

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 SOUSTRUHU NA DŘEVO

DESIGN OF LATHE FOR WOOD

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Kuchař

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Tomáš Kuchař
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jan Pavlík, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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 soustruhu na dřevo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení soustruhu na dřevo. Stanovení parametrů stroje bude součástí řešení práce.

Cíle bakalářské práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u 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.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTIUM, 2010. 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 2021/22

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 konstrukcí soustruhu na dřevo. V práci je proveden průzkum trhu, na jehož základě jsou navrženy parametry soustruhu. Dále obsahuje teoretický popis obrábění dřeva, zvolení nejvhodnějších konstrukčních variant pro jednotlivé konstrukční uzly na základě multikriteriální váženého výběru, následně jsou uvedeny potřebné výpočty pro zkonstruování soustruhu na dřevo a na konci práce je podrobně popsána celá konstrukce. Součástí této práce jsou výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the construction of a wood lathe. In the thesis market research is carried out, on the basis of which the parameters of the lathe are proposed. Furthermore, it contains a theoretical description of wood machining, selection of the most suitable design for each structural node based on multi-criteria weighted selection, followed by the necessary calculations for the design of the wood lathe and at the end of the thesis the whole design is described in detail. Drawings of selected structural nodes are included in this work.

KLÍČOVÁ SLOVA

obráběcí stroj, soustruh, obrábění dřeva, konstrukce soustruhu na dřevo

KEYWORDS

machine tool, lathe, wood machining, design of a wood lathe

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUCHAŘ, Tomáš. *Návrh soustruhu na dřevo*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140132>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Pavlík.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Janu Pavlíkovi, PhD. za rady a připomínky při vypracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat všem blízkým za podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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 20.5. 2022

.....
Kuchař Tomáš

OBSAH

1 ÚVOD.....	14
2 PRŮZKUM TRHU	15
2.1 Vybrané soustruhy	15
2.2 Porovnání vlastností soustruhů	17
2.3 Shrnutí poznatků z průzkumu trhu	17
3 SHRUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	18
3.1 Vlastnosti obráběného materiálu – dřeva	18
3.2 Obrábění dřeva	19
3.3 Rozložení sil při soustružení.....	20
3.4 Síly vzniklé rotujícím nevyváženým obrobkem.....	21
3.5 Hlavní části soustruhu na dřevo.....	21
4 VÝBĚR KONSTRUKČNÍ VARIANTY.....	24
5 VÝPOČTY VYBRANÉ KONSTRUKCE.....	25
5.1 Stanovení sil působících v procesu obrábění.....	25
5.2 Stanovení sil od rotující nevyvahy	26
5.3 Výpočet řemene.....	26
5.4 Stanovení reakčních sil v ložiskách	30
5.5 Vnitřní síly a momenty.....	32
5.6 Výpočet ložisek.....	32
5.7 Návrh nejmenšího průměru hřídele	34
5.8 Výběr maziva.....	36
6 KONSTRUKCE ZVOLENÉHO ŘEŠENÍ.....	38
6.1 Vřeteno a vřeteník.....	38
6.2 Uchycení řemenic.....	42
6.3 Napínání řemene.....	42
6.3 Koník.....	44
6.4 Lože.....	45
6.5 Podpěrka nástroje.....	46

8	ZÁVĚR A DOPORUČENÍ PRO PRAXI	48
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	49
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	51
11	SEZNAM PŘÍLOH	52

1 ÚVOD

V současné době je soustružení dřeva již převážně hobby záležitostí, přesto vnímám jako důležité, aby na trhu byl dostatečný počet kvalitních soustruhů. Cílem bakalářské práce je zpracovat konstrukční návrh soustruhu na dřevo. Součástí práce je stanovení parametrů stroje, které je provedeno na základě průzkumu trhu. V bakalářské práci nejdříve provádím průzkum trhu, který slouží pro stanovení parametrů stroje, a také pro inspiraci pro vlastní konstrukční řešení. Následně je uveden teoretický rozbor problematiky soustružení dřeva a jsou popsány jednotlivé konstrukční uzly soustruhu na dřevo. Potom je proveden výběr způsobu konstrukce jednotlivých konstrukčních uzlů na základě multikriteriálního váženého výběru. Dále jsou uvedeny potřebné výpočty pro návrh soustruhu na dřevo s vybranými konstrukčními uzly a je popsána konstrukce vlastního konstrukčního řešení.

2 PRŮZKUM TRHU

2.1 Vybrané soustruhy

Holzmann D300F

Jedná se o stolní soustruh s litinovým ložem, koníkem i vřetenem. Má plynule regulovatelné otáčky pomocí frekvenčního měniče. [5]



Obr. 1: Soustruh Holzmann D300F

Holzmann VD1100ECO

Uvedený soustruh je specifický tím, že nemá pouze jednoduchou opěrku nástroje, ale nástroj má upnutý v držáku, který se pohybuje otáčením kličky. Díky tomu je možné docílit dobré přesnosti obroběných součástí. Soustruh navíc obsahuje i kopírovací zařízení, takže může obrábět i tvarově složité plochy. [6]



Obr. 2: Soustruh Holzmann VD1100ECO

Scheppach DM 600 Vario

Stolní soustruh Scheppach DM 600 Vario je zajímavý především způsobem provedení lože, které je realizováno hliníkovou lištou. Díky tomu je tento soustruh výrazně levnější než všechny ostatní. [7]



Obr. 3: Soustruh Schepach DM600 Vario

Bernardo DM 450

Hlavní odlišnost tohoto soustruhu je stupňovitá změna otáček, která je zde řešena mechanicky –pro změnu otáček musí obsluha stroj zastavit a řemen přesunout na jinou řemenici. [8]



Obr. 4: Soustruh Bernardo DM 450

2.2 Porovnání vlastností soustruhů

Zásadní vlastnosti jsou vypsány v Tab. 1. Porovnáním parametrů můžeme vidět, jaký zhruba výkon elektromotoru je nutné zvolit pro zvolený maximální průměr obráběného dílce.

Tab. 1: Porovnání vlastností vybraných soustruhů na dřevo

Stroj:	Holzmann D300F	Holzmann VD1100ECO	Scheppach DM 600 Vario	Bernardo DM 450
Typ:	Stolní soustruh	Stojanový soustruh	Stolní soustruh	Stolní soustruh
Lože:	Litinové	Plechové	Hliníková lišta	Litinové
Upínání do koníku:	MK1	MK2	Závitová tyč	MK2
Maximální obráběný průměr:	210 mm	350 mm	250 mm	260 mm
Maximální obráběná délka:	310 mm	1000 mm	600 mm	420 mm
Výkon motoru:	200 W	750 W	550 W	370 W
Otáčky vřetene:	750–3200 ot./min	500–2000 ot./min	800–3000 ot./min	500–3200 ot./min
Regulace otáček:	Plynulá	Plynulá	Plynulá	Stupňovitá mechanická
Cena:	6 519 Kč	17 597 Kč	3 799 Kč	10 067 Kč

2.3 Shrnutí poznatků z průzkumu trhu

Na základě Tab. 1 můžeme shrnout nejčastější parametry soustruhů na dřevo:

- Stolní soustruh
- Jednofázový asynchronní motor
- Upínání v koníku pomocí Morse kuželu MK2
- Upínání do vřetene kombinací Morse kuželu MK2 a závitu M33x3,5
- Rozsah otáček od 750 do 3200 ot./min
- Regulace otáček pomocí frekvenčního měniče

3 SHRnutí SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Vlastnosti obráběného materiálu – dřeva

Dřevo se skládá z dřeně (měkké, nezdřevnatělé buňky uprostřed kmene), jádra (tmavší dřevo blíže ke středu), běle (světlejší dřevo blíže obvodu kmene), kambia (vrstva, ve které se tvoří nové buňky – díky této vrstvě strom roste), lýka (na vnitřní straně kůry, vede živiny) a kůry (ochrana proti počasí a mechanickému poškození). Vlastnosti dřeva jsou závislé na směru působení zatížení (velmi silná anizotropie) a na množství nasáklé vody v dřevě (vlhkost dřeva). Obecně lze zatížení orientovat ve směru vláken (podélné zatížení), kolmo k vláknům (smykové zatížení) a tangenciálně (odlupování jednotlivých vláken od sebe – například při štípání). Nejlepší mechanické vlastnosti dřevo vykazuje při prostém tahu ve směru vláken, nejhorší při tahu příčném (dochází k odtrhávání jednotlivých vláken od sebe). Při podélném tlaku dochází ke ztrátě vzpěrné stability jednotlivých vláken. Důležité vlastnosti dřeva:

- Hustota
- Tepelná vodivost
- Elektrická vodivost
- Vlhkost
- Pevnost
- Tvrdost
- Štípatelnost
- Ohýbatelnost
- Modul pružnosti
- Lomová houževnatost

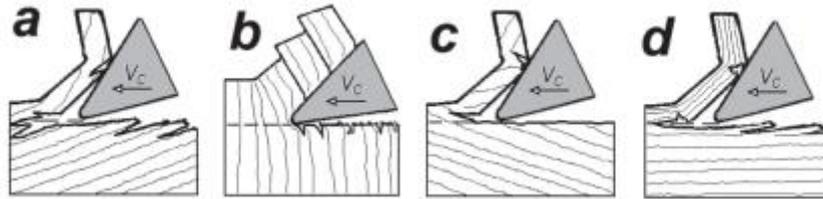
Dřevo má velmi odlišné vlastnosti při porovnání jednotlivých dřevin. Dřevo rozdělujeme na dvě hlavní skupiny:

- Dřevo měkké: např. smrk
- Dřevo tvrdé: např. dub, buk, akát, ovocné stromy

Dřevo obsahuje velké množství vad a nedokonalostí. Příkladem můžou být suky, trhliny, točitost a křivost kmene, výskyt hniloby a hub. [12]

3.2 Obrábění dřeva

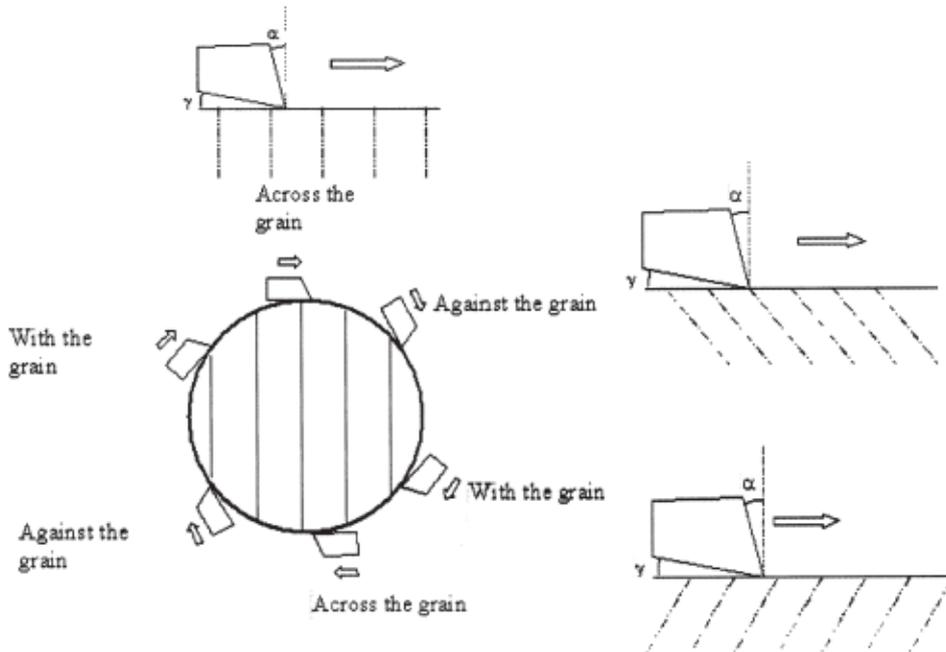
Obrábění dřeva je závislé především na mechanických vlastnostech dřeva. Vzhledem k tomu, že dřevo má odlišné mechanické vlastnosti pro různé směry zatěžování, pak řezná síla je pro každý způsob obrábění rozdílná. Během obrábění pozorujeme různý úhel vláken vzhledem k řezné rychlosti viz Obr. 5.



Obr. 5: Úhel vláken při obrábění dřeva [3]

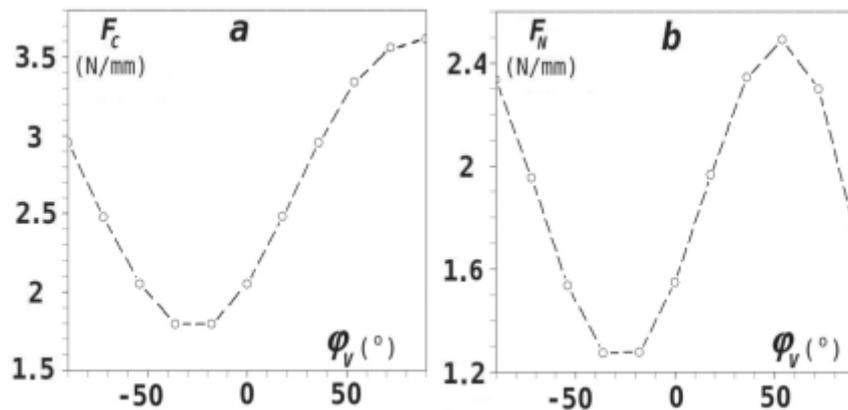
$$a - \varphi_V \in (0, -90^\circ), b - \varphi_V = 90^\circ, c - \varphi_V \in (0, 90^\circ), d - \varphi_V = 0^\circ$$

Při soustružení se úhel natočení vláken v průběhu otáčky obrobku mění (viz. Obr. 6.)



Obr. 6: Změna polohy vláken dřeva vůči řeznému nástroji v průběhu otáčky obrobku při soustružení [3]

Na Obr. 7 je zobrazena experimentálně zjištěná závislost řezné a normálové (pasivní) síly na natočení vláken. Z grafu je vidět, že řezná síla má maximum zhruba v úhlu $\varphi_V = 90^\circ$ a normálová (pasivní) síla má maximum zhruba v úhlu $\varphi_V = 50^\circ$. Pro výpočet reakcí v ložiskách a výpočet vnitřních sil a momentů na vřetení využijí úhel natočení, kdy je řezná síla maximální. Z grafu na Obr. 7 potom vyplývá, že normálová (pasivní) síla je zhruba poloviční oproti řezné síle.



Obr. 7: Závislost řezné síly a normálové síly na úhlu natočení vláken [3]

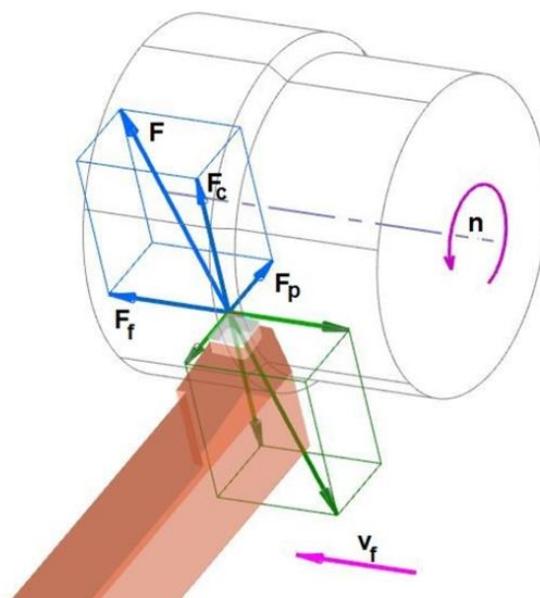
3.3 Rozložení sil při soustružení

Při soustružení vzniká prostorově orientovaná síla F . Rozklad síly F do jednotlivých os potom reprezentují jednotlivé složky síly (viz. Obr. 8):

F_c – Řezná síla

F_p – Pasivní síla (v literatuře také označována jako F_N – normálová síla)

F_f – Posuvová síla



Obr. 8: Rozložení sil při soustružení [13]

Velikost síly F se určí ze vztahu:

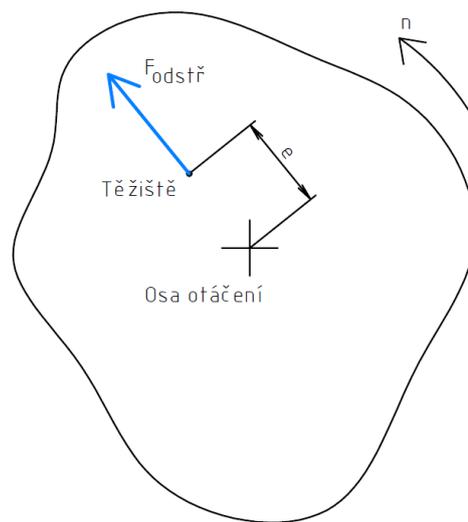
$$F = \sqrt{F_c^2 + F_p^2 + F_f^2} \quad (1)$$

Řezná síla se stanoví z výkonu elektromotoru a znalosti řezné rychlosti pro obrábění dřeva. Síla pasivní (normálová) se stanoví jako polovina síly řezné (viz. kapitola 3.2). Pro stanovení posuvové řezné síly jsem nenašel žádný zdroj, který by při měření řezných sil při obrábění dřeva měřil posuvovou složku řezné síly. Z tohoto důvodu jsem se tuto složku rozhodl odhadnout z analogie k soustružení oceli, kdy posuvová složka řezné síly je nejmenší a dosahuje zhruba 40% řezné síly (určeno na

základě poznámek z absolvovaného předmětu DTB). Určit posuvovou sílu tímto přístupem sice není přesné, ale když vezmu v potaz, že velikost odstředivé síly od nevyváženého obrobku, tíhová síla od obrobku a síly od řemene budou řádově vyšší než síly vzniklé v řezném procesu, tak se při výpočtu nedopustím příliš velkých odchylek od skutečných hodnot. [14]

3.4 Síly vzniklé rotujícím nevyváženým obrobkem

Při soustružení dřeva se na soustruh upíná kus dřeva, který většinou není vyvážený. Důsledkem je, že vždy dochází k zatížení způsobeném nevyváhou. Zatížení od nevyváhy při obrábění po prvním osoustružení obrobku zaniká, protože odebráním materiálu z obrobku dosáhneme dobré tvarové přesnosti a tím pádem i dobré vyváženosti obrobku. Zatížení od rotujícího nevyváženého obrobku se stanovuje tak, že veškerou hmotu obrobku přesuneme do jeho těžiště, které je od osy rotace vzdálené o excentricitu e (Obr. 9).



Obr. 9: Síla vzniklá nevyváhou obrobku

Pro velikost odstředivé síly platí vztah:

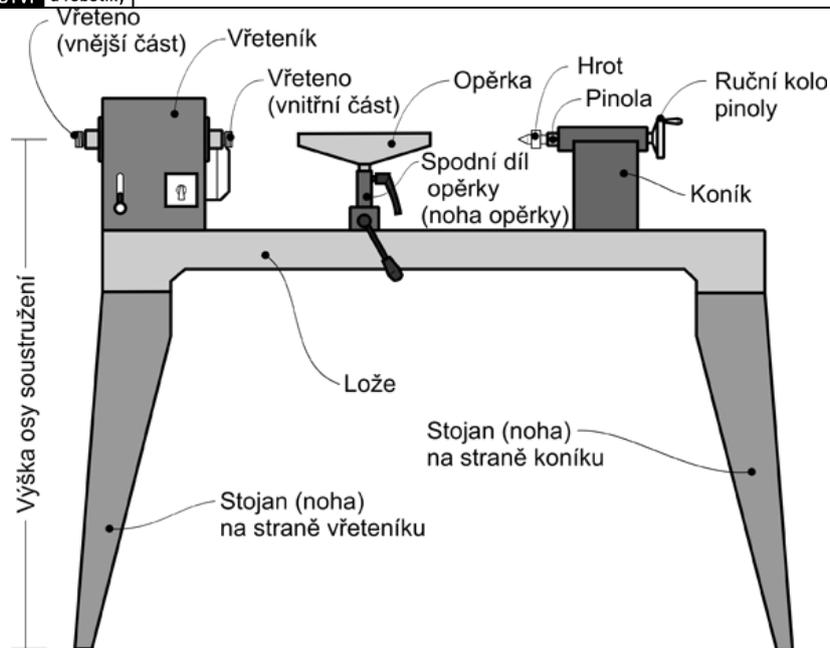
$$F_{od} = m \cdot \omega^2 \cdot e = m \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2 \cdot e \quad (2)$$

Kde m je hmotnost obrobku, n jsou otáčky, e je excentricita a ω je úhlová rychlost. Důležité je uvést, že tato síla rotuje společně s obrobkem, a proto nezatěžuje hřídel cyklicky, ale staticky. Při výpočtu potom tuto sílu napíšu tak, abych vyjádřil změnu směru v průběhu otáčky a budu hledat úhel, při kterém jsou reakční síly maximální.

3.5 Hlavní části soustruhu na dřevo

Soustruh na dřevo se skládá z několika hlavních částí, které můžeme vidět na Obr. 10:

- Lože
- Pohon.
- Převod
- Vřeteno
- Opěrka nástroje
- Koník



Obr. 10: Základní části stojanového soustruhu na dřevo [15]

3.5.1 Pohon

Pro pohon soustruhu na dřevo se využívá zejména jednofázový asynchronní motor. Hlavní výhody jednofázového asynchronního motoru jsou zejména nízká cena a napájecí napětí 230 V. Nevýhodou je zejména to, že tento typ motoru lze použít pro malé výkony (stovky wattů). U asynchronních motorů je zásadní nevýhodou to, že při zapnutí dochází k velkému odběru proudu ze sítě, a proto musí být síť nenáchylná na výkyvy napětí (na stejné síti nesmí být zapojeny spotřebiče, které by tyto výkyvy mohly poškodit). [9]

3.5.2 Převod

Převod zajišťuje přenos výkonu od motoru na vřeteno. Důležitými parametry převodu je přenášený výkon a převodový poměr. Řešení změny výstupních otáček může být provedeno:

- frekvenčním měničem a převodem s konstantním převodovým poměrem
- změnou převodového poměru
 - plynule – využití variátoru
 - skokově – využití stupňovité řemenice

Výhodou prvního řešení je možnost nastavit libovolné otáčky z předem daného rozsahu. Za hlavní nevýhodu považuji vysokou cenu. Při využití skokové změny převodového poměru pomocí stupňovité řemenice se volba jednotlivých převodových poměrů řídí geometrickou řadou. [2]

3.5.3 Lože

Lože je součástí stroje, která přenáší síly vzniklé při obráběcím procesu do podkladu stroje. Hlavní konstrukční požadavky na lože jsou:

- vysoká tuhost
- vysoký útlum vibrací

Pro konstrukci soustruhů na dřevo se využívá zejména následujících typů lože:

- Litinové lože
- Svařované lože

Nejčastěji se využívá litinového lože, protože litina má dobrý útlum vibrací a je nejvíce tuhá. Díky tomu, že litinové lože se bude vyrábět technologií odlévání, tak vzniká během výroby minimální množství odpadního materiálu a výroba je tudíž při velkosériové výrobě levnější. Hlavní nevýhodou je tvorba modelu pro odlitek, a tudíž vysoké počáteční náklady. Svařované lože je výhodné pro malosériovou a kusovou výrobu. Zajímavé je, že vykazuje podobné tlumení vibrací jako litinové lože v důsledku vnitřního tření ve spojovaných plochách [2].

3.5.4 Vřeteno

Vřeteno musí přenášet kroutící moment z řemenice na obrobek, a navíc musí odolávat silám vznikajícím při obrábění a silám vzniklé rotujícím nevyváženým obrobkem. Vřeteno musí mít část, kde je možné upnout upínací zařízení (lícní deska, sklíčidlo), také plochy pro ložiska a těsnění. Ložiska se využívají především kuželíková nebo kuličková s kosoúhlým stykem z důvodu nutného přenosu významných axiálních sil. Utěsnění je řešeno především hřídelovým těsnícím kroužkem (gufero).

3.5.5 Koník

Hlavní funkcí koníku je podepírání dlouhých obrobků pomocí podpěrného otočného hrotu nebo vrtání děr v ose obrobku. Důležité je u koníku zajistit souosost s vřetenem, protože kdyby byl koník usazen mimo osu, tak by všechny obrobené plochy byly kuželovité. Vedení koníku v loži musí být dostatečně přesné, musí mít dostatečnou kontaktní tuhost a musí být možnost ho v požadované poloze zafixovat.

4 VÝBĚR KONSTRUKČNÍ VARIANTY

Vzhledem k tomu, že veškeré konstrukční uzly jsou na sobě nezávislé, tak provádím výběr vždy jedné konstrukční varianty. Výběr provádím na základě váženého zhodnocení vybraných parametrů. Znamky uděluji tak, že 1 je nejlepší hodnocení a 5 je nejhorší hodnocení. Znamky uděluji podle informací zjištěných v teoretické a rešeršní části práce. Nejdůležitější parametr je vždy cena provedení. Při výběru varianty koníku a vřetene se řídím tím, že budou vyrobeny stejnou technologií jako lože soustruhu.

Tab. 2: Výběr převodu a regulace otáček

Druh převodu	Váha	Variátor	Řemen + Frekvenční měnič	Stupňovitá řemenice
Cena	40 %	3	5	1
Náročnost implementace do konstrukce	30 %	3	1	2
Jednoduchost ovládání	15 %	2	1	4
Rozsah regulace	10 %	1	1	3
Účinnost	5 %	3	1	2
Celková známka	100 %	2,65	2,6	2

Tab. 3: Výběr varianty lože

Konstrukční varianta lože	Váha	Litinové	Svařované
Cena materiálu	30 %	2	1
Náročnost přípravy výroby	30 %	4	1
Útlum vibrací	20 %	1	3
Zbytková napětí	10 %	1	4
Hmotnost	5 %	2	1
Modul pružnosti	5 %	2	1
Celková známka	100 %	2,3	1,7

Z Tab. 2 a Tab. 3 vyplývá, že nejvhodnější variantou je svařované lože a převod bude nejlepší řešit stupňovitou řemenicí. Maximální obráběný průměr zvolím 275 mm, maximální obráběná délku zvolím 550 mm. Potřebný výkon motoru stanovím porovnáním z Tab. 1. Optimální výkon motoru tedy bude zhruba 500 W. V katalogu výrobců elektromotorů s takovým výkonem není, takže zvolím výkon motoru 550 W.

5 VÝPOČTY VYBRANÉ KONSTRUKCE

5.1 Stanovení sil působících v procesu obrábění

Nejdříve potřebuji stanovit řeznou sílu. Řeznou sílu stanovím využitím vzorce pro výkon po několika úpravách. Výkon lze získat ze vztahu:

$$P = M_K \cdot \omega = M_K \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3)$$

Kde M_K je kroutící moment, ω je úhlová rychlost a n jsou otáčky. V rovnici (3) je neznámá kroutící moment na vřetení. Kroutící moment stanovím z rovnice:

$$M_K = F_c \cdot \frac{D}{2} \quad (4)$$

Kde F_c je řezná síla a D je aktuálně obráběný průměr. Otáčky napíšu pomocí řezné rychlosti:

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot D} \quad (5)$$

Kde v_c je řezná rychlost. Když vztahy (4) a (5) vezmu a dosadím do vztahu (3) dostanu:

$$P = F_c \cdot v_c \quad (6)$$

Jediná neznámá je řezná rychlost. Vzhledem k tomu, že jsem v literatuře nedohledal optimální řezné rychlosti pro soustružení a řezné rychlosti pro ostatní způsoby obrábění jsou na soustruhu na dřevo nedosažitelné, pak si vypočtu řeznou rychlost při obrábění největšího možného průměru a nejnižších otáček (protože čím větší obrábím průměr, tím menší otáčky na stroji nastavuji). Průměr volím 275 mm (viz. kap.4) a nejmenší otáčky $n_{min} = 750 \text{ ot./min}$ vyberu dle nejčastějšího rozsahu otáček uvedeného v průzkumu trhu. Potom s využitím vztahu (5) dostanu:

$$v_c = \pi \cdot D_{max} \cdot n_{min} = \pi \cdot 0,275 \cdot \left(\frac{750}{60}\right) = 10,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7)$$

Ze vzorce (6) si vyjádřím řeznou sílu F_c a dosadím hodnoty $P = 550 \text{ W}$ (zanedbám účinnost převodu) a v_c ze vztahu (7):

$$F_c = \frac{P}{v_c} = \frac{550}{10,8} = 50,9 \text{ N} \quad (8)$$

Díky poznatkům uvedených v kapitole 3.2 můžu napsat pasivní sílu:

$$F_p = \frac{F_c}{2} = 25,5 \text{ N} \quad (9)$$

Posuvovou sílu určím na základě vztahu určeného v kapitole 3.3.

$$F_f = F_c \cdot 0,4 = 20,4 \text{ N} \quad (10)$$

5.2 Stanovení sil od rotující nevývahy

Pro výpočet sil od rotujícího nevyváženého obrobku musím stanovit excentricitu – vzdálenost těžiště obrobku od osy otáčení (viz. Obr. 9). Excentricitu zvolím $e = 4 \text{ mm}$. Pro stanovení hmotnosti obrobku uvažuji obrábění tvrdého dřeva s hustotou $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. Hustota dřeva je většinou nižší než uvedená hodnota, takže tímto do výpočtu zanáším určitou bezpečnost.

$$m = V \cdot \rho = \left(\frac{\pi \cdot D_{max}^2}{4} \right) \cdot l_{max} \cdot \rho \quad (11)$$

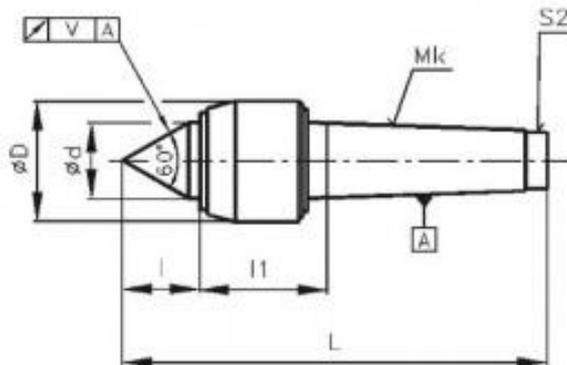
$$= \left(\frac{\pi \cdot 0,275^2}{4} \right) \cdot 0,55 \cdot 1000 = 32,67 \text{ kg}$$

Potom odstředivá síla je:

$$F_{od} = m \cdot e \cdot \omega^2 = m \cdot e \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2$$

$$= 32,67 \cdot 0,004 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{750}{60} \right) \right)^2 = 805,3 \text{ N} \quad (12)$$

Odstředivá síla bude mít výrazný vliv při výpočtu rekčních sil v ložiskách. Je důležité také zahrnout to, že rotuje společně se součástmi. Průběh zatížení hřídele, je pulzujícího charakteru, protože $F_{od} > F_c$. Odstředivá síla způsobí vlivem rozkladu na otočném hrotu v koníku i axiální zatížení hřídele. Tento rozklad síly se projeví i u gravitační síly od hmotnosti obrobku. Úhel hrotu je normalizovaný a je 60° (Obr. 11).



Obr. 11: Schematický náčrt otočného hrotu [10]

5.3 Výpočet řemene

Výpočet řemene spočívá ve stanovení přenášeného výkonu, převodových poměrů jednotlivých stupňů řemenice, stanovení sil předepnutí pro jednotlivé stupně a výpočtu životnosti pro jednotlivé stupně. Ke stanovení optimálního pokrytí rozsahu otáček se využívá geometrické řady [2]. Počet stupňů řemenice zvolím 5. Řemen volím průřezu A. V následujících tabulkách jsou rozměry a výpočtové koeficienty pro řemen průřezu A.

Tab. 4: Parametry řemene průřezu A [1]

W	T	W_p	ΔL	D_{Wmin}
13 mm	8 mm	11 mm	30 mm	71 mm

Kde W je šířka delší hrany řemene, T je výška řemene, W_p je šířka řemene na výpočtovém průměru, ΔL je rozdíl mezi výpočtovou a vnitřní délkou řemene a D_{Wmin} je minimální výpočtový průměr řemenice.

Tab. 5: Výpočtové koeficienty a hustota řemene s průřezem A [1]

Délková hustota řemene [kg/m^3]	Výpočtový koeficient k_1 [Nm]	Výpočtový koeficient k_2 [N]	Výpočtový koeficient b
0,0968	23,930	3216	11,1

Jako první provedu výpočet přenášeného výkonu řemenem. Výpočet spočívá ve stanovení bezpečnosti, s jakou řemen dokáže přenášet daný výkon. Pro výpočet přenášeného výkonu potřebuji jednotkový přenášený výkon P_R pro daný průměr řemenice. Jednotkový přenášený výkon stanovím na základě přílohy č. 10 pro průměr řemenice 90 mm, převodový poměr $i < 3$ a otáčky $n = 1450 \text{ ot./min}$

$$P_R = 1,1 \text{ kW} \quad (13)$$

Bezpečnost spočítám:

$$k = \frac{P_D}{P'} = \frac{P_D \cdot c_1 \cdot c_3}{P \cdot c_2} = \frac{1 \cdot 0,97 \cdot 0,865}{0,55 \cdot 1,1} = 1,53 \quad (14)$$

Kde c_1, c_2 a c_3 jsou koeficienty určené z přílohy č. 5, přílohy č. 4 a přílohy č. 6. Koeficient bezpečnosti $k > 1$, takže vybraný řemen dokáže výkon přenést. Následně potřebuji stanovit jednotlivé převodové poměry. Při výpočtu otáček postupuji od nejnižších otáček hnané řemenice, které jsem v kap. 5.1 zvolil $n_{min} = 750 \text{ ot./min}$. Otáčky čtyřpólového elektromotoru jsou:

$$n = 1400 \text{ min}^{-1} \quad (15)$$

Kvocient geometrické řady stanovím dle literatury [2]:

$$\Phi = 1,4 \quad (16)$$

Otáčky jednotlivých stupňů řemenice potom jsou:

$$n_{i+1} = n_i \cdot \Phi \quad (17)$$

Převodový poměr je:

$$i_i = \frac{n}{n_i} \quad (18)$$

Následně potřebuji vypočítat délku řemene. Zvolím si návrhovou osovou vzdálenost $a_n = 280 \text{ mm}$ a z ní vypočtu teoretickou délku řemene. Výpočet provedu pro první stupeň řemenice. [1]

$$L_{Wteor.} = 2 \cdot a_n + \pi \cdot \frac{D_i + d_i}{2} + \frac{(D_i + d_i)^2}{4 \cdot a_n} = 924,5 \text{ mm} \quad (19)$$

Nyní zvolím nejbližší délku řemene dle Příloha č. 9 a osovou vzdálenost přepočítám na reálnou osovou vzdálenost [1].

$$a = \frac{L_W - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + d_1) + \sqrt{\left(L_W - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + d_1)\right)^2 - 2(D_1 - d_1)^2}}{4} \quad (20)$$

$$= 282,76 \text{ mm}$$

Ted' potřebuji stanovit průměry jednotlivých stupňů řemenic. Provedu to dosazením do rovnice (19) reálné délky řemene L_W z katalogu a provedením substituce $D_i = i_i \cdot d_i$. Řešení zopakuji pro všechny stupně řemenice. Vzhledem k tomu, že řešení vede na řešení kvadratické rovnice a nelze jej tedy uvést jednoduše v explicitním tvaru, tak ho zde uvádět nebudu. Po výpočtu průměrů hnacích řemenic vypočítám průměry hnaných řemenic:

$$D_i = i_i \cdot d_i \quad (21)$$

Výpočty pro jednotlivé stupně řemenice uvedu do Tab. 6.

Tab. 6: Kinematické parametry jednotlivých stupňů převodu

Stupeň převodu	n_i [ot./min]	i_i [-]	d_i [mm]	D_i [mm]
1	750	1,867	80,0	149,3
2	1050	1,333	99,2	132,2
3	1470	0,952	118,8	113,2
4	2058	0,680	137,5	93,5
5	2881	0,486	153,8	74,7

Výpočet sil v řemeni pro jednotlivé stupně a následný výpočet životnosti, začnu stanovením odstředivých sil v řemeni.

$$F_{Ci} = \rho_l \cdot v^2 = \rho_l \cdot (\pi \cdot d_i \cdot n)^2 \quad (22)$$

Rozdíl sil v napnuté a ochablé části řemene je:

$$\Delta F_i = \frac{P}{(\pi \cdot d_i \cdot n)} \quad (23)$$

Úhly opásání jednotlivých řemenic jsou:

$$\theta_{di} = \pi - \arcsin\left(\frac{D_i - d_i}{2 \cdot a}\right) \quad (24)$$

Pro výpočet musím určit koeficient tření v klínové drážce. Tento koeficient je pro všechny stupně řemenice stejný. Koeficient tření je $f = 0,13$, úhel drážky $\alpha = 34^\circ$. [1]

$$f_k = \frac{f}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0,445 \quad (25)$$

Síla v napnuté části řemene je:

$$F_i = F_{Ci} + \frac{\Delta F_i \cdot e^{f_k \cdot \theta_{di}}}{e^{f_k \cdot \theta_{di}} - 1} \quad (26)$$

Síla předpětí nutná pro správnou funkci převodu pro daný stupeň řemenice:

$$F_{ui} = \frac{F_i + (F_i - \Delta F_i)}{2} - F_{Ci} \quad (27)$$

Ekvivalentní síly zatěžující řemen při zahrnutí vlivu ohybového napětí:

$$F_{edi} = F_i + \frac{k_1}{d_i} [N] \quad (28)$$

$$F_{eDi} = F_i + \frac{k_1}{D_i} [N] \quad (29)$$

Počet cyklů do lomu:

$$N_i = \left(\left(\frac{k_2}{F_{edi}} \right)^{-b} + \left(\frac{k_2}{F_{eDi}} \right)^{-b} \right)^{-1} [N] \quad (30)$$

Životnost řemene se stanoví dle vzorce (31). Pokud dle vzorce (30) je $N_i > 10^9$, pak se ve vzorci (31) dosadí $N_i = 10^9$.

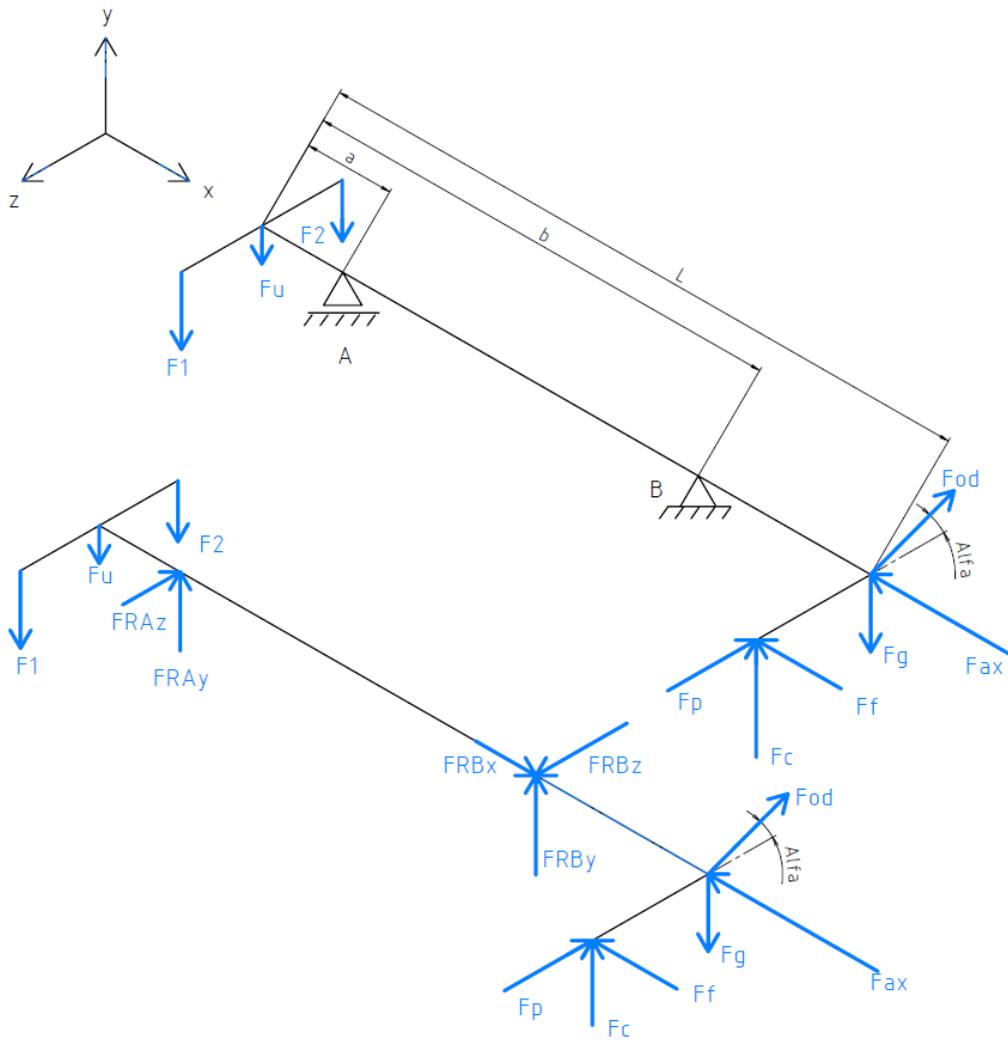
$$t_i = \frac{N_i}{\pi \cdot d_i \cdot n_i} [hr] \quad (31)$$

Tab. 7: Silové parametry jednotlivých stupňů převodu

Stupeň převodu	F_{Ci} [N]	ΔF_i [N]	F_i [N]	F_{ui} [N]	t_i [hod]
1	3,3	93,8	130,3	80,1	44 051
2	5,1	75,7	106,5	63,6	35 532
3	7,4	63,1	91,1	52,2	31 137
4	9,8	54,6	81,6	44,4	37 690
5	12,3	48,8	75,9	39,2	47 159

V Tab. 7 můžeme vidět, že životnosti řemene vyšly poměrně vysoké vzhledem k plánované životnosti stroje 5000 hodin. Bohužel zde není příliš prostor na optimalizaci, protože minimální výpočtový průměr řemenice pro průřez řemene A je 71 mm (viz. Tab. 4), a tudíž nemůžu již řemenice zmenšovat. Změnit průřez řemene možné také není, protože pak životnost řemene vychází výrazně nižší než požadovaných 5000 hodin.

5.4 Stanovení reakčních sil v ložiskách



Obr. 12: Silový rozbor a uvolnění vřetene

$$\sum F_x = 0: F_{RBx} - \sqrt{(m \cdot g)^2 + F_{od}^2} - 2 \cdot (m \cdot g) \cdot F_{od} \cdot \cos(90 - \alpha) \cdot \tan(30^\circ) - F_f = 0 \quad (32)$$

$$\sum F_y = 0: F_{RBy} + F_{RAy} + F_c - F_u - F_1 - F_2 + F_{od} \cdot \sin(\alpha) - m \cdot g = 0 \quad (33)$$

$$\sum F_z = 0: F_{RBz} - F_{RAz} - F_p - F_{od} \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (34)$$

$$\sum M_{yA} = 0: -F_{RBz} \cdot (b - a) + F_p \cdot (l - a) - F_f \frac{D_{max}}{2} + F_{od} \cdot \cos(\alpha) \cdot (l - a) = 0 \quad (35)$$

$$\sum M_{zA} = 0: F_{RBy} \cdot (b - a) + F_c \cdot (l - a) + (F_u + F_1 + F_2) \cdot a + F_{od} \cdot \sin(\alpha) \cdot (l - a) - m \cdot g \cdot (l - a) = 0 \quad (36)$$

$$\sum M_{xA} = 0: (F_1 - F_2) \cdot \frac{D_1}{2} - F_c \cdot \frac{D_{max}}{2} = 0 \quad (37)$$

Před provedením výpočtu musím ještě stanovit rozměry hřídele. Vzhledem k tomu, že rozměry hřídele zjistil až po konstrukční části, tak tenhle výpočet jsem musel provést vícekrát. Při prvním výpočtu jsem rozměry hřídele odhadnul, abych měl informativní přehled o velikosti výsledných sil a momentů (dále jen VSM) a reakčních sil v ložiskách, a až jsem věděl přesné rozměry, tak jsem tento výpočet provedl znovu s reálnými hodnotami. Zde uvádím pouze výpočet pro reálné hodnoty. Vzhledem k tomu, že budu využívat kuželíková ložiska, tak musím zahrnout i posunutí reakční síly vlivem úhlu, pod kterým jsou kuželíky uloženy v ložisku. Výrobce SKF tuto hodnotu u kuželíkových ložisek uvádí v katalogu. Pro mnou vybraná ložiska je posunutí:

$$\Delta x = 14,95 \text{ mm} \quad (38)$$

Díky tomuto jsem schopen určit rozměry pro výpočet reakčních sil. Sílu od řemene, která se bude přenášet přes svěrné pouzdro umístím doprostřed plochy svěrného pouzdra.

$$L = 314 \text{ mm} \quad (39)$$

$$a = 114 \text{ mm} \quad (40)$$

$$b = 251,95 \text{ mm} \quad (41)$$

V rovnici (32) se vyskytuje člen, který představuje vektorový součet síly odstředivé a síly gravitační. Tento člen je vynásoben $\tan(30^\circ)$, který reprezentuje rozklad síly na otočném hrotu. V rovnicích (32) - (36) se vyskytuje u odstředivé síly úhel, který je závislý na čase $\alpha = f(t)$. Důvodem je, že odstředivá síla se otáčí spolu s hřídelí. Pro další výpočet potřebuji najít úhel α , při kterém jsou výsledné síly na ložiska největší. Vyřešil jsem to tak, že jsem postupně měnil úhel α a pozoroval jsem výsledky. Při pozorování výsledků jsem zjistil, že reakční síly v ložisku A mají maximální hodnotu při $\alpha = 90^\circ$ a reakční síly v ložisku B mají maximum při $\alpha = 270^\circ$. Rovnice jsem řešil přepisem do maticové podoby v programu SMath. Výsledné reakční síly jsou v Tab. 8.

Tab. 8: Reakční síly v ložiskách pro různé hodnoty úhlu α

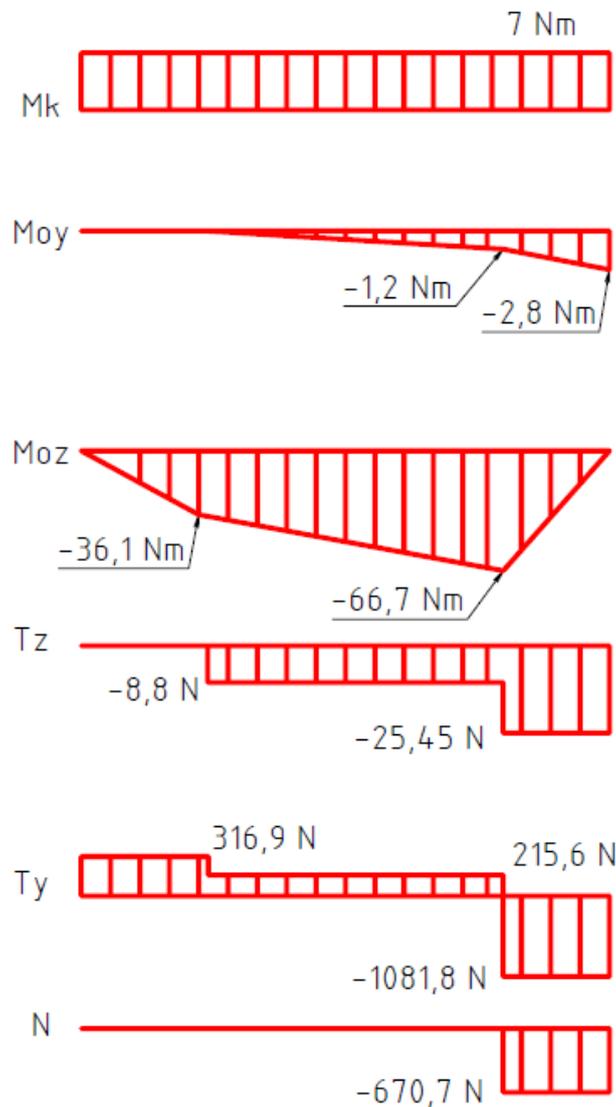
α	$F_{RAy} [N]$	$F_{RAz} [N]$	$F_{RBx} [N]$	$F_{RBy} [N]$	$F_{RBz} [N]$	$M_k [Nm]$
0°	457,5	353,7	521,1	128,8	1185,2	7
90°	820,1	-8,8	300,8	-1039,8	16,6	7
180°	457,5	-371,4	521,1	128,8	-1152,0	7
270°	94,9	-8,8	670,7	1297,4	16,6	7

Kroutící moment jsem spočítal:

$$M_k = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D_1}{2} = 7 \text{ Nm} \quad (42)$$

5.5 Vnitřní síly a momenty

Po výpočtu reakčních sil můžu vykreslit průběhy vnitřních sil a momentů (VSM) po délce vřetene. Problém ovšem je, že když se mění směr zatížení v závislosti na úhlu α , pak se budou měnit i VSM. Proto je vykreslím pouze pro úhel $\alpha = 270^\circ$, kdy očekávám maximální hodnoty VSM z důvodu, že odstředivá i gravitační síla působí stejným směrem.



Obr. 13: Průběh VSM po délce vřetene pro $\alpha = 270^\circ$

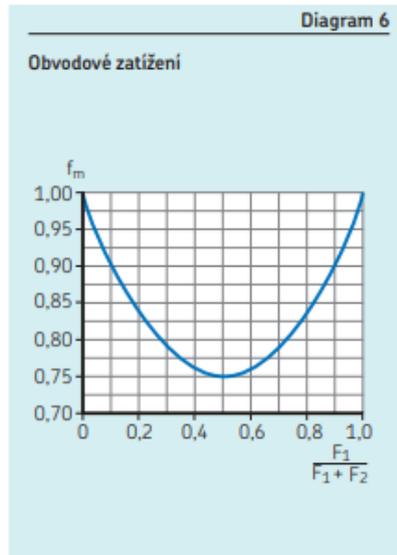
5.6 Výpočet ložisek

Pro výpočet ložisek potřebuji znát zátěžné síly na ložiska. Ložisko A počítám pro úhel $\alpha = 90^\circ$ a ložisko B počítám pro úhel $\alpha = 270^\circ$.

$$F_{RAmax} = \sqrt{F_{RAy}^2 + F_{RAz}^2} = 820,1 \text{ N}$$

$$F_{RBmax} = \sqrt{F_{RBz}^2 + F_{RBz}^2} = 1297,5 \text{ N}$$

Pro případ, kdy jsou ložiska zatížena silou od neváženého rotoru a zároveň silou o konstantním směru, se zatížení ložiska vynásobí koeficientem f_m . Vzhledem k tomu, že koeficient $f_m \leq 1$ (snižuje zatížení ložiska) pro všechny možné stavy, pak koeficient f_m zanedbám a nedopustím se tím výrazné chyby. [16]



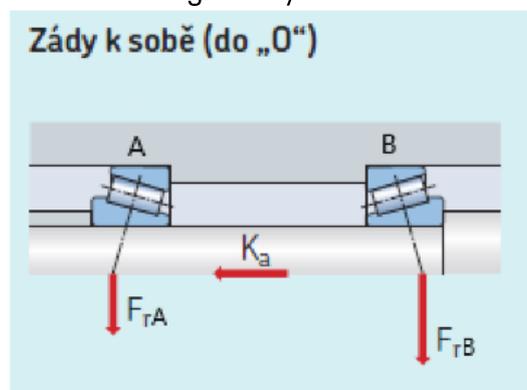
Obr. 14: Koeficient f_m v závislosti na poměru rotující a konstantní síly [16]

Ložiska vzhledem k vysoké axiální síle nemohou být ložiska kuličková, ale musím využít ložiska kuželková. Ložiska vyberu obě dvě o stejném průměru, abych je mohl vůči sobě jednoduše předepnout.

Tab. 9: Parametry vybraných ložisek

Ložisko	Pozice	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C_0 [kN]	C_r [kN]	n_{max}
30207	A	35	72	18,25	56	63,2	9500
30207	B	35	72	18,25	56	63,2	9500

Pro výpočet ekvivalentního zatížení P musím nejdříve stanovit axiální síly působící na ložiska. Výpočet provedu dle katalogu firmy SKF.



Obr. 15: Uspořádání ložisek [16] - upraveno

Pro uspořádání ložisek dle Obr. 15 musím ověřit podmínky:

$$F_{RBmax} > F_{RAmax} \rightarrow 1297,5 > 820,1 \quad (43)$$

$$F_{RBx} \geq \frac{1}{2}(F_{RBmax} - F_{RAmax}) \rightarrow 670,7 \geq 238,7 \quad (44)$$

Obě podmínky platí, a proto můžu psát:

$$F_{axA} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{RAmax}}{Y} = \frac{1}{2} \cdot \frac{820,1}{1,6} = 256,3 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{axB} = F_{axA} + F_{RBx} = 256,3 + 670,7 = 927 \text{ N} \quad (46)$$

Parametr Y je dán výrobcem a je uveden v katalogu. Následně posoudím vliv axiální síly:

$$\frac{F_{axA}}{F_{RAmax}} \leq e \rightarrow \frac{256,3}{820,1} = 0,312 \leq 0,37 \quad (47)$$

$$\frac{F_{axB}}{F_{RBmax}} > e \rightarrow \frac{927}{1297,5} = 0,714 > 0,37 \quad (48)$$

Parametr e je dán výrobcem a je uveden v katalogu. Z toho vyplývá:

$$P_A = F_{RAmax} = 820,1 \text{ N} \quad (49)$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rad} + 1,6 \cdot F_{ax} = 2002,2 \text{ N} \quad (50)$$

Potom můžu vypočítat základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \frac{1500000}{n} \cdot \left(\frac{C_r}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (51)$$

Součinitel modifikované trvanlivosti stanovím $a_{ISO} = 1$, protože tento součinitel je závislý převážně na mazivu, které v této práci nebude vybíráno konkrétně (bude pouze stanoven typ maziva a interval výměny). Dále potřebuji stanovit součinitel spolehlivosti a_1 , který zvolím dle přílohy č. 3 pro spolehlivost 99,9 %.

Tab. 10: Vypočítané hodnoty ložisek

Ložisko	P [N]	L_{10} [hr]	a_{iso}	a_1	L_{m1}
A	820,1	$1,7 \cdot 10^7$	1	0,093	$1,6 \cdot 10^6$
B	2002,2	$8,5 \cdot 10^5$	1	0,093	$8 \cdot 10^4$

Vypočítaná trvanlivost je řádově vyšší než požadovaná trvanlivost stroje. Díky tomu ložiska vydrží požadovanou dobu i s vyšší spolehlivostí než 99,9 % a navíc snesou i občasná přetěžování a případně rázy. Menší ložiska jsem ze zástavbových důvodů volit nemohl.

5.7 Návrh nejmenšího průměru hřídele

Nejmenší možný průměr hřídele v nejvíce zatíženém místě stanovím pomocí redukovaného napětí při statickém namáhání, přičemž vliv únavového namáhání a vrubů zahrnu do návrhového součinitele (k_n). Před samotným výpočtem potřebuji

stanovit materiál hřídele. Materiál hřídele zvolím 12 050. Materiálové vlastnosti zvolené oceli:

Tab. 11: Mechanické vlastnosti oceli 12 050

Materiál	R_M [MPa]	R_e [MPa]	k_n [-]	σ_{dov} [MPa]
12 050	540	325	2,5	130

Přičemž σ_{dov} je určená pomocí rovnice (52).

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_n} = \frac{325}{2,5} = 130 \text{ MPa} \quad (52)$$

Redukované napětí lze vypočítat ze vzorce (ve výpočtu zanedbávám vliv normálové a posouvající síly, protože by se výpočet příliš zkomplikoval):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{M_{Omax}}{\pi \cdot \frac{d^3}{32}}\right)^2 + \left(\frac{M_k}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}}\right)^2} \quad (53)$$

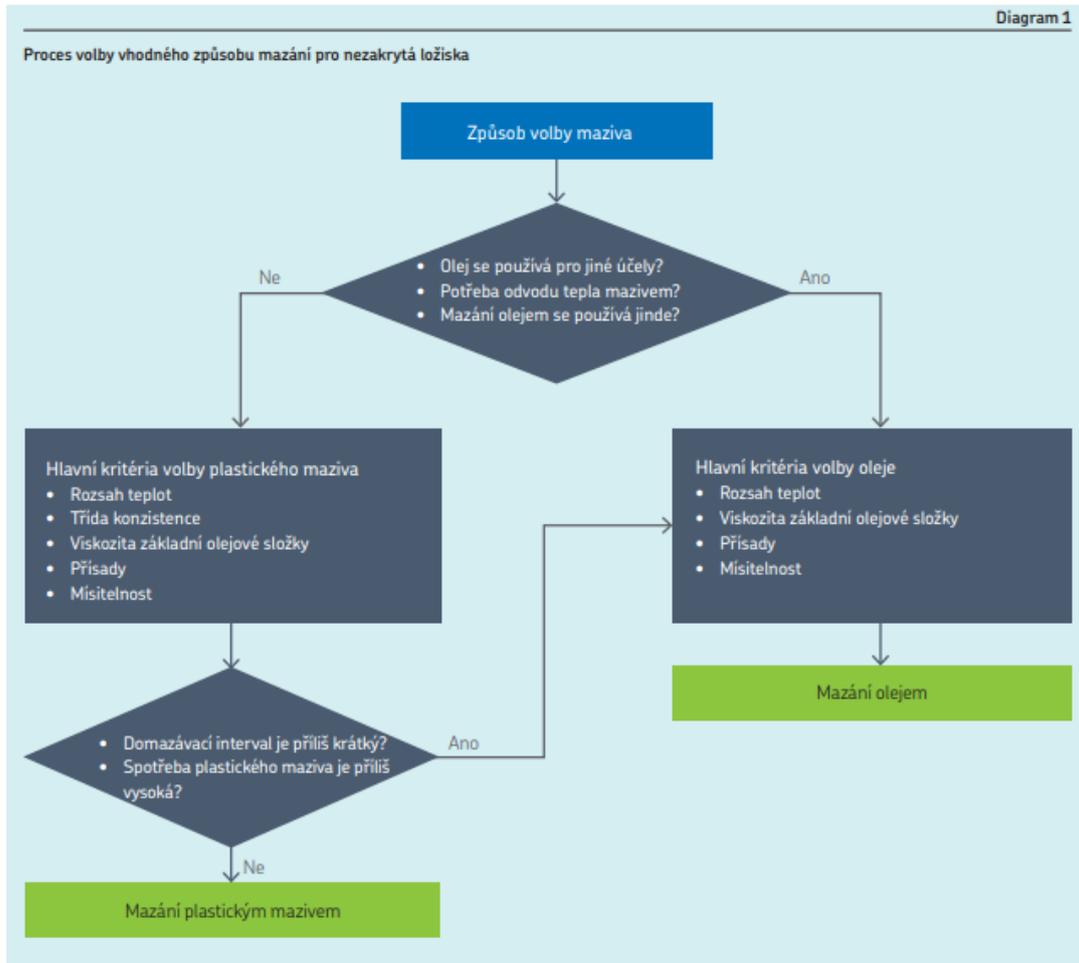
Když do vzorce (53) dosadím $\sigma_{red} = \sigma_{dov}$ a vyjádřím průměr hřídele dostanu:

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{M_{Omax}}{\pi \cdot \frac{\sigma_{dov}}{32}}\right)^2 + \left(\frac{M_k}{\pi \cdot \frac{\sigma_{dov}}{16}}\right)^2} = 17,4 \text{ mm} \quad (54)$$

Po návrhu konkrétního tvaru hřídele musím ověřit bezpečnost v nebezpečných místech. To bude provedeno v kapitole 6.1.1.

5.8 Výběr maziva

Při výběru maziva postupuji dle katalogu SKF. Nejdříve musím zvolit, jestli použiji mazivo plastické nebo olej. Výběr provedu na základě vývojového diagramu na Obr. 16.



Obr. 16: Vývojový diagram pro volbu maziva

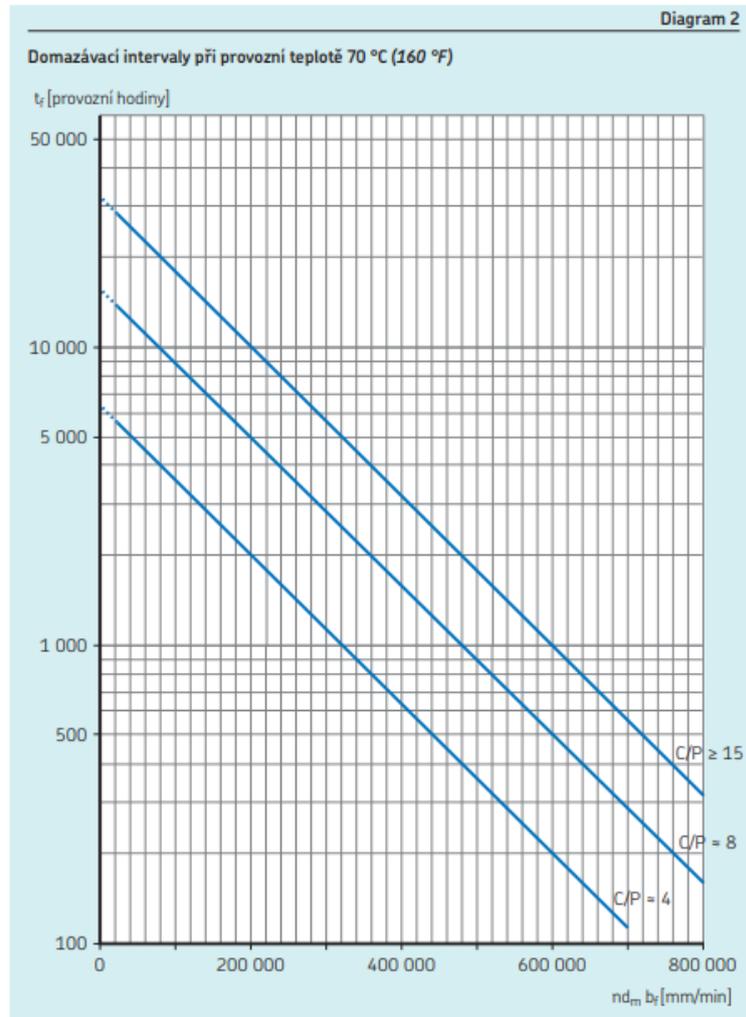
Vzhledem k tomu, že olej se v soustruhu na dřevo nepoužívá pro jiné účely než mazání ložisek, zvolím plastické mazivo a zkontroluji domazávací interval. Mazací interval určím z Obr. 17 Pro určení domazávacího intervalu potřebuji znát poměr $\frac{C}{P}$. Obě hodnoty již znám, z kapitoly 5.6, takže můžu tento poměr vypočítat.

$$\frac{C_0}{P} = \frac{56000}{2002,2} = 28 \quad (55)$$

Z toho vyplývá, že v diagramu na obr.13 budu sledovat čáru pro $\frac{C}{P} \geq 15$. Dále si musím určit:

$$n \cdot D \cdot b_f = 2900 \cdot 72 \cdot 2 = 417\,600 \text{ mm/min} \quad (56)$$

Kde D je zde použito na základě přílohy č.2 (Zatížení od nevyváženosti) a b_f je stanoveno na základě přílohy č.1 (kuželíková ložiska).



Obr. 17: Diagram pro určení intervalu výměny maziva

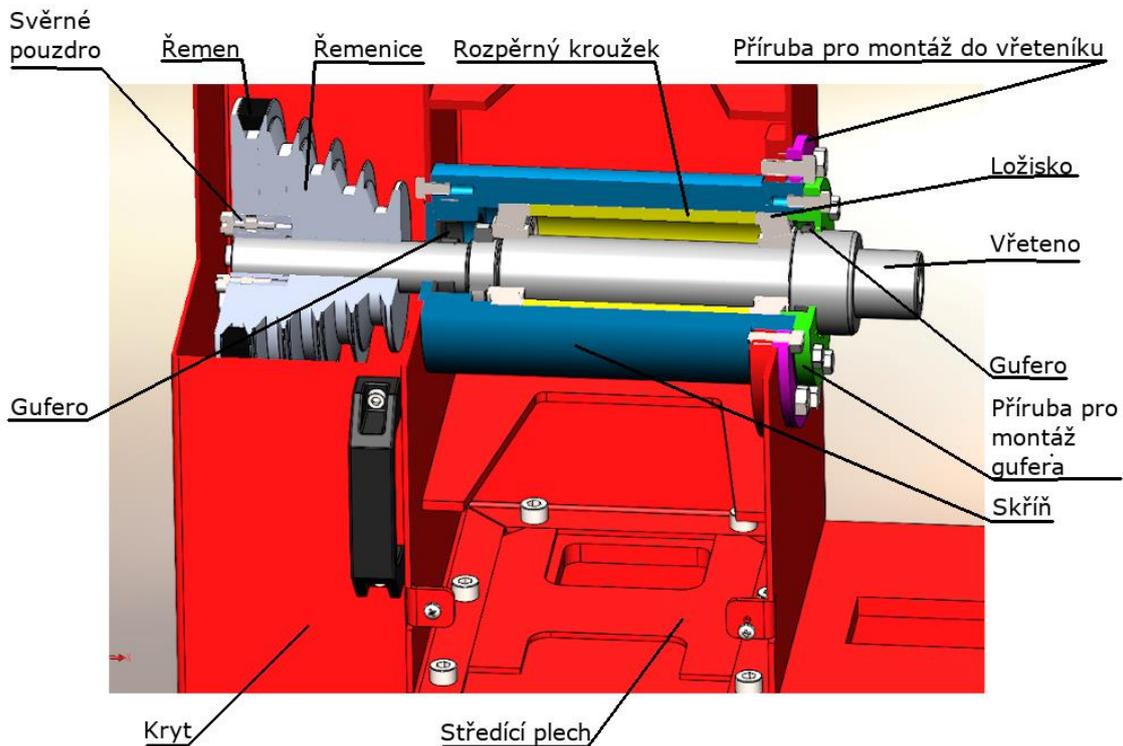
Z diagramu tedy vyplývá interval výměny zhruba 3000 hodin. Vzhledem k tomu, že nemůžu stanovit, za jakých podmínek bude soustruh přesně pracovat a po jakou dobu, pak hodnotu 3000 hodin uvedu v návodu pro obsluhu jako interval, po kterém je nutné vřetenou rozdělat a vyměnit mazivo.

6 KONSTRUKCE ZVOLENÉHO ŘEŠENÍ

Konstrukci soustruhu na dřevo jsem zpracoval v programu SOLIDWORKS. Snažil jsem se využít co nejvíce plechových a nakupovaných dílů (kličky, svěrná pouzdra). Některé plechové díly je nutné po svaření obrobít, aby byla zajištěna dostatečná přesnost ustavení polohy. U plechových dílů jsem se snažil používat plechy s optimální tloušťkou a využívat ohybů nebo přivařených žeber pro zvýšení tuhosti součástí.

6.1 Vřeteno a vřeteník

Při konstrukci vřetene jsem vycházel z nejmenšího navrženého průměru hřídele, který jsem zaokrouhlil a zvětšil, abych zajistil dostatečnou tuhost vřetene. Pro uložení vřetene jsem použil kuželíková ložiska, která předepnu pomocí KMK matice od firmy SKF. Pro zajištění předepnutí je zde vložen distanční kroužek, který zajišťuje odtlačení vnějších kroužků ložisek od sebe a tím jejich předepnutí. Těsnění je řešeno pomocí hřídelových těsnících kroužků (gufer). Řešení konstrukce vřeteníku je vidět na Obr. 18.



Obr. 18: Řez vřeteníkem

Montáž ložisek bude probíhat následujícím způsobem:

1. Nalisování ložiska B
2. Vložení distančního kroužku
3. Nalisování ložiska A
4. Předepnutí pomocí KMK matice
5. Vložení hřídelového těsnícího kroužku č. 1 do skříně
6. Vložení sestavy hřídele s ložisky
7. Vložení hřídelového těsnícího kroužku č.2 do příruby
8. Vložení a sešroubování příruby se skříní
9. Vložení a sešroubování sestavy s oplechováním vřeteníku

6.1.1 Výpočet hřídele v kritických místech

Z vykreslení vnitřních sil a momentů v kapitole 5.5 lze vidět, že největší namáhání působí v místě ložiska B. Působí zde kombinace ohybového napětí a smykového napětí způsobeného krutem. Navíc je hřídel zatěžována pulzujícím cyklem v důsledku otáčení při působení odstředivé síly z nevyváženého obrobku. Pro výpočet koeficient bezpečnosti k meznímu stavu únavy potřebuji určit korigovanou mez únavy materiálu pomocí Marinovy rovnice [1].

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 540 = 272 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} = 160,8 \text{ MPa} \quad (58)$$

Kde:

- k_a – Součinitel povrchu
- k_b – Součinitel velikosti
- k_c – Součinitel zatížení
- k_d – Součinitel teploty
- k_e – Součinitel spolehlivosti
- k_f – Součinitel dalších vlivů

Jednotlivé součinitele určím pomocí [1]. Pro součinitel povrchu platí rovnice:

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 540^{-0,085} = 0,926 \quad (59)$$

Koeficienty a a b byly převzaty z Obr. 19 pro povrch dokončený broušením.

povrch dokončený	součinitel a		exponent
	R_m (MPa)	R_m (kpsi)	b
broušením	1,58	1,34	-0,085
obráběním nebo tažením za studena	4,51	2,70	-0,265
válcováním za tepla	57,7	14,4	-0,718
kováním	272,0	39,9	-0,995

Obr. 19: Koeficienty pro výpočet součinitel vlivu povrchu [1]

Součinitel k_b určím pomocí rovnice (60). Tento vztah platí pro $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$.

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 0,848 \quad (60)$$

Součinitel k_c určím pomocí rovnice (61). Při kombinovaném namáhání se uvažuje součinitel namáhání stejný jako při ohybovém namáhání.

$$k_c = 1 \quad (61)$$

Součinitel k_d určím z tabulky v Příloha č. 8. Uvažuji pokojovou teplotu.

$$k_d = 1 \quad (62)$$

Součinitel k_e určím pro spolehlivost 99,9%

$$k_e = 0,753 \quad (63)$$

Vzhledem k tomu, že prostor hřídele v nebezpečných místech mám utěsněný a mazaný, pak zde koroze nebude mít vliv, tudíž součinitel dalších vlivů:

$$k_f = 1 \quad (64)$$

Nyní potřebuji stanovit namáhání v nebezpečných místech. V místě osazení pro ložisko B působí ohybový moment, kroutící moment, tlaková síla a posouvající síla. Posouvající sílu a tlakovou sílu zanedbám, protože vzhledem k ohybovému a kroutícího momentu budou způsobovat minimální zatížení. Ohybový moment musím rozložit na složku působící konstantním směrem a na složku od rotující síly. Složka ohybového momentu od rotující složky:

$$M_{Orot} = F_{od} \cdot (L - a) = 50,02 \text{ Nm} \quad (65)$$

Ohybové napětí od rotující složky síly je:

$$\sigma_{Orot} = \frac{M_{Orot}}{J} \cdot \rho \cdot \alpha_\sigma = \frac{M_{Orot}}{\frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)} \cdot \frac{D}{2} \cdot \alpha_\sigma = 30 \text{ MPa} \quad (66)$$

Kde J je kvadratický moment průřezu ρ je vzdálenost bodu od nulové osy a α_σ je součinitel tvaru pro ohybové napětí. Vzhledem k tomu, že hřídel je mezikruhového průřezu, pak největší napětí je na povrchu, takže $\rho = \frac{D}{2}$. Složky ohybového momentu od sil působících konstantním směrem jsou:

$$M_{Oystat} = F_p \cdot (L - b) - F_f \cdot \frac{D_{max}}{2} = -1,2 \text{ Nm} \quad (67)$$

$$M_{Ozstat} = (F_c - F_g) \cdot (L - b) = -16,73 \text{ Nm} \quad (68)$$

Celkový ohybový moment od statických sil je:

$$M_{Ostat} = \sqrt{M_{Oystat}^2 + M_{Ozstat}^2} = 16,77 \text{ Nm} \quad (69)$$

Ohybové napětí od konstantní složky:

$$\begin{aligned} \sigma_{Ostat} &= \frac{M_{Ostat}}{J} \cdot \rho \cdot \beta_\sigma = \frac{M_{Ostat}}{\frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)} \cdot \frac{D}{2} \cdot \beta_\sigma \\ &= 7,66 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (70)$$

Přičemž β je koeficient vrubu a zjistí se z Neuberovy rovnice modifikované Heywoodovým parametrem:

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha \cdot \sqrt{r}}} \quad (71)$$

tvár vrubu	\sqrt{a} ($\sqrt{\text{mm}}$) R_m (MPa)	\sqrt{a} ($\sqrt{\text{in}}$) R_m (kpsi)
průchozí otvor	174/ R_m	5/ R_m
osazení	139/ R_m	4/ R_m
drážka	104/ R_m	3/ R_m

Obr. 20: Hodnoty Heywoodova parametru pro různé vruby

Koeficient tvaru jsem zvolil dle Příloha č. 3. Pro jeho určení potřebuji ještě stanovit následující poměry:

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{35} = 1,43 \quad (72)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{35} = 0,0285 \quad (73)$$

S pomocí těchto poměrů jsem v nomogramech schopen vyčíst následující hodnoty součinitele tvaru:

$$\alpha_\tau = 2,1 \quad (74)$$

$$\alpha_\sigma = 2,5 \quad (75)$$

K přepočtu na koeficient vrubu potřebuji ještě Heywoodův parametr. Ten určím na základě Obr. 20 pro tvar vrubu: osazení. Nyní využiji rovnici (71) a vypočtu koeficient vrubu.

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_\tau}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\tau - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_\tau \cdot \sqrt{r}}} = 1,65 \quad (76)$$

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\sigma - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_\sigma \cdot \sqrt{r}}} = 1,91 \quad (77)$$

Smykové napětí od kroučícího momentu je stále konstantní a jeho velikost je:

$$\tau = \frac{M_k}{J_p} \cdot \rho = \frac{M_k}{\frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4)} \cdot \frac{D}{2} \cdot \beta_\tau = 1,38 \text{ MPa} \quad (78)$$

Kde J_p je polární kvadratický moment průřezu. Nyní můžu stanovit redukovanou amplitudu napětí pomocí teorie plasticity max τ :

$$\sigma_{ared} = \sqrt{(\sigma_a)^2 + 4 \cdot (\tau_a)^2} = \sqrt{(\sigma_{ostat})^2 + 4 \cdot (0)^2} = 7,66 \text{ MPa} \quad (79)$$

Nyní pomocí stejné teorie plasticity stanovím redukované střední napětí:

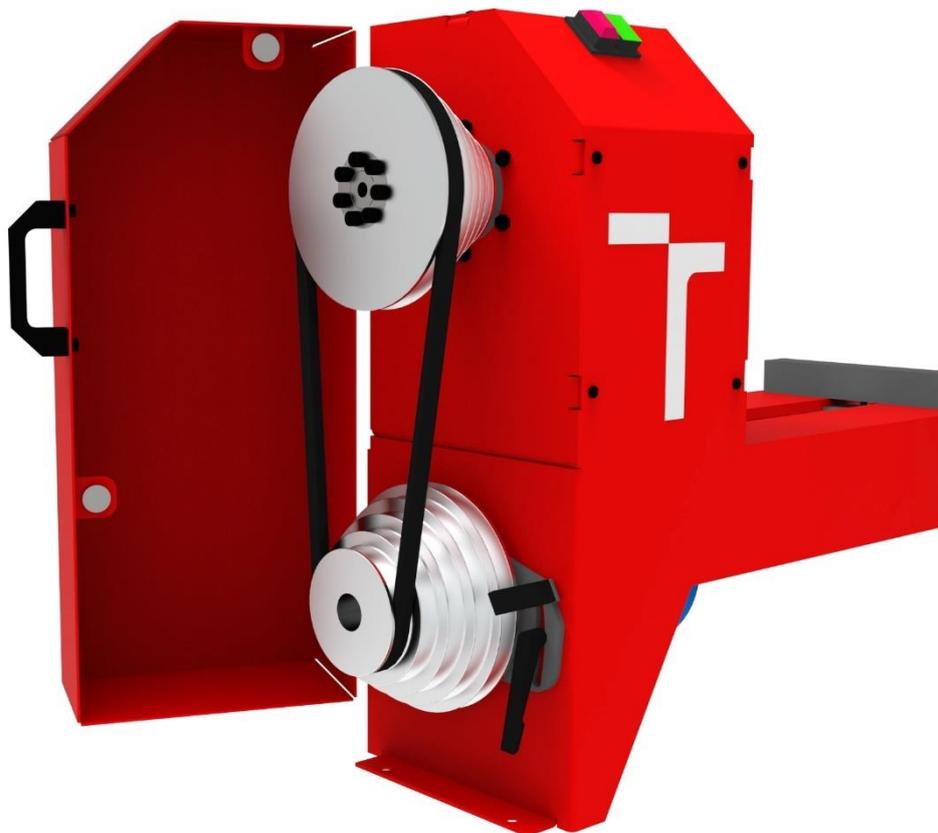
$$\sigma_{mred} = \sqrt{(\sigma_m)^2 + 4 \cdot (\tau_m)^2} = \sqrt{(\sigma_{Orot})^2 + 4 \cdot (\tau)^2} = \sqrt{(30)^2 + 4 \cdot (1,38)^2} = 30,13 \text{ MPa} \quad (80)$$

Potom tato redukovaná napětí můžu porovnávat podle různých kritérií únavového poškození. Vyberu si Soderbergovo kritérium. Potom můžu psát, že bezpečnost je:

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_{ared}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{mred}}{R_e}} = 7,13 \quad (81)$$

6.2 Uchycení řemenic

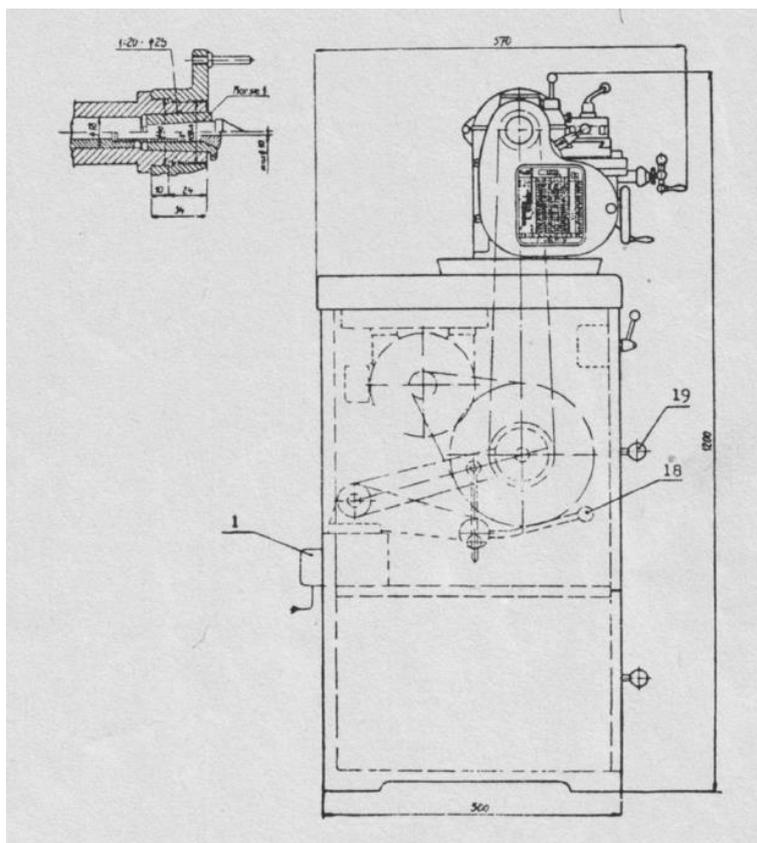
Řemenice budou na hřídel uchyceny pomocí svěrných pouzder. Řemenice na vřetení bude uchycena svěrným pouzdem od firmy TYMA s označením RCK 13 – 25x50. Uchycení řemenice pomocí tohoto pouzdra je vidět na Obr. 18. Řemenice na hřídeli motoru bude uchycena pomocí svěrného pouzdra od firmy TYMA s označením RCK 61–14 x 26.



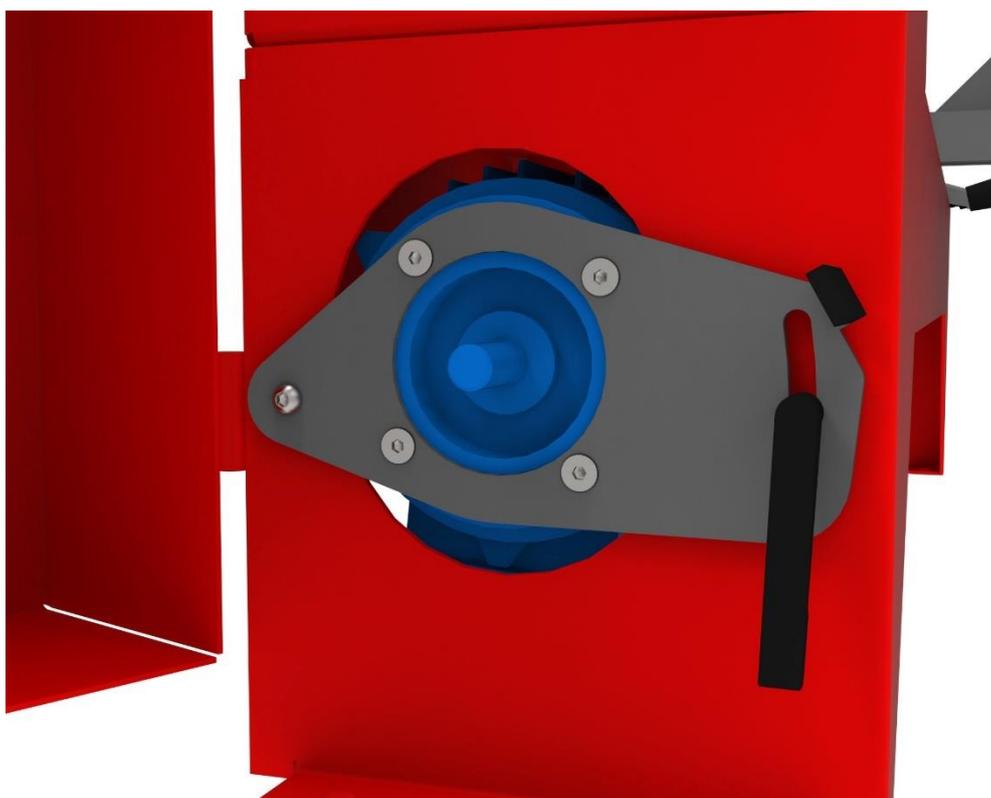
Obr. 21: Uchycení řemenic

6.3 Napínání řemene

Řemen musí být pro svou správnou funkci předepnut určitou silou. Velikost této síly byla vypočítána v kapitole 5.3 pro všechny stupně řemenice. Napínání řemenice musí být jednoduché a rychlé, protože ke změně stupně řemenice bude docházet často. Částečně jsem se inspiroval soustruhem MN80 od firmy TOS Čelákovice. Zde je použito kyvný excentrický mechanismus, který je vidět na Obr. 22. Mé řešení je vidět na Obr. 23. Využil jsem zde kyvného excentricky uloženého plechu, na který je přímo uchycen elektromotor pomocí šroubů. Středící díra, ve které je motor vložen musí být obrobena, aby byla zajištěna dostatečná přesnost. Pohyb plechu je řešen pomocí páky, která je pouze ohnutý plech s nasazenou pryžovou rukojetí. Zajištění je řešeno pomocí kličky, přičemž tato klička umožňuje úhlové přesazení, aby se dala vždy natočit do pohodlné polohy pro utahování.



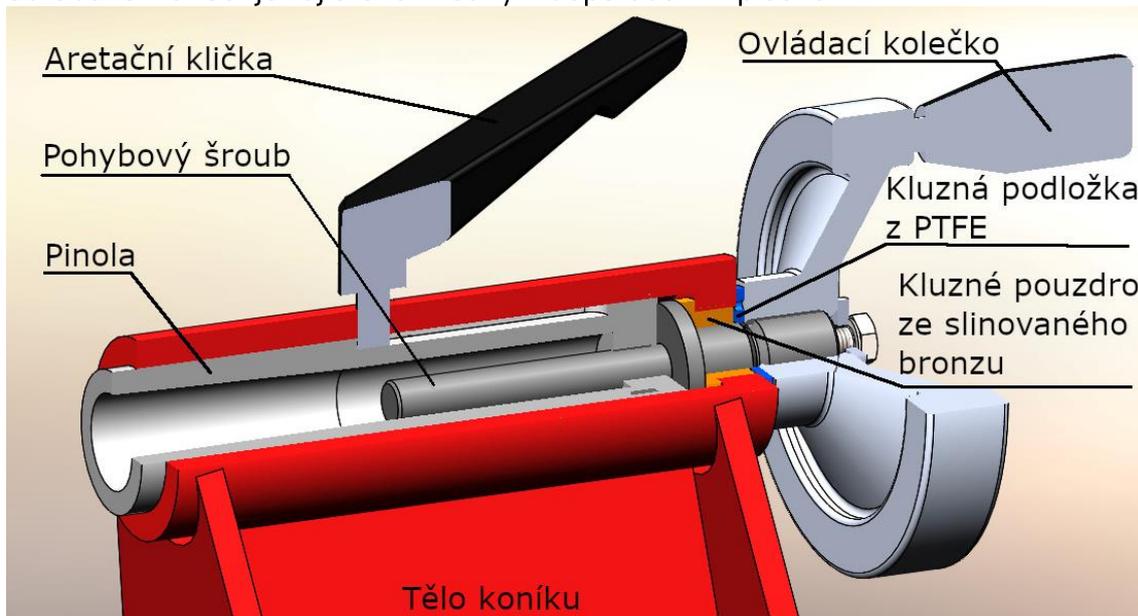
Obr. 22: Schéma soustruhu MN80 [17]



Obr. 23: Excentrický mechanismus napínání řemene

6.3 Koník

Koník musí být dostatečně tuhý a dostatečně přesně uložen vůči vřetení. Přesnost uložení zajišťuje vedení ve spodní části koníku, které je po svaření obrobena. Tuhost je zajištěna vhodným uspořádáním plechů.



Obr. 24: Řez koníkem

Koník je nutné rychle a jednoduše přesunout do určené polohy a poté ho zajistit. Na to jsem využil excentrické páky. Konkrétní návrh tvaru excentru není součástí této práce.



Obr. 25: Koník



Obr. 26: Detail zajišťování koníku

6.4 Lože

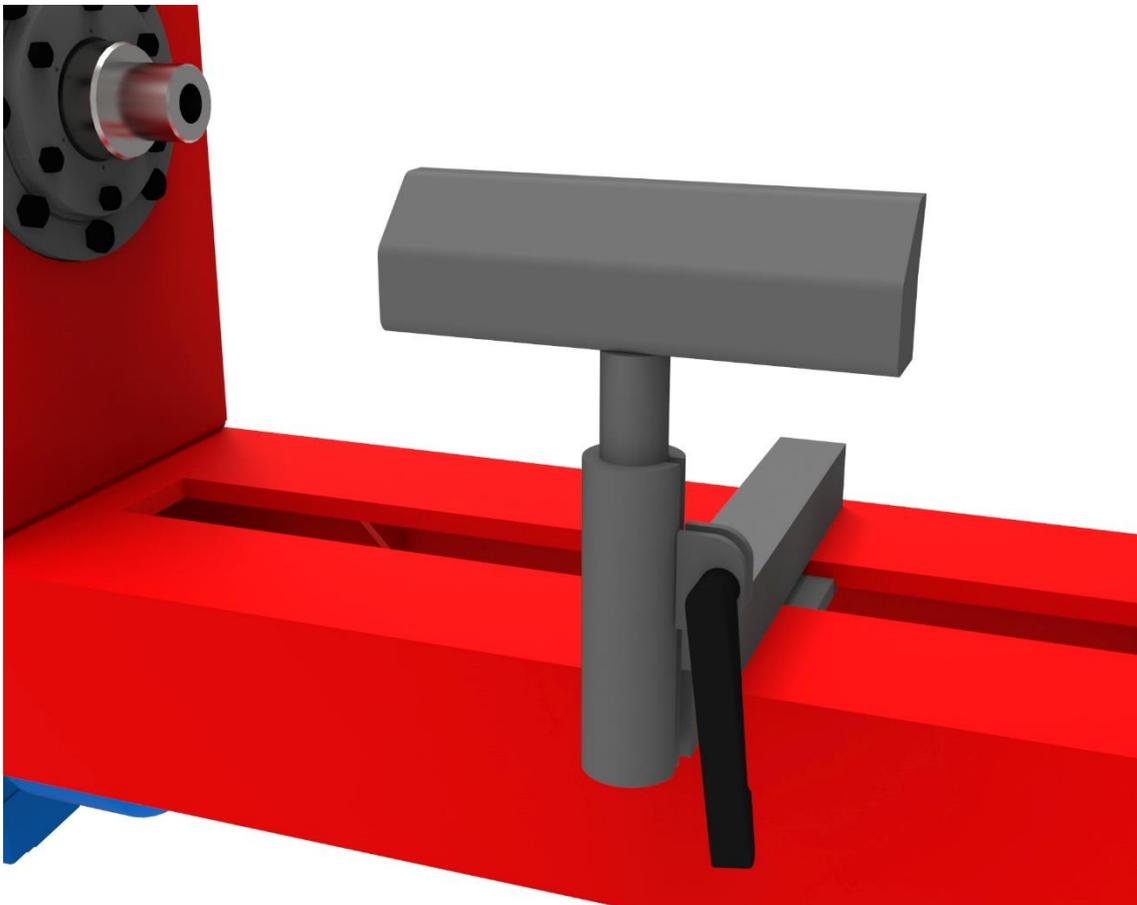
Lože je konstruováno z hlavního vodícího pechu podstavce a několika žeber. Součástí podstavce jsou montážní otvory pro upevnění soustruhu k podložce. Tuhost lože by bylo vhodné ověřit výpočtem v MKP.



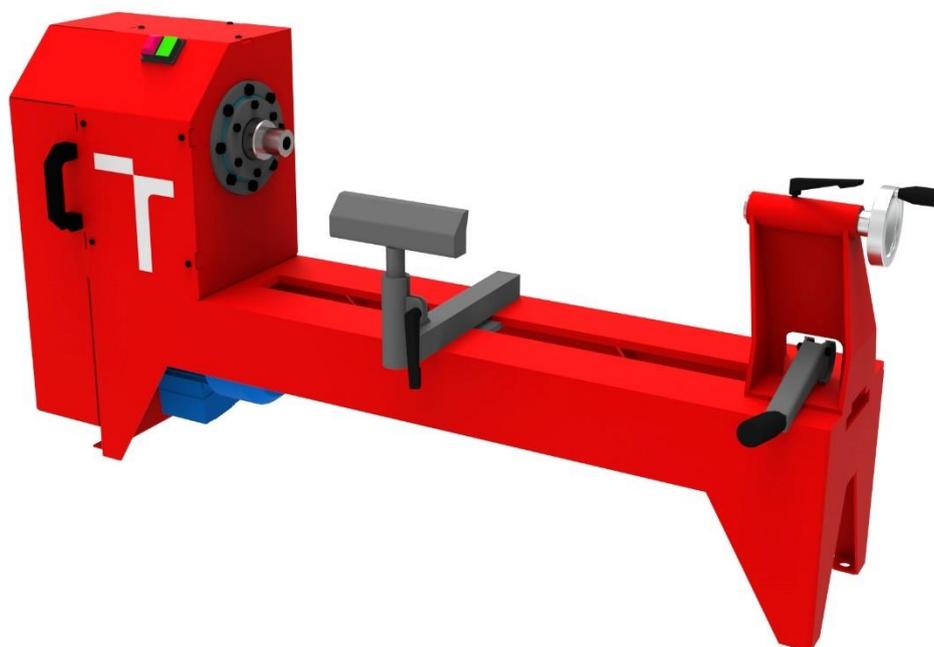
Obr. 27: Pohled na žebrování v loži

6.5 Podpěrka nástroje

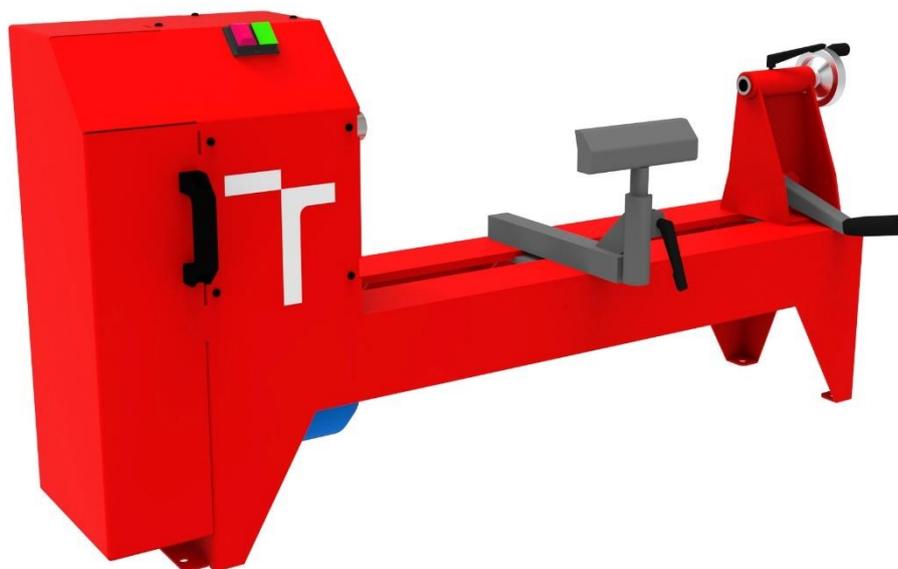
Podpěrka nástroje musí být často ustavována do vhodné pozice a je nutné, aby ji bylo možné ustavit kamkoliv v pracovním prostoru. Toho je dosaženo využitím drážky uvnitř čtvercového profilu. Díky tomu je možné ji ustavit do libovolné pozice podél a napříč lože a je umožněno i její natočení. Zajištění v dané poloze a vedení zajišťuje plech ve spodní části, kde se nachází i páčka pro aretaci (viz. Obr. 27). Dále je zde využito svěrný spoj pro možnost opěrku nastavit výškově a také ji natočit kolem vlastní osy. Detail konstrukce je vidět na Obr. 28.



Obr. 28: Detail konstrukce opěrky nástroje



Obr. 29: Celkový pohled na soustruh



Obr. 30: Celkový pohled na soustruh

8 ZÁVĚR A DOPORUČENÍ PRO PRAXI

Cílem této bakalářské práce bylo stanovit parametry soustruhu na dřevo, následně vybrat konstrukční řešení, a nakonec provést jeho konstrukční řešení včetně výkresové dokumentace jednotlivých konstrukčních uzlů. Parametry soustruhu byly stanoveny na základě průzkumu trhu. Následně byly vybrány konstrukční varianty jednotlivých konstrukčních uzlů. Konstruován tedy byl stolní soustruh se svařovaným ložem, maximálním obráběným průměrem 275 mm, maximální obráběnou délkou 550 mm, jednofázovým asynchronním elektromotorem, rozsahem otáček od 750 do 2900 ot./min a změnou otáček pomocí stupňovité řemenice. Konstrukční řešení bylo provedeno především s využitím plechových a obráběných dílů. Důraz během konstrukce byl kladen na dostatečnou tuhost celé soustavy. Pro dosažení dostatečné tuhosti bylo využito ohybů a výztuh. Pro posouzení tuhosti součástí by bylo vhodné ověřit tuhost pomocí MKP výpočtu. V rámci konstrukce by určitě byl prostor pro zlepšení určitých detailů. Pro další konstrukci bych doporučil využít především frekvenčního měniče, který sice výrazně ovlivní výslednou cenu konstrukčního řešení, ale jeho přínos pro obsluhu stroje je výrazný. Dále by bylo možné do konstrukce zapracovat děličku, aby obsluha mohla součást zajistit proti rotaci v určité poloze.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [3] PORANKIEWICZ, Bolesław a Giacomo GOLI. Cutting forces by Oak and Douglas fir machining. *Ciencia y tecnología*. 2014, 16(2), 199-216. ISSN 0717-3644.
- [4] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [5] Soustruh na dřevo HOLZMANN D300F. *Dobré stroje* [online]. Blansko: Dobré stroje [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.dobrestroje.cz/dobrestroje/eshop/1-1-DREVOOBRABECI-STROJE/97-2-SOUSTRUHY-NA-DREVO/5/1330-HOLZMANN-D300F-SOUSTRUH-NA-DREVO-230V>
- [6] Soustruh na dřevo HOLZMANN VD1100ECO. *Dobré Stroje* [online]. Blansko: Dobré stroje [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.dobrestroje.cz/dobrestroje/eshop/1-1-DREVOOBRABECI-STROJE/247-3-KLASICKE-SOUSTRUHY/5/2738-HOLZMANN-VD1100ECO-SOUSTRUH-NA-DREVO-230V>
- [7] Soustruh na dřevo SCHEPACH DM600 VARIO. *Tomek Nářadí* [online]. Vyškov: Tomek Nářadí [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.tomek-naradi.cz/scheppach-dm-600-vario/>
- [8] Soustruh na dřevo BERNARDO DM450. *Boukal* [online]. Litvínov: Boukal [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://www.boukal.cz/soustruh-na-drevo-bernardo-dm-450/1502/produkt?gclid=CjwKCAiA6seQBhAfEiwAvPqu18itOYP8mXTk2c5ahTFImQcOp55ozMFLN8xydIIiSuiq2oYKdfBNm-BoC1SgQAvD_BwE
- [9] HAMMER, Miloš. *Elektrotechnika a elektronika: přednášky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3334-5.
- [10] Otočný hrot. *Nářadí Simon* [online]. Frýdek-Místek: Nářadí Simon [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.naradi-simon.cz/produkty/upinaci-naradi/hrot-otocny-mk4-s-vrcholovym-uhlem-60/809.html?gclid=CjwKCAiA6seQBhAfEiwAvPqu18itOYP8mXTk2c5ahTFImQcOp55ozMFLN8xydIIiSuiq2oYKdfBNm-BoC1SgQAvD_BwE
- [11] Elektromotor. *VYBO Electric* [online]. Přerov: VYBO Electric [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://vyboelectric.cz/obchod/jednofazovy-elektromotor-230v-055kw-1alj801-4/>
- [12] POŽGAJ, Alexander, Dušan CHOVANEC, Stanislav KURJATKO a Marián BABIAK. *Štruktúra a vlastnosti dreva*. 2. vyd. Bratislava: Príroda, 1993. ISBN 80-07-00960-4.
- [13] Živé ukázky obrábění sledovaly průběh rezných sil. In: *Konstruktér* [online]. Brno: Nová média, 2015 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.konstrukter.cz/zive-ukazky-obrabeni-sledovaly-prubeh-reznych-sil/>

[14] FOREJT, Milan a Miroslav PÍŠKA. Teorie obrábění, tváření a nástroje. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 225 s. : il. ISBN 80-214-2374-9.

[15] Domácí soustružení [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <http://www.domaci-soustruzeni.cz/soustruh/motorovy-soustruh.html>

[16] SKF [online]. Valivá ložiska. 2019 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf

[17] Návod k obsluze TOS MN80. Stachura [online]. Čelákovice: TOS Čelákovice [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: http://stachura.cz/novy/data/soustruh_Tos_MN80A.pdf

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam obrázků:

- Obr. 1: Soustruh Holzmann D300F
- Obr. 2: Soustruh Holzmann VD1100ECO
- Obr. 3: Soustruh Schepach DM600 Vario
- Obr. 4: Soustruh Bernardo DM 450
- Obr. 5: Úhel vláken při obrábění dřeva [3]
- Obr. 6: Změna polohy vláken dřeva vůči řeznému nástroji v průběhu otáčky obrobku při soustružení [3]
- Obr. 7: Závislost řezné síly a normálové síly na úhlu natočení vláken [3]
- Obr. 8: Rozložení sil při soustružení [13]
- Obr. 9: Síla vzniklá nevývahou obrobku
- Obr. 10: Základní části stojanového soustruhu na dřevo [15]
- Obr. 11: Schematický náčrt otočného hrotu [10]
- Obr. 12: Silový rozbor a uvolnění vřetene
- Obr. 13: Průběh VSM po délce vřetene pro $\alpha = 270^\circ$
- Obr. 14: Koeficient f_m v závislosti na poměru rotující a konstantní síly [16]
- Obr. 15: Uspořádání ložisek [16] - upraveno
- Obr. 16: Vývojový diagram pro volbu maziva
- Obr. 17: Diagram pro určení intervalu výměny maziva
- Obr. 18: Řez vřeteníkem
- Obr. 19: Koeficienty pro výpočet součinitel vlivu povrchu [1]
- Obr. 20: Hodnoty Heywoodova parametru pro různé vruby
- Obr. 21: Uchycení řemenic
- Obr. 22: Schéma soustruhu MN80 [17]
- Obr. 23: Excentrický mechanismus napínání řemene
- Obr. 24: Řez koníkem
- Obr. 25: Koník
- Obr. 26: Detail zajišťování koníku
- Obr. 27: Pohled na žebrování v loži
- Obr. 28: Detail konstrukce opěrky nástroje
- Obr. 29: Celkový pohled na soustruh
- Obr. 30: Celkový pohled na soustruh

Seznam tabulek:

- Tab. 1: Porovnání vlastností vybraných soustruhů na dřevo
- Tab. 2: Výběr převodu a regulace otáček
- Tab. 3: Výběr varianty lože
- Tab. 4: Parametry řemene průřezu A [1]
- Tab. 5: Výpočtové koeficienty a hustota řemene s průřezem A [1]
- Tab. 6: Kinematické parametry jednotlivých stupňů převodu
- Tab. 7: Silové parametry jednotlivých stupňů převodu
- Tab. 8: Reakční síly v ložiskách pro různé hodnoty úhlu α
- Tab. 9: Parametry vybraných ložisek
- Tab. 10: Vypočítané hodnoty ložisek
- Tab. 11: Mechanické vlastnosti oceli 12 050

11 SEZNAM PŘÍLOH

- Výkresy ve formátu PDF:
 - SD – 00 – 00
 - SD – 01 – 00
 - SD – 02 – 00
 - SD – 01 – 01
 - SD – 01 – 02
- Model ve formátu STEP

Příloha č. 1: Součinitele ložiska pro výpočet maziva [16]

Tabulka 1

Součinitele ložiska a doporučené mezní hodnoty nd_m

Typ ložiska ¹⁾	Součinitel ložiska b_f	Doporučené mezní hodnoty nd_m pro poměr zatížení		
		$C/P \geq 15$	$C/P = 8$	$C/P = 4$
–	–	mm/min		
Kuličková ložiska	1	500 000	400 000	300 000
Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	1	500 000	400 000	300 000
Naklápací kuličková ložiska	1	500 000	400 000	300 000
Válečková ložiska				
– axiálně volné ložisko	1,5	450 000	300 000	150 000
– axiálně vodící ložisko, bez vnějších axiálních zatížení nebo s malými, ale střídavými axiálními zatíženími	2	300 000	200 000	100 000
– axiálně vodící ložisko, s trvalým malým axiálním zatížením	4	200 000	120 000	60 000
– bez klece, plný počet valivých těles ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Jehlová ložiska				
– s klecí	3	350 000	200 000	100 000
Kuželiková ložiska	2	350 000	300 000	200 000
Soudečková ložiska				
– pro poměr zatížení $F_a/F_r \leq e$ $d_m \leq 800$ mm				
řady 213, 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
řady 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
řada 241	2	150 000	80 000	50 000
– pro poměr zatížení $F_a/F_r \leq e$ $d_m > 800$ mm				
řady 238, 239	2	230 000	130 000	65 000
řady 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
řada 241	2	100 000	50 000	30 000
– pro poměr zatížení $F_a/F_r > e$ všechny řady	6	150 000	50 000	30 000
Toroidní ložiska CARB				
– s klecí	2	350 000	200 000	100 000
– bez klece, plný počet valivých těles ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Axiální kuličková ložiska	2	200 000	150 000	100 000
Axiální válečková ložiska	10	100 000	60 000	30 000
Axiální jehlová ložiska	10	100 000	60 000	30 000
Axiální soudečková ložiska				
– rotující hřídelový kroužek	4	200 000	120 000	60 000

¹⁾ Součinitele ložiska a doporučené mezní hodnoty nd_m platí pro ložiska se standardní vnitřní geometrií a standardním provedením klece. V případě jiného vnitřního provedení ložiska a speciálního provedení klece se obraťte na technicko-konzultační služby SKF.
²⁾ Hodnota t_f získaná z **diagramu Z** musí být vydělena 10.
³⁾ Nepoužitelné, protože pro tyto hodnoty C/P se doporučuje ložisko s klecí.

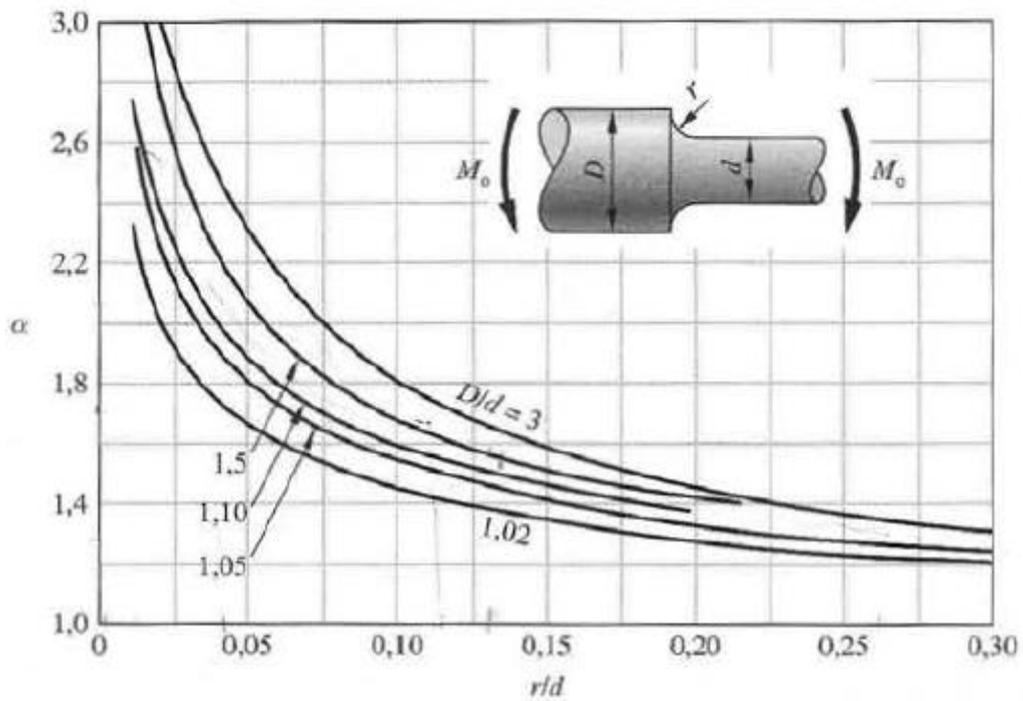
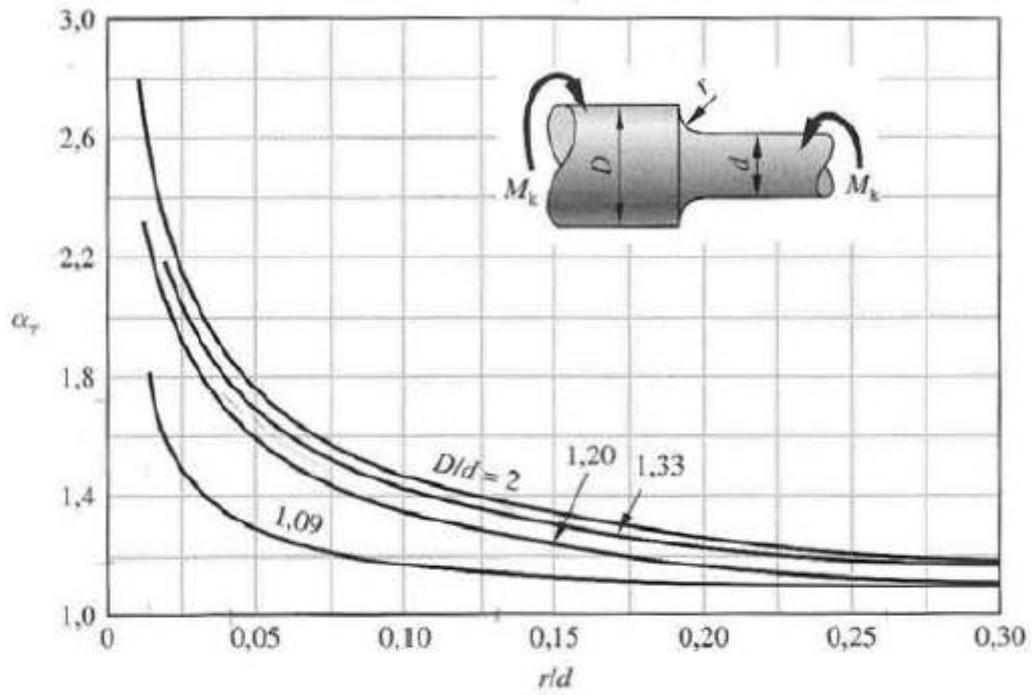
Příloha č. 2: Úpravy domazávacích intervalů [16]

Tabulka 2

Úpravy domazávacích intervalů			
Provozní podmínky / typ ložiska	Popis	Doporučená úprava t_f	Důvod úpravy
Provozní teplota	Pro každých 15 °C (27 °F) nad 70 °C (160 °F) až do horní mezí teploty (HTL)	Zkratke interval na polovinu	Pro zohlednění zrychleného stárnutí plastického maziva při vyšších teplotách
	Pro 15 °C (27 °F) pod 70 °C (160 °F)	Prodloužení intervalu na dvojnásobek (nejvýše jednou) ¹⁾	Pro zohlednění sníženého rizika stárnutí plastického maziva při nižších teplotách
Orientace hřídele	Ložiska montovaná na svislém hřídeři	Zkratke interval na polovinu	Plastické mazivo má sklon k úniku vlivem gravitace
Vibrace	Vysoké úrovně vibrací nebo zrychlení	Zkratke interval	Zkrácený interval podle pokynů pro konkrétní stroj (např. vibrační síta)
Otáčí se vnější kroužek	Otáčí se vnější kroužek nebo výstředná hmotnost hřídele	Výpočet otáček jako nD místo nD_m	Plastické mazivo má za těchto podmínek kratší životnost
Znečištění	Znečištění nebo přítomnost kapalných nečistot	Úprava v závislosti na úrovni znečištění Nizké Domazávací intervaly jsou dány životností plastického maziva. Předpokládá se nulový nebo jen nepatrný průnik nečistot do ložiska. Střední Do ložiska mohou pronikat určité nečistoty. Je požadováno určité dodatečné domazávání za účelem odstraňování nečistot. Vysoké Existuje reálné riziko průniku nečistot do ložiska. Je požadováno domazávání za účelem odstraňování starého plastického maziva a nečistot. Vážné Domazávání je nutné především za účelem proplachování ložiska a odstraňování nečistot.	Pro snížení škodlivých účinků nečistot
Velikost ložiska	Ložiska s průměrem díry $d > 300$ mm	Počáteční zkrácení intervalu s použitím součinitele 0,5. Pokud jsou vzorky plastického maziva odebrány při domazávání uspokojivě, domazávací interval může být postupně prodlužován.	Typicky jde o kritická uložení vyžadující přísné programy častého domazávání
Válečková ložiska	Ložiska s klecemi J, JA, JB, MA, MB, ML, MP a PHA ²⁾	Zkratke interval na polovinu	Tato provedení kleci vyžadují vyšší separaci oleje z plastického maziva

¹⁾ U ložisek s jiným počtem valivých těles a u axiálních ložisek se interval reprodukuje.
²⁾ U klecí P, PH, M a MR není třeba interval upravovat.

Příloha č. 3: Součinitele tvaru pro osazení zatížené krutem a ohybem [1]



Příloha č. 4: Součinitel provozního zatížení pro výpočet řemene [1]

pracovní režim	druh hnaného stroje	součinitel provozního zatížení c_2 (1)					
		druh hnacího stroje					
		jedno- a třífázové střídavé elektromotory s běžným rozběhem (až do dvojnásobného jmenovitého momentu motoru), spalovací motory a turbíny s otáčkami nad 600 min^{-1}			jedno- a třífázové střídavé elektromotory s větším zátěžným momentem (nad dvojnásobný jmenovitý moment motoru), stejnosměrné elektromotory se sériovým nebo smíšeným buzením, spalovací motory a turbíny s otáčkami do 600 min^{-1}		
		denní provozní doba řemenového převodu (h)					
		≤ 10	10 až 16	≥ 16	≤ 10	10 až 16	≥ 16
lehký	odstředivá čerpadla, kompresory, pásové dopravníky, ventilátory a čerpadla do 7,5 kW	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
střední	nůžky na plech, lisy, řetězové a pásové dopravníky, vibrační síta, generátory, budiče, hnětací stroje, obráběcí stroje, pračky, tiskárenské stroje, ventilátory a čerpadla nad 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
těžký	mlecí a drtící stroje, pístové kompresory, velmi zatížené dopravníky, výtahy, briketovací lisy, textilní stroje, papírenské stroje, pístová čerpadla, rámové pily a kladivové mlýny	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
velmi těžký	těžké mlecí a drtící stroje, drtiče kamene, kalandry, mísicí stroje, navijáky, jeřáby a rypadla	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Příloha č. 5: Součinitel úhlu opásání menší řemenice [1]

$\frac{D_w - d_w}{a}$	úhel opásání menší řemenice θ_d (°)	součinitel úhlu opásání menší řemenice c_1 (1)
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

Příloha č. 6: Součinitel délky řemene [1]

vnitřní délka L_1 (mm)	součinitel délky řemenu c_3 (1)						
	Y	Z	A	B	C	D	E
355	1,04						
400	1,06	0,87					
425	1,07	0,88					
450	1,08	0,89					
500	1,11	0,91					
530	1,13	0,93					
630		0,96	0,81				
710		0,99	0,82				
800		1,00	0,85				
900		1,03	0,87	0,81			
1000		1,06	0,89	0,84			
1120			0,91	0,86			
1250			0,93	0,88			
1400			0,96	0,90	0,81		
1600			0,99	0,93	0,84		
1800			1,01	0,95	0,85		
2000			1,03	0,98	0,88		
2240			1,06	1,00	0,91		
2800			1,11	1,05	0,95		
3150			1,13	1,07	0,97	0,86	
4000			1,20	1,13	1,02	0,91	
5000			1,25	1,18	1,07	0,96	0,92
5600				1,20	1,09	0,98	0,95
6300				1,23	1,12	1,00	0,97
7100					1,15	1,03	1,00
8000					1,18	1,06	1,02
10000					1,23	1,11	1,07
11200						1,14	1,10
12500						1,17	1,12
14000						1,20	1,15
16000						1,22	1,18

Příloha č. 7: Součinitel spolehlivosti pro výpočet ložisek [1]

spolehlivost R_D (%)	označení výpočtové trvanlivost L_{nm}	součinitel spolehlivosti a_1 (1)
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0,64
96	L_{4m}	0,55
97	L_{3m}	0,47
98	L_{2m}	0,37
99	L_{1m}	0,25
99,2	$L_{0,8m}$	0,22
99,4	$L_{0,6m}$	0,19
99,6	$L_{0,4m}$	0,16
99,8	$L_{0,2m}$	0,12
99,9	$L_{0,1m}$	0,093
99,92	$L_{0,08m}$	0,087
99,94	$L_{0,06m}$	0,080
99,95	$L_{0,05m}$	0,077

Příloha č. 8: Součinitel vlivu teploty k_c [1]

teplota t (°C)	R_{mT}/R_m
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Příloha č. 9: Vnitřní délky vyráběných řemenů [1]

označení průřezu	vnitřní délka L_i (mm)
Y	265, 280, 300, 335, 340, 355, 400, 425, 450, 500, 530, 850
Z	400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 678, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600
A	630, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 700, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 4 000, 5 000
B	900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 650, 2 800, 3 150, 3 550, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300
C	1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 550, 3 750, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 10 000
D	3 150, 3 550, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 7 500, 8 000, 8 500, 9 000, 9 500, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000
E	4 750, 5 000, 5 300, 5 600, 6 000, 6 700, 7 100, 7 500, 8 000, 8 500, 9 000, 9 500, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000

Příloha č. 10: Jednotkový výkon přenášený jedním řemenem [4]

Jmenovitý výkon, kW, předávaný jedním řemenem

d_1 (mm)	i	Otáčky menší řemenice, min^{-1}																									
		700						950						1 450				2 800			4 500			6 000			
		Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	Z	A	B	Z	A	Z				
50	1,05	0,17						0,21							0,29						0,45				0,57		0,59
	$\geq 3,00$	0,19						0,24							0,32						0,50				0,63		0,65
56	1,05	0,22						0,28							0,38						0,62				0,80		0,86
	$\geq 3,00$	0,24						0,31							0,42						0,68				0,88		0,95
63	1,05	0,27						0,35							0,49						0,80				1,06		1,15
	$\geq 3,00$	0,30						0,39							0,54						0,88				1,17		1,26
71	1,05	0,34						0,44							0,61						1,01				1,34		1,44
	$\geq 3,00$	0,37						0,58							0,68						1,11				1,48		1,58
80	1,05	0,41						0,53							0,75						1,24				1,63		1,71
	$\geq 3,00$	0,45						0,58							0,82						1,36				1,86		1,88
90	1,05	0,49	0,63					0,63	0,80						0,89	1,10					1,48	1,70			1,91	1,94	1,93
	$\geq 3,00$	0,54	0,69					0,69	0,88						0,99	1,21					1,63	1,87			2,11	2,14	2,12