

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Náhon rotačních nástrojů

Rotary Tool Drive

Student:

Jan Hrubý

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Hrubý**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: Náhon rotačních nástrojů  
Rotary Tool Drive  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte variantní řešení náhonu rotačních nástrojů u svislého obráběcího centra. Vybranou variantu konstrukčně zpracujte. Maximální přenášený výkon 37 kW, maximální otáčky hnací hřídele 5600 min<sup>-1</sup>, maximální otáčky hnané hřídele 4000 min<sup>-1</sup>. Osová vzdálenost hřídelí je 550 mm s tolerancí ±5%. Maximální výstupní moment je 1500 Nm. Při návrhu pohonu vycházejte z požadavku co nejnižší hlučnosti.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh náhonu rotačních nástrojů.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.  
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.  
MAREK, J., UČEŇ, O. *CNC obráběcí stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 103 s. ISBN 978-80-248-2329-4.  
BRENÍK, P. *Obráběcí stroje. Konstrukce a výpočty: Konstrukce a výpočty*. 2. oprav. vyd. Praha: SNTL, 1986, 573 s.  
Literární rešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě ..... 16.05.2016 .....

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VSB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VSB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.05.2016

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Hrubý

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Okolnice 538

725 26 Ostrava

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval Ing. Oldřichu Učňi, Ph.D., za odborné vedení, cenné rady a trpělivost kterou mi věnoval při tvorbě bakalářské práce.

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

HRUBÝ, J. *Náhon rotačních nástrojů* : Bakalářská práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2016, 46 s. Vedoucí práce: Učeň, O.

Tématem této bakalářské práce je návrh variantního řešení náhonu rotačních nástrojů u svislého obráběcího centra. Při řešení byl zohledněn požadavek na co nejmenší hlučnost. Výsledkem práce je návrh celkového uspořádání pohonu rotačních nástrojů, součástí návrhu je konstrukční zpracování vybrané varianty.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

HRUBÝ, J. *Rotary Tool device*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 46 p. Thesis head: Učeň, O.

Theme of this bachelor thesis is proposal of rotational tools variation drive used at vertical machining centre. During solution was taken into account requirement for minimal level of noise. Result of work is proposal of rotational tools drive complete arrangement including design proposal of selected variant.

## OBSAH

Úvod.....	11
1. Pohonný systém obráběcích strojů .....	12
1.1 Pohony.....	12
1.2 Převody .....	14
1.3 Mechanické převody .....	15
1.3.1 Řemenové převody .....	16
1.3.2 Tvarové převody .....	17
1.4 Rešerše výrobců obráběcích center .....	18
1.5 Zhodnocení rešerše.....	20
1.6 Požadavkový list .....	21
2 Návrh hnací části pohonu .....	22
2.1 Návrh motoru .....	24
2.2 Návrh Převodovky .....	26
2.3 Variantní řešení převodu .....	27
2.3.1 Varianta č.1 Klínový řemen:.....	27
2.3.2 Varianta č.2 Ozubený řemen: .....	28
2.3.3 Volba převodu dle hodnotících kritérií:.....	29
2.4 Návrh řemene .....	30
2.5 Kontrola ložisek převodovky:.....	32
3 Návrh hnané části pohonu. ....	33
3.1 Návrh válcového konce hřídele pod řemenici:.....	34
3.2 Návrh spojky: .....	35
3.3 Návrh ložisek: .....	36
4 MKP analýza .....	40
4.1 Nosné vidlice.....	40
4.2 Čepu .....	42
Závěr .....	44



## Seznam použitých značek a symbolů

$i_{\dot{r}}$	Převodový poměr řemene	[1]
$n_1$	Otáčky hnací řemenice	[min <sup>-1</sup> ]
$n_2$	Otáčky hnané řemenice	[min <sup>-1</sup> ]
$i_{c2}$	Celkový převod	[1]
$i_{př}$	Převodový poměr převodovky	[1]
$i_{c1}$	Celkový převod při nejvyšších otáčkách	[1]
$Mk_1$	Kroutící moment na výstupní hřídeli	[Nm]
$Mk_2$	Kroutící moment na výstupní hřídeli motoru	[Nm]
$\eta_{\dot{r}}$	Účinnost řemenového převodu	[1]
$\eta_{kl}$	Účinnost kuličkových ložisek	[1]
$\eta_L$	Účinnost válečkových ložisek	[1]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[1]
$P_m$	Výkon motoru při $Mk_2$	[kW]
$\omega_m$	Obvodová rychlost hřídele motoru	[rad.s <sup>-1</sup> ]
$n_m$	Otáčky hřídele motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$P_{\dot{r}}$	Výkon na hnací řemenici	[kW]
$Mk_{\dot{r}}$	Přenášený moment hnací řemenici	[Nm]
$\omega_{\dot{r}}$	Obvodová rychlost hřídele hnací řemenice	[rad.s <sup>-1</sup> ]
$n_{\dot{r}}$	Otáčky hnací řemenice při převodu $i=4$	[min <sup>-1</sup> ]
$D_2$	Průměr hnané řemenice	[mm]
$D_1$	Průměr hnací řemenice	[mm]
$F_{np}$	Celková napínací síla	[N]
$F_{n1}$	Napínací síla při 1 řemenu	[N]
$x_{\dot{r}}$	Počet řemenu	[1]
$F_{rS}$	Síla na ložiska dle katalogu Stöebers	[N]

$F_r$	Radiální síla	[N]
$M_{kS}$	Přípustný točivý moment	[Nm]
$F_o$	Obvodová síla	[N]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
$l_1$	Délka válcového konce hřídele	[mm]
$M_{ored}$	Redukovaný moment	[Nm]
$d$	Průměr hřídele	[mm]
$\sigma_{Do}$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$R_b$	Reakce v podpoře B	[N]
$a$	Vzdálenost k podpoře A	[mm]
$b$	Vzdálenost k podpoře B	[mm]
$R_a$	Reakce v podpoře A	[N]
$d_\xi$	Průměr čepu	[mm]
$D_L$	Průměr ložiska	[mm]
$B_L$	Šířka ložiska	[mm]
$C$	Dynamická únosnost ložiska	[N]
$C_0$	Statická únosnost ložiska	[N]
$P_{rad}$	Součinitel radiálního zatížení	[N]
$L_{10}$	Základní trvanlivost ložiska	[mil <sup>-1</sup> ]
$q$	Součinitel styku ploch	[1]
$L_h$	Základní trvanlivost ložiska	[h]
$n_{h1}$	Otáčky hnané řemenice	[min <sup>-1</sup> ]
$s_o$	Statická bezpečnost ložiska	[1]
$P_r$	Síla vyvozena předpětím řemenu	[N]

# ÚVOD

Od zavedení prvních výrobních strojů do výroby již uběhlo několik desetiletí. S požadavky moderního strojírenství na vysokou kvalitu, přesnost a nízkou cenu konečného výrobku se obráběcí centra těší čím dál větší oblibě. Současná řešení svislých obráběcích center disponují lineárním spojením pohonu s vřetenem nástroje. Důvodem volby této práce je možnost umístění pohonu mimo osu vřetena a tím snížení výškových rozměrů celého stroje.

Předmětem této bakalářské práce je zpracovat konstrukční řešení převodu náhonu rotačních nástrojů svislých obráběcích center dle zadaných parametrů. Vybraný návrh má zohledňovat požadavek na co nejnižší hlučnost. V teoretické části práce jsou popsány různá řešení převodů a hlavních pohonných jednotek. V praktické části se zabývám návrhem převodu mezi hnací a hnanou částí. Pro vybraný návrh bude nutné navrhnout jednotlivé členy pohonného ústrojí, mezi které patří motor, převodovka, návrh ložisek a jejich kontrola. V závěru práce je shrnutí celého navrženého pohonu.

# 1. POHONNÝ SYSTÉM OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Pohonné systémy strojů slouží ke změně vstupní energie na energii mechanickou. Může se měnit druh pohybu z rotačního na lineární a naopak. Dále se pak může měnit rozsah otáček, rychlost nebo moment a síla. Obecný pohonný systém stroje se skládá z hnacího členu, převodového mechanismu a hnaného členu. [1]

dělení pohonných systému:

- Hlavní pohonný systém - zabezpečuje hlavní řezný pohyb tzv. rotační pohyb
- Vedlejší pohonný systém - zabezpečuje vedlejší řezný pohyb tzv. posuvný pohyb
- Pomocné pohony - zabezpečují upínání, manipulační a přídatné funkce, například dopravník třísek.

[1]

## 1.1 Pohony

Motory jsou základní částí pohonného systému a slouží k transformaci vstupní energie v energii mechanickou. Motory musí splňovat nejen nároky energetické ale i ekonomické a ekologické. Jsou charakterizovány výstupními parametry, jako je kroutící moment, jmenovité otáčky a jmenovitý výkon. Rozsah výstupních parametrů je dán jeho regulačními možnostmi.

Motory dělíme na:

- Elektromotory - jsou nejvhodnější pro zajištění hlavního a vedlejších řezných pohybů obráběcího stroje
- Hydromotory - vhodné pro hydraulické prvky

Dělení elektromotoru:

- Asynchronní
- Synchronní
- Servomotory

#### Asynchronní motor:

Asynchronní motory patří ve skupině elektromotorů mezi nejrozšířenější. Díky jejich jednoduché konstrukci jsou vysoce spolehlivé, nenáročné na údržbu a mají nízké pořizovací náklady. Rozdělujeme je podle druhu napájení, na s jedním nebo třífázovým síťovým napětím. Řízení otáček je možné díky frekvenčnímu měniči. Pro pohon včetně obráběcích strojů jsou nejvíce rozšířené regulovatelné asynchronní motory, které dodávají vysoký výkon a zároveň disponují velkým rozsahem nastavení otáček.

#### Synchronní motor:

Tyto motory umožňují realizovat pohony, u kterých je vyžadováno řízení s vysokou dynamikou. Nejčastěji jsou u obráběcích strojů použity pro pohony posuvu. Jsou také vhodné pro jednoduché polohové aplikace robotů, manipulátorů, strojů pro zpracování plastů a své využití najdou také v dalších průmyslových oblastech.

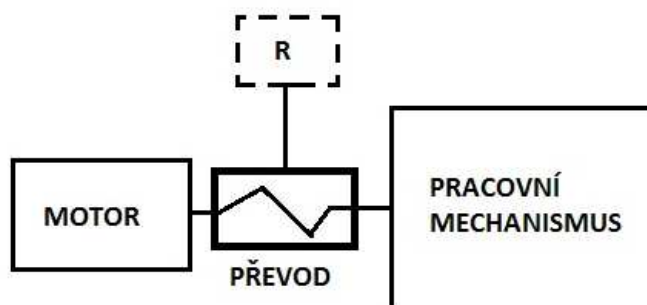
#### Servomotor:

Servomotory jsou navrženy pro lineární nebo rotační pohyby. Jsou nabízeny ve výkonovém rozsahu 0,2 až 600 kW. Ve spojení s moderními měniči frekvencí tvoří kompaktní pohon splňující náročné požadavky nejmodernějších strojů. Frekvenční měniče umožňují kontrolu a regulaci otáček motoru což vede k určité automatizaci pohonu. Servomotory umožňují zmenšování rozměru standardních motorů.

[1][19]

## 1.2 Převody

Převodový mechanismus slouží k přenášení a popřípadě rozdělování přiváděné energie z hnacího stroje na stroj hnaný. Obecně platí, že převod tvoří spojovací článek mezi jednotlivými částmi stroje. S převody pracuje valná většina dnešních strojů.

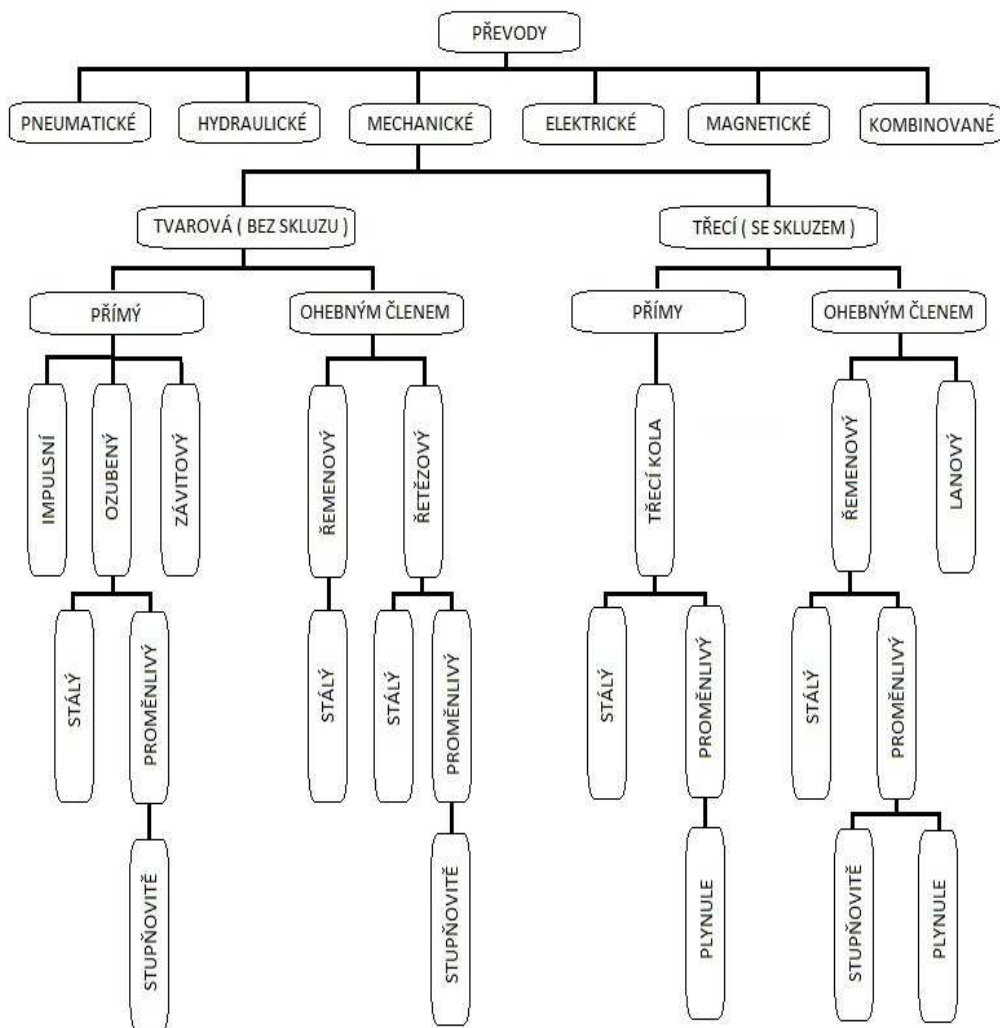


Obr. 1 Schéma převodu.[2]

Hlavním důvodem použití převodu jako spojovacího článku v konstrukci stroje, je nerovnoměrnost rychlosti mezi hnacím a hnaným hřídelem. Hnací stroje jsou většinou navrhovány pro rovnoměrný rotační pohyb, zatímco u hnaných strojů je požadována regulace rychlosti a v souvislosti s tím i velikost krouticího momentu. V některých případech je třeba pro funkci stroje převádět rotační pohyb motoru na postupný pohyb nebo umožnit pohyby podle předem daného zákona rychlostních změn. Konstrukce hnacích motorů pro podobné požadavky je velmi ekonomicky nákladná a tyto stroje dosahují jen velmi nízkých účinností při zvětšených rozměrech stroje.

V několika případech např. u automobilů se v průběhu provozu mění nejen rychlost vozidla, ale i směr pohybu a velikost potřebného krouticího momentu, přičemž hnací hřídel z motoru je sama o sobě schopna zvládnout jen malou dynamickou změnu momentu a frekvence otáček.

Klasifikace převodu je vyobrazena (Obr. 2 ). Při návrhu konstrukce je možno využít také převodu elektrických, hydraulických, pneumatických. V některých zařízeních je vhodné využít kombinace těchto převodu pro zajištění správné funkčnosti zařízení např. elektromechanické, hydromechanické apod.[2]



Obr. 2. Klasifikace převodu.[2]

### 1.3 Mechanické převody

Mechanické převody jsou nejvýznamnější a nejrozšířenější druhy převodů. Přenos sil je zajištěn tvarovým nebo třecím stykem. Převod je tvořen dvěma koly umístěnými na hnané a hnací hřídeli. U převodu může docházet ke skluzu, který je charakterizován ztrátou konstantního dotyku dvou kol přímých převodů, nebo prokluzu řemene v řemenici u řemenových převodů.

Mechanické převody rozdělujeme:

Podle typu styku ploch:

- Silové (třecí)
- Tvarové (zubové)

Podle složitost uspořádání:

- Jednoduché – skládají se ze dvou kol a dále se rozdělují na přímé a nepřímé
- Složené – skládá se ze tří a více kol
- S vloženými koly - skládá se ze dvou kol a dalších vložených kol

Podle velikosti převodového poměru:

- Převod dopomala – tzv. reduktor.  $n_2 < n_1$
- Převod dorychla – tzv. multiplikátor  $n_2 > n_1$

[3]

### 1.3.1 Řemenové převody

Přenos rotačního pohybu a točivého momentu je dán vlivem tření mezi řemenem a řemenicí hnacího a hnaného hřídele. U tohoto převodu dochází ke skluzu řemene. Výjimku tvoří řemen ozubený. Přenášený točivý moment je závislý na velikosti napínací síly, součiniteli tření mezi řemenem a řemenicí a velikosti úhlu opásání. Převod je vhodný pro menší až střední výkony do 700 [kW] na poměrně velké vzdálenosti, řemen je vhodný také pro velké obvodové rychlosti až do 100 [m/s].

Řemeny se vyrábějí z mnoha materiálu, ale mezi nejznámější patří řemeny z kůže, pryže a plast (polyuretan, polyester, polyamid, neopren ...). Dnes se převážně používají řemeny s kombinací pryže a plastu. Tyto řemeny jsou velmi houževnaté a do jejich výroby se přidávají různá aditiva pro zlepšení vlastností. Další výhodou těchto řemenů je cena oprav, dají se snadno spojovat a jsou odolné vůči nečistotám, vlhkosti, olejům a chemikáliím.

Rozdělení řemenů:

#### a) Klínový (drážkový)

Jak už sám název napovídá, řemen má tvar klínu. Díky tomuto tvaru má větší přilnavost a větší styčnou plochu a proto je vhodný pro větší zatížení na menší osové vzdálenosti při větších převodových poměrech. Vyrábí se v normalizovaných délkách a ve dvou normalizovaných průřezích. Tento typ řemene nahradil řemeny ploché a je velmi rozšířen. Pohon s klínovým řemenem je nehlukný disponuje elastickým záběrem, minimálně namáhá ložiska a hřídele. Klínový řemen se skládá z kordové tkaniny nebo kordových provazců. Tyto provazce přenášejí tažnou sílu a



jsou uloženy ve vrstvách nad sebou. Dále se skládají z pryžové vložky, která obepíná kordovou část a z textilního obalu s napuštěnou pryží.

Klasický průřez podle ČSN 02 3110

Úzký průřez podle ČSN 02 3112

b) Ozubený (drážkovaný)

Tento řemen kombinuje vlastnosti klínových a řetězových převodu. Přenáší obvodové rychlosti do 80 m/s při malých průměrech řemenic, přenáší největší výkony a pracuje s účinností až 0,99. Vyrábí se z materiálu, které dosahují malého opotřebení, udržuje si stabilní vlastnosti po dlouhou dobu a je odolný vůči vnějším vlivům. Nevýhodou je nutnost axiálního pojištění proti posunutí. Řemen je opatřen lichoběžníkovými zuby a nosnou řadu provazců tvoří šroubovitě vinutá skelná vlákna popř. vinuté ocelové drátky o vysoké pevnosti.

[2][3]

## 1.3.2 Tvarové převody

### Řetězové převody:

Přenos točivého momentu a rotačního pohybu je zajištěn tvarovým stykem mezi řetězem a řetězovým kolem. Řetězové převody jsou vhodné pro větší osové vzdálenosti a do míst kde nemůžeme použít převod ozubenými koly. Tento typ převodu je značně hlučný a nehodí se pro přenos větších točivých momentů. S jejich využitím se setkáme u pomaluběžných strojů.[3]

### Ozubené převody:

Ozubené převody jsou nejčastěji používané převody a řadíme je mezi převody přesné s tvarovým stykem. Rotační pohyb a točivý moment je přenášen tvarovým stykem ozubení dvou kol. Slouží k přenášení velkých točivých momentů. Ze všech mechanických

převodu disponují nejvyšší účinností. Jejich nevýhodou je však hlučnost, náročnost výroby, náchylnost na rázy a využití pouze pro malé osové vzdálenosti.[3]

## 1.4 Rešerše výrobců obráběcích center

### Společnost Omos

Společnost se zabývá vývojem a konstrukcí svislých soustruhů SSK. Tato společnost je na trhu od roku 1993 a na evropském trhu si udržuje stabilní pozici. Soustruhy SSK jsou moderní dvoustožanové víceúčelové obráběcí stroje. Soustruhy jsou vhodné jak pro hrubování tak pro přesné obrábění. Tento model má lineární propojení motoru s vřetenem nástroje. [4]



Obr. 3. Soustruh SSK - 16 společnosti Omos.[4]

Tab. 1 Parametry soustruhu SSK 16 [4]

Výkon motoru [kW]	Max. otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Max. kroutící moment [Nm]
18	2500/3000	72/60

### Společnost Pietrocnaghi:

Jedná se o zahraniční společnost, která se zabývá vývojem a výrobou vertikálních obráběcích center při obrábění středních až větších polotovarů. Pohon mezi motorem a vřetenem nástroje je řešen. Celá konstrukce náhonu je nesena jeřábem (při vyšších rozměrech polotovaru), nebo vedena suporty na nosné konstrukci. Příklad vertikálního obráběcího centra Pietrocnaghi (Obr. 4).[5]



Obr. 4. Vertikální obráběcí centrum společnosti Pietro Carnaghi.[5]

### **Společnost TDZ Turn**

Tato společnost se zabývá výrobou CNC vertikálních soustruhů. Mezi jejich produkty patří soustruhy VLC 2000, které jsou určeny k soustružení obrobků kusové až středně sériové výroby. Soustruhy jsou jednostranné a umožňují vrtání, frézování, řezání závitu.[6]



Obr. 5. Jednostojanový soustruh VLC 2000 [6]

### **Společnost Toshulin**

Na Českém trhu patří mezi významné výrobce společnost Toshulin. Společnost se zabývá výrobou vertikálních soustruhů a svislých obráběcích center. Výrobky realizují přesné obrábění v průměrech desek 800 - 6000 [mm], dle individuálních požadavků zákazníka. Doposud vyrobili na 13 500 strojů. Společnost využívá kombinaci zpřevodování pohonu s vřetem nástrojů nebo lineární spojení.[18]



Obr. 6. Výkonové obrábění velkorozměrových dílců [18]

## **1.5 Zhodnocení rešerše**

Z výčtu výše uvedených společností je patrné, že výrobců vertikálních obráběcích center je mnoho. Všechny tyto společnosti volily lineární uspořádání motoru s vřeteníkem nástrojů. Při tomto řešení se však zvyšují celkové rozměry strojů a v některých případech nesplňují rozměrové požadavky daných výrobních prostor.

## 1.6 Požadavkový list

Pro správné navržení zařízení je vhodné připravit požadavkový list tzv. specifikovat zadání úkolu. Hlavním úkolem je specifikace požadavků dané problematiky a rozdělení priorit zákazníka nebo v našem případě požadované konstrukce. Tato specifikace by měly být prioritou a napomáhat při řešení daného problému.

Tab.2 . Specifikace požadavků

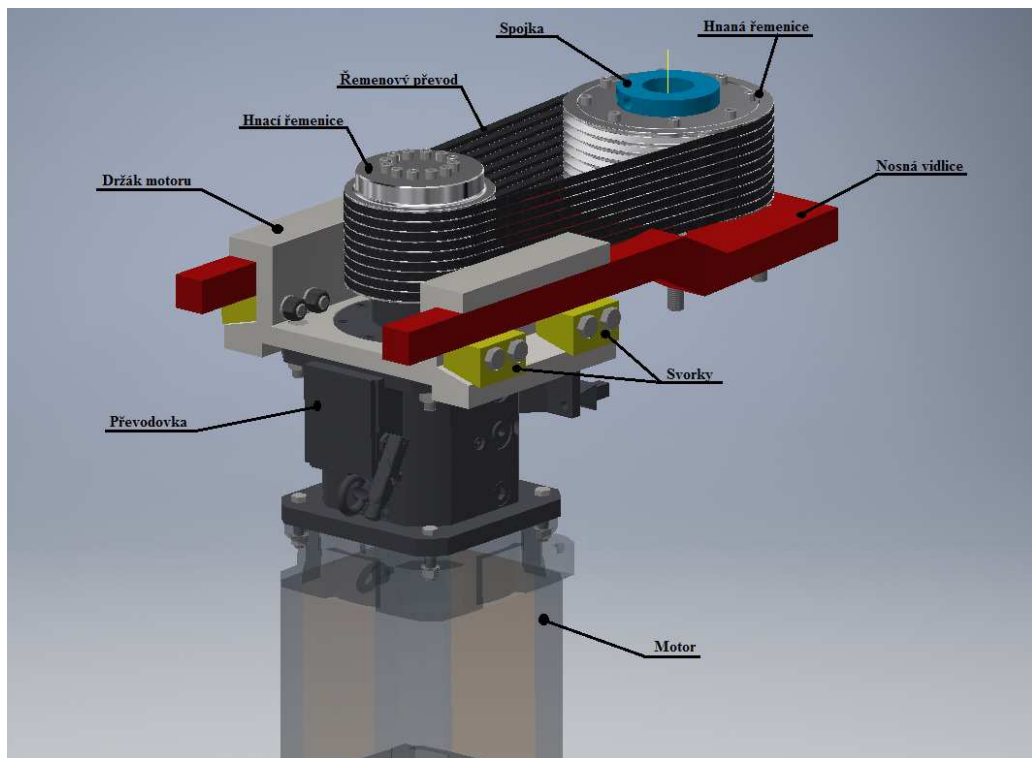
Specifikace požadavků:		Požadavek	přání
FUNKCE:	Přenos výkonu max. 37 kW	x	
	Max. otáčky na hnací hřídeli 5600min <sup>-1</sup>	x	
	Max. otáčky na hnané hřídeli 4000min <sup>-1</sup>	x	
	Výstupní moment max. 1500 Nm	x	
	Osová vzdálenost 550 mm ±5 %	x	
PŘENOS ENERGIE:	Ekonomické a spolehlivé	x	
	Jemné		x
PROSTŘEDÍ:	mírně znečištěné	x	
	Provozní teplota -10°C až 120°C	x	
	Místo použití – Halová výroba	x	
	Míra používání – střední až vysoká	x	
	Minimální údržba	x	
	Žádná údržba		x
BEZPEČNOST:	Při manipulaci	x	
	Proti poranění	x	
	Proti přetížení	x	
	Nízká hlučnost	x	
	Maximální hmotnost	x	
PŘEDPISY A NORMY:	Neporušení patentu	x	
	Držet se norem	x	
MANIPULACE:	jednoduchá		x
	Jednoduchá výměna po opotřebení	x	
	Dobry přístup pro servis	x	

	nejmenší prostorové řešení		x
VÝROBA:	malá série	x	
EKONOMIE:	Nízká výrobní cena	x	
	Nízké náklady na údržbu	x	
EKOLOGIČNOST:	Šetrné k životnímu prostředí	x	
ŽIVOTNOST:	Minimálně 3 let	x	
VZHLED:	Uspokojivé tvary	x	
	Stabilita a pevnost rámu	x	
	Povrch necitlivý k prostředí vhodný k čištění	x	
DISTRIBUCE:	Jednoduché skládání a rozebírání	x	
	Minimální skladovací prostory		x
RECYKLACE:	Jednoduchá montáž, demontáž	x	

## 2 NÁVRH HNACÍ ČÁSTI POHONU

Cílem této bakalářské práce je navrhnout pohon rotačních nástrojů svislého obráběcího centra. Dle zadání vyplývá, že hnané vřeteno rotačních nástrojů se nachází ve vzdálenosti  $550 \text{ mm} \pm 5\%$  od hnací hřídele z motoru. Propojení těchto hřídeli je řešeno v souladu se vstupními a výstupními parametry. Parametry rozumíme otáčky a kroutící moment. Otáčky a momenty jsou přenášeny pomocí mechanického převodu. Navržený pohon bude propojen svěrným spojením s nosnou vidlicí, která je připevněna ke smykadlu stroje.

Abychom splnili zadané výstupní parametry v celém rozsahu ( $1500 \text{ Nm}$  a  $4000 \text{ min}^{-1}$ ), je nutné vstupní otáčky zpřevodovat. Návrhem tedy bude volba převodovky. Dalším bodem práce je návrh motoru, který bude splňovat požadované parametry. Vstupními parametry pro návrh motoru jsou výkon a kroutící moment na výstupní hřídeli vřetene. Posledním návrhem je volba zpřevodování mezi hnací a hnanou částí.



Obr. 6. Celková struktura uložení pohonu

### **Výpočty potřebné pro návrh pohonu:**

Převodový poměr mezi hnací a hnanou částí:

$$i_{\bar{r}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5600}{4000} = 1,4 \quad [1] \quad (1)$$

kde  $i_{\bar{r}}$  ..... převodový poměr řemene [1]

$n_1$ ..... otáčky hnací řemenice [ $\text{min}^{-1}$ ]

$n_2$ ..... otáčky hnané řemenice [ $\text{min}^{-1}$ ]

Celkový převod při přenosu kroutícího momentu:

$$i_{c2} = i_{\bar{r}} \cdot i_{p\bar{r}} = 1,4 \cdot 4 = 5,6 \quad [1] \quad (2)$$

kde:  $i_{c2}$  ..... celkový převod [1]

$i_{p\bar{r}}$  ..... převodový poměr převodovky [1]

Celkový převod při přenosu otáček:

$$i_{c1} = i_{\bar{r}} \cdot i_{p\bar{r}} = 1,4 \cdot 1 = 1,4 \quad [1] \quad (3)$$

kde:  $i_{c1}$  ..... celkový převod při nejvyšších otáčkách [1]

Jelikož se pohon skládá z dvourychlostní převodovky s převodem 1:4 je celkový převod rozdělen do převodu při nejvyšším kroutícím momentu a otáček.

Moment na výstupní hřídeli motoru:

$$Mk_2 = \frac{Mk_1}{\eta_{kl}^2 \cdot i_{c2} \cdot \eta_{\tilde{R}} \cdot \eta_L \cdot \eta_{P\tilde{r}}} = \frac{1500}{0,99^2 \cdot 5,6 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95} = 299,5 \text{ [Nm]} \quad (4)$$

kde:  $Mk_2$  ..... kroutící moment na výstupní hřídeli motoru [Nm]

$Mk_1$  ..... kroutící moment na výstupní hřídeli [Nm]

$\eta_{\tilde{R}}$  ..... účinnost řemenového převodu [1]

$\eta_{kl}^2$  ..... účinnost dvou kuličkových ložisek [1]

$\eta_L^2$  ..... účinnost dvou válečkových ložisek [1]

$\eta_{P\tilde{r}}$  ..... účinnost převodovky [1]

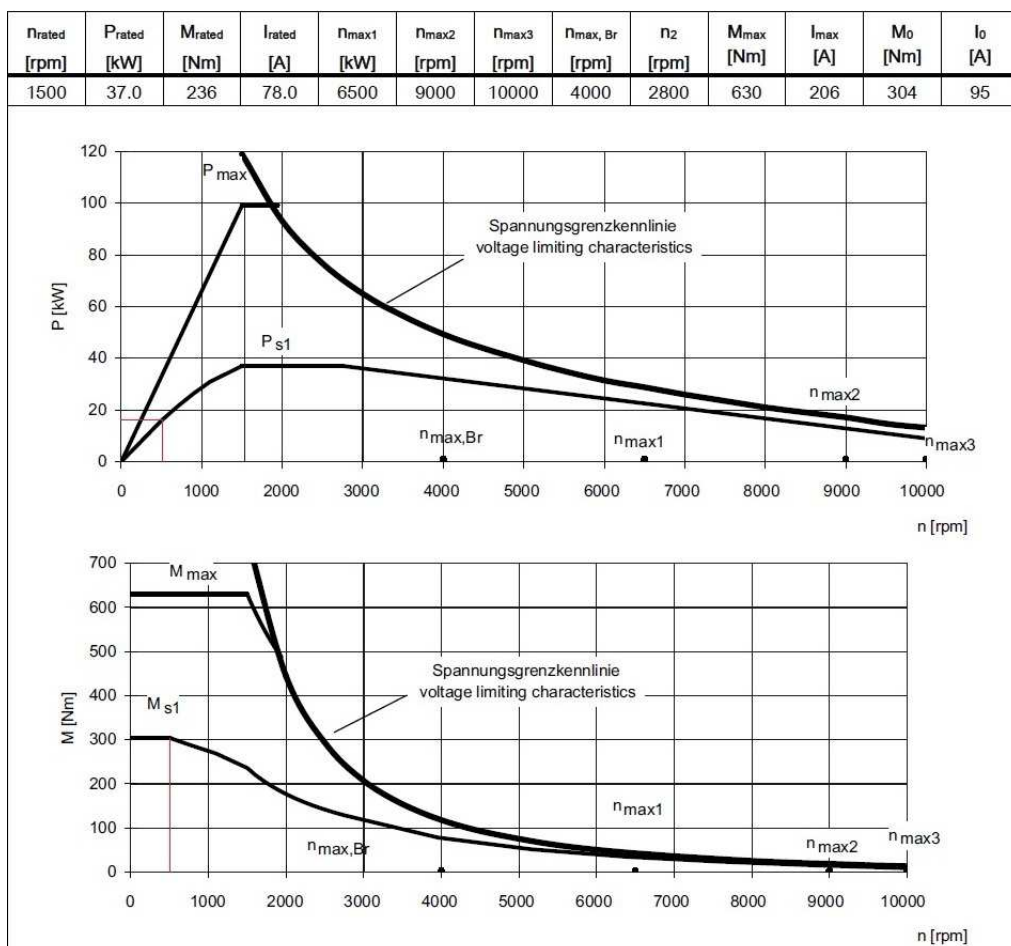
## 2.1 Návrh motoru

Podle přenášeného maximálního výkonu (37 kW) navrhují asynchronní servomotor Siemens 1PH8165-1HF03-1BA1. (Obr. 7. ) s vestavěným chlazením pomocí ventilátoru. Předností tohoto motoru je velikost příruby výstupní hřídele, která pasuje do převodovek společnosti Stöber. Parametry motoru jsou uvedeny níže viz (Obr. 7. ) [7]



Obr. 7. motor Siemens  
1PH8165-1HF03-1BA1 [7]





Obr. 8. Parametry a rychlostní charakteristika motoru SIEMENS.[8]

Z rychlostní charakteristiky je patrné že motor je schopen vyvolat moment 300 Nm.

Předběžná kontrola motoru na požadovaný moment:

$$Mk_2 = Mk_m \cdot i_{c1} = 300 \cdot 5,6 = 1\,680 \text{ [Nm]} \quad (5)$$

Zvolený motor vyhovuje  $1680 > 1500$  (bez uvažování účinnosti)

Z rychlostní charakteristiky motoru vyplývá že momentu  $Mk_2$  je dosaženo přibližně při  $500 \text{ min}^{-1}$ .

Výkon motoru při  $Mk_2$ :

$$P_m = Mk_2 \cdot \omega_m = Mk_2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{60} = 300 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 500}{60} = 15,71 \text{ [kW]} \quad (6)$$

kde:  $P_m$  ..... výkon motoru při  $Mk_2$  [kW]

$\omega_m$  ..... obvodová rychlost hřídele motoru [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$n_m$  ..... otáčky hřídele motoru [ $\text{min}^{-1}$ ]

Přenášený výkon hnací řemenici:

$$P_{\dot{r}} = P_m \cdot \eta_{P\dot{r}} \cdot \eta_L^2 = 15\,707 \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 14,62 \text{ [kW]} \quad (7)$$

kde:  $P_{\dot{r}}$  ..... výkon na hnací řemenici [kW]

Přenášený moment hnací řemenici:

$$Mk_{\dot{r}} = \frac{P_{\dot{r}}}{\omega_{\dot{r}}} = \frac{P_{\dot{r}}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{r}}}{60}} = \frac{14624}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 125}{60}} = 1117,19 \text{ [Nm]} \quad (8)$$

kde:  $\omega_{\dot{r}}$  ..... obvodová rychlost hřídele hnací řemenice [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$n_{\dot{r}}$  ..... otáčky hnací řemenice při převodu  $i=4$  [ $\text{min}^{-1}$ ]

$Mk_{\dot{r}}$  ..... Přenášený moment hnací řemenici [Nm]

## 2.2 Návrh Převodovky

Pro přenos otáček a kroutícího momentu navrhuji dvourychlostní planetovou převodovku společnosti REM-Technik s.r.o. Tyto převodovky disponují inovativní konstrukcí zvyšující účinnost pohonů včetně obráběcích strojů. Dvourychlostní převodovka zajišťuje přesné obrábění jak při vysokých otáčkách tak i pro hrubé obrábění s vysokým řezným výkonem. Dále zajišťuje klidný a plynulý chod díky šikmému ozubení převodu.

Tato převodovka byla zvolena díky dvourychlostnímu převodu, který vyhovuje jak přenosu vysokých otáček tak přenosu velkého kroutícího momentu při otáčkách nízkých. Volený typ PS 3001 ME s převodovým poměrem  $i = 1:4$ . U této převodovky se můžeme setkat s netradičním provedením výstupní hřídele, která je opatřena přírubou s vyvrtanými otvory pro šrouby. Toto provedení bylo použito pro upevnění hnací řemenice. Další výhodou této převodovky je její spojení s motorem. Toho je docíleno pomocí totožných spojovacích přírub.[9]



Obr. 9. Planetová převodovka PS3001 ME[9]

Tab. 3 Parametry převodovky[9]

Jmenovitý výkon	-	-	-	47 kW
Převod	i=1	i=4	i=5	jednotky
Jmenovitý moment	300	1200	1375	Nm
Max. otáčky	10000	6300	6300	min <sup>-1</sup>
Max. moment	400	1600	2200	Nm

## 2.3 Variantní řešení převodu

### 2.3.1 Varianta č.1 Klínový řemen:

Jako první varianta byl zvolen klínový řemen QuadPower III - XPA . Tyto řemeny disponují vysokou účinností, odolností vůči odření, opotřebením, ohebností a plynulostí chodu. Jedná se o řemen úzký řezaný s vnitřním vroubkováním. Tažný kord řemene je vyroben z vláken polyesteru, jehož vlastnosti dodávají řemenu vysokou odolnost proti rázům a překroucení. Další částí řemene je klín, který je vyroben z kaučuku polychloroprénu. Tento materiál vykazuje výbornou odolnost vůči ohybu, odolnost vůči olejům a dalším chemickým látkám a zachovává si své vlastnosti při změně teplot. Odolnost proti otěru a opotřebením vyznačuje se tichým a klidným chodem v rozsahu teplot -40°C až 110°C. Výjimečná pružnost tažného kordu poskytuje řemenu výborné vlastnosti při střídavém ohybu.[1]



Obr. 10. Klínový řemen Quad Power III - XPA [10]

### 2.3.2 Varianta č.2 Ozubený řemen:

Druhou variantou řešeného převodu je řemen ozubený PowerGrip GT3 - 14MGT. Ozubené řemeny GT3 jsou vyrobeny z nejmodernějších materiálů. Řemen je složen z inovativní neoprenové směsi s tažnými kordy ze skleněných vláken. Zuby a hřbet jsou vyrobeny s elastomeru a nylonové tkaniny. Hřbet chrání řemen proti okolnímu prostředí a proti opotřebení. Tento řemen je vhodný pro kompaktní, lehké, ekonomické pohony pro přesné polohování, ale i pro pohony obráběcích strojů a strojů papírenského a textilního průmyslu. Řemen není nutno mazat a disponuje dlouhou životností při teplotě -30 °C až 100 °C. []



Obr.11. Ozubený řemen PowerGrip GT3 - 14MGT [11]

### 2.3.3 Volba převodu dle hodnotících kritérií:

Tab. 4 Kritéria volby převodu ( známkování 1- výborný, 5 - nedostačující)

Hodnotící kritéria	Typy převodu	
	QuadPower III - XPA	PowerGrip GT3 - 14MGT
Náchylnost na teploty	1	2
Velikost řemene	1	1
Velikost řemenic	1	1
Hlučnost	1	3
Bezpečnost proti přetížení	1	2
Nutnost napínání	3	1
Jištění řemene	1	3
Údržba	2	1
Montáž demontáž	2	2
Náklady	1	2
Shrnutí	14	18

#### 1. Varianta:

Klínový řemen QuadPower III - XPA je dle hodnotících kritérií vhodnější a to z několik hledisek. Náklady na pořízení řemene a výrobu řemenic jsou nižší než u řemenů ozubených. Řemen není nutno jistit, protože je veden v drážkách řemenic. Hlavní výhodou tohoto řemene je jeho nízká provozní hlučnost.

#### 2. Varianta:

Ozubený řemen PowerGrip GT3 - 14MGT je dle hodnotících kritérií méně vhodný. Ačkoli u něj nejsou kladeny nároky na údržbu a napínání je tento řemen nevhodný hlavně kvůli zvýšené provozní hlučnosti při vyšších rychlostech.

## 2.4 Návrh řemene

Z vybraných variant byl zvolen Klínový řemen QuadPower III - XPA a to z důvodu nízkých pořizovacích nákladů, nízké hlučnosti při vyšších rychlostech a celkově lepší vhodnosti. Návrh počtu řemenů, velikosti řemenic a zatěžující síly byl proveden v programu DesignFlex od společnosti Gates. Vstupními parametry byl vypočtený výkon  $P_f = 14,64$  [kW], osová vzdálenost 550 [mm]  $\pm 5\%$ , rychlost řemenic 125 [ $\text{min}^{-1}$ ] a 90 [ $\text{min}^{-1}$ ] a převodový poměr  $i_f = 1,4$  [1] viz (Obr. 12.).

### Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu Design Flex

VSTUP		Info. o pohonu	Hnací	Hnaný	
Poměr otáček:	1,40 Do pomala		Otáčky za minutu:	125,0	89,3 +/-4%
Výkon motoru:	13 kW, Účinnost: 92,00%		Maximální obvodová rychlost:	33 m / s	33 m / s
Provozní faktor:	1,2				
Konstr. výkon:	15,6 kW (25000 h)				
Středová vzdálenost:	550 mm +/-5%		Kontrolovaná pouzdra:	Taper-Lock, Minimální díra	
Stand. motoru:	Elektrický motor		Kontrolované řemeny:	QuadPower III	
				Jednotlivé řemeny, Pásma,	
ZVOLENÝ POHON					
Typ řemene:	<b>QuadPower III - XPA</b>	Počet drážek / žeber:	<b>Řemen</b>	<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>
			9		
Poměr otáček:	<b>1,42 Do pomala</b>	Díl č.:	9-XPA1900	212,0 mm Refer.	300,0 mm Refer.
Rychlost hnaná:	<b>88,3</b>	Produkt č.:	9634-01900	Neskladová položka	Neskladová položka
Nominální výkon:	<b>14,88 kW</b>	Horní šířka:	--	--	--
Na hřídel:	<b>14543 N</b>	Hmotnost:	1,6 kg	--	--
Středová vzdálenost:	546,1 mm	Obv. rychl. m/s:	1,4 m / s	1,4 m / s	1,4 m / s
Instalační tolerance:	<b>521,1 mm až 581,1 mm</b>	Otáčky za minutu:	43,8	125,0	88,3
		Pouzdro položka č.:	--	--	--
		Díra:	--	--	--
		Roztečný průměr:	--	212,0 mm	300,0 mm
NAPĚTÍ					
		<b>Nový řemen</b>	<b>Použitý řemen</b>		
Statické napětí (na drážku/žebr):		1030 až 1104 N	883 až 957 N		
Statický Belt Pull (Celková síla):		18487 až 19808 N	15846 až 17167 N		
Průhyb na drážku/žebr:		5,00 mm	5,00 mm		
Síla v průhybu na drážku/žebr:		4,2 až 4,5 kgf	3,6 až 3,9 kgf		
Sonic - měřič napětí:		1030 až 1104 N	883 až 957 N		
Frekvence řemene:		104 až 108 Hz	96 až 100 Hz		
Nastavení Sonicu:		Hmoty 80,19g / m, Šířka: 1 mm/#R, Rozpětí: 544 mm			

Obr. 12. Výpočet řemene v programu DesignFlex

Z uvedeného výpočtu vyplývá nutnost použití devíti řemenů. Navrhují tedy řemen 9-XPA1900. Nominální výkon řemenů je 14,88 [kW], tento parametr vyhovuje dodávanému výkonu z motoru  $P_f = 14,62$  [kW]. Dalším důležitým parametrem je zvolený průměr roztečné hnací řemenice  $D_1 = 212$  [mm]. Průměr hnané řemenice je nutno přepočítat pro převodový poměr. Z výpočtu je také patrná skutečná osová vzdálenost 546,1 [mm]. Pro instalaci řemene je nutno zajistit posouvání řemenice v min. rozsahu 521,1 až 581,1 [mm]. Rozsah zajišťuje potřebné napínání řemene, které je řešeno změnou osové

vzdálenosti. Dále byla v programu vypočtena síla namáhající ložiska. Z této síly jsou v kapitole níže vypočteny a navrženy ložiska na hnané hřídeli.

Přepočet průměru hnané řemenice:

$$D_2 = D_1 \cdot i_{\dot{\gamma}} = 212 \cdot 1,4 = 296,8 \text{ [mm]} \quad (9)$$

kde  $D_1$  ..... Průměr hnací řemenice [mm]

$D_2$  ..... Průměr hnané řemenice [mm]

Hnaná řemenice bude průměru 296,8 [mm] pro dosažení požadovaných otáček 4000 [min<sup>-1</sup>].

Hnací a hnaná řemenice nejsou katalogizovány, proto byl proveden vlastní návrh řemenic viz. (příloha č. 2. a 3.).

Kontrola při rychlosti 5600 [min<sup>-1</sup>] byla také provedena v programu DesignFlex. Protože tento program nepodporuje vkládání více než 5 řemenů XPA, byl výpočet proveden pouze pro jeden řemen. Vstupními parametry jsou výkon motoru 25 [kW] při otáčkách 5600 [min<sup>-1</sup>] viz (Obr.8.), otáčky řemenic 5600 [min<sup>-1</sup>] a 4000 [min<sup>-1</sup>] při převodovém poměru 1,4 a osová vzdálenosti 550 [mm] ± 5% . Z (Obr. 13.) je patrná radiální síla na hřídel 624 [N], která namáhá ložiska. Při zvyšování počtu řemenů se zvyšuje pouze celková síla (předepínací síla) a to v řádu 770 [N] za každý přidaný řemen. Napínací sílu při devíti řemenech lze tedy odvodit. Při počtu 9 řemenů je výsledná síla namáhající ložiska stále 625 [N] (dle programu). Pro návrh ložisek budu počítat se silou 14 543 [N].

$$F_{np} = F_{n1} + (x_{\dot{\gamma}} \cdot 770) = 1620 + (8 \cdot 770) = 7 780 \text{ [N]} \quad (10)$$

kde  $F_{n1}$  ..... napínací síla při 1 řemenu dle (Obr. 13.) [N]

$F_{np}$  ..... celková napínací síla [N]

$x_{\dot{\gamma}}$  ..... počet dalších řemenů [1]

## Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

### Design Flex

VSTUP		Info. o pohonu	Hnací	Hnaný
Poměr otáček:	1,40 Do pomala	Otáčky za minutu:	5600,0	4000,0 +/-4%
Výkon motoru:	25 kW, Účinnost: 92,00%	Maximální obvodová rychlost:	80 m / s	80 m / s
Provozní faktor:	1,2			
Konstr. výkon:	30 kW (25000 h)			
Středová vzdálenost:	550 mm +/-5%	Kontrolovaná pouzdra:	Taper-Lock, Minimální díra	
Stand. motoru:	Elektrický motor	Kontrolované řemeny:	QuadPower III Jednotlivé řemeny, Pásma,	
ZVOLENÝ POHON				
Typ řemene:	<b>QuadPower III - XPA</b>	<b>Řemen</b>	<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>
		Díl č.:	1-XPA1900	1 SPA 212
		Produkt č.:	9634-01900	Neskladová položka
Poměr otáček:	<b>1,42 Do pomala</b>	Horní šířka:	--	nelze použít
Rychlost hnaná:	<b>3957,3</b>	Hmotnost:	176 g	--
Nominální výkon:	<b>32,19 kW</b>	Obv. rychl. m/s:	62,2 m / s	62,2 m / s
Na hřídel:	<b>624 N</b>	Otáčky za minutu:	1962,9	3957,3
Středová vzdálenost:	546,1 mm	Pouzdro položka č.:	--	--
Instalační tolerance:	<b>521,1 mm až 581,1 mm</b>	Díra:	--	--
		Rozečtný průměr:	212,0 mm	300,0 mm
NAPĚTÍ				
		<b>Nový řemen</b>	<b>Použitý řemen</b>	
Statické napětí (na drážku/žebro):		759 až 813 N	650 až 704 N	
Statický Belt Pull (Celková síla):		1512 až 1620 N	1296 až 1404 N	
Průhyb na drážku/žebro:		5,00 mm	5,00 mm	
Síla v průhybu na drážku/žebro:		3,1 až 3,3 kgf	2,7 až 2,9 kgf	
Sonic - měřič napětí:		759 až 813 N	650 až 704 N	
Frekvence řemene:		89 až 93 Hz	83 až 86 Hz	
		Nastavení Sonicu: Hmota 80,19g / m, Šířka: 1 mm/#R, Rozpětí: 544 mm		

Obr. 13. Výpočet řemene v programu DesignFlex při 5600 min<sup>-1</sup>

## 2.5 Kontrola ložisek převodovky:

Ze zvoleného řemenového převodu vyplývá zatížení na hřídel a namáhání ložisek. Podle katalogu výrobce převodovky Stöeber bude provedena kontrola válečkových ložisek pod hnací řemenici.

Celková síla na hřídel dle katalogu Stöeber [12] :

$$F_{rS} = \frac{F_r}{\sqrt[3]{\frac{n_f}{300}}} = \frac{14\,543}{\sqrt[3]{\frac{125}{300}}} = 19\,471,13 \text{ [N]} \quad (11)$$

kde:  $F_{rS}$  ..... Síla na ložiska dle katalogu Stöebera [N]

$F_r$  ..... Radiální síla (viz Obr. 11.) [N]

Přípustný točivý moment dle (Obr. 14.) :

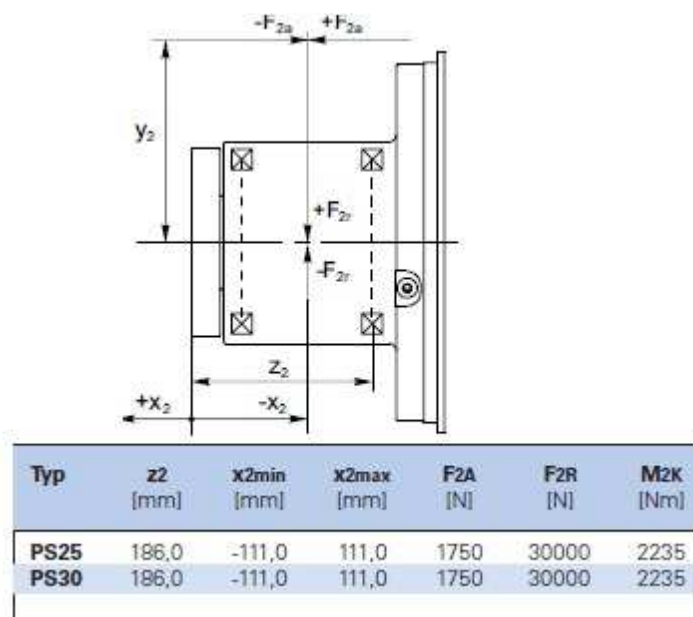
Axiální síla je malá, proto jí můžeme zanedbat.

$$M_{kS} = \frac{F_a \cdot y + F_{rS} \cdot (x_2 + z_2)}{1000} = \frac{0 + 19\,471 \cdot (-75 + 186)}{1000} = 2161,28 \text{ [Nm]} \quad (12)$$



$$2161,28 < 2235$$

$$M_{kS} < M_{2k}$$

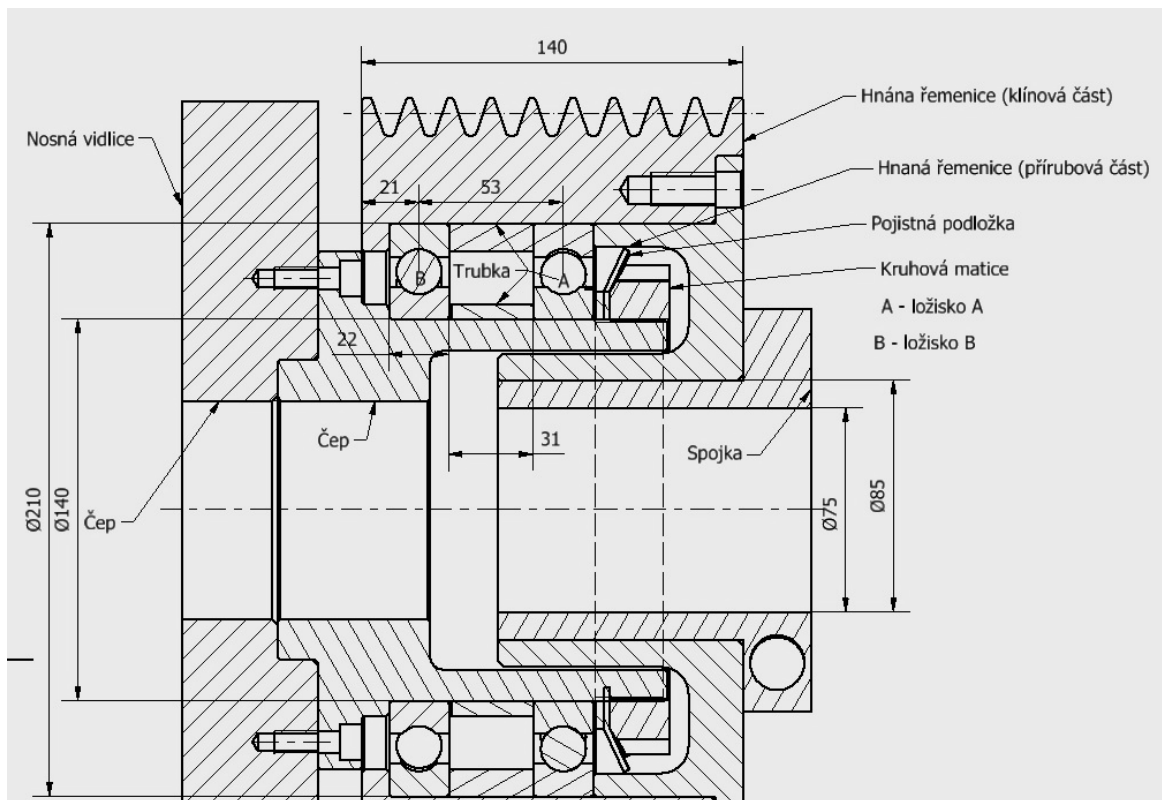


Obr. 14. Přehled uložení ložisek v převodovce a jejich dovolené hodnoty v závislosti na působení síly  $F_r$ . [12]

podmínka splněna

### 3 NÁVRH HANÉ ČÁSTI POHONU.

Hnaná část pohonu se skládá z hnané řemenice, která je uložena v ložiscích. Hnaná řemenice se skládá ze dvou částí, klínových drážek a příruby, tyto části jsou k sobě připojeny pomocí šroubů. Převod kroutícího momentu je zajištěn spojkou. Ložiska jsou uložena na čepu pod řemenicí, a ten je zajištěn šrouby k nosné vidlici. Nosná vidlice je ke smykadlu stroje pevně přišroubovaná.



Obr. 15. Přehledné uložení jednotlivých částí hnaného prvku.

### 3.1 Návrh válcového konce hřídele pod řemenicí:

Na válcovém konci hřídele je uložena spojka, která spojuje hřídel s řemenicí. Na tuto hřídel působí kroutící moment a obvodová síla z řemenice. Pro návrh použijeme výpočet podle redukovaného napětí metody HMH.

Obvodová síla:

$$F_o = \frac{Mk_1}{\frac{D}{2}} = \frac{2 \cdot 1500}{0,2968} = 10\,107,82 \text{ [N]} \quad (13)$$

kde:  $F_o$  ..... obvodová síla hnané řemenice [N]

Ohybový moment:

$$M_o = F_o \cdot l_1 = 10\,107,82 \cdot 250 = 2\,526\,954,18 \text{ [Nmm]} \quad (14)$$

kde:  $M_o$  ..... ohybový moment [Nmm]

$l_1$  ..... délka válcového konce hřídele [mm]

Délku  $l_1$  volím orientačně, jelikož nenavrhuji celou hřídel. Délka 250 mm přesahuje celkovou délku mnou navrhovaných součástí.

Redukovaný moment:

$$M_{ored} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{2\,526\,954,18^2 + 0,75 \cdot 1\,500\,000^2} =$$
$$= 2\,530\,290,98 \text{ [Nmm]} \quad (15)$$

kde:  $M_{ored}$  ..... redukovaný moment [Nmm]

Materiál hřídele volím 11 600. Tomuto materiálu odpovídá dovolené napětí [17 ,str. 54.]

$\sigma_{Do} = (85 \div 115) \text{ MPa}$ .

Průřezový modul a průměr hřídele: (dovolené napětí volím 85 MPa)

$$\sigma_o = \frac{M_{ored}}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ored}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{Do}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2\,530\,290,98}{\pi \cdot 85}} = 67,18 \text{ [mm]} \quad (16)$$

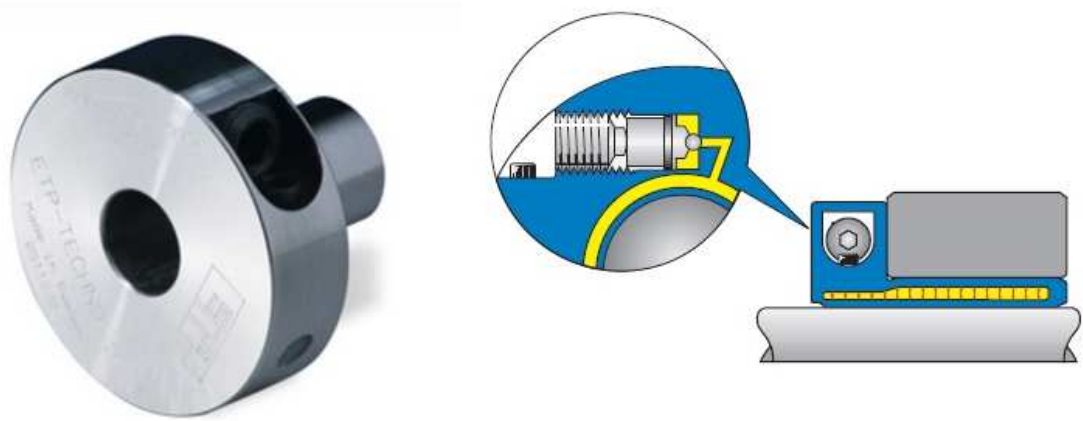
kde: d ..... průměr hřídele [mm]

$\sigma_{Do}$ .....dovolené napětí v ohybu (střídavé) [MPa]

Průměr hřídele pod hnanou řemenicí volím 75 [mm]. Tento průměr je kvůli volbě nejnižšího dovoleného napětí dostačující. V případě nutnosti zmenšení průměru hřídele je třeba volit materiály s vyšším dovoleným napětím.

## 3.2 Návrh spojky:

Spojka zajišťuje přenos momentu z řemenice na hřídel. Mezi hlavní výhody spojek patří bezvrubové spojení součástí, snadná montáž a údržba. Volím hydraulickou spojku ETP-TECHNO společnosti Lenze Selection. Přenos momentu v této spojce je zajištěn tlakem kapaliny. Tlak je vyvinut zašroubováním šroubku, který vtlačí kapalinu do dutiny uprostřed spojky a zajistí pevný spoj. (viz Obr. 15.) [13]



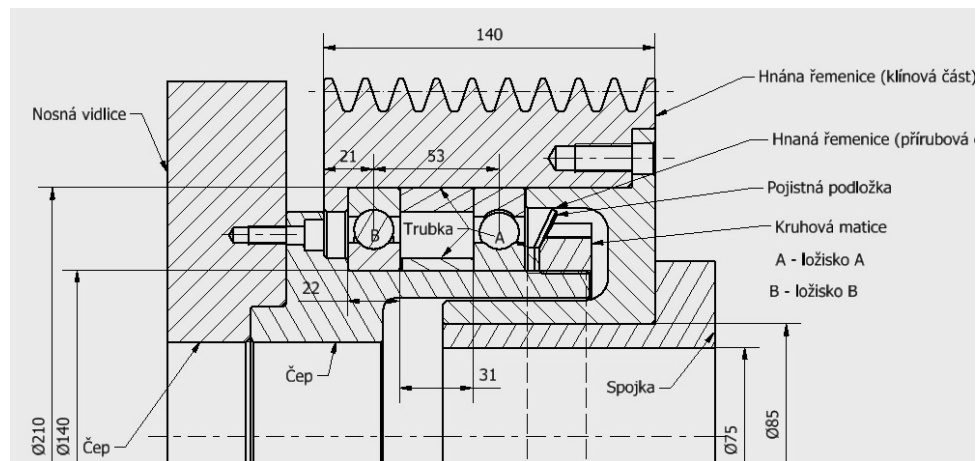
Obr. 16. Spojka ETP-TECHNO a princip její činnosti [14]:

Tab. 5 Parametry spojky ETP -TECHNO[14]

ETP-TECHNO®	Dimensions						Transmittable			Screws				Polar moment of inertia $J$ $\text{kgm}^2 \cdot 10^{-3}$	Weight kg
	d mm	D mm	D <sub>1</sub> mm	D <sub>2</sub> * mm	L mm	L <sub>1</sub> mm	Torque T Nm	axial force F <sub>A</sub> kN	radial force F <sub>R</sub> kN	Dim.	R mm	N mm	T <sub>t</sub> Nm		
70	70	90	140	149	85	110	7000	158	13	M20	53	10	40	8,9	3,85
75	75	95	147	158	90	115	8600	183	14	M20	55,3	10	40	12	4,20
80	80	100	156	168	95	123	10900	218	15	M22	58,7	10	60	15	4,85

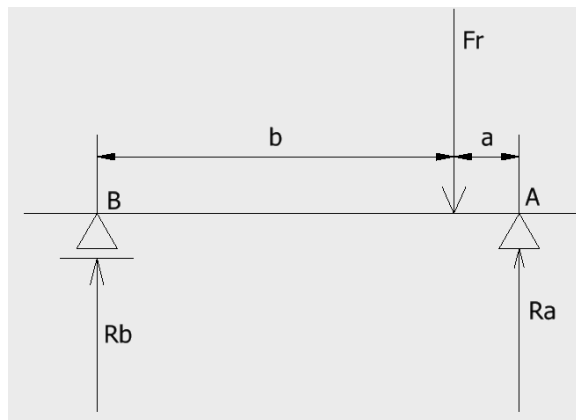
### 3.3 Návrh ložisek:

Ložiska přenáší radiální sílu z řemenice do rámu stroje. Ložiska jsou nasazena na čep, který je spojen s nosnou vidlicí. Pojištění proti pohybu a vedení ložiska B je na vnitřním kroužku zajištěno čepem z levé strany a trubkou z pravé strany. Vnější kroužek je ze strany levé zajištěn výstupkem z řemenice, ze strany pravé opět trubkou. Vnější kroužek ložiska A je zajištěn stejnou trubkou z levé strany a přírubou z pravé strany. Vnitřní kroužek je z levé strany zajištěn stejnou trubkou jako ložisko B a ze strany pravé je zajištěn trubkou pod kruhovou maticí. Oba vnitřní kroužky jsou uloženy s vůlí v axiálním směru. (viz. Obr. 17.).



Obr. 17. Uložení ložisek na čepu

Výpočet reakcí v podporách:



Obr. 18. Reakce v podporách

$$a = 4 \text{ [mm]}, b = 49 \text{ [mm]}$$

Celková radiální síla na hřídel při rozběhu (dle Obr.12.)  $F_r = 14\,543 \text{ [N]}$



$$R_b \cdot (b + a) - F_r \cdot a = 0$$

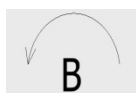
$$R_b = \frac{F_r \cdot a}{(b+a)} = \frac{14\,543 \cdot 4}{49+4} = 1\,118,69 \text{ [N]}$$

(17)

kde:  $R_b$  ..... Reakce v podpoře B [N]

$a$  ..... vzdálenost k podpoře A od působivé síly [mm]

$b$  ..... vzdálenost k podpoře B od působivé síly [mm]



$$R_a \cdot (a + b) - F_r \cdot b = 0$$

$$R_a = \frac{F_r \cdot b}{(a+b)} = \frac{14\,543 \cdot 49}{(49+4)} = 13\,424,31 \text{ [N]} \quad (18)$$

kde:  $R_a$  ..... Reakce v podpoře A [N]

Návrh ložisek:

Dle návrhu čepu  $d_\zeta = 140$  [mm] volím z katalogu SKF [15] kuličkové ložisko 16028, jehož parametry jsou:  $\varnothing D_L = 210$  [mm],  $B_L = 22$  [mm],  $C = 80\,600$  [N],

$$C_0 = 86\,500 \text{ [N]}$$

kde  $D_L$  ..... Vnější průměr ložiska [mm]

$B_L$  ..... Šířka ložiska [mm]

$C$  ..... dynamická únosnost ložiska [N]

$C_0$  ..... Statická únosnost ložiska [N]

Pro výpočet ložisek uvažuji celkovou radiální sílu na hřídel  $F_r = 14\,543$  [N] při  $90$  [ $\text{min}^{-1}$ ] na hnané řemenici. Tato síla je také největší vyvozenou silou celé soustavy. Ložisko kontroluji v místě A, kde je vyvozeno největší zatížení.

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

Viz [17], str. 506 tab. 3. součinitel radiálního zatížení pro kuličková ložiska  $X = 1$

$$P_{rad} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

V našem případě je největší radiální zatížení v reakci  $R_a$ , axiální síly jsou zanedbatelné.

$$P_{rad} = X \cdot R_a + Y \cdot F_a = 1 \cdot 13\,424,31 + 0 = 13\,424,31 \text{ [N]} \quad (19)$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_{rad}} \right)^q = \left( \frac{80\,600}{13\,424,31} \right)^3 = 216,43 \text{ [mil}^{-1}\text{]} \quad (20)$$

kde:  $L_{10}$  ..... základní trvanlivost [ $\text{mil}^{-1}$ ]

$q$  ..... součinitel styku ploch ( 3 - bodový styk,  $10/3$  - čárový styk )

Trvanlivost v hodinách:

$$L_h = L_{10} \cdot \frac{10^6}{\pi \cdot n_h} = 216,43 \cdot \frac{10^6}{\pi \cdot 90} = 765\,464 \text{ [h]} \quad (21)$$

kde:  $L_h$  ..... základní trvanlivost [h]

$n_h$  ..... otáčky hnané řemenice [ $\text{min}^{-1}$ ]

Trvanlivost ložiska vyhovuje.

Statická bezpečnost ložisek:

Nebude-li vřetenou provádět obráběcí proces a bude v klidovém stavu, bude na ložiska působit stálá síla od předpětí řemene. Z tohoto důvodu je třeba provést kontrolu ložisek na statickou bezpečnost.

Bezpečnost ložisek při statickém zatížení:

Síla od předpětí řemene je odvozena z (Obr.12.), kde je označena jako Celková síla.

$$s_o = \frac{C_o}{P_r} = \frac{86\,500}{19000} = 4,55 \text{ [1]} \quad (22)$$

kde:  $P_r$  ..... síla vyvozena předpětím řemenu [N],

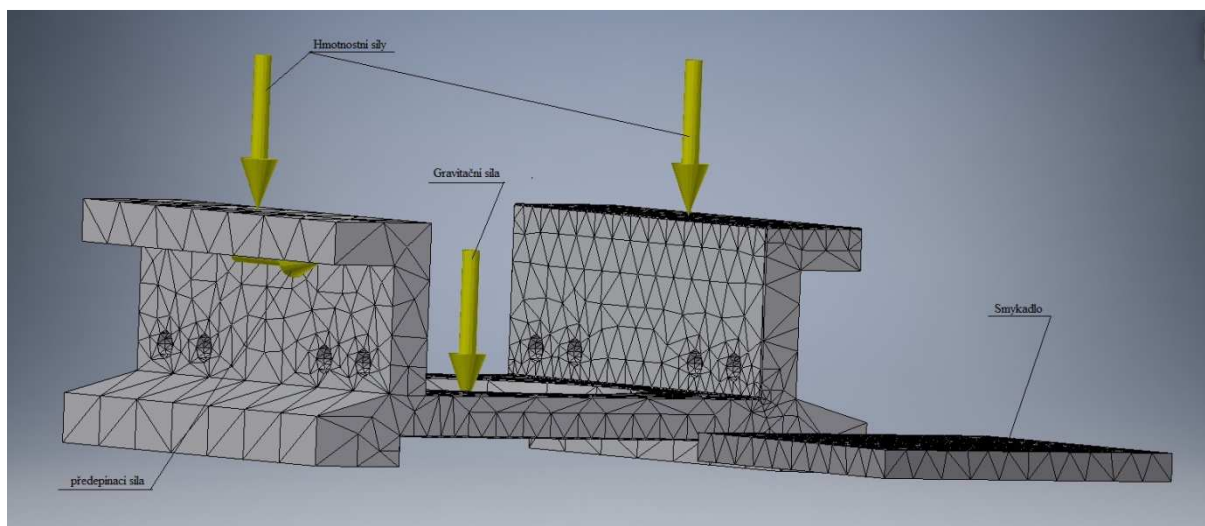
$s_o$  ..... statická bezpečnost ložiska [1]

Požadovaná statická bezpečnost dle [16] je 1. Vypočtená bezpečnost tuto hodnotu přesahuje, ložisko tedy vyhovuje.

## 4 MKP ANALÝZA

### 4.1 Analýza nosné vidlice

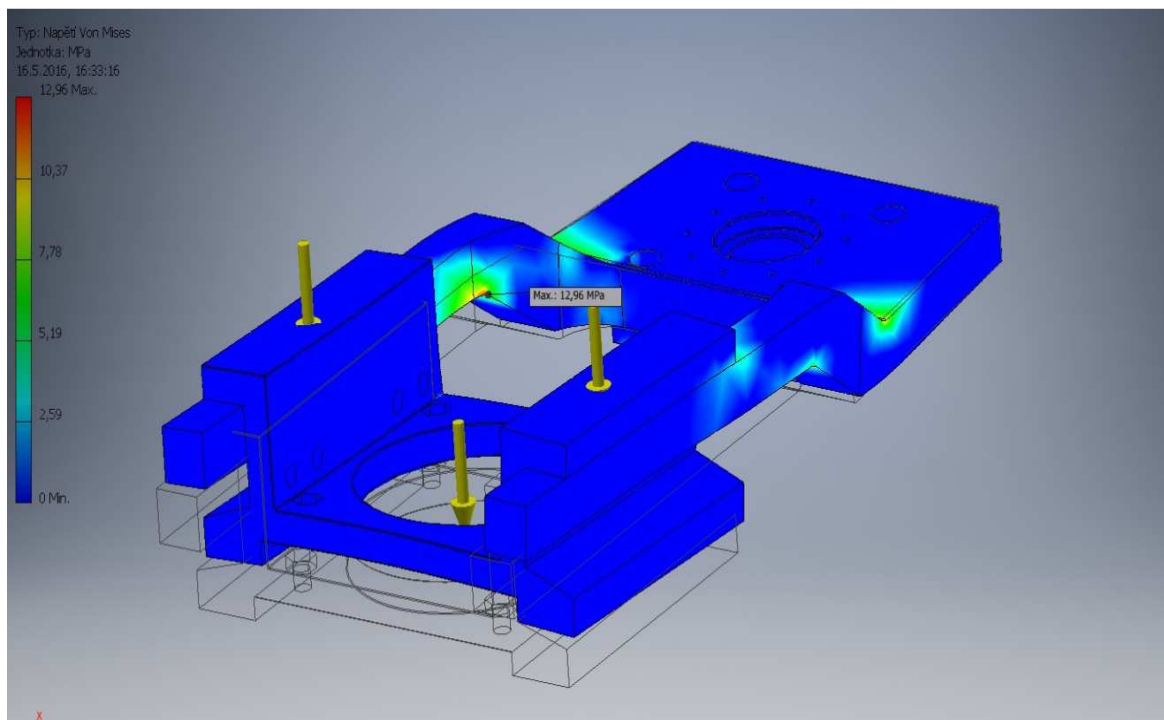
Pomocí MKP analýzy jsem kontroloval nosnou vidlici hnací části. Nosná vidlice je spojena s rámem čtyřmi šrouby. Celková váha motoru a jejích součástí na nich připevněných je převedena na hmotnostní sílu o velikosti 1 600 [N] působící do jednotlivých ramen vidlice. Předepínací síla z řemenového převodu je umístěna mezi vidlici a držák motoru. Velikost této síly je v každém rameni volena 10 000 [N]. Gravitační síla je pro výpočet umístěna do osy pohonu. Všechny vazby jsou vázané, kromě vazby pevné, která je umístěna na tělese znázorňujícím smykadlo. Síť je volena výchozí. Řešení celé soustavy je provedeno při statickém namáhání.



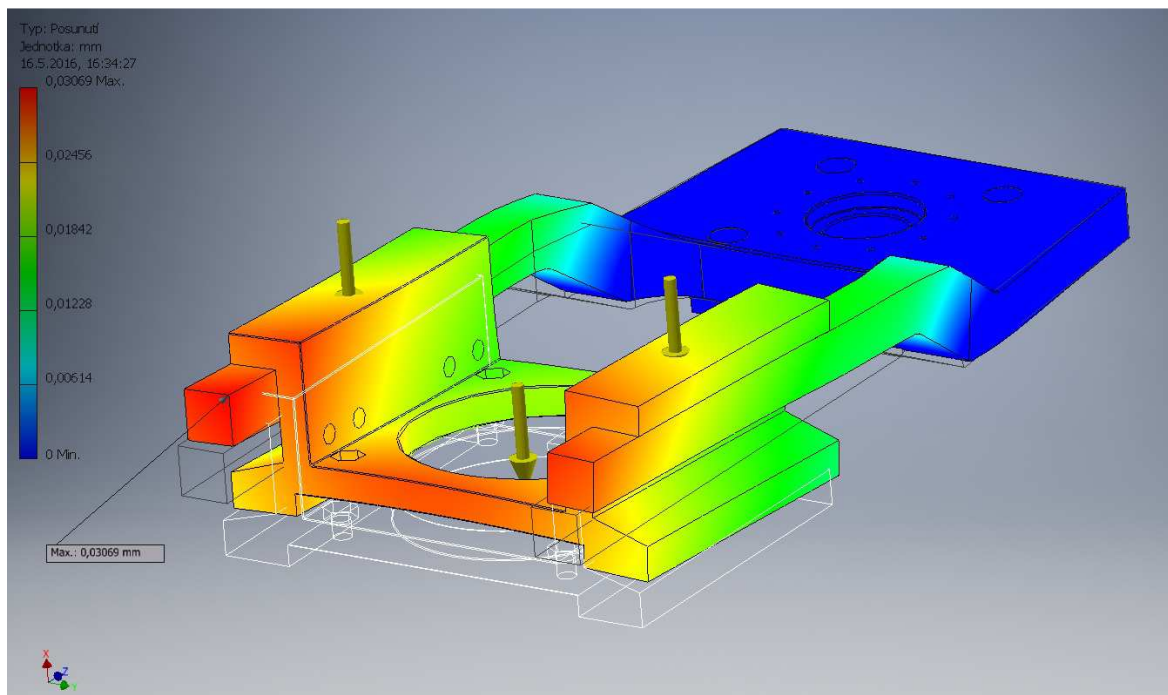
Obr. 19. Okrajové podmínky nosné vidlice



### 4.1.1 Výsledky MKP analýzy nosníku



Obr. 20. Napětí Von Misses



Obr. 21. Výsledné posunutí nosníku

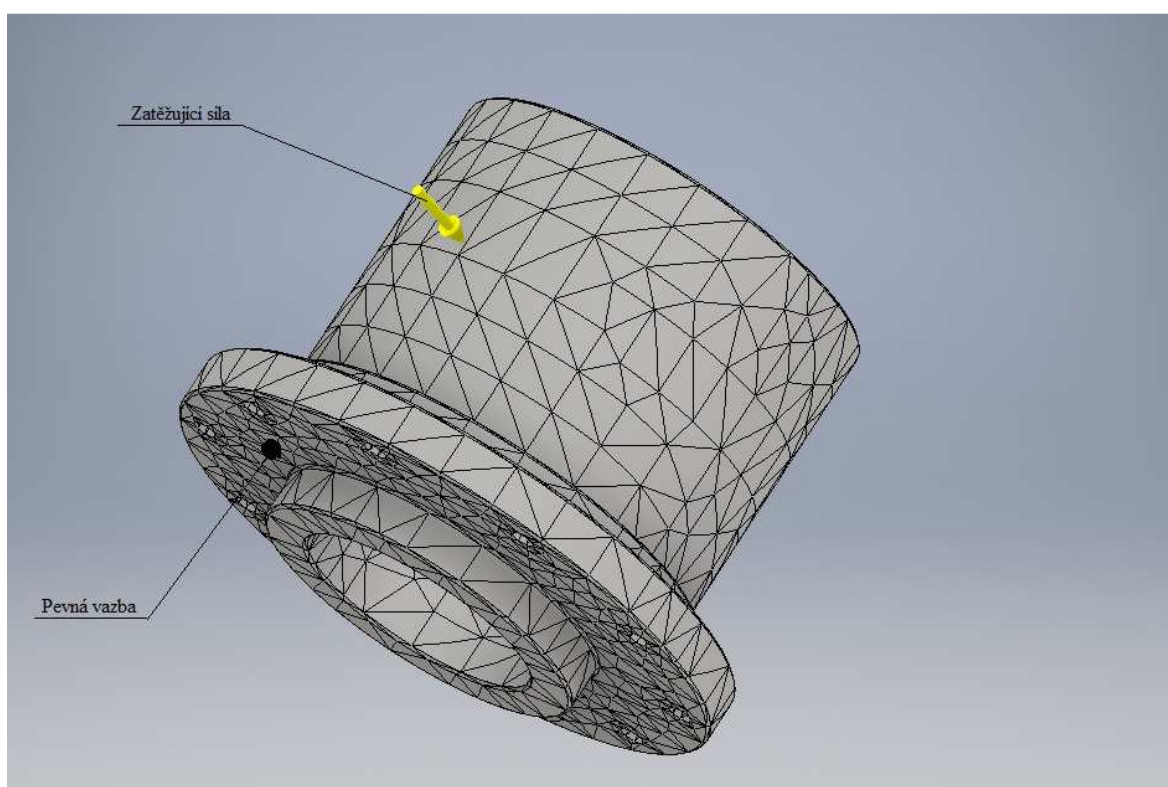
## Vyhodnocení výsledků:

Maximální napětí 12,4 [MPa] vychází v místě ohybu ramene vidlice. Napětí nepřesahuje dovolenou mez materiálu, nosná konstrukce je vyhovující. Nejvyšší posunutí je viditelné na konci vidlice ve velikosti 0,03 [mm].

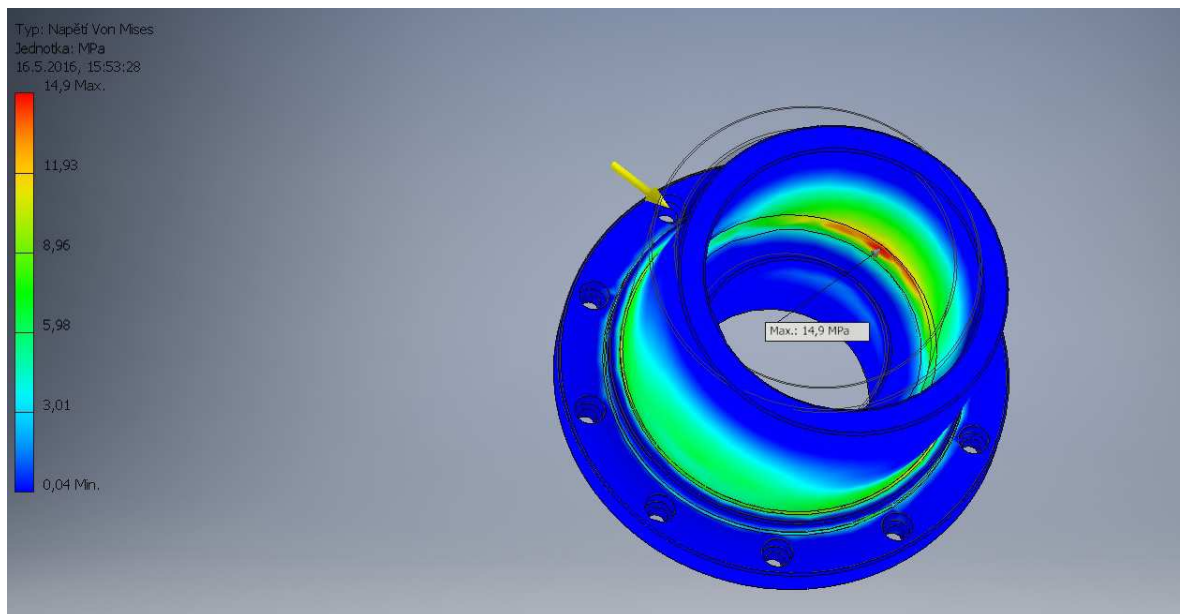
## 4.2 Analýza čepu

Součástí MKP analýzy je také kontrola čepu ložisek. Čep je přišroubován k nosné vidlici a působí na něj síla z předpětí řemene. Sílu působí na vnější válec čepu a její velikost je volena 20 000 [N]. Pevná vazba byla umístěna přírubu čepu a nosnou vidlici. Volba sítě zůstává výchozí.

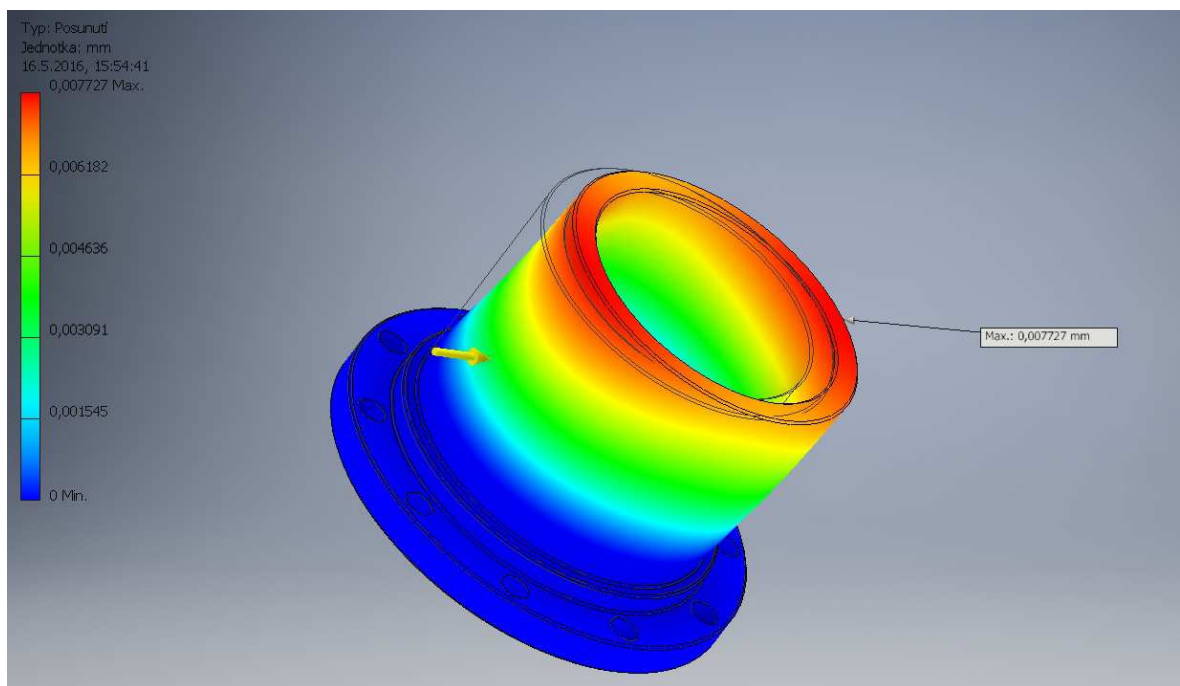
### 4.2.1 Výsledky MKP analýzy čepu



Obr. 22. Okrajové podmínky čepu



Obr. 23. Napětí Von Misses



Obr. 24. Výsledné posunutí čepu

### Vyhodnocení výsledků:

Maximální napětí je na vnitřní straně nosného válce čepu. Velikost napětí (14,9 [MPa]) nepřesahuje velikost dovoleného napětí v kluzu daného materiálu, čep tedy vyhovuje. Maximální posunutí je 0,0006 [mm].

## ZÁVĚR

V této práci jsem se zabýval návrhem konstrukčního řešení náhonu rotačních nástrojů. V úvodu jsem popsal jednotlivé části pohonu, dále jsem ověřoval řešení ve firmách zabývajících se danou tematikou. Vypracoval jsem požadavkový list, ze kterého jsem vycházel při návrhu pohonu hnací části a následných variant převodového mechanismu. Vyhodnotil jsem jednotlivé výhody a nevýhody převodů a zvolil vhodnější variantu klínovým řemenem. Dalším bodem byl návrh hnané části stroje.

Navrhl jsem řemenice včetně patřičné kontroly uložení ložisek. Celá soustava pohonu je uložena na nosné vidlici, po které se může pohon v závislosti na předepínací síle řemene posouvat. Pro nosnou vidlici byla provedena MKP analýza k určení kritických míst. Součástí analýzy byla také kontrola čepu pod ložisky. Výsledek obou analýz je vyhovující.

Při řešení převodu jsem narazil na problém s výběrem vhodného řemene. Mnoho řemenů nedokáže přenášet vysoké kroutící momenty při nízkých otáčkách a zároveň dosahovat vysokých rychlostí. Tento problém jsem vyřešil návrhem moderních řemenů QuadPower III společnosti Gates, které dokážou přenášet dostatečný kroutící moment a zároveň dosahovat vysokých rychlostí až  $60 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$ .

Výhodou zpřevodování motoru s vřetenem nástrojů je umístění do lepší pozice při snížení výškových nároků stroje. Avšak toto řešení sebou přináší zápor a to nutnost pevného rámu uchycení motoru.

## **Seznam příloh**

1. Výkres sestavy: Sestava pohonu, číslo sestavy HRU0107-01-01
2. Výrobní výkres: Hnací řemenice, číslo výkresu HRU0107-01-02
3. Výrobní výkres: Hnaná řemenice, číslo výkresu HRU0107-01-03

## Použité zdroje a literatura

- [1] ZCU: *Pohony* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: [https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady\\_stavby.pdf](https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf)
- [2] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 2., upr. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] Omos: *Vertikální soustruhy* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.omos.cz/vertikalni-soustruhy-ssk/>
- [5] Pietrocarngi *Vertikální obráběcí centrum společnosti Pietrocarngi* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.pietrocarngi.com/en/11/large-vertical-lathes.html>
- [6] TDZ TURN: *Sostruh VLC* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.tdz-turn.com/>
- [7] Siemens: *Katalog motoru* [online]. [cit. 2016-05-16]. <Dostupné z: [http://w5.siemens.com/spain/web/es/industry/drive\\_tech/Documents/pm21n\\_en\\_2009.pdf](http://w5.siemens.com/spain/web/es/industry/drive_tech/Documents/pm21n_en_2009.pdf)>
- [8] Siemens: *Parametry motoru* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <https://support.industry.siemens.com/cs/mdm/46484744?c=22873967755&lc=en-WW>>
- [9] *Www.rem-technik.cz* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/prevodovky/prevodovky-pro-servomotory/dvourychlostni-prevodovky-ps-vysoka-energeticka-ucinnost-842.html>>

- [10] Haberkorn: *Klínový řemen* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <<http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/QuadPower-III.pdf>>
- [11] Haberkorn: *Ozubený řemen* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <[http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-ozubene\\_remeny.pdf/40/](http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-ozubene_remeny.pdf/40/)>
- [12] Rem-technik: *Planetová Převodovka* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <<http://www.rem-technik.cz/files/files/842/stoerber-dvourychlostni-prevodovka-ps.pdf>>
- [13] Lenze-selection: *Spojka* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <<http://www.lenze-selection.com/en-at/drive-components/locking-assemblies/hydraulic-and-hydrmechanical-locking-assemblies/etp-techno-R/>>
- [14] ETP: *Spojka* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <[http://www.etp.se/sites/default/files\\_two/ETP-TECHNO-PRODUCTSHEET.pdf](http://www.etp.se/sites/default/files_two/ETP-TECHNO-PRODUCTSHEET.pdf)>
- [15] Exvalos: *SKF Kuličková ložiska* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <[http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_01\\_Kulicka%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulicka%20loziska.pdf)>
- [16] SKF: *Statická bezpečnost* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selection-of-bearing-size/selecting-bearing-size-using-static-load/required-basic-static-load-rating/index.html>>
- [17] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [18] Toshulin, *Výkonové obrábění* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <<http://www.toshulin.cz/vyberproduktu.asp?mapa=14&l=CZ>>

[19] *Odborné časopisy* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z:  
<<http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/navrh-a-vlastnosti-pohonu-se-servomotory-siemens--12837>>

**Software:**

Autodesk Inventor Professional 2016

Design Flex Pro Software