

# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

### ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## NÁVRH VELKÉHO SOUSTRUHU NA DŘEVO

DESIGN OF A LARGE LATHE WOOD

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

#### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Žaludek

#### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2019



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Jan Žaludek</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jan Pavlík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Návrh velkého soustruhu na dřevo

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení malého soustruhu na dřevo. Výkon cca 1,2 kW, točná délka 1400 mm, max. průměr obrobku 400 mm.

### Cíle bakalářské práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení.

Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.

Výpočtová zpráva.

Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Vlastní závěry a doporučení pro praxi.

### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

JOSTEN, Elmar, Thomas REICHE a Bernd WITTCHEN. Dřevo a jeho obrábění. Praha: Grada, 2010. Průvodce truhláře. ISBN 978-80-247-2961-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem velkého soustruhu na dřevo. V úvodu práce je uvedena historie obrábění dřeva a jeho základní vlastnosti, základy soustružení a typy soustruhů, popis konstrukce jednotlivých částí soustruhu a průzkum trhu v oblasti soustružení dřeva. Druhá část práce se zabývá návrhem variant řešení a výběrem konstrukčního řešení. Jsou provedeny výpočty hlavních konstrukčních uzlů a samotný návrh soustruhu se všemi funkčními částmi. Součástí práce je 3D model vytvořen v programu SolidWorks 2018.

## **ABSTRACT**

This bachelor's thesis deals with design of a large lathe for wood. In the beginning of this thesis is the history of woodworking, basic properties of wood, basics of machine turning, types of lathes, description of the construction of main lathe parts and market research of woodturning machines. Second part of this work deals with designing various solutions and selection of a specific one. Computations of main parts and the very design of the lathe are made. Part of this thesis is a 3D model made in Solidworks 2018.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Obrábění dřeva, soustruh na dřevo, konstrukce vřetene.

## **KEYWORDS**

Woodturning, lathe for wood, headstock spindle design.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŽALUDEK, Jan. *Návrh velkého soustruhu na dřevo*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117364>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Pavlík.





## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování této bakalářské práce. Zároveň bych chtěl poděkovat svým rodičům za velkou podporu.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ**

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

V Brně dne

.....  
Žaludek Jan

# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>MOTIVACE</b> .....	<b>15</b>
<b>3</b>	<b>OBRÁBĚNÍ DŘEVA</b> .....	<b>17</b>
3.1	HISTORIE .....	17
3.2	VLASTNOSTI DŘEVA .....	17
<b>4</b>	<b>SOUSTRUŽNICKÉ STROJE</b> .....	<b>18</b>
4.1	UNIVERZÁLNÍ HROTOVÉ SOUSTRUHY .....	19
4.2	SOUČASNÝ STAV VĚDY A TECHNIKY.....	20
4.3	KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ A PARAMETRY SOUSTRUHŮ NA DNEŠNÍM TRHU .....	20
4.3.1	<i>SCHEPPACH DMT 460 T</i> .....	20
4.3.2	<i>ROJEK KDR 701</i> .....	21
4.3.3	<i>HOLZMANN DF 1200 N</i> .....	22
<b>5</b>	<b>HLAVNÍ UZLY SOUSTRUHU</b> .....	<b>23</b>
5.1	LOŽE .....	23
5.2	VŘETENÍK .....	23
5.3	KONÍK.....	24
5.4	POHONY .....	25
5.4.1	<i>Stejnoseměrný motor (DC)</i> .....	25
5.4.2	<i>Motory na střídavý proud (AC)</i> .....	25
5.4.3	<i>Chlazení elektrických pohonů</i> .....	26
5.5	PŘENOS KROUTÍČÍHO MOMENTU Z MOTORU NA VŘETENO .....	27
5.5.1	<i>Řemenový převod s plochými řemeny</i> .....	27
5.5.2	<i>Řemenové převody s klínovými řemeny</i> .....	27
5.5.3	<i>Řemenové převody s ozubenými řemeny</i> .....	27
5.6	MECHANISMY NA REGULACI OTÁČEK.....	28
5.7	PŘÍSLUŠENSTVÍ K SOUSTRUHŮM NA DŘEVO .....	29
5.7.1	<i>Luneta</i> .....	29
5.7.2	<i>Kopírovací zařízení</i> .....	29
5.7.3	<i>Univerzální sklíčidlo</i> .....	29
<b>6</b>	<b>KONSTRUKCE</b> .....	<b>30</b>
6.1	NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ .....	30
6.2	HLAVNÍ PARAMETRY SOUSTRUHU: .....	31
6.3	POHON .....	31
6.4	PŘENOS MOMENTU NA VŘETENO .....	32
6.5	REGULACE POHONU .....	34
6.6	KONSTRUKCE VŘETENE .....	35
6.6.1	<i>Výpočet optimálního vzdálenosti ložisek</i> .....	35
	<i>Deformace předního konce vřetena:</i> .....	39
6.6.2	<i>Kontrola vřetena na mezní stavy</i> .....	39
6.7	ÚNOSNOST LOŽISEK.....	47
6.8	KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ.....	49
6.9	KONÍK.....	49
6.10	OPĚRKA NÁSTROJE .....	50
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>51</b>

<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>53</b>
8.1	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	55
8.2	SEZNAM TABULEK.....	55
8.3	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	57
<b>9</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>59</b>
	<b>PŘÍLOHY.....</b>	<b>61</b>

# 1 ÚVOD

Cílem této práce je navrhnout konstrukční řešení velkého soustruhu na dřevo dle zadání. Konstrukce dovolí obrábět dřevěné polotovary o průměru 400 mm a délce 1400 mm. Výkon na vřetenu bude zhruba 1,2 kW.

Soustruh na dřevo slouží k vyrábění rotačních součástí pro truhlářské účely. Polotovar se upíná mezi unášecí hrot vřetene a hrot koníku, který může být otočný nebo pevný. Vřeteno je vybaveno normovaným koncem, tudíž na něj lze upnout univerzální sklíčidlo. Pro samotné obrábění se používá soustružnických dlát, které nejsou pevně připevněny k soustruhu a drží se v ruce. Dláto je opřeno o opěrku nástroje, která svým způsobem nahrazuje support klasického soustruhu. Soustruh dosahuje otáček až 2500 za minutu, tudíž je třeba dbát na bezpečnost a vypočítat nebezpečná místa soustruhu, která by se vlivem namáhání mohla porušit.

Při konstrukci je potřeba dbát především na velkou tuhost celého systému, aby se tak zabránilo vibracím, které by mohly mít fatální následky.

Soustružení dřeva je pro spoustu lidí hobby, díky kterému si mohou poměrně jednoduše vyrobit spoustu součástí ze dřeva. Ve specializovaných truhlářských dílnách potom můžeme najít profesionální CNC soustruhy na dřevo.



## 2 MOTIVACE

Toto téma jsem si vybral, jelikož již dlouhou dobu působím ve strojírenské firmě, kde se setkávám s CNC soustruhy. Zaujala mě komplexnost a promyšlenost tohoto stroje. Konstrukce soustruhu na dřevo mi dá velký přehled v oblasti konstruování strojů a mechanismů využívaných ve strojírenství. Další motivací pro výběr této práce byl úmysl dalšího studia na ústavu výrobních strojů, systémů a robotiky.





## 3 OBRÁBĚNÍ DŘEVA

### 3.1 Historie

Od pravěkých dob až po současnost lidstvo používá dřevěných předmětů za účelem vytváření užitečných, ale i dekorativních předmětů. Zprvopočátku bylo dřevo využíváno k výrobě primitivních zbraní a jako stavební materiál. S vývojem člověka souvisela i jeho schopnost obrábět dřevo lépe, tudíž byl schopen lovit zvěř, stavět přístřeší, lodě a vytvářet další výrobky ze dřeva. Dřevo tedy bylo velmi důležitým materiálem pro rozvoj civilizace.

První nástroje používané v období paleolitu pro obrábění dřeva byly neopracované kameny a později štípané kameny ve tvaru klínu. Tyto nástroje ještě neměly rukojeti, takže byly drženy přímo v ruce. V období neolitu se zdokonalila technika výroby nástrojů, kdy člověk začal používat nerostů štípaných do ostrých čepelí. Člověk se naučil vrtat díry do kamenných nástrojů pomocí kostí nebo dřevěných válečků, což vedlo k prvnímu využití jednoduchého stroje zvaného páka.

Objevení ohně umožnilo člověku vyrobit kovy (především bronz a později železo). To vedlo k zdokonalení nástrojů na obrábění dřeva. Při obrábění dřeva se používalo především pořízu, seker, dlát, pilníků, vrtáků a pil. V době železné se objevil první ruční hoblík, který až do zavedení strojního obrábění nahrazoval všechny dřevoobráběcí stroje. Další vývoj postupoval velmi pomalu.

Návrhem konstrukcí obráběcích strojů se zabýval i Leonardo Da Vinci, který navrhl například brousící stroj, vrtací stroj, soustruh nebo automat na broušení jehel. O strojním obrábění se dozvídáme zhruba ze čtvrtého století našeho letopočtu z Římské Galie, kde byly postaveny první vodní pily. [1]

### 3.2 Vlastnosti dřeva

Nejdůležitější vlastností pro praxi je hmotnost dřeva. Pro rozdělení a zatřídění dřeva se používá hustota. Podle ní je možné dřeviny rozdělit na: velmi lehké (balza), lehké (lípa, topol, jedle), poměrně lehké (smrk, borovice, modřín), středně těžké (javor, buk, jasan), těžké (habr, wengé, palisandr), a velmi těžké (kvajak, eben). [2]

Hustota vyjadřuje hmotnost látky v objemu  $g/cm^3$ . Je potřeba rozlišovat hustotu dřevní substance a hustotu dřeva. Hustota dřevní substance se vztahuje pouze na hmotu buněčných stěn bez všech dutin a její hodnota je pro všechny dřeva přibližně stejná. Hustota dřeva zahrnuje i objem veškerých pórů ve dřevě, tudíž je hustota závislá na stavbě dřeva a na množství vody ve dřevě. Proto se musí v tabulce s hustotou dřeva uvádět i vlhkost dřeva. [2]

Tvrдость dřeva rozhoduje o jeho opracovatelnosti. Čím je dřevo tvrdší, tím více odporuje vniknutí břitu dřevoobráběcího nástroje. Tvrдость dřeva je u jednotlivých dřevin rozdílná a podobně jako hustota závisí na struktuře dřeva a obsahu vody. Platí, že s rostoucí hustotou dřeva se jeho tvrdost zvyšuje a s rostoucí vlhkostí klesá. V praxi si vystačíme s rozdělením na měkké a tvrdé dřevo. Tvrдость se měří podobně jako u kovů zkouškou tvrdosti podle Brinella. Zjišťujeme plochu důlku vytvořeného kuličkou o průměru 1 cm tlačenu do dřeva konstantní silou při vlhkosti dřeva 12 %. [2]

## 4 SOUSTRUŽNICKÉ STROJE

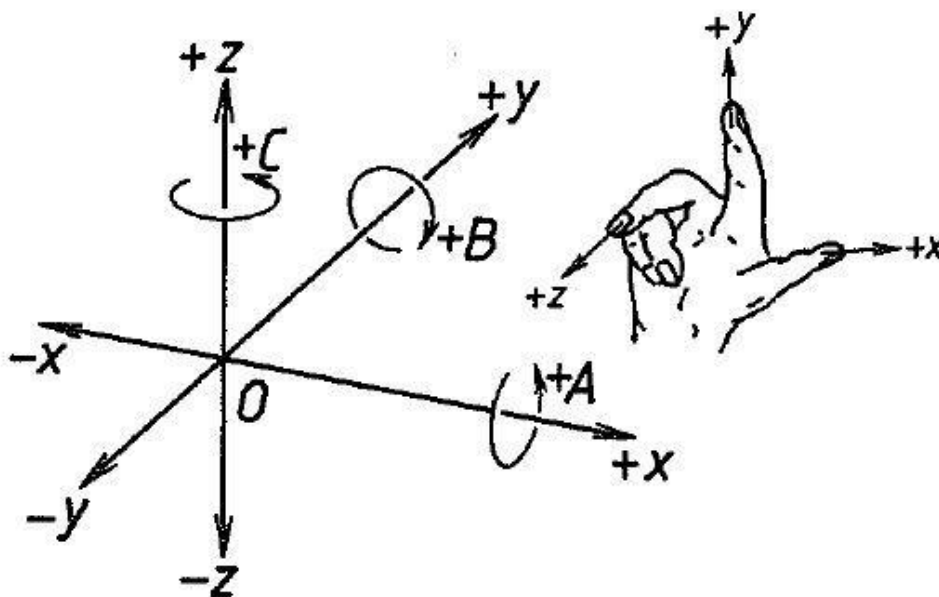
Jsou to nejrozšířenější typy obráběcích strojů určené k obrábění rotačních součástí. Lze na nich obrábět vnější i vnitřní válcové plochy, plochy kuželové i obecné, čelní rovinné plochy, řezat závity, vrtat, vyvrtávat, vystružovat apod [3]. Přidáním kopírovacího zařízení lze obrábět i tvarové plochy a na moderních CNC soustruzích s poháněnými nástroji a ypsilonovou osou lze také například frézovat, brousit nebo excentricky vrtat.

Charakteristickým znakem soustružnických strojů je hlavní rotační řezný pohyb obrobku kolem vodorovné nebo svislé osy (z). Důležitým konstrukčním úkolem je tedy dostatečně pevně spojit obrobek s rotující činnou částí soustruhu a přenést tak na něj krouticí moment od hlavního pohonného systému. Hlavní řezný pohyb (rotace C) je doplněna vedlejšími posuvovými pohyby podél osy Z a X a soudobé CNC soustruhy jsou ještě doplněny osou Y pro polohování poháněných nástrojů. Osa z je vždy osa, která je rovnoběžná s osou rotace obrobku. Potom další směry jsou určeny dle pravidla pravé ruky viz obr. 1.

Přesnost práce na soustružnických strojích závisí především na přesnosti uložení rotující činné části soustruhu (vřetena), celková tuhost tohoto uložení a tuhost celého stroje. Proto se na výpočet vřeten klade velký důraz.

Nástroj, typicky soustružnický nůž, musí být pevně upevněn k jiné pohyblivé části stroje, musí být lehce vyměnitelný a jeho poloha vůči obrobku musí být lehce nastavitelná. Pro přímé vedení byly vyvinuty saně (neboli lože), smykadla a vedení pro přímočarý pohyb.

Pro řezání závitů je nutno zajistit přesnou kinematickou vazbu mezi otáčením činné části a přímočarým pohybem nástroje. Proto byla věnována pozornost kinematickým řetězcům a konstrukci kinematických dvojic měnící rotační pohyb na přímočarý. To je v dnešní době převážně zajištěno pomocí pohybového šroubu a matice například s trapézovým závitem, nebo kuličkovým šroubem.



Obr. 1) Pravidlo pravé ruky k určování směrů os

Automatizace a číslicové řízení přineslo nové možnosti do oblasti obrábění kovů. Především zjednodušilo výrobu tvarových rotačních ploch, řezání závitů a nahradilo kopírovací zařízení. Numerické řízení však vyžadovalo i nové konstrukční prvky. Především se jednalo o vymezení vůlí v posuvových hnacích systémech, jelikož i posuvový pohyb byl už koncipován pomocí elektromotorů. Další důležitou úpravou bylo zakrytí vodících ploch a pohybových mechanismů.

Jelikož nejbliže ke mnou navrhovaném soustruhu je soustruh univerzální hrotový, provedu rozbor tohoto stroje. Další typy soustruhů (karusely, lícní soustruhy, revolverové soustruhy, soustružnické automaty a poloautomaty a CNC soustruhy) nebudu hlouběji rozebírat.

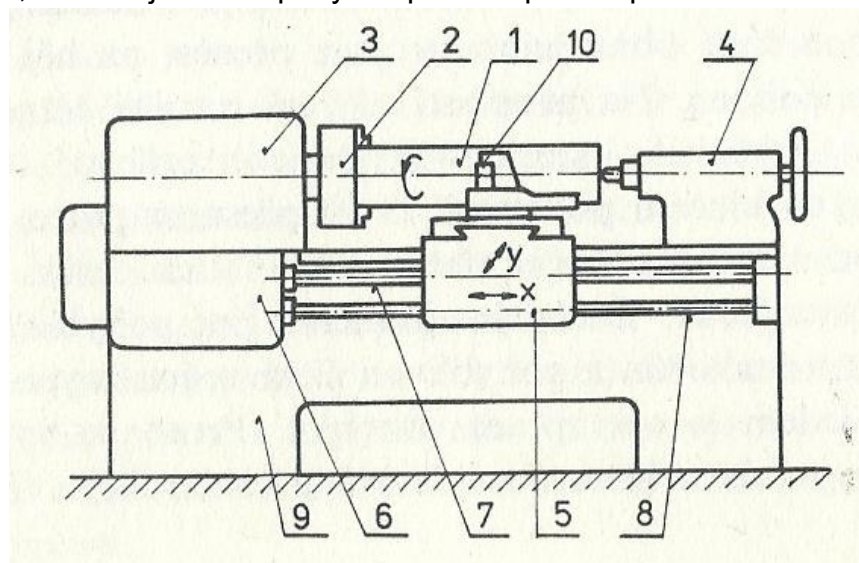
## 4.1 Univerzální hrotové soustruhy

Jedná se o nejtýpější druh soustruhu, který je všem jistě dobře znám. Hlavními konstrukčními uzly hrotového soustruhu je lože, vřeteník s hnacím systémem, support s posuvovým systémem, koník a případně opěry. Tento typ soustruhu dal vzniknout moderním CNC soustruhům, u kterých byly manuální posuvové systémy nahrazeny automatizovanými posuvovými systémy řízenými počítačem.

Mezi hlavní parametry univerzálního hrotového soustruhu patří tzv. točná délka, která udává maximální možnou délku obrobku, kterou je možno upnout mezi hroty a oběžný průměr nad supportem, který udává maximální možný obrobitelný průměr obrobku.

Schéma univerzálního hrotového soustruhu je zobrazeno na obrázku 2. Obrodek (1) je upnut do sklíčidla (2) upevněném na vřetenu uloženém ve vřeteníku (3). Vřeteno je poháněno elektromotorem a pomocí převodového ústrojí stroje jsou otáčky elektromotoru přenášeny na otáčky vřetena. Při soustružení delších obrobků je nutno použít koníka (4), aby nedocházelo k vibraci obrobku a ohybu vlivem obrábění. U mého soustruhu bude koník jeden z hlavních konstrukčních prvků spolu s vřeteníkem a samotným vřetenem.

Při konstrukci mého soustruhu úplně vynechám posuvové ústrojí stroje, jelikož budu používat na obrábění ruční nástroje. Místo supportu (5) s nožem (10) umístím polohovatelnou opěrku soustružnického nože. Tím se odstraní i část převodového mechanismu, která zajišťovala pohyb supportu například při řezání závitů.



Obr. 2) Schéma univerzálního hrotového soustruhu [3]

## 4.2 Současný stav vědy a techniky

Současný trh se soustruhy na dřevo nabízí velké množství soustruhů pro domácí i pro profesionální použití. Na trhu se objevují dvě základní koncepce velkých soustruhů rozdělené podle typu konstrukce. Dále se pak liší použitými mechanismy. První typ je vytvořen pomocí svařovaných dílů. Takové soustruhy se převážně využívají pro hobby soustružení, jelikož jsou cenově výhodnější. Druhá varianta je složena z odlitých částí, které dávají soustruhu velkou tuhost. Tyto stroje se vyznačují dobrou kvalitou a kvalitním designerským zpracováním. Cena tohoto typu je o něco vyšší.

Podle velikosti se rozdělují na dvě varianty. První z nich je stolní soustruh na dřevo, který se používá pro připevnění na pracovní stůl. Obrábí se na něm spíše malé obrobky, tudíž můžeme tuto variantu nazvat jako malý soustruh na dřevo. Cena takových soustruhů se pohybuje cca od 4 000 Kč. Druhou variantou jsou stojanové soustruhy na dřevo. Ty jsou převážně určeny pro obrábění velkých obrobků, tudíž i jejich provedení je větší. Jsou postaveny na stojanech, tudíž nepotřebujeme k provozu pracovní stůl. Cena těchto soustruhů je několikanásobně vyšší než cena stolních soustruhů.

Jedním z předních výrobců soustruhů na dřevo a dřevoobráběcích strojů celkově je firma Holzmann, která vznikla v roce 2011. V jejich nabídce lze najít spoustu strojů ať už pro hobby nebo profesionální užití.

Dalším významným českým výrobcem dřevoobráběcích strojů je rodinná firma Rojek, která sídlí v Králověhradeckém kraji. Firma byla založena už v roce 1921, ale v roce 1948 byl provoz ukončen. Znovuzrozen byl až v roce 1991 a nyní je významným světovým producentem strojů. Opět v sortimentu produktů nalezneme velké množství strojů jak pro hobby, tak i pro profesionální použití.

Další a poslední firmou, kterou jsem vybral je německá firma Scheppach. Je to jedna z nejznámějších a nejstarších německých firem, která již 78 let nabízí stroje špičkové kvality pro práci se dřevem. Jejich sortiment pokrývá veškeré možné nářadí na opracování dřeva od ručního pilníku až po multifunkční obráběcí centra.

## 4.3 Konstrukční provedení a parametry soustruhů na dnešním trhu

Jak již bylo řečeno dnešní trh obsahuje velké množství soustruhů na obrábění dřeva, které jsou velmi precizně zpracované jak po konstrukční stránce, tak i po designové. Cena těchto soustruhů se pohybuje v rozmezí jednotek tisíc až po statisíce. Vybral jsem tři soustruhy od firem, které jsou uvedeny výše.

### 4.3.1 SCHEPPACH DMT 460 T

Tento soustruh od firmy Scheppach je určen pro obrábění menších dílů. Díky jeho litinové konstrukci je velmi pevný a nedochází tak při práci k velkým vibracím. Vřeteník i koník jsou také vyrobeny z odolné litiny. Má motor o příkonu 550 W, který nám díky frekvenčnímu měniči dává možnost otáček od 650 – 3000 ot./min. To vše je napájeno ze sítě 230 V na síťové frekvenci 50 Hz.

Parametry:

- Příkon 550 W
- Maximální průměr obrobku 305 mm
- Točná délka 457 mm
- Rozsah otáček 350 – 3000 ot./min



Obr. 3) Soustruh na dřevo SCHEPPACH DMT 460 T [4]

#### 4.3.2 ROJEK KDR 701

Jedná se o soustruh pro domácí kutily, či řemeslníky, kteří chtějí doma soustružit dřevo delších rozměrů. Změna otáček je zde realizována mechanickým variátorem. Litinová konstrukce poskytuje stroji dostatečnou tuhost pro přesné obrábění. Ke stroji je navíc možnost dokoupit odsavač pilin. Motor je zde stejný jako u předchozího modelu o výkonu 550 W napájen ze sítě 230 V/50 Hz. Variátorem můžeme dosáhnout otáček od 500 – 2000 ot./min.

Parametry:

- Příkon 550 W
- Maximální průměr obrobku 300 m
- Točná délka 880 mm
- Rozsah otáček 500 – 2000 ot./min



Obr. 4) Soustruh na dřevo ROJEK KDR 701 [5]

### 4.3.3 HOLZMANN DF 1200 N

Jako poslední jsem vybral soustruh od Firmy Holzmann, jenž má podobné parametry jako mnou navrhovaný soustruh, tudíž mi částečně sloužil jako vzor. Masivní stojan a široké lože zde tvoří velmi stabilní základ pro obrábění velkých a těžkých obrobků. Vřeteník je posuvný, takže lze otočit a je tak umožněno obrábět i součásti velkých průměrů na vnější straně soustruhu. Vřeteno pohání motor o výkonu 2,2 kW připojen opět jako předchozí dva na síťové napětí 230 V/50 Hz. Změna otáček je zde řešena pomocí dvoukrokového frekvenčního měniče, tudíž zde máme rozsah 0-1200 ot./min a 3200 ot./min. Ke stroji lze dokoupit lunetu, odsavač pilin a kopírovací zařízení pro obrábění přesných tvarů.

#### Parametry:

- Příkon 2,2 kW
- Maximální průměr obrobku 460 mm
- Točná délka 1200 mm
- Rozsah otáček 0-1200 ot./min a 0-3200 ot./min



Obr. 5) Soustruh na dřevo HOLZMANN DF 1200N [6]

## 5 HLAVNÍ UZLY SOUSTRUHU

### 5.1 Lože

Lože je základním stavebním prvkem stroje, který výrazně ovlivňuje tuhost celého stroje. Lože je namáháno na ohyb a na krut a je potřeba aby toto namáhání nepůsobilo deformaci. Speciálním požadavkem je tuhost tvaru, kterého lze dosáhnout vhodným žebrováním. Za vhodný profil se považuje uzavřené a vyztužené žebro. Tuhost lze zvýšit připevněním příslušně dimenzovanými šrouby na betonový základ.

Základní tvar průřezu lože tvoří dva, případně více I profilů, které jsou nějakým způsobem vhodně spojeny žebrováním. Lože by mělo zajistit i dobrý odvod třísek, protože horké třísky zůstávající na loži mohou negativně ovlivnit přesnost stroje. Problém odvodu třísek se řeší u soustruhů na kovy, u soustruhů na dřevo nemají třísky tak velkou teplotu, takže se tento problém neřeší.

Konstrukce musí být také provedena tak, aby bylo možno lože, pokud možno, co nejlevněji vyrobit, což znamená i snaha o úsporu materiálu na výrobu. Tyto snahy ovšem nesmí ovlivnit celkovou tuhost stroje. Případně lze hmotnost stroje zvýšit upevněním na betonový základ. Lože se nejčastěji vyrábí z šedé litiny jako odlitek a vodící plochy jsou potom kalené a broušené.

### 5.2 Vřeteník

Vřeteník je prvek soustruhu, který výrazně ovlivňuje přesnost a tím i kvalitu celého stroje, pobírá totiž celkové zatížení vřetene. Vřeteník musí mít dostatečnou tuhost, musí být pevně spojen s ložem a musí bezpečně zvládat radiální i axiální zatížení vyvolané obráběcím procesem, tvarem a hmotností obrobku. U nynějších koncepcí tvoří vřeteník samostatný uzel, který slouží především pro optimální uložení vřetena. Elektromotor, který zajišťuje pohon, je umístěn mimo vřeteník a přenos je koncipován pomocí řemenového převodu, nebo mechanické převodovky. Je vyroben ze stejné litiny jako lože. Jeho konstrukce je navržena tak, aby byl pokud možno co nejtužší.

Vřetena soustruhů jsou vybavena univerzálním sklíčidlem a upínací deskou pro upínání obrobků. U větších soustruhů je pak tato deska nalisována za tepla a tím pevně spojena. Základním úkolem vřetena je zajistit přesný rotační pohyb obrobku, čímž je zásadně ovlivněna i přesnost celého stroje. Vřeteno musí přenášet radiální i axiální síly, které vznikají v procesu obrábění. Ve vřeteníku je uloženo ve dvou ložiscích, které jsou speciálně určeny pro vřetena. Většinou se používá vysoce přesných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Uložení předního ložiska má zásadní vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetena. Přední konec vřetena je normalizován, aby bylo možné nasadit sklíčidlo, upínací desku, či hrot, ke středění a upnutí obrobku. Nejpříznivější pro nákup dalšího příslušenství je morse kužel Mk2 (případně Mk3) s vnějším závitem M33x3,5 DIN 800.

Vřeteno představuje velmi důležitý prvek ve stavbě obráběcích strojů, a proto jsou na vřetena kladeny velmi náročné požadavky, ke kterým patří:

- Přesnost chodu, která je určena velikostí radiálního a axiálního házení.
- Dokonalé vedení – vřeteno nesmí měnit svoji polohu v prostoru, jestliže se změní směr a smysl zatížení.
- V uložení vřetena musí být možno vymezení vůle, které vzniká opotřebením ložisek.

- Ztráty v uložení vřetena musí být co nejmenší (vlivy pasivních odporů, změna polohy a vůlí vlivem změny teploty).
- Vřeteno musí být co nejtužší, protože jeho deformace spolu s nepřesností chodu má zásadní vliv na nepřesnost práce. Nedostatečná tuhost vřetena má rozhodující vliv na vznik samobuzeného kmitání, které je nežádoucím jevem.

Výpočet celkového průhybu vřetena a optimálního uložení bude uveden ve výpočtové části práce.

### 5.3 Koník

Koník slouží převážně k upínání obrobku mezi hroty při obrábění dlouhých kusů. Základní části a konstrukční prvky koníku jsou těleso, výsuvná hrotová objímka (pinola), upínací hrot vložený do pinoly, mechanismus k posuvu po loži a mechanismus k výsuvu pinoly z tělesa.

Tuhost hrotové objímky má podobný vliv na tuhost stroje jako tuhost vřetena. Abychom zaručili přesnost obrábění po celé délce obrobku, je nutno zajistit radiální tuhost koníku, pokud možno stejně velkou, jako je tuhost vřetena. Pokud mluvíme o axiální tuhosti, zde je požadavek opačný než u vřetena. Axiální tuhost u vřetena zajišťuje geometrickou přesnost při čelním soustružení, zde axiální tuhost koníku nemá vliv. Naopak, požaduje se zde určitá poddajnost.

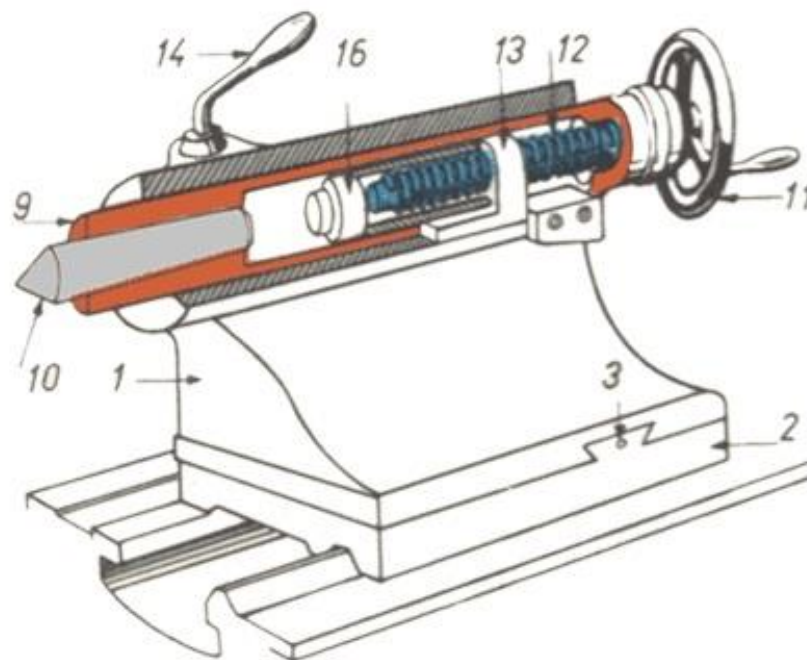
Při obrábění dlouhých obrobků upnutých mezi hroty dochází k roztahování materiálu vlivem tepla. Toto roztahování způsobuje u obrábění kovů zvýšení axiální síly na vřeteno i na koník, což může vést k určité deformaci obrobku. Proto se u větších soustruhů provádí odpružení pinoly koníku mechanicky pružinou, nebo hydraulicky. U soustruhu na dřevo je tento problém zanedbatelný, jelikož teplotní dilatace dřeva způsobí větší zaboření hrotu do materiálu.

Upevnění koníku na loži bývá u malých soustruhů provedeno pákou s výstředníkem, což bude i mechanismus použitý u mého soustruhu. Výsuv hrotové objímky se děje otáčením pohybového šroubu v matici, která je pevně spojena s výsuvnou pinolou. Pinola je zajištěna proti protočení v tělese drážkou. Na jednom konci pohybového šroubu je ruční kolečko na regulaci výsuvu a na druhé straně je osazení, které slouží k vyražení hrotu z pinoly.

Hrotová objímka musí být při práci pevně sevřena v tělese koníku, aby se zvýšila tuhost upnutí mezi hroty a zamezilo se tak vzniku chvění. Toto sevření se provádí jednoduchým rozříznutím tělesa koníku a sevřením této části pákou se šroubem.

Hrot je upevněn v pinole koníku v samosvorném morse kuželu. Díky normalizovanému morse kuželu je možné do pinoly upnout i vrtací nástroje. Schématické zobrazení koníku v řezu je zobrazeno na obrázku 6.





Obr. 6) Řez koníkem

## 5.4 Pohony

Motor je základní část pohonného systému, kde dochází k přeměně vstupní energie (v mém případě energie elektrické) na energii mechanickou (rotační). Hlavními výstupními parametry jsou kroutící moment a otáčky. Rozsah výstupních parametrů je možno regulovat. Možnostmi regulace se budu zabývat v další části práce.

### 5.4.1 Stejnosměrný motor (DC)

Skládá se ze statoru, který má na obvodu umístěny pravidelně prostřídané a navzájem opačně orientované hlavní póly, jejichž cívky budí magnetické pole motoru. Za hlavními póly ve směru otáčení kotvy (rotoru) se nacházejí pomocné komutační póly, které mají stejnou polaritu jako hlavní pól. Jejich funkce je napomáhat komutaci rotorového vinutí.

Rotor, kterému se také říká kotva, má v drážkách rozložené vinutí s cívkami, které je vyvedené do komutátoru. Ten zajišťuje přivádění správně orientovaného proudu do cívek vinutí rotoru tak, aby všechny proudem protékané cívkové strany vytvářely v magnetickém poli hlavních pólů točivý moment souhlasného smyslu. Zajišťuje tedy to, aby ve vodiči, který je umístěn pod severním pólem tekla proud opačným směrem, než který proudí pod jižním pólem. Je tedy potřeba vodiče cívky periodicky přepólovat, což je zajištěno právě komutátorem.

Regulace otáček je provedena pomocí obvodu s tyristory v můstkovém zapojení, které je schopno změnit velikost vstupního napětí.

### 5.4.2 Motory na střídavý proud (AC)

#### 5.4.2.1 asynchronní motory

Vinutí na statoru je napájeno třífázovým střídavým proudem a vytváří točivé elektromagnetické pole [7]. Ideální otáčky naprázdno jsou dány rychlostí točivého pole

$n = \frac{60f}{p} [\text{min}^{-1}]$ , kde  $p$  je počet pólových dvojic statoru. Při těchto otáčkách je kroutící moment nulový. V otočné kotvě motoru se indukují napětí a proud, který protéká kotvou způsobuje točivý moment, protože točivé elektromagnetické pole se snaží rotor unášet s sebou otáčkami  $n_s$ , které mají malý skluz za otáčkami točivého pole. Skluz otáček bývá 3-7 % otáček elektromagnetického pole (otáček naprázdno). Otáčky asynchronního motoru lze v určitém rozsahu plynule regulovat přidáním frekvenčního měniče. Tyto motory se nejvíce používají pro pohon včetně obráběcích strojů, jelikož dávají velký konstantní výkon při velkém rozsahu otáček.

U velmi moderních strojů především pro vysokorychlostní obrábění se používá elektrovřeten. Princip spočívá v tom, že vřetenostroje je zabudováno jako součást motoru, takže pracuje jako jeho rotor. Tento pohon má vysokou tuhost, dynamickou stabilitu a je velmi přesný.

Tento typ motoru je ideální pro moje využití z důvodů uvedených výše. Volba motoru bude uvedena ve výpočtové části práce.

#### **5.4.2.2 Synchronní motory**

Vinutí na statoru je podobné jako u asynchronních motorů s tou výjimkou, že rotor nese permanentní magnety s póly, které jsou střídavě severní a jižní. Pokud jsou na statoru místo permanentních magnetů cívky, je potřeba cizí buzení. Rotor se pohybuje změnami směru magnetického toku ve statoru. Otáčky rotoru jsou dány počtem párů pólů a frekvencí sítě. V tomto případě jsou otáčky elektromagnetického pole a otáčky rotoru stejné:  $n = n_s = \frac{60f}{p}$ , kde  $p$  je počet pólových dvojic. Otáčky jsou opět v určitém rozmezí plynule regulovat doplněním frekvenčním měničem.

Regulovatelné synchronní motory se používají pro posuvové mechanismy obráběcích strojů, kde je důležitý velký rozsah konstantního kroutícího momentu, který vyvozuje konstantní posuvovou sílu, zajišťuje vysoké hodnoty zrychlení a zastavení a přesné najetí do určité pozice.

#### **5.4.2.3 Krokové motory**

Jedná se o zvláštní druh synchronního motoru, používaný především pro menší výkony. Má buzení permanentními magnety, větší počet fází, a značný počet pólů. Ovládací proudové impulsy se přivádí postupně na jednotlivé fáze, rotor se neotáčí nepřetržitě (krokuje) tak, jak je postupně přitahován jednotlivými póly. U tohoto typu motoru je velmi přesné polohování, takže se používají pro posuvové mechanismy, kde je požadován nízký moment i otáčky.

#### **5.4.2.4 Lineární motory**

Je to mnohápólový elektrický stroj, jehož vzduchová mezera je rozvinutá do roviny. Může mít vlastnosti libovolného druhu motoru (asynchronní, synchronní...). Vyznačují se velmi přesným polohováním. Jejich hlavní nevýhodou je tepelné a elektromagnetické ovlivňování motoru, takže musí být odstíněny.

### **5.4.3 Chlazení elektrických pohonů**

Všechny pohony na obráběcích strojích pracují i při nejnižších otáčkách s maximálním kroutícím momentem. Nelze proto spoléhat na přirozené chlazení vzduchem a musí se chladit externě. Skříň motoru je tvořena žebrováním, díky kterému se motor lépe chladí okolním prostředím, ale to mnohdy nestačí. K motorům se přidává speciální ventilátor, který je buď připevněn přímo k hřídeli elektromotoru, takže je zajištěno

nepřetržité chlazení, anebo se řeší připevněním přidavného ventilátoru, nebo například vodním chlazením.

Chlazení motorů je velmi důležité, neboť motor by po pár minutách bez chlazení shořel. U mnou navrhované varianty je chlazení zajištěno větrákem, který je pevně připevněn k rotující části motoru. Takto vybavený motor je dodáván přímo od výrobce.

## 5.5 Přenos kroutícího momentu z motoru na vřeteno

Přenos kroutícího momentu z motoru na vřeteno se zpravidla provádí buď pomocí mechanické převodovky (ozubenými koly), nebo řemenovým převodem. Převod pomocí převodovky by vedl na komplexní výpočet a žádal by složitější konstrukční provedení soustruhu. Použití mechanické převodovky je zároveň v mém případě méně vhodné, jelikož při soustružení dřeva můžou nastat rázy v procesu obrábění. Tyto rázy by měly negativní vliv na ozubená kola v převodovce, jelikož mezi vlastnosti převodovky nepatří schopnost tlumit rázy. Mohlo by tedy dojít k mechanickému poškození ozubených kol. Pro mé využití se spíše hodí převod řemenový.

Řemenové převody se řadí mezi tzv. ohebné neboli pružné převodové členy, které značně zjednodušují konstrukci a tím i výslednou cenu produktu. Mezi výhody těchto členů patří i schopnost zachytávat rázové zatížení a tlumit kmitání, které má vliv na životnost stroje.

Přenos rotačního pohybu z hnacího kola na kolo hnané je uskutečněn díky tření mezi řemenicí a řemenem. Je to převod silovým stykem, takže může docházet ke skluzu (výjimkou je ozubený řemen). Jedná se o nepřesný převod, který se skládá z minimálně dvou řemenic (hnací a hnané), řemene a případně napínací kladky. Velikost přenášeného kroutícího momentu je závislá na velikosti napínací síly, velikosti součinitele tření mezi řemenicí a řemenem a velikostí úhlu opásání řemenice.

Řemenové převody rozdělujeme na několik druhů. Jejich použití, základní výhody a nevýhody popíši v následujícím odstavci.

### 5.5.1 Řemenový převod s plochými řemeny

Ploché řemeny sestávají z tažné vrstvy, která přenáší obvodovou sílu a ze stykové vrstvy, která přenáší třecí sílu z funkční plochy řemenice na tažnou vrstvu. Mezi výhody plochých řemenů patří zejména tichý chod, vysoká dovolená obvodová rychlost a schopnost přenášet velký výkon na velkou osovou vzdálenost. Ploché řemeny jsou obvykle dodávány v rolích, ze kterých se řežou pásy požadované délky, jejichž konce se spojují pomocí speciálního nářadí dodávaného výrobcem. [8]

### 5.5.2 Řemenové převody s klínovými řemeny

Klínové řemeny jsou tvořeny opláštěvaným pryžovým jádrem, uvnitř kterého se nachází tažná vrstva z bavlněných, viskóзовých nebo nylonových provazců. Na rozdíl od plochých řemenů, se klínové řemeny používají pro přenos výkonu na menší osové vzdálenosti. Převody s klínovými řemeny mají sice poněkud nižší účinnost než převody s plochými řemeny, avšak je možné použít více řemenů na jedné řemenici, a tak realizovat přenos vyšších výkonů. Klínové řemeny se dodávají v určitých délkách, a to většinou jako uzavřené, málokdy spojované. [8]

### 5.5.3 Řemenové převody s ozubenými řemeny

Ozubené řemeny se vyrábějí z chloroprenového kaučuku (neopren) nebo polyuretanu s ocelovými nebo skelnými tažnými vlákny. Protože ozubené řemeny se neprodužují

a mezi řemenem a řemenicí nedochází ke skluzu, jsou převody s těmito řemeny označovány jako synchronní pohony. Hlavní výhodou synchronních pohonů spočívají v konstantním převodovém poměru, schopnosti pracovat bez předpětí a při téměř libovolné obvodové rychlosti. Jejich nevýhodou je především cena řemenu, nutnost použít řemenici s ozubením a buzení vibrací při záběru zubů. [8]

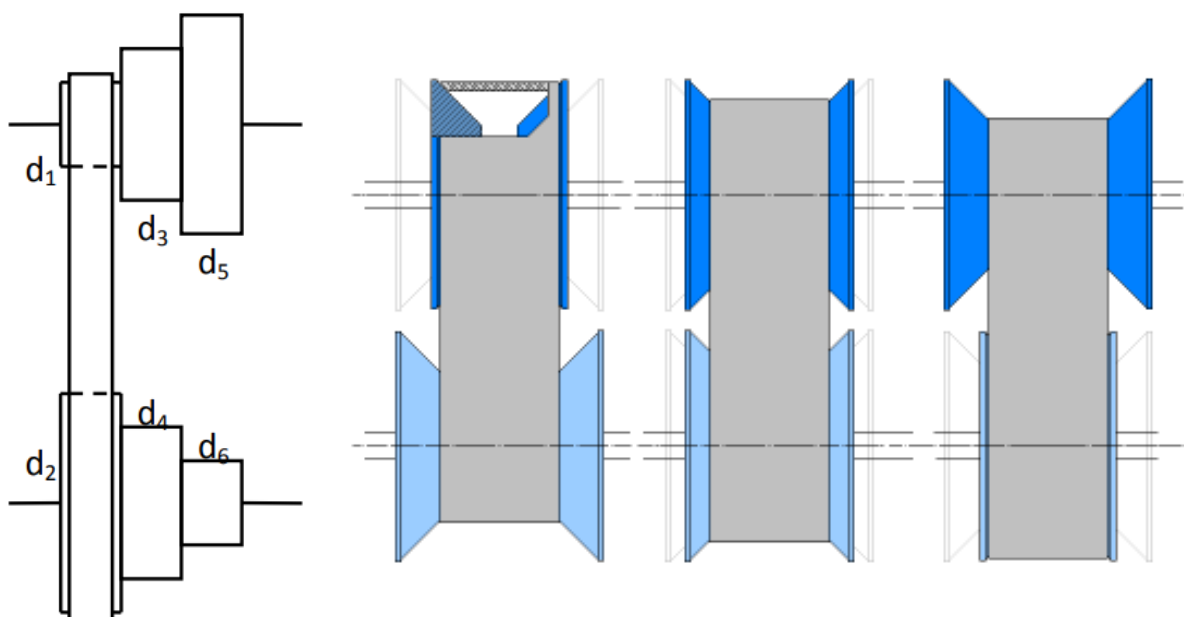
## 5.6 Mechanismy na regulaci otáček

Jelikož většinou parametry motoru nedosahují hodnot požadovaných na vřetenu a máme k dispozici pouze jedny jmenovité otáčky, je potřeba tyto parametry vhodně regulovat, tedy zavést mezi motorem a vřetenem převod. Mluvíme zde převážně o otáčkách a kroutícím momentu na vřetenu. Změnu lze provést způsoby uvedeným v tabulce 1.

Tab 1.) Změna převodu mezi hnacím a hnaným hřídelem [7]

Stupňovitá změna		
Mechanicky		Elektricky
Ozubené kola (převodovka)	Řemenový převod (více řemenic)	Víceotáčkový motor
Plynulá změna		
Mechanicky	Elektricky	Hydraulicky
Řemenový převod (variátor)	Frekvenční měnič	Změna průtoku tlakového média

Nynější soustruhy na dřevo převážně využívají plynulou změnu otáček, která je uživatelsky více příjemná než stupňovitá. Pro mnou navrhovaný soustruh tedy volím plynulou změnu otáček, čímž dosáhnou i většího rozmezí počtu otáček na vřetenu.



Obr. 7)

Řazení řemenic [7] (vlevo), variátor [9] (vpravo)

## 5.7 Příslušenství k soustruhům na dřevo

### 5.7.1 Luneta

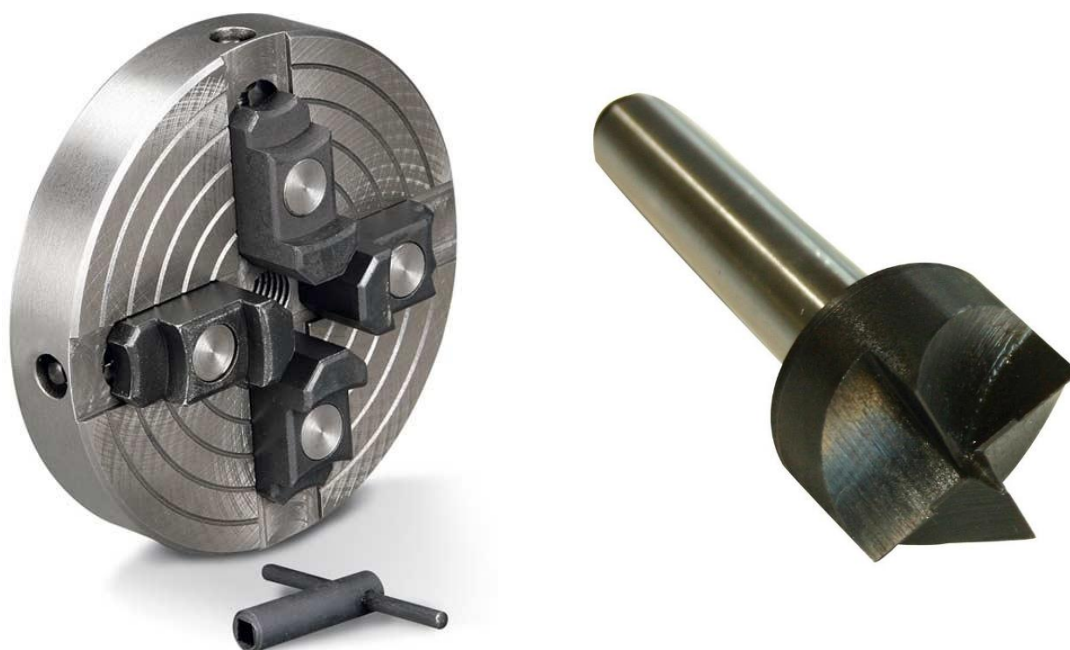
Slouží k podepření dlouhých nebo tenkých obrobků při soustružení za účelem zabránění vibrací. Lunetu tvoří obvykle litinový rámec s kruhovým otvorem, do něhož zasahují tři nastavitelné palce s kladkami, které podpírají obrobek. Moderní konstrukce zajišťují automatické vystředění obrobku, hydraulické rychloupínání apod. Luneta se umísťuje kolmo k ose obrobku, a to buď přímo na lože soustruhu (pevná luneta), anebo na suport (posuvná luneta). Luneta jednak zabraňuje prohnutí obrobku tlakem soustružnického nože a nebezpečnému příčnému rozkmitání obrobku. [10]

### 5.7.2 Kopírovací zařízení

Slouží ke zhotovování více stejných kusů. Přenáší tvar z modelu nebo šablony na obrobek posuvným mechanismem. Přítlačná síla je většinou koncipována pomocí pružiny a posuv pomocí ozubeného převodu a pohybového šroubu.

### 5.7.3 Univerzální sklíčidlo

Díky normovanému konci vřetene lze místo unášecího hrotu umístit i univerzální sklíčidlo. To se používá při obrábění menších součástí, nebo při obrábění vnitřních a čelních ploch. Zpravidla se vyrábí se třemi nebo čtyřmi upínacími čelistmi. Pro můj soustruh volím jako hlavní příslušenství univerzální sklíčidlo a unášecí hrot, uvedené na obrázku 8.



Obr. 8) Vybrané upínací přípravky pro soustruh na dřevo (vlevo čtyřčelist'ové sklíčidlo [11], vpravo unášecí trn s kuželem Mk2 [12])

## 6 KONSTRUKCE

### 6.1 Návrh variant řešení

#### Varianta A:

První navrhovaná varianta se skládá ze svařovaných součástí. Konstrukce ze svařovaných dílů se vyskytuje zpravidla u levnějších soustruhů, které jsou využívány spíše pro hobby účely. Svařovaná konstrukce má oproti odlitkům většinou menší tuhost a hůře tlumí rázy, tudíž je vhodnější pro menší zatížení stroje. Zároveň je nutno vybírat pro konstrukci materiál, který je svařitelný. Konstrukce by vedla na výpočet únosnosti svarových spojů. Pokud se uvažuje veškeré opracování materiálu a svařovací operace, je konstrukce zdlouhavá a není příliš vhodná pro sériovou výrobu.

Přenos kroutícího momentu z motoru na vřeteno je realizován pomocí klínového řemene a vícestupňových řemenic. Výhodou tohoto řešení je výsledná cena převodového mechanismu. Jelikož klínový řemen přenáší kroutící moment pomocí tření, je nutno řemen dostatečně napnout, aby nedocházelo ke skluzu řemenu. Napnutí řemene vyvolá velké zatížení vřetene, které je uloženo v ložiscích. Ložiska tedy musí přenášet velké zatížení od řemene, což se projeví na menší životnosti ložisek. Stupňovitý převod má další nevýhodu v omezeném počtu otáček na vřetenu, který je dán převodovými stupni řemenic. Řazení řemenic vyžaduje vypnutí motoru, povolení řemenu a samotné přehození na druhou dvojici řemenic. Změna otáček je tedy pomalá a uživatelsky méně příjemná.

#### Varianta B:

Druhý návrh se liší již základním konstrukčním provedením. Základní stavební kámen pro tuto variantu jsou odlitky, které se vyznačují lepším tlumením rázů. Velkou nevýhodou této konstrukce je cena. Pokud by se jednalo o zakázkovou výrobu, odlitky by neměly smysl, jelikož by cena výsledného produktu byla velmi vysoká. Použití odlitků má smysl při sériové výrobě, kde je cena za jeden kus výrazně snížena. Odlitek již nepotřebuje takové množství technologických operací pro uvedení do provozuschopného stavu.

Kroutící moment z motoru na vřeteno je přenášen mechanickým variátorem. Variátor zajišťuje plynulou změnu otáček, která se provádí při chodu motoru. Je tedy uživatelsky příjemnější než řazení řemenic. Variátor opět využívá k přenosu točivého momentu tření, takže je opět potřeba dostatečné napnutí řemenu, které ve výsledku způsobí větší zatížení ložisek.

#### Varianta C:

Třetí a poslední navrhnoutou variantou je konstrukce soustruhu z odlitků. Přenos momentu z motoru na vřeteno je zde proveden ozubeným řemenem s ozubenými řemenicemi. Při použití ozubeného řemene není potřeba řemen tolik napínat, jelikož se jedná o přenos tvarovým stykem. Výsledkem bude menší zatížení, tudíž i větší životnost ložisek. Nevýhodou ozubeného řemene je poměrně vyšší cena.

Použití frekvenčního měniče má spoustu výhod, především z energetického hlediska a zatížení motoru. Přímé připojení motoru na síť vyvolá velký záběhový proud

a dochází tak k velkému namáhání motoru, které snižuje jeho životnost. Frekvenční měnič eliminuje záběhový proud a lze jeho pomocí dosáhnout dokonalého rozběhu motoru. Zároveň použitím měniče docílíme menšího odběru elektrické energie při spouštění motoru. Pro dlouhodobé používání je tedy frekvenční měnič energeticky výhodný. Další výhodou je velká variabilita otáček. Vhodným naprogramováním měniče lze získat požadovaný rozsah otáček na vřetenu. Nevýhodou je větší pořizovací cena než při použití mechanických převodových systémů.

Pro výběr konstrukčního řešení jsem vytvořil tabulku, do které jsem vypsál jednotlivé parametry, dle kterých bylo rozhodováno o výběru varianty. Jednotlivým parametrům jsem přiřadil hodnoty 1 až 3, kde 1 je nejméně příznivé a 3 je nejvíce příznivé. Jelikož není zadáno, zda se jedná o sériovou nebo zakázkovou výrobu, zvolím si, že se bude jednat o sériovou výrobu.

Tab. 2) – zhodnocení výběru konstrukčního řešení

Varianta	Tuhost systému	Trvanlivost ložisek (zatížení vřetene)	Použití pro sériovou výrobu	Cena	Rozsah a způsob změny otáček	SUMA
A	1	1	1	3	1	7
B	3	1	3	2	2	11
C	3	3	3	1	3	13

Po zhodnocení parametrů v tabulce 2 vyšla jako nevhodnější varianta C, tedy použití konstrukce z odlitků, přenos kroutícího momentu pomocí ozubeného řemene s regulací otáček frekvenčním měničem. Bude se ale jednat o dražší provedení soustruhu.

## 6.2 Hlavní parametry soustruhu:

- Výkon na vřetenu cca  $P_V = 1,2 \text{ kW}$
- Maximální točná délka  $L = 1400 \text{ mm}$
- Maximální průměr obrobku  $D_S = 400 \text{ mm}$
- Rozsah otáček vřetena  $n_v = 200 - 2500 \text{ min}^{-1}$

## 6.3 Pohon

Výběr požadovaného pohonu mi ulehčí zadání, ve kterém mám zadán výkon na vřetenu. Jelikož převod mezi motorem a vřetenem není dokonalý, tak se v převodovém mechanismu nacházejí ztráty. Tudíž se převodem ztrácí určité procento výkonu. Jedná se o tzv. účinnost převodových mechanismů. Podle [13] má převod řemenem účinnost cca 0,93. Pokud bych ještě uvažovali ztráty v ložiscích, které budou minimální, můžu hodnotu účinnosti zaokrouhlit na 0,9 s tím, že vím, že mám rezervu. Výpočet výkonu motoru tedy můžu provést jednoduše trojčlenkou.

1,2 [kW] ..... 90[%]  
 $P_N$  [kW] ..... 100 [%]

$$P_N = \frac{100 \cdot 1,2}{90} = 1,33 \text{ kW} \quad (1)$$

Návrhový výkon podle (1) vyšel 1,33 kW, a jelikož vždy je lepší mít nějakou rezervu a výkon na vřetenu není pevně zadán, tak budu volit motor s výkonem o něco vyšším.

Motor volím podle katalogu firmy siemens [14]. Objednací číslo 1LA7 090- AA10. Jedná se o dvoupólový trojfázový asynchronní motor, který disponuje výkonem 1,5 kW a dosahuje 2860 ot/min při připojení na síťové napětí 230 V a frekvenci 50 Hz. Jeho jmenovitý krouticí moment je 5 Nm a hmotnost 12,9 kg. Z konstrukčního uspořádání volím patkové provedení IM B3.

Pro další výpočty si musím vypočítat maximální řeznou sílu. V literaturách se objevuje postup výpočtu kroutícího momentu motoru z řezné síly a kroutícího momentu a následně se vybírá motor podle jmenovitého kroutícího momentu. Jelikož už výkon a krouticí moment motoru znám, tak budu postupovat obráceně. Převodový poměr z motoru na vřeteno jsem zvolil podle požadovaných maximálních otáček na vřetenu.

Výpočet kroutícího momentu na vřetenu je uveden v (2):

$$M_{kV} = M_{kM} \cdot i = 5 \cdot 1,39 = 6,96 \text{ [Nm]} \quad (2)$$

Výpočet řezné síly:

Maximální řeznou sílu dostaneme při obrábění nejmenšího možného obrobku. Nejmenší možný obráběný průměr jsem zvolil z možností sklíčidla  $D_{min} = 30 \text{ mm}$ .

$$F_Z = \frac{2 \cdot M_{kV}}{D_{min}} = \frac{2 \cdot 6,96}{0,03} = 464 \text{ [N]} \quad (3)$$

## 6.4 Přenos momentu na vřeteno

Jelikož dřevo jako polotovár není vždy perfektně rotační a ani struktura dřeva není homogenní, tak dochází při obráběcím procesu k rázům. Tento fakt je jedním z hlavních aspektů pro volbu řemenového převodu. Hlavní výhodou tohoto typu převodu je především schopnost tlumit rázy, a relativně tichý chod. Na základě rešerše jsem se rozhodl pro volbu ozubeného řemenu, čímž zajistím, že při obrábění nedojde k prokluzu řemenu. Další výhodou ozubeného řemenu je nižší předpětí oproti ostatním typům řemenů. Tím pádem řemen nebude vyvolávat tak velké zatížení na vřeteno a tím pádem i na ložiska, jako kdybychom použili jiný typ řemenového převodu.

Pro výpočet řemenu použiji program od Firmy Conti-Tech, který je volně dostupný na internetu. [15] Na obrázku 9 je uživatelské rozhraní programu, kde se volí základní parametry řemenového převodu. Jako první se volí typ řemene, který jsem zvolil ozubený, jak již bylo uvedeno dříve. Typ řemene je synchrobelt s profilem zubů HTD, který je standartní řadou řemenů firmy Continental. Rozteč zubů jsem volil 5M jako střední rozteč z nabídky.



Jako další se volí osová vzdálenost a rozměry řemenic. Osovou vzdálenost jsem volil ze 3D modelu mého soustruhu. Jelikož se řemeny vyrábí pouze v určitých standartních délkách, bylo poté zapotřebí dopravit model, aby zadané parametry vyhovovaly výpočtu řemene. Počty zubů jsem volil, aby zapadaly do konstrukčního provedení soustruhu a aby byl zajištěn mnou zvolený převodový poměr. Dále bylo potřeba zadat otáčky na hnací řemenici, což jsou jmenovité otáčky motoru. Po zadání těchto parametrů nám program vypočítal geometrické hodnoty řemenic a otáčky na hnané řemenici (na vřetenu).

## Volba řemene

Filtr vlastností řemenu

Druh řemene

Ozubený řemen

Typ řemene

x Synchronbelt x

Profil zubů

x HTD x

Rozteč

x 5M x

## Systémová data

Geometrická data	Grafický náhled	Výkonnostní data	Kalkulátor nákladů na energii	Protokol výsledku															
<p>Počet řemenic</p> <p>2</p>	<p><input type="checkbox"/> Osová vzdálenost</p> <p>242.24 [mm]</p>	<p>Požadovaná délka řemenu</p> <p>Lw_gef [mm]</p>	<p>Standardní délka řemenu</p> <p>700.00 [mm]</p>	<p>Vypočtená délka řemene</p> <p>700.00 [mm]</p>															
<p>Údaje o řemenici</p>																			
<p>0</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Název řemenice</th> <th>Počet zubů</th> <th>da</th> <th>dw</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Hnací hřídel</td> <td>36 [-]</td> <td>56.16 [mm]</td> <td>57.30 [mm]</td> <td>2860.00 [1/min]</td> </tr> <tr> <td colspan="5"> <p>Pevná <input checked="" type="checkbox"/></p> </td> </tr> </tbody> </table>					Název řemenice	Počet zubů	da	dw	n	Hnací hřídel	36 [-]	56.16 [mm]	57.30 [mm]	2860.00 [1/min]	<p>Pevná <input checked="" type="checkbox"/></p>				
Název řemenice	Počet zubů	da	dw	n															
Hnací hřídel	36 [-]	56.16 [mm]	57.30 [mm]	2860.00 [1/min]															
<p>Pevná <input checked="" type="checkbox"/></p>																			
<p>1</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Název řemenice</th> <th>Počet zubů</th> <th>da</th> <th>dw</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Hnaná hřídel</td> <td>50 [-]</td> <td>78.44 [mm]</td> <td>79.58 [mm]</td> <td>2059.20 [1/min]</td> </tr> <tr> <td colspan="5"> <p>Pevná <input checked="" type="checkbox"/></p> </td> </tr> </tbody> </table>					Název řemenice	Počet zubů	da	dw	n	Hnaná hřídel	50 [-]	78.44 [mm]	79.58 [mm]	2059.20 [1/min]	<p>Pevná <input checked="" type="checkbox"/></p>				
Název řemenice	Počet zubů	da	dw	n															
Hnaná hřídel	50 [-]	78.44 [mm]	79.58 [mm]	2059.20 [1/min]															
<p>Pevná <input checked="" type="checkbox"/></p>																			

Obr. 9) Uživatelské rozhraní programu Transmission designer

V dalším dialogovém okně programu, které je zobrazeno na obrázku 10, bylo potřeba zadat výkonnostní parametry řemenového převodu. Jedná se o přenášený výkon a kroutící moment. Vyplňuje se výkon a kroutící moment na hnací hřídeli, tedy jmenovitý výkon a kroutící moment motoru. Z těchto parametrů mi program vypočítal obvodovou sílu na řemenicích a kroutící moment na hnané hřídeli.

**Výkon a kroutící moment**

Výkon motoru  100 [%] Požadovaný výkon motoru [kW]

#	Popis	P	M <sub>d</sub>	F <sub>u</sub>
0	Hnací hřídel	1.50 [kW]	5.01 [Nm]	175 [N]
1	Hnaná hřídel	1.50 [kW]	6.96 [Nm]	175 [N]

Obr. 10) Výkonnostní parametry v programu Transmission designer

Z takto zadaných parametrů je program schopen vyhodnotit optimální řemen. Výsledkem je protokol, který obsahuje velké množství dat. Pro další výpočty jsou pro mě důležité jen některé hodnoty. Jedná se o kroutící moment na hnané řemenici a síla na ložiska, která bude mít vliv na životnost ložisek. Hodnota kroutícího momentu a síla působící na ložiska jsou zobrazena na obrázku 11, který je vyjmut z výsledného protokolu.

**Výkonnostní data**

#	Výkon	Kroutící moment	Obvodová síla	Statická síla na ložiska	Dynamická síla na ložiska vypočtená při provozních podmínkách
	P	M	F <sub>u</sub>	FL <sub>stat</sub>	FL <sub>dyn</sub>
	[kW]	[Nm]	[N]	[N]	[N]
0	1.50	5.01	175	276	273
1	1.50	6.96	175	276	273

Obr. 11) Výstřížek výsledného protokolu výpočtu řemene

Program vyhodnotil jako optimální řemen CONTI-HTD-700-5M-25-SYNCHROBELT. Výrobce nabízí i řemenice k tomuto typu řemenu, které si lze následně upravit dle vlastních potřeb. Hnací řemenice je 36-05M-25 6F a hnaná řemenice je 50-05M-25 6F.

## 6.5 Regulace pohonu

Jak již bylo uvedeno dříve, pro změnu otáček bude soustruh využívat frekvenčního měniče. Je to uživatelsky nejpříjemnější způsob změny otáček a je velmi přesný. Vhodným naprogramováním tohoto měniče dosáhneme velké variability otáček na vřetenu.

Katalog firmy Siemens nabízí frekvenční měnič přímo pro motor s našim výkonem, tudíž volíme frekvenční měnič pro motory do 1,5 kW. Měnič dosahuje na výstupu frekvence až 650 Hz, takže teoreticky bychom z motoru mohli dostat až třináctinásobné otáčky, než jsou jmenovité otáčky. To by ovšem motor nevydržel a jeho kroutící moment by byl v těchto otáčkách už velmi malý. Je potřeba frekvenční měnič vhodně naprogramovat, aby nedocházelo k přetížení motoru.

Z výpočtu řemenového převodu lze vidět, že při jmenovité frekvenci, tedy 50 Hz, má motor jmenovité otáčky 2860 za minutu a na vřetenu je 2059 otáček za minutu. Snižováním frekvence pod jmenovité hodnoty se budou snižovat otáčky, ale bude zachován kroutící moment, což je pro mě důležité. Naopak zvyšováním frekvence

budou otáčky růst, budeme mít konstantní výkon, ale bude nám upadat kroutící moment. Jelikož motor lze používat i na frekvenci kolem 90 Hz bez toho, aniž by se poškodil, je maximální počet otáček 2500 za minutu.

Frekvenční měnič volím z katalogu [16]. Jedná se o měnič SINAMICS G110 6SL3211-0AB21-5UA1, pro motory do 1,5 kW, výstupní frekvence 0-650 Hz. K tomuto měniči je možno přikoupit ovládací panel 6SL3255 - 0AA00-4BA0, na kterém se nachází potenciometr pro příjemnější nastavení požadované frekvence, ergo otáček.

## 6.6 Konstrukce vřetene

Jak již bylo uvedeno v teoretické části práce na vřetena obráběcích strojů se kladou velké nároky. Jejich úkolem je zajistit pokud možno co nejpřesnější rotační pohyb obrobku. Vřeteno je v mém případě uloženo ve dvou kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem, které jsou schopné zachytávat jak radiální, tak i axiální zatížení. Konec vřetene, který vystupuje z vřeteníku a slouží k nasazení upínacího prostředku se nazývá přední konec. Tento konec musí být konstruován tak, aby k němu bylo možno připojit upínací přípravek. Pro můj soustruh jsem zvolil dva upínací přípravky, kterými jsou univerzální sklíčidlo a unášecí hrot, viz obr. 8. Pro připevnění těchto upínačů je vřeteno navrženo s vnitřním morse kuželem velikosti Mk2 s vnějším závitem M3x3,5. Díky těmto konstrukčním prvkům lze na soustruh připevnit velké množství upínačů podle volby koncového uživatele.

### 6.6.1 Výpočet optimální vzdálenosti ložisek

V prvním případě je potřeba vypočítat optimální vzdálenost ložisek. Tato vzdálenost se počítá zvlášť pro každé vřeteno, aby se eliminoval vznik rezonance vřetena, které by mohlo mít fatální následky. Dalším důvodem tohoto výpočtu je průhyb předního konce vřetena, který se požaduje také pokud možno co nejmenší.

Celková deformace vřetena je dána třemi hlavními složkami. Jedná se o deformaci vřetena  $y_v$ , deformace ložisek  $y_L$  a deformace skříně  $y_S$ . Tyto dílčí deformace a celková deformace je zobrazena na obrázku 12. Celkovou deformaci vřetena tedy můžeme zapsat ve tvaru:

$$y = y_v + y_L + y_S \quad (4)$$

Deformace způsobená průhybem skříně může být rovněž matematicky definována. Výpočet je poměrně složitý a vztah musí být odvozen vždy pro konkrétní případ. [17] Budu tedy považovat vřeteno za dostatečně tuhé a deformaci skříně nebudu uvažovat. Celková deformace potom bude definována vztahem:

$$y = y_v + y_L \quad (5)$$

Vřeteno se rozdělí na část mezi ložisky o délce  $l$  a momentu setrvačnosti  $I_1$ , a přepisový konec o délce  $a$  a momentu setrvačnosti  $I_2$ . Průhyb na konci přepisového konce vřetena způsobený silou  $F$  je součtem těchto dílčích průhybů a může se zapsat ve tvaru: [17]

$$y_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \left( \frac{l}{I_1} + \frac{l}{I_2} \right) \quad (6)$$

V tomto výpočtu se uvažuje dokonalá tuhost ložisek. Deformace ložisek ovšem také ovlivňuje celkovou tuhost vřetena, a proto je nutné vypočítat. Nyní budu uvažovat

dokonale tuhé vřeteno. Pro výpočet potřebuji znát poddajnost ložisek, kterou zjistím z radiální tuhosti ložiska, kterou udává výrobce. Deformace způsobená poddajností ložisek je definována jako:

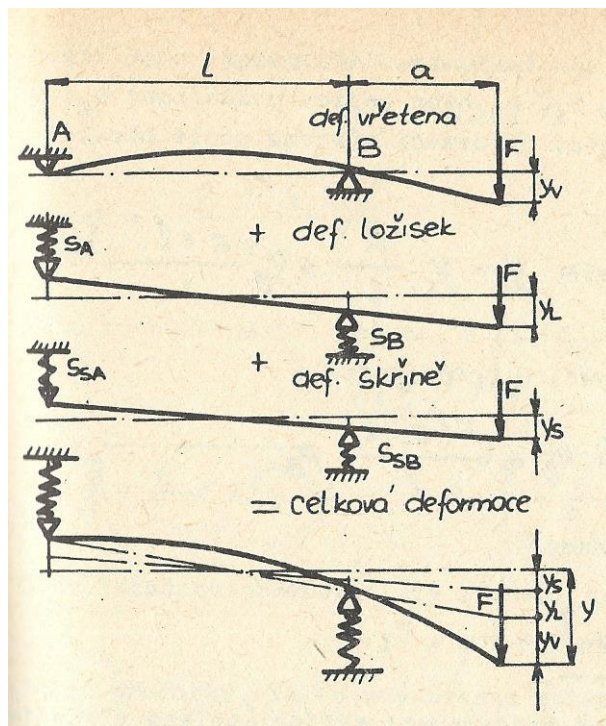
$$y_L = \frac{F}{l^2} (a^2 \cdot p_A + (a+l)^2 \cdot p_B) \quad (7)$$

Dosazením rovnice (6) a rovnice (7) do rovnice (5) získám vztah pro celkovou deformaci vřetena.

$$y = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \left( \frac{l}{I_1} + \frac{l}{I_2} \right) + \frac{F}{l^2} (a^2 \cdot p_A + (a+l)^2 \cdot p_B) \quad (8)$$

Je potřeba dostat při dosazení za  $l$  co nejmenší hodnotu deformace  $y$ . Z rovnice (8) úpravou, následnou derivací podle  $l$  a položení této derivace rovno nule dostaneme kubickou rovnici pro optimální vzdálenost ložisek.

$$l^3 - \frac{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot l}{a} \cdot p_B - 6 \cdot E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = 0 \quad (9)$$



Obr. 12) Deformace vřetena a vliv tuhostí jednotlivých členů [17]

Rovnice (9) odpovídá schématu

$$x^3 + qx + r = 0 \quad (10)$$

Kde:

$$q = -\frac{6 \cdot E \cdot I_1}{a} \cdot p_B \quad (11)$$

$$r = -6 \cdot E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) \quad (12)$$

Rovnice má tři kořeny, z nichž pouze první je reálný a má tedy význam. [17]  
Výsledkem tedy je:

$$x_1 = l = u + v \quad (13)$$

Kde:

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}} \quad (14)$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}} \quad (15)$$

$$z = \frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3 \quad (16)$$

Dosažením hodnot do těchto vztahů se získá optimální vzdálenost mezi ložisky. Jako první určím sílu, která působí na přední konec vřetene. Počítal jsem se dvěma variantami zatížení. První varianta je při obrábění malého polotovaru, kde je hlavním zatížením řezná síla. Tuto sílu jsem určil v rovnici (3), její hodnota je 464 N. Tato síla je dána čistě kroutícím momentem a působí směrem nahoru, tedy ve směru kladné osy  $z$  v normálním kartézském pravoúhlém souřadném systému, viz obr. 13. Není zde započítána síla ve směru osy  $y$ , která vzniká při obrábění a taktéž způsobuje radiální zatížení vřetena. Tato síla je dána geometrií nástroje a způsobem obrábění. Jelikož ani jeden z těchto parametrů není u obrábění dřeva striktně zadán, zvolím tyto hodnoty dle znalostí z předchozího studia. Nástrojový úhel  $\kappa = 45^\circ$  a úhel čela  $\gamma > 0$ . Pro tyto hodnoty je poměr řezných sil dle [18] následující:

$$F_z : F_y : F_x = 1 : 0,45 : 0,25 \quad (17)$$

Síla  $F_z$  je vypočítána v rovnici (3), sílu  $F_y$  určím za pomoci poměrů (17). Síla  $F_x$  je síla, která působí v axiálním směru vřetena. Pro výpočet optimálního uložení se s axiálními silami nepočítá, jelikož neovlivňují průhyb vzniklý na konci vřetene. Síla předepnutí ložiska ovlivňuje polohu vlastní frekvence. Je započtena v tuhosti ložiska.

$$F_y = 0,45 \cdot F_z = 0,45 \cdot 464 = 208,8 \text{ N} \quad (18)$$

Síly  $F_x$  a  $F_z$  působí ve směrech, které jsou na sebe navzájem kolmé, tudíž vektorově sečtu dané síly a získám tak sílu působící na volný konec vřetena.

$$F = \sqrt{F_z^2 + F_x^2} = \sqrt{464^2 + 208,8^2} = 508,8 \text{ N} \quad (19)$$

Možnosti stroje dovolují obrábět dřevo o průměru 400 mm a délce 1400 mm, ale nepředpokládá se, že by se takto velký kus obráběl na soustruhu. Zvolím tedy maximální váhu obrobku na 75 kg. Tato hodnota bude uvedena v manuálu stroje jako maximální doporučená hmotnost obrobku. Takto velký obrobek by už bylo potřeba upnout mezi hroty. Pokud by byl obrobek nesymetrický, váha by byla mezi hroty rozložena nerovnoměrně. Budu tedy předpokládat, že vřeteno ponese 75 % celkové váhy, což je 56,25 kg. Výsledná síly působící na vřeteno je síla gravitační.

$$F = F_G = m \cdot g = 56,25 \cdot 9,81 = 551,81 \text{ N} \quad (20)$$

Výpočet se provádí pro nejnepříznivější silové poměry. Výsledná síla od těžkého obrobku je tedy větší než řezné síly při obrábění malého kusu. Ve výpočtu budu tedy používat hodnotu  $F = 551,81 \text{ N}$ .

Dosazované hodnoty:

- Délka předního konce vřetena  $a = 71 \text{ [mm]}$
- Velký průměr vřetene  $D_1 = 40 \text{ [mm]}$
- Malý průměr vřetene  $d_1 = 10 \text{ [mm]}$
- Modul pružnosti pro ocel  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ [Pa]}$
- Síla působící na přední konec vřetena  $F = 508,8 \text{ [N]}$
- Radiální tuhost ložisek [19]  $c_{rA} = c_{rB} = 53 \cdot 10^6 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}]$

Na předním konci vřetena se nachází vnitřní morse kužel, tudíž průřez není konstantní. Abych si zjednodušil výpočet, budu uvažovat, že se v této části nachází konstantní průřez o rozměrech  $D_2 = 29,21 \text{ mm}$ , což je malý průměr závitu M33x3,5 a  $d_2 = 17 \text{ mm}$ , což je průměr morse kuželu.

$$I_1 = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64} = 1,252 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^4] \quad (21)$$

$$I_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{64} = 3,164 \cdot 10^{-8} \text{ [m}^4] \quad (22)$$

$$p_A = p_B = \frac{1}{c_{rA}} = 9,433 \cdot 10^{-9} \text{ [m} \cdot \text{N}^{-1}] \quad (23)$$

Řešení kubické rovnice (9):

$$r = -6E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = -0,003 \text{ [-]} \quad (24)$$

$$q = -\frac{6E \cdot I_1}{a} \cdot p_B = -0,021 \text{ [-]} \quad (25)$$

$$z = \frac{r^2}{4} + \frac{q^3}{27} = 1,873 \cdot 10^{-6} \text{ [-]} \quad (26)$$

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}} = 0,142 \text{ [-]} \quad (27)$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}} = 0,049 \text{ [-]} \quad (28)$$

Optimální vzdálenost mezi ložisky:

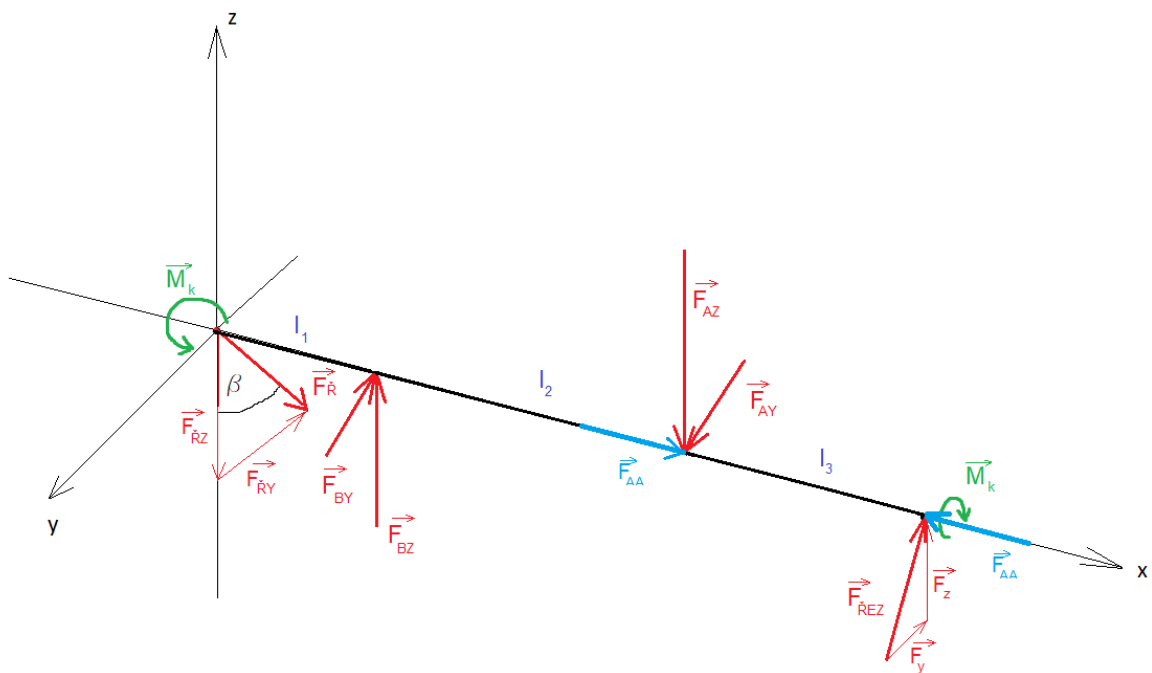
$$l = x_1 = u + v = 0,191 \text{ [m]} = 191 \text{ [mm]} \quad (29)$$

Deformace předního konce vřetena:

$$y = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \left( \frac{l}{I_1} + \frac{l}{I_2} \right) + \frac{F}{l^2} (a^2 \cdot p_A + (a + l)^2 \cdot p_B) = 6,592 \cdot 10^{-5} m \quad (30)$$

### 6.6.2 Kontrola vřetena na mezní stavy

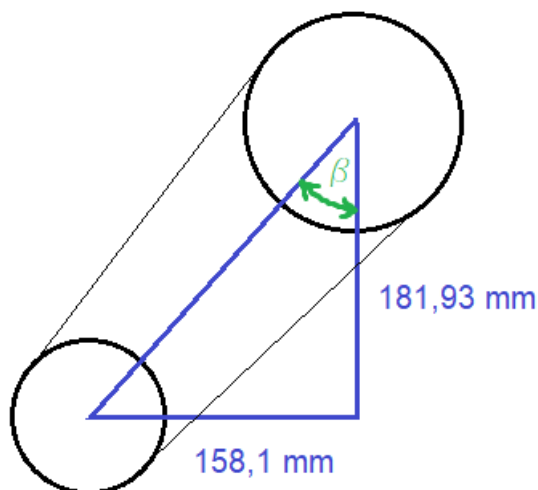
V minulé kapitole jsem vypočítal optimální vzdálenost mezi ložisky, kterou nyní použiji při výpočtu mezních stavů vřetena. Vřeteno budu kontrolovat na mezní stav pružnosti a mezní stav únavy. V tomto výpočtu musím uvažovat síly od řemenového převodu a maximální možné síly vzniklé vlivem obrábění. Sílu od řemene mám vypočítanou z kapitoly, která se zabývala výpočtem řemenového převodu, takže zbývá určit maximální sílu vzniklou vlivem obrábění. Ta bude největší při obrábění nejmenšího průměru obrobku, který jsem zvolil z možností sklíčidla 30 mm. Síly poté určím podle vztahu (17). Vzdálenost působíště této síly je proměnná, tudíž je potřeba tuto vzdálenost určit. Největší namáhání vřetene nastane, pokud síla bude působit co nejdál od upínače (sklíčidla). Mezi zásady soustružení patří, že maximální vyložení obrobku ze sklíčidla je maximálně dvojnásobek délky, která je upnuta ve sklíčidle. Ta je v mém případě 40 mm. Budu uvažovat určitou rezervu, takže řeknu, že vyložení obrobku ze sklíčidla je trojnásobek této délky čili 120 mm. Výsledná vzdálenost působíště síly od ložiska je po přepočtu 231 mm. Prvním krokem výpočtu je úplné uvolnění vřetene a vykreslení výsledných vnitřních účinků.



Obr. 13) Úplné uvolnění vřetene

### 6.6.2.1 Mezní stav pružnosti

Při počítání mezních stavů nepočítám s axiálním zatížením vřetene, jelikož nezpůsobuje ohybový moment. Úhel  $\beta$  je vypočítán z konstrukčního uspořádání viz obr. 14.



Obr. 14) Řemenový převod

- $l_1 = 55,5$  [mm]
- $l_2 = 191$  [mm]
- $l_3 = 231$  [mm]
- $F_{\check{R}} = 276$  [N]
- $F_Z = 464$  [N];  $F_Y = 208,8$  [N]

$$\beta = \arctg\left(\frac{158,1}{181,93}\right) = 40^\circ 59' \quad (31)$$

$$F_{\check{R}Z} = F_{\check{R}} \cdot \cos\beta = 208,33$$
 [N] (32)

$$F_{\check{R}Y} = F_{\check{R}} \cdot \sin\beta = 181,04$$
 [N] (33)

Nyní z rovnice statické silové a momentové rovnováhy vyjádřím síly působící v ložiscích. První napíšu momentovou rovnováhu k bodu A v rovinách XZ a YX a poté silové rovnováhy v těchto osách.

$$\sum M_{0Z} = 0 \quad (34)$$

$$F_Z \cdot l_3 - F_{BZ} \cdot l_2 + F_{\check{R}Z} \cdot (l_2 + l_1) = 0$$

$$F_{BZ} = \frac{F_Z \cdot l_3 + F_{\check{R}Z} \cdot (l_2 + l_1)}{l_2} = 830,04$$
 [N]

$$\sum F_Z = 0 \quad (35)$$

$$F_Z - F_{AZ} + F_{BZ} - F_{\check{R}Z} = 0$$

$$F_{AZ} = F_Z + F_{BZ} - F_{\check{R}Z} = 1085,71$$
 [N]



$$\sum M_{0Y} = 0 \quad (36)$$

$$F_Y \cdot l_3 - F_{BY} \cdot l_2 - F_{\check{R}Y} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

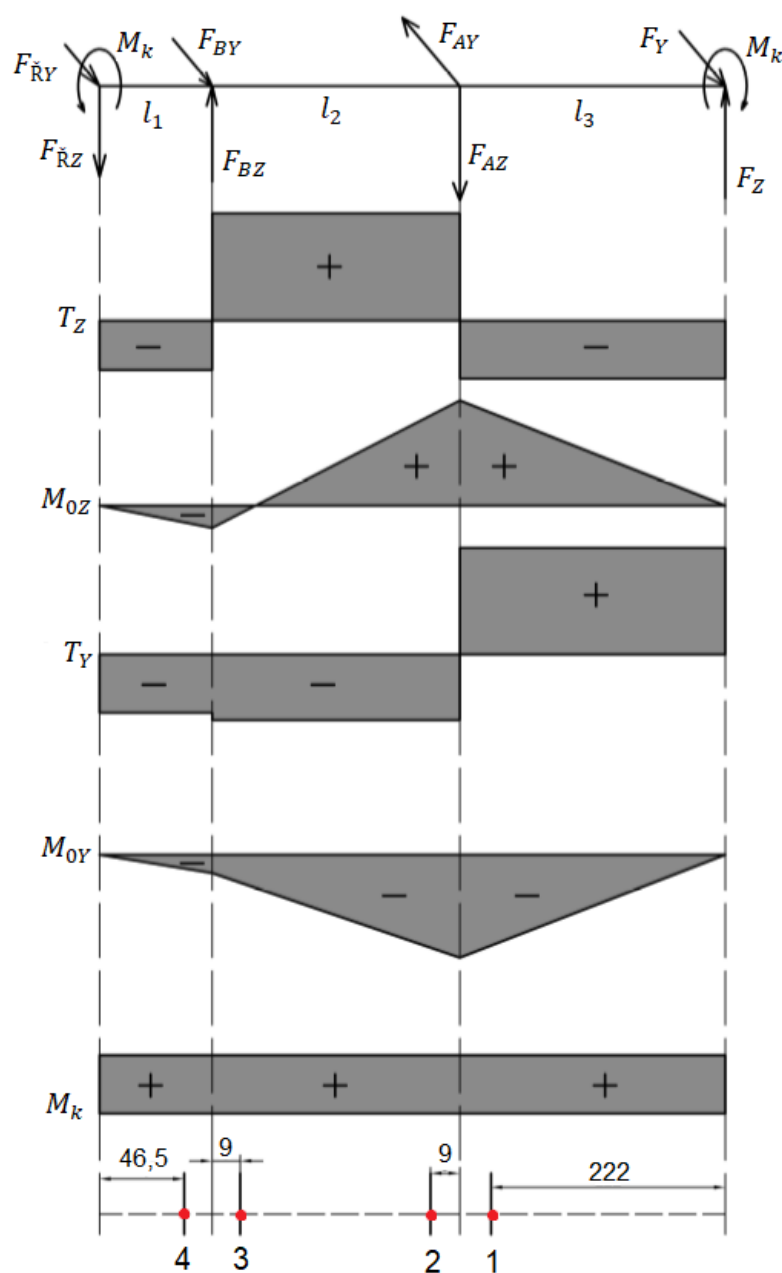
$$F_{BY} = \frac{F_Y \cdot l_3 - F_{\check{R}Y} \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = 18,88 \text{ [N]}$$

$$\sum F_Y = 0 \quad (37)$$

$$-F_{\check{R}Y} - F_{BY} + F_{AY} - F_Y = 0$$

$$F_{AY} = F_{BY} + F_Y + F_{\check{R}Y} = 408,72 \text{ [N]}$$

Nyní znám veškeré síly, které působí na vřeteno i vzdálenosti, ve kterých působí. Můžu tedy vykreslit výsledné vnitřní účinky a určit nebezpečná místa.



Obr. 15) Výsledné vnitřní účinky (VVÚ)

## Nebezpečný průřez 1

Průřez leží v oblasti vnitřního morse kuželu. Jedná se o místo, kde je osazení ze závitu M33x3,5 na průměr 40 mm. Vnější průměr volím malý průměr závitu a vnitřní průměr je průměrem morse kuželu. Kroučící moment je po celé délce konstantní a je roven kroučícímu momentu na hnané řemenici.

Vnější průměr hřídele  $D_1 = 29,21 [mm]$

Vnitřní průměr hřídele  $d_1 = 17 [mm]$

Vzdálenost působící síly  $x_1 = 222 [mm]$

Ohybový moment ve směru os Y a Z:

$$M_{0Z1} = F_Z \cdot x_1 = 103 [Nm] \quad (38)$$

$$M_{0Y1} = F_Y \cdot x_1 = 46,35 [Nm] \quad (39)$$

Celkový ohybový moment:

$$M_{01} = \sqrt{M_{0Z1}^2 + M_{0Y1}^2} = 112,95 [Nm] \quad (40)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{01} = \frac{M_{01}}{w_{01}} = \frac{32 \cdot M_{01}}{\pi \cdot (D_1^3 - d_1^3)} = 57,50 [MPa] \quad (41)$$

Napětí ve smyku:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{w_{k1}} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot (D_1^3 - d_1^3)} = 1,663 [MPa] \quad (42)$$

Součinitel tvaru pro ohyb:

$$\alpha_{\sigma1} = 2,4 [-]$$

Součinitel tvaru pro krut:

$$\alpha_{\tau1} = 2,0 [-]$$

Reálné napětí:

$$\sigma_{01Real} = \alpha_{\sigma1} \cdot \sigma_{01} = 138 [MPa] \quad (43)$$

$$\tau_{k1Real} = \alpha_{\tau1} \cdot \tau_{k1} = 3,326 [MPa] \quad (44)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{\sigma_{01Real}^2 + 3 \cdot \tau_{k1Real}^2} = 138,04 [MPa] \quad (45)$$

## Nebezpečný průřez 2

Nachází se v místě osazení pro ložisko, kdy přechází z průměru 40 mm na průměr 50 mm. Uvnitř vřetena je dutina pro vyražení hrotu o průměru 10 mm.

Vnější průměr hřídele  $D_2 = 40 [mm]$

Vnitřní průměr hřídele  $d_2 = 10 [mm]$

Vzdálenost působící síly  $x_2 = 9 [mm]$

Ohybový moment ve směru os Y a Z:

$$M_{0Z2} = F_Z \cdot (l_3 + x_2) - F_{AZ} \cdot x_2 = 101,59 \text{ [Nm]} \quad (46)$$

$$M_{0Y2} = F_Y \cdot (l_3 + x_2) - F_{AY} \cdot x_2 = 46,43 \text{ [Nm]} \quad (47)$$

Celkový ohybový moment:

$$M_{02} = \sqrt{M_{0Z2}^2 + M_{0Y2}^2} = 111,70 \text{ [Nm]} \quad (48)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{02} = \frac{M_{02}}{w_{02}} = \frac{32 \cdot M_{02}}{\pi \cdot (D_2^3 - d_2^3)} = 18,06 \text{ [MPa]} \quad (49)$$

Napětí ve smyku:

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{w_{k2}} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot (D_2^3 - d_2^3)} = 0,563 \text{ [MPa]} \quad (50)$$

Součinitel tvaru pro ohyb:

$$\alpha_{\sigma 2} = 2,6 \text{ [-]}$$

Součinitel tvaru pro krut:

$$\alpha_{\tau 2} = 2,0 \text{ [-]}$$

Reálné napětí:

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED2} = \sqrt{\sigma_{02Real}^2 + 3 \cdot \tau_{k2Real}^2} = 47 \text{ [MPa]} \quad (51)$$

### Nebezpečný průřez 3

Jedná se o stejný typ vrubu jako v bodě 2, nachází se u druhého ložiska.

Vnější průměr hřídele  $D_3 = 40 \text{ [mm]}$

Vnitřní průměr hřídele  $d_3 = 10 \text{ [mm]}$

Vzdálenost působící síly  $x_3 = 9 \text{ [mm]}$

Ohybový moment ve směru os Y a Z:

$$M_{0Z3} = F_{\check{R}Z} \cdot (l_1 + x_3) - F_{BZ} \cdot x_3 = 5,97 \text{ [Nm]} \quad (52)$$

$$M_{0Y3} = F_{\check{R}Y} \cdot (l_1 + x_3) + F_{BY} \cdot x_3 = 11,85 \text{ [Nm]} \quad (53)$$

Celkový ohybový moment:

$$M_{03} = \sqrt{M_{0Z3}^2 + M_{0Y3}^2} = 13,27 \text{ [Nm]} \quad (54)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{03} = \frac{M_{03}}{w_{03}} = \frac{32 \cdot M_{03}}{\pi \cdot (D_3^3 - d_3^3)} = 2,15 \text{ [MPa]} \quad (55)$$

Napětí ve smyku:

$$\tau_{k3} = \frac{M_{k3}}{w_{k3}} = \frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot (D_3^3 - d_3^3)} = 0,563 \text{ [MPa]} \quad (56)$$

Součinitel tvaru pro ohyb:

$$\alpha_{\sigma 3} = 2,6 \text{ [-]}$$

Součinitel tvaru pro krut:

$$\alpha_{\tau 3} = 2,0 \text{ [-]}$$

Reálné napětí:

$$\sigma_{03Real} = \alpha_{\sigma 3} \cdot \sigma_{03} = 5,59 \text{ [MPa]} \quad (57)$$

$$\tau_{k3Real} = \alpha_{\tau 3} \cdot \tau_{k3} = 1,126 \text{ [MPa]} \quad (58)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED3} = \sqrt{\sigma_{03Real}^2 + 3 \cdot \tau_{k3Real}^2} = 5,92 \text{ [MPa]} \quad (59)$$

#### Nebezpečný průřez 4

Jedná se o osazení pro zajištění řemenice, kde průměr, na kterém je usazena řemenice je 30 mm a větší průměr je 40 mm. Opět se zde nachází dutina o průměru 10 mm.

Vnější průměr hřídele  $D_4 = 30 \text{ [mm]}$

Vnitřní průměr hřídele  $d_4 = 10 \text{ [mm]}$

Vzdálenost působící síly  $x_4 = 46,5 \text{ [mm]}$

Ohybový moment ve směru os Y a Z:

$$M_{0Z4} = F_{\check{R}Z} \cdot x_4 = 9,68 \text{ [Nm]} \quad (60)$$

$$M_{0Y4} = F_{\check{R}Y} \cdot x_4 = 8,42 \text{ [Nm]} \quad (61)$$

Celkový ohybový moment:

$$M_{04} = \sqrt{M_{0Z4}^2 + M_{0Y4}^2} = 12,83 \text{ [Nm]} \quad (62)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{04} = \frac{M_{04}}{w_{04}} = \frac{32 \cdot M_{04}}{\pi \cdot (D_4^3 - d_4^3)} = 5,03 \text{ [MPa]} \quad (63)$$

Napětí ve smyku:

$$\tau_{k4} = \frac{M_{k4}}{w_{k4}} = \frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot (D_4^3 - d_4^3)} = 1,363 \text{ [MPa]} \quad (64)$$

Součinitel tvaru pro ohyb:

$$\alpha_{\sigma 4} = 2,4 \text{ [-]}$$

Součinitel tvaru pro krut:

$$\alpha_{\tau 4} = 2,1 \text{ [-]}$$

Reálné napětí:

$$\sigma_{04Real} = \alpha_{\sigma 4} \cdot \sigma_{04} = 12,07 [MPa] \quad (65)$$

$$\tau_{k4Real} = \alpha_{\tau 4} \cdot \tau_{k4} = 2,862 [MPa] \quad (66)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED4} = \sqrt{\sigma_{04Real}^2 + 3 \cdot \tau_{k4Real}^2} = 13,05 [MPa] \quad (67)$$

Nejvyšší redukované napětí vyšlo v bodě 1. Toto místo je nejkritičtější na porušení. Pro vřeteno volím materiál 14 240.6 ČSN 41 4240 (1.5069). Mez kluzu tohoto materiálu je  $Re = 530 MPa$  a mez pevnosti  $R_m = 740 MPa$ . Potom bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti je:

$$k_{MSP} = \frac{Re}{\sigma_{RED1}} = 3,84 \quad (68)$$

### 6.6.2.2 Mezní stav únavy

Nyní je potřeba zkontrolovat vřeteno na mezní stav únavy. Mez únavy materiálu použitého na vřeteno je  $\sigma_{C0} = 360 MPa$ . Tuto hodnotu je nutno korigovat kvůli mnoha vlivům. Hodnotě napětí, při které nastane únavové porušení se říká korigovaná mez únavy a vypočítá dle [8] se následovně:

$$\sigma'_{C0} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \cdot \sigma_{C0} \quad (69)$$

**Součinitel vlivu jakosti povrchu ( $k_a$ ) [8]**

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (70)$$

Předpokládám výrobu vřetene obráběním, což mi dá menší bezpečnost, než kdyby bylo vřeteno broušeno. Předpoklad výroby obráběním beru jako jakousi rezervu při výpočtu. Podle [8] je konstanta  $a = 4,51$  a konstanta  $b = -0,265$ , Po dosazení konstant do rovnice (39) dostávám výsledek:

$$k_a = a \cdot R_m^b = 0,783 \quad (71)$$

**Součinitel velikosti tělesa ( $k_b$ ) [8]**

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 0,864 \quad (72)$$

**Součinitel vlivu způsobu zatěžování ( $k_c$ ) [8]**

Největší namáhání tělesa je způsobeno ohybem. Pro ohyb je hodnota součinitele:

$$k_c = 1$$

**Součinitel vlivu teploty ( $k_d$ ) [8]**

$$k_d = 1$$

**Součinitel spolehlivosti ( $k_e$ ) [8]**

Součinitel volím pro nekonečnou životnost.

$$k_e = 1$$

**Součinitel zahrnující další vlivy ( $k_f$ ) [8]**

$$k_f = 1$$

Korigovaná mez únavy po dosazení do rovnice (38) je:

$$\sigma'_{C0} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \cdot \sigma_{C0} = 243,544 \text{ MPa} \quad (73)$$

Mezní stav únavy budu počítat podle Soderbergova kritéria. [8] Při tomto výpočtu je potřeba určit amplitudu jednotlivých napětí a střední hodnotu jednotlivých napětí. U ohybového napětí je střední hodnota  $\sigma_{01.m}$  nulová a amplituda  $\sigma_{01.a}$  je nenulová. U smykového napětí je to přesný opak, protože smykové napětí od krutu má konstantní průběh. Tedy střední hodnota  $\tau_{k1.m}$  je nenulová a amplituda  $\tau_{k1.a}$  je nulová.

Ohyb:

$$\sigma_{01.a} = \sigma_{01} = 57,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{01.m} = 0 \text{ MPa}$$

Krut:

$$\tau_{k1.a} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k1.m} = \tau_{k1} = 1,633 \text{ MPa}$$

Pro mezní stav únavy je nutno vypočítat součinitel vrubu. [8]

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_{\sigma 1}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma 1} - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_{\sigma 1} \cdot r}} \quad (74)$$

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_{\tau 1}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau 1} - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_{\tau 1} \cdot r}} \quad (75)$$

Kde  $a$  je Heywoodův parametr, který je pro osazení roven: [8]

$$\sqrt{a} = \frac{139}{R_m} \quad (76)$$

A  $r$  je poloměr zaoblení v místě vrubu

$$r = 0,8 \text{ [mm]}$$

Po dosazení do rovnice (40) a (41)

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_{\sigma 1}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma 1} - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_{\sigma 1} \cdot r}} = 1,928 \quad (77)$$

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_{\tau 1}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau 1} - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_{\tau 1} \cdot r}} = 1,653 \quad (78)$$

Reálné napětí v místě vrubu: [8]

Ohyb:

$$\sigma_{01.aREAL} = \sigma_{01.a} \cdot \beta_\sigma = 110,86 \text{ MPa} \quad (79)$$

$$\sigma_{01.mREAL} = \sigma_{01.m} \cdot \beta_\sigma = 0 \text{ MPa} \quad (80)$$

Krut:

$$\tau_{k1.aREAL} = \tau_{k1.a} \cdot \beta_{\tau} = 0 \text{ MPa} \quad (81)$$

$$\tau_{k1.mREAL} = \tau_{k1.m} \cdot \beta_{\tau} = 2,749 \text{ MPa} \quad (82)$$

Jelikož se jedná o kombinované namáhání, je potřeba jednotlivá napětí sečíst podle metody HMM. Výsledkem bude redukovaná amplituda napětí a redukovaná střední hodnota napětí. [8]

$$\sigma_{RED.a} = \sqrt{\sigma_{01.aREAL}^2 + 3\tau_{k1.aREAL}} = 110,86 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$\sigma_{RED.m} = \sqrt{\sigma_{01.mREAL}^2 + 3\tau_{k1.mREAL}} = 4,761 \text{ MPa} \quad (84)$$

Zatěžovací dráha podle Soderberga: [8]

$$r = \frac{\sigma_{RED.a}}{\sigma_{RED.m}} = 23,285 \quad (85)$$

Hodnota mezního bodu: [8]

$$\sigma_{A1} = \frac{r \cdot \sigma'_{C0} \cdot Re}{r \cdot Re + \sigma'_{C0}} = 238,83 \text{ MPa} \quad (86)$$

Bezpečnost k meznímu stavu únavy: [8]

$$k_{MSÚ} = \frac{\sigma_{A1}}{\sigma_{RED.a}} = 2,154 \quad (87)$$

## 6.7 Únosnost ložisek

V tomto kroku se budu zabývat trvanlivostí ložisek, která by měla být u obráběcích strojů zhruba kolem 30 000 hodin. Jelikož jsem vybral dvě stejná ložiska a zatížení hlavního ložiska (ložisko A) je výrazně větší, budu počítat trvanlivost pouze pro toto ložisko. Zároveň budu uvažovat, že hlavní ložisko pobírá veškeré axiální zatížení. Nejprve je nutné určit celkové zatížení ložiska. Radiální zatížení mám vypočítané z předešlé kapitoly:

$$F_{RA} = \sqrt{F_{AZ}^2 + F_{AY}^2} = 1160,09 \text{ N} \quad (88)$$

Axiální zatížení je součtem síly předpětí ložisek a axiální síly, která vzniká v důsledku obrábění. Celkové axiální zatížení je rovno součtu axiálních sil vzniklých v důsledku obrábění, síly předpětí ložisek a síly, která je vyvozena upnutím mezi hroty.

Při výpočtu síly od upnutí mezi hroty jsem vycházel z teorie štípaní dřeva. Při štípaní dřeva dochází k pronikání klínu do dřeva a dochází k dělení dřeva. Štípatelnost dřeva je určena silou, která způsobí porušení zkušebního tělesa. Výpočet odolnosti proti štípaní je dán obecným vztahem pro napětí. [20]

$$R_w = \frac{F_{upnutí}}{S} \quad (89)$$

Kde  $S$  je plocha štípaní, která je dána součinem šířky zkušebního tělesa (tudíž maximální průměr  $D_s$ ) a délkou štípaní. Délku štípaní jsem zvolil  $l_s = 2,5 \text{ mm}$ , jako

vzdálenost, kdy bude dřevo mírně našťípulé. Odpor proti štípání  $R_W$  jsem volil podle [20] a pro nejméně příznivé podmínky je roven  $0,41 \text{ MPa}$ . Síla od upnutí je potom rovna:

$$F'_{upnutí} = R_W \cdot S = R_W \cdot D_S \cdot l_{\xi} = 410 \text{ N} \quad (90)$$

Jelikož je našťípnutí nežádoucí a nepředpokládá se, že by hrot dřevo rozštípl, snížím hodnotu síly upnutí na polovinu.

$$F_{upnutí} = 0,5 \cdot F'_{upnutí} = 205 \text{ N} \quad (91)$$

Sílu předpětí ložisek volím podle katalogu SKF [19]. Pro střední hodnotu přepětí je předepínací síla  $F_{předpětí} = 250 \text{ N}$ . Axiální sílu, která vzniká obráběním určím podle rovnice (17). Tato síla je rovna  $0,25$ -násobku řezné síly ve směru osy  $z$ .

$$F_x = 0,25 \cdot F_z = 116 \text{ N} \quad (92)$$

Výsledná axiální síla působící na ložisko je:

$$F_{AA} = F_{předpětí} + F_x + F_{upnutí} = 571 \text{ N} \quad (93)$$

Zvolil jsem dvě jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem z katalogu SKF [19], základní parametry tohoto ložiska jsou:

- Základní dynamická únosnost  $C$  34,5 kN
- Základní statická únosnost  $C_0$  24 kN
- Výpočtový součinitel  $e$  1,14
- Výpočtový součinitel  $X$  0,57
- Výpočtový součinitel  $Y_0$  0,52
- Výpočtový součinitel  $Y_1$  0,55
- Výpočtový součinitel  $Y_2$  0,93

Jelikož radiální a axiální síly nelze sčítat jen tak, je potřeba vypočítat ekvivalentní zatížení ložiska, které zahrnuje obě síly. [19]

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} \leq e \rightarrow P = F_{RA} + Y_1 \cdot F_{AA} = 1474,14 \text{ N} \quad (94)$$

Základní trvanlivost ložiska v počtu otáček je: [8]

$$L_{10} = 10^6 \left( \frac{C}{P} \right)^a \quad (95)$$

Kde  $a = 3$  pro ložiska s bodovým stykem. [8] Abych mohl vyjádřit trvanlivost ložiska v počtu hodin, je potřeba určit jakousi střední hodnotu otáček, při které bude soustruh pracovat. Tuto hodnotu volím  $n = 1250 \text{ ot/min}$ . Pak základní trvanlivost se spolehlivostí 90 % je:

$$L_{10h} = \frac{10^6 \left( \frac{C}{P} \right)^a}{n \cdot 60} = 170914 \text{ h} \quad (96)$$

Trvanlivost ložiska vyšla vyšší než požadovaná a zároveň jeho cena není příliš vysoká. Volbu ložiska tedy považuji za správnou.



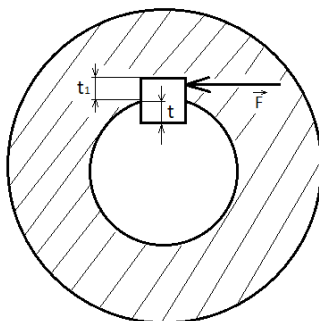
## 6.8 Kontrola pera na otláčení

Pro přenos kroutícího momentu je potřeba spojit hnanou řemenicí a vřeteno. Toto spojení je realizováno pomocí perového spoje, u kterého je nutná kontrola na otláčení v náboji. Pero pro hřídel od průměru 30 mm má šířku  $b = 8 \text{ mm}$  a výšku  $h = 7 \text{ mm}$ . Hloubka pera v hřídeli  $t = 4,1 \text{ mm}$  a hloubka pera v náboji  $t_1 = 2,9 \text{ mm}$ . Materiál řemenice (náboje) je šedá litina. Základní hodnota tlaku  $p_0$  je pro tento materiál roven 90 MPa. Očekávám obrábění s malými rázy, tudíž dovolený tlak podle [8] je:

$$p_D = 0,7 \cdot p_0 = 63 \text{ MPa} \quad (97)$$

Síla, která působí na pero je zobrazena na obrázku 16 a vypočítá se za pomoci kroutícího momentu.

$$F = \frac{M_{kV}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = 423,1 \text{ N} \quad (98)$$



Obr. 16) Otláčení pera v náboji

Z definice tlaku vypočítám minimální potřebnou délku pera.

$$p_D \geq \frac{F}{S} \quad (99)$$

$$p_D \geq \frac{F}{t_1 \cdot (l - b)} \quad (100)$$

$$l = b + \frac{F}{p_D \cdot t_1} = 10,98 \text{ mm} \quad (101)$$

Kvůli bezpečnosti volím normalizovanou délku pera  $l_p = 20 \text{ mm}$ . Zvolené pero je ČSN 02 2562 – 8e7 x 7 x 20.

## 6.9 Koník

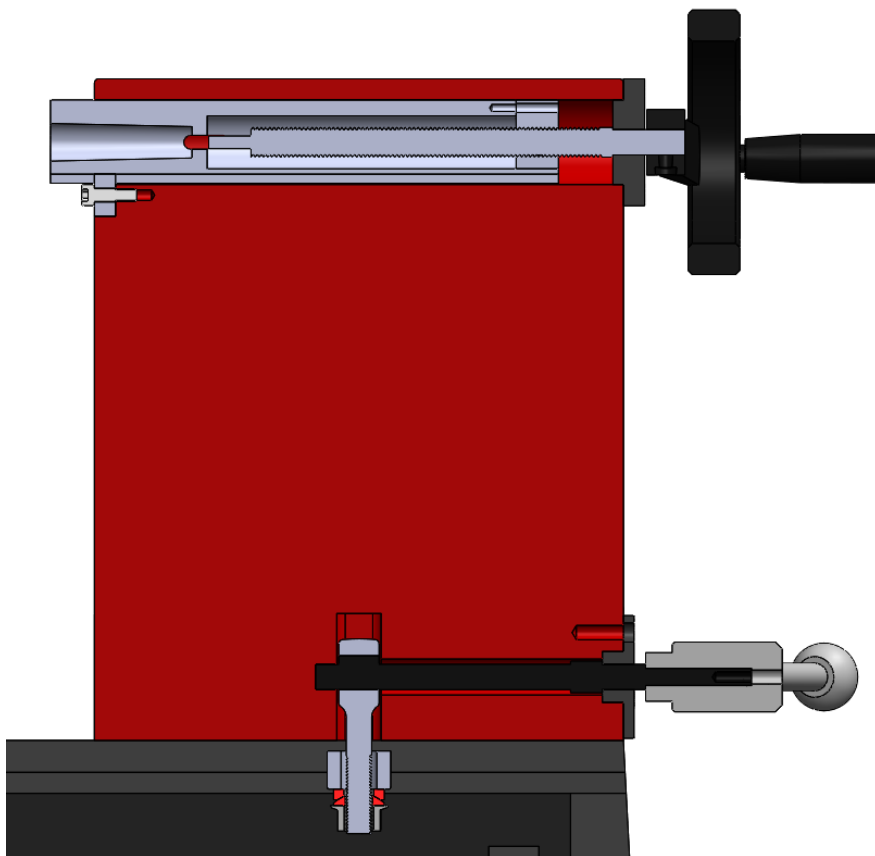
Tělo koníku je navrženo z litiny, která dává koníku celkovou tuhost. Připevnění koníku k loži je provedeno pákou s excentrickým výstředníkem, která umožňuje velmi rychlé polohování a upínání koníku. Zároveň tento mechanismus dává velkou upínací sílu, která je provedena díky tření. Celý upínací mechanismus se skládá z hřídele, která je v jednom místě osazená a pojištěná přírubou proti vysunutí z koníku. Excentrická hřídel je vsunuta do šroubu s okem. Šroub je ze spodní strany pojištěn šroubem a kulovou podložkou, která umožní naklápění šroubu.

Pinola koníku má vnitřní morse kužel velikosti Mk2, do kterého lze upnout upínací hroty, nebo vrtací nástroje. Výsuv pinoly je proveden pomocí trapézovitého šroubu, který se otáčí v matici pinoly. Matice pinoly je pevně spojena s pinolou. Aby se pinola v tělese koníku neprotáčela, je na jedné straně pinoly drážka. Zajištění pinoly je zajištěno pomocí svěrného spoje. Maximální výsuv pinoly je 120 mm. Na konci pohybového šroubu je zúžení průměru pro vyrážení nástroje z pinoly. Po zasunutí pinoly narazí tato část šroubu do nástroje a tím ho vyrazí. Šroub je na konci spojen s ovládacím kolečkem.

Řez koníkem je zobrazen na obrázku 17.

## 6.10 Opěrka nástroje

Tělo opěry nástroje je opět vytvořeno z odlitku. Na horní straně je válcovitá dutina, do které se upíná hřídel, na které je našroubována samotná opěrka. Hřídel je ve válcové dutině uložen s vůlí, tudíž je možný vertikální posuv opěrky. Zajištění vertikální pozice je koncipováno pomocí páčky se šroubem. Horizontální posuv a natáčení celé sestavy opěrky je provedeno obdobně jako u koníku. Místo hřídele s excentrem spojenou perem jsem zvolil excentrickou hřídel, která je na jednom konci zasunuta do těla opěrky nástroje a na druhém konci je pojištěna přírubou tak, aby byla celá sestava smontovatelná. Opět se zde nachází šroub s okem, na kterém je zesponu nasunutý díl ve tvaru T pojištěný ze spodní strany maticí a kulovou podložkou. Šroub je nasunut na excentrickou hřídel.



Obr. 17) Řez navrženým koníkem

## 7 ZÁVĚR

Obsahem této práce byl návrh velkého soustruhu na dřevo o výkonu cca 1,2 kW, maximálním průměru obráběného kusu 400 mm a točné délce 1400 mm. Provedl jsem průzkum trhu v oblasti soustružení dřeva a na základě toho jsem provedl návrhy konstrukcí, ze kterých jsem následně vybral konstrukční řešení. Model soustruhu byl vytvořen v programu Solidworks 2018. Výkresová dokumentace byla vytvořena pomocí programů Solidworks 2018 a AutoCAD 2017. Navrhnutý soustruh disponuje maximální točnou délkou 1425 mm a je na něm možno obrábět průměr až 420 mm. Vřeteno, které je uloženo ve vřeteníku ve dvou kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem SKF 7208 B, je poháněno dvoupólovým trojfázovým asynchronním motorem o výkonu 1,5 kW od firmy Siemens. Výkon motoru je na vřeteno přenášen ozubeným řemenem a otáčky jsou regulovány frekvenčním měničem, díky kterému lze na vřetenu dosáhnout 200-2500 otáček za minutu. V manuálu ke stroji bude udána maximální doporučená hmotnost obrobku 75 kg.

Konstrukční část práce se skládá z výpočtů a konstrukčního řešení hlavních uzlů. Byl proveden výpočet řemenového převodu pomocí programu Transmission designer od firmy Continental, dále optimální uložení ložisek a trvanlivost ložisek. Trvanlivost ložisek je 170 914 hodin, což je nad míru dostačující. Další výpočet se zabýval bezpečností vřetena na mezní stavy. Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti vyšla 3,84 a bezpečnost k meznímu stavu únavy vyšla 2,15. Dále byl proveden výpočet na otlacení pera v hnané řemenici, kde minimální délka pera vyšla 12 mm. Z důvodu bezpečnosti byla zvolena délka pera 20 mm.

Hlavními konstrukčními prvky jsou vřeteník, koník, lože a opěrka nástroje. Těla těchto prvků byly navrženy z odlitků, jelikož dodávají soustruhu lepší celkovou tuhost než svařované konstrukce. Vřeteník je pevně uchycen k loži pomocí šroubů. Pohyb a upevnění koníku a opěrky nástroje po loži je zajištěn pomocí mechanismu s výstředníkem, který zajišťuje rychlé a pohodlné polohování na loži a velkou přítlačnou sílu.

Vřeteno je opatřeno vnitřním morse kuželem velikosti 2 a vnějším závitem M33x3,5. Díky těmto konstrukčním prvkům je možno na soustruh upnout velké množství upínacích přípravků. Pinola koníku je taktéž vybavena vnitřním morse kuželem velikosti 2, do kterého lze upnout hrot, nebo vrtací nástroje. Maximální výsuv pinoly koníku je 120 mm. Jako hlavní příslušenství k soustruhu bude v manuálu uvedeno čtyřčelistové sklíčidlo, unášecí hrot a pevný hrot.

Pro praxi by bylo vhodné použití normalizovaných součástí z hlediska úspory nákladů na výrobu a zkontrolování základních konstrukcí na stav napjatosti a velikost deformací metodou konečných prvků. Jelikož se jedná o výrobní stroj, měl by být obsluhován osobami, které byly seznámeny se zásadami bezpečnosti práce na dřevoobráběcích strojích. Zároveň se doporučuje použití bezpečnostních pomůcek jako jsou ochranné brýle a respirátor. Případně lze použít i externí odsavač pilin.



## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Úvod do technologie zpracování materiálu, historický přehled o zpracování dřeva. *Ped.muny* [online]. b.r. [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: [http://ped.muny.cz/data/TE2BP\\_MTDR/Drevo\\_prezentace\\_10-15.pdf](http://ped.muny.cz/data/TE2BP_MTDR/Drevo_prezentace_10-15.pdf)
- [2] JOSTEN, Elmar, Thomas REICHE a Bernd WITTCHEN. *Dřevo a jeho obrábění*. První vydání. Praha: Grada, 2010. Průvodce truhláře. ISBN 978-80-247-2961-9.
- [3] ŽENÍŠEK, Josef. *Teorie a konstrukce výrobních strojů. II, Obráběcí stroje*. Vyd. 1. Praha: Bratislava: SNTL ; Alfa, 1988, 399 s. : il. + 1list (schéma). ISBN nebylo přiděleno.
- [4] Dřevoobráběcí stroje - Multifunkční obráběcí stroje. *Garteko* [online]. b.r. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://www.garteko.cz/soustruh-na-drevo-scheppach-dmt-460-t/>
- [5] SOUSTRUH NA DŘEVO ROJEK KDR 701. *Dobré stroje* [online]. b.r. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.dobrestroje.cz/ROJEK-KDR701>
- [6] HOLZMANN DF1200N SOUSTRUH NA DŘEVO. *Dobré stroje* [online]. b.r. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.dobrestroje.cz/dobrestroje/eshop/1-1-DREVOOBRABECI-STROJE/247-3-KLASICKE-SOUSTRUHY/5/1164-HOLZMANN-DF1200N-SOUSTRUH-NA-DREVO>
- [7] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů* [online]. 1. vydání, online. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012 [cit. 2019-02-12]. ISBN 978-80-261-0126-0. Dostupné z: [https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/16835/1/Zaklady\\_stavby.pdf](https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/16835/1/Zaklady_stavby.pdf)
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] Variátor (převodovka). *Wikiwand* [online]. b.r. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: [http://www.wikiwand.com/cs/Vari%C3%A1tor\\_\(p%C5%99evodovka\)](http://www.wikiwand.com/cs/Vari%C3%A1tor_(p%C5%99evodovka))
- [10] Luneta (strojírenství). *Wikipedia* [online]. 2014 [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Luneta\\_\(stroj%C3%ADrenstv%C3%AD\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Luneta_(stroj%C3%ADrenstv%C3%AD))
- [11] ČTYŘČELIŠTOVÉ SKLÍČIDLO PRO SOUSTRUHY NA DŘEVO 150MM. *Dobré stroje* [online]. b.r. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.dobrestroje.cz/dobrestroje/eshop/1-1-DREVOOBRABECI-STROJE/201-3-PRISLUSENSTVI-K-SOUSTRUHUM/5/2296-CTYRCELISTOVE-SKLICIDLO-150MM//related#anch1>
- [12] HOLZMANN 4ZM40 4-ZUBÝ UNAŠEČ PRO SOUSTRUHY NA DŘEVO. *Dobré stroje* [online]. b.r. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z:

<https://www.dobrestroje.cz/dobrestroje/eshop/1-1-DREVOOBRABECI-STROJE/201-3-PRISLUSENSTVI-K-SOUSTRUHUM/5/2926-HOLZMANN-4ZM40-4-ZUBY-UNASEC-PRO-SOUSTRUHY-NA-DREVO>

- [13] BRENÍK, Přemysl a Josef PÍČ. *Obráběcí stroje Konstrukce a výpočty*. První vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1982.
- [14] Katalog elektromotorů Siemens. *Elektromotory Siemens* [online]. b.r. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la7-0605-k02-cz.pdf>
- [15] Transmission designer. *Continental AG* [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <https://www.conti-professional.com/>
- [16] Frekvenční měniče G110. *Elprim-tech s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: <http://www.elprim.cz/katalogy/g110.pdf>
- [17] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [18] Práce a síla při řezání. *Průmyslovka Třebešín* [online]. b.r. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: [https://www.moodle-trebesin.cz/pluginfile.php/9860/mod\\_resource/content/0/5.%20PR%C3%81CE%20A%20S%C3%8DLA%20P%C5%98I%20OBR%C3%81B%C4%9AN%C3%8D.pdf](https://www.moodle-trebesin.cz/pluginfile.php/9860/mod_resource/content/0/5.%20PR%C3%81CE%20A%20S%C3%8DLA%20P%C5%98I%20OBR%C3%81B%C4%9AN%C3%8D.pdf)
- [19] Vysoce přesná ložiska SKF. *SKF* [online]. b.r. [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: [https://www.skf.com/binary/151-129877/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383\\_1-CS.pdf](https://www.skf.com/binary/151-129877/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS.pdf)
- [20] Odvozené a technologické vlastnosti dřeva. *Mendelova univerzita v Brně* [online]. b.r. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/zobraz\\_cast.pl?cast=9192](https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/zobraz_cast.pl?cast=9192)

## 8.1 Seznam obrázků

Obr. 1)	Pravidlo pravé ruky k určování směrů os .....	18
Obr. 2)	Schéma univerzálního hrotového soustruhu [3].....	19
Obr. 3)	Soustruh na dřevo SCHEPPACH DMT 460 T [4] .....	21
Obr. 4)	Soustruh na dřevo ROJEK KDR 701 [5] .....	21
Obr. 5)	Soustruh na dřevo HOLZMANN DF 1200N [6] .....	22
Obr. 6)	Řez koníkem .....	25
Obr. 7)	Řazení řemenic [7] (vlevo), variátor [9] (vpravo) .....	28
Obr. 9)	Uživatelské rozhraní programu Transmission designer .....	33
Obr. 10)	Výkonnostní parametry v programu Transmission designer .....	34
Obr. 11)	Výstřižek výsledného protokolu výpočtu řemene .....	34
Obr. 12)	Deformace vřetena a vliv tuhostí jednotlivých členů [17] .....	36
Obr. 13)	Úplné uvolnění vřetene .....	39
Obr. 14)	Řemenový převod.....	40
Obr. 15)	Výsledné vnitřní účinky (VVÚ) .....	41
Obr. 16)	Otlačení pera v náboji.....	49
Obr. 17)	Řez navrženým koníkem .....	50

## 8.2 Seznam tabulek

Tab. 1)	- Změna převodu mezi hnacím a hnaným hřídelem [7].....	26
Tab. 2)	- zhodnocení výběru konstrukčního řešení .....	29





### 8.3 Seznam použitých symbolů a zkratek

$a$	vzdálenost předního konce vřetena od ložiska [mm]
$a, b$	konstanty [-]
$\alpha_{\sigma 1} \dots \alpha_{\sigma 4}$	součinitelé tvaru pro ohyb [-]
$\alpha_{\tau 1} \dots \alpha_{\tau 4}$	součinitelé tvaru pro krut [-]
$b$	šířka pera [mm]
$\beta_{\sigma}, \beta_{\tau}$	součinitelé vrubu [-]
$\beta$	úhel řemene [°]
$C$	základní dynamická únosnost ložiska [kN]
$C_0$	základní statická únosnost [kN]
$c_{rA}, c_{rB}$	radiální tuhost ložisek [ $Nm^{-1}$ ]
$D_{min}$	minimální průměr obrobku [mm]
$D_S$	maximální průměr obrobku [mm]
$D_1, D_2, D_3, D_4$	vnější průměr hřídele [mm]
$d_1, d_2, d_3, d_4$	vnitřní průměr hřídele [mm]
$E$	Youngův modul pružnosti v tahu [Pa]
$e$	Výpočtový součinitel [-]
$f$	frekvence sítě [Hz]
$F$	síla působící na volný konec vřetena [N]
$F_g$	gravitační síla od velkého obrobku [N]
$F, F_x, F_y, F_z$	řezná síla a její složky [N]
$F_{\check{R}}, F_{\check{R}Y}, F_{\check{R}Z}$	síla od řemene a její složky [N]
$F_{RA}, F_{AY}, F_{AZ}$	radiální síla působící na hlavní ložisko a její složky [N]
$F_{RB}, F_{BY}, F_{BZ}$	radiální síla působící na zadní ložisko a její složky [N]
$F_{\check{R}EZ}$	celková řezná síla [N]
$F_{AA}$	axiální zatížení hlavního ložiska [N]
$g$	gravitační zrychlení [ $ms^{-2}$ ]
$h$	výška pera [mm]
$i$	převodový poměr řemenic [-]
$I_1, I_2$	Kvadratické momenty průřezů [ $mm^4$ ]
$k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f$	součinitelé výpočty korigované meze únavy [-]
$k_{MSP}$	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti [-]
$k_{MSÚ}$	bezpečnost vůči meznímu stavu únavy [-]
$\kappa, \gamma$	nástrojové úhly [°]
$l$	optimální vzdálenost ložisek [mm]

$L$	maximální točná délka [mm]
$l_1, l_2, l_3$	vzdálenost působišť sil [mm]
$L_{10h}$	základní trvanlivost ložiska [h]
$l_p$	délka pera [mm]
$l_{\xi}$	délka štípání [mm]
$m$	hmotnost obrobku [kg]
$M_{kM}$	jmenovitý kroutící moment motoru [Nm]
$M_{kV}$	kroutící moment na vřetenu [Nm]
$M_{01} \dots M_{04}$	celkový ohybový moment v nebezpečných bodech [Nm]
$M_{0Y}, M_{0Z}$	ohybový moment v jednotlivých rovinách [Nm]
$M_{0Y1} \dots M_{0Y4}$	ohybový moment v nebezpečných bodech [Nm]
$M_{0Z1} \dots M_{0Z4}$	ohybový moment v nebezpečných bodech [Nm]
$n$	otáčky motoru naprázdno [ $min^{-1}$ ]
$n_s$	otáčky rotoru [ $min^{-1}$ ]
$n_v$	otáčky vřetena [ $min^{-1}$ ]
$p$	počet pólových dvojic [-]
$P$	ekvivalentní zatížení ložiska [N]
$P_V$	výkon na vřetenu [kW]
$P_N$	příkon motoru [kW]
$p_A, p_B$	poddajnost ložisek [ $mN^{-1}$ ]
$p_0$	hodnota mezního tlaku pro otláčení [MPa]
$p_D$	maximální dovolený tlak [MPa]
$q, r$	koeficienty kubické rovnice [-]
$r$	zatěžovací dráha podle Soderbergova kritéria [-]
$R_W$	Odpor proti štípání [MPa]
$\sigma_{01} \dots \sigma_{04}$	napětí od ohybu v nebezpečných bodech [MPa]
$\sigma_{01.Real} \dots \sigma_{04.Real}$	skutečné napětí od ohybu v nebezpečných bodech [MPa]
$\sigma_{RED1} \dots \sigma_{RED4}$	redukovaná napětí v nebezpečných bodech [MPa]
$\sigma_{C0}$	mez únavy materiálu [MPa]
$\sigma'_{C0}$	korigovaná mez únavy [MPa]
$\sigma_{01.a}, \tau_{k1.a}$	amplituda napětí [MPa]
$\sigma_{01.m}, \tau_{k1.m}$	střední hodnota napětí [MPa]
$\sigma_{01.a.Real}, \tau_{k1.a.Real}$	skutečná amplituda napětí [MPa]
$\sigma_{01.m.Real}, \tau_{k1.m.Real}$	skutečná střední hodnota napětí [MPa]
$\sigma_{RED.a}$	redukovaná amplituda napětí [MPa]

$\sigma_{RED.m}$	redukovaná střední hodnota napětí [MPa]
$\sigma_{A1}$	hodnota mezního bodu [MPa]
$t, t_1$	hloubka pera v hřídeli a v náboji [mm]
$T_Y, T_Z$	smykové síly v jednotlivých rovinách [N]
$\tau_{k1} \dots \tau_{k4}$	smykové napětí v nebezpečných bodech [MPa]
$\tau_{k1.Real} \dots \tau_{k4.Real}$	skutečné smykové napětí v nebezpečných bodech [MPa]
$x_1 \dots x_4$	vzdálenost nebezpečných míst od působišť sil [mm]
$X, Y_0, Y_1, Y_2$	výpočtové součinitele [-]
$y, y_v, y_z, y_s$	deformace předního konce vřetena a jeho složky [mm]

## 9 SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha 1** - Axonometrický pohled na soustruh

**Příloha 2** - Výkres sestavy soustruhu

**Příloha 3** - Výkres sestavy vřeteníku

**Příloha 4** - Výkres odlitku těla koníku

**Příloha 5** - Výrobní výkres vřetene



# PŘÍLOHY

## Příloha 1 – Axonometrický pohled na soustruh

