

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh hlavního pohonu soustružnického vřetena s požadavkem na vysokou hodnotu krouticího momentu

Autor: **Bc. Jan KOVAŘÍK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
Jan Kovařík

Na tomto místě bych rád poděkoval Doc. Ing. Jaroslavu Krátkému, Ph.D., Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi CSc. a Ing. Petru Polanskému za odborné vedení, cenné rady a ochotu, zvláště pak za trpělivost a čas, který mi věnovali při zpracovávání této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kovařík	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh hlavního pohonu soustružnického vřetena s požadavkem na vysokou hodnotu krouticího momentu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	52	TEXTOVÁ ČÁST	44	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh a potřebné výpočty hlavního pohonu soustružnického stroje v několika variantách s výběrem optimálního řešení na základě specifikace požadavků. Pro zvolené řešení byl pomocí softwaru Inventor vytvořen 3D model a základní výkresová dokumentace.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">hlavní pohon, návrh, vřeteník, vřeteno, ozubený řetěz, ozubený řemen, soustružnický stroj</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Kovařík	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of main drive of lathe spindle with requirement for high value of torque		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	52	TEXT PART	44	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis includes the design and the calculations of the main drive of lathe machine in several versions with a choice of the optimum solution based on the requirements specification. For the chosen solution was created by Inventor software the 3D model and basic drawings.
KEY WORDS	main drive, design, headstock, spindle, toothed chain, toothed belt

Seznam použitých symbolů

a	[mm]	teoretická osová vzdálenost
a_{skut}	[mm]	skutečná osová vzdálenost
c	[-]	faktor celkového zatížení
c_g	[-]	faktor základního zatížení
c_i	[-]	faktor závislý na velikosti převodového poměru
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[kN]	statická únosnost ložiska
d_0	[mm]	roztečný průměr řetězového kola
d_k	[mm]	hlavový průměr řetězového kola
D	[mm]	průměr
D_{max}	[mm]	maximální průměr řetězového kola i s řetězem
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
η	[-]	účinnost
f	[-]	součinitel tření
f_o	[Hz]	ohybová frekvence řemene
f_{oD}	[Hz]	dovolená ohybová frekvence řemene
F	[N]	síla
F_1	[N]	síla v zatížené větvi řemene
F_2	[N]	síla v odlehčené větvi řemene
F_{AX}	[N]	axiální síla
F_{Berf}	[N]	výpočtové mezní zatížení
F_o	[N]	obvodová síla
F_P	[N]	předepínací síla
F_r	[N]	řezná síla
F_R	[N]	radiální síla
G	[kg/m]	hmotnost jednoho metru řetězu
H	[mm]	výška
i	[-]	převodový poměr
i_{rs}	[-]	převodový poměr finálního převodu
J	[kgm ²]	moment setrvačnosti
L	[mm]	délka
m	[mm]	hmotnost

M	[Nm]	kroucí moment
M_B	[Nm]	brzdny moment
M_e	[Nm]	jmenovity moment
n	[min ⁻¹]	otáčky
n_e	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky
n_M	[min ⁻¹]	maximální otáčky
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
p	[mm]	rozteč
P	[kW]	výkon
P_B	[kW]	přenášený výkon
r	[mm]	poloměr
s_{min}	[-]	dynamický bezpečnostní koeficient
σ_o	[MPa]	normálové napětí
σ_t	[MPa]	napětí v tahu
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí
t	[s]	čas
v	[m/s]	obvodová rychlost
X	[-]	skutečný počet článků řetězu
X_{teor}	[-]	teoretický počet článků řetězu
z	[-]	počet zubů na ozubené řemenici / řetězovém kole

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Představení zadavatelské firmy – Kovosvit MAS	2
3	Popis strojů MASTURN a koncepce hlavního pohonu	2
3.1	Popis stroje	2
3.2	Koncepce hlavního pohonu.....	4
3.2.1	Motor	4
3.2.2	Převodové mechanismy	5
3.2.3	Vřeteník a uložení vřetena	5
4	Úvod do problematiky a cíl práce.....	6
5	Způsoby přenosu zatížení vhodné pro finální převod.....	8
5.1	Převod ozubenými koly.....	8
5.1.1	Obecné poznatky.....	8
5.1.2	Možnosti uplatnění pro finální převod.....	9
5.1.2.1	Varianta 1	9
5.1.2.2	Varianta 2	9
5.1.3	Zhodnocení	10
5.2	Převod klínovými řemeny	10
5.2.1	Obecné poznatky.....	10
5.2.2	Druhy klínových řemenů	11
5.2.3	Vhodnost použití pro finální převod	11
5.3	Převod ozubeným řemenem s přímými zuby.....	11
5.3.1	Obecné poznatky.....	11
5.3.2	Druhy ozubených řemenů.....	12
5.3.2.1	Řemeny s lichoběžníkovým tvarem zubů	12
5.3.2.2	Řemeny s půlkruhovým a parabolickým tvarem zubů.....	13
5.3.3	Vhodnost použití pro finální převod	13
5.4	Převod ozubeným řemenem s šikmými zuby.....	14
5.4.1	Obecné poznatky.....	14
5.4.2	Druhy řemenů Eagle NRG.....	15
5.4.3	Vhodnost použití pro finální převod	15
5.5	Převod válečkovým řetězem	15
5.5.1	Obecné poznatky.....	15

5.5.2	Nerovnoměrnost chodu řetězu	16
5.5.2.1	Charakteristika problému	16
5.5.2.2	Výpočet nerovnoměrnosti chodu	16
5.5.3	Vhodnost použití pro finální převod	17
5.6	Převod ozubeným řetězem	17
5.6.1	Stavební struktura	19
5.6.2	Typy řetězů	19
5.6.3	Způsoby mazání řetězu	21
5.6.4	Vhodnost použití pro finální převod	22
5.7	Vyhodnocení	22
6	Předběžný návrh hlavního pohonu	22
6.1	Výběr motoru	22
6.2	Výběr převodové skříně	23
6.3	Stanovení finálního převodu	24
6.4	Předběžný výpočet parametrů hlavního pohonu	24
6.4.1	Celkové převodové poměry	24
6.4.2	Celková účinnost a výkon na vřetenu	24
6.4.3	Výstupní parametry na převodovce	25
6.4.4	Výstupní parametry na vřetenu	25
7	Varianty finálního převodu	27
7.1	Převod klínovým řemenem	27
7.1.1	Výpočet programem Mitcalc	27
7.1.2	Silové poměry	27
7.1.3	Kinematické schéma	30
7.1.4	Zhodnocení	30
7.2	Převod ozubeným řemenem s šikmými zuby	30
7.2.1	Výpočet a návrh dle katalogu	30
7.2.2	Kinematické schéma	32
7.2.3	Zhodnocení	33
7.3	Převod ozubeným řetězem	33
7.3.1	Výpočet a návrh dle katalogu	33
7.3.2	Kinematické schéma	37
7.3.3	Návrh mazacího systému	37
7.3.4	Zhodnocení	37
8	Návrh bezpečnostní brzdy hlavního pohonu	37

8.1	Popis externí brzdy.....	38
8.2	Výpočet externí brzdy	39
9	Konstrukční návrhy hlavního pohonu.....	42
10	Výpočet a uložení vřetena.....	45
10.1	Stanovení zatěžovacích stavů	46
10.2	Výpočet pro stávající stav	47
10.3	Výpočet pro nový návrh	48
11	Závěr	50
12	Použitá literatura	51

Seznam obrázků

Obr. 1 - MASTURN 550 CNC - pohled do vnitřku stroje [12].....	3
Obr. 2 - MASTURN 820i CNC - pohled na hlavní pohon [12]	3
Obr. 3 - Střídavý asynchronní motor Siemens 1PH7 s konstrukčním provedením IM B3 [17].....	4
Obr. 4 - Dvoustupňová převodová skříň ZF Duoplan 2K250 [4].....	5
Obr. 5 - Uložení vřetene	6
Obr. 6 - Schéma nového stroje se základními rozměry	7
Obr. 7 - Schéma nového hlavního pohonu se základními rozměry	8
Obr. 8 - Druhy klínových řemenů [13]	11
Obr. 9 - Řemeny s lichoběžníkovým tvarem zubů – palcové [16]	12
Obr. 10 - Řemeny s lichoběžníkovým tvarem zubů – metrické (T, AT) [16]	13
Obr. 11 - Ozubené řemeny s půlkruhovým (HTD) a parabolickým profilem zubů (RPP) [16]...	13
Obr. 12 - Ozubený řemen s parabolickým profilem zubu (STD) [16]	13
Obr. 13 - Levý graf - porovnání hlučnosti, pravý graf – porovnání velikosti vibrací; modrá – řemen s přímými zuby, oranžová – řemen Eagle NRG [7]	14
Obr. 14 - Velikosti řemenů Eagle NRG [7]	15
Obr. 15 - Rozklad obvodové rychlosti na řetězovém kole [3].....	16
Obr. 16 - Převod ozubeným řetězem [6].....	18
Obr. 17 - Porovnání hlučností ozubeného řemene, válečkového řetězu a ozubeného řetězu při obvodových rychlostech 24 m/s a 48m/s [6]	18
Obr. 18 - Lamely ozubeného řetězu [6].....	19
Obr. 19 - Řetěz typu KH [6]	20
Obr. 20 - Řetěz typu HDL [6].....	20
Obr. 21 - Řetěz typu HPC [6]	20
Obr. 22 - Řetěz typu Biflex [6]	21
Obr. 23 - Porovnání vhodnosti použití jednotlivých typů ozubených řetězů [6].....	21
Obr. 24 - Převodová skříň ZF Duoplan 2K800 [5].....	24
Obr. 25 - Schéma řemenového převodu [15].....	28
Obr. 26 - Silové poměry řemenového převodu [14].....	29
Obr. 27 - Kinematické schéma hlavního pohonu s klínovými řemeny	30
Obr. 28 - Kinematické schéma hlavního pohonu s ozubenými řemeny s šikmým ozubením.....	32
Obr. 29 - Rozměry řetězového kola [6]	33
Obr. 30 - Kinematické schéma hlavního pohonu s ozubeným řetězem.....	37
Obr. 31 - Motor Siemens 1PH8 s vestavěnou bezpečnostní brzdou.....	38
Obr. 32 - Princip bezpečnostní brzdy INTORQ BFK od firmy Lenze [10]	39
Obr. 33 - Bezpečnostní pružinová brzda INTORQ BFK 468 [10].....	42
Obr. 34 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 1	43
Obr. 35 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 2	43
Obr. 36 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 3	44
Obr. 37 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 4	44

Seznam tabulek

Tab. 1 - Předběžné výstupní parametry hlavního pohonu	26
Tab. 2 - Tabulka výpočtových výkonů řemenů Eagle NRG [8].....	31
Tab. 3 - Stanovení rázového faktoru [6]	35
Tab. 4 - Pokles brzdného momentu v závislosti na rychlosti [10].....	40
Tab. 5 – Skutečné výsledné výstupní parametry hlavního pohonu	45

Seznam příloh

1. Návrh převodu klínovým řemenem pomocí programu Mitcalc
2. Kontrolní výpočet životnosti ložisek a namáhání vřetena pro stávající stav pomocí programu PREV
3. Kontrolní výpočet životnosti ložisek a namáhání vřetena pro nový návrh pomocí programu PREV
4. Výkres sestavy vřeteníku a kusovník
5. Výkres sestavy hlavního pohonu a kusovník
6. Výrobní výkres vřetena

1 Úvod

Firma Kovosvit MAS, která je zadavatelem této diplomové práce, poskytuje ve svém výrobním programu mimo jiné i univerzální hrotové soustruhy s CNC řízením, které jsou zde nabízeny ve dvou základních velikostech. Plán společnosti do budoucna je rozšířit tuto řadu strojů ještě o jeden větší stroj, aby rozsah výrobního programu uspokojil co největší počet zákazníků.

Hlavním úkolem práce bylo tedy provést konstrukční návrh hlavního pohonu nového stroje s vyšším výkonem, než kterým disponují dosavadní zástupci. Jeden z hlavních požadavků je takový, že návrh hlavního pohonu musí vycházet ze stávající koncepce univerzálních hrotových soustruhů zadavatelské firmy, neboť jakákoliv větší změna této koncepce by komplikovala výrobu, což by mělo za následek zvýšení výrobních nákladů. Druhým důležitým kritériem je právě co možná nejnížší navýšení výrobních nákladů nového stroje oproti strojům stávajícím. Hlubší uvedení do problematiky a seznámení s koncepcí hlavního pohonu stávajícího stroje je provedeno v následujících kapitolách.

2 Představení zadavatelské firmy – Kovosvit MAS

Kovosvit MAS je strojírenská firma zabývající se výrobou obráběcích strojů, především soustružnických a frézovacích strojů. Mimo jiné také disponuje vlastní slévárnou. Sídlo této firmy se nachází ve městě Sezimovo Ústí, které je v těsném sousedství s městem Tábor na jihu Čech. V současné době zde pracuje přibližně 660 zaměstnanců.

Po založení společnosti, v roce 1939, došlo k poměrně rychlému vytvoření základní nabídky obráběcích strojů. Jednalo se o dva typy výrobků – radiální vrtačky a revolverové soustruhy. Tyto stroje sloužily převážně k pokrytí požadavků Baťova koncernu na výrobu obuvi. Později se však začaly prodávat i mimo tento koncern a nakonec se exportní prodej stal klíčovou aktivitou společnosti MAS. V průběhu následujících let se podařilo vyvinout a úspěšně uvést na trh mnoho typů obráběcích strojů, jejichž koncepce splňuje nejmodernější požadavky na přesnost a spolehlivost. [12]

V současné době je výrobní program rozdělen do tří oblastí – technologie soustružení, technologie frézování a speciální technologie.

Do oblasti technologie soustružení se řadí CNC soustruhy, CNC univerzální hrotové soustruhy, soustružnická centra a multifunkční obráběcí centra. CNC soustruhy jsou stroje se šikmým ložem určené pro obrábění hřídelových a přírubových obrobků s maximálním průměrem soustružení 180, 280, 430 a 530 mm. CNC univerzální hrotové soustruhy, s označením MASTURN, jsou stroje s vodorovným ložem, určené pro kusovou a malosériovou výrobu s oběžným průměrem obrobku nad ložem 550 a 820 mm.

Do oblasti technologie frézování se řadí vertikální a horizontální obráběcí centra, pětiosá obráběcí centra, multifunkční obráběcí centra a portálová obráběcí centra.

V oblasti speciální technologie je nabízen pouze jediný zástupce a to stroj pro hluboké válečkování hřídelových součástí, jehož funkce spočívá v technologii tváření za studena, kdy za pomoci sady válečků dochází k povrchovému ztuhnutí materiálu dané součásti.

Společnost se orientuje se svým výrobním sortimentem hlavně na subdodavatele pro automobilový, energetický, letecký a strojírenský průmysl. [10]

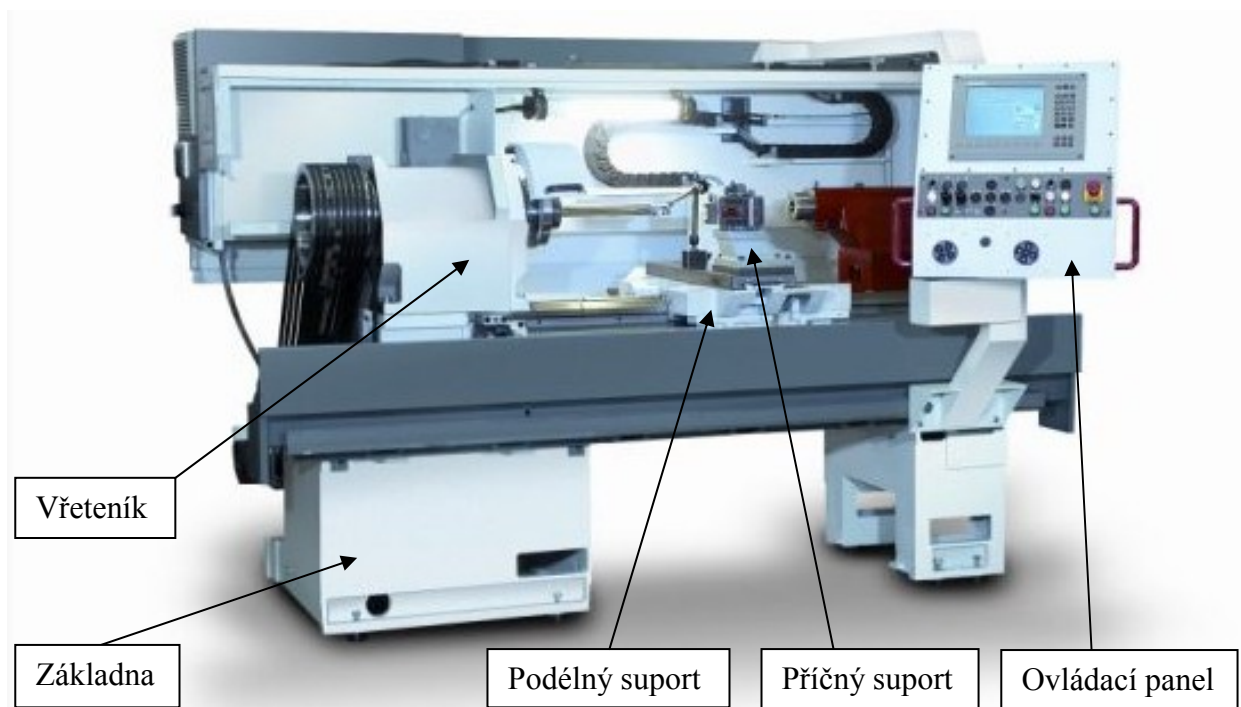
3 Popis strojů MASTURN a koncepce hlavního pohonu

3.1 Popis stroje

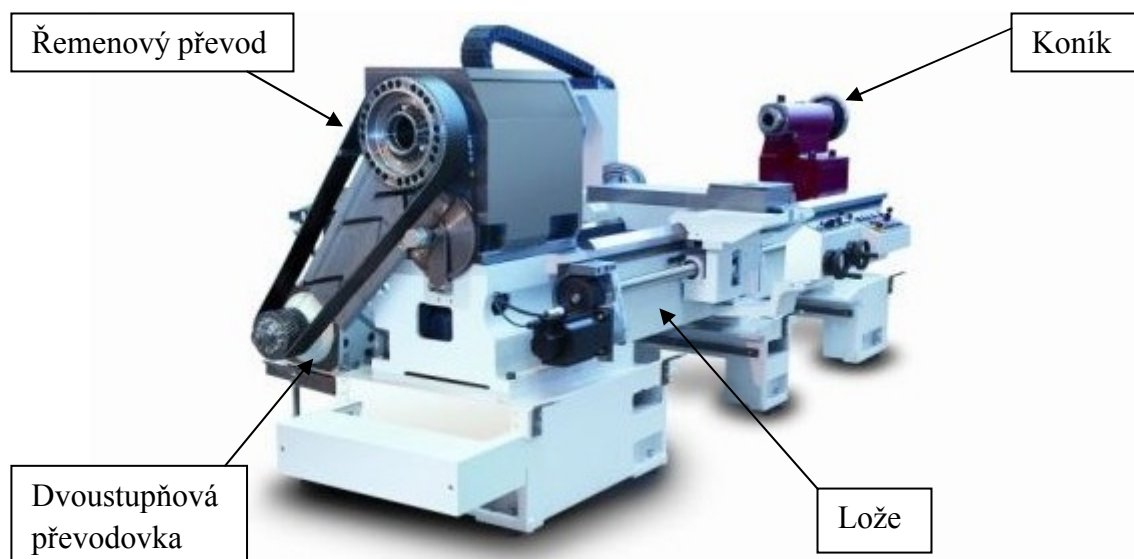
MASTURN jsou univerzální hrotové soustruhy s CNC řízením, které ale mohou být ovládané i ručně jako běžný konvekční stroj. Tato zařízení jsou určená pro přesné soustružnické práce a jsou vhodná pro kusovou a malosériovou výrobu. Důležitou část stroje představuje základna, na které se nachází hlavní pohon, a ke které je zároveň připevněno vodorovné

dvoudráhové lože. Mezi části pohybující se po loži patří koník a podélný suport s příčným suportem. K základnímu vybavení stroje patří také ovládací panel.

Mezi části hlavního pohonu, který je blíže popsán v následující kapitole, patří střídavý asynchronní motor, dvoustupňová převodová skříň, finální převod reprezentovaný řemenovým převodem a vřeteník, který je upevněn k loži.



Obr. 1 - MASTURN 550 CNC - pohled do vnitřku stroje [12]



Obr. 2 - MASTURN 820i CNC - pohled na hlavní pohon [12]

Společnost Kovošvit MAS nabízí stroje typu MASTURN ve dvou základních velikostech – MASTURN 550 CNC a MASTURN 820i CNC, kde číselným údajem je stanoven maximální oběžný průměr obrobku nad ložem.

3.2 Koncepce hlavního pohonu

3.2.1 Motor

Základ hlavního pohonu popisovaného soustružnického stroje tvoří hnací člen, který v tomto případě reprezentuje střídavý asynchronní motor s kotvou nakrátko od firmy Siemens s označením 1PH7.

Tyto pohony jsou často používány i v mnoha jiných aplikacích a odvětvích především z důvodu řady benefitů, kterými disponují. Mezi ně patří např. nízké nároky na údržbu, široký rozsah otáček, vysoké výkony při malých rozměrech motoru, výběr z několika způsobů chlazení, vysoká přesnost rotace i při nízkých rychlostech a snižování rychlosti až do nulových hodnot bez redukce momentu. Mimo obráběcích strojů nacházejí uplatnění také např. v jeřábech, v tiskárenských zařízeních či ve strojích v gumárenském nebo sklářském průmyslu.

Motory 1PH7 mohou být vybaveny integrovaným odměřovacím systémem pro snímání otáček. Toho se dá využít u obráběcích strojů, kdy motor může být pohonem jak hlavního řezného pohybu, tak i osy C. Tato možnost se ale ve strojích MASTURN nevyužívá, neboť zde je systém odměřování umístěn přímo na vřetenu. Je to z důvodu přítomnosti možných vůlí v jednotlivých převodech. Tyto vůle by tak měly zásadní vliv na přesnost polohování vřetena.

Dále firma Siemens nabízí motory 1PH7 ve dvou konstrukčních variantách. Varianta patkové konstrukce motoru je označovaná IM B3 a varianta patkové konstrukce s přírubou, pro uchycení převodovky typu ZF Duoplan, je označovaná IM B35. Na strojích MASTURN se používají výhradně motory s konstrukcí IM B35 právě kvůli možnosti připojení převodové skříně.



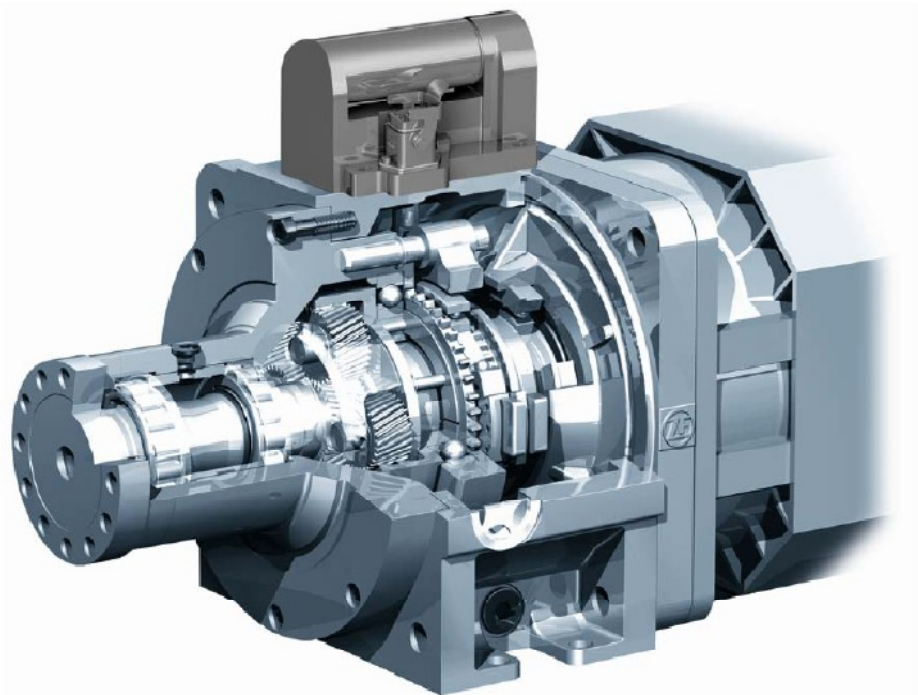
Obr. 3 - Střídavý asynchronní motor Siemens 1PH7 s konstrukčním provedením IM B3 [17]

3.2.2 Převodové mechanismy

Ve strojích MASTURN se uplatňují dva typy převodových mechanismů. První typ reprezentuje dvoustupňová převodová skříň ZF Duoplan, která je přírubově připojena k motoru. V této skříni se dají elektromechanicky řídit dvě rychlosti. První rychlost je daná převodem zvoleným dle katalogu, např. 1:4. Druhá rychlost je většinou daná převodem 1:1.

Tyto převodovky jsou nabízeny v několika velikostech, v popisovaných strojích se konkrétně používá skříň ZF Duoplan 2K250, kde posledním trojčíslem je stanovena velikost maximálního jmenovitého momentu na vstupu, v tomto případě tedy 250 Nm. Užití tohoto převodového prvku slouží ve stroji především ke zvýšení krouticího momentu a také ke zvýšení rozsahu otáček na vřetenu.

Druhý typ převodu, který je zde zároveň převodem finálním, je reprezentován řemeny. Ty jsou firmou Kovosvit MAS nakupovány od společností Goodyear a Gates. U stroje MASTURN 550 CNC je použita sada osmi klínových řemenů. U stroje MASTURN 820i CNC je použit ozubený řemen s šikmými zuby od firmy Goodyear, označovaný jako Eagle NRG. Jak již bylo řečeno, jedná se o finální převod, a tak je zatížení přenášeno z výstupní hřídele převodovky ZF Duoplan na vřeteno.

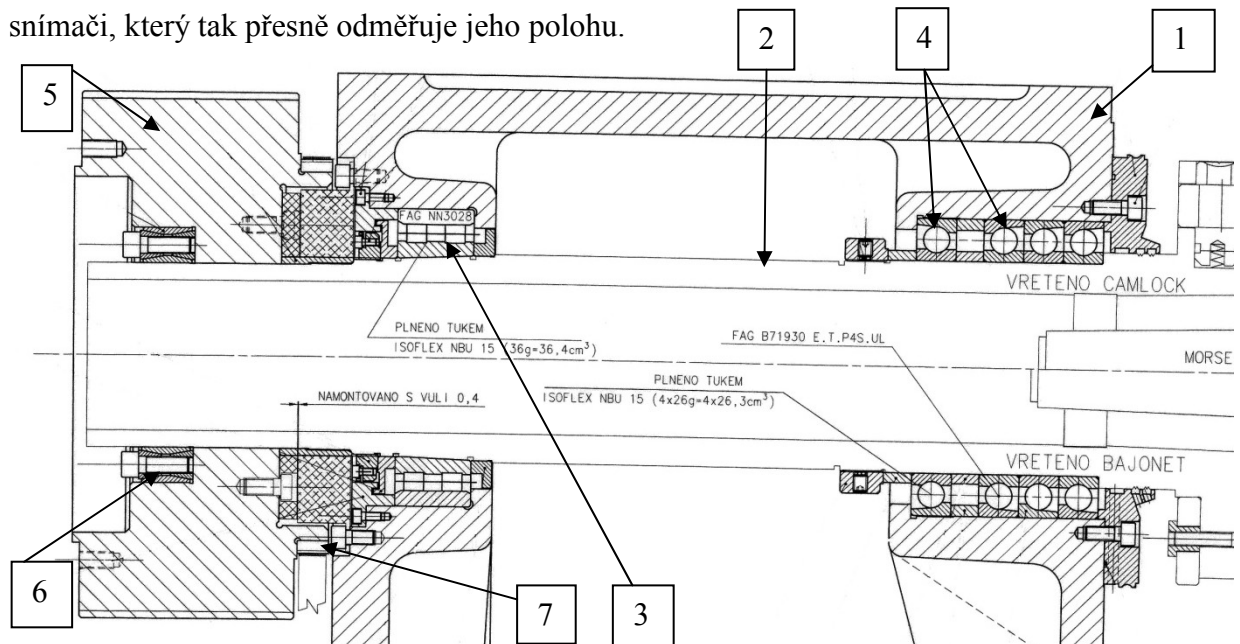


Obr. 4 - Dvoustupňová převodová skříň ZF Duoplan 2K250 [4]

3.2.3 Vřeteník a uložení vřetena

Vřeteník (1) je konstruován jako vnitřně žebrovaný odlitek, který je přišroubovaný k loži stroje a ve kterém se nachází pouze valivě uložené vřeteno (2). To se tedy ukládá na jedno válečkové dvouřadé ložisko (3) a na čtyři kuličková ložiska s kosoúhlým stykem (4), všechna nakupovaná od firmy FAG. Na vřetenu se dále nachází řemenice (5), která je součástí finálního

převodu a jejíž poloha je zajištěna upínacím pouzdrům (6). Na této řemenici je umístěna druhá menší řemenice (7) pro ozubený řemen. Tento řemenový převod přenáší pohyb vřetena ke snímači, který tak přesně odměřuje jeho polohu.



Obr. 5 - Uložení vřetene

4 Úvod do problematiky a cíl práce

Jak již bylo předesláno v úvodu, zadavatelská firma plánuje vytvořit nový univerzální soustruh typu MASTURN, který bude disponovat vyšším výkonem a vyšším krouticím momentem na vřetenu než dosavadní zástupci.

Při vytváření návrhu, který se již firma pokoušela realizovat, zde ovšem nastává problém při výběru finálního převodu. Ten je u stroje MASTURN 550 CNC řešen klínovými řemeny, které jsou pro nové silnější vřeteno nevhodné především z důvodu nutnosti velkých předepínacích sil a tak i vysokého namáhání ložisek vřetena. Jako alternativa byl proto použit převod ozubeným řemenem. Ten se ale ukázal jako zcela nevhodný z důvodu vzniku značného hluku, jehož hladina intenzity dosahovala, dle provedených měření, hodnot více než 90 dB. Zadavatel proto požaduje detailní analýzu různých způsobů realizace finálního převodu a jako možnou alternativou byl navrhnout převod řetězový, jehož vhodnost zde byla taktéž podrobena zkoumání.

Dále bylo zadavatelem stanoveno, že tento nový stroj bude určen především pro hrubovací operace a nástrojová hlava bude vybavena pouze nerotačními nástroji. Z toho důvodu přítomnost zařízení pro režim polohování vřetena, osa C, by zde pozbývalo významu.

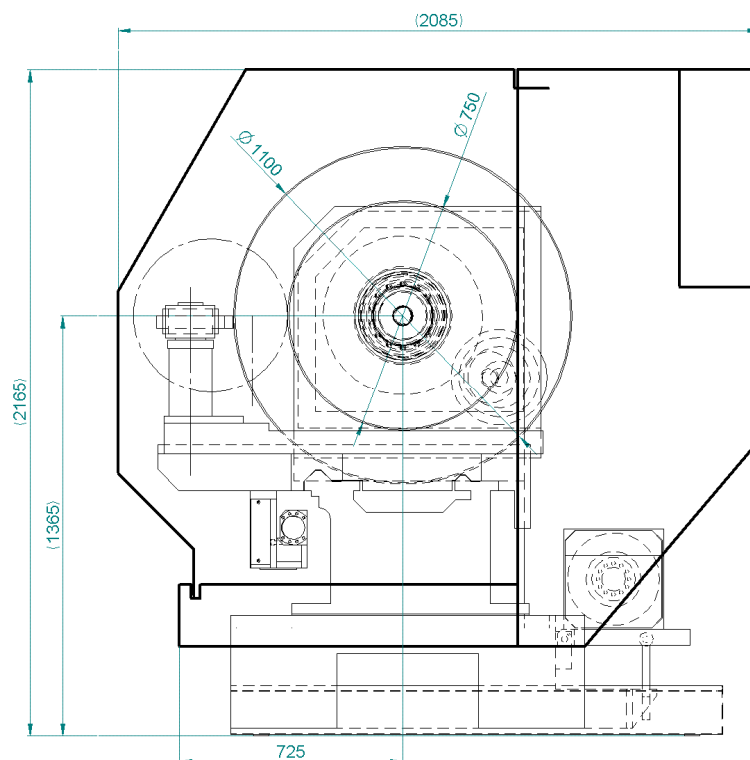
Důležitou podmínkou je, že návrh hlavního pohonu by měl vycházet z konstrukční koncepce současných strojů, neboť jakákoliv její větší změna by komplikovala návrh i samotnou výrobu. Zároveň by výrobní náklady nového návrhu neměly příliš převyšovat náklady na výrobu hlavního pohonu stávajících zařízení.

Cílem diplomové práce byl tedy návrh hlavního pohonu pro nový stroj typu MASTURN. Návrh spočíval ve výběru vhodného motoru a převodových prvků, aby bylo na vřetenu dosaženo požadovaných parametrů. Druhým úkolem bylo provedení analýzy finálního převodu, tedy porovnání a zhodnocení všech možných variant dle daných kritérií a vybrání té nejvhodnější. Poslední požadavek zadavatele spočíval v návrhu bezpečnostní brzdy hlavního pohonu, která má za úkol zastavit rotující vřeteno při náhlém výpadku elektrické energie.

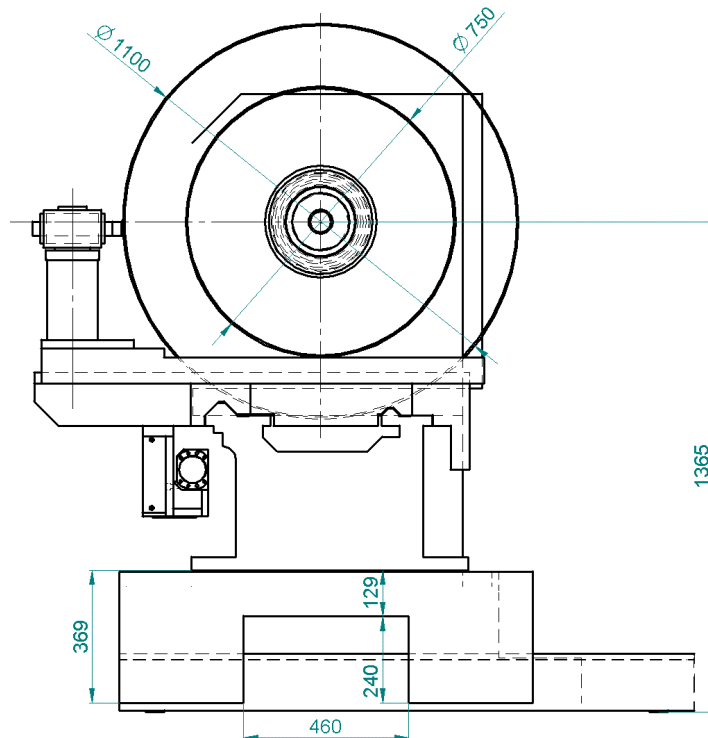
Výstupní parametry na vřetenu byly stanoveny zadavatelem následovně:

- Výkon: $P = 35-40 \text{ kW}$
- Krouticí moment: $M = 4500-5000 \text{ Nm}$
- Maximální otáčky: $n = 1200 \text{ ot/min}$

Nakonec byly zadavatelem poskytnuty náčrty zařízení se základními rozměry, které musely být ve zpracovaném řešení dodrženy. Jsou to především rozměry určující oběžný průměr obrobku nad ložem a výšku osy rotace vřetena nad podlahou.



Obr. 6 - Schéma nového stroje se základními rozměry



Obr. 7 - Schéma nového hlavního pohonu se základními rozměry

5 Způsoby přenosu zatížení vhodné pro finální převod

V následujících podkapitolách jsou popisovány jednotlivé způsoby převodu pohybu a zatížení, které je možno teoreticky použít pro finální převod hlavního pohonu. Hlavními hodnotícími kritérii pro výběr vhodné varianty jsou vysoká únosnost a účinnost, tichý a klidný chod a nízká finanční náročnost.

5.1 Převod ozubenými koly

5.1.1 Obecné poznatky

Ozubená kola jsou nejčastěji používaný převod v obráběcích strojích. Především u velkých strojů dochází k přenosu vysokých výkonů a momentů a je vyžadovaná vysoká tuhost převodu, která zaručuje přesné dodržení převodového poměru, a tak zde není ani možnost použití jiných typů převodů. Další výhodou je vysoká mechanická účinnost, která u valivých soukolí dosahuje až 98%. Dále je převod ozubenými koly vhodný pouze pro malé osové vzdálenosti, což může být v některých případech výhodné, v jiných zase nevýhodné.

Mezi jiné nevýhody se řadí drahá a v některých případech i složitá výroba, hluk, chvění a vysoké nároky na přesnost a tuhost uložení. Zároveň tato tuhá vazba neumožňuje tlumení rázů a dynamického zatížení.

Zadavatel připouští možnost použití ozubených kol jako finálního převodu pouze v případě nevhodnosti všech ostatních možných způsobů přenosu zatížení, a to především z důvodu velké finanční náročnosti.

5.1.2 Možnosti uplatnění pro finální převod

Pro návrh finálního převodu byly stanoveny dvě varianty. Pro tuto aplikaci je nevhodnější čelní soukolí s vnějším šikmým ozubením, neboť se jedná o převod mezi rovnoběžnými hřídelemi.

5.1.2.1 Varianta 1

První varianta spočívá v záměně řemenového převodu, používaného u stávajících strojů, za převod ozubenými koly. Tedy ozubený pastorek by byl umístěn na výstupní hřídeli převodovky ZF Duoplan a druhé ozubené kolo by se nacházelo na vřetenu. Takovýto způsob je ale, vzhledem k současné konstrukci hlavního pohonu, evidentně zcela nevhodný. Jedním důvodem je skutečnost, že ozubené převody jsou vhodné pouze pro malé osové vzdálenosti. Hodnota osové vzdálenosti finálního převodu je např. na stroji MASTURN 550 CNC 976 mm. Pokud by měla být tato hodnota zachována i pro ozubený převod, dosahovala by tak kola velkých rozměrů. Aby bylo možno zmíněnou vzdálenost snížit na přijatelnou hodnotu, muselo by dojít k úpravě současné koncepce hlavního pohonu. Tato úprava by spočívala např. ve změně polohy motoru s převodovkou nebo přidáním dalších převodů. Obě předkládané varianty by návrh značně komplikovaly. V neposlední řadě by z důvodu nutnosti mazání měla být zároveň vyřešena otázka zakrytování převodů. Celkově byla tato varianta označena za nepřijatelnou.

5.1.2.2 Varianta 2

Druhá varianta je založena na umístění ozubených kol jako finálního převodu do vřeteníku. Došlo by tak k zachování řemenového převodu, který by zde ale již neplnil funkci finálního převodu. Tato varianta je z konstrukčního hlediska přijatelnější než předchozí, nicméně, jistými nedostatky disponuje také. Hlavní nevýhoda spočívá v nutnosti změny stávající konstrukce vřeteníku. Ten je řešen jako jednodílný vnitřně žebrovaný odlitek, ve kterém se nachází pouze uložené vřeteno. V novém návrhu by tak vřeteník plnil zároveň funkci převodovky. Z toho důvodu by musela tato skříň projít konstrukční úpravou, která by byla založena na opatření vřeteníku otvory pro vypouštění a napouštění oleje, dále olejovými otvory pro vložení ložisek vstupní hřídele. Nakonec by vřeteník nemohl být řešen jako jeden celek, ale měl by být opatřen odnímatelným dílem pro snadné vkládání ozubených kol.

Tato varianta je konstrukčně přijatelná, nicméně opět z důvodu vysoké finanční náročnosti nebyla dále v práci rozebírána.

5.1.3 Zhodnocení

Ozubená kola se řadí mezi nejúnosnější převody s vysokou účinností, a z toho důvodu se často využívají v pohonech obráběcích strojů. Jedná se ale také zároveň pravděpodobně o nejnákladnější převod, a to jak z hlediska pořizovacích nákladů, tak i z hlediska provozních nákladů, jelikož je nutné zajistit dostatečné mazání převodu. Nicméně jako možná varianta pro finální převod byla vybrána varianta s ozubeným soukolím umístěným ve vřeteníku, která byla dále podrobena bližšímu zkoumání.

5.2 Převod klínovými řemeny

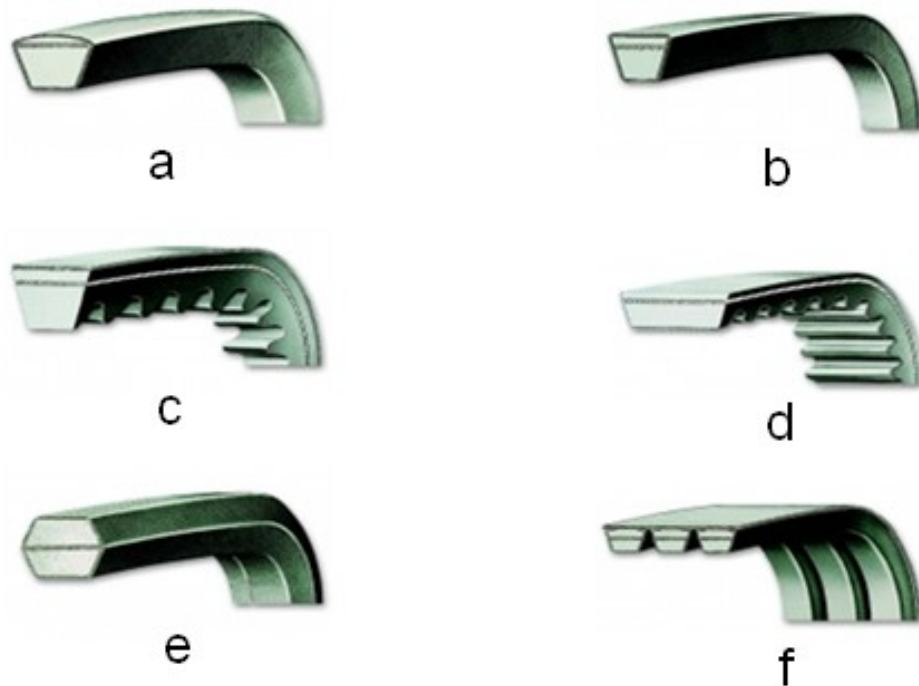
5.2.1 Obecné poznatky

Tento typ převodu je charakteristický tím, že k přenosu zatížení dochází třením. Nachází své uplatnění v několika strojích firmy Kovosvit MAS, neboť má řadu předností. Mezi některé výhody patří například velmi tichý chod, z hlediska provozních nákladů se jedná o nejlevnější převod, má dobré tlumící vlastnosti z důvodu pružného záběru a v neposlední řadě může při přetížení docházet k prokluzu, a tak plnit funkci pojistné spojky, což má ale i negativní vlivy.

První je ten, že není zcela zaručen převod, a druhý má za následek, že při prokluzu řemenu dochází ke vzniku statické elektřiny. Další nevýhodou je nutnost předepnutí řemenů právě z důvodu, aby nedocházelo k prokluzu. Předepnutí ovšem vnáší do systému přidavné namáhání reprezentované radiálními silami, které navyšují zatížení ložisek, v tomto případě to jsou ložiska na vřetenu. Další nevýhodou je nízká tuhost převodu, což má za následek vytahování řemenu. Ten musí být proto stále dopínán, aby tak nedošlo ke snížení předepínací síly a následně k prokluzu. A proto systém vybavený řemenovým převodem musí ještě k tomu disponovat zařízením, které toto dopínání zajišťuje. Dalším negativem je špatná odolnost vůči vysokým teplotám, vlhkosti, prachu a nečistotám.

Z výčtu nevýhod je patrné, že tento typ převodu není vhodný pro vysoká zatížení. A to především z nutnosti vyvození vysoké předepínací síly, která do ložisek vřetena přináší další přidavné namáhání.

5.2.2 Druhy klínových řemenů



Obr. 8 - Druhy klínových řemenů [13]

a – klínový řemen klasického průřezu; b – úzký klínový řemen určený pro průmyslové využití; c – klínový řemen s ozubením; d – variátorový klínový řemen; e – oboustranný (hexagonální) klínový řemen; f – násobný klínový řemen

5.2.3 Vhodnost použití pro finální převod

Klínové řemeny se používají jako finální převod např. u stroje MASTURN 550 CNC, tudíž pro tuto aplikaci jsou vhodné, neboť se jedná o nejlevnější a nejtíšší způsob převodu, je ale vhodný pouze pro menší přenášená zatížení. Zda-li je tento převod vhodný i pro navrhovaný pohon, je vyřešeno v kapitole 7.1.

5.3 Převod ozubeným řemenem s přímými zuby

5.3.1 Obecné poznatky

Převod ozubeným řemenem disponuje oproti převodům s klínovými řemeny několika přednostmi. Tou největší výhodou je, že zatížení se přenáší přes tvarové prvky (zuby) a z toho důvodu dokážou ozubené řemeny přenášet výrazně větší zatížení než řemeny klínové. S tím je také spojena nutnost podstatně menších předepínacích sil, a tím zároveň dochází k nižšímu radiálnímu zatěžování ložisek. S přítomností tvarových prvků je u tohoto typu převodu vždy zaručený přenos zatížení, tedy nedochází k prokluzu. Bohužel, nutnost dopínání řemene z důvodu jeho vytahování platí i zde. Další nevýhoda spočívá ve vyšší nákladnosti tohoto

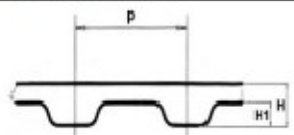
převodu než u řemenů klínových. Disponují však vysokou účinností, která dosahuje až 98%. U některých výrobců je uváděna účinnost dokonce i 99%.

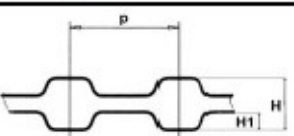
5.3.2 Druhy ozubených řemenů

Ozubené řemeny se dělí do tří základních skupin dle tvaru boku zubu, a to na lichoběžníkové, půlkruhové a parabolické. Ke každému typu řemene existuje příslušný výkonový diagram, ze kterého lze pro daný přenášený výkon a dané otáčky vybrat vhodný řemen, respektive ke zvolenému řemenu s určitým typem profilu zubu vybrat potřebnou rozteč zubů.

5.3.2.1 Řemeny s lichoběžníkovým tvarem zubů

Řemeny s lichoběžníkovým tvarem zubu se dále dělí na palcové a metrické. Palcové řemeny mohou být jednostranného nebo oboustranného ozubení. Každá velikost řemene má své specifické označení, které je patrné z obr. 9.

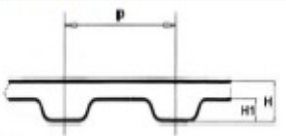
MXL - XL - L - H - XH - XXH	MXL	XL	L	H	XH	XXH
	p = 2,032	5,08	9,525	12,7	22,225	31,75
	H = 1,2	2,3	3,6	4,3	11,2	15,7
	H1 = 0,51	1,27	1,91	2,29	6,22	9,53

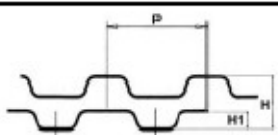
XLDD - LDD - HDD	DXL=XLDD	DL=LDD	DH=HDD
	p = 5,08	9,525	12,7
	H = 3,05	4,57	5,94
	H1 = 1,27	1,91	2,29

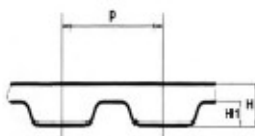
Obr. 9 - Řemeny s lichoběžníkovým tvarem zubů – palcové [16]

Mezi řemeny metrické se řadí tři základní typy – metrické s jednostranným nebo oboustranným ozubením značené „T“ a řemeny s jednostranným ozubením značené „AT“. Typ „AT“ v podstatě představuje optimalizovanou verzi provedení „T“. Tato optimalizace zajišťuje zvýšení záběru řemene, snížení hladiny hluku a umožňuje přenášet až o 30% vyšší síly.

Ovšem obecně řemeny s lichoběžníkovými zuby jsou vhodné spíše pro menší zatížení do 150 kW, pro otáčky do 10000 ot/min a pro obvodové rychlosti do 40 m/s.

T 2,5 - T 5 - T 10 - T 20	T 2,5	T 5	T 10	T 20
	p = 2,5	5	10	20
	H = 1,3	2,2	4,5	8
	H1 = 0,7	1,2	2,5	5

T 5 DL - T 10 DL	T 5 DL	T 10 DL
	p = 5	10
	H = 3,4	7
	H1 = 1,2	2,5


AT 5 - AT 10 - AT 20	AT 5	AT 10	AT 20
	p = 5	10	20
	H = 2,7	4,5	8
	H1 = 1,2	2,5	5


Všechny uvedené rozměry jsou v [mm] / All dimensions [mm]

Obr. 10 - Řemeny s lichoběžníkovým tvarem zubů – metrické (T, AT) [16]

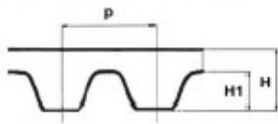
5.3.2.2 Řemeny s půlkruhovým a parabolickým tvarem zubů

Oba tyto typy řemenů jsou vhodné pro vyšší zatížení, než tomu bylo u lichoběžníkových zubů. Je to dáno právě obloukovou geometrií, která eliminuje koncentraci napětí v kořenech zubů. A tak řemeny STD mohou přenášet výkony až do 600 kW a řemeny HTD výkony dokonce až do 1000 kW. Oba tyto typy jsou vhodné pro otáčky až 20000 ot/min a obvodové rychlosti až 80 m/s. Zároveň oblý tvar zubu zaručuje přenos vysokých výkonů i při nízkých otáčkách a z toho vyplývá, že jsou vhodné pro vysoké krouticí momenty. [11]

HTD / RPP 3M - 5M - 8M - 14M - 20M	3M	5M	8M	14M	20M
	p = 3	5	8	14	20
	H = 2,1	3,6	5,6	10	13,2
	H1 = 1,15	2	3,2	6	8,4

HTD / RPP 5MDD - 8MDD - 14MDD	5MDD	8MDD	14MDD
	p = 5	8	14
	H = 5,3	6,3	14,6
	H1 = 2	3,2	6

Obr. 11 - Ozubené řemeny s půlkruhovým (HTD) a parabolickým profilem zubů (RPP) [16]

STD S3M - S4,5M - S5M - S8M - S14M	S2M	S3M	S4,5M	S5M	S8M	S14M
	p = 2	3	4,5	5	8	14
	H = 1,4	2	2,7	3,6	5,3	10,2
	H1 = 0,76	1,14	1,71	1,9	3,05	5,3

řemeny STD se vyrábí i v oboustranném provedení

Obr. 12 - Ozubený řemen s parabolickým profilem zubu (STD) [16]

5.3.3 Vhodnost použití pro finální převod

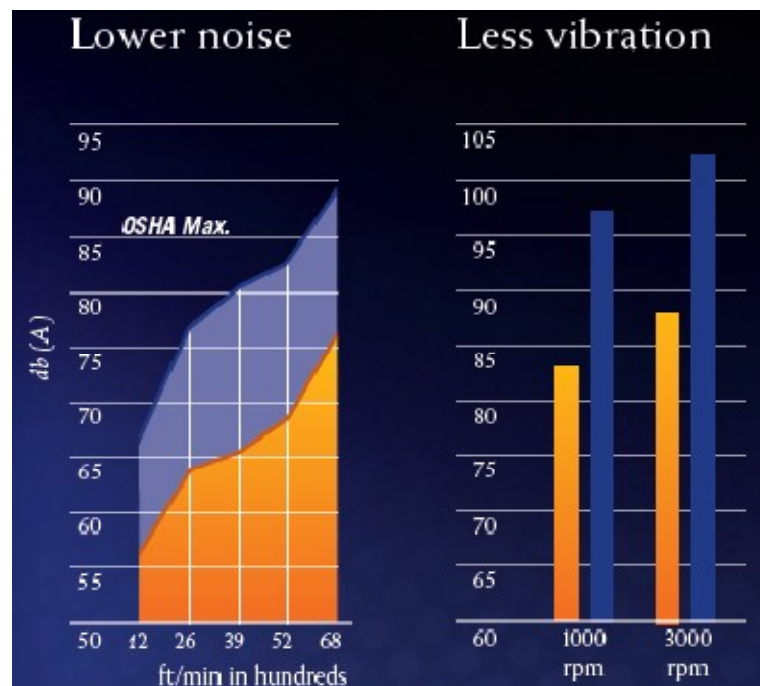
Především z důvodu vysoké hlučnosti jsou ozubené řemeny s přímými zuby pro danou aplikaci nevhodné, a tak s nimi již ve zbytku práce není nijak nakládáno.

5.4 Převod ozubeným řemenem s šikmými zuby

5.4.1 Obecné poznatky

Eagle NRG je označení ozubeného řemene, který je nabízen firmou Goodyear a který se odlišuje od klasických ozubených řemenů s přímými zuby. Je to právě způsobem uspořádání zubů, které jsou zde rozloženy šikmo ve dvou řadách tak, že vytváří „šípové“ uspořádání, obdobně jako šípová ozubená kola. Díky takové úpravě mohou vykazovat řemeny Eagle NRG, jak výrobce uvádí, až o 19 dB nižší hladinu intenzity hluku než u řemenů s přímým ozubením. Je to následkem toho, že při chodu dochází k plynulému záběhu zubu do drážky na řemenici, oproti přímým zubům, u kterých je náběh zubu do drážky víceméně skokový. Následkem toho je snížení vibrací a následně i hluku. Tím se také zlepšuje celková účinnost převodu, která může dosahovat až 98%.

Dále výrobce uvádí, že tyto řemeny mají až o 50% vyšší pevnost, odolnost proti únavě a proti nerovnoměrnému zatížení a dokážou přenášet až o 25% vyšší výkony než klasické ozubené řemeny. Oproti nim mají Eagle NRG pouze jedinou nevýhodu, a to ve vyšší hodnotě pořizovacích nákladů.



Obr. 13 - Levý graf - porovnání hlučnosti, pravý graf – porovnání velikosti vibrací; modrá – řemen s přímými zuby, oranžová – řemen Eagle NRG [7]

Z výrobcem uvedeného grafu je patrné, že při obvodové rychlosti 6800 ft/min, což je přibližně 34,5 m/s, vykazuje klasický řemen hladinu intenzity hluku až 90 dB. Při použití Eagle NRG je hodnota této veličiny přibližně 76 dB, což je o 14 dB méně. To může mít v některých provozech zásadní vliv na volbu typu převodu.

5.4.2 Druhy řemenů Eagle NRG

Společnost Goodyear nabízí řemeny Eagle NRG v sedmi základních velikostech, které jsou od sebe odlišeny barevným označením a které jsou dány roztečí zubů a šířkou pásu. Jsou tedy nabízeny řemeny o rozteči 8 mm s šířkami pásu 16 mm, 32 mm a 64 mm, a řemeny o rozteči 14 mm s šířkou pásu 35mm, 52,5 mm, 70 mm a 105 mm.



color	yellow	white	purple	blue	green	orange	red
pitch	8mm	8mm	8mm	14mm	14mm	14mm	14mm
width	16mm	32mm	64mm	35mm	52.5mm	70mm	105mm

Obr. 14 - Velikosti řemenů Eagle NRG [7]

5.4.3 Vhodnost použití pro finální převod

Tyto speciální řemeny jsou již používány na stroji MASTURN 820i CNC především z důvodu nižší hlučnosti a vyšší únosnosti, než kterou disponují řemeny s přímými zuby. Z toho důvodu je tento typ převodu možnou variantou pro danou aplikaci a byl tak v níže uvedené kapitole podroben návrhovému výpočtu.

5.5 Převod válečkovým řetězem

5.5.1 Obecné poznatky

Řetězovým převodům je zde věnována pozornost z důvodu návrhu zadavatele jejich použití pro finální převod. Konkrétně je v této kapitole rozebírán válečkový řetěz, neboť je to druh řetězu, který je nejvíce používán v pohonných systémech.

Oproti řemenům mají řetězy několik výhod. Např. je vždy zajištěn bezpečný přenos zatížení a stálý převodový poměr, neboť je zde přenášeno zatížení tvarovými prvky a tudíž nedochází k prokluzu. Tím je také zajištěna vysoká mechanická účinnost, která dosahuje hodnot až 98%. Dále jsou řetězy necitlivé vůči vnějšímu prostředí, tedy snadno odolávají prachu, nečistotám, vlhkosti či vysokým teplotám nebo jejich změnám. Stejně jako řemeny lze řetězy snadno montovat i demontovat, je možno více hnaných hřídelí pohánět jednou hnací a jsou vhodné spíše pro větší osové vzdálenosti. Oproti ozubeným převodům se dají nakoupit za nižší pořizovací cenu.

Nevýhodou těchto převodů je vysoká hlučnost, nutnost mazání a prodlužování řetězu následkem vytažení, tudíž stejně jako u řemenů je zde nutnost dopínání. Ovšem největším

problémem řetězových převodů v pohonných systémech je tzv. nerovnoměrnost chodu, která je blíže popsána v následující kapitole.

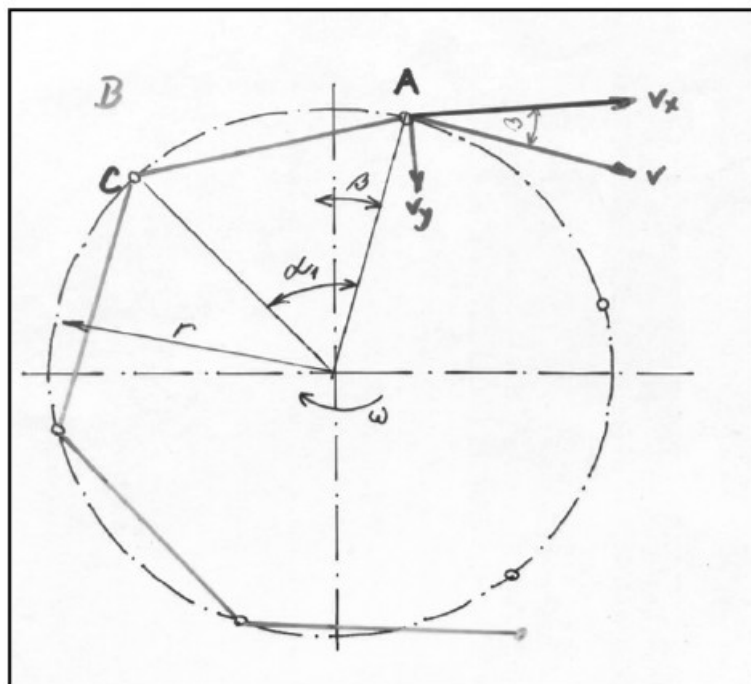
5.5.2 Nerovnoměrnost chodu řetězu

5.5.2.1 Charakteristika problému

Nerovnoměrnost chodu je nepříznivý jev, který se vykytuje u řetězových převodů a jehož charakteristiku lze popsat následovně. Řetězové kolo si lze představit jako mnohoúhelník. Tento mnohoúhelník se otáčí konstantní úhlovou rychlostí, ale rychlost řetězu, který přes něj přechází, konstantní není. Je to způsobeno jeho periodickou změnou vzdálenosti od osy otáčení. To způsobuje, že se řetěz pohybuje střídavě zrychleným a zpožděným pohybem. Tímto periodickým zdviháním a klesáním řetězu dochází ke kolísání jeho obvodové rychlosti, což má za následek vznik kmitání. Tento dynamický účinek pak způsobuje zvyšování opotřebení řetězu, zkracování jeho trvanlivosti a zároveň se zvyšuje i hlučnost. Nerovnoměrnost rychlosti řetězu zároveň způsobuje nerovnoměrné otáčení hnaného kola.

Míra nerovnoměrnosti chodu se dá ovlivnit počtem zubů a úhlem opásání menšího kola. Čím je počet zubů větší, tím je míra nerovnoměrnosti menší. Tato nepřímá úměra platí i u úhlu opásání, tedy je-li úhel větší, vliv nerovnoměrnosti je menší. Obecně by mělo platit, že počet zubů malého kola by mělo být liché číslo, a počet zubů velkého kola sudé. Úhel opásání by na malém kole měl být větší než 90° a při velkých zatíženích větší než 120° .

5.5.2.2 Výpočet nerovnoměrnosti chodu



Obr. 15 - Rozklad obvodové rychlosti na řetězovém kole [3]

Střední obvodová rychlost

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

Složky rychlosti

$$v_x = v \cdot \cos \beta = r \cdot \omega \cdot \cos \beta$$

$$v_y = v \cdot \sin \beta$$

pokud $\beta = 0$, pak $v_x = v_{\max} = v$; $v_y = 0$

Zrychlení řetězu

$$a_x = \frac{dv_x}{dt} = -r \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta = -r \cdot \omega^2 \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)$$

Maximální zrychlení řetězu

$$\beta = \pm \frac{\alpha_1}{2}$$

tedy

$$a_{x \max} = \pm \omega^2 \cdot r \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = \frac{1}{2} \cdot \omega^2 \cdot p$$

Maximální zrychlující síla

$$|F_{\max}| = m \cdot a_{x \max} = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Tato síla vyvolává dynamické namáhání, které způsobují rázy mezi řetězem a řetězovým kolem. Intenzita těchto rázů je závislá na hmotnosti článku řetězu a rychlosti nárazu.

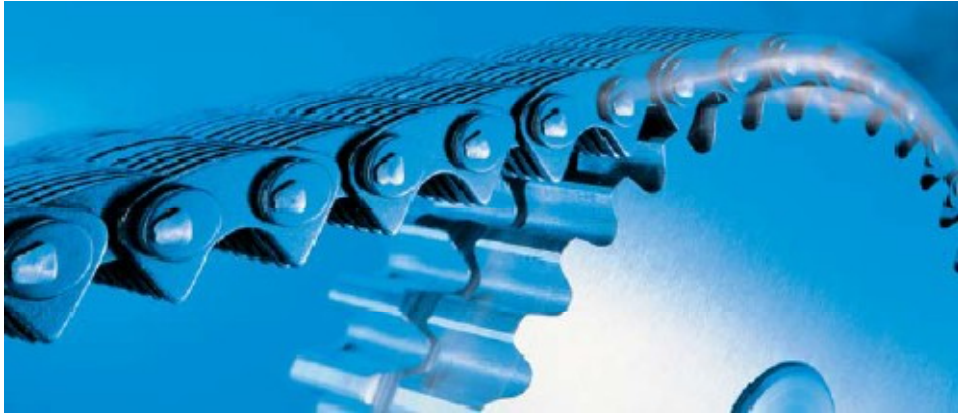
5.5.3 Vhodnost použití pro finální převod

Především z důvodu nerovnoměrného chodu řetězu a hnaného kola je tento převod pro pohon obráběcího stroje nevhodný. To hlavně z důvodu přítomnosti dynamických složek sil, které nerovnoměrný chod doprovázejí a které by měly mimo jiné zásadní vliv na přesnost obrábění.

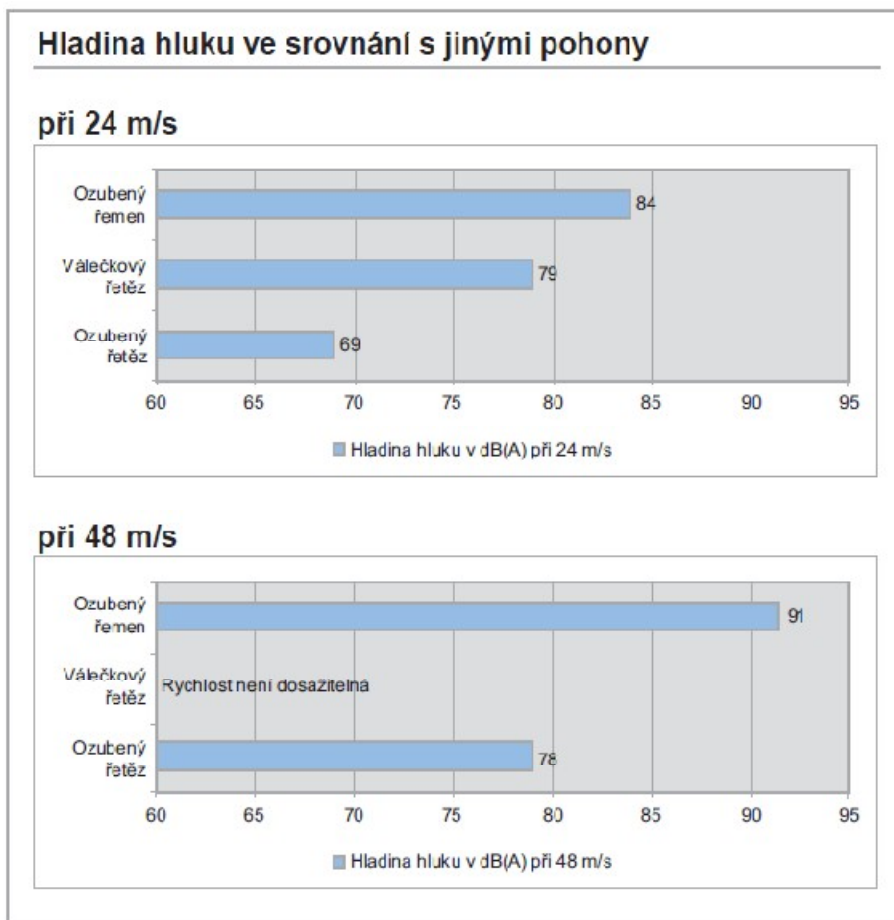
5.6 Převod ozubeným řetězem

Problematika ozubených řetězů je známá již řadu let a existuje na toto téma i mnoho patentů. Až firma Rexroth vytvořila ucelenou nabídku těchto přenosových prvků a dovedla jejich přednosti v podstatě k dokonalosti.

Ozubené řetězy jsou schopné přenášet vysoká zatížení i při malých zástavových prostorech. Perfektně nastavená geometrie mezi řetězem a řetězovým kolem napomáhá k minimalizaci intenzity náběhových rázů článků řetězu, což má za následek klidný a velmi tichý chod. To je patrné především v oblasti vysokých rychlostí, které dosahují až 50 m/s. [6]



Obr. 16 - Převod ozubeným řetězem [6]

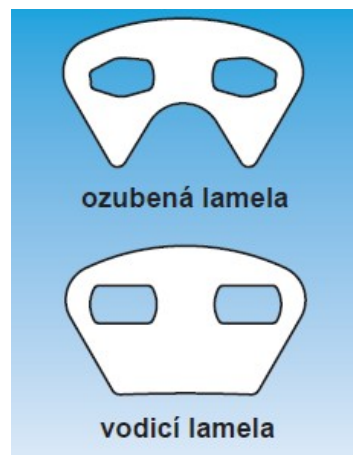


Obr. 17 - Porovnání hlučnosti ozubeného řemene, válečkového řetězu a ozubeného řetězu při obvodových rychlostech 24 m/s a 48m/s [6]

5.6.1 Stavební struktura

Řetěz je složen z ozubených a vodících lamel, nýtovacích podložek a kyvného kloubu, který se skládá ze dvou profilových čepů. Síla a pohyb jsou přenášeny přes ozubené lamely. V jednom článku je vždy podle příslušné šířky řetězu umístěn určitý počet lamel, a sice přesazeně od jednoho článku k druhému. Tyto články jsou spojeny kloubem. Vodící lamely zabraňují sklouznutí řetězu z kol do strany. Tyto lamely mohou být vedeny středem řetězu, na vnějších stranách nebo také mohou být umístěny v několika řadách v jednom ozubeném řetězu jako několikanásobné vedení, které se využívá hlavně u pohonů s vertikálními hřídelemi pro dosažení lepšího podepření. [6]

Pro uchycení kloubu má každá lamela dva otvory. Kloub se skládá ze dvou profilových čepů, které jsou vytvořeny v závislosti na typu řetězu. Oba čepy jsou zafixovány v lamelách. Při pohybu kloubu – najetí a vyjetí ozubeného řetězu na kole – se oba profilové čepy odvalují po sobě. Přitom v kloubu nenastává žádné významnější kluzné tření. [6]



Obr. 18 - Lamely ozubeného řetězu [6]

5.6.2 Typy řetězů

Rexroth nabízí ozubené řetězy v několika variantách – HPC, HDL, KH, Biflex a speciální řetězy všech druhů a roztečí, kdy záleží na požadavcích zákazníka.

Řetězy typu KH jsou nabízeny v roztečích od 5/16“ až do 2 1/2“. Největší rozteč řetězu je určena především pro nejtěžší pohony a jako pomaloběžný převod. Jak je vidět na obr. 23, jsou použitelné pro nižší výkony a obvodové rychlosti do 30 m/s.



Obr. 19 - Řetěz typu KH [6]

HDL představují optimalizaci ozubených řetězů KH, která spočívala ve zlepšení tvaru lamel a kinematiky kloubů, a jsou tak vhodné pro obvodové rychlosti až do 40 m/s. Dodávané rozteče jsou od 3/8" až do 1". [6]



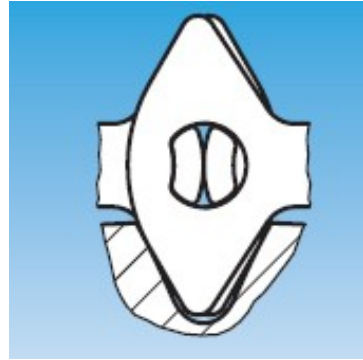
Obr. 20 - Řetěz typu HDL [6]

HPC je nejúnosnější řetěz nabízený firmou Rexroth s ještě více zlepšenou klidností chodu a nižší hlučností, než kterou disponují předchozí zástupci, a tak je vhodný, jak vyplývá z obr. 23, pro rychlosti až do 50 m/s. [6]

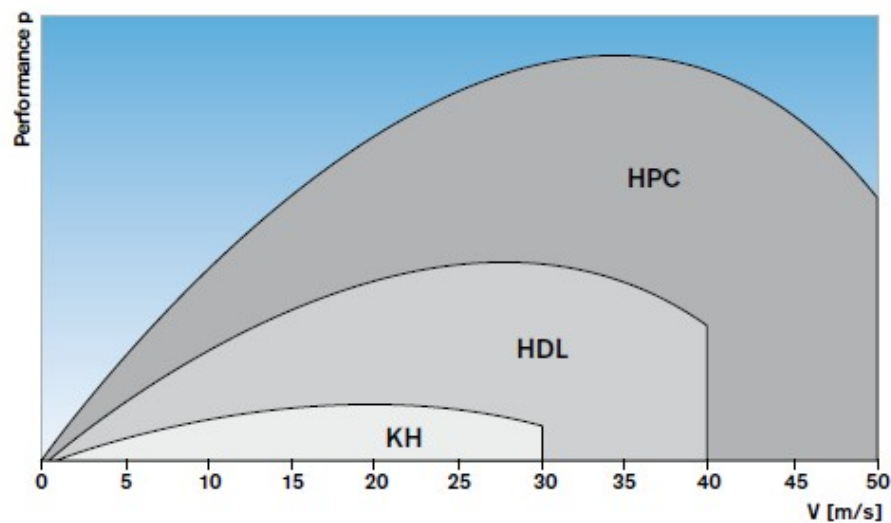


Obr. 21 - Řetěz typu HPC [6]

Lamely ozubeného řetězu typu Biflex jsou tvarovány plně symetricky a nacházejí tak své uplatnění jako pohon složitých systémů s protiběžnými hřídelemi. Jejich konstrukce vychází z řetězů typu HDL. [6]



Obr. 22 - Řetěz typu Biflex [6]



Obr. 23 - Porovnání vhodnosti použití jednotlivých typů ozubených řetězů [6]

5.6.3 Způsoby mazání řetězu

Mazání ozubeného řetězu je silně doporučováno, neboť běh nasucho dle okolních podmínek životnost řetězu značně snižuje. Způsob mazání je závislý na obvodové rychlosti řetězu. [6]

Pro rychlosti do 8 m/s je postačující mazání vláčnými tuky, oleji s dobrou přilnavostí nebo mazacími prostředky ředěnými těkavými podíly. Druhý způsob mazání, který je vhodný pro rychlosti do 12 m/s, je brodění. Tato varianta spočívá v ponoření řetězu do olejové lázně. Zároveň by měl být řetěz nastaven tak, aby za klidového stavu byl svým kloubem ponořen v nejhlubším bodu. Použití automatických maznic je možné až do rychlostí 18 m/s bez nároků na zakrytování, kdy pomocí seřízeného dávkování je mazivo nanášeno na řetěz prostřednictvím štětce. [6]

Mazání postřikem vyžaduje uzavřený kryt, těsný vůči oleji. Ozubený řetěz je nad hladinou oleje a rozstřikovací trysky jsou nasměrovány na jeho ozubenou stranu. Tento způsob mazání je vyžadován pro obvodové rychlosti řetězu větší než 18 m/s. [6]

5.6.4 Vhodnost použití pro finální převod

Tyto řetězy jsou vhodné pro danou aplikaci, neboť oproti ostatním typům převodů mají řadu výhod. Mezi ně patří především vysoká únosnost a účinnost, klidný a tichý chod. Je tak eliminována nerovnoměrnost chodu, která doprovází chod válečkového řetězu. Jedinými dvěma negativy daného převodu jsou nutnost mazání a vysoké pořizovací náklady.

5.7 Vyhodnocení

Z provedené analýzy vyplynulo, že pro finální převod jsou teoreticky vhodné převody klínovými řemeny, ozubenými řemeny s šikmými zuby, ozubeným řetězem Rexroth a ozubeným soukolím umístěným ve vřeteníku. Nyní je potřeba provést předběžný návrh hlavního pohonu. Pro všechny varianty krom poslední zmíněné je možné použít stávající usprádaní hlavního pohonu, tedy motor – dvoustupňová převodová skříň – finální převod.

Pro druhou variantu se soukolím ve vřeteníku by bylo nutné upravit stávající koncepci pohonu. Tato změna spočívá v úpravě vřeteníku tak, aby zde mohl být umístěný zmiňovaný převod, tedy přidání dalšího souhmotí. Takže oproti původní koncepci by zde byly tři převody místo dvou. Z tohoto ale i z dříve popsanych důvodů tato varianta zde již není dále rozebírána.

6 Předběžný návrh hlavního pohonu

Návrh nového hlavního pohonu pro tuto variantu vychází z již známé koncepce aplikované na stávajících strojích, tedy motor - dvoustupňová převodová skříň - finální převod.

6.1 Výběr motoru

Jak již bylo uvedeno výše, na strojích MASTURN se výhradně používají střídavé asynchronní motory od firmy Siemens. Z toho důvodu byl proto výběr hnacího členu pro nový stroj orientován stejným směrem a na základě provedených výpočtů byl vybrán motor, který má následující parametry:

- Označení: Siemens 1PH7224
- Výkon: $P = 38 \text{ kW}$
- Jmenovitý moment: $M_e = 725 \text{ Nm}$
- Jmenovité otáčky: $n_e = 500 \text{ ot/min}$
- Maximální otáčky: $n_{\max} = 4500 \text{ ot/min}$
- Typ konstrukce: patko-přírubová IM B35

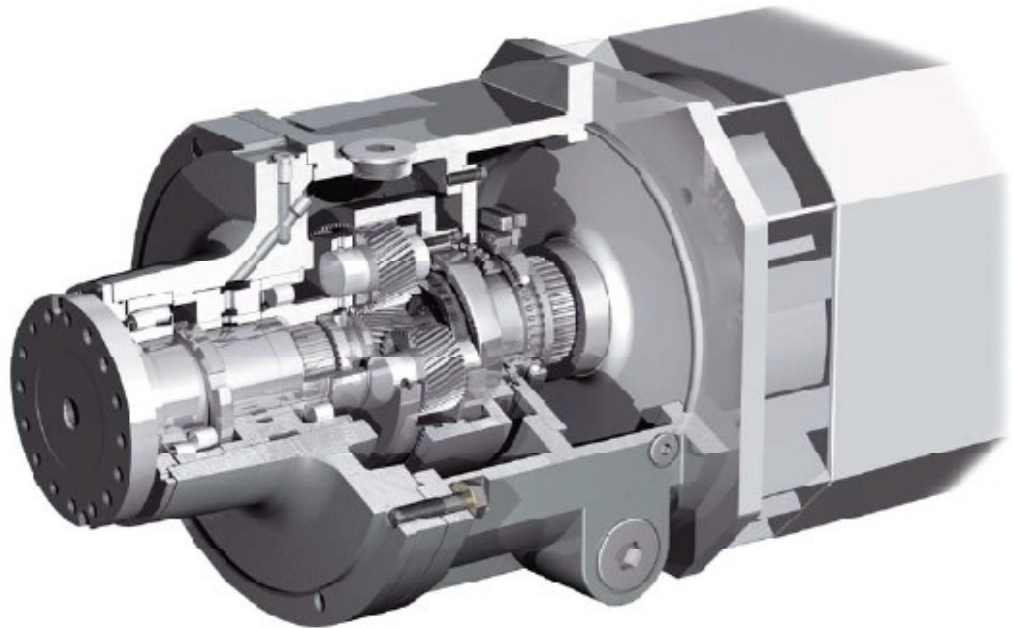
Důvod tohoto výběru má několik opodstatnění. Jednak muselo být dosaženo zadaných výstupních parametrů na vřetenu a jednak se musely zohlednit maximální hodnoty vstupních parametrů převodové skříně, která je přírubově připojena k motoru. Výběr hnacího členu s takovými parametry byl velmi omezený a z dostupného katalogu pak vyplynulo, že výběru z řad vzduchem chlazených motorů 1PH7 a 1PH8 vyhovuje pouze jediná položka.

6.2 Výběr převodové skříně

Výběr převodové skříně byl závislý především na výstupních parametrech na vřetenu. Pokud byl požadavek, aby moment na vřetenu dosahoval minimálně hodnoty 4500 Nm, měl by být moment na výstupu z převodovky alespoň 2300 Nm. To proto, aby převodový poměr finálního převodu nebyl větší než 2, což by mělo v opačném případě za následek velké rozměry řemenice na vřetenu. Průměr této řemenice by neměl být větší než 500 mm a to jak z důvodu zástavby, tak i z důvodu vysoké obvodové rychlosti. Aby zároveň byla co nejvíce zachována současná koncepce hlavního pohonu, ubíral se při výběru pohled nejdříve na převodovky ZF Duoplan, konkrétně ZF Duoplan 2K250, která se používá na stávajících strojích. Ovšem pro nový typ pohonu je skříň této velikosti nevyhovující z důvodu nízkých hodnot výstupních parametrů, především momentu. Proto byla vybrána převodovka ZF Duoplan 2K802, jejíž parametry jsou již vyhovující a jsou následujících hodnot:

- Maximální přenášený výkon: $P = 84 \text{ kW}$
- Maximální jmenovitý moment na vstupu: $M_{eM} = 800 \text{ Nm}$
- Maximální otáčky na vstupu: $n_M = 5000 \text{ 1/min}$
- Převodové poměry:
 - o první rychlostní stupeň – $i_{1r1} = 4$
 - o druhý rychlostní stupeň – $i_{1r2} = 1$

Převodové skříně ZF Duoplan 2K800, 2K801 a 2K802 se od sebe liší pouze v několika rozměrových parametrech. Závisí na konstrukční velikosti motoru, od které se tak odvíjí výběr tohoto reduktoru. Vybranému motoru 1PH7224 odpovídají tedy rozměry skříně 2K802. Ovšem výše popisované vstupní parametry jsou pro všechny tři velikosti převodovek shodné.



Obr. 24 - Převodová skříň ZF Duoplan 2K800 [5]

6.3 Stanovení finálního převodu

Převodový poměr finálního převodu, který je řešen na stávajících strojích řemenovým převodem, byl stanoven na hodnotu $i_{rs} = 1,75$, a to proto, aby bylo dosaženo požadovaných výstupních parametrů na vřetenu v závislosti na již vybraném motoru a převodové skříně. Toto je ale pouze teoretická hodnota, která se může při návrhu konkrétního převodu změnit v závislosti na rozměrech dostupných či normalizovaných dílů (řemenic, řetězových kol apod.).

6.4 Předběžný výpočet parametrů hlavního pohonu

6.4.1 Celkové převodové poměry

Převodový poměr pro první rychlostní stupeň

$$i_1 = i_{1r1} \cdot i_{rs}$$
$$i_1 = 4 \cdot 1,75 = 7$$

Převodový poměr pro druhý rychlostní stupeň

$$i_2 = i_{1r2} \cdot i_{rs}$$
$$i_2 = 1 \cdot 1,75 = 1,75$$

6.4.2 Celková účinnost a výkon na vřetenu

Celková účinnost pohonu η_c se stanoví jako součin účinností jednotlivých uzlů η_p . Daná koncepce má tyto uzly 2 – dvoustupňová převodovka a finální převod.

$$\eta_c = \eta_p^2$$
$$\eta_c = 0,98^2 = 0,96$$

Výkon na vřetenu

$$P_s = P \cdot \eta_c$$

$$P_s = 38 \cdot 0,96 = 36,48 \text{ kW}$$

6.4.3 Výstupní parametry na převodovce

Jmenovité otáčky

$$i_{1r1} = \frac{n_e}{n_{er1}} \Rightarrow n_{er1} = \frac{n_e}{i_{1r1}} = \frac{500}{4}$$

$$\underline{n_{er1} = 125 \text{ min}^{-1}}$$

$$i_{1r2} = \frac{n_e}{n_{er2}} \Rightarrow n_{er2} = \frac{n_e}{i_{1r2}} = \frac{500}{1}$$

$$\underline{n_{er2} = 500 \text{ min}^{-1}}$$

Maximální otáčky

$$i_{1r1} = \frac{n_M}{n_{Mr1}} \Rightarrow n_{Mr1} = \frac{n_M}{i_{1r1}} = \frac{4500}{4}$$

$$\underline{n_{Mr1} = 1125 \text{ min}^{-1}}$$

$$i_{1r2} = \frac{n_M}{n_{Mr2}} \Rightarrow n_{Mr2} = \frac{n_M}{i_{1r2}} = \frac{4500}{1}$$

$$\underline{n_{Mr2} = 4500 \text{ min}^{-1}}$$

Jmenovité momenty

$$M_{er1} = M_e \cdot i_{1r1} \cdot \eta = 725 \cdot 4 \cdot 0,98$$

$$\underline{M_{er1} = 2842 \text{ Nm}}$$

$$M_{er2} = M_e \cdot i_{1r2} \cdot \eta = 725 \cdot 1 \cdot 0,98$$

$$\underline{M_{er2} = 710,5 \text{ Nm}}$$

6.4.4 Výstupní parametry na vřetenu

Jmenovité otáčky

$$i_1 = \frac{n_e}{n_{es1}} \Rightarrow n_{es1} = \frac{n_e}{i_1} = \frac{500}{7}$$

$$\underline{\underline{n_{es1} = 71,43 \text{ min}^{-1}}}$$

$$i_2 = \frac{n_e}{n_{es2}} \Rightarrow n_{es2} = \frac{n_e}{i_2} = \frac{500}{1,75}$$

$$\underline{\underline{n_{es2} = 285,71 \text{ min}^{-1}}}$$

Maximální otáčky

$$i_1 = \frac{n_M}{n_{Ms1}} \Rightarrow n_{Ms1} = \frac{n_M}{i_1} = \frac{4500}{7}$$

$$\underline{\underline{n_{Ms1} = 642,86 \text{ min}^{-1}}}$$

$$i_2 = \frac{n_M}{n_{Ms2}} \Rightarrow n_{Ms2} = \frac{n_M}{i_2} = \frac{4500}{1,75}$$

$$\underline{\underline{n_{Ms2} = 2571,43 \text{ min}^{-1}}}$$

Maximální otáčky na vřetenu byly zadavatelem stanoveny na 1200 min^{-1} . Aby toho bylo docíleno, musí být na motoru nastaveny při druhém rychlostním stupni maximální otáčky 2100 min^{-1} , tedy:

$$n_M = i_2 \cdot n_{Ms2}$$

$$n_M = 1,75 \cdot 1200 = 2100 \text{ min}^{-1}$$

Jmenovité momenty

$$M_{es1} = M_e \cdot i_1 \cdot \eta_c = 725 \cdot 7 \cdot 0,96$$

$$\underline{\underline{M_{es1} = 4872 \text{ Nm}}}$$

$$M_{es2} = M_e \cdot i_2 \cdot \eta_c = 725 \cdot 1,75 \cdot 0,96$$

$$\underline{\underline{M_{es2} = 1218 \text{ Nm}}}$$

Parametry na výstupech				
Převodový poměr	i	4	1	
Jmenovitý moment na převodovce	M _{er}	2842	710,5	Nm
Jmenovitý moment na vřetenu	M _{es}	4874,03	1218,508	Nm
Jmenovité otáčky na převodovce	n _{er}	125	500	1/min
	ω _{er}	13,090	52,360	rad/s
Jmenovité otáčky na vřetenu	n _{es}	71,429	285,714	1/min
	ω _{es}	7,480	29,920	rad/s
Maximální otáčky na převodovce	n _{Mr}	1125	4500	1/min
	ω _{Mr}	117,810	471,239	rad/s
Maximální otáčky na vřetenu	n _{Ms}	642,857	2571,429	1/min
	ω _{Ms}	67,320	269,279	rad/s
Výkon na vřetenu	Ps	36,4952		kW

Tab. 1 - Předběžné výstupní parametry hlavního pohonu

7 Varianty finálního převodu

V této kapitole byla věnována pozornost analýze jednotlivých způsobů realizace finálního převodu. Ke každé variantě byl proveden výpočet, rozbor předností a nedostatků a její vhodnost uplatnění v návrhu hlavního pohonu. Zároveň je ke každé variantě uvedeno kinematické schéma.

7.1 Převod klínovým řemenem

7.1.1 Výpočet programem Mitcalc

Pro převod klínovým řemenem jako finálního převodu byl v programu Mitcalc proveden návrhový výpočet, jehož výstupy byly volba druhu a počet řemenů, velikost předepínací síly a velikost výsledné síly působící na hřídel. Nejprve ale muselo dojít ke stanovení výpočtových průměrů řemenic, a tak byly vybrány normalizované průměry 250 mm a 450 mm. Z toho vyplývá, že nový finální převodový poměr má hodnotu 1,8.

Výstupy výpočtu jsou následující. Byl vybrán řemen úzkého profilu s označením SPC a potřebný počet řemenů byl stanoven na 22. Maximální doporučený počet řemenů se v literaturách uvádí 10, tudíž z tohoto hlediska je tento druh převodu pro danou aplikaci nevhodný. Dále potřebné předpětí vyšlo 18412 N a výsledná síla působící na hřídel vyšla 36725 N. Z tohoto pohledu je tento převod také nevhodný, neboť takto velká síla by značně snižovala životnost ložisek vřetena. Celý výpočet je uveden v přílohách.

7.1.2 Silové poměry

Předepínací sílu a zatížení ložisek lze také zjistit analyticky. Pro jejich určení je opět třeba znát výpočtové průměry řemenic, které byly zachovány z předchozího výpočtu.

Obvodová síla

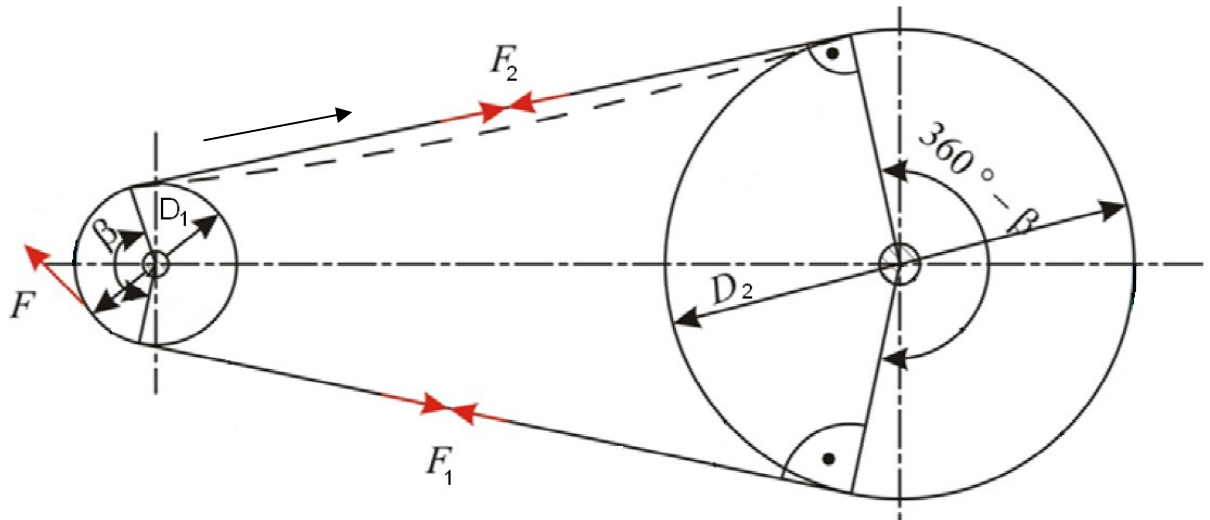
$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D_1} = F_1 - F_2$$

$$F = \frac{2 \cdot 2842}{0,25} = 22736 \text{ N}$$

Úhel opásání β

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2a} \Rightarrow \beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{D_2 - D_1}{2a} \right)$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{450 - 250}{2 \cdot 1190} \right) = 170,36^\circ$$



Obr. 25 - Schéma řemenového převodu [15]

Síla v zatížené větvi

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \beta}$$

nebo

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f \cdot \beta}}{e^{f \cdot \beta} - 1}$$

$$F_1 = 22736 \cdot \frac{e^{0,5 \cdot 170,36}}{e^{0,5 \cdot 170,36} - 1} = 29367,5 N$$

Síla v odlehčené větvi

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \beta} - 1}$$

nebo

$$F_2 = F_1 - F$$

$$F_2 = 29367,5 - 22736 = 6631,5 N$$

Předepínací síla

$$F_p = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \beta} + 1}{e^{f \cdot \beta} - 1}$$

$$F_p = \frac{29367,5 + 6631,5}{2} = 17999,5 \cong 18000 N$$

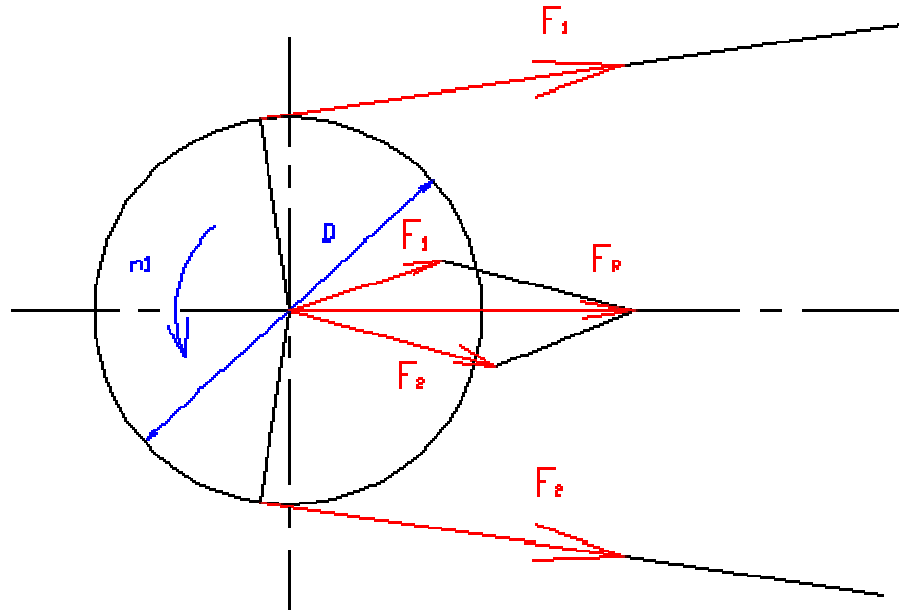
Zatížení ložisek

Zatížení ložisek hřídelí, na kterých jsou řemenice umístěny, se vypočte jako vektorový součet sil F_1 a F_2 . Pro určení radiální síly F_r je nutno použít kosinové věty.

$$\vec{F}_R = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$$

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cdot \cos \beta}$$

$$F_R = \sqrt{29367,5^2 + 6631,5^2 - 2 \cdot 29367,5 \cdot 6631,5 \cdot \cos(170,52)} = 35925,03N$$



Obr. 26 - Silové poměry řemenového převodu [14]

Pevnostní kontrola

Za provozu je řemen namáhán tahovým a ohybovým napětím. Celkové napětí je dáno součtem těchto složek.

$$\sigma_t = \frac{F_1}{S}$$

$$\sigma_o = E_o \frac{t}{D_1 - t}$$

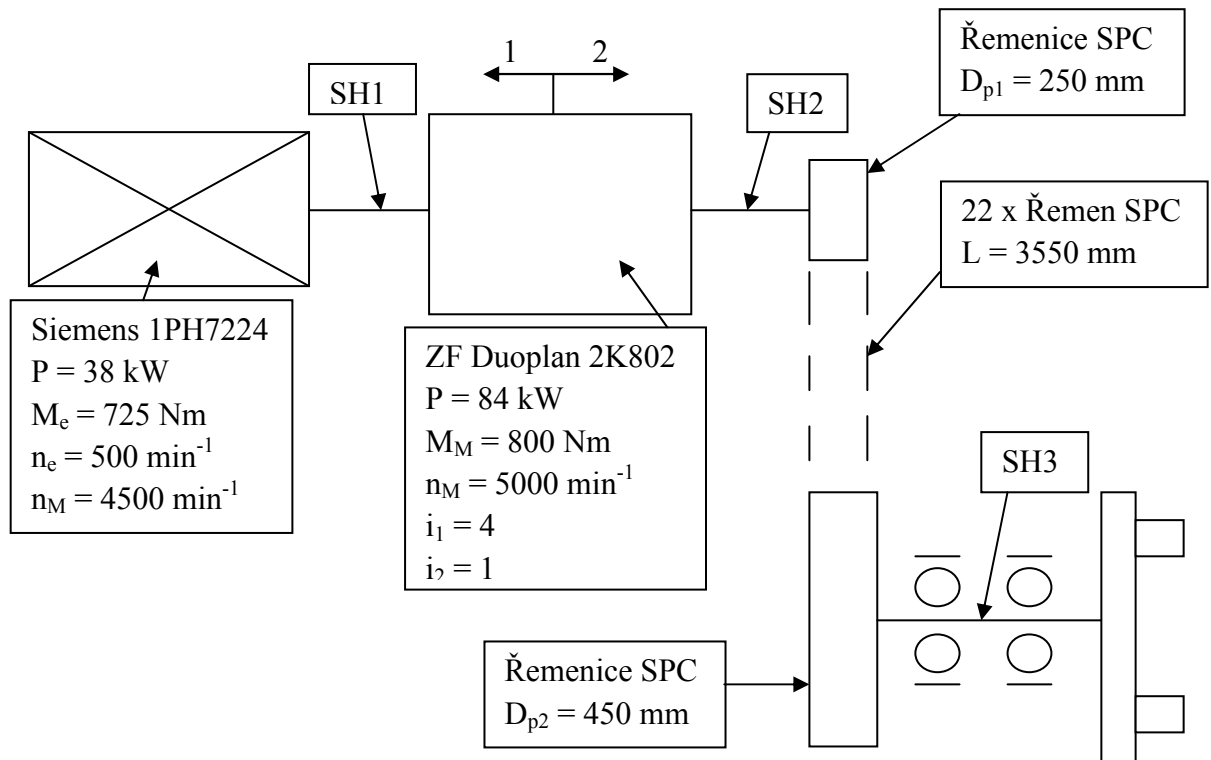
$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_o$$

Životnost řemene

Životnost řemene je dána počtem jeho ohnutí při provozu a vyjadřuje se ohybovou frekvencí, která musí být nižší než dovolená ohybová frekvence daného řemene.

$$f_o = \frac{v \cdot z}{L} \leq f_{oD}$$

7.1.3 Kinematické schéma



Obr. 27 - Kinematické schéma hlavního pohonu s klínovými řemeny

7.1.4 Zhodnocení

Tento způsob převodu není pro navrhovanou aplikaci vhodný. A to zejména z důvodu nemožné konstrukční proveditelnosti v závislosti na počtu potřebných řemenů nutných k přenesení daného zatížení.

7.2 Převod ozubeným řemenem s šikmými zuby

7.2.1 Výpočet a návrh dle katalogu

Návrh a volba řemene a řemenic se provádí dle vztahů uvedené výrobcem v příslušném katalogu. Postup takového výpočtu je následující.

Nejdříve je potřeba určit faktor celkového zatížení c , který je dán součtem faktoru základního zatížení c_g s faktorem závislým na velikosti převodového poměru c_i . Faktoru c_g byla vybrána hodnota 1,6, která odpovídá pohonům soustružnických strojů se střídavým elektromotorem používaných ve třisměnném provozu. Pro převodový poměr 1,75 odpovídá faktor c_i hodnotě 0,1.

V dalším kroku se faktorem celkového zatížení vynásobí výkon hnacího členu, čímž se získá přenášený výkon.

Faktor celkového zatížení

$$c = c_g + c_i$$

$$c = 1,6 + 0,1 = 1,7$$

Přenášený výkon

$$P_B = P \cdot c$$

$$P_B = 38 \cdot 1,7 = 64,6 \text{ kW}$$

Dle tohoto výkonu se pak již vybere z příslušné tabulky vhodný řemen. Zároveň se při tomto výběru zvolí i počet zubů řemenic.

Dle tabulky tab. 1 bylo tedy stanoveno, že pro danou aplikaci je potřeba použít dva řemeny typu RED s počty zubů řemenic 63 a 112, čímž skutečný převodový poměr i_{rs} nabyl hodnoty 1,778. Výběr byl proveden tak, že pro 100 ot/min a 63 zubů malé řemenice odpovídá maximální výpočtový výkon 36 kW, pro 200 ot/min 68 kW. Jelikož jsou ale jmenovité otáčky malé řemenice 125 ot/min, byl maximální výpočtový výkon stanoven pomocí interpolace na hodnotu 44 kW. Jelikož je ale vypočítaný přenášený výkon vyšší, je nutné použít tyto řemeny dva.

Typ RED byl vybrán, jelikož se jedná o nejunosnější řemen z řady řemenů Eagle NRG. Velikost řemenic, respektive jejich počet zubů byl zvolen v závislosti na dodržení výstupních parametrů na vřetenu, na rozměrových parametrech a silových parametrech, tedy velikosti obvodové síly. Délka řemene byla zvolena dle nabídek katalogu na hodnotu 3500 mm.

Leistungsdaten in kW für EAGLE NRG Riemen ROT (Breite = 105 mm) an der kleinen Zahnscheibe																						
Zähnezahl	24	26	28	30	32	34	36	38	40	43	45	48	50	56	60	63	71	75	80	90	112	
Wirkdurchmesser [mm]	106,92	115,83	124,78	133,69	142,60	151,52	160,43	169,34	178,25	191,62	200,54	213,90	222,82	249,55	267,38	280,75	316,40	334,23	356,51	401,08	499,12	
n [min ⁻¹]	10	1,2	1,3	1,5	1,6	1,8	2,0	2,1	2,3	2,4	2,6	2,8	3,0	3,1	3,5	3,7	3,9	4,4	4,7	5,0	5,7	7,1
	20	2,3	2,6	2,9	3,2	3,6	3,9	4,2	4,6	4,8	5,2	5,5	5,9	6,1	6,9	7,4	8	9	10	11	14	17
	40	4,6	5,2	5,8	6,4	7,0	8	8	9	9	10	11	12	12	14	15	15	17	18	20	22	28
	60	6,8	8	9	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20	21	23	26	27	29	33	41
	100	11	12	14	15	17	18	20	21	23	24	26	27	29	32	35	36	41	44	47	53	66
	200	21	23	26	28	31	34	37	40	42	46	48	51	53	60	65	68	77	81	87	98	123
	300	29	33	36	40	44	48	52	56	60	64	67	72	75	85	91	96	109	115	123	139	174
	400	37	41	46	51	56	61	66	71	75	82	86	92	96	108	116	122	138	146	156	176	220
	500	44	49	55	61	67	73	79	85	90	97	102	109	114	129	138	145	165	174	186	210	262
	600	51	57	63	70	77	84	91	99	104	112	118	126	132	148	160	168	190	201	215	242	302
	700	57	64	71	79	87	95	103	111	117	127	133	142	149	167	180	189	214	226	242	272	339
	800	63	71	79	87	96	105	114	123	130	141	147	158	165	185	199	209	237	250	267	301	375
	870	68	76	84	93	102	112	121	131	139	150	157	168	176	198	212	223	252	267	285	321	399
	1000	75	84	94	104	114	124	135	146	154	167	175	187	195	220	236	248	280	296	316	355	441
	1160	84	95	105	116	128	139	151	164	173	187	196	209	218	245	263	277	313	330	352	396	489
	1200	87	97	108	119	131	143	155	168	177	191	201	215	224	252	270	284	321	339	361	406	501
	1400	97	109	122	134	147	161	175	189	199	215	226	241	252	283	303	318	359	379	404	452	555
	1600	108	121	135	149	163	178	193	209	221	238	249	267	278	312	334	351	395	417	444	496	604
	1750	116	130	144	159	175	191	207	224	236	255	267	285	297	333	357	375	421	444	472	526	638
	2000	128	144	160	177	194	211	229	248	261	282	295	315	328	368	393	412	462	486	516	573	686
2400	148	166	184	203	223	243	264	285	300	323	338	361	375	419	447	468	522	548	579	637	743	
2800	167	187	208	229	251	274	297	320	337	362	379	403	419	466	496	518	574	600	631	685	772	
3200	186	208	231	254	278	303	328	354	372	399	417	443	460	509	540	562	617	642	670	718	769	
3500	199	223	247	272	298	324	351	378	398	426	444	471	489	538	569	591	644	667	692	730	745	
4000	222	248	274	302	329	358	387	417	437	467	486	513	531	580	610	630	675	693	709	724	655	
4500	243	271	300	329	359	390	421	452	473	503	523	550	567	614	640	657	689	698	702	683	498	
5000	263	293	324	355	387	419	451	484	506	536	554	581	597	637	658	669	683	681	667	603		
6000	301	335	368	402	436	470	504	538	558	585	601	621	631	651	653	648	605	566	500			
7000	336	371	406	441	476	510	543	576	592	611	620	628	630	614	586	554	423					
8000	365	401	436	471	504	536	567	595	604	610	609	599	586	519	446	377						
10000	407	440	470	498	522	542	557	568	552	514	478	408	350									
12000	422	445	462	473	476	472	458	436	377													

Tab. 2 - Tabulka výpočtových výkonů řemenů Eagle NRG [8]

Vztahy určující silové poměry jsou pro ozubené řemeny shodné jako pro klínové řemeny s výjimkou výpočtu předepínací síly, která v tomto případě dosahuje nižších hodnot než v případě řemenů klínových. Jeden způsob určení této síly je podle následujícího vztahu, kterým se stanovuje minimální předepnutí řemene. Pro tento výpočet je ale třeba znát obvodovou rychlost řemene. Roztečný průměr menší řemenice je 280,76 mm.

Obvodová rychlost pro jmenovité otáčky

$$v = r \cdot \omega = r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$v = 0,14038 \cdot \frac{\pi \cdot 125}{30} = 1,837 \text{ ms}^{-1}$$

Minimální předepínací síla

$$F_{P\min} = 405 \cdot \frac{P}{v} + mv^2$$

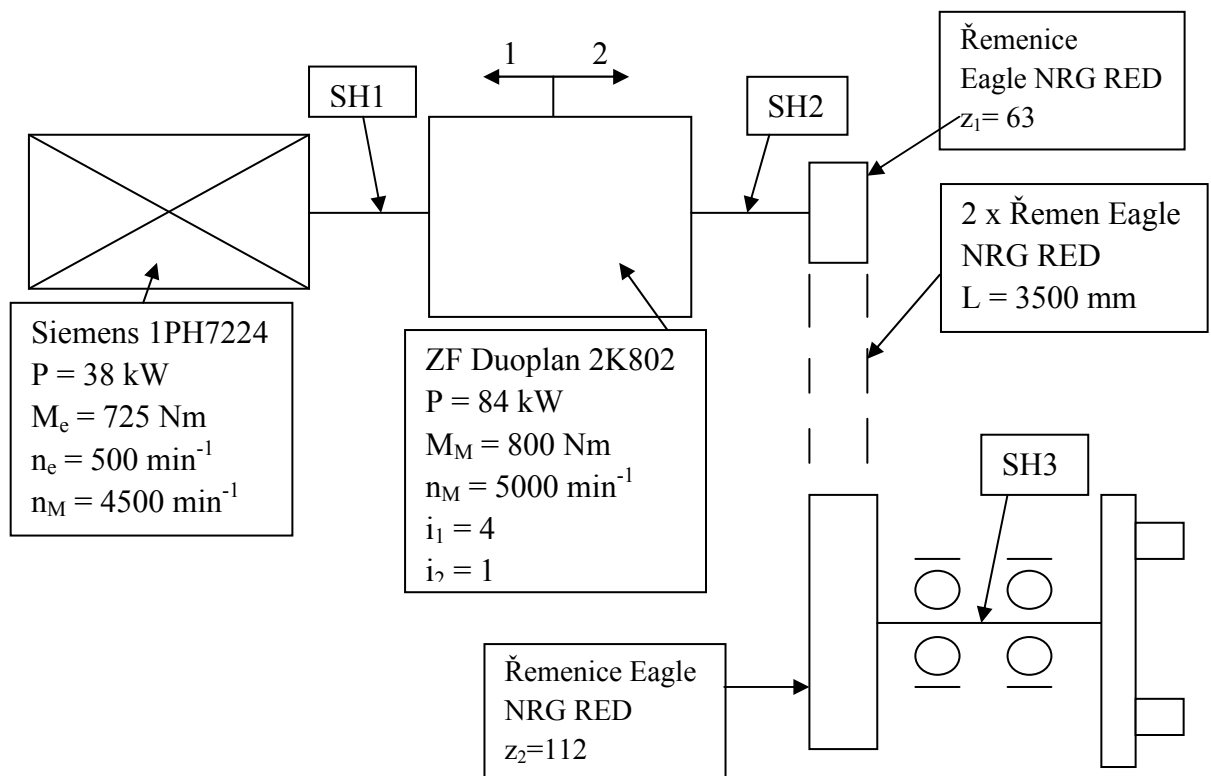
$$F_{P\min} = 405 \cdot \frac{38}{1,837} + 0,5 \cdot 1,837^2 = 8379,54 \text{ N}$$

m – hmotnost jednoho metru řemenu kg/m

P – výkon v kW

v – obvodová rychlost v m/s

7.2.2 Kinematické schéma



Obr. 28 - Kinematické schéma hlavního pohonu s ozubenými řemeny s šikým ozubením

7.2.3 Zhodnocení

Dle provedeného výpočtu vyplynulo, že pro dané zatížení jsou potřeba dva řemeny typu RED. Ovšem výrobce nedoporučuje používat více jak jeden řemen pro jeden převod. Z toho vyplývá, že tento typ převodu není pro danou aplikaci vhodný.

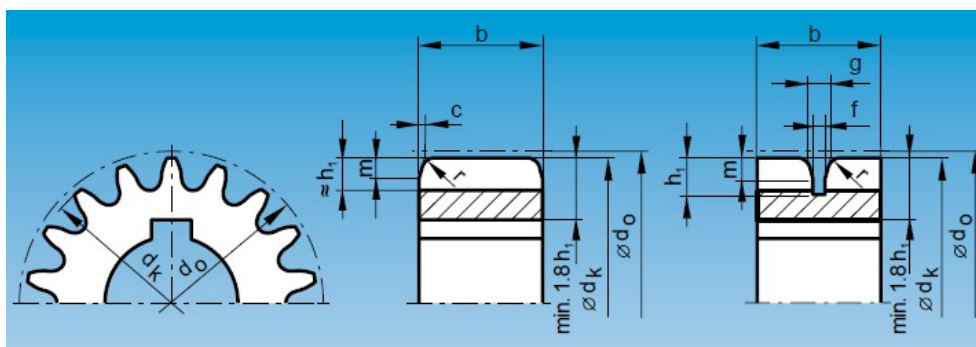
7.3 Převod ozubeným řetězem

7.3.1 Výpočet a návrh dle katalogu

Návrh a výběr ozubeného řetězu a řetězových kol je závislý na několika faktorech, jako jsou např. přenášený výkon, obvodová rychlost, typ hnacího členu, rovnoměrnost zatížení atd. Pro samotný návrh jsou výrobcem stanoveny následující výpočtové vztahy. Ovšem pro dosažení do těchto vztahů bylo nejdříve nutné stanovit rozteč, počet zubů řetězových kol a obvodovou rychlost řetězu. Pro její určení bylo potřeba znát jmenovité otáčky menšího kola a roztečný průměr řetězových kol.

Rozteč byla nejprve stanovena na nejnižší možnou nabízenou hodnotu, která činí 3/8“, což je po přepočtu do metrických jednotek 9,525 mm. Dle níže uvedených výpočtů vyplynulo, že pro tuto velikost při daném zatížení nevyhovoval žádný z nabízených řetězů. Vhodná se ukázala až rozteč 3/4“, která odpovídá 19,05 mm.

Při stanovování velikosti řetězových kol se vycházelo z obrázku 29. Z toho je patrné, že součet výšky náboje v nejužším místě a výšky zubu musí být roven minimálně 1,8 násobku rozměru h_1 . Dále byla velikost pastorku závislá na hodnotě průměru vnitřního otvoru. Nakonec byla vybrána řetězová kola o následujících parametrech.



Obr. 29 - Rozměry řetězového kola [6]

Pastorek (řetězové kolo 1)

Počet zubů: $z_1 = 45$

Průměr hlavové kružnice (z katalogu): $d_{k1} = 264,6$ mm

Průměr roztečné kružnice

$$d_{01} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)}$$

$$d_{01} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{45}\right)} = 273,1mm$$

Maximální průměr na řetězovce i s řetězem

$$D_{1max} = d_{01} + 2 \cdot (H - o)$$

$$D_{1max} = 273,1 + 2 \cdot (22,5 - 13,5) = 291,1mm$$

Řetězové kolo 2

Počet zubů: $z_2 = 80$

Průměr hlavové kružnice: $d_{k2} = 477,4 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice

$$d_{02} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)}$$

$$d_{02} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{80}\right)} = 485,23mm$$

Maximální průměr na řetězovce i s řetězem

$$D_{2max} = d_{02} + 2 \cdot (H - o)$$

$$D_{2max} = 485,23 + 2 \cdot (22,5 - 13,5) = 503,23mm$$

Převodový poměr

$$i_{rs} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{rs} = \frac{80}{45} = 1,778$$

Dle takto získaných hodnot lze provést další výpočty, které povedou ke specifikaci vhodného řetězu. Nejprve je potřeba určit výkon a obvodovou rychlost, které jsou nutné pro další postup.

Výkon

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}$$

$$P = \frac{2842 \cdot 125}{9550} = 37,2 \text{ kW}$$

Obvodová rychlost

$$v = \frac{Z \cdot p \cdot n}{60000}$$

$$v = \frac{45 \cdot 19,05 \cdot 125}{60000} = 1,786 \text{ m/s}$$

Další postup spočívá ve zjištění prvního výpočtového mezního zatížení. Podle tohoto parametru se předběžně vybírá dle příslušné tabulky vhodný řetěz tak, aby hodnota výpočtového mezního zatížení byla nižší než hodnota zatížení na mezi pevnosti daného řetězu.

Výpočtové mezní zatížení 1

$$F_{Berf} \geq \frac{P \cdot k}{v} \cdot S_{\min}$$

P – výkon v kW

k – rázový faktor (dle tabulky)

v – obvodová rychlost v m/s

S_{\min} – dynamický bezpečnostní koeficient (pro HPC $S_{\min} = 8 - 10$)

zatížení	pohonné stroje		
	pohon s měkkým náběhem	motor na třífázový proud	pístový stroj
rovnoměrné	1,0	1,2	1,5
střední rázy	1,3	1,5	2,0
těžké rázy	≥ 1,7	≥ 2,0	≥ 2,5

Tab. 3 - Stanovení rázového faktoru [6]

$$\frac{37,2 \cdot 1,5}{1,786} \cdot 9 = 281,188$$

Výpočtové mezní zatížení vyšlo 281,188 kN. V příslušné tabulce bylo potřeba vyhledat řetěz, jehož zatížení na mezi pevnosti je vyšší než stanovené mezní zatížení. Tou první možnou

položkou je řetěz s označením HPC 5100, který je ale nutno ještě překontrolovat druhým výpočtovým mezním zatížením, které na rozdíl od prvního uvažuje ještě navíc vliv tíhy řetězu.

Výpočtové mezní zatížení 2

$$F_{Berf} \geq \left(\frac{P \cdot k}{v} + G \cdot v^2 \cdot 10^{-3} \right) \cdot S_{\min}$$
$$\left(\frac{37,2 \cdot 1,5}{1,786} + 11,4 \cdot 1,786^2 \cdot 10^{-3} \right) \cdot 9 = 281,516$$

G – hmotnost jednoho metru řetězu v kg/m

Pokud i tato hodnota vyjde nižší než je hodnota zatížení na mezi pevnosti vybraného řetězu, je tento řetěz vyhovující.

Celý výpočet musel být několikrát opakován, až byl nalezen vyhovující řetěz. Pro usnadnění byl tento postup i s dalšími pomocnými výpočty naprogramován v systému Excel. Tento soubor je k nalezení na příloženém CD.

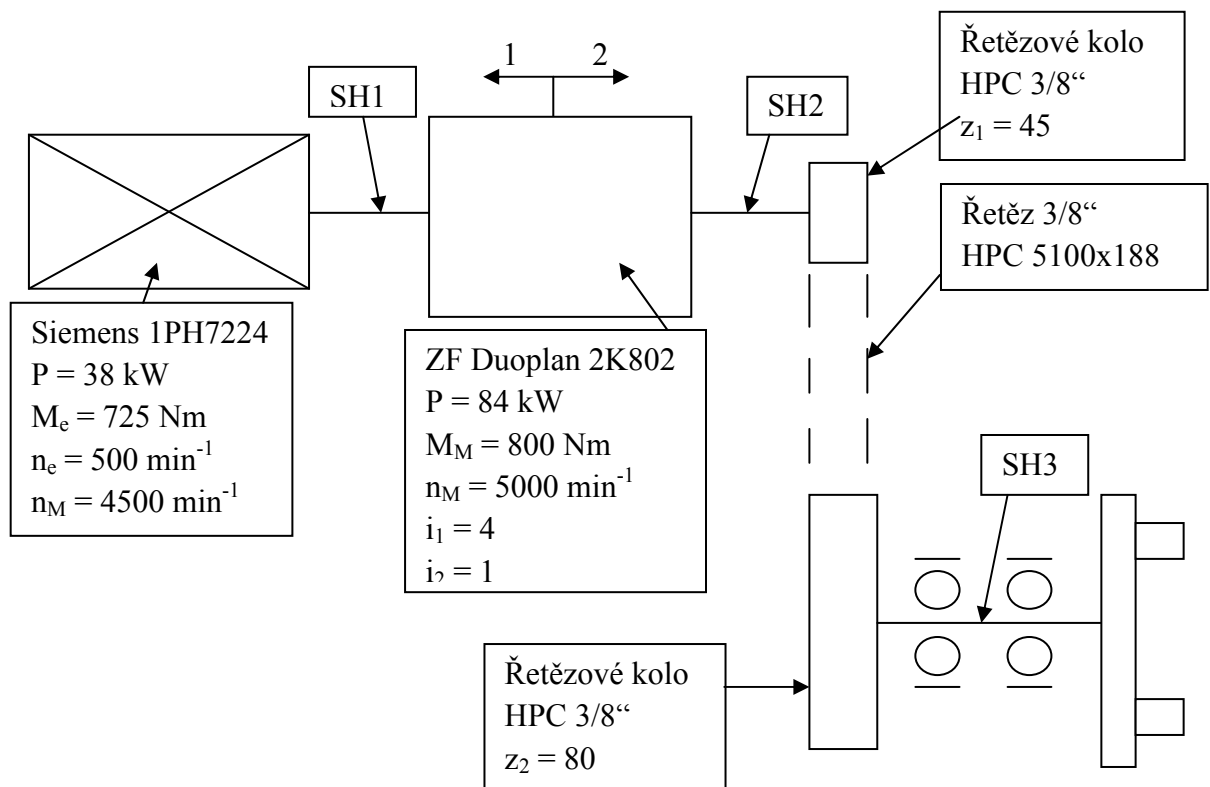
Při stanovování délky řetězu, respektive počtu jeho článků, se vycházelo z požadované osové vzdálenosti, rozteči a počtu zubů řetězových kol. Požadovaná vzdálenost os byla stanovena na hodnotu 1190 mm.

$$X_{teor} = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$
$$X_{teor} = 2 \cdot \frac{1190}{19,05} + \frac{45 + 80}{2} + \left(\frac{80 - 45}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{1190} = 187,93$$

Tímto výpočtem se získal teoretický počet článků. Skutečný počet článků musí být celé číslo. Aby bylo možno řetěz uzavřít, musí být toto číslo zároveň sudé. Pokud tedy vyšel teoretický počet článků 187,93, pro skutečný počet byla zvolena hodnota 188, tedy $X = 188$. Tím ale dojde ke změně osové vzdálenosti, která musí být proto přepočítána dle následujícího vztahu.

$$a_{skut} = \frac{p}{4} \cdot \left[X - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$
$$a_{skut} = \frac{19,05}{4} \cdot \left[188 - \frac{45 + 80}{2} + \sqrt{\left(188 - \frac{45 + 80}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{80 - 45}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 1190,66 \text{ mm}$$

7.3.2 Kinematické schéma



Obr. 30 - Kinematické schéma hlavního pohonu s ozubeným řetězem

7.3.3 Návrh mazacího systému

Jelikož finální převod reprezentovaný ozubeným řetězem může dosahovat obvodových rychlostí více než 25 m/s, je potřeba tento prvek mazat postřikem. Mazací systém řetězu by tak byl složen z nádrže s olejem, hydrogenerátoru, filtru a trysky, která by měla za úkol rozstříkat maziva směrem na ozubenou stranu řetězu.

Mazací systémy s funkcí postřiku maziva nabízí např. firma Hennlich.

7.3.4 Zhodnocení

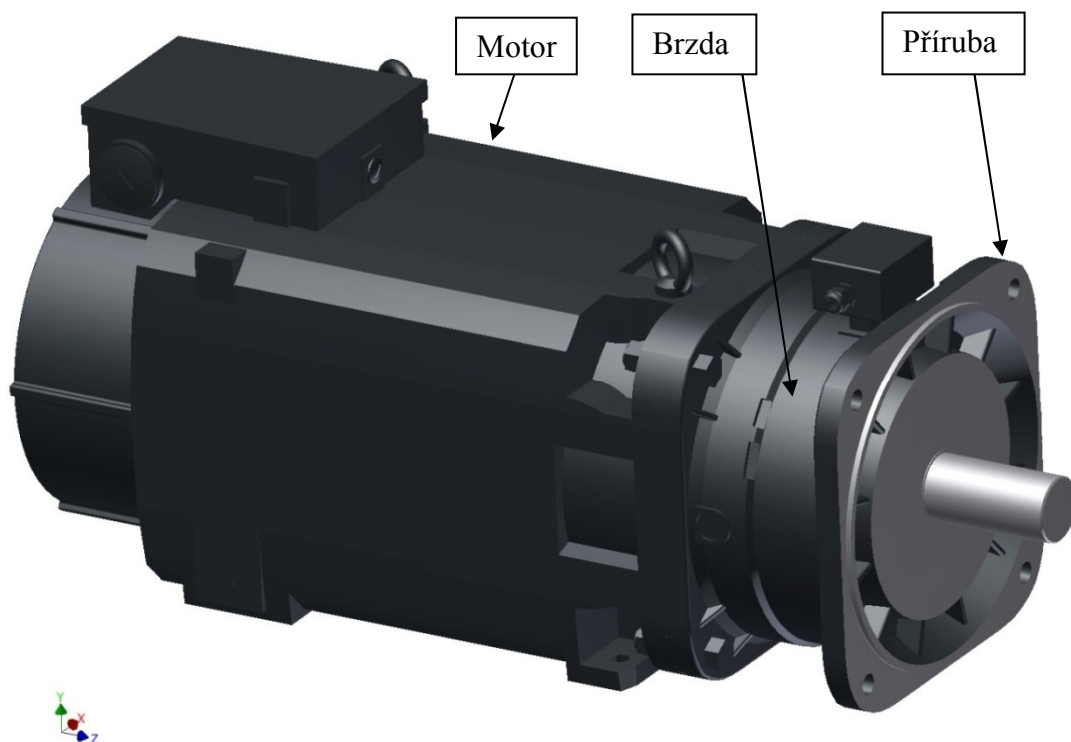
Tyto řetězy jsou vhodné pro danou aplikaci především z důvodů vysoké únosnosti a účinnosti, klidného a tichého chodu. Nevýhodami daného převodu jsou vysoké pořizovací náklady a nutnost mazání.

8 Návrh bezpečnostní brzdy hlavního pohonu

Dalším požadavkem zadavatele byl návrh bezpečnostní brzdy hlavního pohonu. Funkce této brzdy spočívá v zastavení rotujícího vřetena při náhlém výpadku elektrické energie. Pro tento účel je vhodná elektromagnetická pružinová brzda. Dále bylo stanoveno, že doba doběhu vřetena nesmí být delší než pět sekund.

Existují dvě základní varianty provedení. Tou první a výhodnější je volba integrované pružinové brzdy do motoru od firmy Siemens, která je dle volby dodávána jako doplňkové příslušenství k motorům 1PH7. Tato možnost má výhodu především v jednoduchosti návrhu. Druhou možností je použití externí brzdy, což je méně výhodná varianta, neboť k její instalaci je potřeba nosné konstrukce.

Při výběru se pohled upíral nejdříve na bezpečnostní brzdy nabízené firmou Siemens, které jsou integrované do motoru. Pro zvolený motor 1PH7224 je určená brzda s označením NFE 100, která má brzdový moment 1000 Nm. Z tohoto hlediska je tato brzda přijatelná, neboť motor disponuje jmenovitým momentem 725 Nm, který je tedy nižší než moment brzdový. Ovšem z hlediska konstrukčního není možné tuto brzdou použít. Tato brzda není pro danou aplikaci vhodná, neboť aby mohla být aplikována, musí být motor pouze patkové konstrukce IM B3. Tím pádem již nemůže být k motoru připojena převodovka ZF. V tom případě zbývá použít brzdou externí. Konstrukce IM B35 s brzdou lze použít pouze u menších motorů. Jeden takový je pro ukázkou zobrazen na obr. 31.



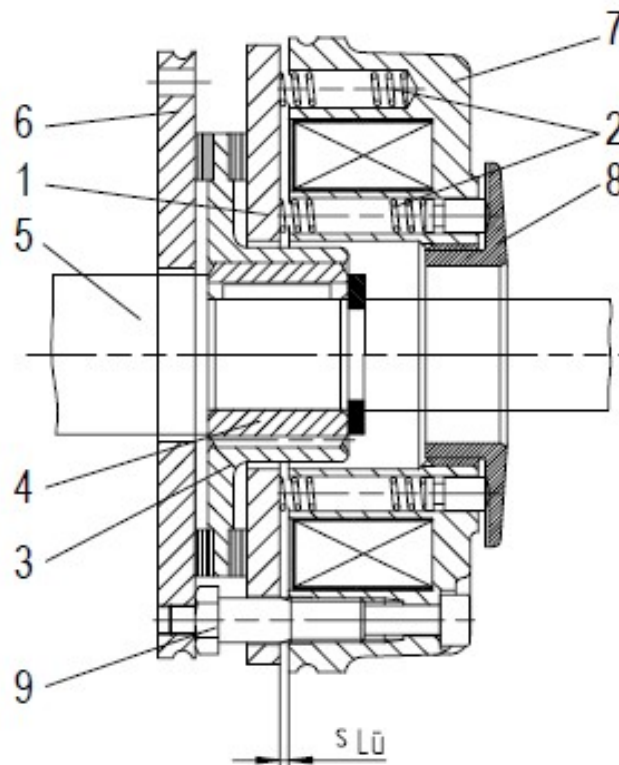
Obr. 31 - Motor Siemens 1PH8 s vestavěnou bezpečnostní brzdou

8.1 Popis externí brzdy

Firma Kovosvit MAS používá na svých strojích externí bezpečnostní brzdy od firmy Lenze. Z toho důvodu výběr této komponenty pro daný návrh byl směřován stejným směrem. Princip těchto brzd je následující.

Přivedením proudu z napájecího zdroje do cívky elektromagnet (7) přitáhne kotvu (1), stlačí svazek pružin (2) a tím se uvolní brzdový kotouč s obložení (3), který je posuvně

nasazen na náboji (4). Brzda je tak odbrzděna. V okamžiku, kdy je proud přerušen, stlačí pružiny přes kotvu brzdový kotouč a tím se pomocí tření vyvodí brzdový moment. Tuhost pružin lze měnit pomocí nastavovací matice (8). K danému zařízení se pak brzda připojuje přes přírubu (6). Toto zařízení vyžaduje nepatrnou údržbu, která spočívá v zásadě pouze v kontrole a seřizování vzduchové mezery a ve výměně brzdového kotouče s obložením, který je jediným náhradním dílem. [10]



Obr. 32 - Princip bezpečnostní brzdy INTORQ BFK od firmy Lenze [10]

8.2 Výpočet externí brzdy

Jako nejvýhodnější se jeví brzdy s označením INTORQ BFK 468, které disponují brzdovým momentem až do 2400 Nm. Doba doběhu je funkcí brzdného momentu a momentů setrvačnosti všech rotujících hmot a nesmí být vyšší než 5 sekund. Bylo tedy potřeba stanovit brzdový moment a momenty setrvačnosti motoru, převodovky, vřetena, sklíčidla a obrobku. Pro motor a převodovku byly hodnoty této veličiny nalezeny v příslušných katalozích, pro zbývající součásti musel být moment setrvačnosti dopočítán.

Stanovení brzdného momentu

Pro danou aplikaci je potřeba vybrat brzdou s dostatečným brzdovým momentem. Brzdy typu INTORQ BFK 468 jsou nabízeny ve čtyřech velikostech, kde ta největší, s označením 31, disponuje největšími brzdovými momenty, a to od 1440 Nm do 2400 Nm. V katalozích od firmy

Lenze jsou uváděny brzdné momenty při 100 ot/min. Při zvyšování otáček dochází k jeho snižování dle tabulky níže.

Size	Reference variable for characteristic torque at $\Delta r = 100$ rpm [%]	Braking torque at Δr_0 [rpm]			Max. speed Δr_{0max} [rpm]
		1500 [%]	3000 [%]	max. [%]	
18	100	77	70	66	4.400
20	100	75	68	66	3.700
25	100	73	66	66	3.000
31	100	69	–	–	2.300

Tab. 4 - Pokles brzdného momentu v závislosti na rychlosti [10]

Po několika provedených výpočtech, z nichž ten výsledný je uveden níže, byla vybrána brzda o velikosti 31 s brzdným momentem 1680 Nm, která je vhodná pro otáčky maximálně do 2300 min^{-1} . Dle tabulky lze odhadnout, že při maximální rychlosti bude pokles momentu přibližně na 65%, což je 1092 Nm.

Stanovení momentu setrvačnosti

Moment setrvačnosti motoru: $J_M = 1,479 \text{ kgm}^2$

Moment setrvačnosti převodovky: $J_P = 0,1956 \text{ kgm}^2$

Moment setrvačnosti vřetena

Vnější průměr vřetena: $D = 190 \text{ mm}$

Vnitřní průměr vřetena: $d = 153 \text{ mm}$

Hmotnost vřetena: $m = 90 \text{ kg}$

Moment setrvačnosti pro mezikruhové průřezy

$$J_V = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R^2 + r^2)$$

$$J_V = \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot (0,095^2 + 0,0765^2) = 0,67 \text{ kgm}^2$$

Moment setrvačnosti sklíčidla

Vnější průměr sklíčidla: $D = 310 \text{ mm}$

Vnitřní průměr sklíčidla: $d = 108 \text{ mm}$

Hmotnost sklíčidla: $m = 51,8 \text{ kg}$

$$J_S = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R^2 + r^2)$$

$$J_S = \frac{1}{2} \cdot 51,8 \cdot (0,155^2 + 0,054^2) = 0,698 \text{ kgm}^2$$

Stanovení doby doběhu

Doba doběhu je funkcí brzdného momentu a momentu setrvačnosti a stanoví se dle následujícího vztahu.

$$t_{doběob} = f(M_B, J)$$

$$M_B = J \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$\int_0^t dt = \frac{J}{M_B} \cdot \int_0^{\omega} d\omega$$

$$t = \frac{J}{M_B} \cdot \omega$$

Doba doběhu při maximálních otáčkách bez obrobku

Výpočet byl proveden pro případ, kdy je na vřetenu dosaženo maximálních otáček, což je 1200 min⁻¹. Při maximálních otáčkách vřetena je v převodovce zařazena rychlost 2, tedy převod 1:1. To znamená, že rychlost na motoru a výstupu převodovky je shodná a má hodnotu n_{Mt2} = 2100 min⁻¹, tedy ω_{Mt2} = 220 rad/s. Velikost této rychlosti se blíží k hodnotě maximální rychlosti bezpečnostní brzdy, proto byl pro výpočet doby doběhu použit výše uvedený brzdný moment, který této rychlosti odpovídá. Dále je shodná rychlost vřetena a sklíčidla, která má velikost ω_{Ms2} = 125,7 rad/s.

$$t_{doběob} = \frac{1}{M_B} \{ [(J_M + J_P) \cdot \omega_1] + [(J_V + J_S) \cdot \omega_2] \}$$

$$t_{doběob} = \frac{1}{1092} \cdot \{ [(1,479 + 0,1956) \cdot 220] + [(0,67 + 0,6978) \cdot 125,7] \} = 0,73s$$

Doba doběhu při maximálních otáčkách s obrobkem

Při tomto výpočtu je uvažován obrobek o hmotnosti 1000 kg, což je válec a průměru 330 mm a délce 1500 mm. Vzdálenost 1500 mm byla zadavatelem stanovena jako maximální oběžná délka obrobku. Nejprve bylo potřeba vypočítat moment setrvačnosti tohoto obrobku a následně dobu doběhu vřetena.

Moment setrvačnosti obrobku

$$J_O = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

$$J_O = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 0,165^2 = 13,61kgm^2$$

Doba doběhu

$$t_{doběob} = \frac{1}{M_B} \{ [(J_M + J_P) \cdot \omega_1] + [(J_V + J_S + J_O) \cdot \omega_2] \}$$

$$t_{doběob} = \frac{1}{1092} \cdot \{ [(1,479 + 0,1956) \cdot 220] + [(0,67 + 0,6978 + 13,61) \cdot 125,7] \} = 2,06s$$

V obou případech vyšla doba doběhu vřetena menší než 5 sekund.



Obr. 33 - Bezpečnostní pružinová brzda INTORQ BFK 468 [10]

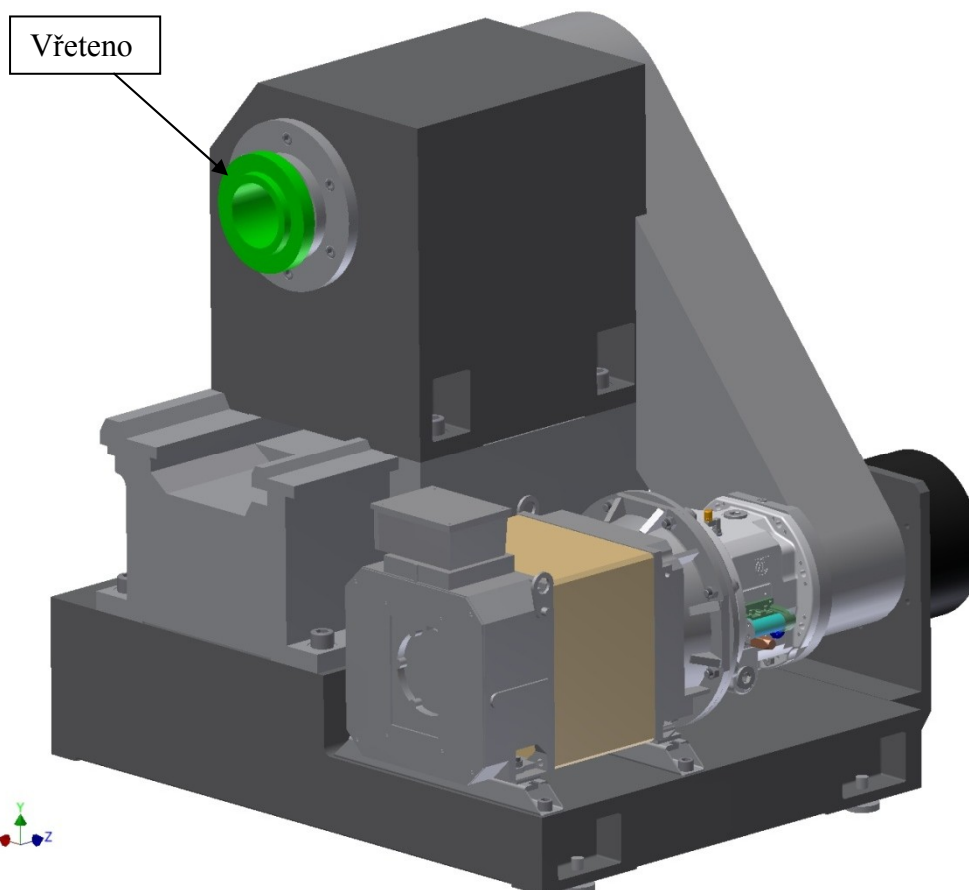
9 Konstrukční návrhy hlavního pohonu

Konstrukční návrh byl vytvořen pro variantu ozubeného řetězu jako finálního převodu z důvodu mnoha výhod, kterými tento převodový prvek disponuje oproti ostatním typům převodů. Daný návrh vychází z koncepce hlavního pohonu stroje MASTURN 820i CNC, nicméně menší úpravy byly nevyhnutelné.

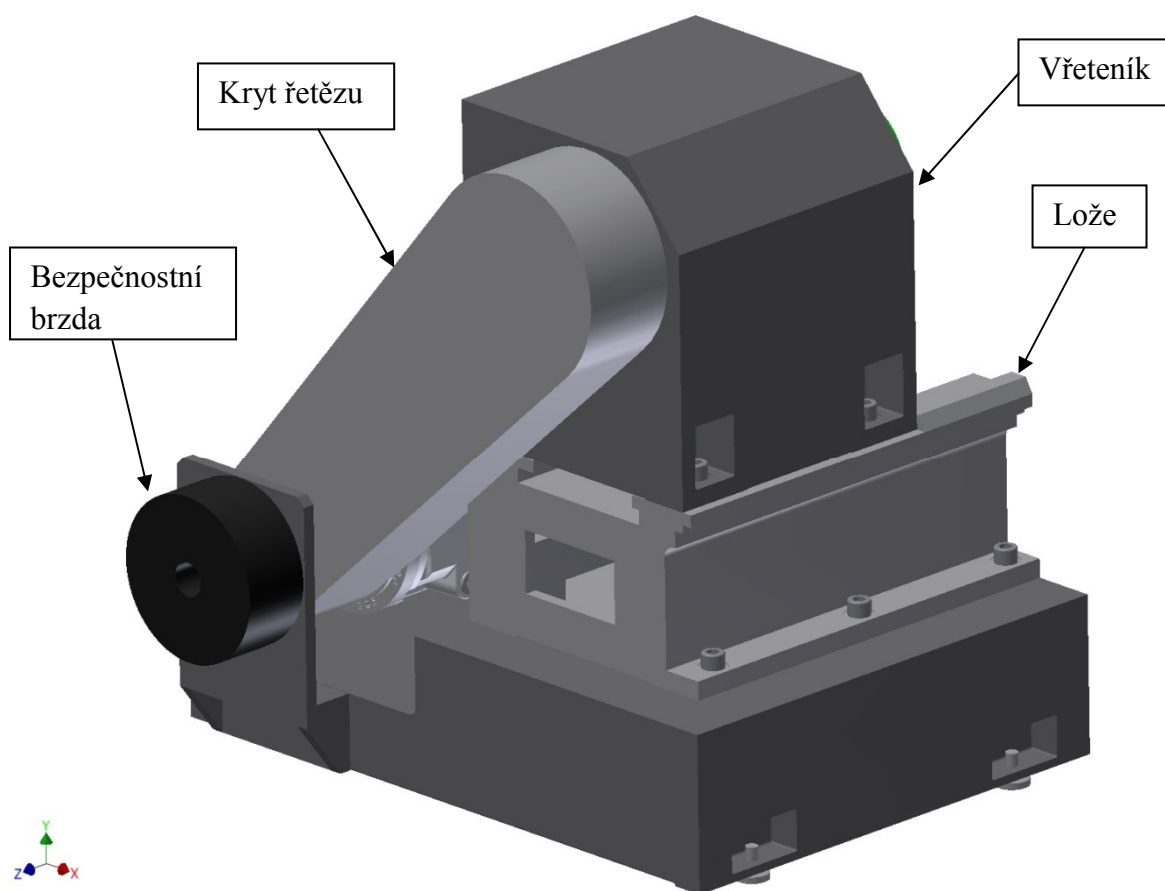
Asi největší změna spočívá ve způsobu umístění motoru s převodovkou. Na stávajících strojích je převodovka za patky přišroubována k otočné desce. Motor je s převodovkou spojen přírubově a ze spodu je pouze podepřen. Hnací člen společně s reduktorem se tak mohou naklápět, čehož se využívá při napínání řemenů.

To u provedeného návrhu není možné, především z důvodu vysoké hmotnosti obou členů. Proto byl motor umístěn na dvě posuvné lišty. Tyto lišty slouží pouze k montáži řetězu a k jeho napnutí. K dopínání řetězu, které je potřeba z důvodu jeho vytahování, slouží automatický napínací systém, který je umístěn na vřeteníku.

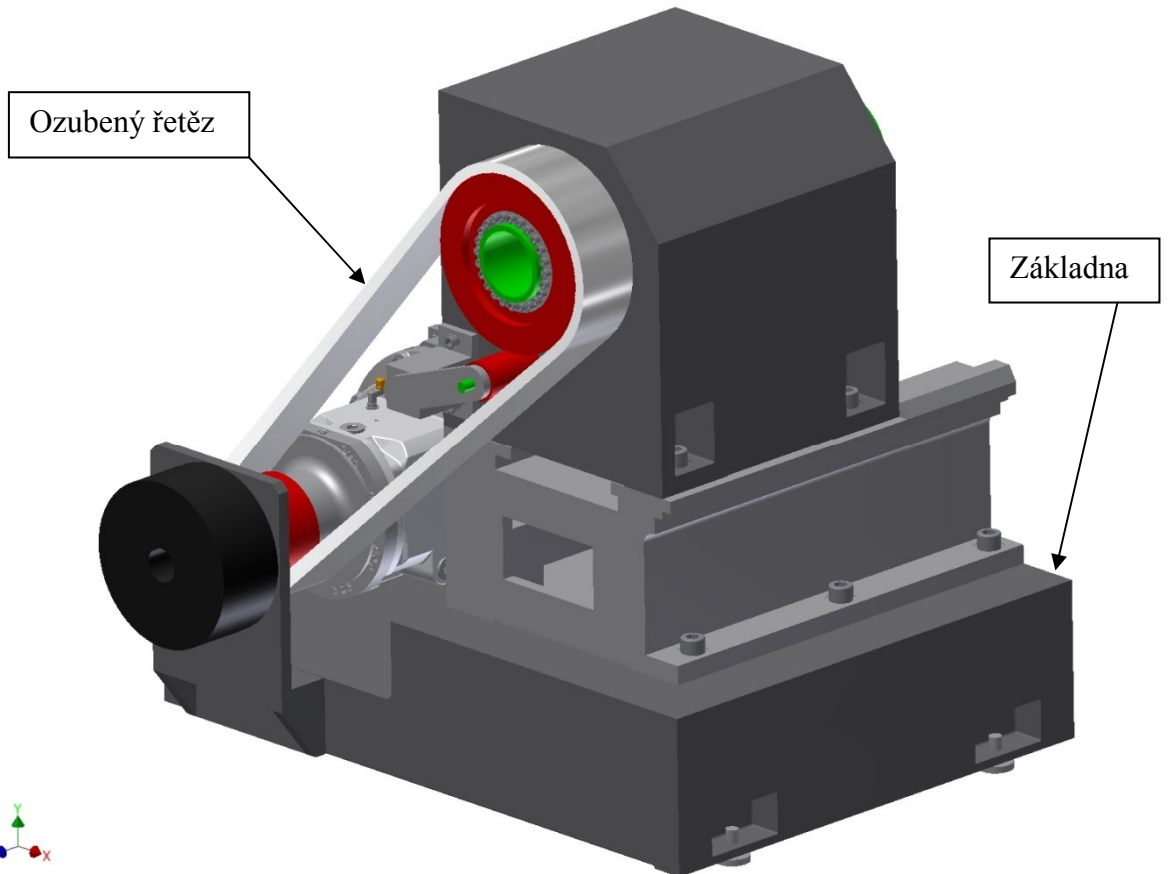
Dalším důležitým prvkem je zakrytí řetězu, které je zde umístěno z důvodu nutnosti mazání řetězu.



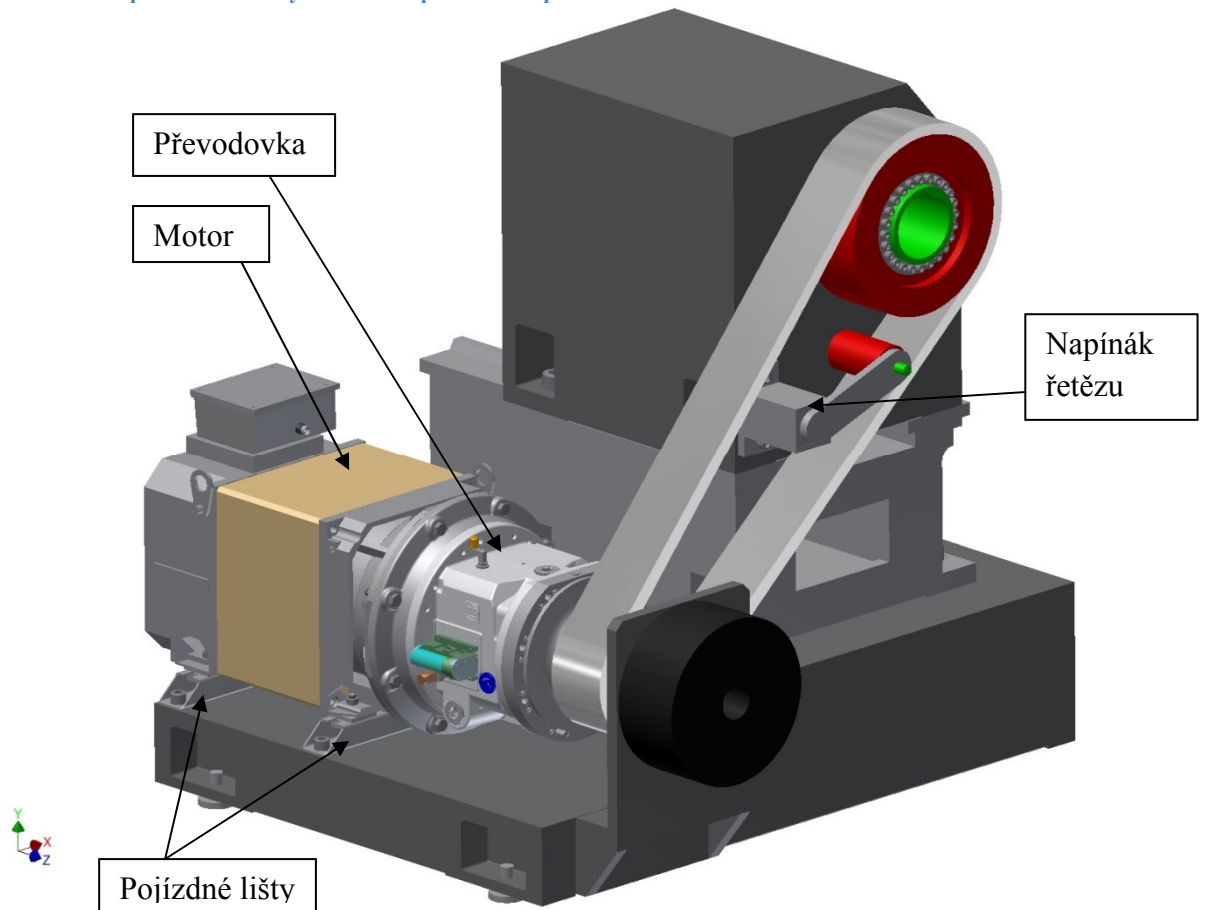
Obr. 34 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 1



Obr. 35 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 2



Obr. 36 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 3



Obr. 37 - Hlavní pohon s řetězovým finálním převodem - pohled 4

V předběžném výpočtu byl převodový poměr finálního převodu stanoven na hodnotu 1,75. V závislosti na nabízených dílech musel být tento převodový poměr upraven na hodnotu 1,778, čímž došlo ke změně výstupních parametrů na vřetenu. Tyto nové údaje jsou uvedené v tabulce níže.

Parametry na výstupech				
Převodový poměr	i	4	1	
Jmenovitý moment na převodovce	M_{er}	2842	710,5	Nm
Jmenovitý moment na vřetenu	M_{es}	4952,014	1238,004	Nm
Jmenovité otáčky na převodovce	n_{er}	125	500	1/min
	ω_{er}	13,090	52,360	rad/s
Jmenovité otáčky na vřetenu	n_{es}	70,304	281,215	1/min
	ω_{es}	7,362	29,449	rad/s
Maximální otáčky na převodovce	n_{Mr}	1125	4500	1/min
	ω_{Mr}	117,810	471,239	rad/s
Maximální otáčky na vřetenu	n_{Ms}	632,733	2530,934	1/min
	ω_{Ms}	66,260	265,039	rad/s
Výkon na vřetenu	P_s	36,4952		kW

Tab. 5 – Skutečné výsledné výstupní parametry hlavního pohonu

10 Výpočet a uložení vřetena

Jak již bylo řečeno, pracovní vřeteno stroje se ukládá na jedno dvouřadé válečkové ložisko a čtyři jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Válečkové ložisko má za úkol zachycovat pouze radiální složky sil a především ty síly, které vznikají od předepnutí řemenu. Kuličková ložiska zachycují jak radiální, tak i axiální síly. Radiální složky sil vznikají jednak od vlastní tíhy obrobku a jednak od řezné síly. Axiální síly vznikají při upnutí obrobku mezi hroty a při řezném procesu za pohybu podélného suportu.

Nový stroj je určen pro větší a těžší obrobky než u stávajícího zařízení. Z toho důvodu je nutno provést návrh nového vřetena a nového uložení a následně provést kontrolu tohoto uložení na životnost. Zároveň bylo důležité při návrhu vřetena dodržet zadaný údaj o jeho vnitřním průměru, jehož hodnota je 153 mm.

10.1 Stanovení zatěžovacích stavů

Před zahájením výpočtu bylo nutné nejdříve stanovit zatěžovací stavy, které vycházejí z hmotnosti a způsobu upnutí obrobků ve stroji. Zadavatelem byly tedy zadány tři následující druhy obrobků o různých hmotnostech a způsobech upnutí.

Zatěžovací stav 1

Pro první zatěžovací stav je uvažován přírubový dílec o hmotnosti 1500 kg, který je upnutý pouze ve sklíčidle.

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D}$$

$$F = \frac{2 \cdot 5000}{1,1} = 9090 N \doteq 10000 N$$

$$F_r = \frac{2}{3} \cdot F$$

$$F_r = \frac{2}{3} \cdot 10000 = 6666,6 N \doteq 7000 N$$

$$F_o = F_G + F_r$$

$$F_o = 15000 + 7000 = 22000 N$$

$$\underline{F_o = 22000 N}$$

$$F_R = 0,6 \cdot F_r = 0,6 \cdot \frac{2}{3} \cdot F$$

$$F_R = 0,6 \cdot \frac{2}{3} \cdot 10000$$

$$\underline{F_R = 4000 N}$$

$$F_{AX} = 0,6 \cdot F_r$$

$$\underline{F_{AX} = -4000 N}$$

F_o – obvodová síla [N]

F_r – řezná síla [N]

F_R – radiální síla [N]

F_{AX} – axiální síla [N]

Zatěžovací stav 2

Pro druhý zatěžovací stav je uvažována hřídel o hmotnosti 3000 kg, která je upnutá ve sklíčidle a koníku. Hmotnost na jeden hrot je 1500 kg. Tedy obvodová a radiální síla vyšly stejně jako v předchozím případě. Axiální síla musí být vyšší z důvodu uchycení obrobku v hrotu koníku.

$$F_o = 22000 N$$

$$F_R = 4000 N$$

$$F_{AX} = -26000 N$$

Zatěžovací stav 3

Pro třetí zatěžovací stav je uvažována hřídel o hmotnosti 4000 kg, která je upnuta ve sklíčidle a koníku a podepřena dvěma lunetami. Vřetenem je tak zatíženo hmotností 1000 kg. Způsob výpočtu obvodové, řezné a radiální síly je stejný jako v prvním případě.

$$F_o = 17000 \text{ N}$$

$$F_r = 4000 \text{ N}$$

$$F_{AX} = -14000 \text{ N}$$

Po stanovení zatěžovacích stavů byly provedeny výpočty pro kontrolu trvanlivosti ložisek a tuhosti vřeten. Ve výpočtu byl uvažován krouticí moment na vřeteně 5000 Nm při otáčkách 70 min^{-1} a doba chodu byla stanovena na 5000 hodin.

10.2 Výpočet pro stávající stav

Tento výpočet spočíval v překontrolování uložení vřeten stávajícího stroje MASTURN 820i CNC pro nové zatěžovací stavy. Uložení je reprezentováno válečkovým ložiskem typu FAG NN3028 a kuličkové s kosoúhlým stykem je typu FAG 871930 E.T. P4S. Parametry těchto ložisek jsou uvedeny ve výpočtových formulářích, které jsou k nalezení v přílohách. Určení únosností párových ložisek vychází z následujících vztahů.

Výpočet dynamické únosnosti párových ložisek

$$C = C_i \cdot i^{0,7}$$

i – počet ložisek ve skupině [-]

C_i – dynamická únosnost jednoho ložiska [kN]

C – celková dynamická únosnost párového ložiska [kN]

Výpočet statické únosnosti párových ložisek

$$C_0 = C_{0i} \cdot i$$

C_{0i} – statická únosnost jednoho ložiska [kN]

C_0 – celková statická únosnost párového ložiska [kN]

Výpočet byl proveden v softwaru PREV. Aby bylo ložisko vyhovující, musí být koeficienty statické a dynamické bezpečnosti větší než nula.

Výsledky výpočtu

FAG NN3028

Koeficient statické bezpečnosti vyšel 12,61 a koeficient dynamické bezpečnosti 11,91, a tak je ložisko vyhovující.

FAG 871930 E.T. P4S

Koeficient statické bezpečnosti vyšel 4,58 a koeficient dynamické bezpečnosti 0,95, který je menší než 1. Z toho důvodu je ložisko nevhovující.

3xFAG 871930 E.T. P4S (Párové ložisko)

Koeficient statické bezpečnosti vyšel 5,19 a koeficient dynamické bezpečnosti 0,41, který je menší než 1. Z toho důvodu je ložisko nevhovující.

Zhodnocení

Celkově je tento způsob uložení nevhovující z důvodu nízké dynamické únosnosti kuličkového ložiska.

10.3 Výpočet pro nový návrh

Pro nově navržené vřeteno, jehož způsob uložení je stejný jako ve stávajícím stroji, byla vybrána ložiska shodného typu, tedy dvouřadá válečkové FAG NN3036 a jednořadá kuličková s kosoúhlým stykem FAG B71938 C-T-P4S. Jejich parametry jsou opět uvedeny v přílohách ve výpočtových formulářích. Způsob zakončení vřetena nese označení B11.

Výsledky výpočtu

FAG NN3036

Koeficient statické bezpečnosti vyšel 23,74 a koeficient dynamické bezpečnosti 93,78, a tak je ložisko vyhovující.

FAG B71938 C-T-P4S

Koeficient statické bezpečnosti vyšel 5,97 a koeficient dynamické bezpečnosti 1,62, a tak je ložisko vyhovující.

3x FAG B71938 C-T-P4S (Párové ložisko)

Koeficient statické bezpečnosti vyšel 23,27 a koeficient dynamické bezpečnosti 6,97, a tak je ložisko vyhovující.

Zhodnocení

Koeficienty statické a dynamické bezpečnosti vyšly u všech typů ložisek větší než jedna, a tak je celkově tento způsob uložení vyhovující.

11 Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit návrh hlavního pohonu univerzálního hrotového soustruhu, který disponuje na vřetenu vysokým krouticím momentem. Při tomto návrhu musela být co nejvíce dodržena koncepce hlavního pohonu stávajících soustružnických strojů nabízených zadavatelskou firmou.

Zásadním problémem řešeným v této práci byl způsob realizace finálního převodu. Za nejlepší variantu byl zvolen ozubený řetěz nabízený firmou Rexroth. Ten oproti ostatním typům převodů disponuje mnoha výhodami, jako jsou např. tichý a klidný chod, vysoká únosnost, vysoká účinnost, tuhost převodu apod. Zároveň je tím dodržena stávající koncepce.

Další možností bylo použití čelního soukolí uvnitř vřeteníku. Ozubená kola jsou vhodná pro přenos vysokých zatížení, a tak by se mohla výhodně využít i v dané aplikaci. Ovšem aby toto bylo možné, muselo by dojít k poměrně značné konstrukční úpravě vřeteníku, což by celkové náklady na zhotovení hlavního pohonu zvýšilo, a to bez ohledu na poměrně vysokou pořizovací cenu samotného soukolí. Z toho důvodu byla tato varianta zavržena.

12 Použitá literatura

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Praha: Computer Press, 1999
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 2*. Praha: Computer Press, 2000
- [3] KRÁTKÝ, J. *Přednášky z předmětu Části a mechanismy strojů 2*, Plzeň, 2009
- [4] Katalog: ZF Duoplan – Dvoustupňová převodovka 2K250/300, vydání 11.2011, staženo z:
http://appsprod01.zf.com/zf.productDataBase/service/mediaFiles?levelTypeName=Products&levelID=335475&mediaFileName=2K250_300_4161_758_912m_cs.pdf (5-2013)
- [5] Katalog: ZF Duoplan – Dvoustupňová převodovka 2K800 / 2K801 / 2K8002, vydání 11.2011, staženo z:
http://appsprod01.zf.com/zf.productDataBase/service/mediaFiles?levelTypeName=Products&levelID=335485&mediaFileName=2K800_801_802_4161_758_913k_cs.pdf (5-2013)
- [6] Katalog: Technika pohonů ozubenými řetězy Rexroth, staženo z:
http://www.pkservis.com/data/web/upload/59_rexroth_franke/retezy_Bosch_Rexroth_pohony.pdf (5-2013)
- [7] Katalog: Introducing Eagle NRG, staženo z:
<http://www.goodyear.com/ProductsDetail.aspx?id=3400> (5-2013)
- [8] Katalog: SIT Zahnriemenantriebe Eagle NRG, staženo z: http://www.sit-antriebsysteme.de/pdf/Eagle_NRG_DE_web_16.3.2011.pdf (5-2013)
- [9] Katalog: Catalog_PM21-SIMOTION_SINAMICS_Motors_Prod_Machines
- [10] Katalog: INTORQ bfk468, staženo z:
http://www.intorq.com/downloads/pi/intorq_bfk468_en.pdf (5-2013)
- [11] Katalog: Řemenice a ozubené řemeny, staženo z:
<http://www.abeltechnik.cz/remenice/ozubeneremenice.pdf> (5-2013)
- [12] <http://www.kovosvit.cz/> (5-2013)
- [13] Obrázek: Obr. 8 – staženo z: <http://www.megadyne.cz/cz/klinove-remeny-1p/> (5-2013)
- [14] Obrázek: Obr. 26 – staženo z: http://www.kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni_podklady/PRIRUCKA/CADIS/MDOC/F/F15/F15_2/f15_2.htm (5-2013)

- [15] Obrázek: Obr. 25 – staženo z: <http://www.spssol.cz/~vyuka/UCITELE/HO/00-VE%C8ERN%CD%20STUDIUM/3.RO%C8N%CDK/Stavba%20a%20provoz%20stroj%F9%202.pdf> (5-2013)
- [16] Obrázek: Obr. 9, Obr. 10, Obr. 11, Obr. 12 – staženo z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/MER_I_2353033/12_Mereni_tuhosti_a_vibraci_remenoveho_prevodu.pdf (5-2013)
- [17] Obrázek: Obr. 3 – staženo z: <http://www.hmkdirect.com/shop/1PH7186-2QE00-0EA0/> (5-2013)

Příloha č. 1

Návrh převodu klínovými řemeny pomocí programu Mitcalc

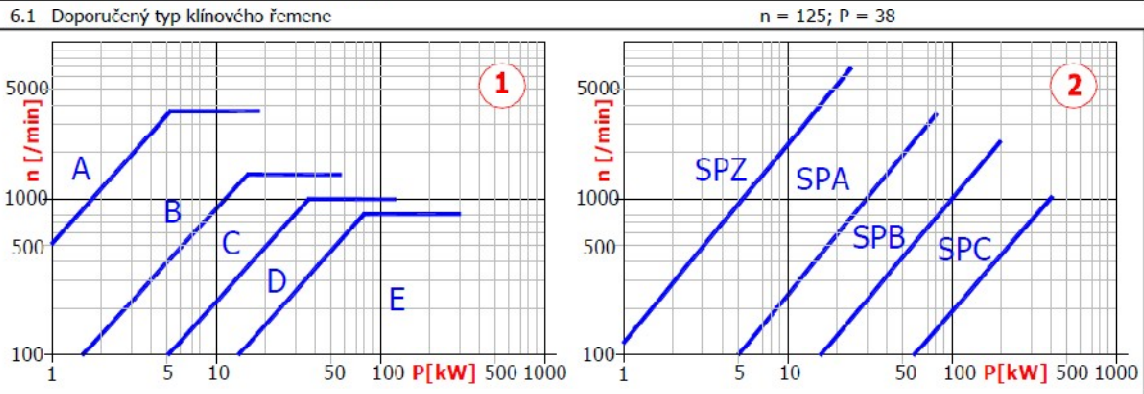
?

Klínové řemeny, 2 řemenice

5.0 Způsob zatížení, pracovní parametry

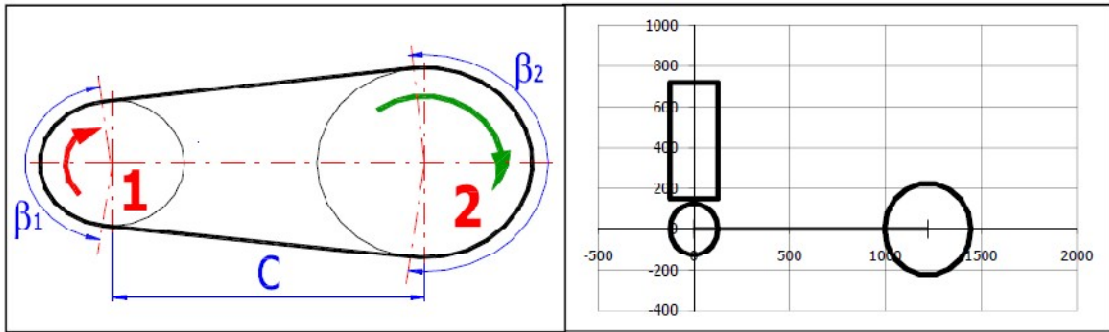
5.1 Přenášený výkon / výkon rozdělený na řemenice	P	38	35,19	[kW]
5.2 Otáčky řemenic	n	125,0	68,6	[1/min]
5.3 Převodový poměr	i		1,822	
5.4 Kroutilý moment	Mk	2903,20	4898,09	[Nm]
5.5 Typ hnacího stroje (zatížení)	A...Plynulé nebo s malou nerovnoměrností			▼
5.6 Typ poháněného stroje (zatížení)	A..Lehké rázy			▼
5.7 Denní zatížení převodu	B..Více než 8 - méně než 16 hodin			▼
5.8 Součinitel skluzu		1,21	1,21	[%]
5.9 Účinnost		92,6	92,6	[%]
5.10 Automatický návrh - stiskněte tlačítko				

6.0 Návrh geometrie a počtu řemenů



- 6.2 Typ klínového řemene / Optimalizace
- 6.3 Tabulkový výpočtový průměr (Vnější) - výběr
- 6.4 Výpočtový průměr řemenice
- 6.5 Osová vzdálenost / optimální / min-max
- 6.6 Délka řemene - Vypočítaná/Min./Normalizovaná
- 6.7 Úhel opásání řemenice (b1, b2, b3)
- 6.8 Výkon přenášený řemenem na řemenici
- 6.9 Spočítaný (přesný) počet řemenů
- 6.10 Potřebný počet řemenů / přibližná hmotnost

4...SPC (ISO, DIN)	▼		
250	▼ 450	▼	
Dp	250,0	450,0	[mm]
c12	1221,07	700	420 - 1400 [mm]
Lw	3549,94	> 1963	3550 (3520) [mm]
β	170,60	189,40	[°]
PR	1,74	1,81	[kW]
k	21,88	19,42	
k/m	22	826,69	[kg]



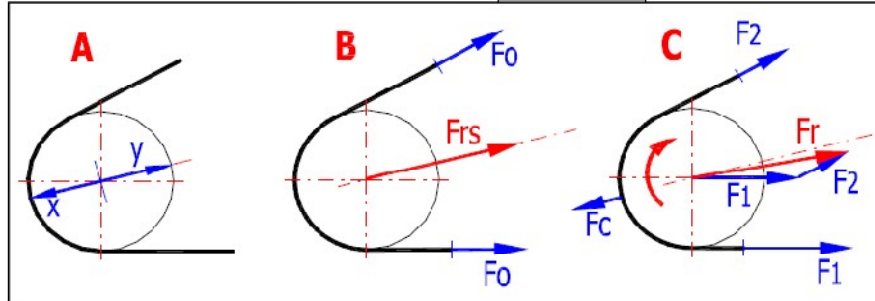
7.0 Výsledky, koeficienty

7.1 Koeficienty				
7.2 - Součinitel úhlu opásání	c1	0,98	1,02	
7.3 - Součinitel provozního zatížení	c2	1,1		
7.4 - Součinitel délky řemene	c3	0,92		
7.5 Osová přestavitelnost				
7.6 - Pro napínání řemene	x	35,62	[mm]	
7.7 - Pro snažší nasazení řemene	y	44,70	[mm]	
7.8 Sílové poměry, rychlost				
7.9 - Součinitel bezpečnosti		1,100	1,10	[%]
7.10 - Rychlost řemene / max. pro daný typ	v	1,64	< 40	[m/s]

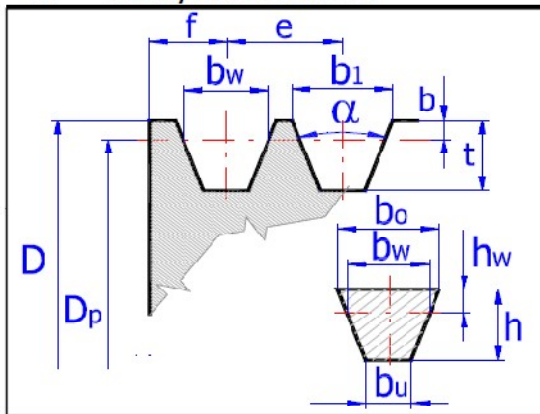
- 7.11 - Ohybová frekvence řemene
- 7.12 - Tahová síla
- 7.13 - Odstředivá síla
- 7.14 - Předpětí
- 7.15 - Statická síla na hřídel (v klidovém stavu)
- 7.16 - Síla v zatížené větvi řemene
- 7.17 - Síla v odlehčené větvi řemene
- 7.18 - Celková radiální síla na hřídel (ložiska)

f_s	1
Γ_u	23223,89
F_c	22,38
F_o	18476,78
F_{rs}	36829,38
F_1	30088,72
F_2	6864,83
F_r	36878,48

- [/s]
- [N]
- [N]
- [N]
- [N]
- [N]
- [N]
- [N]



8.0 Rozměry řemenice a řemene



b_w	19		[mm]
b_o	22		[mm]
b_u	9,3		[mm]
h	18		[mm]
h_w	4,8		[mm]
D	259,60	459,64	[mm]
D_p	250,00	450,04	[mm]
α	34	34	[°]
b_1	22		[mm]
f	17		[mm]
e	25,5		[mm]
b	4,8		[mm]
t	24		[mm]
w	569,5		[mm]
		Šířka řemenice	

9.0 Grafický výstup, CAD systémy

Příloha č. 2

Kontrolní výpočet životnosti ložisek a namáhání vřetena pro stávající stav pomocí programu PREV

mezni otacky	:	4300. [1/min]	I mezni otacky	:	5300.
[1/min]					
			I koef. X1	:	1.00 [-]
			I koef. Y1	:	.00 [-]
			I koef. X2	:	.50 [-]
			I koef. Y2	:	.26 [-]
			I koef. X0	:	1.00 [-]
			I koef. Y0	:	.00 [-]
			I koef. e	:	1.90 [-]

.....I.....

```

Nazev : Ulozeni vretena          Stroj : MT
Autor : Jan Kovarik              04/23/13
KOVARIK.dhl                      List : 2

```

```

lozisko          :          3          I
-----
oznaceni         :    3XB71930        I
vyrobce         :          FAG        I
kulickove jednor. s kosouh. stykem I
-----
vnitrni prumer  :    150. [mm]       I
vnejsi prumer   :    210. [mm]       I
sirka           :     28. [mm]       I
unosnost dyn.   :   246000. [N]       I
unosnost stat.  :   402000. [N]       I
mezni otacky    :    5300. [1/min]    I
koef. X1        :     1.00 [-]       I
koef. Y1        :     .00 [-]       I
koef. X2        :     .63 [-]       I
koef. Y2        :     .78 [-]       I
koef. X0        :     .50 [-]       I
koef. Y0        :     .66 [-]       I
koef. e         :     .80 [-]       I
-----

```

ZATIZENI V PREVODOVYCH PRVCICH

Souhmoti : 1.00 pocet ZMZ : 2

Z a d a n e		h o d n o t y				
oznaceni	typ	mst.zs	Mk		otacky	doba behu
			[Nm]		[1/min]	[hod]
1.02	remen. p.	1.01	5000.0	I	70.0	5000.0
		1.02	5000.0	I	70.0	5000.0
		1.03	5000.0	I	70.0	5000.0
.....				I		
3.02	spojka	1.01	-5000.0	I		
		1.02	-5000.0	I		
		1.03	-5000.0	I		


```

Název : Uložení vřetena                      Stroj : MT
Autor : Jan Kovarik                          04/23/13
KOVARIK.dhl                                  List : 3

```

ZATIZENI V OBECNYCH ZATEZNYCH PRVCICH

Souhmoti : 1.00 pocet OZM : 1

oznaceni	typ	mst.zs	I	Fo	Fr	Fa
			I	[N]	[N]	[N]
1.00	obec.zat.	1.01	I	22000.0	4000.0	-4000.0
		1.02	I	22000.0	4000.0	-26000.0
		1.03	I	17000.0	4000.0	-14000.0

SILY V PREVODOVYCH PRVCICH

Souhmoti : 1.00 pocet ZMZ : 2

zadane	hodnoty	I	vypoctene	hodnoty			
oznaceni	typ	mst.zs	Mk	Fr	Fa		
			[Nm]	[N]	[N]		
1.02	remen. p.	1.01	5000.0	I	.0	.0	.0
		1.02	5000.0	I	.0	.0	.0
		1.03	5000.0	I	.0	.0	.0
.....							
3.02	spojka	1.01	-5000.0	I	.0	.0	.0
		1.02	-5000.0	I	.0	.0	.0
		1.03	-5000.0	I	.0	.0	.0

OBVODOVE RYCHLOSTI

zatez. misto	I	1.	I	3.	I
-----I-----I-----I					
obv.rych.[m/s]	I	.00	I	.00	I

DEFORMACE v prevodovych prvcich

Souhmoti : 1.00			pocet ZMZ : 2					
p r e v o d. prvkyI			v y p o c t e n e h o d n o t y					
ozn.	typ	ms.zs I	I pruhyb	pruhyb	pruhyb	natoceni	natoceni	
		I	ux[mm]	uy[mm]	uo[mm]	fio[rad]	fik[rad]	
<hr/>								
1.02	remen. p.	1.01I	-.187E-01	-.279E-01	.336E-01	.254E-03	.000E+00	
		1.02I	-.187E-01	-.279E-01	.336E-01	.254E-03	.000E+00	
		1.03I	-.187E-01	-.277E-01	.335E-01	.253E-03	.000E+00	
.....								
3.02	spojka	1.01I	-.194E-03	.254E-02	.254E-02	.531E-04	.809E-03	
		1.02I	-.194E-03	.254E-02	.254E-02	.531E-04	.809E-03	
		1.03I	-.194E-03	.203E-02	.204E-02	.423E-04	.809E-03	
<hr/>								

-

maximalni NAPETI

Souhmoti : 1.00
I v y p o c t e n e h o d n o t y

mst.	zs.I	c. rezu	souradnice	napeti
[-]	[-]	I [-]	z [mm]	sigr [Mpa]
1	1	I	3	.0 35.6
1	2	I	3	.0 35.6
1	3	I	3	.0 35.6

Maximalni DEFORMACE a NAPETI

Souhmoti : 1.00

velicina	: m.st. stav poradi			hodnota
* pruhyb uo v ZZM [mm]	: 1	1	1	.336E-01 *
* natoceni fio v ZZM [rad]	: 1	1	1	.254E-03 *
* natoceni fio v lozisku [rad]	: 1	1	1	.121E-03 *
* napeti [MPa]	: 1	1	3	35.6 *

Nazev :	Ulozeni vretena	Stroj :	MT
Autor :	Jan Kovarik		04/23/13
		KOVARIK.dhl	List : 7

KONTROLA LOZISEK

Souhmoti : 1.00 pocet lozisek : 3

Dynamicka kontrola loziska NN3028
 (vyrobce FAG)

 Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 11.91 [-]
 Trvanlivost loziska : 178645. [hod]
 Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 142676. [N]
 Bezpecnost proti preotackovani : 3.58 [-]

Staticka kontrola loziska NN3028
 (vyrobce FAG)

 Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 12.61 [-]
 Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

.....

Dynamicka kontrola loziska B71930
 (vyrobce FAG)

 Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : .95 [-]
 Trvanlivost loziska : 14243. [hod]
 Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 115985. [N]
 Bezpecnost proti preotackovani : 4.42 [-]

Staticka kontrola loziska B71930
 (vyrobce FAG)

 Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 4.58 [-]
 Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

.....

Nazev :	Ulozeni vretena	Stroj :	MT
Autor :	Jan Kovarik		04/23/13
		KOVARIK.dhl	List : 8

Dynamicka kontrola loziska 3XB71930
(vyrobce FAG)

 Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : .41 [-]
 Trvanlivost loziska : 6119. [hod]
 Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 331693. [N]
 Bezpecnost proti preotackovani : 4.42 [-]

Staticka kontrola loziska 3XB71930
(vyrobce FAG)

 Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 5.19 [-]
 Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

Příloha č. 3

Kontrolní výpočet životnosti ložisek a namáhání vřetena pro nový návrh pomocí programu PREV


```

Nazev : Ulozeni vretena - nove upr          Stroj : MT
Autor : Jan Kovarik                          04/23/13
KOVARI~2.dhl                                List : 2

```

Obecna zatezna mista -zadani polohy

```

-----
Souhmoti : 1.0          pocet OZM : 1
                           I
obecne zatizeni        I
                           I
sour. pusobiste :      796.00 [mm]  I
polom.pusobiste :      .00 [mm]   I
uhel pusobiste  :      .00 [deg]  I
                           I
-----

```

- VYPOCTOVE CLENENI NOSNEHO PROFILU SOUHMOTI

Souhmoti : 1.00

```

h r i d e l          I zatezna mista  I   l o z i s k a
rez Z[mm] Dmax[mm] Dmin[mm] I ozn. ZZM/OZM  I   oznaceni typ loziska
uloz.

```

```

-----
1  -290.0   180.0   153.0 I          I
2  -235.0   180.0   153.0 I  1.02 remen. p. I
3    .0     180.0   153.0 I          I   NN3036   r.val.dr. r
4   37.0    190.0   153.0 I          I
5  447.0    190.0   153.0 I          I   B71938  r.kul.dr.n.
ra)
6  574.0    190.0   153.0 I          I   3XB71938 r.kul.dr.n.
ra(
7  775.0    190.0   153.0 I  3.02 spojka I
8  780.0     .0     .0 I          I
-----

```


mezni otacky	:	2800. [1/min]	I mezni otacky	:	4300.
[1/min]					
			I koef. X1	:	1.00 [-]
			I koef. Y1	:	.00 [-]
			I koef. X2	:	.44 [-]
			I koef. Y2	:	1.25 [-]
			I koef. X0	:	.50 [-]
			I koef. Y0	:	.46 [-]
			I koef. e	:	.44 [-]

.....I.....


```

Nazev : Ulozeni vretena - nove upr          Stroj : MT
Autor : Jan Kovarik                          04/23/13
KOVARI~2.dhl                                 List : 5

```

ZATIZENI V OBECNYCH ZATEZNYCH PRVCICH

Souhmoti : 1.00 pocet OZM : 1

oznaceni	typ	mst.zs	I	Fo	Fr	Fa
			I	[N]	[N]	[N]
1.00	obec.zat.	1.01	I	22000.0	4000.0	-4000.0
		1.02	I	22000.0	4000.0	-26000.0
		1.03	I	17000.0	4000.0	-14000.0

SILY V PREVODOVYCH PRVCICH

Souhmoti : 1.00 pocet ZMZ : 2

z a d a n e		h o d n o t y		I	v y p o c t e n e		h o d n o t y	
oznaceni	typ	mst.zs	Mk	I	Fo	Fr	Fa	
			[Nm]	I	[N]	[N]	[N]	
1.02	remen. p.	1.01	5000.0	I	.0	.0	.0	
		1.02	5000.0	I	.0	.0	.0	
		1.03	5000.0	I	.0	.0	.0	
.....								
3.02	spojka	1.01	-5000.0	I	.0	.0	.0	
		1.02	-5000.0	I	.0	.0	.0	
		1.03	-5000.0	I	.0	.0	.0	

OBVODOVE RYCHLOSTI

zatez. misto	I	1.	I	3.	I
-----I-----I-----I					
obv.rych.[m/s]	I	.00	I	.00	I

DEFORMACE v prevodovych prvcich

Souhmoti : 1.00			pocet ZMZ : 2				
p r e v o d. prvkyI			v y p o c t e n e h o d n o t y				
ozn.	typ	ms.zs I	I pruhyb	pruhyb	pruhyb	natoceni	natoceni
		I	ux[mm]	uy[mm]	uo[mm]	fio[rad]	fik[rad]
<hr/>							
1.02	remen. p.	1.01I	-.246E-01	-.364E-01	.439E-01	.230E-03	.000E+00
		1.02I	-.246E-01	-.364E-01	.439E-01	.230E-03	.000E+00
		1.03I	-.246E-01	-.364E-01	.439E-01	.230E-03	.000E+00
.....							
3.02	spojka	1.01I	.688E-03	.102E-02	.123E-02	.611E-05	.557E-03
		1.02I	.688E-03	.102E-02	.123E-02	.611E-05	.557E-03
		1.03I	.688E-03	.102E-02	.123E-02	.611E-05	.557E-03
<hr/>							

-

maximalni NAPETI

Souhmoti : 1.00
I v y p o c t e n e h o d n o t y

mst.	zs.I	c. rezu	souradnice	napeti
[-]	[-]	I [-]	z [mm]	sigr [Mpa]
1	1	I	3	.0 27.0
1	2	I	3	.0 27.0
1	3	I	3	.0 27.0

Maximalni DEFORMACE a NAPETI

Souhmoti : 1.00

velicina	: m.st. stav poradi			hodnota
* pruhyb uo v ZZM [mm]	: 1	1	1	.439E-01 *
* natoceni fio v ZZM [rad]	: 1	1	1	.230E-03 *
* natoceni fio v lozisku [rad]	: 1	1	1	.100E-03 *
* napeti [MPa]	: 1	1	3	27.0 *

Nazev :	Ulozeni vretena - nove upr	Stroj :	MT
Autor :	Jan Kovarik		04/23/13
		KOVARI~2.dhl	List : 10

Dynamicka kontrola loziska 3XB71938
(vyrobce SKF)

 Koefficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 6.97 [-]
 Trvanlivost loziska : 104542. [hod]
 Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 187421. [N]
 Bezpecnost proti preotackovani : 3.58 [-]

Staticka kontrola loziska 3XB71938
(vyrobce SKF)

 Koefficient bezpecnosti (staticky) loziska : 23.27 [-]
 Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .