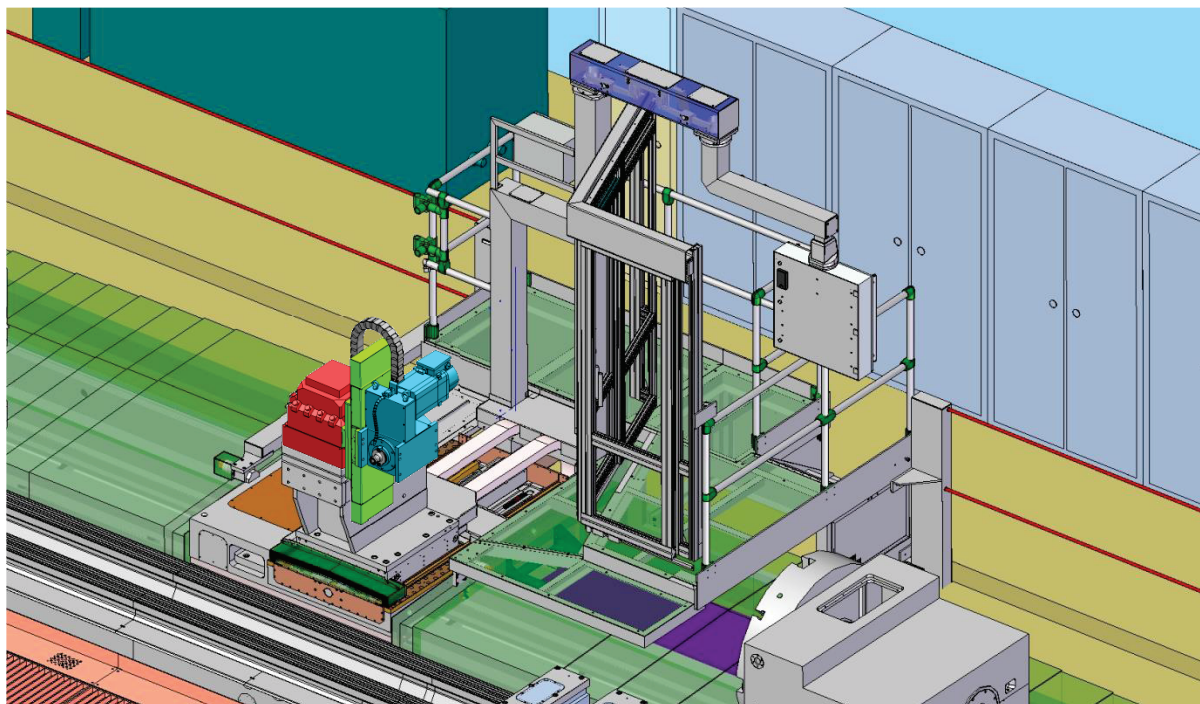
Obrázek 65 - Příčný řez soustruhem SR1[6]



Obrázek 66 - Podélný pohled na soustruh SR1[6]

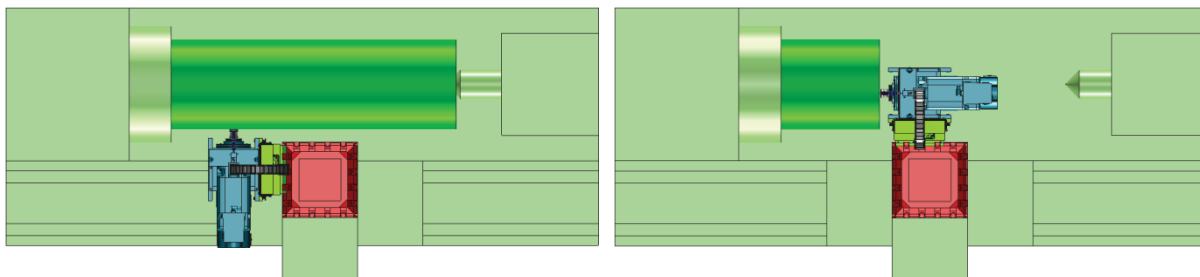


Po usazení do 3D okolí soustruhu SR1 je potom možný celkový náhled na zařízení při funkci.



Obrázek 67 - Frézovací zařízení usazené na soustruh SR1[1]

K přednostem navržené konstrukce patří možnost otočení vřeteníku o  $180^\circ$  vzhledem k posuvu v ose  $y$ , což umožní obrábění i ploch na čele obrobku. Nastínění popsané výhody je provedeno v následujících ilustracích. Upnutí v základní poloze (vlevo) umožňuje obrábění prvků, které se nacházejí v blízkosti lícnicí desky soustruhu. Dále je možno obrábět vodorovné nebo svislé drážky na obvodu obrobku, při současném pohonu několika os i drážky šikmé a při pomalé rotaci obrobku a posuvu podélného suportu dokonce šroubovice. Po otočení vřeteníku a posunutí celé jednotky o rozteč přívodu chladicí kapaliny z revolverové hlavy, může být zařízení vyloženo před obrobek, a tak obrábět zmíněné tvarové prvky na čele letmo upnutého obrobku. (vpravo)



Obrázek 68 - Frézovací zařízení v základní poloze (vlevo) a po otočení vřeteníku (vpravo)

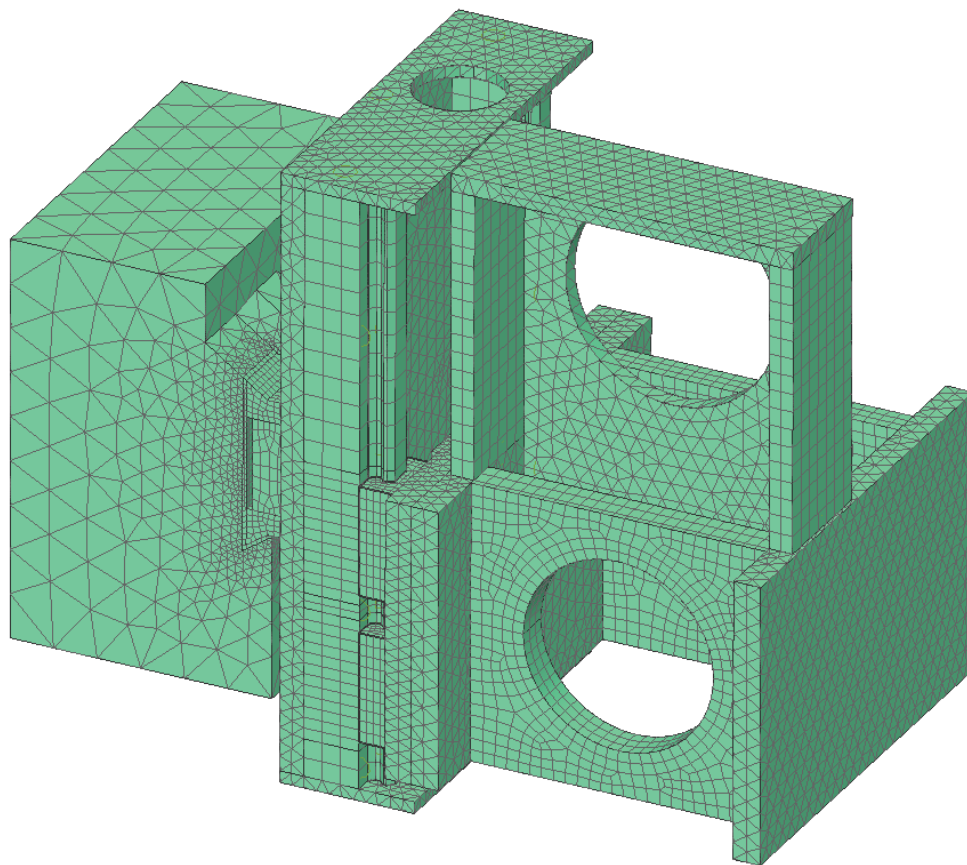


#### 4.5. Optimalizace a kontrola konstrukce pomocí MKP

Pro zkvalitnění konstrukčního návrhu bylo využito také výhod metody konečných prvků aplikované v CAD/CAE/CAM softwaru NX8.5. Pomocí metody konečných prvků bude provedena modální analýza, výpočty složek deformace pro místo řezu a také kontrola pevnosti konstrukce.

##### 4.5.1. Výpočtový model

Výpočtový model je základem pro provedení všech simulací, a proto mu byla věnována vysoká pozornost. Model byl zjednodušen o některé nedůležité detaily. Pro simulaci nejnepríznivějšího stavu byla zvolena poloha vřeteníku v jedné z krajních poloh posuvu, tedy  $Y = -100\text{mm}$ . Co se týče elementů sítě, tam kde to bylo možné, byly použity šestiboké elementy s meziuzly, které zajišťují přesnější výsledky. Pro použití tohoto typu sítě byl model rozdělen na více částí, které byly detailně diskretizovány dle důležitosti. Jedná se především o oblasti prizmatického upínače a lineárního vedení. Zbylé části modelu byly popsány čtyřbokými tetrahedry, taktéž se zvýšeným počtem výpočetních bodů. V oblastech, kde výsledky nebyly stěžejní (revolverová hlava), byly použity větší elementy pro menší náročnost výpočtu. Materiálem konstrukce byla definována válcovaná ocel. Svary nebyly modelovány a je předpokládáno dokonalé provaření spojovaných ploch. Svařená konstrukce bude po svaření tepelně zpracována, čímž je pro tento výpočtový model materiál ve všech průřezích uvažován jako homogenní. Spojení vřeteníku s deskou posuvu je zjednodušeno pevným spojením elementů součástí. Toto spojení bylo kontrolováno analyticky a vyšší předepínací síla zajišťuje bezpečné neodlehnutí spojovaných ploch. Pro jednotlivé typy simulací byly na modelu provedeny úpravy, které budou popsány v konkrétních kapitolách.



Obrázek 69 - Výpočtový model pro MKP simulace



#### 4.5.2. Modální analýza

V případě návrhu konstrukce na vysokou tuhost je předpokladem, že se nevyskytnou pevnostní problémy. Proto byla jako první provedena modální analýza, která odhalila některé konstrukční chyby. Do výpočtového modelu byly zahrnuty i hmoty motorů, které mají nepříznivý vliv na kmitání soustavy. Hřídel vřetene byla spojena tuhými 1D elementy s dosedacími plochami vřetenových ložisek.

Při analýze výsledků simulace se chyba návrhu projevila především v uchycení motoru hlavního pohonu, kde byly použity nedostatečně tuhé svislé plechy. Tyto byly zesíleny a spojeny vodorovným plechem pro odstranění bočního kmitání.

Na základě modální analýzy metodou konečných prvků byly stanoveny následující vlastní frekvence konstrukce.

$$f_v^T = (117 \ 131 \ 217 \ 260 \ 294) \text{ Hz}$$

Výpočtem vycházejícího z počtu zubů a otáček nástroje byly určeny budící frekvence pro předpokládané zatěžovací stavy. Příklad výpočtu prvního stavu je uveden níže.

##### 1.stav

Počet zubů frézy:  $nz_1 = 5$

Otáčky:  $n_1 = 700 \frac{1}{\text{min}}$

Budící frekvence:  $fb_1 = nz_1 \cdot n_1 = 58.3 \text{ Hz}$

Obdobně byly stanoveny budící frekvence  $fb_i$  všech třech frézovacích zatěžovacích stavů.

$$fb_i =$$

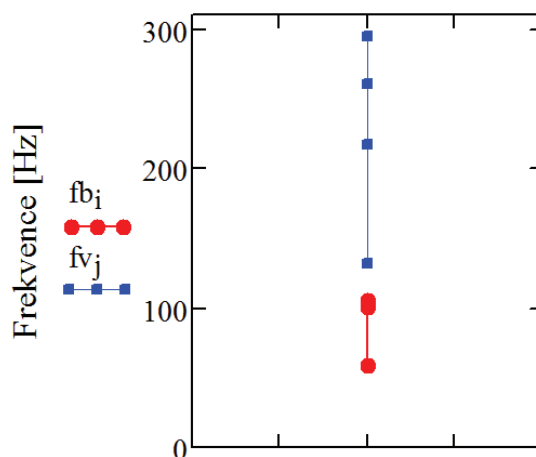
58.3	Hz
106.1	
100	

**Tabulka 23 - Budící frekvence frézovacích stavů**

Výpočtový model modální analýzy společně s pěti prvními vlastními frekvencemi, jejich vlastními tvary kmitů a výpočtem zbylých budících frekvencí jsou uvedeny v příloze č. 14.



Pro názorné porovnání vlastních a budících frekvencí byl sestaven následující graf, ve kterém je zřejmá jejich vzájemná poloha. Zmíněným vyztužením konstrukce byly vlastní frekvence konstrukce (modře) zvýšeny nad pásmo budících (červeně) a nepříznivý provoz zařízení v rezonančních oblastech byl tímto omezen.



Obrázek 70 - Vzájemná poloha vlastních a budících frekvencí

#### 4.5.1. Tuhostní analýza

Dále bude proveden výpočet tuhosti, která je důležitá pro výslednou stabilitu obrábění. Prizmatické spojení s revolverovou hlavou a styk valivých vozíků s kolejnicemi lineárního vedení byly nahrazeny kontaktem s definovaným koeficientem tření, což umožnilo určité vzájemné posunutí styčných ploch. Vřetenový hřídel byl nahrazen tuhým 1D elementem. Řezné síly jsou přes tento 1D element přeneseny na 3D prvky diskretizující vřeteník. Toto zjednodušení je možné, jelikož deformace vřetene včetně ložisek byla stanovena v kapitole 4.1.4 „uložení vřetene“. Pro porovnání tuhosti s referenční hodnotou 50kN/mm ve směrech  $x$ ,  $y$  a  $z$  dle učebních textů KOS[9], byly provedeny 3 simulace uvažující pokaždé příslušnou složku řezné síly nejtěžšího hrubovacího stavu. Ovlivnění vřetene silou generovanou řemenovým převodem bylo uvažováno ve všech případech. Blokování posuvu v ose  $y$  je provedeno tuhou náhradou kuličkového šroubu uchycenou v místech připojení předepruté matice a vetknutého uložení kuličkového šroubu. Odebrání všech stupňů volnosti je provedeno vetknutím spodní plochy revolverové hlavy, která je spojena s příčným suportem soustruhu. Hmotnosti jednotlivých prvků konstrukce nebyly v této simulaci uvažovány, jelikož nastavení do výchozí přesné polohy vřeteníku bude provedeno za působení gravitace a deformace způsobená gravitačními silami tak bude eliminována.

V tuto chvíli je možné sečíst MKP simulací zjištěné deformace rámu s deformacemi vřetene v jednotlivých směrech řezných sil a vypočítat dílčí tuhosti.

Deformace [ $\mu\text{m}$ ]	Osa		
	$x$	$y$	$z$
Vřeteno	2,3	26,5	18
Rám	15	53	22
Celková	17,3	79,5	40

Tabulka 24 - Složky deformace frézovacího zařízení ve směru os  $x$ ,  $y$  a  $z$



Dále je uveden příklad výpočtu tuhosti v ose z.

Vychylující síla v ose Z:  $F_{r1} = 4800 \text{ N}$

Deformace včetně s ložisky:  $y_{vrZ} = 18 \mu\text{m}$

Deformace skříní:  $y_{skrZ} = 22 \mu\text{m}$

Celková deformace v ose Z:  $y_{celkZ} = y_{vrZ} + y_{skrZ} = 40 \mu\text{m}$

Celková tuhost zařízení:  $k_{celkZ} = \frac{F_{r1}}{y_{celkZ}} = 120 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Obdobně platí pro tuhosti v ostatních směrech souřadného systému.

Osa	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
Tuhost [kN/mm]	208,1	75,5	120

Tabulka 25 - Výsledné tuhosti frézovacího zařízení v osách *x*, *y* a *z*

Po porovnání složek tuhosti se zmiňovanou hodnotou 50kN/mm je zřejmé, že se podařilo navrhnout tuhé zařízení. Je nutné podotknout, že se jedná o hodnoty tuhosti pro maximální výsuv posuvu v nefixované poloze. Radiální hodnoty tuhostí jsou 2-3x nižší než axiální, ale s přihlédnutím ke skutečnosti, že většina operací bude probíhat v okolí nulového výsuvu v ose *y* a tato poloha bude navíc fixována pneumatickými jednotkami, lze předpokládat zvýšení tuhosti. Výpočty a dokumentace k těmto simulacím jsou uvedeny v příloze č. 15.

Pro tuhost v ose *y* při posuvu kuličkovým šroubem je dále nutné do soustavy zahrnout jeho tuhost. Tato byla stanovena při jeho návrhu a zahrnuta do výpočtu následovně.

Tuhost konstrukce v ose Y:  $k_{celkY} = 75.5 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Tuhost sestavy kuličkového šroubu:  $k_c = 131.3 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Výsledná tuhost v ose Y:  $k_{vysl} = \frac{1}{\frac{1}{k_{celkY}} + \frac{1}{k_c}} = 47.9 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

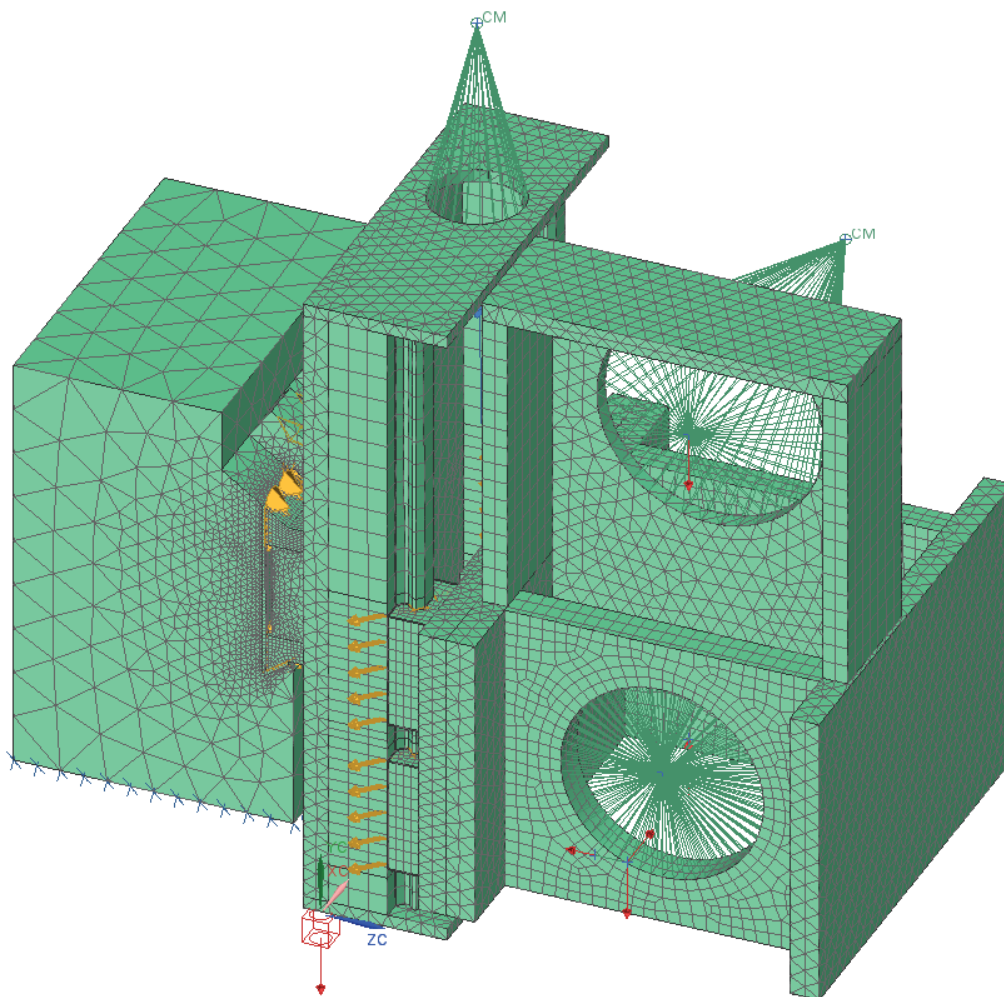
Výsledná hodnota tuhosti se blíží požadované experimentální hodnotě 50kN/mm. Celkové tuhosti budou dále ovlivněny neznámým okolím frézovacího zařízení a vypočtené hodnoty by musely být ověřeny experimentálně. V případě, že by stabilita obrábění byla přesto narušena, úpravy v oblasti kuličkového šroubu by mohly být jednou z cest k pozitivnímu ovlivnění této situace.



#### 4.5.2. Pevnostní analýza

Při návrhu konstrukce na vysokou tuhost se nevyskytují pevnostní problémy vzhledem k předimenzování konstrukce. Nicméně navržená konstrukce byla omezena požadavkem nízké hmotnosti a tím bylo limitováno i předimenzování. Kontrola pevnosti byla tedy pro jistotu provedena. Výpočtový model byl ochuzen o 3D modely motorů, které byly nahrazeny 0D reprezentací hmotnosti v jednotlivých těžištích. Stejně tak vřetenová hřídel byla nahrazena 0D prvkem s definovanou hmotností. Tyto hmotnosti byly s modelem spojeny tuhými 1D elementy. Pro vyhodnocení kontaktních tlaků v prizmatickém upínači byl v jeho oblasti zvýšen počet elementů, a to tak, aby se prvky stýkaly ve svých uzlech, což by mělo zpřesnit výsledky analýzy. Pro uplatnění hmotností bylo aplikováno gravitační zatížení.

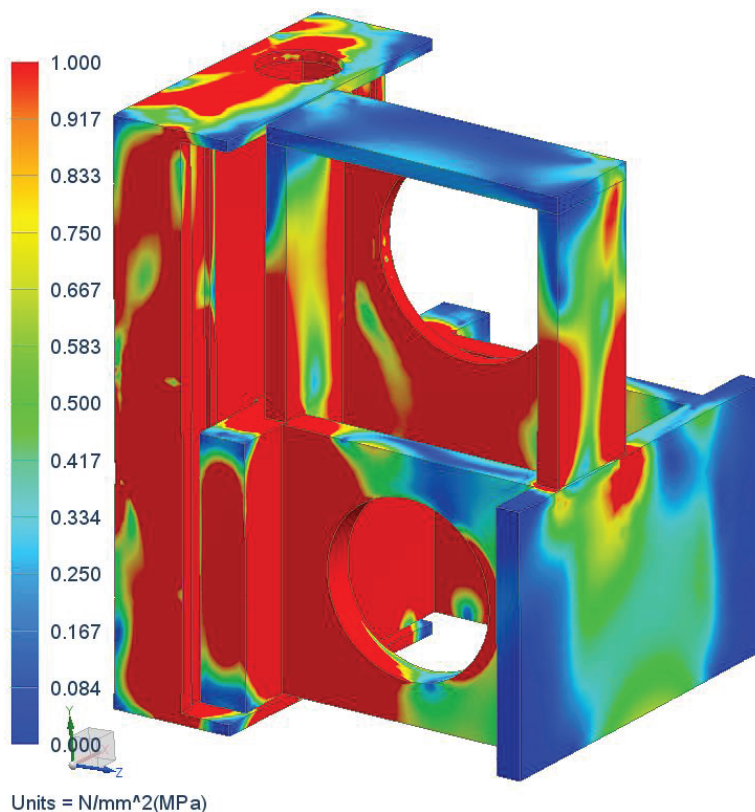
Pro zajištění nejhoršího stavu a tedy maximálního namáhání byly do výpočtu zahrnuty řezné síly nejtěžšího 1. zatěžovacího stavu. Obvodová složka řezné síly zde působí ve shodném směru jako síly gravitační a s největším vyložením od prizmatického upínače. Radiální složka řezné síly byla aplikována tak, aby se momenty ve směru osy  $x$  sečetly. Působíště sil je vyložené do bodu řezu pomocí tuhých 1D elementů. Výpočtový model byl realisticky nastaven tak, aby axiální sílu přeneslo pouze první z podpůrných žebër ložisek. Výpočtu se účastní i dvojice sil nahrazující záběr řemenového převodu.



Obrázek 71 - Výpočtový model pro ověření pevnosti při maximálním zatížení



Pro kontrolu napětí ve svařované konstrukci byly z výsledků odstraněny přišroubované díly. Maximální napětí bylo zjištěno ve valivých jednotkách lineárního vedení, které byly ale kontrolovány analyticky. Tam vyhověly a nemusely být kontrolovány zde. Vzhledem k nízkým napětím a tudíž nezajímavým grafickým výsledkům, bylo zobrazení upraveno tak, aby bylo patrné alespoň využití materiálu konstrukce. Tohoto bylo docíleno zobrazením oblastí s redukováným napětím nad 1MPa červeně.



Obrázek 72 - Využití materiálu svařované konstrukce průběhem napětí dle HMM

Modré oblasti nejsou při daném zatížení využívány. Jedná se především o svislou desku vřeteníku vpravo, která bude ale využívána při obráceném upnutí. Další nevyužitou oblastí by se mohl jevit vodorovný plech vřeteníku. Ten byl ale doplněn na základě výsledků modální analýzy a má pozitivní vliv na torzní tuhost uložení motoru a boční kmitání svislých plechů. Z výsledků simulace bylo zjištěno maximální redukované napětí 54MPa. Konstrukce vřeteníku a posuvového stojanu je svařenec z oceli S235JR s minimální mezí kluzu 196MPa. Vzájemný poměr těchto napětí udává vysokou bezpečnost konstrukce.

Únosnost prizmatického upínání byla ověřena dle výrobce v kapitole 4.3.2. Pro jistotu bude provedeno ověření MKP analýzou. Pro vyhodnocení napětí v prizmatickém upínači byly eliminovány nepřiměřené napěťové vrcholy způsobené ostrými hranami modelu revolverové hlavy, které jsou ve skutečnosti minimálně zaobleny a napětí se pak v upínači pohybuje do 100MPa. Toto napětí, ve srovnání s minimální mezí kluzu  $R_e=300\text{MPa}$  předpokládaného materiálu upínače oceli C45, udává minimální bezpečnost  $k=3$ , což je uspokojivé. Obdobná situace se týká kontaktních tlaků, kde se po eliminaci hranových vrcholů napětí tlaky pohybují do 50MPa. Pro tento materiál je dovolený tlak dle Mitcalcu 200MPa a hodnota bezpečnosti pro nepohyblivé spojení je taktéž vyhovující. Grafické podklady pro zmíněné hodnoty napětí jsou v příloze č. 16. Pro přesnější vyhodnocení spojení by však musely být dodány detailní rozměry upínače jeho výrobcem.



## 5. Ekonomické hodnocení

Pro objektivní zhodnocení navrženého zařízení bude provedeno porovnání s konkurenčním zařízením PI54 výrobce Sauter. Toto je navrhnutému zařízení nejpodobnější, jelikož se jako jediné z provedeného průzkumu upíná do revolverové hlavy. Aby mohlo být toto porovnání provedeno, je nutné nejprve stanovit celkové výrobní náklady. Po přičtení určité prodejní přírážky může být tato cena porovnána s konkurenční. Celkové náklady na zařízení budou získány součtem nákladů na nakupované díly, vyráběné či upravované součásti, konstrukci a na montáž. Tyto položky budou nyní vyčísleny. Pro vyšší přehlednost bude detailní vyčíslení ceny komponent uvedeno v příloze č. 17 a v této části diplomové práce bude uvedeno pouze shrnutí zjištěného.

- Náklady na nakupované součásti

Vyčíslení nákladů na nakupované díly bylo provedeno po konzultaci se ŠMT, poptávkou u prodejců jednotlivých komponent a v poslední řadě odhadem na základě podobných dostupných komponent. Náklady na nakupované součásti byly stanoveny na 229 304,- Kč.

- Náklady na vyráběné / upravované součásti

Náklady na vyráběné a upravované díly byly stanoveny na základě vyčíslení přibližné ceny materiálu a přičtením odhadnutých nákladů na obrábění. Při rozhodování, zda budou skříně zařízení svařované, nebo odlévané, bylo kromě jiného přihlédnuto k ceně provedení, sériovosti a složitosti výroby. Pro porovnání možných variant ŠMT poskytla jejich jednotkové ceny, kde se pro odlitek účtuje 40,- až 65,- Kč/kg a v případě svařence je to 80,- Kč/kg. Uvažovaným typem výroby je výroba kusová, což je nakloněno svařovanému provedení. Pro danou aplikaci je dále důležitá hmotnost konstrukce, která pro svařence vychází až o 50% menší.[12] Jak se navíc ukázalo, náklady na vyráběné skříně jsou vzhledem k ostatním nákladům nevýznamné a případná zvýšená cena svařence je díky nízké hmotnosti zanedbatelná. Po zvážení těchto výhod bylo vybráno svařované provedení. Cenová kalkulace těchto dílů byla stanovena pro hmotnost obrobene části dle dat CAD softwaru s 10% přídávky na obrábění a přičtením nákladů na obrábění. V případě upravovaných standardních komponent se náklady skládají z kupní ceny dílu a přibližných nákladů na požadovanou úpravu. Náklady na vyráběné a upravované součásti byly stanoveny na 97 950,- Kč.

- Náklady na konstrukci

V této části jsou zahrnuty náklady na konstrukční práce, tzn. náklady na konstruktéra a náklady s jeho prací spojené. Tyto náklady byly stanoveny jako součin hodinové sazby 1 100,- Kč a předpokládaného časového fondu na konstrukci 240 hodin. Náklady na konstrukci byly stanoveny na 264 000,- Kč.

- Náklady na montáž

Finální montáž je nedílnou součástí každé vícekomponentové konstrukce. Jelikož se povedlo navrhnout relativně jednoduché zařízení, bude pravděpodobně rychlé i jeho sestavení a je předpokládána 32 hodinová montáž při nákladech 500,- Kč za hodinu. Náklady na montáž tak byly stanoveny na 16 000,- Kč.



- Celkové náklady

Celkové náklady jsou dány součtem dílčích nákladů.

Typ nákladů	Cena [Kč]
Nakupované součásti	229 304,-
Vyráběné a upravované součásti	97 950,-
Konstrukce	264 000,-
Montáž	16 000,-
<b>Celkem</b>	<b>607 254,-</b>

Tabulka 26 - Stanovení celkových nákladů na navržené frézovací zařízení

- Srovnání s konkurenční frézovací jednotkou

Z informací od ŠMT byla zjištěna přibližná cena konkurenčního zařízení výrobce Sauter, tedy 36 000,- EUR, což převodem aktuálním kurzem dělá 930 000,- Kč bez motorů pohonů. Pro objektivní srovnání je potřeba cenu motorů ke konkurenčnímu provedení přičíst. Uvažují-li se shodné motory jako pro navržené zařízení, jejichž cena byla stanovena na 80 000,- Kč, je celková cena konkurenčního provedení zhruba 1 010 000,- Kč. Jelikož je to ale prodejní cena, bude k nákladům navrženého zařízení přičtena prodejní přírážka, ze které se dále odvíjí zisk. Vzhledem k vysoké ceně konkurenčního zařízení byla velikost přírážky stanovena na 50%.

Položka	Cena [Kč]
Celkové náklady	607 254,-
Prodejní přírážka 50%	303 627,-
<b>Prodejní cena</b>	<b>910 881,-</b>

Tabulka 27 - Stanovení prodejní ceny navrženého frézovacího zařízení

I v takovém případě je navržené zařízení o 100 000,- Kč levnější a cenová konkurenceschopnost je tak vysoká.



## 6. Závěr

Cílem této práce byl kompletní návrh frézovacího zařízení upínaného do revolverové hlavy se svislou osou otáčení jako příslušenství pro soustruhy SR vyráběné Škodou Machine Tool a.s.. Tímto podnikem byly zadány požadované výstupní parametry na vřetení a vstupní výkonové parametry. Ostatní nezadané parametry byly konzultovány s docenty na katedře konstruování strojů ZČU V Plzni a s konzultantem ze ŠMT.

Pro zvýšení úrovně diplomové práce byla využita celá řada podpůrného softwaru ve studentských a volně stažitelných verzích. Základním byl CAD/CAE systém NX8.5, ve kterém bylo zařízení namodelováno, a následně byly provedeny simulační analýzy pro kontrolu vlastních frekvencí, tuhosti a pevnosti. Při detailování byl hojně využíván univerzální software KISSsoft, a to pro návrh ložisek, kontrolu hřídelí a šroubových i kolíkových spojů. Podobně byl využit taktéž univerzální, ale uživatelsky poněkud příjemnější MitCalc. Z jednoúčelových programů byl pro výběr ozubeného řemenu použit Contitech DriveLine 6.0, pro výběr talířových pružin návrhový modul Mubea a k návrhu sady těsnění hydraulického upínacího pístu generátor výrobce Trelleborg. Pro všechny technické výpočty bylo využito asociativity softwaru Mathcad, který oproti MS Word umožňuje automatický přepočítání všech vzorců výpočtu po změně jeho zadání, čehož bylo při násobných úpravách konstrukce často využíváno.

Téma této diplomové práce bylo již při výběru považováno za jedno z obsáhlejších. V průběhu návrhu se ale odkrylo množství souvisejících podproblémů, a přestože byla snaha o detailní řešení všech částí konstrukce, některé již nemohly být vzhledem k omezenému rozsahu práce dořešeny. Podstatnou komplikací byly například nadměrné rozměry a hmotnost motoru hlavního pohonu, kde přečnívající motor narušoval kompaktnost provedení. Změnou polohy převodu bylo dosaženo zkrácení sestavy hlavního pohonu a motor i levný řemenový převod mohly být zachovány. I přes zvýšenou hmotnost frézovacího zařízení se podařilo optimalizovat i zadané připojení k revolverové hlavě rozšířením tak, aby bylo z hlediska pevnosti spojovaných částí vyhovující.

Navzdory komplikacím bylo navrženo univerzální frézovací zařízení, které je schopno plnit všechny zadané požadavky. To znamená, že splňuje nároky na požadovaný zdvih posuvu v ose y, maximální moment na vřetení, jeho maximální otáčky a dodrženy jsou i omezující výkonové parametry. Mimo to se podařilo rozšířit použitelnost zařízení zavedením kombinovaného chlazení nástroje, které je možné přivést z vnějšku na nástroj, nebo jeho středem. Díky prizmatickému upínání do revolverové hlavy je možné zařízení rychle vyměnit. Účelná konstrukce vřeteníku a jeho spojení s posuvovým mechanismem umožňuje jeho otočení o 180 stupňů a obrábět tak plochy, na které by nesymetrická konstrukce nedostačovala.

Navržené frézovací zařízení podstatně zvyšuje užitnou hodnotu soustruhů SR, jelikož se jeho použitím rozšiřuje omezený soubor technologických operací proveditelných na těchto strojích. Frézovacím zařízením je na soustruzích SR možné obrábět například drážky vodorovné, svislé, šikmé nebo šroubovicové. Obrobitelné jsou taktéž obecné plochy, a to na obvodě i čele obrobku. V některých případech může být zcela eliminována nutnost upnutí obrobku (u SR5 hmotnost až 350 tun) na další obráběcí stroje, což snižuje výrobní časy, zvyšuje produktivitu a konečně snižuje celkové náklady na obrábění.



## 7. Použité zdroje

### 7.1. Tištěné publikace

- [1] *Podklady dodané Škodou Machine Tool a.s.* 18.4.2013.
- [2] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 2. doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2005.
- [3] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie*. Vyd 1. Praha: Computer Press, 1999. 313<sup>s</sup>. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [4] MAREK, Jiří a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM publishing, 2010. 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [5] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů: KKS/ZSVS*. Plzeň, 2012. ISBN 978-80-261-0126-0. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní.
- [6] HUDEC, Zdeněk. *Přednášky a cvičení předmětu Konstrukce obráběcích strojů, zkratka KKS/KOS*. Plzeň, 2012. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní.
- [7] HUDEC, Zdeněk. *Vedení valivá - Příklady: Učební text KOS*. Plzeň, 2012. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní.
- [8] HUDEC, Zdeněk. *Posuvové mechanismy - příklady: Učební text KOS*. Plzeň, 2012. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní.
- [9] HUDEC, Zdeněk. *Uložení vřetene - Příklady: Učební text KOS*. Plzeň, 2012. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní.
- [10] HOSNEDL, Stanislav. *Přednášky a cvičení předmětu Systémové navrhování technických produktů, zkratka KKS/ZKM*, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2012.
- [11] ČECHURA, Milan a STANĚK, Jiří. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 1999. 141 s. ISBN 80-7082-480-8.
- [12] KOVAŘÍK, Rudolf a ČERNÝ, František. *Technologie svařování*. 2. vyd. Plzeň: ZČU, 2000. 186 s. ISBN 80-7082-697-5.
- [13] SHIGLEY, Joseph E. a Charles R. MISCHKE. *Standard Handbook of Machine design*. Second Edition. New York: McGraw-Hill, 1996. ISBN 0-07-056958-4.
- [14] JOSHI, P H. *Machine Tools Handbook: Design and Operation*. New Delhi: McGraw-Hill, 2007. ISBN 0-07-149435-9.



- [15] KHURMI, R.S. a J.K. GUPTA. *Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House Pvt Ltd, 2007.
- [16] SLÁDEK, Martin. *Konstrukční návrh a výpočet speciálního frézovacího zařízení IFVW 113*. Plzeň, 2010. Diplomová práce (Ing.). Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Václava LAŠOVÁ, Ph.D.
- [17] KLEINOVÁ, Jana. *Ekonomické hodnocení výrobních procesů*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2005. 88 s. ISBN 80-7043-364-7.

## 7.2. Publikace na internetu

- [18] Škoda Machine Tool a.s. [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.cz-smt.cz/>
- [19] Historie. *ALTA, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.altacz.cz/spolecnost/historie-spolecnosti/>
- [20] UNIVERSAL CENTRE LATHES ŠKODA SR. In: *Škoda Machine Tool a.s.* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.cz-smt.cz/download/katalogy/skoda-sr-en.pdf>
- [21] Product information PI 53: Bidirectional tool head turret. In: *Sauter Feinmechanik GmbH* [online]. 2011 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-53\\_e\\_view.pdf](http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-53_e_view.pdf)
- [22] Product information PI 54: Machining unit 0.5.030.xxx Slide unit 0.2.200.xxx. In: *Sauter Feinmechanik GmbH* [online]. 2009 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-54\\_e\\_view.pdf](http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-54_e_view.pdf)
- [23] Toolholders: With dovetail mounting system acc. to DIN 69881. In: *Sauter Feinmechanik GmbH* [online]. 2010 [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: [http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-03\\_d\\_e\\_view.pdf](http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-03_d_e_view.pdf)
- [24] Suhner Powermaster. In: *OTTO SUHNER AG* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://issuu.com/suhner-lca/docs/kapitel\\_powermaster?mode=window&viewMode=doublePage](http://issuu.com/suhner-lca/docs/kapitel_powermaster?mode=window&viewMode=doublePage)
- [25] Suhner CNCmaster. In: *OTTO SUHNER AG* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://issuu.com/suhner-lca/docs/kapitel\\_cncmaster?mode=window&viewMode=doublePage](http://issuu.com/suhner-lca/docs/kapitel_cncmaster?mode=window&viewMode=doublePage)
- [26] Machining units: SOMEX S.A.S. In: *Direct Industry* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/somex/main-catalog/7778-12069-8.html>



- [27] Euroma F.55. In: *Euroma Macchine S.r.l.* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.euromamacchine.com/ScaricaFile.aspx?idA=194&idTF=1&lang=en>
- [28] ARLA ® Machining Units. In: *ARLA Maschinentechnik GmbH* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.arla.de/download/info/en/10/ARLA-Machining-Units.pdf>
- [29] SIMOTION, SINAMICS S120 and Motors for Production Machines. In: *Siemens Corporation* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.industry.usa.siemens.com/drives/us/en/motion-control-systems-and-solutions/Documents/Catalog\\_PM21-SIMOTION\\_SINAMICS\\_Motors\\_Prod\\_Machines.pdf](http://www.industry.usa.siemens.com/drives/us/en/motion-control-systems-and-solutions/Documents/Catalog_PM21-SIMOTION_SINAMICS_Motors_Prod_Machines.pdf)
- [30] SIMOTICS M-1PH8 Main Motor: Configuration Manual. In: *Siemens Corporation* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [https://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll/csfetch/46484744/PH8S\\_0512\\_en\\_en-US.pdf?func=cslib.csFetch&nodeid=46577419&forcedownload=true](https://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll/csfetch/46484744/PH8S_0512_en_en-US.pdf?func=cslib.csFetch&nodeid=46577419&forcedownload=true)
- [31] SANDVIK Coromant: *Product Catalogue* [online]. 2013 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.coroguide.com/>
- [32] Insert geometries for Coromant U and T-MAX U drills. In: *SANDVIK Coromant* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www2.coromant.sandvik.com/coromant/pdf/Metalworking\\_Products\\_061/tech\\_e\\_4.pdf](http://www2.coromant.sandvik.com/coromant/pdf/Metalworking_Products_061/tech_e_4.pdf)
- [33] Conti ® Synchroforce: Heavy-Duty Timing Belts. In: *Continental Contitech* [online]. 2012 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD\\_Synchroforce\\_de\\_en.pdf](http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Synchroforce_de_en.pdf)
- [34] Řemenice a upínací pouzdra. In: *TYMA CZ, s.r.o.* [online]. 2007 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma\\_remenice\\_2007.pdf](http://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma_remenice_2007.pdf)
- [35] Kisssoft Release 03/2012 User Manual. In: *KISSsoft AG* [online]. 2012 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/manual.pdf>
- [36] Super přesná ložiska. In: *Schaeffler Technologies AG & Co. KG* [online]. 2008 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/brochure/downloads\\_1/ac\\_41130\\_7\\_de\\_cz.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/ac_41130_7_de_cz.pdf)
- [37] Grippers + accessory Catalogue. In: *OTT-JAKOB Spanntechnik GmbH* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.ott-jakob.de/images/katalog\\_spannzangen\\_e.pdf](http://www.ott-jakob.de/images/katalog_spannzangen_e.pdf)



- [38] Sealing Solution Configurator. *Trelleborg Sealing Solutions Czech* [online]. [cit. 2013-04-17]. Dostupné z: <http://www.tss.trelleborg.com/sealconfigurator/index.xhtml>
- [39] Hydraulic seals – linear. In: *Trelleborg Sealing Solutions* [online]. 2011 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogs/hydraulic\\_complete\\_gb\\_en.pdf](http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogs/hydraulic_complete_gb_en.pdf)
- [40] Tool Holders. *Industributiken Scandinavia AB* [online]. 2011 [cit. 2013-05-04]. Dostupné z: <http://www.industributiken.se>
- [41] Talířové pružiny Mubea. In: *TST servis, a.s.* [online]. 2007 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.tstservis.cz/pdf/Mubea\\_Katalog.pdf](http://www.tstservis.cz/pdf/Mubea_Katalog.pdf)
- [42] Talířové pružiny (TP). *Grewis, s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.grewis.cz/pruziny/talirove-pruziny.php>
- [43] Lineární vedení. In: *HIWIN s.r.o.* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cs/linearni-vedeni/file.html?id=1277>
- [44] Linear Guideway: Technical Information. In: *HIWIN s.r.o.* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cs/linear-guideway-new/file.html?id=643>
- [45] Kuličkové šrouby a příslušenství. In: *HIWIN s.r.o.* [online]. 2012 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby-a-prislusenstvi/file.html?id=1287>
- [46] Produktový katalog KSK. In: *Kuličkové šrouby Kuřim, a.s.* [online]. 2012 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.kskurim.cz/fileadmin/user\\_upload/Ostatni\\_pdf\\_soubory/Ke\\_stazeni/Produktovy\\_katalog\\_2012\\_CZE.pdf](http://www.kskurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Produktovy_katalog_2012_CZE.pdf)
- [47] Built-in holding brakes for 1FT7/1FK7 motors. *Siemens Automation* [online]. 2008 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <https://eb.automation.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10062704?tree=CatalogTree#Overview>
- [48] SINAMICS S120: 1FT7 synchronous motors. In: *Siemens Automation* [online]. 2011 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [https://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll/csfetch/52334223/PFTS7\\_en-US.pdf?func=cslib.csFetch&nodeid=52752291&forcedownload=true](https://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll/csfetch/52334223/PFTS7_en-US.pdf?func=cslib.csFetch&nodeid=52752291&forcedownload=true)
- [49] SERVOPLUS® Couplings. In: *SIT S.p.A.* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.sitspa.com/612.pdf>



- [50] Clamping- and Braking Elements: for linear guides and piston rods. In: *ZIMMER GmbH* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.zimmer-gmbh.de/upload/files/downloads/Katalog\\_Web\\_Klemmelemente\\_ZIMMER\\_TW\\_09\\_2012\\_en.pdf](http://www.zimmer-gmbh.de/upload/files/downloads/Katalog_Web_Klemmelemente_ZIMMER_TW_09_2012_en.pdf)
- [51] Protective systems Window systems. In: *HEMA Maschinen- und Apparateschutz GmbH* [online]. 2011 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.advantage-hema.de/fileadmin/Download/Kataloge/HEMA%20Catalogue%20Protection%20Systems%202011%20GB.pdf>
- [52] Toolholders: With dovetail mounting system acc. to DIN 69881. In: *HEMA Maschinen- und Apparateschutz GmbH* [online]. 2010 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: [http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-03\\_d\\_e\\_view.pdf](http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-03_d_e_view.pdf)
- [53] E2 R100 - dvojdílný E-Tube - ochrana před šponami - otočný kryt. *Igus* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/wpck/default.aspx?pagenr=1769>
- [54] Šroub s okem DIN580. In: *Tedox s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2013-04-14]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/editor/filestore/File/Sroub.body%20DIN580.cenik.pdf>
- [55] NOGACOOOL - MC1601. *Noga Engineering Ltd.* [online]. [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.noga.com/nogaProducts.php?prdID=MC1601>
- [56] Sortiment Ferony. *Ferona, a.s.: Velkoobchod hutním materiálem* [online]. 2013 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>
- [57] Mechanické vlastnosti ocelí. *T-PROM s.r.o.* [online]. 2006 [cit. 2013-03-13]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/tabulky/tabulka4.html>



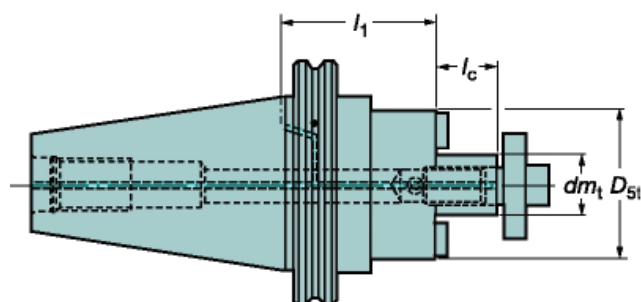
## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Doplňující informace zatěžovacích stavů**



**Zatěžovací stav 1**

Z nabízených držáků zmíněné frézy bylo zvoleno nejkratší provedení A1B05-50 22 035 pro upnutí do kužele SK 50.



Obrázek 1 - A1B05-50 22 035

A1B05-50 22 035		
Parametr	Označení	Hodnota
Hmotnost	Weight	2,127 [kg]
Jmen. průměr	dm <sub>t</sub>	22 [mm]
Vnější průměr	D5 <sub>t</sub>	48 [mm]
Vyložení nástroje	l <sub>1</sub>	35 [mm]
Délka trnu	l <sub>c</sub>	19 [mm]

Tabulka 1 – Parametry držáku A1B05-50 22 035

Řezné parametry tohoto stavu byly ověřeny modulem Coroguide k tomu určenému. Z následující tabulky je patrné, že bylo dosaženo maximálního výkonu P při omezujícím momentu M<sub>L</sub> a odpovídajících otáčkách n<sub>L</sub>.

Materiál obrobku		Doporučené rezné podmínky	
Národní norma	CMC	Rezná rychlost (vc):	110 m/min
Označení	02.1	Otáčky vřetena (n):	700 ot/min
Trždy Coromant	S6	Rychlost posuvu (vf):	1366 mm/min
Tvrdost	175 HB	Rezný výkon pro odber třísek (Pc):	11 kW
		Rychlost úberu kovu (Q):	282 cm <sup>3</sup> /min
		Rezný moment (Mc):	150 Nm
Parametry (vyberte fz, hex nebo hm)			
Posuv na zub (fz):	0.39 mm	Max. tloušťka třísky (hex):	0.39 mm
		Prům. tloušťka třísky (hm):	0.28 mm
Průměr rezu (Dc):	50 mm		
Úhel hlavního břitů: (κ <sub>r</sub> )	90 °		
Pocet efektivních zubů (zc):	5 ks		
Hloubka rezu (ap):	5.5 mm		
Pracovní záber (ae):	37.5 mm		
Počáteční záber (aei):			

Obrázek 2 – Ověření řezných podmínek modulem Coroguide

**Zatěžovací stav 2**

Stav 2 využívá shodného nástroje jako zatěžovací stav 1. Z hodnot získaných modulem řezných podmínek Coroguide mohly být vypočteny řezné síly zatěžovacího stavu.

Získaný moment na vřetení:  $M_{c2} = 83 \text{ Nm}$

Řezné síly: Obvodová:  $F_2 = \frac{2 \cdot M_{c2}}{D_{s1}} = 3320 \text{ N}$

Radiální:  $F_{r2} = 0.8 \cdot F_2 = 2656 \text{ N}$

Axiální:  $F_{a2} = 0.6 \cdot F_2 = 1992 \text{ N}$







## **PŘÍLOHA č. 2**

### **Návrh řemenového převodu**





Multi pulley calculation

28. 2. 2013 Version 6.0

To

From

Company:

Company: ZCU v Plzni

Fao:

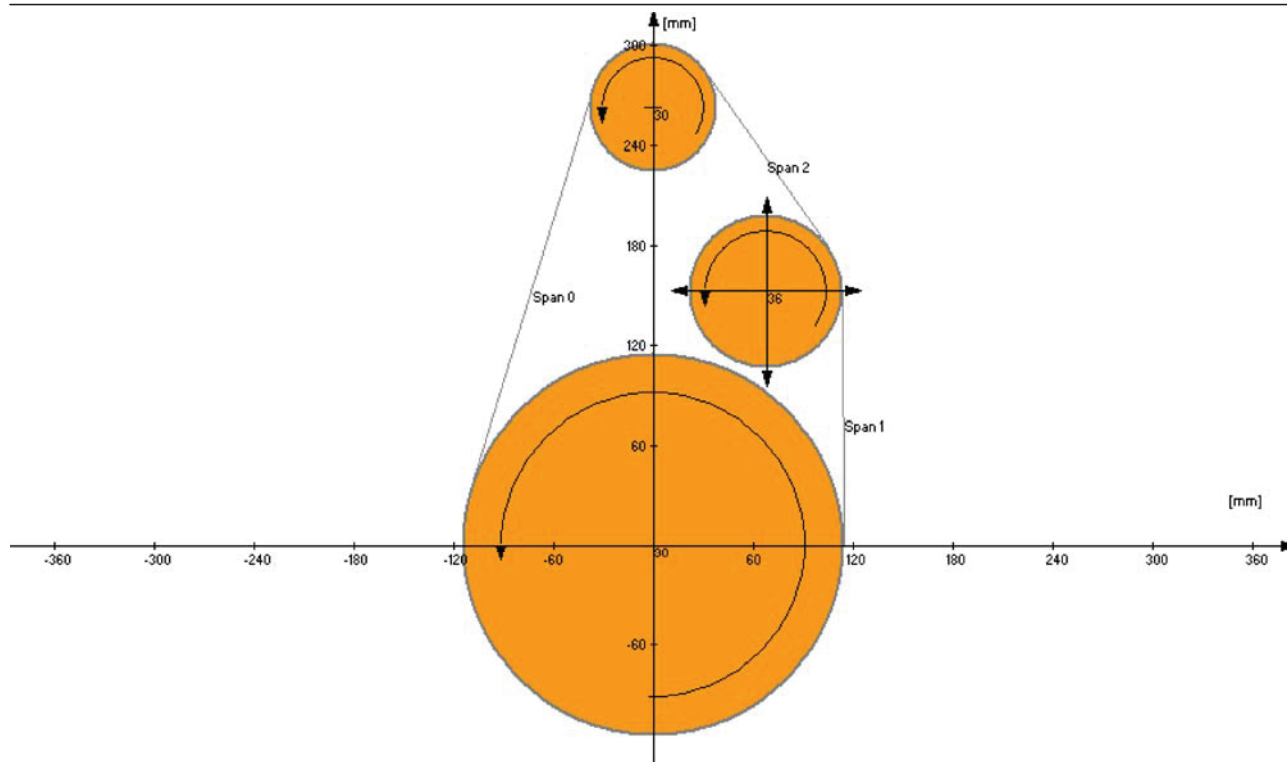
Responsible: Drexler

Application:

Telephone:

Remarks:

Fax:

**belt data:**

Belt type	CONTI SYNCHROFORCE CXP HTD
Tooth profile	PROF = 8M [-]
Belt length	Lw = 1040,00 [mm]
Number of belt teeth	Z = 130 [-]
Pitch	T = 8,00 [mm]
Calculated belt width	Berr = 25,80 [mm]
Chosen belt width	B = 30,00 [mm]
Belt speed	V = 8,40 [m/s]
Initial load factor	K1 = 1,00 [-]
Initial service factor	K2 = 1,18 [-]
Calculated total service factor	C0err = 1,79 [-]
Required total service factor	C0 = 1,50 [-]
Power rating for chosen belt width	Pr = 20,80 [kW]
Length factor	C5 = 1,00 [-]
Static span tension	Fstat = 865,75 [N]

**CONTI HTD 1040 - 8M - 30 - SYNCHROFORCE CXP**





Multi pulley calculation

28. 2. 2013 Version 6.0

To

From

Company:

Company: ZCU v Plzni

Fao:

Responsible: Drexler

Application:

Telephone:

Remarks:

Fax:

**pulley data:****pulley 0****"30"**

Effective diameter  
 Number of teeth  
 Arc of contact  
 Number of teeth in mesh  
 Teeth in mesh factor  
 RPM  
 Transmission ratio  
 Power  
 Torque  
 Effective pull  
 Static bearing force  
 Dynamic bearing force  
 Free span length  
 Natural frequency of belt span number 0  
 Mounting frequency of strand number 0  
 Coordinate of pulley in X - direction  
 Coordinate of pulley in Y - direction

**HTD-8M**

Dw = 76,39 [mm]  
 Z = 30 [-]  
 BETA = 127,94 [°]  
 Ze = 10,66 [-]  
 Cl = 1,00 [-]  
 N = 2100,00 [U/min]  
 I = - [-]  
 P = 11,00 [kW]  
 M = 50,02 [Nm]  
 Fu = 1309,52 [N]  
 Flstat = 1555,84 [N]  
 Fldyn = 1658,60 [N]  
 Lf = 251,14 [mm]  
 fstaterf = 141,66 [Hz]  
 fstatmon = 161,52 [Hz]  
 X = 0,00 [mm]  
 Y = 262,50 [mm]

**pulley 1****"90"**

Effective diameter  
 Number of teeth  
 Arc of contact  
 Number of teeth in mesh  
 Teeth in mesh factor  
 RPM  
 Transmission ratio  
 Power  
 Torque  
 Effective pull  
 Static bearing force  
 Dynamic bearing force  
 Free span length  
 Natural frequency of belt span number 1  
 Mounting frequency of strand number 1  
 Coordinate of pulley in X - direction  
 Coordinate of pulley in Y - direction

**HTD-8M**

Dw = 229,18 [mm]  
 Z = 90 [-]  
 BETA = 197,20 [°]  
 Ze = 49,30 [-]  
 Cl = 1,00 [-]  
 N = 700,00 [U/min]  
 I = 0,33 [-]  
 P = 11,00 [kW]  
 M = 150,06 [Nm]  
 Fu = 1309,52 [N]  
 Flstat = 1712,03 [N]  
 Fldyn = 1723,20 [N]  
 Lf = 152,30 [mm]  
 fstaterf = 233,59 [Hz]  
 fstatmon = 266,34 [Hz]  
 X = 0,00 [mm]  
 Y = 0,00 [mm]





Multi pulley calculation

28. 2. 2013 Version 6.0

To

From

Company:

Company: ZCU v Plzni

Fao:

Responsible: Drexler

Application:

Telephone:

Remarks:

Fax:

**pulley data:****pulley 2 as tensioning idler pulley  
"36"****HTD-8M**

Effective diameter	Dw	= 91,67	[mm]
Number of teeth	Z	= 36	[-]
Arc of contact	BETA	= 34,86	[°]
Number of teeth in mesh	Ze	= 3,49	[-]
Teeth in mesh factor	C1	= 0,50	[-]
RPM	N	= 1750,00	[U/min]
Transmission ratio	I	= 0,83	[-]
Power	P	= 0,00	[kW]
Torque	M	= 0,00	[Nm]
Effective pull	Fu	= 0,00	[N]
Static bearing force	F1stat	= 518,66	[N]
Dynamic bearing force	F1dyn	= 910,91	[N]
Free span length	Lf	= 128,97	[mm]
Natural frequency of belt span number 2	fstaterf	= 275,85	[Hz]
Mounting frequency of strand number 2	fstatmon	= 314,52	[Hz]
Coordinate of pulley in X - direction	X	= 68,00	[mm]
Coordinate of pulley in Y - direction	Y	= 152,64	[mm]
Position in X - direction	Xs	= 60,00	[mm]
Position in Y - direction	Ys	= 160,00	[mm]
Shift in X - direction	DXs	= 8,00	[mm]
Shift in Y - direction	DYs	= -7,36	[mm]



## **PŘÍLOHA č. 3**

**Kontrola per spoje řemenice s vřetenovým hřídelem**





## Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

- i Výpočet: A = OK; B = Chyba; C = Chyba; D = Chyba  
 ii ☐ Informace o projektu

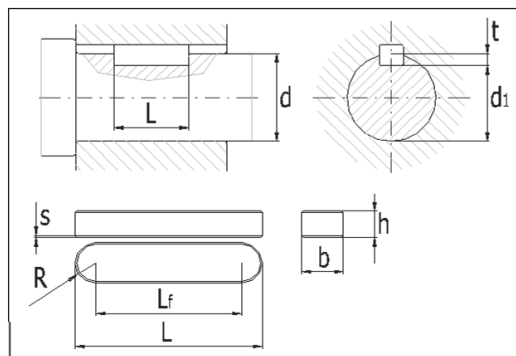
1.0 ☒ Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	11,00 [kW]
1.3	Otáčky hřídele	n	700,0 [/min]
1.4	Krouticí moment	T	150,06 [Nm]
1.5	<b>Způsob zatížení, provozní parametry</b>		
1.6	Charakter pohonu	Lehké rázy	
1.7	Typ zatížení	Střídavé rázy	
1.8	Charakter provozu	Plně obousměrný	
1.9	Počet rozběhů v tisících	100	
1.10	Požadovaná životnost spoje	40000	[h]
1.11	<b>Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele</b>		
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_h$	70,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	$s_f$	1,80
1.15	Minimální průměr hřídele	$d_{min}$	71,1 [mm]
1.16	<b>Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>		
1.17	C...Legovaná ocel (600) [HB 300-350 HRC 33-38]		
1.18	Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	600 [MPa]
1.19	Dovolený tlak	$p_D$	200 [MPa]
1.20	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	275 [MPa]
1.21	<b>Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>		
1.22	G...Tvárná litina (400)		
1.23	Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	400 [MPa]
1.24	Dovolený tlak	$p_D$	135 [MPa]
1.25	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	140 [MPa]
1.26	<b>Provozní koeficienty</b>		
1.27	Koeficient provedení spoje	$K_d$	1,0
1.28	Koeficient využití spoje	$K_a$	1,8
1.29	Koeficient životnosti	$K_f$	0,4
1.30	Koeficient opotřebení	$K_w$	0,7

## A Přesná pera

2.0 ☒ Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

2.1	<b>Parametry spoje</b>		
2.2	Typ pera	F ... CSN 022562	
2.3	Počet per	2	
2.4	Koeficient rozložení zatížení	$K_L$	0,75
2.5	Celkový provozní koeficient	$K_S$	4,50
2.11	<b>Návrh rozměrů spoje</b>		
2.12	Pera pro průměry	$d$	6 ~ 230 [mm]
2.13	Min. průměr hřídele	$d_{1min}$	71,1 [mm]
2.14	Průměr hřídele	$d$	100,000 [mm]
2.15	Pero	16 x 10	
2.16	Šířka / výška pera	$b / h$	16 10 [mm]
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	$R / s$	8 0,7 [mm]
2.18	Parametry drážky v hřídeli	$t / d_1$	6,2 87,6 [mm]
2.19	Minimální funkční délka pera	$L_{fmin}$	30,6 [mm]
2.20	Minimální délka pera	$L_{min}$	46,6 [mm]
2.21	Dovolený rozsah délek pera		45 ~ 200 [mm]
2.22	Zvolená délka pera	$L$	50,000 [mm]
2.6	<b>Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>		
2.7	C...Legovaná ocel (600) [HB 300-350 HRC 33-38]		
2.8	Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	600 [MPa]
2.9	Dovolený tlak	$p_D$	200 [MPa]
2.10	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	275 [MPa]

3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1	<b>Kontrola hřídele na krut</b>		
3.2	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	275 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	$\tau$	8,6 [MPa]
3.4	Bezpečnost		31,84
3.9	<b>Kontrola pera na otláčení</b>		
3.10	Dovolený tlak	$p_D$	200 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	$p$	67,4 [MPa]
3.12	Bezpečnost		2,97
3.5	<b>Kontrola otláčení drážky hřídele</b>		
3.6	Dovolený tlak	$p_D$	200 [MPa]
3.7	Srovnávací tlak	$p$	56,5 [MPa]
3.8	Bezpečnost		3,54
3.13	<b>Kontrola otláčení drážky náboje</b>		
3.14	Dovolený tlak	$p_D$	135 [MPa]
3.15	Srovnávací tlak	$p$	67,4 [MPa]
3.16	Bezpečnost		2,00

## B Woodruffova pera

4.0 ☐ Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů5.0 ☐ Pevnostní kontroly spoje

## C Rovnoboké drážkování

6.0 ☐ Parametry spoje, návrh rozměrů7.0 ☐ Pevnostní kontroly spoje

## D Evolventní drážkování

8.0 ☐ Parametry spoje, návrh rozměrů9.0 ☐ Pevnostní kontroly spoje

## Kapitola doplňků

10.0 ☐ Srovnávací tabulka



## **PŘÍLOHA č. 4**

### **Kontrola šroubu napínací kladky**



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---

File on:

Name : Sroub\_kladky  
 Changed by : Drexler 16.03.2013 at: 17:12:54

---

### **Bolt calculation according to VDI 2230:2003**

---

#### **INPUTS:**

Configuration: Bolted connection under axial and shear load (single bolt)  
 Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M14	
Pitch (mm)	[P]	2.00
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	14.00
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	11.83
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	12.70
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Shearing force at single screw (N)	[Q]	910.00
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100
Number of parting lines	[qF, aM]	1
Torque (Nm)	[Mt]	11.00
Friction radius (mm)	[ra]	14.00
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	16957.14
For sealing (N)	[KerfD]	910.00
For one-sided lift (N)	[KerfA]	0.00

Tightening technique: Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)

Tightening factor	[alphaA]	1.60
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV 1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00

Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/0.100

Bolt type: Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004

Reference diameter (mm)	[d]	14.00
Bolt length (mm)	[l]	60.00
Shank diameter (mm)	[d1]	14.00
Shank length (mm)	[l1]	20.00
Thread length (mm)	[b]	40.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	20.17
Inner diameter of head support (mm)	[da]	15.70
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00

Stressed cross section of screw (mm <sup>2</sup> )	[As]	115.44
Free thread length (mm)	[l3]	26.00

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	800
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp0.2]	640

Clamped parts: Cylinder

Outside diameter of bush (mm)	[DA]	53.00
Outer diameter of the support effect (mm)	[DA']	53.00

Distance force input/axis of cent. graph. (mm)	[a]	12.00
Distance Screw/axis of centre of gravity (mm)	[ssym]	12.00
Distance of the screw axis from the edge of the paring line (mm)	[e]	14.50
Limit for the dimensions e/2 (mm)	[G]	40.34
Edge distance in bodies (mm)	[u]	26.50
Number of parts	[iP]	1

Part A

Material	S235J2G3 (St37.3 N)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	46.00
Permissible surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	490.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	46.00



Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine
Diameter through hole (mm)	[dh] 15.00
Chamfer at head (mm)	[cK] 0.00

No washer below screw head

Blind hole	
Material	EN-GJL-350 (GG 35)
Counter bore depth (mm)	[ts] 0.00
Surface roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz] 16.00

#### RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:			
Diameter (mm)	[DA']	53.00	
Diameter (mm)	[DA]	53.00	
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	2.903380e-007	
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	2.592626e-006	
Equivalent moment of inertia (mm <sup>4</sup> )	[IBers]	426332.65	
Auxiliary variables (mm)	[G],[lV],[lH]	40.34, 30.11, 15.89	
Auxiliary variables (mm <sup>4</sup> )	[IBersV],[IBersH]	41911.01, 657540.08	
Ductility of parts at eccentric clamping (mm/N)	[deltaP*]	3.657379e-007	
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0705	
Load factor for eccentric load introduction	[phien]	0.0865	
Preload loss (N)	[Fz]	3468.65	
required assembly preload:			
-minimum (N)	[FMmin]	20425.80	
-maximum (N)	[FMmax]	32681.27	
Pretension force according table (N)	[FMtab]	61000.00	
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	74000.00	
attained assembly preload:			
-maximum (N)	[FM]	47149.08	
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	70.00	
Pretension force (N)	[FV]	43680.43	
Difference force at screw (N)	[FSA]	0.00	
Fatigue load (N/mm <sup>2</sup> )	[sigal]	0.00	
Length of engagement (mm)	[m]	14.00	
Minimum reach of screw (mm)	[meffmin]	9.30	
<b>Calculation with maximum attained pretension force:</b>			
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	70.00	
(differs from VDI 2230)			
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	47149.08	
Pretension force (N)	[FV]	43680.43	
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M]	448.00	
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B]	426.47	
Tightening torque (Nm)	[MA]	92.15	
Surface pressure (below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK]	374.41	

#### Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.60):

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	32681.27
Additional clamping force (reserve) (N)		
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M_FMmax]	310.53
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B_FMmax]	295.61
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	63.87
Surface pressure (below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmax]	259.52
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Mzul]	448
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Bzul]	640
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pKzul]	490
Shearing strength Screw (N/mm <sup>2</sup> )	[tauBS]	480.00

#### SUMMARY:

Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.60):

Safety against yield point	[SF]	2.17
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.89

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.50
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.31

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.53
Safety against shearing	[SA]	60.89



## **PŘÍLOHA č. 5**

### **Kontrola vřetene pro zatěžovací spektrum**



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Vreteno\_uprava2  
 Changed by : Drexler on: 16.05.2013 at: 17:42:35
 

---

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	309.800
Speed (1/min)	100.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	14.093
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.025
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.972
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Roller bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry	

---

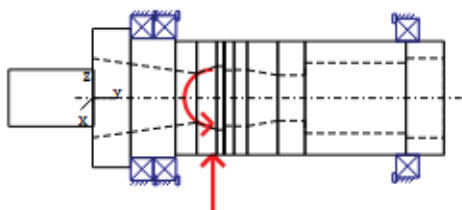
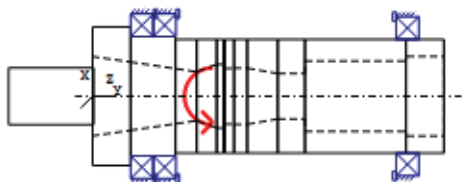


Figure: Load applications



**SHAFT DEFINITION (Shaft 1)**
**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)	y= 0.00...33.50 (mm)
d=122.00 (mm), l=33.50 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 33.50...73.00 (mm)
d=105.00 (mm), l=39.50 (mm), Rz= 8.0	
Radius left (Radius left)	
r=0.60 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 73.00...309.80 (mm)
d=100.00 (mm), l=236.80 (mm), Rz= 8.0	
Radius left (Radius left)	
r=1.00 (mm), Rz= 8.0	
Key way (Key way)	y= 79.50...129.50 (mm)
l=50.00 (mm), Rz= 8.0	

**Inner contour**

Cone inside (Conical bore)	y= 0.00...91.70 (mm)
d1=69.85 (mm), d2=43.10 (mm), l=91.70 (mm)	
Cone inside (Conical bore)	y= 91.70...109.40 (mm)
d1=43.10 (mm), d2=56.00 (mm), l=17.70 (mm)	
Cylinder inside (Cylindrical bore)	y= 109.40...115.50 (mm)
d=56.00 (mm), l=6.10 (mm)	
Cone inside (Conical bore)	y= 115.50...116.70 (mm)
d1=56.00 (mm), d2=49.00 (mm), l=1.20 (mm)	
Cylinder inside (Cylindrical bore)	y= 116.70...124.70 (mm)
d=49.00 (mm), l=8.00 (mm)	
Cylinder inside (Cylindrical bore)	y= 124.70...136.26 (mm)
d=49.50 (mm), l=11.56 (mm)	
Cone inside (Conical bore)	y= 136.26...163.16 (mm)
d1=49.50 (mm), d2=40.00 (mm), l=26.90 (mm)	
Cylinder inside (Cylindrical bore)	y= 163.16...187.16 (mm)
d=40.00 (mm), l=24.00 (mm)	
Cylinder inside (Cylindrical bore)	y= 187.16...276.16 (mm)
d=62.00 (mm), l=89.00 (mm)	
Cylinder inside (Cylindrical bore)	y= 276.16...309.66 (mm)
d=70.00 (mm), l=33.50 (mm)	

**Forces**

Eccentric force (Eccentric load)					y= -75.00 (mm)	
Force application point, X direction(mm)		25.0000				
Force application point, Z direction(mm)		0.0000				
Length of load application (mm)		0.0000				
Axial force (Load spectrum) (N)		3600.00/1992.00/0.00				
Shearing force X (Load spectrum) (N)		4800.00/2656.00/0.00				
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		6000.00/3320.00/0.00				
Bending moment X (Load spectrum) (N)		0.00/0.00/0.00				
Bending moment Z (Load spectrum) (N)		90.00/49.80/0.00				
load spectrum,driving (Output):						
Sila12						
Element	Frequency (%)	Speed (l/min)	Power (kW)	Torque (Nm)	Force (%)	
1	40.0000	700.0	-11.00	-150.00	6000.0	
2	40.0000	1273.0	-11.06	-83.00	3320.0	
3	20.0000	3000.0	-0.00	-0.00	0.0	
Rope sheave (Rope sheave/V-belt)					y= 106.00 (mm)	
Direction of rope forces (°)		90.0000				
Disk diameter (mm)		239.0000				
Length of load application (mm)		30.0000				
Axial force (Load spectrum) (N)		0.00/0.00/0.00				



Shearing force X (Load spectrum) (N) 0.00/0.00/0.00  
 Shearing force Z (Load spectrum) (N) 0.00/0.00/0.00  
 Torque/Power, load spectrum, driven (Input):

Vykon

Element	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	40.0000	700.0	11.0	150.0
2	40.0000	1273.0	11.1	83.0
3	20.0000	3000.0	7.9	25.0

Resulting rope forces, load spectrum:

Remen

Element	Frequency (%)	Speed (1/min)	Force (N)
1	40.0000	700.0	1659.0
2	40.0000	1273.0	1063.4
3	20.0000	3000.0	1020.3

Eccentric force (Eccentric load) y= -184.00 (mm)

Force application point, X direction (mm) 12.5000  
 Force application point, Z direction (mm) 0.0000  
 Length of load application (mm) 0.0000  
 Axial force (Load spectrum) (N) 0.00/0.00/1200.00  
 Shearing force X (Load spectrum) (N) 0.00/0.00/1600.00  
 Shearing force Z (Load spectrum) (N) 0.00/0.00/2000.00  
 Bending moment X (Load spectrum) (N) 0.00/0.00/0.00  
 Bending moment Z (Load spectrum) (N) 0.00/0.00/15.00

load spectrum, driving (Output):

Síla3

Element	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)	Force (%)
1	40.0000	700.0	-0.00	-0.00	0.0
2	40.0000	1273.0	-0.00	-0.00	0.0
3	20.0000	3000.0	-7.85	-25.00	2000.0

## Bearing

Angular contact ball bearing (single row) FAG B71921-E-2RSD-T-P4S (1) y= 43.50 (mm)

Set fixed bearing right  
 d = 105.000 (mm), D = 145.000 (mm), B = 20.000 (mm), r = 0.000 (mm)  
 C = 55.000 (kN), C0 = 60.000 (kN), Cu = 3.900 (kN)  
 Ctheo = 55.554 (kN), C0theo = 60.910 (kN)  
 Calculation with approximate bearings internal geometry  
 Z = 25, Dpw = 125.000 (mm), Dw = 12.774 (mm), a = 39.000 (mm)  
 di = 112.171 (mm), do = 137.829 (mm), ri = 6.643 (mm), ro = 6.770 (mm)  
 Tolerance field Mean value  
 Tolerance DIN 620:1988 P4  
 Tolerance shaft k6, 105.014 mm (min = 105.003 mm , max = 105.025 mm)  
 Tolerance hub H7, 145.020 mm (min = 145.000 mm , max = 145.040 mm)  
 Change of diametral clearance due to: n = 0 (1/min)  
 Interference fit -15.99 µm  
 Temperature 0.00 µm  
 Shaft and housing roughness 0.00 µm  
 Total bearing clearance change -10.30 µm, n = 100 (1/min)  
 The bearing pressure angle will be considered in the calculation  
 Position (center of pressure) (mm) 14.5000

Angular contact ball bearing (single row) FAG B71921-E-2RSD-T-P4S (2) y= 63.50 (mm)

Set fixed bearing right  
 d = 105.000 (mm), D = 145.000 (mm), B = 20.000 (mm), r = 0.000 (mm)  
 C = 55.000 (kN), C0 = 60.000 (kN), Cu = 3.900 (kN)  
 Ctheo = 55.554 (kN), C0theo = 60.910 (kN)  
 Calculation with approximate bearings internal geometry  
 Z = 25, Dpw = 125.000 (mm), Dw = 12.774 (mm), a = 39.000 (mm)  
 di = 112.174 (mm), do = 137.826 (mm), ri = 6.643 (mm), ro = 6.770 (mm)  
 Tolerance field Mean value  
 Tolerance DIN 620:1988 PN  
 Tolerance shaft k6, 105.014 mm (min = 105.003 mm , max = 105.025 mm)  
 Tolerance hub H7, 145.020 mm (min = 145.000 mm , max = 145.040 mm)  
 Change of diametral clearance due to: n = 0 (1/min)  
 Interference fit -21.59 µm  
 Temperature 0.00 µm  
 Shaft and housing roughness 0.00 µm  
 Total bearing clearance change -15.84 µm, n = 100 (1/min)  
 The bearing pressure angle will be considered in the calculation  
 Position (center of pressure) (mm) 34.5000

Angular contact ball bearing (single row) FAG B71920-E-2RSD-T-P4S (3) y= 277.50 (mm)

Set fixed bearing left  
 d = 100.000 (mm), D = 140.000 (mm), B = 20.000 (mm), r = 0.000 (mm)  
 C = 55.000 (kN), C0 = 60.000 (kN), Cu = 3.950 (kN)  
 Ctheo = 54.470 (kN), C0theo = 59.137 (kN)



Calculation with approximate bearings internal geometry  
 $Z = 25$ ,  $D_{pw} = 120.000$  (mm),  $D_w = 12.597$  (mm),  $a = 38.000$  (mm)  
 $d_i = 107.352$  (mm),  $d_o = 132.648$  (mm),  $r_i = 6.550$  (mm),  $r_o = 6.676$  (mm)  
 Tolerance field Mean value  
 Tolerance DIN 620:1988 PN  
 Tolerance shaft k6, 100.014 mm (min = 100.003 mm, max = 100.025 mm)  
 Tolerance hub H7, 140.020 mm (min = 140.000 mm, max = 140.040 mm)  
 Change of diametral clearance due to:  $n = 0$  (1/min)  
 Interference fit -19.78  $\mu\text{m}$   
 Temperature 0.00  $\mu\text{m}$   
 Shaft and housing roughness 0.00  $\mu\text{m}$   
 Total bearing clearance change -14.51  $\mu\text{m}$ ,  $n = 100$  (1/min)  
 The bearing pressure angle will be considered in the calculation  
 Position (center of pressure) (mm) 305.5000

## CONNECTIONS

Joint, general: Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'  $y = 0.00$  (mm)

Degrees of freedom

X: fixed, Y: fixed, Z: fixed

Rx: fixed, Ry: fixed, Rz: fixed

maximum deflection 35.33  $\mu\text{m}$  (Shaft 2, -74.00 (mm))

### Center of mass

Shaft 1 182.5 mm  
 Shaft 2 37.5 mm

### Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] 0.00 °  
 Shaft 2 [phi.t] 0.00 °

Probability of failure [n] 10.00 %  
 Axial clearance [uA] 10.00  $\mu\text{m}$   
 Roller bearing service life according to ISO/TS 16281:2008

### Shaft 'Shaft 1' Roller bearing '1'

Position (Y-coordinate) [y] 43.50 mm  
 Service life [Lnh] 37212.44 h  
 static safety factor [S0] 10.48  
 Calculation with approximate bearings internal geometry  
 Reference rating service life [Lnrh] 40925.62 h  
 Modified reference rating service life [Lnrmh] 1000000000.00h

#### Bearing reaction force

#### Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	-3.454	-3.290	-4.565	129.417	-0.000	-98.274
2	-1.809	-1.889	-2.403	68.792	-0.000	-51.941
3	-1.384	-1.532	-1.940	55.642	-0.000	-39.800

### Shaft 'Shaft 1' Roller bearing '2'

Position (Y-coordinate) [y] 63.50 mm  
 Service life [Lnh] 30243.85 h  
 static safety factor [S0] 10.42  
 Calculation with approximate bearings internal geometry  
 Reference rating service life [Lnrh] 34501.92 h  
 Modified reference rating service life [Lnrmh] 1000000000.00h

#### Bearing reaction force

#### Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	-3.378	-3.474	-4.667	131.782	-0.000	-95.827
2	-1.976	-2.471	-2.774	79.063	-0.000	-56.573
3	-1.464	-2.154	-2.189	62.519	-0.000	-42.014

### Shaft 'Shaft 1' Roller bearing '3'

Position (Y-coordinate) [y] 277.50 mm  
 Service life [Lnh] 69338.83 h  
 static safety factor [S0] 22.53  
 Calculation with approximate bearings internal geometry  
 Reference rating service life [Lnrh] 97708.60 h  
 Modified reference rating service life [Lnrmh] 1000000000.00h

#### Bearing reaction force

#### Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	2.032	3.163	1.722	48.664	-0.000	-56.837
2	1.130	2.367	0.943	26.213	-0.000	-31.178
3	1.248	2.486	1.258	34.765	-0.000	-34.371



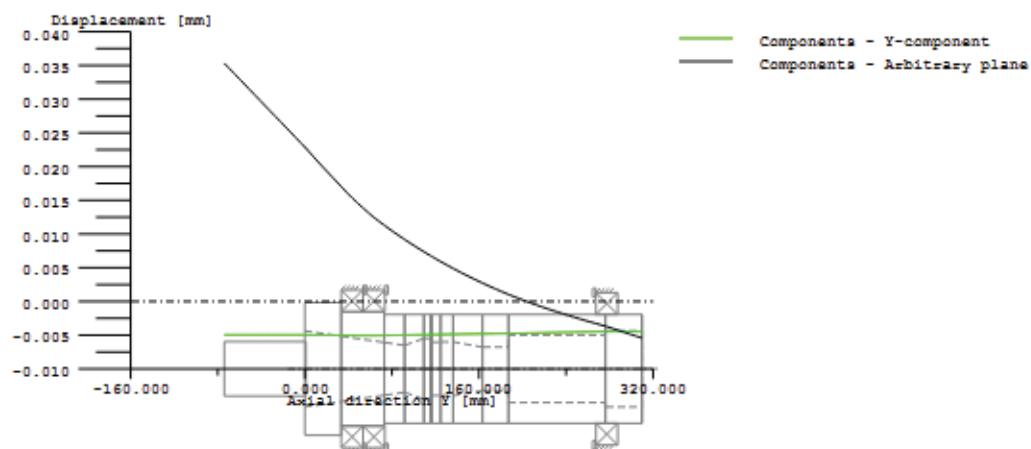
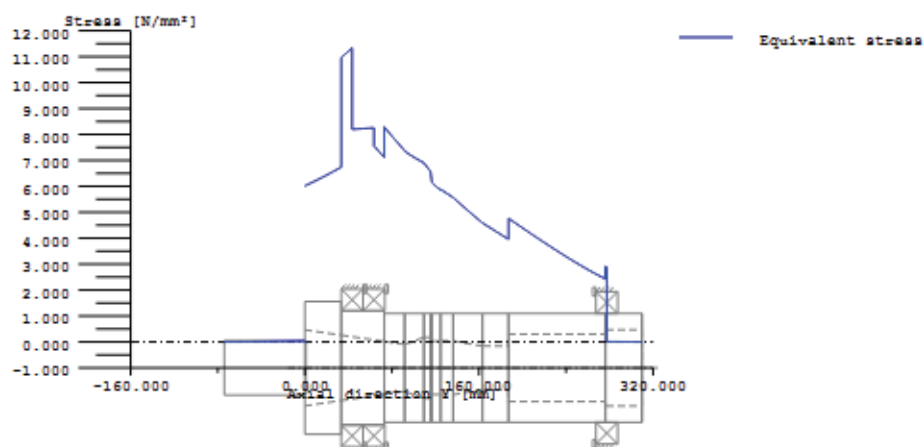


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 50.1693752 °)



$$\text{GEH(von Mises): } \sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_Z, D)^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$$

Figure: Equivalent stress



**Strength calculation as specified in  
 DIN 743:2000  
 with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft**

**Summary**

Label Shaft 1  
 Drawing

Material C45 (1)  
 Material type Through hardened steel  
 Material treatment unalloyed, through hardened  
 Surface treatment No

Calculation of service strength and static strength  
 Woehler line (S-N curve) according Miner elementary  
 Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

**Results:**

Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
1	3.12	0.92	0.82	7.47	33.66
2	2.14	0.92	0.83	13.36	34.29
3	2.80	1.00	0.83	13.08	38.26

Nominal safety: 1.20 1.20

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied [x] not satisfied [ ]

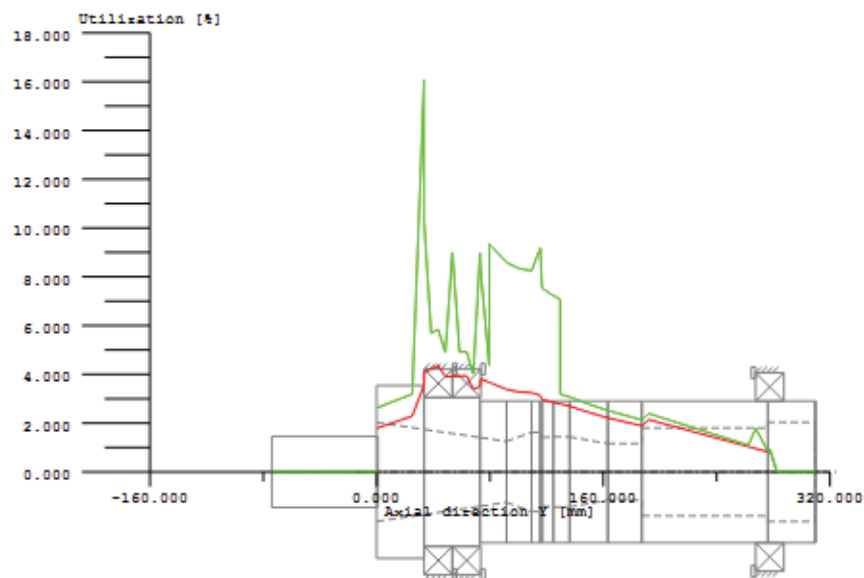


Figure: Strength



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Loziskal  
 Changed by : Drexler on: 16.05.2013 at: 19:29:54
 

---

**THERMAL ADMISSIBLE SERVICE SPEED CALCULATION**

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

Lubricant	Grease: Arcanol SPEED2,6		
Operating condition:			
Run in bearing			
Mean bearing temperature	[Tm]	70.000	°C
Temperature of bearing environment	[T]	20.000	°C
Lubricant - service temperature	[TOil]	70.000	°C
Speed	[n]	700.000	1/min

**Bearing 1:**

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Angular contact ball bearing (single row)		
Bearing number	FAG B71921-E-2RSD-T-P4S		
Design series			
Coefficient	[f0r]	1.133	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f1r]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[As]	15707.963	mm <sup>2</sup>
Reference load	[Plr]	3.000	kN
Bearing mean diameter	[dm]	125.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[qr]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[nyr]	22.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[ntr]	4831.428	1/min

Thermal admissible service speed according to DIN 732:

Coefficient	[f0]	1.133	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f1]	0.000216	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[QS]	0.243	kW
Total heat flow	[Q]	0.243	kW
Dynamic equivalent load	[Pl]	21746.551	N
kinematic viscosity at service temperature	[ny]	9.290	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[KL]	0.581	
Charge parameter	[KP]	1.221	
Speed ratio	[fn]	0.615	
Thermal admissible service speed	[nt]	2972.461	1/min

---

 End report lines: 54
 

---



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Loziska2  
 Changed by : Drexler on: 16.05.2013 at: 19:34:19
 

---

**THERMAL ADMISSIBLE SERVICE SPEED CALCULATION**

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

Lubricant	Grease: Arcanol SPEED2,6		
Operating condition:			
Run in bearing			
Mean bearing temperature	[Tm]	70.000	°C
Temperature of bearing environment	[T]	20.000	°C
Lubricant - service temperature	[TOil]	70.000	°C
Speed	[n]	1273.000	1/min

**Bearing 1:**

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Angular contact ball bearing (single row)		
Bearing number	FAG B71921-E-2RSD-T-P4S		
Design series			
Coefficient	[f0r]	1.133	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[flr]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[As]	15707.963	mm <sup>2</sup>
Reference load	[Plr]	3.000	kN
Bearing mean diameter	[dm]	125.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[qr]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[nyr]	22.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[ntr]	4831.428	1/min

Thermal admissible service speed according to DIN 732:

Coefficient	[f0]	1.133	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f1]	0.000161	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[QS]	0.243	kW
Total heat flow	[Q]	0.243	kW
Dynamic equivalent load	[Pl]	14084.502	N
kinematic viscosity at service temperature	[ny]	9.290	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[KL]	0.581	
Charge parameter	[KP]	0.588	
Speed ratio	[fn]	0.894	
Thermal admissible service speed	[nt]	4317.146	1/min

---

 End report lines: 54
 

---



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Loziska3  
 Changed by : Drexler on: 16.05.2013 at: 19:35:55
 

---

**THERMAL ADMISSIBLE SERVICE SPEED CALCULATION**

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

Lubricant	Grease: Arcanol SPEED2,6		
Operating condition:			
Run in bearing			
Mean bearing temperature	[Tm]	70.000	°C
Temperature of bearing environment	[T]	20.000	°C
Lubricant - service temperature	[TOil]	70.000	°C
Speed	[n]	3000.000	1/min

**Bearing 1:**

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Angular contact ball bearing (single row)		
Bearing number	FAG B71921-E-2RSD-T-P4S		
Design series			
Coefficient	[f0r]	1.133	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[flr]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[As]	15707.963	mm <sup>2</sup>
Reference load	[Plr]	3.000	kN
Bearing mean diameter	[dm]	125.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[qr]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[nyr]	22.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[ntr]	4831.428	1/min

Thermal admissible service speed according to DIN 732:

Coefficient	[f0]	1.133	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f1]	0.000146	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[QS]	0.243	kW
Total heat flow	[Q]	0.243	kW
Dynamic equivalent load	[Pl]	11924.802	N
kinematic viscosity at service temperature	[ny]	9.290	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[KL]	0.581	
Charge parameter	[KP]	0.451	
Speed ratio	[fn]	0.981	
Thermal admissible service speed	[nt]	4741.783	1/min

---

 End report lines: 54
 

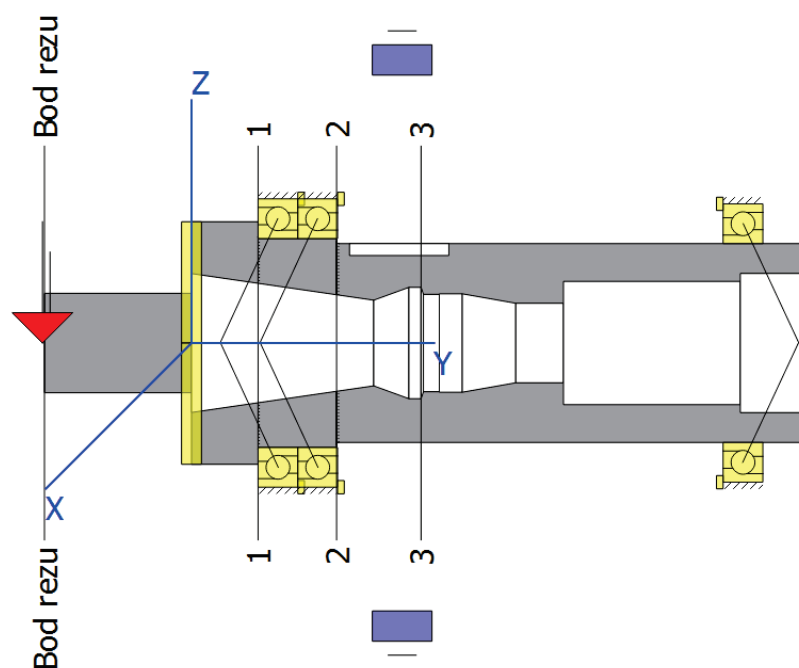
---



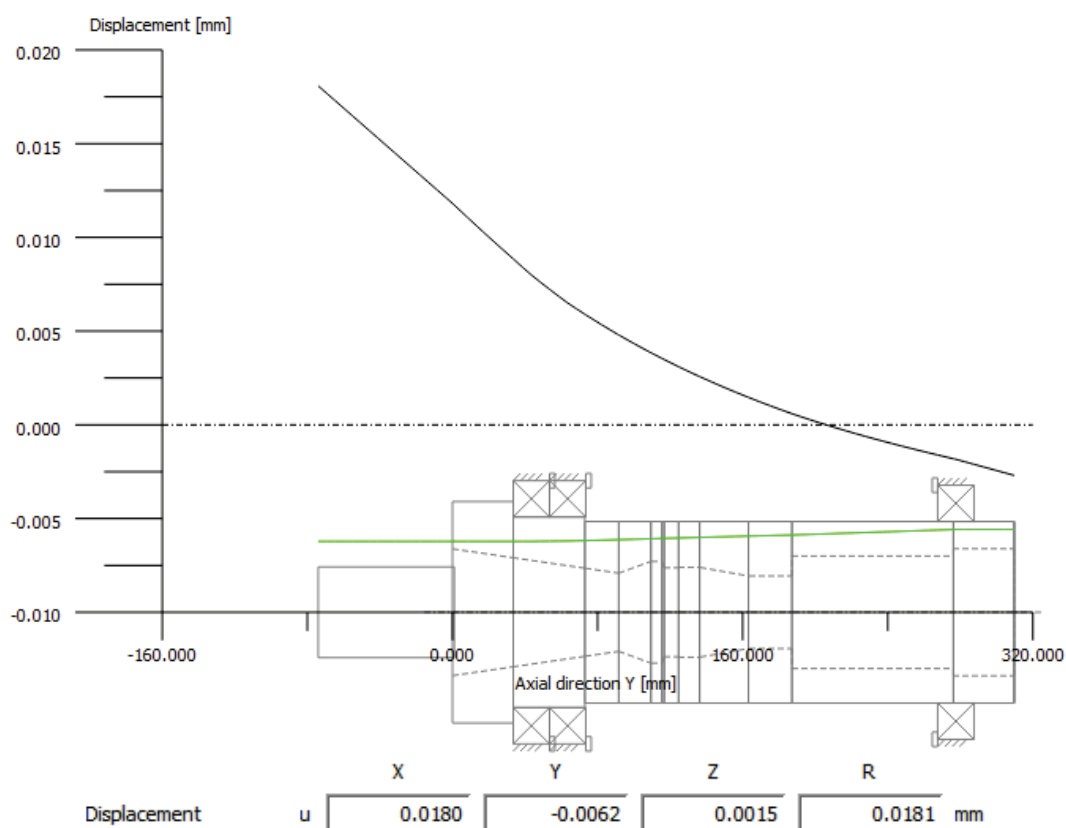
## **PŘÍLOHA č. 6**

### **Stanovení jednotlivých složek deformace vřetene**



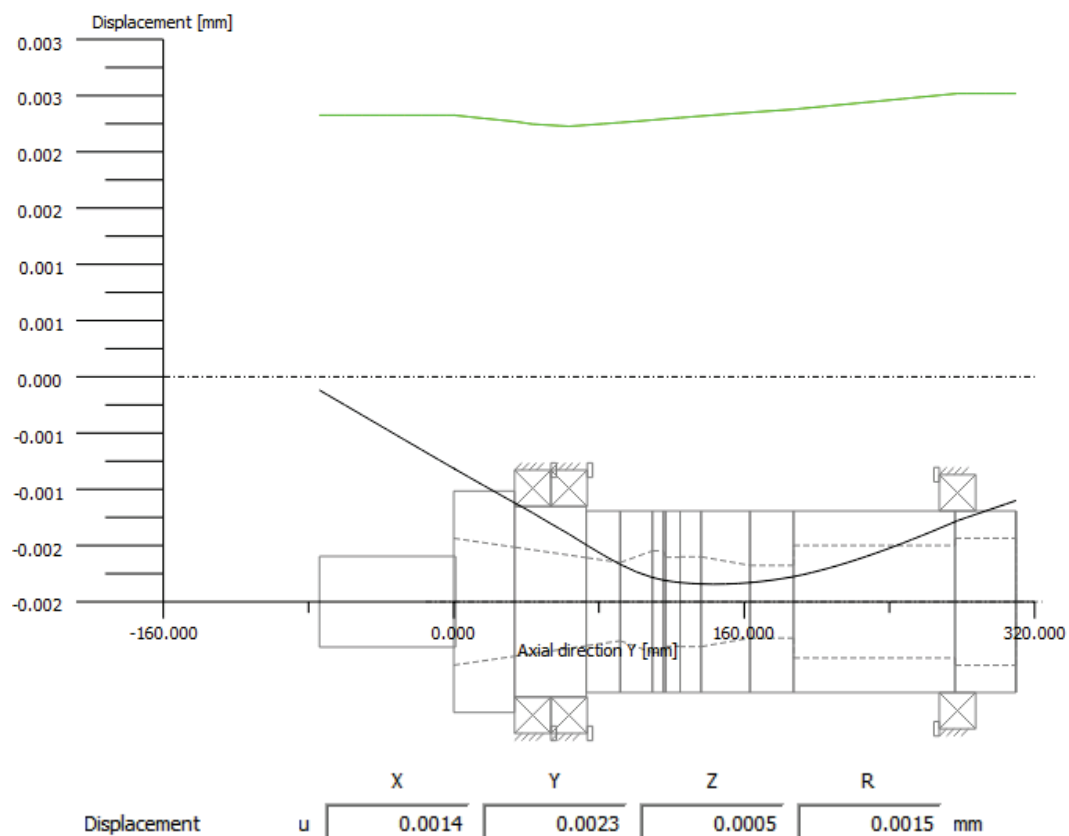


Obrázek 1 - Výpočtový model pro analýzu v KISSsoftu

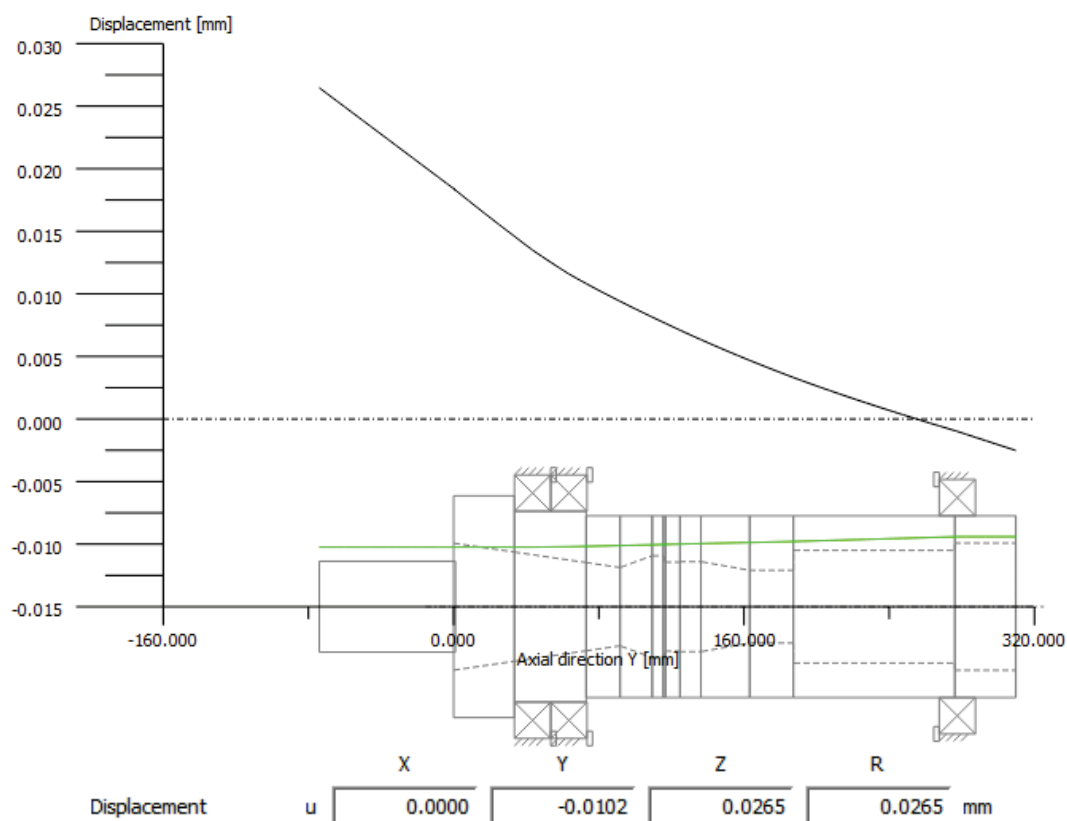


Obrázek 2 - Deformace vřetene s ložisky zatížením v ose x





Obrázek 3 - Deformace vřetene s ložisky zatížením v ose y



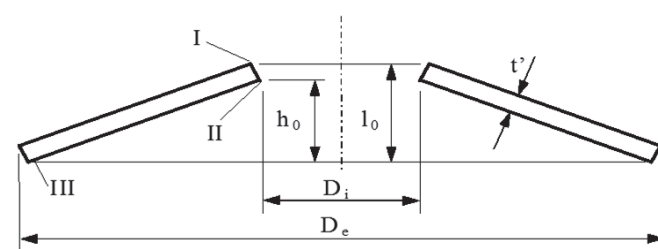
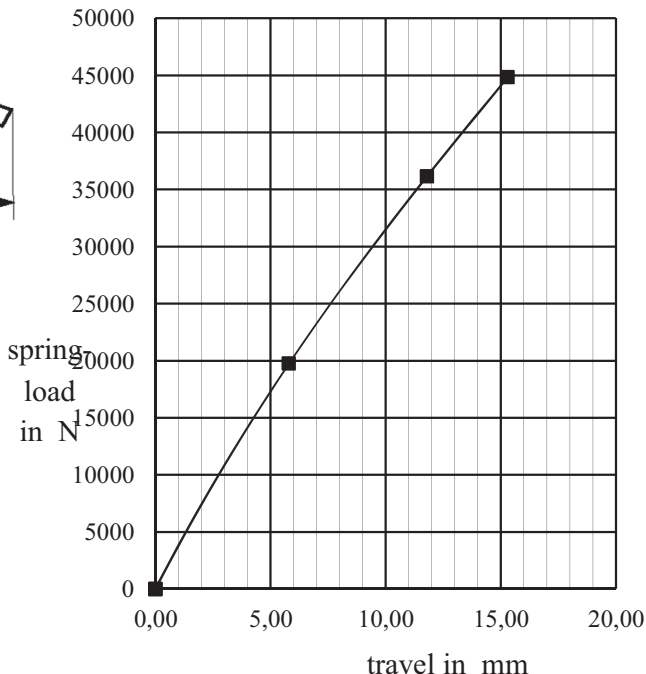
Obrázek 4 - Deformace vřetene s ložisky zatížením v ose z



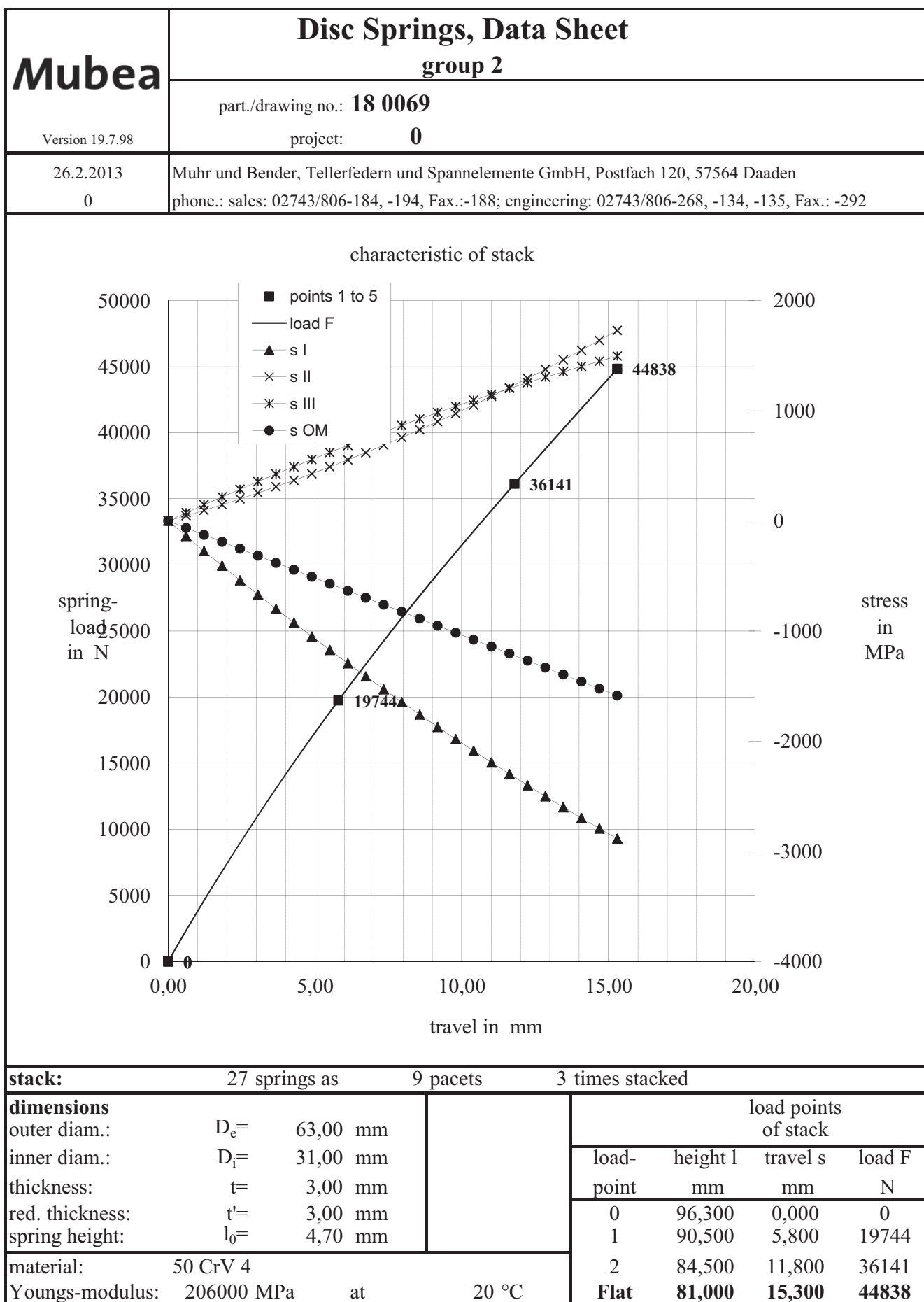
## **PŘÍLOHA č. 7**

### **Návrh talířových pružin Mubea**



Mubea	Disc Springs, Data Sheet																																																																			
	group 2																																																																			
Version 19.7.98	part./drawing no.: 18 0069																																																																			
	project:																																																																			
26.2.2013	Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292																																																																			
<div><div></div><div><p>characteristic of stack</p></div></div>																																																																				
<div><div><div><div>dimensions</div><div>outer diam.: inner diam.: thickness: red. thickness: spring height:</div><div><div><div><div><math>D_e=</math></div><div>63,000</div><div>mm</div></div><div><math>D_i=</math></div><div>31,000</div><div>mm</div></div><div><math>t=</math></div><div>3,000</div><div>mm</div></div><div><math>t'=</math></div><div>3,000</div><div>mm</div></div><div><math>l_0=</math></div><div>4,700</div><div>mm</div></div></div> <div><div>data</div><div><div><div><math>h_0=</math></div><div>1,700</div><div>mm</div></div><div><math>h_0/t=</math></div><div>0,567</div></div><div><div><math>h_0'=</math></div><div>1,700</div><div>mm</div></div><div><math>h_0'/t'=</math></div><div>0,567</div></div> <div><div><math>D_e/D_i=</math></div><div>2,032</div></div> <div><div>stack:</div><div>27 springs as 9 pacets3 times stacked</div></div>																																																																				
<table><tr><th colspan="4">load points of one spring</th><th colspan="4">calculated stresses</th><th colspan="3">load points of stack</th></tr><tr><th>load-point</th><th>height l mm</th><th>travel s mm</th><th>load F N</th><th><math>\sigma_I</math></th><th><math>\sigma_{II}</math></th><th><math>\sigma_{III}</math></th><th><math>\sigma_{OM}</math></th><th>height l mm</th><th>travel s mm</th><th>load F N</th></tr><tr><td>0</td><td>4,700</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>96,300</td><td></td><td></td></tr><tr><td>1</td><td>4,056</td><td>0,644</td><td>6581</td><td>-1230</td><td>520</td><td>652</td><td>-601</td><td>90,500</td><td>5,800</td><td>19744</td></tr><tr><td>2</td><td>3,389</td><td>1,311</td><td>12047</td><td>-2327</td><td>1233</td><td>1217</td><td>-1223</td><td>84,500</td><td>11,800</td><td>36141</td></tr><tr><td>Flat</td><td>3,000</td><td>1,700</td><td>14946</td><td>-2886</td><td>1731</td><td>1495</td><td>-1586</td><td>81,000</td><td>15,300</td><td>44838</td></tr></table>			load points of one spring				calculated stresses				load points of stack			load-point	height l mm	travel s mm	load F N	$\sigma_I$	$\sigma_{II}$	$\sigma_{III}$	$\sigma_{OM}$	height l mm	travel s mm	load F N	0	4,700							96,300			1	4,056	0,644	6581	-1230	520	652	-601	90,500	5,800	19744	2	3,389	1,311	12047	-2327	1233	1217	-1223	84,500	11,800	36141	Flat	3,000	1,700	14946	-2886	1731	1495	-1586	81,000	15,300	44838
load points of one spring				calculated stresses				load points of stack																																																												
load-point	height l mm	travel s mm	load F N	$\sigma_I$	$\sigma_{II}$	$\sigma_{III}$	$\sigma_{OM}$	height l mm	travel s mm	load F N																																																										
0	4,700							96,300																																																												
1	4,056	0,644	6581	-1230	520	652	-601	90,500	5,800	19744																																																										
2	3,389	1,311	12047	-2327	1233	1217	-1223	84,500	11,800	36141																																																										
Flat	3,000	1,700	14946	-2886	1731	1495	-1586	81,000	15,300	44838																																																										
<div><div><div>specification</div><div>material: surface finish: corrosion prot.:</div><div><div>50 CrV 4 shot peening phosphated and oiled</div><div><div>Youngs-modulus: temperature:</div><div>206000 MPa 20 °C</div></div></div></div></div> <tr><td colspan="3"><div><div><div>fatigue life of Mubea springs</div><div>more than 2 springs stacked!</div><div><div>travel: 6,00 mm</div><div>between l 1 : 90,50 mm</div><div>and l 2 : 84,50 mm</div></div></div></div></td></tr> <tr><td colspan="3"><div>remarks</div><div><div>Load tolerance: +15 / -7,5% at 75% of h0 of one spring</div><div><div>tolerance inner diam.: 31,000 mm to 31,250 mm</div><div>tolerance outer diam.: 62,700 mm to 63,000 mm</div></div></div></td></tr>			<div><div><div>fatigue life of Mubea springs</div><div>more than 2 springs stacked!</div><div><div>travel: 6,00 mm</div><div>between l 1 : 90,50 mm</div><div>and l 2 : 84,50 mm</div></div></div></div>			<div>remarks</div> <div><div>Load tolerance: +15 / -7,5% at 75% of h0 of one spring</div><div><div>tolerance inner diam.: 31,000 mm to 31,250 mm</div><div>tolerance outer diam.: 62,700 mm to 63,000 mm</div></div></div>																																																														
<div><div><div>fatigue life of Mubea springs</div><div>more than 2 springs stacked!</div><div><div>travel: 6,00 mm</div><div>between l 1 : 90,50 mm</div><div>and l 2 : 84,50 mm</div></div></div></div>																																																																				
<div>remarks</div> <div><div>Load tolerance: +15 / -7,5% at 75% of h0 of one spring</div><div><div>tolerance inner diam.: 31,000 mm to 31,250 mm</div><div>tolerance outer diam.: 62,700 mm to 63,000 mm</div></div></div>																																																																				







Mubea	Disc Springs, Data Sheet									
	group 2									
	part./drawing no.: 18 0069									
Version 19.7.98	project: 0									
26.2.2013	Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden									
0	phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292									
load points of one spring			calculated stresses				load points of stack			
height l	travel s	load F	$\sigma_I$	$\sigma_{II}$	$\sigma_{III}$	$\sigma_{OM}$	height l	travel s	load F	stiffness
mm	mm	N		MPa			mm	mm	N	N/mm
4,70	0,000	0	0	0	0	0	96,30	0,000	0	3872
4,63	0,068	778	-138	47	74	-63	95,69	0,612	2335	3761
4,56	0,136	1535	-273	96	146	-127	95,08	1,224	4604	3655
4,50	0,204	2270	-407	147	217	-190	94,46	1,836	6810	3553
4,43	0,272	2985	-539	199	288	-254	93,85	2,448	8954	3456
4,36	0,340	3680	-670	254	357	-317	93,24	3,060	11041	3363
4,29	0,408	4357	-798	310	424	-381	92,63	3,672	13072	3275
4,22	0,476	5017	-924	368	491	-444	92,02	4,284	15051	3192
4,16	0,544	5660	-1049	428	557	-507	91,40	4,896	16980	3113
4,09	0,612	6287	-1172	490	621	-571	90,79	5,508	18862	3038
4,02	0,680	6900	-1293	554	684	-634	90,18	6,120	20699	2968
3,95	0,748	7499	-1412	619	747	-698	89,57	6,732	22496	2903
3,88	0,816	8084	-1529	687	808	-761	88,96	7,344	24253	2842
3,82	0,884	8658	-1645	756	867	-825	88,34	7,956	25975	2785
3,75	0,952	9221	-1758	827	926	-888	87,73	8,568	27663	2733
3,68	1,020	9774	-1870	900	984	-951	87,12	9,180	29321	2686
3,61	1,088	10317	-1980	975	1040	-1015	86,51	9,792	30952	2643
3,54	1,156	10852	-2088	1051	1095	-1078	85,90	10,404	32557	2605
3,48	1,224	11380	-2194	1130	1149	-1142	85,28	11,016	34141	2571
3,41	1,292	11902	-2298	1210	1202	-1205	84,67	11,628	35705	2541
3,34	1,360	12417	-2401	1292	1254	-1269	84,06	12,240	37252	2517
3,27	1,428	12929	-2502	1376	1304	-1332	83,45	12,852	38786	2496
3,20	1,496	13436	-2600	1462	1354	-1396	82,84	13,464	40309	2480
3,14	1,564	13941	-2697	1550	1402	-1459	82,22	14,076	41823	2469
3,07	1,632	14444	-2792	1640	1449	-1522	81,61	14,688	43332	2462
3,00	1,700	14946	-2886	1731	1495	-1586	81,00	15,300	44838	2460
stack:			27 springs as		9 pacets		3 times stacked			
dimensions							load points of stack			
outer diam.:		D <sub>e</sub> =	63,00 mm				load- point	height l mm	travel s mm	load F N
inner diam.:		D <sub>i</sub> =	31,00 mm							
thickness:		t=	3,00 mm							
red. thickness:		t'=	3,00 mm				0	96,300	0,000	0
spring height:		l <sub>0</sub> =	4,70 mm				1	90,500	5,800	19744
material:		50 CrV 4								
Youngs-modulus:		206000 MPa	at		20 °C		Flat	81,000	15,300	44838



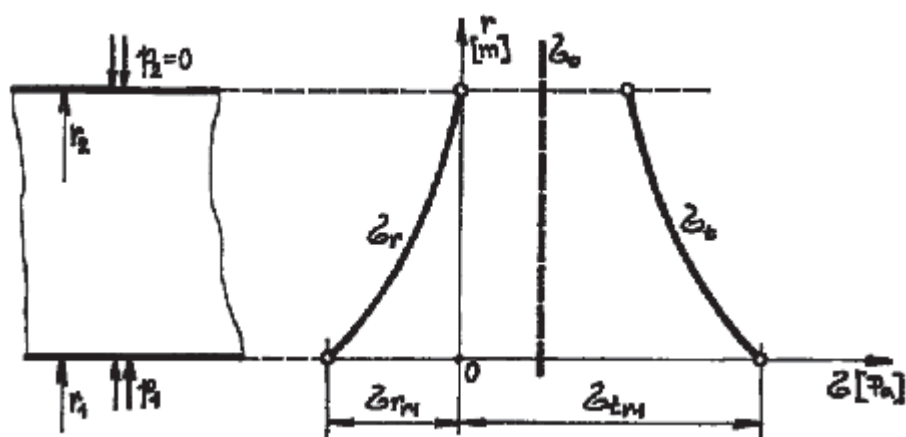
<b>Mubea</b> Version 19.7.98	<b>Disc Springs, Data Sheet</b> <b>group 2</b>								
	part./drawing no.: <b>18 0069</b> project: <b>0</b>								
26.2.2013 0	Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292								
<b>remarks</b> max upper stress: 1290 MPa max compress. stress: -3431 MPa <p style="text-align: center;"><b>more than 2 springs stacked!</b></p> <table border="1"> <tr> <td>setting at 20°C:</td> <td>0,3 % after 48h</td> <td>0,9 % after 1000h</td> </tr> <tr> <td>setting at 100°C:</td> <td>4,7 % after 48h</td> <td>6,2 % after 1000h</td> </tr> </table>				setting at 20°C:	0,3 % after 48h	0,9 % after 1000h	setting at 100°C:	4,7 % after 48h	6,2 % after 1000h
setting at 20°C:	0,3 % after 48h	0,9 % after 1000h							
setting at 100°C:	4,7 % after 48h	6,2 % after 1000h							
<b>calculated data</b> disc-angle at L0: 6,112 ° De at flat: 62,781 mm Di at flat: 31,240 mm center of rotation: 45,125 mm									
<b>tolerances concerning Mubea-disc-spring-handbook</b> Load tolerance: +15 / -7,5 % at 75% of h0 of one spring rel. min. load at disloading: 92,5 % at 75% of h0 of the stack tolerance inner diam.: 31,000 mm to 31,250 mm tolerance outer diam.: 62,700 mm to 63,000 mm gap at inner diam.: 0,500 mm gap at outer diam.: 0,800 mm tolerance of thickness: 2,880 mm to 3,040 mm tolerance of spring height: 4,550 mm to 5,000 mm <b>please contact Mubea!</b>									



## **PŘÍLOHA č. 8**

### **Kontrola válce hydromotoru a pístnice**



**Kontrola stěny válce:**

Vnější průměr válce:

$$D_v = 100 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr válce:

$$D_p = 70 \text{ mm}$$

Průměr otvoru pro šroub:

$$d_{\text{šr}} = 8 \text{ mm}$$

Plný příčný průřez válce:

$$S_{v\_pr} = \frac{\pi \cdot (D_v - D_p)^2}{4} = 706.9 \text{ mm}^2$$

Příčný průřez 8 otvorů šroubů M8:

$$S_{\text{šr\_pr}} = 8 \frac{\pi \cdot d_{\text{šr}}^2}{4} = 402.1 \text{ mm}^2$$

Zeslabený příčný průřez válce:

$$S_{pr} = S_{v\_pr} - S_{\text{šr\_pr}} = 304.7 \text{ mm}^2$$

Osové napětí:

$$\sigma_o = \frac{F_u}{S_{pr}} = 118.5 \text{ MPa}$$

Délka působení tlaku:

$$l_p = 15 \text{ mm}$$

Průmět plochy působení tlaku:

$$S_t = D_p \cdot l_p = 1050 \text{ mm}^2$$

Podélný průřez 2 otvorů šroubů:

$$S_{\text{šr\_pod}} = 2 \cdot d_{\text{šr}} \cdot l_p = 240 \text{ mm}^2$$

Podélný průřez válce:

$$S_{v\_pod} = (D_v - D_p) \cdot l_p = 450 \text{ mm}^2$$

Podélný zeslabený průřez válce:

$$S_{pod} = S_{v\_pod} - S_{\text{šr\_pod}} = 210 \text{ mm}^2$$



Tečné napětí:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot S_t}{S_{\text{pod}}} = 51.1 \text{ MPa}$$

Radiální napětí:

$$\sigma_r = p = 10.2 \text{ MPa}$$

Reduk. napětí dle hyp. HMM:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_t \cdot \sigma_o)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 94.7 \text{ MPa}$$

Materiál válce:

$$\text{C45}$$

Mez kluzu materiálu válce:

$$R_e = 430 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = 4.5 \quad k > 3$$

### Kontrola pístnice:

Vnitřní průměr pístnice:

$$d_{\text{pin}} = 6 \text{ mm}$$

Malý průměr závitu pístnice:

$$d_{\text{pout}} = 13.93 \text{ mm}$$

Kontrolovaný průřez pístnice:

$$S_{\text{pmin}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{pout}}^2 - d_{\text{pin}}^2)}{4} = 124.1 \text{ mm}^2$$

Maximální síla na kontr. průřez:

$$F_{\text{max}} = 19.7 \text{ kN}$$

Tahové napětí v průřezu:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{F_{\text{max}}}{S_{\text{pmin}}} = 158.7 \text{ MPa}$$

Zvolený materiál:

$$\text{Ocel 30 CrMoV 9} \quad R_e = 580 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k mezi kluzu materiálu:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{max}}} = 3.7$$

Požadovaná bezpečnost:

$$k = 3$$



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : TaznaTyc  
 Changed by : Drexler on: 06.05.2013 at: 18:24:45
 

---

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	140.500
Speed (1/min)	1.00
Sense of rotation: clockwise	
Material (Own input)	30CrMoV4
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.310
Specific weight (kg/m <sup>3</sup> )	7850.000
Warmth elongation coefficient (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	0.989
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )	285.957
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.011

The direction of the weight is not considered  
 Consider deformations due to shearing  
 Shear correction coefficient 1.100  
 Contact angle of roller bearings is considered

---

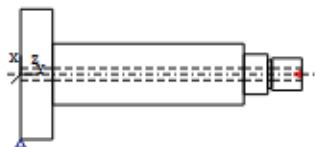


Figure: Load applications



**SHAFT DEFINITION (Shaft 1)**
**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)	y= 0.00...16.00 (mm)
d=65.00 (mm), l=16.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 16.00...111.50 (mm)
d=30.50 (mm), l=95.50 (mm), Rz= 8.0	
Radius left (Radius left)	
r=1.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 111.50...123.50 (mm)
d=20.00 (mm), l=12.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius left (Radius left)	
r=1.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 123.50...125.50 (mm)
d=13.93 (mm), l=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius left (Radius left)	
r=1.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius right (Radius right)	
r=1.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 125.50...140.50 (mm)
d=16.00 (mm), l=15.00 (mm), Rz= 8.0	

**Inner contour**

Cylinder inside (Cylindrical bore)	y= 0.00...140.50 (mm)
d=6.00 (mm), l=140.50 (mm)	

**Forces**

Centric force (Centrical load)	y= 140.50 (mm)
Length of load application (mm)	0.0000
Torque (Nm)	-0.0000
Axial force (N)	19700.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

**Bearing**

Clamped support (General bearing)	y= 0.00 (mm)
Degrees of freedom	
X: fixed, Y: fixed, Z: fixed	
Rx: fixed, Ry: fixed, Rz: fixed	

maximum deflection	0.00	µm (Shaft 1,	0.00 (mm))
--------------------	------	--------------	------------

**Center of mass**

Shaft 1	44.6	mm
---------	------	----

**Deformation due to torsion**

Shaft 1	[phi.t]	0.00	°
---------	---------	------	---

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

**Shaft 'Shaft 1' Bearing 'General bearing'**

Position (Y-coordinate)	[y]	0.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-19.700	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN



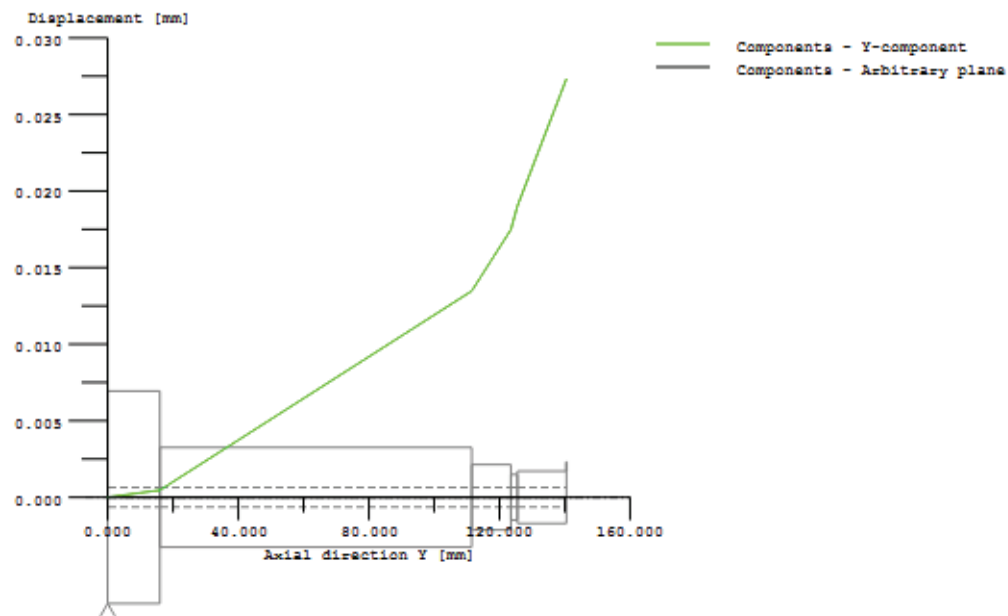
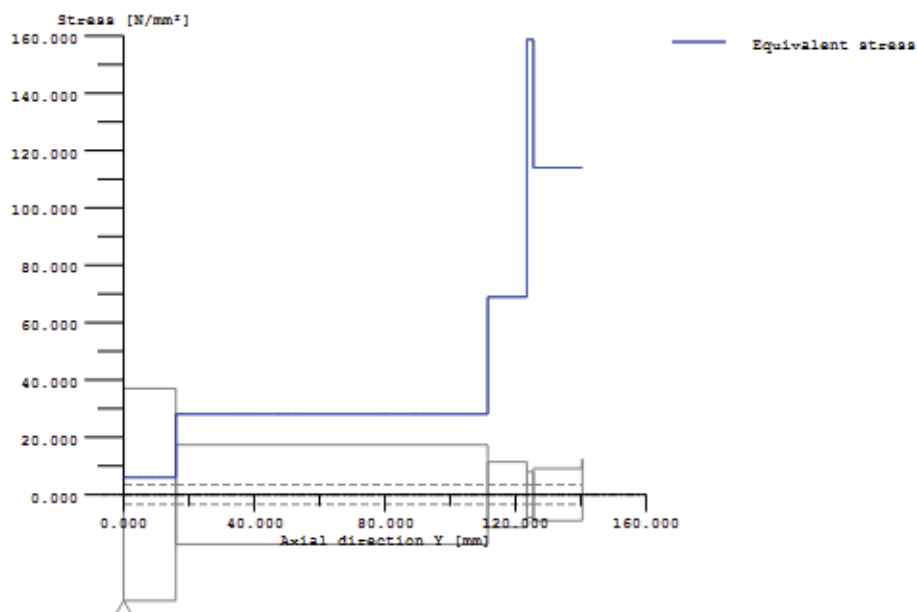


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 0 °)



$$\text{GEH(von Mises): } \text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$$

Figure: Equivalent stress

---



---



# Strength calculation as specified in DIN 743:2000

## Summary

Label Shaft 1  
 Drawing

Material 30CrMoV4  
 Material type Through hardened steel  
 Material treatment case-hardened  
 Surface treatment No

Calculation of endurance limit and the static strength  
 Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

## Results:

Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
1	1.42	0.88	0.96	2.20	4.02

Nominal safety:	1.25	3.00
-----------------	------	------

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied [x] not satisfied [ ]

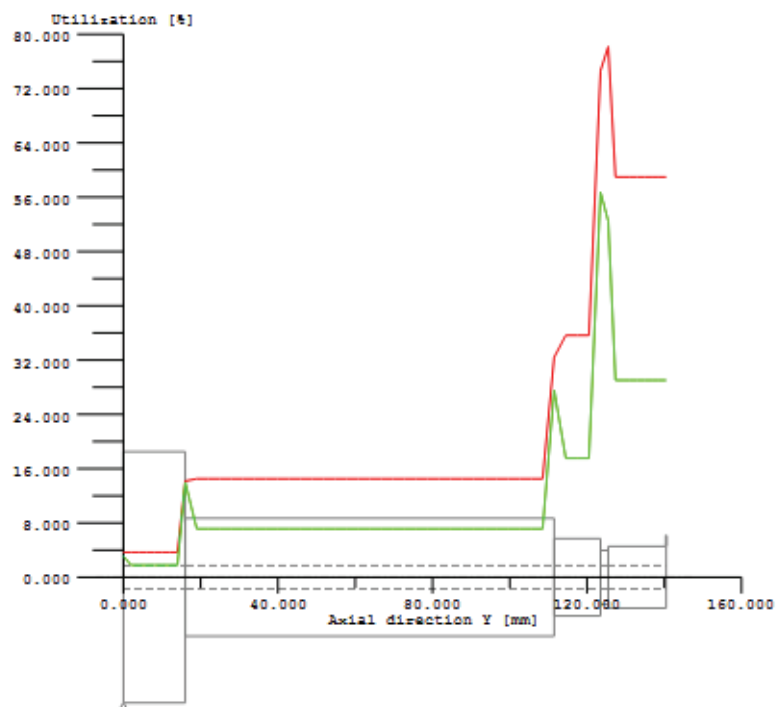


Figure: Strength



## **PŘÍLOHA č. 9**

### **Kontrola šroubů rotačního přívodu Deublin**



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Srouby\_priruba  
 Changed by : Drexler on: 05.05.2013 at: 12:49:22
 

---

**Bolt calculation according to VDI 2230:2003**


---

**INPUTS:**

 Configuration: Flange connection with torque and forces (multiple bolts)  
 Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M8		
Pitch (mm)	[P]	1.25	
Flank angle (°)	[beta]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	8.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	7.19	
Core diameter (mm)	[d3]	6.47	
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	6.65	
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	7.19	
Nominal cross section of thread (mm <sup>2</sup> )	[AN]	50.27	
Core cross section of the thread (mm <sup>2</sup> )	[Ad3]	32.84	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 /	36100.00
Shearing force at flange (N)	[Fq]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[Mb]	0.00	
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	3610.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Bolt pitch diameter at flange (mm)	[d]	85.00	
Number of screws	[n]	8	
Shearing force at single screw (N)	[Q]	0.00	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	4512.50
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	0.00	
For sealing (N)	[KerfD]	451.25	

 Tightening technique: Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)  
 Tightening factor [alphaA] 1.60  
 Minim. tightening factor (scattering coef. of friction) [alphamin] 1.00

Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV 1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Force application height (mm)	[lk]	4.90

Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/0.100

Bolt type: Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004

Reference diameter (mm)	[d]	8.00
Bolt length (mm)	[l]	16.00
Shank diameter (mm)	[d1]	8.00
Shank length (mm)	[l1]	3.75
Thread length (mm)	[b]	12.25
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	12.33
Inner diameter of head support (mm)	[da]	9.20
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00

Stressed cross section of screw (mm <sup>2</sup> )	[As]	36.61
Height of bolt head (mm)	[k]	8.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	13.00
Free thread length (mm)	[l3]	3.25
Width across flats (mm)	[s]	6.00

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	800
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp0.2]	640
Maximum yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp,max]	640
E-Module screw (N/mm <sup>2</sup> )	[ES]	205000.00



Clamped parts: Segment of annulus		
External radius annulus (mm)	[ra]	50.00
Screw radius annulus (mm)	[rs]	42.50
Internal radius annulus (mm)	[ri]	35.00
Bolt spacing (mm)	[t]	42.50
Number of parts	[iP]	1
Part A		
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	7.00
E-Module (N/mm <sup>2</sup> )	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	630.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	7.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273)	fine
Diameter through hole (mm)	[dh]	8.40
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
E-Module (N/mm <sup>2</sup> )	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

**RESULTS:**

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	45.80
Diameter (mm)	[DA]	45.80
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	20.64
Cone angle (°)	[phi]	30.71
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	2.475377e-007
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	2.006305e-006
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0769
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	4436.87
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	9053.69
-maximum (N)	[FMmax]	14485.91
Pretension force according table (N)	[FMtab]	19100.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	23400.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	14858.53
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	70.00)
Pretension force (N)	[FV]	10421.66
Difference force at screw (N)	[FSA]	346.92
Fatigue load (N/mm <sup>2</sup> )	[sig]	4.74
Fatigue life (N/mm <sup>2</sup> )	[sigAzul]	54.19
Number of load cycles	[ND]	>= 2000000
Length of engagement (mm)	[m]	9.00
Minimum reach of screw (mm)	[meffmin]	5.40
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01816
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.02906
at FM (mm)	[fS]	0.02981
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00224
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00359
at FM (mm)	[fT]	0.00368

**Calculation with maximum attained pretension force:**

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	70.00)
(differs from VDI 2230)		
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	14858.53
Pretension force (N)	[FV]	10421.66
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	232.89
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M]	448.00
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B]	434.17
Tightening torque (Nm)	[MA]	17.18
Loose torque (Nm)	[ML]	7.85
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK]	287.29



**Calculating safeties with the minimal required assembly preload (tightening factor 1.0):**

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	9053.69
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M_FMmin]	272.98
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B_FMmin]	268.10
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	10.47
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	3.48
Surface pressure (below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmin]	177.61

**Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.60):**

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	14485.91
Additional clamping force (reserve) (N)		
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M_FMmax]	436.77
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B_FMmax]	423.51
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	16.75
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	7.57
Surface pressure (below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmax]	280.25
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Mzul]	448
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Bzul]	640
Support area (below screw head) (mm <sup>2</sup> )	[ApK]	52.93
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pKzul]	630
Shearing strength Screw (N/mm <sup>2</sup> )	[tauBS]	480.00

**SUMMARY:**
**Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.60):**

Safety against yield point	[SF]	1.51
Safety against fatigue	[SD]	11.44
Safety against pressure	[SP]	2.25

**Calculation with maximum attained pretension force:**

Safety against yield point	[SF]	1.47
Safety against fatigue	[SD]	11.44
Safety against pressure	[SP]	2.19

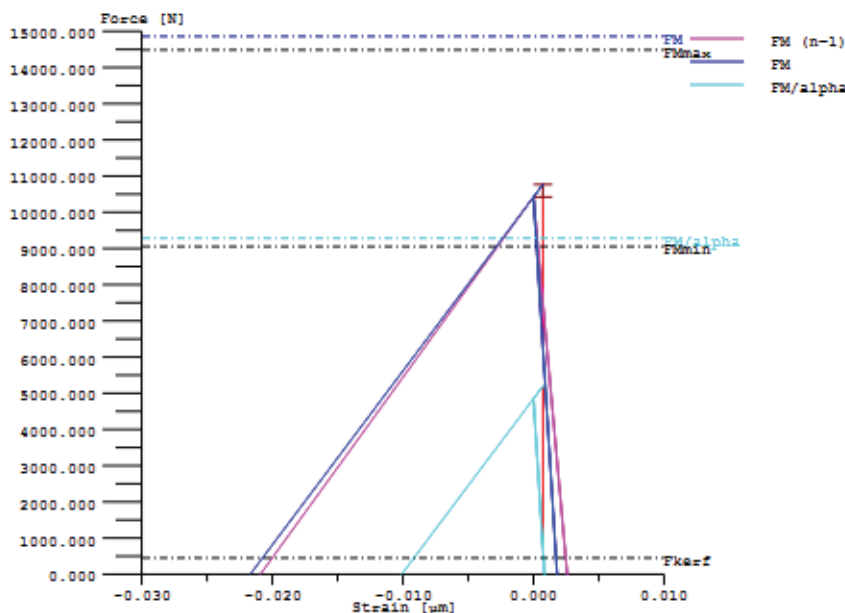


Figure: Display of restraint-diagram

**Remarks:**

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding  $[SG = FKR / Fkerf]$  is calculated with:  
 $FKR: \text{ with } FM / \alpha, Fkerf = KerfN + KerfD$
- Safety against shearing  $SA = \tau_{BS} \cdot A_s / Q \geq 1.1$ ;
- Total required clamping force according to (R2/4):  $F.Kerf = \text{Maxi}(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$



## **PŘÍLOHA č. 10**

### **Návrh lineárního vedení**



**Valivé vedení - 5 zátěžných stavů. (3 obráběcí, 2 rychloposuv)****1 Rozměry vedení a konstrukce**

Zdvih:  $\Delta y = 200\text{mm}$

Průměr frézy:  $D = 50\text{mm}$

Rozměry nezávislé na výsuvu:

Souřadnice směr x: Řezná:  $x_1 = -237\text{mm}$

Gravitační:  $x_2 = 79\text{mm}$

Pohonná:  $x_S = 35\text{mm}$

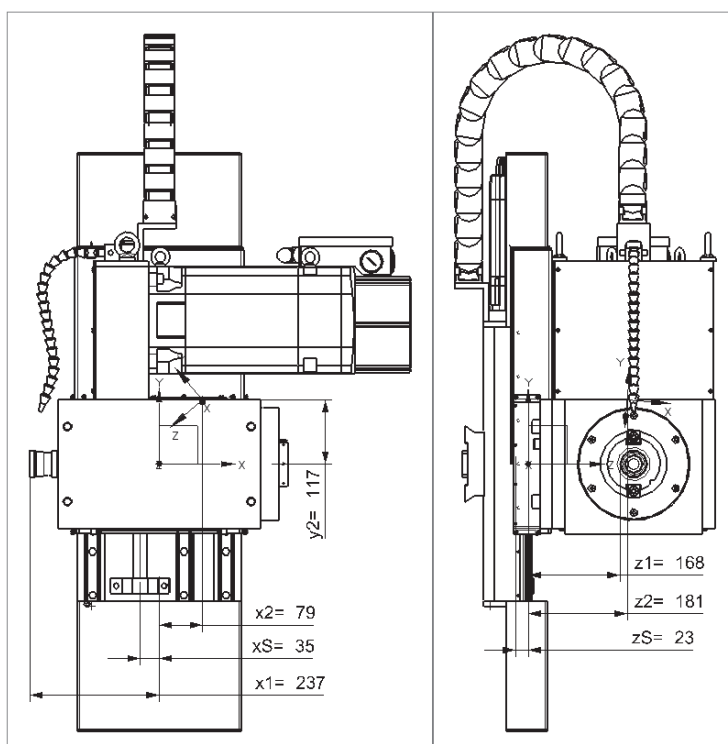
Souřadnice směr y: Řezná:  $y_1 = 0$

Gravitační:  $y_2 = 117\text{mm}$

Souřadnice směr z: Řezná:  $z_1 = 168\text{mm}$

Gravitační:  $z_2 = 181\text{mm}$

Pohonná:  $z_S = -23\text{mm}$





## 2 Zatížení

Omezný moment:  $M_L = 150 \text{ Nm}$

Obvodová složka řezné síly:  $F = \frac{2M_L}{D} = 6000 \text{ N}$

### Zatěžovací stav 1 - síla $F_{1_1}=F_{1M}$

Radiální složka řezné síly:  $F_R = 0.8 \cdot F = 4800 \text{ N}$

Axiální složka řezné síly:  $F_A = 0.6 \cdot F = 3600 \text{ N}$

Hmotnost vřeteníku:  $m_{s1} = 230 \cdot \text{kg}$

Nejtěžší zatěžující stav pro vedení:

Řezná síla:  $F_{1_1} = (F_A \quad -F \quad F_R) \quad r_{1_1} = (x_1 \quad y_1 \quad z_1)$

Tíha vřeteníku:  $F_{2_1} = (0 \quad -m_{s1} \cdot g \quad 0) \quad r_{2_1} = (x_2 \quad y_2 \quad z_2)$

Posuvová rychlost:  $v_{s1} = 2 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Součinitel účinnosti vedení:  $\eta_v = 0.98$

Hnací síla:  $F_{S_1} = (F_{1_1} + F_{2_1}) \cdot \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$

$$F_{S_1} = (0 \quad 8.42 \quad 0) \cdot \text{kN}$$

Vektor hnací síly:  $r_S = (x_S \quad 0 \quad z_S)$

Momenty v počátku souřadnic:  $M_{1_1} = r_{1_1}^T \times F_{1_1}^T \quad M_{1_1}^T = (1008 \quad 1742.4 \quad 1422) \cdot \text{Nm}$

$$M_{2_1} = r_{2_1}^T \times F_{2_1}^T \quad M_{2_1}^T = (408.25 \quad 0 \quad -178.19) \cdot \text{Nm}$$

Moment hnací síly:  $M_{S_1} = r_S^T \times F_{S_1}^T \quad M_{S_1}^T = (193.75 \quad 0 \quad 294.84) \cdot \text{Nm}$

Celková síla stavu 1:  $F_{c_1} = F_{1_1} + F_{2_1} + F_{S_1} \quad F_{c_1} = (3.6 \quad 0.17 \quad 4.8) \cdot \text{kN}$

Celkový moment stavu 1:  $M_{c_1} = M_{1_1} + M_{2_1} + M_{S_1}$



**Zatěžovací stav 2 - síla  $F_{1_2}$** 

Součinitel řezné síly 2. stavu:  $k_2 = 0.55333333$

Řezná síla:  $F_{1_2} = k_2 \cdot F_{1_1}$   $F_{1_2} = (1992 \quad -3320 \quad 2656) \text{ N}$

Vektor řezné síly:  $r_{1_2} = r_{1_1}$   $r_{1_2} = (-237 \quad 0 \quad 168) \text{ mm}$

Posuvová rychlost:  $v_{s_2} = v_{s_1} = 2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Hnací síla:  $F_{S_2} = (F_{1_2} + F_{2_1}) \cdot \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$   $F_{S_2} = (0 \quad 5.69 \quad 0) \cdot \text{kN}$

Momenty v počátku souřadnic:  $M_{1_2} = r_{1_2}^T \times F_{1_2}^T$

Moment hnací síly:  $M_{S_2} = r_S^T \times F_{S_2}^T$   $M_{S_2}^T = (130.85 \quad 0 \quad 199.13) \cdot \text{Nm}$

Celková síla stavu 2:  $F_{c_2} = F_{1_2} + F_{2_1} + F_{S_2}$   $F_{c_2} = (1.99 \quad 0.11 \quad 2.66) \cdot \text{kN}$

Celkový moment stavu 2:  $M_{c_2} = M_{1_2} + M_{2_1} + M_{S_2}$   
 $M_{c_2}^T = (1096.87 \quad 964.13 \quad 807.78) \cdot \text{Nm}$



**Zatěžovací stav 3 - síla  $F_{13}$** 

Součinitel řezné síly 3. stavu:  $k_3 = 0.33333333$

Řezná síla:  $F_{13} = k_3 \cdot F_{11}$   $F_{13} = (1200 \ -2000 \ 1600) \text{ N}$

Změna vyložení nástroje:  $r_{3ex} = (-109 \ 0 \ 12.5) \text{ mm}$

Vektor řezné síly:  $r_{13} = r_{11} + r_{3ex}$   $r_{13} = (-346 \ 0 \ 180.5) \text{ mm}$

Posuvová rychlost:  $v_{s3} = v_{s1} = 2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Hnací síla:  $F_{S3} = (F_{13} + F_{21}) \cdot \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$   $F_{S3} = (0 \ 4.34 \ 0) \cdot \text{kN}$

Momenty v počátku souřadnic:  $M_{13} = r_{13}^T \times F_{13}^T$

Moment hnací síly:  $M_{S3} = r_S^T \times (F_{S3})^T$   $M_{S3}^T = (99.87 \ 0 \ 151.98) \cdot \text{Nm}$

Celková síla stavu 3:  $F_{c3} = F_{13} + F_{21} + F_{S3}$   $F_{c3} = (1.2 \ 0.09 \ 1.6) \cdot \text{kN}$

Celkový moment stavu 3:  $M_{c3} = M_{13} + M_{21} + M_{S3}$   
 $M_{c3}^T = (869.13 \ 770.2 \ 665.8) \cdot \text{Nm}$



**Zatěžovací stav 4: rychloposuv - zrychlení**

Zrychlení:  $a_{s0} = 2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$   $a_{s4} = a_{s0}$   $a_{s4} = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Rychlost:  $v_R = 10 \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$   $v_{s4} = \frac{v_R}{2}$   $v_{s4} = 83.33 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$

Setrvačná a tíhová síla:  $F_{2_4} = \begin{pmatrix} 0 & -m_{s1} \cdot a_{s4} - m_{s1} \cdot g & 0 \end{pmatrix}$   $r_2 = (79 \ 117 \ 181) \text{ mm}$

Hnací síla:  $F_{S_4} = F_{2_4} \cdot \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$   $r_S = (35 \ 0 \ -23) \text{ mm}$

Moment hnací síly:  $M_{S_4} = r_S^T \times F_{S_4}^T$   $M_{S_4} = \begin{pmatrix} 63.73 \\ 0 \\ 96.98 \end{pmatrix} \cdot \text{Nm}$

Moment setrvačné síly a tíhy:  $M_{2_4} = r_2^T \times F_{2_4}^T$

Celková síla stavu 4:  $F_{c_4} = F_{2_4} + F_{S_4}$   $F_{c_4} = (0 \ 0.06 \ 0) \cdot \text{kN}$

Celkový moment stavu 4:  $M_{c_4} = M_{2_4} + M_{S_4}$   $M_{c_4}^T = (555.24 \ 0 \ -117.54) \cdot \text{Nm}$



**Zatěžovací stav 5: rychloposuv - plná rychlost**

Zrychlení:  $a_{s_5} = 0$

Rychlost:  $v_{s_5} = v_R \quad v_{s_5} = 166.67 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$

Setrvačná a tíhová síla:  $F_{2_5} = \begin{pmatrix} 0 & -m_{s1} \cdot a_{s_5} - m_{s1} \cdot g & 0 \end{pmatrix} \quad r_2 = (79 \ 117 \ 181) \text{ mm}$

Hnací síla:  $F_{S_5} = (F_{2_5}) \cdot \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad r_S = (35 \ 0 \ -23) \text{ mm}$

Moment hnací síly:  $M_{S_5} = r_S^T \times F_{S_5}^T \quad M_{S_5} = \begin{pmatrix} 52.94 \\ 0 \\ 80.55 \end{pmatrix} \cdot \text{Nm}$

Moment setrvačné síly a tíhy:  $M_{2_5} = r_2^T \times F_{2_5}^T$

Celková síla stavu 5:  $F_{c_5} = F_{2_5} + F_{S_5} \quad F_{c_5} = (0 \ 46.03 \ 0) \cdot \text{N}$

Celkový moment stavu 5:  $M_{c_5} = M_{2_5} + M_{S_5} \quad M_{c_5}^T = (0.46 \ 0 \ -0.1) \cdot \text{kNm}$



### 3 Doba běhu

#### 3.1 Obrábění

Poměrné doby běhu obrábění:  $q_{o_1} = 0.25$      $q_{o_2} = 0.6$      $q_{o_3} = 0.15$

Doba běhu - obrábění:  $T_o = 5000\text{hr}$

Poměrná doba běhu při obrábění:  $q_{o_i} =$      $i = 1..3$

0.4
0.4
0.2

$$T_i = q_{o_i} \cdot T_o \quad T = \begin{pmatrix} 2000 \\ 2000 \\ 1000 \end{pmatrix} \cdot \text{hr}$$

#### 3.2 Rychloposuv

Doba běhu rychloposuvu:  $T_R = 1000\text{hr}$

Délka pojezdu rychloposuvem:  $L_R = 0.75\Delta y$      $L_R = 150\text{mm}$

Poměrná doba běhu při rychloposuvu zrychleného pohybu:

$$q_{R_4} = \text{if} \left( \frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R > 1, \frac{2}{1 + \frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R}, 1 \right) \quad q_{R_4} = 0.17$$

Poměrná doba běhu při rychloposuvu rovnoměrného pohybu:

$$q_{R_5} = \text{if} \left( q_{R_4} < 1, \frac{\frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R - 1}{\frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R + 1}, 0 \right) \quad q_{R_5} = 0.83$$

Doby běhu při rychloposuvu:

$$i = 4..5 \quad T_i = q_{R_i} \cdot T_R$$

$$T_4 = 169.49 \cdot \text{hr} \quad T_5 = 830.51 \cdot \text{hr}$$



**Graf závislosti rychlosti rychloposuvu na čase**

Úsek zrychlení:

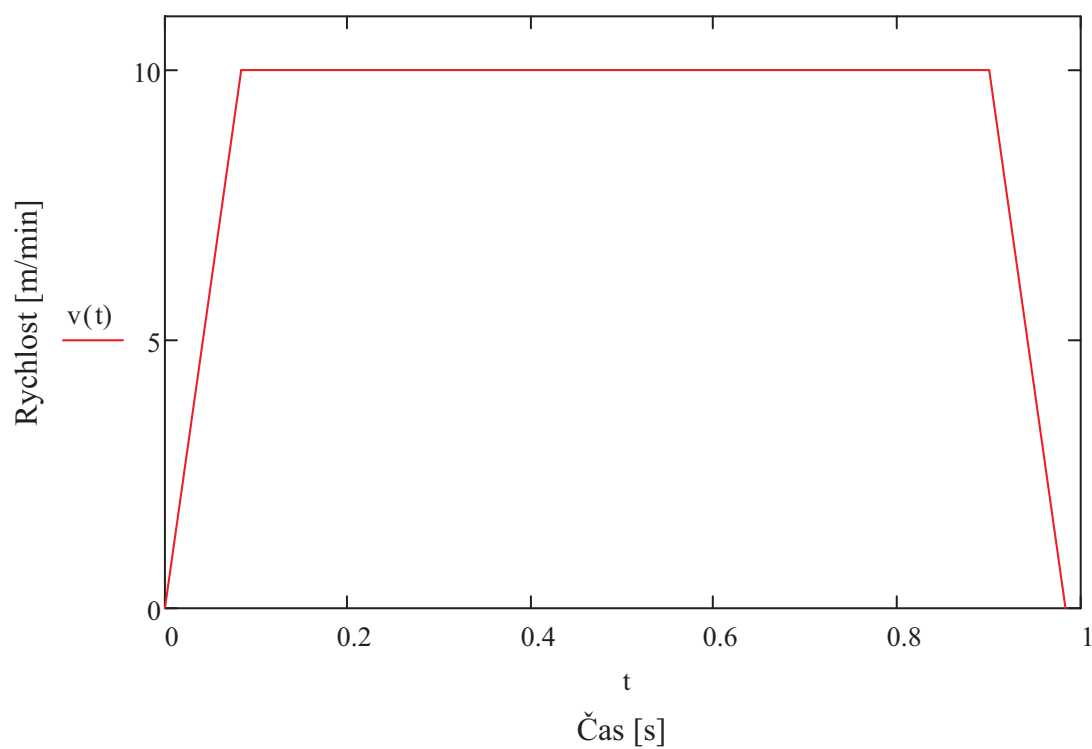
Čas zrychlení: 
$$t_{r1} = \frac{v_R}{a_{s0}} = 0.08 \cdot s$$

Ujetá dráha: 
$$s_1 = \frac{1}{2} a_{s0} \cdot t_{r1}^2 = 6.94 \cdot mm$$

Úsek plné rychlosti:

Ujetá dráha: 
$$s_2 = L_R - 2s_1 = 136.11 \cdot mm$$

Čas pohybu: 
$$t_{r2} = \frac{s_2}{v_R} = 0.82 \cdot s$$





#### 4 Doba běhu, ujetá dráha při zátěžných stavech

$$T_c = \sum_{i=1}^5 T_i \quad T_c = 6000 \cdot \text{hr} \quad i = 1..5 \quad q_i = \frac{T_i}{T_c}$$

Dílčí časy operací:  $T^T = (2000 \ 2000 \ 1000 \ 169.49 \ 830.51) \cdot \text{hr}$

Poměrné části operací:  $q^T = (0.33 \ 0.33 \ 0.17 \ 0.03 \ 0.14)$

Rychlosti operací:  $v_s^T = (33.33 \ 33.33 \ 33.33 \ 83.33 \ 166.67) \frac{\text{mm}}{\text{s}}$

Dílčí ujeté dráhy:  $l_{s_i} = |v_{s_i}| \cdot T_i$

$$l_s^T = (240000 \ 240000 \ 120000 \ 50847.46 \ 498305.08) \cdot \text{m}$$

Celková ujetá dráha:  $l_{sc} = \sum_{i=1}^5 |l_{s_i}| \quad l_{sc} = 1149152542.37 \text{ mm}$

#### 5 Valivé jednotky

##### 5.1 Souřadnice a počet valivých jednotek

Vzdálenosti ložisek ve směru y:  $L_{y1} = 125 \cdot \text{mm}$

Vzdálenost drah směr x:  $L_x = 244 \cdot \text{mm}$

Počet ložisek na 1 dráze:  $n = 2$

Počet drah:  $n_d = 2$

Celkový počet ložisek:  $n_c = n \cdot n_d \quad n_c = 4$



**5.2 Parametry valivé jednotky**

Hiwin HGL30HA

$$\text{Únosnost statická:} \quad C_0 = 69160 \cdot \text{N}$$

$$\text{Únosnost dynamická:} \quad C = 47270 \cdot \text{N}$$

$$\text{Předpětí V3:} \quad F_0 = 0.13 \cdot C \quad F_0 = 6145.1 \text{ N}$$

**6. Vektory sil a momentů v počátku souřadnic pro stavy 1 - 5**

$$V_x = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad V_y = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad V_z = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$\text{Moment:} \quad M_{x_i} = M_{c_i} \cdot V_x \quad M_{y_i} = M_{c_i} \cdot V_y \quad M_{z_i} = M_{c_i} \cdot V_z$$

$$\text{Síla:} \quad F_{x_i} = F_{c_i} \cdot V_x \quad F_{y_i} = F_{c_i} \cdot V_y \quad F_{z_i} = F_{c_i} \cdot V_z$$

$$\text{Hnací síla:} \quad F_{S.y_i} = F_{S_i} \cdot V_y$$

$$F_x = \begin{pmatrix} 3.6 \\ 1.99 \\ 1.2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \quad F_y = \begin{pmatrix} 0.17 \\ 0.11 \\ 0.09 \\ 0.06 \\ 0.05 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \quad F_z = \begin{pmatrix} 4.8 \\ 2.66 \\ 1.6 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \quad F_{S.y} = \begin{pmatrix} 8.42 \\ 5.69 \\ 4.34 \\ 2.77 \\ 2.3 \end{pmatrix} \cdot \text{kN}$$

$$M_x = \begin{pmatrix} 1.61 \\ 1.1 \\ 0.87 \\ 0.56 \\ 0.46 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \quad M_y = \begin{pmatrix} 1.74 \\ 0.96 \\ 0.77 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \quad M_z = \begin{pmatrix} 1.54 \\ 0.81 \\ 0.67 \\ -0.12 \\ -0.1 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$



## 7 *Síly působící na jednotku*

### 7.1 Směr Z

$$F_{A1z} = \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d \cdot L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} \quad F_{A1z}^T = (11.21 \quad 7.03 \quad 5.45 \quad 2.22 \quad 1.84) \cdot \text{kN}$$

$$F_{A2z} = \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d \cdot L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} \quad F_{A2z}^T = (-1.67 \quad -1.75 \quad -1.5 \quad -2.22 \quad -1.84) \cdot \text{kN}$$

$$F_{B1z} = \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d \cdot L_{y1}} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} \quad F_{B1z}^T = (4.07 \quad 3.08 \quad 2.3 \quad 2.22 \quad 1.84) \cdot \text{kN}$$

$$F_{B2z} = \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d \cdot L_{y1}} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} \quad F_{B2z}^T = (-8.81 \quad -5.7 \quad -4.65 \quad -2.22 \quad -1.84) \cdot \text{kN}$$

### 7.2 Směr X

$$F_{A1x} = \frac{F_x}{n_c} - \frac{M_z}{n_d \cdot L_{y1}} \quad F_{A1x}^T = (-5.25 \quad -2.73 \quad -2.36 \quad 0.47 \quad 0.39) \cdot \text{kN}$$

$$F_{A2x} = \frac{F_x}{n_c} + \frac{M_z}{n_d \cdot L_{y1}} \quad F_{A2x}^T = (7.05 \quad 3.73 \quad 2.96 \quad -0.47 \quad -0.39) \cdot \text{kN}$$

$$F_{B1x} = F_{A1x}$$

$$F_{B2x} = F_{A2x}$$



### 7.3 Efektivní síly jednotky

#### 7.3.1 Fiktivní zatížení

$$F_{A1_i} = |F_{A1x_i}| + |F_{A1z_i}| \quad F_{A1}^T = (16.47 \ 9.76 \ 7.82 \ 2.69 \ 2.24) \cdot \text{kN}$$

$$F_{A2_i} = |F_{A2x_i}| + |F_{A2z_i}| \quad F_{A2}^T = (8.72 \ 5.48 \ 4.46 \ 2.69 \ 2.24) \cdot \text{kN}$$

$$F_{B1_i} = |F_{B1x_i}| + |F_{B1z_i}| \quad F_{B1}^T = (9.32 \ 5.81 \ 4.66 \ 2.69 \ 2.24) \cdot \text{kN}$$

$$F_{B2_i} = |F_{B2x_i}| + |F_{B2z_i}| \quad F_{B2}^T = (15.87 \ 9.43 \ 7.62 \ 2.69 \ 2.24) \cdot \text{kN}$$

#### 7.3.2 Efektivní zatížení

$$F_{eA1_i} = \text{if} \left( F_{A1_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left( |F_{A1_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{A1_i}, 0 \right), F_{A1_i} \right)$$

$$F_{eA1}^T = (17.12 \ 12.65 \ 11.36 \ 7.94 \ 7.64) \cdot \text{kN}$$

$$F_{eA2_i} = \text{if} \left( F_{A2_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left( |F_{A2_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{A2_i}, 0 \right), F_{A2_i} \right)$$

$$F_{eA2}^T = (11.96 \ 9.8 \ 9.12 \ 7.94 \ 7.64) \cdot \text{kN}$$

$$F_{eB1_i} = \text{if} \left( F_{B1_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left( |F_{B1_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{B1_i}, 0 \right), F_{B1_i} \right)$$

$$F_{eB1}^T = (12.36 \ 10.02 \ 9.25 \ 7.94 \ 7.64) \cdot \text{kN}$$

$$F_{eB2_i} = \text{if} \left( F_{B2_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left( |F_{B2_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{B2_i}, 0 \right), F_{B2_i} \right)$$

$$F_{eB2}^T = (16.72 \ 12.43 \ 11.22 \ 7.94 \ 7.64) \cdot \text{kN}$$



## 8 Statická bezpečnost

### Maximální efektivní síly

$$F_{A1M} = \max(F_{eA1}) \quad F_{A1M} = 17121.85 \text{ N}$$

$$F_{A2M} = \max(F_{eA2}) \quad F_{A2M} = 11961.19 \text{ N}$$

$$F_{B1M} = \max(F_{eB1}) \quad F_{B1M} = 12361.19 \text{ N}$$

$$F_{B2M} = \max(F_{eB2}) \quad F_{B2M} = 16721.85 \text{ N}$$

$$\text{Jednotka A1} \quad S_{0A1} = \frac{C_0}{F_{A1M}} \quad S_{0A1} = 4.04$$

$$\text{Jednotka A2} \quad S_{0A2} = \frac{C_0}{F_{A2M}} \quad S_{0A2} = 5.78$$

$$\text{Jednotka B1} \quad S_{0B1} = \frac{C_0}{F_{B1M}} \quad S_{0B1} = 5.59$$

$$\text{Jednotka B2} \quad S_{0B2} = \frac{C_0}{F_{B2M}} \quad S_{0B2} = 4.14$$

$$\text{Minimální statická bezpečnost} \quad S_0 = (S_{0A1} \ S_{0A2} \ S_{0B1} \ S_{0B2})$$

$$S_0 = (4.04 \ 5.78 \ 5.59 \ 4.14)$$

$$S_{0.\min} = \min(S_0) \quad S_{0.\min} = 4.04$$

$$S_0 > 4$$



## 9 *Dynamická bezpečnost*

### 9.1 Dynamicky ekvivalentní zatížení

#### Jednotka A1

$$F_{eA1} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^5 \left[ \left( F_{eA1_i} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot l_{s_i} \right]}{l_{sc}} \right]^3 \quad F_{eA1} = 10674.32 \text{ N}$$

#### Jednotka A2

$$F_{eA2} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^5 \left[ \left( F_{eA2_i} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot l_{s_i} \right]}{l_{sc}} \right]^3 \quad F_{eA2} = 9061.6 \text{ N}$$

#### Jednotka B1

$$F_{eB1} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^5 \left[ \left( F_{eB1_i} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot l_{s_i} \right]}{l_{sc}} \right]^3 \quad F_{eB1} = 9188.21 \text{ N}$$

#### Jednotka B2

$$F_{eB2} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^5 \left[ \left( F_{eB2_i} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot l_{s_i} \right]}{l_{sc}} \right]^3 \quad F_{eB2} = 10558.37 \text{ N}$$



## 9.2 Dynamická bezpečnost

Pravděp. dosažení životnosti 90%  $a_1 = 1$

**Celková ujetá dráha:**  $l_{sc} = 1149152.54 \cdot m$

### Jednotka A1

$$\text{Životnost:} \quad L_{A1} = a_1 \cdot \left( \frac{C}{F_{eA1}} \right)^3 \cdot 10^5 \cdot m \quad L_{A1} = 8684324.85 \cdot m$$

$$\text{Bezpečnost:} \quad S_{dynA1} = \frac{L_{A1}}{l_{sc}} \quad S_{dynA1} = 7.56$$

### Jednotka A2

$$\text{Životnost:} \quad L_{A2} = a_1 \cdot \left( \frac{C}{F_{eA2}} \right)^3 \cdot 10^5 \cdot m \quad L_{A2} = 14195214.39 \cdot m$$

$$\text{Bezpečnost:} \quad S_{dynA2} = \frac{L_{A2}}{l_{sc}} \quad S_{dynA2} = 12.35$$

### Jednotka B1

$$\text{Životnost:} \quad L_{B1} = a_1 \cdot \left( \frac{C}{F_{eB1}} \right)^3 \cdot 10^5 \cdot m \quad L_{B1} = 13616471.73 \cdot m$$

$$\text{Bezpečnost:} \quad S_{dynB1} = \frac{L_{B1}}{l_{sc}} \quad S_{dynB1} = 11.85$$

### Jednotka B2

$$\text{Životnost:} \quad L_{B2} = a_1 \cdot \left( \frac{C}{F_{eB2}} \right)^3 \cdot 10^5 \cdot m \quad L_{B2} = 8973594.71 \cdot m$$

$$\text{Bezpečnost:} \quad S_{dynB2} = \frac{L_{B2}}{l_{sc}} \quad S_{dynB2} = 7.81$$

### Minimální dynamická bezpečnost:

$$S_{dyn} = (S_{dynA1} \ S_{dynA2} \ S_{dynB1} \ S_{dynB2}) \quad S_{dyn} = (7.56 \ 12.35 \ 11.85 \ 7.81)$$

$$S_{dyn.min} = \min(S_{dyn}) \quad S_{dyn.min} = 7.56 \quad \mathbf{S_{dyn} > 2}$$



## **PŘÍLOHA č. 11**

### **Návrh kuličkového šroubu**



**Návrh kuličkového šroubu:**

Zatěžovací stavy 1-5

Síla na kuličkový šroub:

$$F_{S,y} = \begin{pmatrix} 8.42 \\ 5.69 \\ 4.34 \\ 2.77 \\ 2.3 \end{pmatrix} \text{ kN}$$

Síla na kul.šroub od obrábění:

Doba běhu:

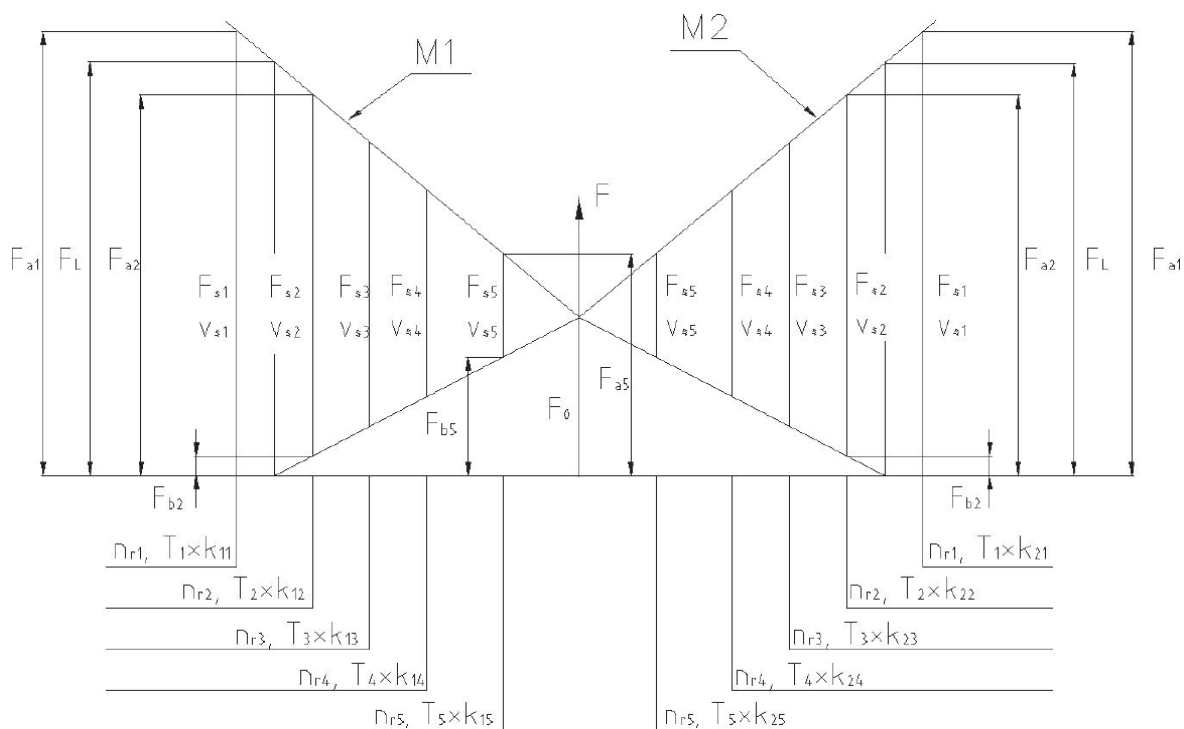
$$T = \begin{pmatrix} 2000 \\ 2000 \\ 1000 \\ 169.49 \\ 830.51 \end{pmatrix} \text{ hr}$$

Rychlost stavu:

$$v_s = \begin{pmatrix} 2 \\ 2 \\ 2 \\ 5 \\ 10 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Zdvih:

$$L_1 = 200\text{mm}$$

**Obrázek 1 - Schéma zatěžování předepnuté matice**



**Volba šroubu Hiwin DDB12005-R-4EF**

Průměr:  $d_{\text{šr}} = 25\text{mm}$

Stoupání:  $P_{\text{šr}} = 5\text{mm}$

Statická únosnost:  $C_{0\text{šr}} = 27900\text{N}$

Dynamická únosnost:  $C_{\text{dynšr}} = 15600\text{N}$

Stanovení předpětí:  $F_0 = 0.15 \cdot C_{\text{dynšr}} = 2340\text{N}$

Vzdálenost podpor:  $L_p = 380\text{mm}$

Krajní poloha matice:  $L_s = 277.5\text{mm}$

Mezní síla:  $F_L = 2.85 \cdot F_0 = 6669\text{N}$

Zatížení jednotlivých částí matice:

Maximální síly:  $F_{a_i} = \text{if}(F_{S.y_i} < F_L, F_0 + 0.65 \cdot F_{S.y_i}, F_{S.y_i})$   $F_a = \begin{pmatrix} 8424.01 \\ 6038.06 \\ 5162.55 \\ 4141.12 \\ 3836.01 \end{pmatrix} \text{N}$

Minimální síly:  $F_{b_i} = \text{if}(F_{S.y_i} < F_L, F_0 - 0.35 \cdot F_{S.y_i}, 0)$   $F_b = \begin{pmatrix} 0 \\ 348.74 \\ 820.17 \\ 1370.17 \\ 1534.45 \end{pmatrix} \text{N}$

Vektor otáček:  $n_{r_i} = \frac{v_{s_i}}{P_{\text{šr}}}$   $n_r = \begin{pmatrix} 400 \\ 400 \\ 400 \\ 1000 \\ 2000 \end{pmatrix} \frac{1}{\text{min}}$

Vektor poměrné doby běhu:

 $q = \begin{pmatrix} 0.33 \\ 0.33 \\ 0.17 \\ 0.03 \\ 0.14 \end{pmatrix}$



Střední otáčky:

$$n_m = \left[ \sum_{i=1}^5 (q_i \cdot n_{r_i}) \right] = 638.42 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad j = 1 \dots 10$$

Symetrické vektory zatížení matic  
1 a 2 dané sloučením sil Fa a Fb:

	1		1
1	8424.01	1	0
2	6038.06	2	348.74
3	5162.55	3	820.17
4	4141.12	4	1370.17
5	3836.01	5	1534.45
6	1534.45	6	3836.01
7	1370.17	7	4141.12
8	820.17	8	5162.55
9	348.74	9	6038.06
10	0	10	8424.01

 $F_1 =$  N $F_2 =$  NSymetrické vektory poměrných  
dob obrábění a otáček.

	1		1
1	0.33	1	400
2	0.33	2	400
3	0.17	3	400
4	0.03	4	1000
5	0.14	5	2000
6	0.14	6	2000
7	0.03	7	1000
8	0.17	8	400
9	0.33	9	400
10	0.33	10	400

 $q =$  $n_r =$   $\frac{1}{\text{min}}$ 

Střední působící síly:

Matice 1:

$$F_{1m} = \left[ \frac{\sum_{j=1}^{10} \left[ (F_{1,j})^3 \cdot q_j \cdot n_{r,j} \right]}{n_m} \right]^{\frac{1}{3}} = 5986.64 \text{ N}$$

Matice 2:

$$F_{2m} = \left[ \frac{\sum_{j=1}^{10} \left[ (F_{2,j})^3 \cdot q_j \cdot n_{r,j} \right]}{n_m} \right]^{\frac{1}{3}} = 5986.64 \text{ N}$$



Životnosti:

Matice 1:

$$L_1 = \left( \frac{C}{F_{1m}} \right)^3 \cdot 10^6 = 492275328.84$$

Matice 2:

$$L_2 = \left( \frac{C}{F_{2m}} \right)^3 \cdot 10^6 = 492275328.84$$

Celková životnost:

$$L_h = \frac{1}{\left[ \left( \frac{1}{L_1} \right)^{\frac{10}{9}} + \left( \frac{1}{L_2} \right)^{\frac{10}{9}} \right]^{\frac{9}{10}}} \cdot \frac{1}{n_m} = 6886.91 \cdot \text{hr}$$

Bezpečnost k době běhu:

$$S_h = \frac{L_h}{T_c} = 1.15 \quad S_h > 1$$

Statická bezpečnost:

$$S_0 = \frac{C_{0\text{šr}}}{\max(F_1)} = 3.31 \quad S_0 > 3$$



**Kontrola šroubu na vzpěr dle katalogu výrobce:**

Součinitel vzpěru vetknu.-podepř.:  $k_k = 2.05$

Kritická síla:  $F_k = k_k \cdot \frac{d_{sr}^4}{L_s^2} \cdot 10^5 = 1039891.24 \text{ N}$

Dovolená axiální síla:  $F_{kmax} = F_k \cdot 0.5 = 519945.62 \cdot \text{N}$

Skutečná max. axiální síla:  $F_{max} = \max(F_1) = 8424.01 \text{ N}$

Bezpečnost vzpěru:  $S_v = \frac{F_{kmax}}{F_{max}} = 61.72 \quad S_v > 2$

**Kontrola šroubu na kritické otáčky dle katalogu výrobce:**

Koeficient uložení vetknuto-podepř.:  $k_d = 1.88$

Kritické otáčky:  $n_k = k_d \cdot \frac{d_{sr}^4}{L_p^2} \cdot 10^8 = 32548.48 \frac{1}{\text{min}}$

Dovolené otáčky:  $n_{dov} = n_k \cdot 0.8 = 26038.78 \frac{1}{\text{min}}$

Maximální provozní otáčky:  $n_{max} = \max(n_r) = 2000 \frac{1}{\text{min}}$

Bezpečnost proti kritickým ot.:  $S_n = \frac{n_{dov}}{n_{max}} = 13.02 \quad S_n > 1,25$



**Stanovení tuhosti kuličkového šroubu vetknuto-podepřeno:**

Modul pružnosti v tahu šroubu:  $E = 210000 \text{ MPa}$

Průměr jádra šroubu:  $d_k = 22.5 \text{ mm}$

Průřez šroubu:  $A = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = 397.61 \text{ mm}^2$

Nejhorší poloha matice:  $x = L_s$

Min. tuhost v posunutí šroubu:  $k_x = \frac{E \cdot A}{x} = 300.89 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Modul pružnosti ve smyku šroubu:  $G = 80000 \text{ MPa}$

Polární moment průřezu:  $J_k = \frac{\pi \cdot d_k^4}{32} = 25161.12 \text{ mm}^4$

Torzní tuhost reduk na translační:  $k_\varphi = \frac{G \cdot J_k}{x} = 7253.66 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$

Celkový převod:  $i_1 = \frac{2 \cdot \pi}{P_{\text{šr}}} = 1.26 \frac{1}{\text{mm}}$

Torzní tuhost reduk. na translační:  $k_{\varphi.s} = k_\varphi \cdot i_1^2 = 11454.51 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Celková tuhost šroubu v posunutí:  $k_{\text{šr}} = \frac{1}{\frac{1}{k_x} + \frac{1}{k_{\varphi.s}}} = 293.19 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Tuhost kuličkové matice:  $k_m = 650 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Tuhost ložisek vetknutého uloží:  $k_L = 375 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Celková tuhost:  $k_c = \frac{1}{\frac{1}{k_{\text{šr}}} + \frac{1}{k_m} + \frac{1}{k_L}} = 131.3 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$



## **PŘÍLOHA č. 12**

**Kontrola spojení hlavního pohonu a vedlejšího pohonu**



**Transformace sil na šrouby spojení hlavní - vedlejší pohon.****Nejtěžší zatěžovací stav 1 - síla  $F_{11}=F_{1M}$** 

Obvodová složka řezné síly:  $F = 6000 \text{ N}$

Radiální složka řezné síly:  $F_R = 4800 \text{ N}$

Axiální složka řezné síly:  $F_A = 3600 \text{ N}$

Souřadnice ve směru x: Řezná:  $x_1 = -237 \text{ mm}$

Gravitační:  $x_2 = 79 \text{ mm}$

Souřadnice ve směru y: Řezná:  $y_1 = 0 \text{ mm}$

Gravitační:  $y_2 = 117 \text{ mm}$

Souřadnice ve směru z: Řezná:  $z_1 = 168 \text{ mm}$

Gravitační:  $z_2 = 181 \text{ mm}$

Zatěžující hmotnost:  $m_{s1} = 230 \text{ kg}$

Změna souř. oproti původ. trans.:  $\Delta z = -44 \text{ mm}$

	Velikost	Poloha
Řezná síla:	$F_1 = \begin{pmatrix} F_A & -F & F_R \end{pmatrix}$	$r_1 = \begin{pmatrix} x_1 & y_1 & z_1 + \Delta z \end{pmatrix}$
Tíha vřeteníku:	$F_2 = \begin{pmatrix} 0 & -m_{s1} \cdot g & 0 \end{pmatrix}$	$r_2 = \begin{pmatrix} x_2 & y_2 & z_2 + \Delta z \end{pmatrix}$
Momenty v počátku souřadnic:	$M_1 = r_1^T \times F_1^T$	$M_1^T = (0.74 \quad 1.58 \quad 1.42) \text{ kNm}$
	$M_2 = r_2^T \times F_2^T$	$M_2^T = (0.31 \quad 0 \quad -0.18) \text{ kNm}$
Celková síla stavu 1:	$F_c = F_1 + F_2$	$F_c = (3.6 \quad -8.26 \quad 4.8) \text{ kN}$
Celkový moment stavu 1:	$M_c = M_1 + M_2$	



**Vektory sil a momentů v počátku souřadnic pro nejtěžší stav**

$$V_x = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad V_y = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad V_z = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Moment:  $M_x = M_c \cdot V_x \quad M_y = M_c \cdot V_y \quad M_z = M_c \cdot V_z$

Síla:  $F_x = F_c \cdot V_x \quad F_y = F_c \cdot V_y \quad F_z = F_c \cdot V_z$

$$F_x = 3.6 \text{ kN}$$

$$F_y = -8.26 \text{ kN}$$

$$F_z = 4.8 \text{ kN}$$

$$M_x = 1.05 \text{ kNm}$$

$$M_y = 1.58 \text{ kNm}$$

$$M_z = 1.24 \text{ kNm}$$

**Transformace sil na kolík pro nejtěžší stav:**

Vzdálenost kolíků: směr x:  $L_x = 336 \text{ mm}$

směr y:  $L_y = 63 \text{ mm}$

rovina xy:  $L_{xy} = \sqrt{L_x^2 + L_y^2} = 341.86 \text{ mm}$

Počet kolíků:  $n_c = 2$

Směr X  $F_{Ax} = \frac{F_x}{n_c} = 1800 \text{ N}$

Směr Y  $F_{Ay} = \frac{F_y}{n_c} = -4127.76 \text{ N}$

Výsledná střížná síla od sil:  $F_s = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = 4503.16 \text{ N}$

Střížná síla od momentu  $M_z$ :  $F_{Mz} = \frac{2M_z}{n_c \cdot L_{xy}} = 3638.42 \text{ N}$

Zjedn. výslednice střížných sil:  $F_{sc} = F_s + F_{Mz} = 8141.58 \text{ N}$

Přepočet na krouticí moment:  $M_{Smax} = F_{sc} \cdot L_{xy} = 2783.24 \text{ Nm}$



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Srouby\_pripoj  
 Changed by : Drexler on: 10.05.2013 at: 19:35:47
 

---

### Bolt calculation according to VDI 2230:2003

#### INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M16		
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[beta]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	13.83	
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	14.70	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 /	4800.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	1050.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	1580.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	7380.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Number of screws	[n]	4	
Chosen screw	[no.]	3	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	7383.31
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	0.00	
For sealing (N)	[KerfD]	7380.00	

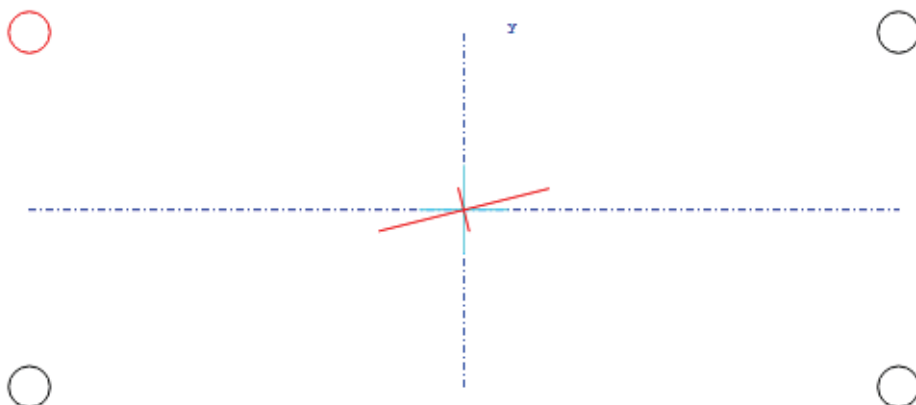


Figure: Bolt positions



Tightening technique: Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)  
 Tightening factor [alphaA] 1.80

Load application factor [n] 0.70  
 Bolting type: SV 1  
 Length of connected solid (mm) [lA] 0.00  
 Distance of connected solid (mm) [ak] 0.00

Coef. of friction in thread [myG] 0.100/0.100  
 Coef. of friction at head support [myK] 0.100/0.100

Bolt type: Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004

Reference diameter (mm) [d] 16.00  
 Bolt length (mm) [l] 45.00  
 Shank diameter (mm) [d1] 16.00  
 Shank length (mm) [l1] 6.00  
 Thread length (mm) [b] 39.00  
 Outer diameter of head support (mm) [dw] 23.17  
 Inner diameter of head support (mm) [da] 17.70  
 Surface roughness (tip support) (μm) [Rz] 16.00

Stressed cross section of screw (mm<sup>2</sup>) [As] 156.67  
 Free thread length (mm) [l3] 16.00

Strength class 8.8  
 Tensile strength (N/mm<sup>2</sup>) [Rm] 800  
 Yield point (N/mm<sup>2</sup>) [Rp0.2] 640

Clamped parts: Prismatic body  
 Width of bending solid (mm) [b] 237.00  
 Bending body perpend. to width (mm) [cB] 310.00  
 Parting line perpendicular to the width (mm) [cT] 237.00  
 Number of parts [iP] 1

Part A  
 Material S235J2G3 (St37.3 N)  
 Depth of Layer (mm) [hi] 22.00  
 Permissible surface pressure (N/mm<sup>2</sup>) [pG] 490.00  
 Surface roughness (μm) [Rz] 16.00

Thread with pocket hole  
 Clamping length (mm) [lk] 22.00

Through hole standard ISO 273:1979 (DIN 273) fine  
 Diameter through hole (mm) [dh] 17.00  
 Chamfer at head (mm) [cK] 0.00

No washer below screw head

Blind hole  
 Material S235J2G3 (St37.3 N)  
 Counter bore depth (mm) [ts] 0.00  
 Surface roughness (μm) [Rz] 16.00

## **RESULTS:**

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm) [DA'] 273.50  
 Diameter (mm) [DA] 237.00  
 Ductility of flange (mm/N) [deltaP] 1.417623e-007  
 Ductility of screw (mm/N) [deltaS] 1.240643e-006  
 Load factor for centric load introduction [phin] 0.0718  
 Preload loss (N) [Fz] 7233.77  
 required assembly preload:  
 -minimum (N) [FMmin] 21467.08  
 -maximum (N) [FMmax] 38640.74  
 Pretension force according table (N) [FMtab] 83000.00  
 Screw force at yield point (N) [FM0.2] 100000.00  
 attained assembly preload:  
 -maximum (N) [FM] 46066.95  
 (utilization of yield strength (%)) [%Re] 50.00  
 Pretension force (N) [FV] 38833.18  
 Difference force at screw (N) [FSA] 530.00  
 Fatigue load (N/mm<sup>2</sup>) [sigA] 1.69  
 Fatigue life (N/mm<sup>2</sup>) [sigAzul] 46.22  
 Number of load cycles [ND] >= 200000  
 Length of engagement (mm) [m] 23.00



Minimum reach of screw (mm)	[meffmin]	15.40
<b>Calculation with maximum attained pretension force:</b>		
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	50.00)
(differs from VDI 2230)		
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	46066.95
Pretension force (N)	[FV]	38833.18
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M]	320.00
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B]	309.10
Tightening torque (Nm)	[MA]	101.10
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK]	265.38

**Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.80):**

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	38640.74
Additional clamping force (reserve) (N)		
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M_FMmax]	268.41
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B_FMmax]	259.80
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	84.80
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmax]	223.09
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Mzul]	320
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Bzul]	640
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pKzul]	490

**SUMMARY:**

Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.80):

Safety against yield point	[SF]	2.46
Safety against fatigue	[SD]	27.32
Safety against pressure	[SP]	2.20

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	2.07
Safety against fatigue	[SD]	27.32
Safety against pressure	[SP]	1.85

**Remarks:**

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR / FKerf] is calculated with:  
FKR: with FM / alphaA, FKerf = KerfN + KerfD
- Total required clamping force according to (R2/4): F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)

---

End report	lines: 174
------------	------------

---



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Koliky kuž  
 Changed by : Drexler on: 17.05.2013 at: 20:18:21
 

---

### Pins [M03a]

#### Circular arrangement of bolts (in single shear)

##### Inputs:

Torque (Nm)	[Tn]	2783.000
Force per bolt (N)	[Fp]	8137.427
Number of bolts	[nb]	2
Bolt diameter (mm)	[d]	16.000
Diameter of arrangement (mm)	[dcirc]	342.000
Thickness component 1 (mm)	[t1]	23.000
Thickness component 2 (mm)	[t2]	22.000
Application factor	[KA]	1.000

Type of load:  
static

Type of pin: Full pin / Bolt

##### Material data:

###### Pin/ Bolt

Material	11SMnPb30	
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	510.000
Admissible shear stress (N/mm <sup>2</sup> )	[tauzul]	102.000

###### Component 1

Material	S235J2G3 (St37.3 N)	
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	340.000
Permissible surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	119.000

###### Component 2

Material	S235J2G3 (St37.3 N)	
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	340.000
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	119.000

##### Results:

Pin:		
Moment of resistance (mm <sup>3</sup> )	[W]	402.124
Shearing stress (N/mm <sup>2</sup> )	[tau]	40.472
Component 1:		
Pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pw]	22.113
Component 2:		
Pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pn]	23.118

Safeties:		
Safety shearing (pin):	[SSpin]	2.520
Safety against pressure (component 1):	[SPp1]	5.382
Safety against pressure (component 2):	[SPp2]	5.148

Remarks:  
 $p = Fp \cdot KA / d \cdot t$   
 $\tau = Fp \cdot KA / A$

---

 End report lines: 76
 

---



## **PŘÍLOHA č. 13**

**Kontrola spojení frézovacího zařízení s prizmatickým upínačem**



**Transformace sil na šrouby - připojení zařízení k revolverové hlavě****Nejtěžší zatěžovací stav 1 - síla  $F_{11}=F_{1M}$** 

Obvodová složka řezné síly:  $F = 6000\text{ N}$

Radiální složka řezné síly:  $F_R = 4800\text{ N}$

Axiální složka řezné síly:  $F_A = 3600\text{ N}$

Souřadnice ve směru x: Řezná:  $x_1 = -247\text{ mm}$

Gravitační:  $x_2 = 43\text{ mm}$

Souřadnice ve směru y: Řezná:  $y_1 = 0\text{ mm}$

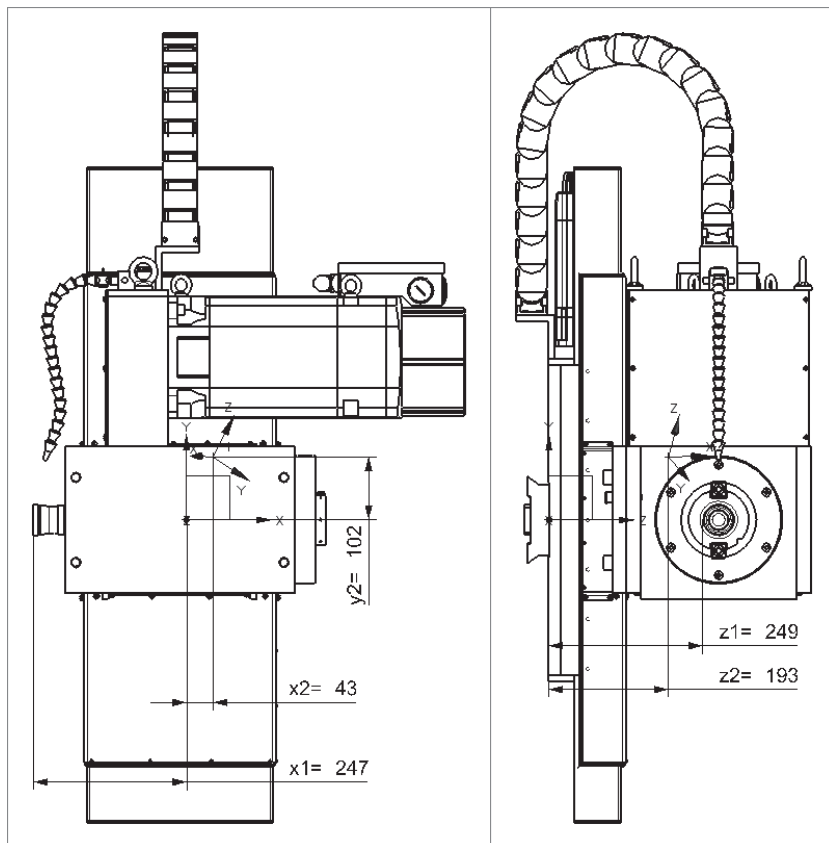
Gravitační:  $y_2 = 102\text{ mm}$

Souřadnice ve směru z: Řezná:  $z_1 = 248\text{ mm}$

Gravitační:  $z_2 = 193\text{ mm}$

Zatěžující hmotnost:  $m_{s3} = 330\text{ kg}$

Změna posuvem Y:  $\Delta_{y3} = 100\text{ mm}$





**Zatěžovací stav 1 - síla  $F_1=F_1M$**       Velikost      Poloha

Řezná síla:  $F_1 = \begin{pmatrix} F_A & -F & F_R \end{pmatrix}$        $r_1 = \begin{pmatrix} x_1 & y_1 + \Delta_{y3} & z_1 \end{pmatrix}$

Hmotnost sestavy:  $F_2 = \begin{pmatrix} 0 & -m_{s3} \cdot g & 0 \end{pmatrix}$        $r_2 = \begin{pmatrix} x_2 & y_2 + \Delta_{y3} & z_2 \end{pmatrix}$

Momenty v počátku souřadnic:  $M_1 = r_1^T \times F_1^T$        $M_1^T = (1.97 \quad 2.08 \quad 1.12) \text{ kNm}$

$M_2 = r_2^T \times F_2^T$        $M_2^T = (0.62 \quad 0 \quad -0.14) \text{ kNm}$

Celková síla stavu 1:  $F_c = F_1 + F_2$        $F_c = (3.6 \quad -9.24 \quad 4.8) \text{ kN}$

Celkový moment stavu 1:  $M_c = M_1 + M_2$

**Vektory sil a momentů v počátku souřadnic pro nejtěžší stav**

$V_x = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$        $V_y = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}$        $V_z = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$

Moment:  $M_x = M_c \cdot V_x$        $M_y = M_c \cdot V_y$        $M_z = M_c \cdot V_z$

Síla:  $F_x = F_c \cdot V_x$        $F_y = F_c \cdot V_y$        $F_z = F_c \cdot V_z$

$F_x = 3.6 \text{ kN}$        $F_y = -9.24 \text{ kN}$        $F_z = 4.8 \text{ kN}$

$M_x = 2.59 \text{ kNm}$        $M_y = 2.08 \text{ kNm}$        $M_z = 0.98 \text{ kNm}$



**Přepočet sil na kolíky pro nejhorší případ sečtení střížných sil:**

Vzdálenost kolíků:      směr x:  $L_x = 139\text{mm}$

směr y:  $L_y = 90\text{mm}$

rovina xy:  $L_{xy} = \sqrt{L_x^2 + L_y^2} = 165.59\text{mm}$

Počet kolíků:               $n_c = 4$

**Směr X**                       $F_{Ax} = \frac{F_x}{n_c} = 900\text{N}$

**Směr Y**                       $F_{Ay} = \frac{F_y}{n_c} = -2309.05\text{N}$

Střížná síla od sil:               $F_s = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = 2478.25\text{N}$

Střížná síla od momentu  $M_z$ :       $F_{Mz} = \frac{2M_z}{n_c \cdot L_{xy}} = 2967.65\text{N}$

Výslednice střížných sil:       $F_{sc} = F_s + F_{Mz} = 5445.9\text{N}$

Přepočet na kroutící moment:       $M_{Smax} = n_c \cdot \frac{F_{sc} \cdot L_{xy}}{2} = 1803.6\text{Nm}$



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Srouby\_prizma\_uprav  
 Changed by : Drexler on: 10.05.2013 at: 19:50:03
 

---

### Bolt calculation according to VDI 2230:2003

#### INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M12		
Pitch (mm)	[P]	1.75	
Flank angle (°)	[beta]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	12.00	
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	10.11	
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	10.86	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 /	4800.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	2590.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	2080.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	6000.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Number of screws	[n]	8	
Chosen screw	[no.]	7	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	12143.31
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	0.00	
For sealing (N)	[KerfD]	6000.00	

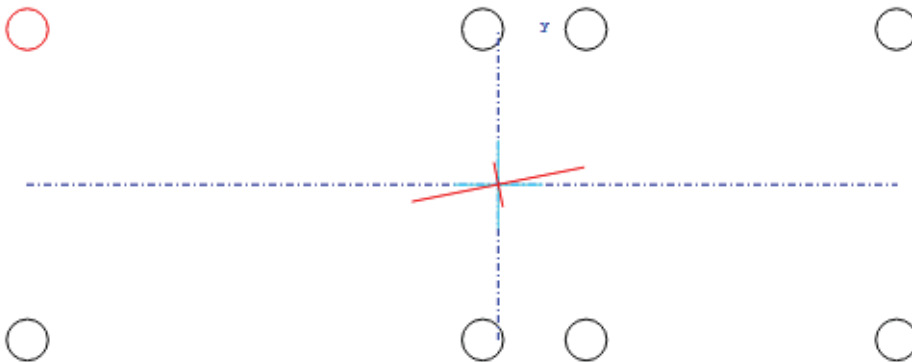


Figure: Bolt positions



Tightening technique: Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)  
 Tightening factor [alphaA] 1.60

Load application factor [n] 0.70  
 Bolting type: SV 1  
 Length of connected solid (mm) [lA] 0.00  
 Distance of connected solid (mm) [ak] 0.00

Coef. of friction in thread [myG] 0.100/0.100  
 Coef. of friction at head support [myK] 0.100/0.100

Bolt type: Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004

Reference diameter (mm) [d] 12.00  
 Bolt length (mm) [l] 30.00  
 Shank diameter (mm) [d1] 12.00  
 Shank length (mm) [l1] 5.25  
 Thread length (mm) [b] 24.75  
 Outer diameter of head support (mm) [dw] 17.23  
 Inner diameter of head support (mm) [da] 13.70  
 Surface roughness (tip support) (μm) [Rz] 16.00

Stressed cross section of screw (mm<sup>2</sup>) [As] 84.27  
 Free thread length (mm) [l3] 12.95

Strength class 8.8  
 Tensile strength (N/mm<sup>2</sup>) [Rm] 800  
 Yield point (N/mm<sup>2</sup>) [Rp0.2] 640

Clamped parts: Prismatic body  
 Width of bending solid (mm) [b] 115.00  
 Bending body perpend. to width (mm) [cB] 280.00  
 Parting line perpendicular to the width (mm) [cT] 280.00

Number of parts [iP] 1

Part A  
 Material C45 (1)  
 Depth of Layer (mm) [hi] 17.20  
 Permissible surface pressure (N/mm<sup>2</sup>) [pG] 630.00  
 Surface roughness (μm) [Rz] 16.00

Thread with pocket hole  
 Clamping length (mm) [lk] 17.20  
 Effective Clamping length (mm) [lkeff] 18.20  
 (washer and depression depth included)

Through hole standard ISO 273:1979 (DIN 273) fine  
 Diameter through hole (mm) [dh] 13.00  
 Chamfer at head (mm) [cK] 0.00

No washer below screw head

Blind hole  
 Material S235J2G3 (St37.3 N)  
 Counter bore depth (mm) [ts] 1.00  
 Surface roughness (μm) [Rz] 16.00

## **RESULTS:**

Virtual outer diameter of base body:  
 Diameter (mm) [DA'] 197.50  
 Diameter (mm) [DA] 197.50  
 Ductility of flange (mm/N) [deltaP] 2.029797e-007  
 Ductility of screw (mm/N) [deltaS] 1.815799e-006  
 Load factor for centric load introduction [phin] 0.0704  
 Preload loss (N) [Fz] 4953.49  
 required assembly preload:  
 -minimum (N) [FMmin] 22242.13  
 -maximum (N) [FMmax] 35587.41  
 Pretension force according table (N) [FMtab] 44000.00  
 Screw force at yield point (N) [FM0.2] 54000.00  
 attained assembly preload:  
 -maximum (N) [FM] 35843.13  
 (utilization of yield strength (%)) [%Re] 73.00  
 Pretension force (N) [FV] 30889.64  
 Difference force at screw (N) [FSA] 854.67  
 Fatigue load (N/mm<sup>2</sup>) [sig] 5.07  
 Fatigue life (N/mm<sup>2</sup>) [sigAzul] 48.88



Number of load cycles	[ND]	>=	2000000
Length of engagement (mm)	[m]		11.80
Minimum reach of screw (mm)	[meffmin]		11.30

**Calculation with maximum attained pretension force:**

(utilization of yield strength (%))	[%Re]		73.00)
(differs from VDI 2230)			
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]		35843.13
Pretension force (N)	[FV]		30889.64
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M]		467.20
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B]		454.16
Tightening torque (Nm)	[MA]		60.37
Surface pressure			
(below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK]		427.95

**Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.60):**

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]		35587.41
Additional clamping force (reserve) (N)			
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.M_FMmax]		463.87
Equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigmared.B_FMmax]		450.98
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]		59.94
Surface pressure			
(below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmax]		424.97
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Mzul]		467
Permissible equivalent stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigma.Bzul]		640
Permissible surface pressure			
(below screw head) (N/mm <sup>2</sup> )	[pKzul]		630

**SUMMARY:**

Calculating safeties with the maximal required assembly preload (with tightening factor 1.60):

Safety against yield point	[SF]		1.42
Safety against fatigue	[SD]		9.64
Safety against pressure	[SP]		1.48

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]		1.41
Safety against fatigue	[SD]		9.64
Safety against pressure	[SP]		1.47

**Remarks:**

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR / FKerf] is calculated with:  
FKR: with FM / alphaA, FKR = KerfN + KerfD
- Total required clamping force according to (R2/4): F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)

---

End report lines: 176

---



---

 KISSsoft - Release 03-2012F  
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen
 

---



---

 File  
 Name : Koliky  
 Changed by : Drexler on: 10.05.2013 at: 19:52:13
 

---

### Pins [M03a]

#### **Circular arrangement of bolts (in single shear)**

##### Inputs:

Torque (Nm)	[Tn]	1804.000
Force per bolt (N)	[Fp]	5446.860
Number of bolts	[nb]	4
Bolt diameter (mm)	[d]	16.000
Diameter of arrangement (mm)	[dcirc]	165.600
Thickness component 1 (mm)	[t1]	30.000
Thickness component 2 (mm)	[t2]	19.000
Application factor	[KA]	1.250

Type of load:  
pulsating

Type of pin: Full pin / Bolt

##### Material data:

###### Pin/ Bolt

Material	11SMnPb30	
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	510.000
Admissible shear stress (N/mm <sup>2</sup> )	[tauzul]	71.400

###### Component 1

Material	C45 (1)	
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	700.000
Permissible surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	171.500

###### Component 2

Material	S235J2G3 (St37.3 N)	
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	340.000
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	83.300

##### Results:

Pin:		
Moment of resistance (mm <sup>3</sup> )	[W]	402.124
Shearing stress (N/mm <sup>2</sup> )	[tau]	33.863
Component 1:		
Pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pw]	14.185
Component 2:		
Pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pn]	22.397

Safeties:		
Safety shearing (pin):	[SSpin]	2.108
Safety against pressure (component 1):	[SPp1]	12.091
Safety against pressure (component 2):	[SPp2]	3.719

Remarks:  
 $p = Fp \cdot KA / d \cdot t$   
 $\tau = Fp \cdot KA / A$

---

 End report lines: 76
 

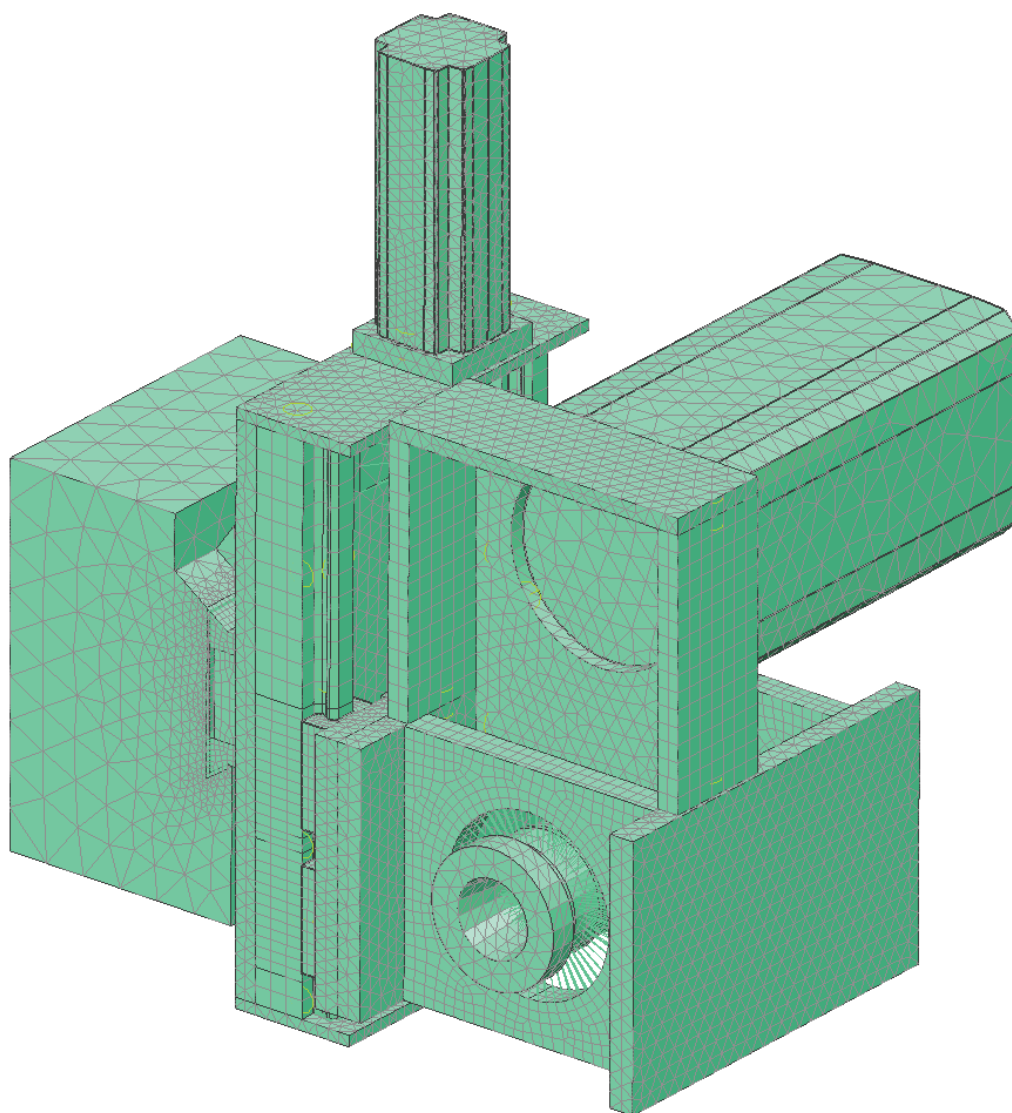
---



## **PŘÍLOHA č. 14**

### **Modální analýza frézovacího zařízení**





Obrázek 1 - Výpočtový model pro modální analýzu

Výpočet budících frekvencí zatěžovacích stavů 2 a 3

### 2.stav

Počet zubů frézy:  $n_{z2} = 5$

Otáčky:  $n_2 = 1273 \frac{1}{\text{min}}$

Budící frekvence:  $f_{b2} = n_{z2} \cdot n_2 = 106.1 \text{ Hz}$

### 3.stav

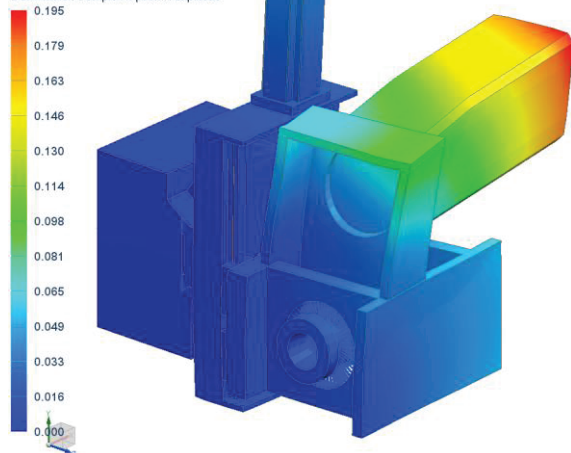
Počet zubů frézy:  $n_{z3} = 2$

Otáčky:  $n_3 = 3000 \frac{1}{\text{min}}$

Budící frekvence:  $f_{b3} = n_{z3} \cdot n_3 = 100 \text{ Hz}$

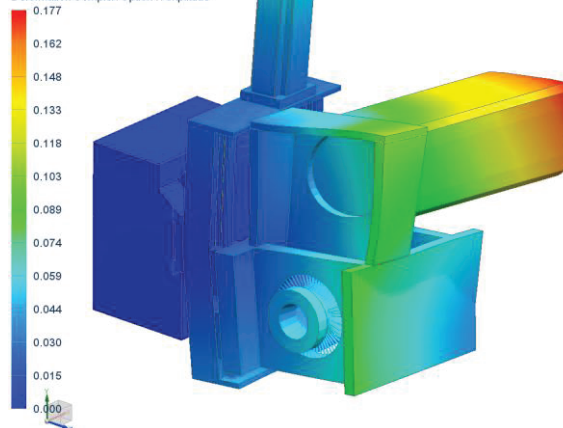


Subcase - Modal Complex 1, Frequency 1, 1.169e+002 Hz  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Complex Option : Amplitude  
 Min : 0.000, Max : 0.195, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude  
 Deformation Complex Option : Amplitude



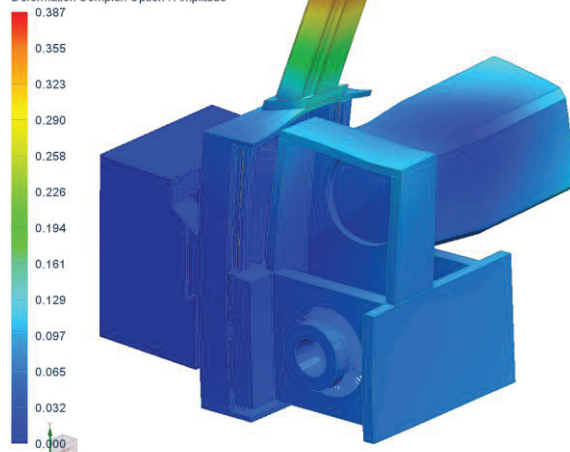
Obrázek 2 - 1. vlastní frekvence 117Hz

Subcase - Modal Complex 1, Frequency 3, 1.317e+002 Hz  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Complex Option : Amplitude  
 Min : 0.000, Max : 0.177, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude  
 Deformation Complex Option : Amplitude



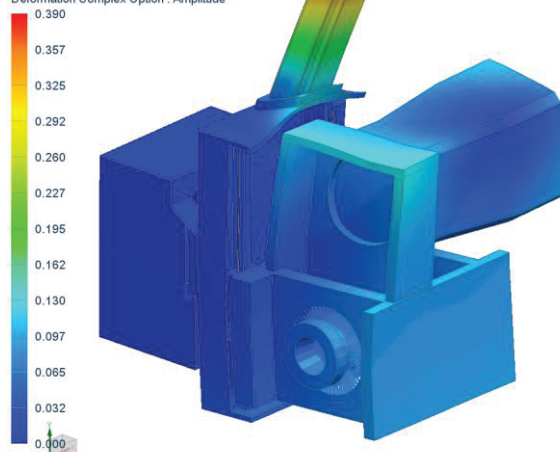
Obrázek 3 - 2. vlastní frekvence 131Hz

Subcase - Modal Complex 1, Frequency 5, 2.168e+002 Hz  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Complex Option : Amplitude  
 Min : 0.000, Max : 0.387, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude  
 Deformation Complex Option : Amplitude



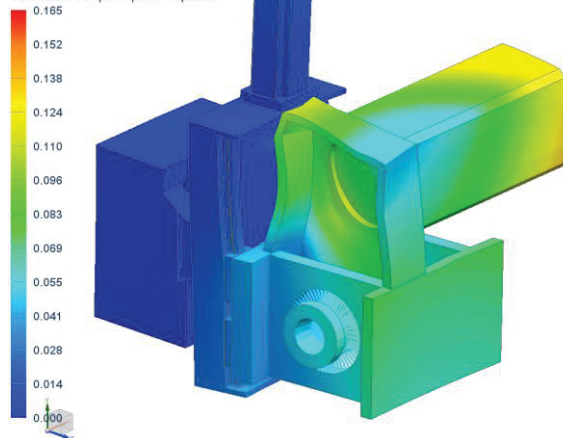
Obrázek 4 - 3. vlastní frekvence 217Hz

Subcase - Modal Complex 1, Frequency 7, 2.602e+002 Hz  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Complex Option : Amplitude  
 Min : 0.000, Max : 0.390, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude  
 Deformation Complex Option : Amplitude



Obrázek 5 - 4. vlastní frekvence 260Hz

Subcase - Modal Complex 1, Frequency 9, 2.935e+002 Hz  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Complex Option : Amplitude  
 Min : 0.000, Max : 0.165, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude  
 Deformation Complex Option : Amplitude



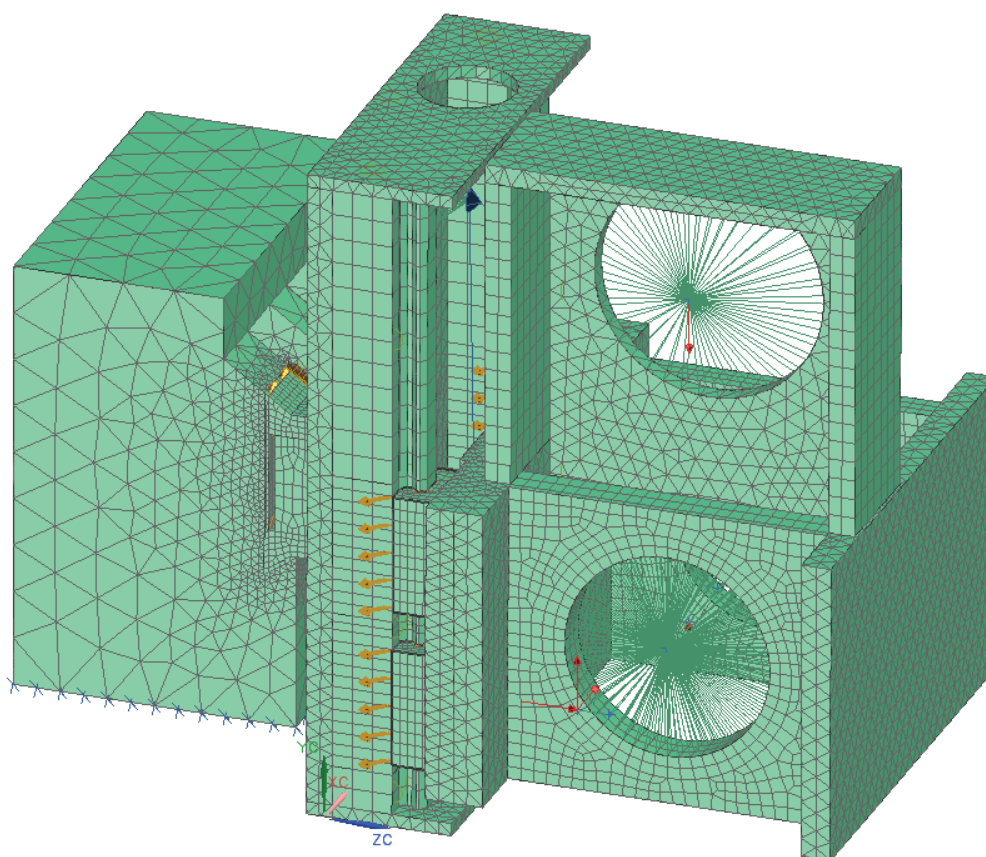
Obrázek 6 - 5. vlastní frekvence 294 Hz



## **PŘÍLOHA č. 15**

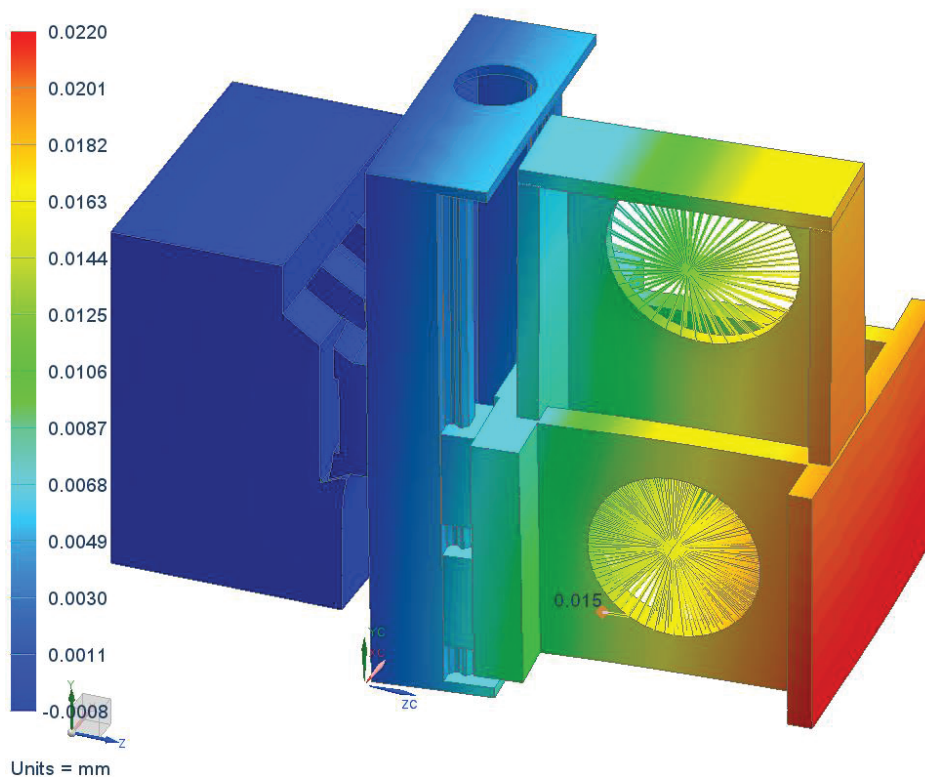
### **Stanovení jednotlivých složek deformace vřetene**





Obrázek 1 - Výpočtový model pro FEM analýzu v NX8.5

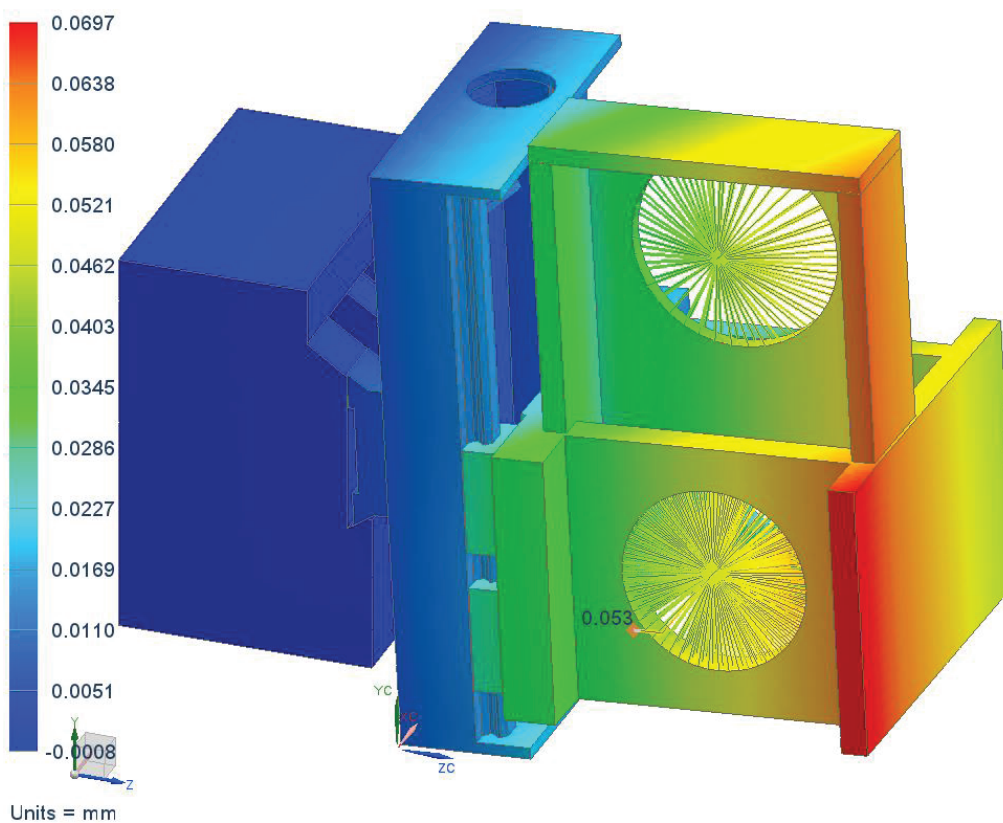
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 2 - Deformace skříní zatížením v ose  $x$

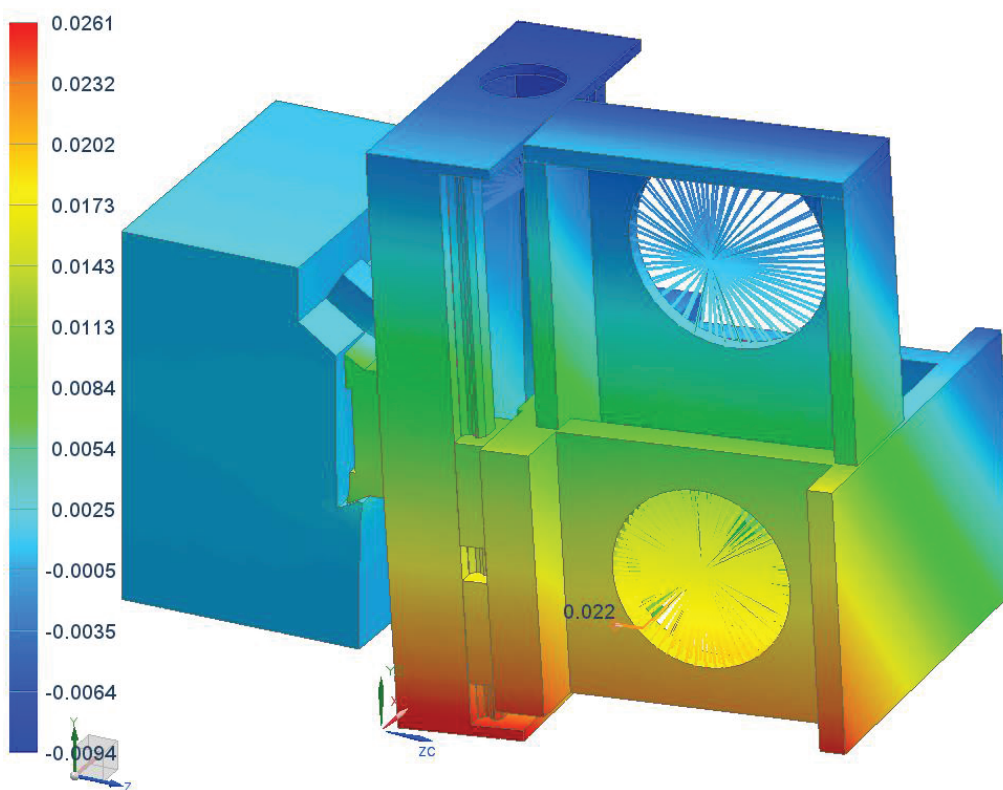


Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 3 - Deformace skříní zatížením v ose y

Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 4 - Deformace skříní zatížením v ose z



Výpočty jednotlivých složek tuhostí

Vychylující síla v ose X:  $F_{a1} = 3600\text{N}$

Deformace vřetene s ložisky:  $y_{vrX} = 2.3\mu\text{m}$

Deformace skříní:  $y_{skrX} = 15\mu\text{m}$

Celková deformace v ose X:  $y_{celkX} = y_{vrX} + y_{skrX} = 17.3\mu\text{m}$

Tuhost vřetene:  $k_{celkX} = \frac{F_{a1}}{y_{celkX}} = 208.1 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Vychylující síla v ose Y:  $F_1 = 6000\text{N}$

Deformace vřetene s ložisky:  $y_{vrY} = 26.5\mu\text{m}$

Deformace skříní:  $y_{skrY} = 53\mu\text{m}$

Celková deformace v ose Y:  $y_{celkY} = y_{vrY} + y_{skrY} = 79.5\mu\text{m}$

Celková tuhost zařízení:  $k_{celkY} = \frac{F_1}{y_{celkY}} = 75.5 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Vychylující síla v ose Z:  $F_{r1} = 4800\text{N}$

Deformace vřetene s ložisky:  $y_{vrZ} = 18\mu\text{m}$

Deformace skříní:  $y_{skrZ} = 22\mu\text{m}$

Celková deformace v ose Z:  $y_{celkZ} = y_{vrZ} + y_{skrZ} = 40\mu\text{m}$

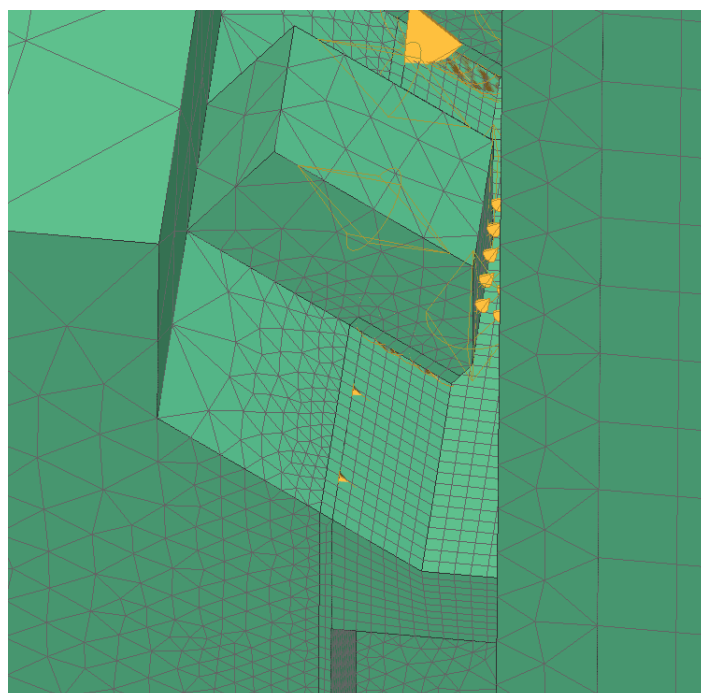
Celková tuhost zařízení:  $k_{celkZ} = \frac{F_{r1}}{y_{celkZ}} = 120 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$



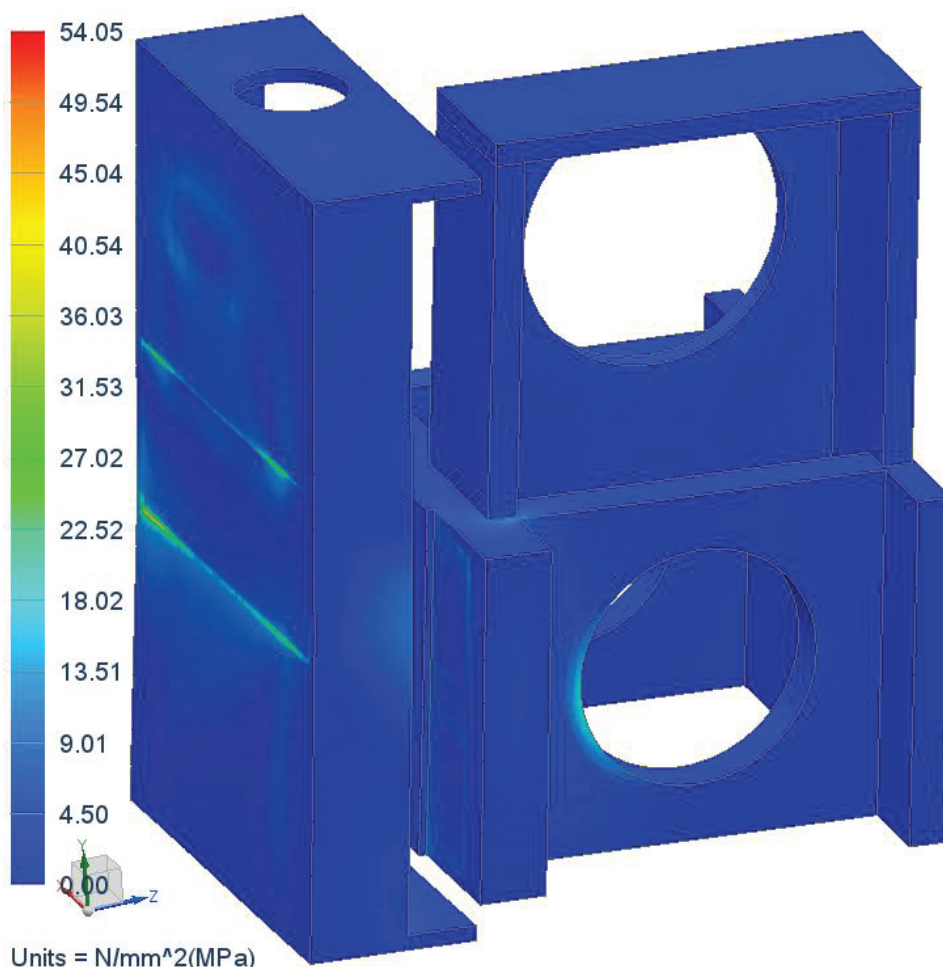
## **PŘÍLOHA č. 16**

### **Pevnostní kontrola frézovacího zařízení**



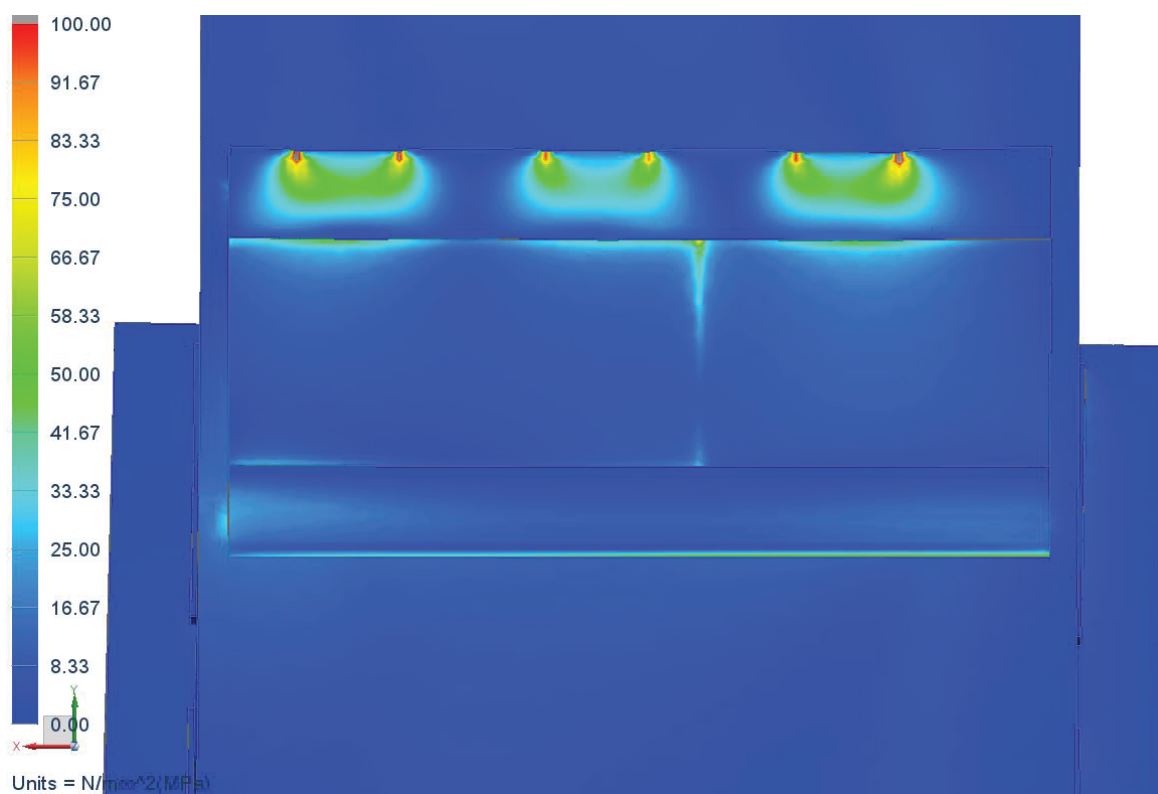


Obrázek 1 - Detail elementů v okolí kontaktu prizmatického upínání

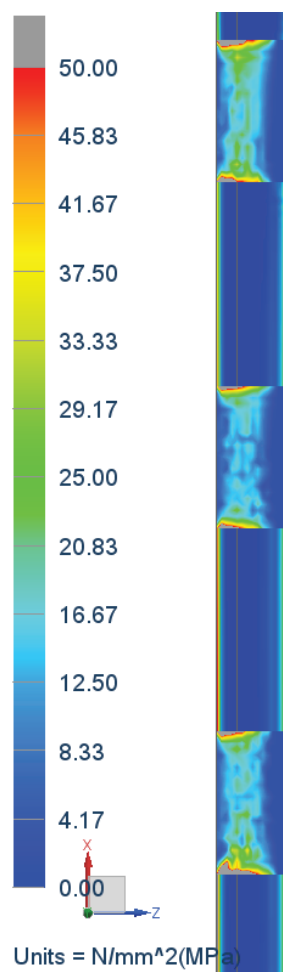


Obrázek 2 - Maximální redukované napětí dle HMM ve svařované konstrukci





**Obrázek 3 – Redukované napětí dle hypotézy HMH v prizmatické upínací desce**



**Obrázek 4 - Kontaktní tlaky v prizmatické upínací desce**



## **PŘÍLOHA č. 17**

### **Ekonomické hodnocení frézovacího zařízení**



• **Nakupované součásti**

<b>Položka</b>	<b>Cena[Kč]</b>	<b>Počet</b>	<b>Celkem[Kč]</b>
Motor Siemens 1PH8107-1HG12-0BB1	45000	1	45000
Závěsné oko M12 DIN580	13	1	13
Řemenice pro pouzdro taper 30-08M-30 3F 1615	185	1	185
TB 1615-38 Taper pouzdro	163	1	163
Řemen Contitech 08M-0912-30 CXP	868	1	868
Ložisko ZKL60092RS	57	2	114
Unášecí kameny pro SK50	470	2	940
Pero 16x10x50 DIN6885	17,8	2	36
Ložisko B71921-E-2RSD-T-P4S	6900	2	13800
Ložisko B71920-E-2RSD-T-P4S	7614	1	7614
Rotační přívod Deublin 20704-750	45000	1	45000
Unášeč Ott-Jakob 95.101.540.3.2	10000	1	10000
Pružina Mubea 180069	22	27	594
Těsnění Trelleborg GP6900700-C324	49	1	49
Těsnění Trelleborg PT0200700-T46N	265	1	265
Těsnění Trelleborg PT0100200-T46N	85	1	85
Těsnění Trelleborg OR3006500-N7	5	1	5
Motor Siemens 1FT7046-5AF70-1CH0	35000	1	35000
Spojka pružná SITspa 20-F14-f19	2290	1	2290
Vodící lišta Hiwin HGR30R500H	1580	3	4740
Zátka vedení pr.14mm	0,2	21	5
Upínací deska prizma DIN69881 krátké provedení	4500	1	4500
Kolík 16x55, ISO2338	29	4	116
Pneumatická fixační jednotka Zimmer MK3001A	7500	5	37500
Valivý vozík Hiwin HGL30HA	2560	4	10240
Kul. šroub HiwinR25-05T4-DDB-460 + matice DDB2505-R-4EF	19336	1	19336
Příruba předeprnuté matice Hiwin GFD-25-6	2820	1	2820
Kolík 10x35, ISO2338	6,7	2	14
Tuková maznice přímá, M6	7,5	3	23
Uložení konce šroubu Hiwin SLA-17-4	2850	1	2850
Vetknuté uložení konce šroubu Hiwin SFA 17 2	7940	1	7940
Kolík 10x35, ISO2338	6,7	2	14
Zajišťovací matice Hiwin HIR-17-2	599	1	599
Energetický kabel Igus 158.040.150.0, 18čl, 828mm	1500	1	1500
Koncový spínač	1500	2	3000
Připojovací technika	15000	1	15000
Kolík kuželový 16x60, ISO8736	18	2	36
Chlazení kapalinou Noga MC1601	1050	1	1050
Šrouby	1000	1	1000
<b>CELKEM</b>			<b>229304</b>

**Tabulka 1 – Náklady na nakupované součásti**



• **Vyráběné a upravované součásti**

<b>Položka</b>	<b>Cena [Kč]</b>	<b>Kusů</b>	<b>Celkem [Kč]</b>
Vřeteník - svařenec s přídavky cca 70kg	12600	1	12600
Řemenice pro pouzdro taper 90-08M-30 8A 2517	2800	1	2800
Napínání - řemenice 36-08M-30 6F 1615	2000	1	2000
Vřetenový hřídel	27000	1	27000
Distanční kroužek 114x140	1200	1	1200
Distanční kroužek s dvojicí drážek pro pero	1500	1	1500
Montážní přípravek předních ložisek	2600	1	2600
Labirintové těsnění	1800	1	1800
Distanční kroužek 142x27,3	1200	1	1200
Montážní přípravek zadních ložisek	3000	1	3000
Distanční kroužek 110x27,3	800	1	800
Kalená podložka 65x5	1200	1	1200
Upínací píst s osou	9000	1	9000
Plech 280x252x3	650	1	650
Plech 285x147x3	700	1	700
Plech 270x229x3	600	1	600
Stojan posuvu Y - svařenec s přídavky cca 60kg	8500	1	8500
Deska posuvu 253x310x30	7000	1	7000
Upínací deska prizma DIN69881 dlouhé provedení	5500	1	5500
Kryt posuvu Y pevný dlouhý	2000	1	2000
Kryt posuvu Y pevný krátký	1800	1	1800
Kryt posuvu Y pojízdný	1500	2	3000
Těsnící lišta Hema P01x500	250	6	1500
<b>CELKEM</b>			<b>97950</b>

**Tabulka 2 – Náklady na vyráběné a upravované součásti**



- **Náklady na konstrukci**

Počet dní konstrukce:	$n_{dK} = 30$
Počet hodin denně:	$n_{hK} = 8\text{hod}$
Časový fond na konstrukci:	$T_K = n_{dK} \cdot n_{hK} = 240\text{hod}$
Hodinová sazba:	$S_{hK} = 1100 \frac{\text{Kc}}{\text{hod}}$
Náklady na konstrukci:	$N_K = T_K \cdot S_{hK} = 264000\text{Kc}$

- **Náklady na montáž**

Počet dní montáže:	$n_{dM} = 4$
Počet hodin denně:	$n_h = 8\text{hod}$
Časový fond na montáž:	$T_M = n_{dM} \cdot n_{hK} = 32\text{hod}$
Hodinová sazba:	$S_{hM} = 500 \frac{\text{Kc}}{\text{hod}}$
Náklady na montáž:	$N_M = T_M \cdot S_{hM} = 16000\text{Kc}$

- **Celkové náklady**

$$N_C = N_N + N_V + N_K + N_M = 607254\text{Kc}$$