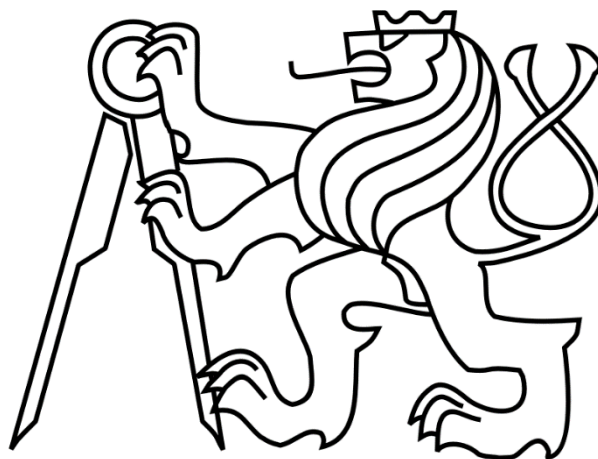


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh pohonu vřetena horizontálního vyvrtávacího stroje

2017

Jan Knot

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 10.7.2017

.....
podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce, panu Ing. Petru Kolářovi, Ph.D. za cenné připomínky, trpělivé a ochotné vedení při tvorbě bakalářské práce

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během studia

Anotace

Autor:	Jan Knot
Název BP:	Návrh pohonu vřetena horizontálního vyvrtávacího stroje
Rozsah práce:	65 str., 30 obr., 8 tab.
Školní rok vyhotovení:	2017
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Sova Jiří
Zadavatel:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Využití:	Pohon vřetena pro horizontální vyvrtávací stroj s nevýsuvným vřeteníkem a s průměrem výsuvného vřetena 130 mm.
Klíčové slova:	Vřeteno, pohon, vyvrtávací stroj, uložení vřetena, vřeteník, osa, lineární vedení, kuličkový šroub
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu vřetena horizontálního vyvrtávacího stroje s nevýsuvným vřeteníkem. Konstrukce se soustřeďuje na hlavní pohon, uložení nevýsuvného vřetena ve vřeteníku s a výsuv osy W koncipovaný za pomoci lineárního vedení a kuličkového šroubu.

Annotation

Author:	Jan Knot
Title of bachelor dissertation:	Design proposal of spindle drive for horizontal boring machine
Extent:	65p., 30 fig., 8 tab.
Academic year:	2017
University:	CTU in Prague – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Consultant:	Ing. Sova Jiří
Submitter of the Theme:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Application:	A drive for a horizontal boring machine spindle with of 130 mm diameter a non-movable headstock.
Key words:	Spindle, drive, boring machine, spindle bearing, spindle, axis, linear guide, ball screw
Annotation:	The bachelor thesis deals with the design of spindle drive of a horizontal boring machine with a non-movable headstock. The design focuses on the main drive, the main bearing design and the design of the W-axis driven with a ball screw.

Obsah

Prohlášení	3
Poděkování.....	4
Anotace.....	5
Annotation	6
Obsah	7
Seznam použitých značek.....	9
1 Úvod.....	13
2 Cíl práce	14
3 Horizontální vyvrtávačky a hlavní technologie na nich realizované	15
3.1 Stolové vyvrtávačky.....	15
3.2 Deskové vyvrtávačky	16
3.3 Technologie obrábění na horizontkách	16
3.3.1 Vyvrtávání	16
3.3.2 Frézování	17
3.3.3 Vrtání.....	17
4 Vřeteník horizontální vyvrtávačky a jeho hlavní komponenty	19
4.1 Stavba vřeteníku horizontální vyvrtávačky.....	20
4.2 Požadavky kladené na vřeteno	21
4.3 Hlavní uložení	22
4.3.1 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.....	24
4.3.2 Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.....	25
4.3.3 Válečková ložiska.....	26
4.3.4 Mazání valivých ložisek	26
4.4 Hlavní pohon.....	27
4.4.1 Pohon s vloženým převodem.....	27
4.4.2 Konstrukční varianty pohonu	30
4.5 Volba vlastního řešení.....	33
5 Popis konstrukce.....	34
5.1 Skříň vřeteníku	34
5.2 Hlavní pohon.....	35
5.3 Hlavní uložení	38
5.4 Výsuvné vřeteno a osa W.....	39
5.5 Pomocné systémy.....	40
5.6 Postup montáže	40
6 Výpočtová část	42
6.1 Technologické spektrum zatěžujících sil	42
6.2 Návrh pohonů.....	43
6.2.1 Hlavní pohon	43
6.2.2 Pohon kuličkového šroubu	44
6.3 Výpočet technologického zátěžného spektra	45
6.4 Dimenzování řemenových převodů hlavního pohonu	47
6.4.1 Návrh řemenového převodu pro hlavní pohon	48
6.4.2 Návrh řemenového převodu pro pohon osy W	49
6.5 Kontrola životnosti ložisek	50
6.5.1 Kuličková ložiska hlavního uložení (přední).....	51
6.5.2 Válečkové ložisko hlavního uložení (zadní).....	52
6.5.3 Axiální ložiska výložníku	52

6.6	Kontrola upínacího pouzdra.....	53
6.7	Kontrola pera.....	53
6.8	Kontrolní výpočet lineárního vedení W.....	53
6.9	Kontrolní výpočet kuličkového šroubu W.....	56
7	Závěr.....	58
8	Seznamy.....	59
8.1	Seznamy použité literatury.....	59
8.2	Seznam použitých softwarů.....	60
8.3	Seznam obrázků.....	60
8.4	Seznam tabulek.....	62
8.5	Seznam textových příloh.....	62
8.6	Seznam elektronický příloh.....	63
8.7	Seznam výkresových příloh.....	64

Seznam použitých značek

a	[mm]	vzdálenost od uložení A ke kraji vřetena
b	[mm]	vzdálenost mez uložení A a B
b_p	[mm]	šířka pera
C	[N]	dynamická únosnost
c	[mm]	vzdálenost od středu řemenic do uložení B
C_{100}		Dynamická únosnost, při němž dosahuje lineární vedení nominální životnost 100.000 hodin
C_o	[N]	statická únosnost
D	[mm]	průměr nástroje
d	[mm]	průměr pracovního vřetena
d_o	[mm]	jmenovitý průměr kuličkového šroubu
$d_{oř}$	[mm]	účinný průměr hnacího ozubeného řemene]
D_p	[mm]	velký průměr svěrného pouzdra
D_{pre}	[mm]	průměr výstupu z převodovky
d_{pr}	[mm]	průměr přípojovací roztečnou kružnici na výstupu převodovky
d_r	[mm]	průměr hnacího drážkovaného řemene
$d_{vř}$	[mm]	průměr nevýsuvného vřetene pod hnanou drážkovanou řemenicí
e	[-]	porovnávací koeficient
f_0	[-]	faktor pro vřetenová ložiska se stykovým úhlem 15°
F_{aw}	[N]	axiální síla na ose W
F_{awmax}	[N]	dovoleného maximálního axiálního zatížení vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele
F_{ax}	[N]	axiální síla
F_{ji}	[N]	efektivní síla pro vozík i
f_m	[-]	koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu
f_n	[-]	otáčkový součinitel uložení
F_N	[N]	síla přenášená řemenem

F_r	[N]	radiální síla
F_r'	[N]	síla převedena
F_t	[N]	tečná síla
f_v	[-]	silový součinitel uložení
F_{vsp}	[N]	síly předpětí
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
h	[mm]	výška pera
i	[-]	převodový poměr
i_c	[-]	celkový převodový poměr hlavního pohonu
$i_{oř}$	[-]	převodový poměr ozubeného řemene
$i_{př}$	[-]	převodový poměr převodovky
$i_{ř}$	[-]	převodový poměr řemenového převodu
$i_{š}$	[-]	převodový poměr kuličkového šroubu
k	[-]	bezpečnost
k_d	[-]	dovolený koeficient bezpečnosti
l_0	[mm]	podélná rozteč mezi vozíky lineárního vedení
l_1	[mm]	příčná rozteč mezi vozíky lineárního vedení
l_2	[mm]	svislá vzdálenost mezi těžištěm domku a vřetena
l_3	[mm]	vodorovná vzdálenost mezi těžištěm domku a vřetena
l_4	[mm]	vzdálenost mezi osou kuličkového šroubu a těžištěm domku
l_5	[mm]	vzdálenost mezi osou kuličkového šroubu a těžištěm vřetena
L_8	[mm]	délka uložená kuličkového šroubu
l_a	[mm]	činná délka pera
L_{h10}	[hod]	Výpočtová trvanlivost pro pravděpodobnost 10%
L_{nom}	[mm]	nominální životnost
$L_{nom,h}$	[hod]	nominální životnosti v hodinách
l_{norm}	[mm]	normalizovaná délka pera
M'	[Nm]	klopny moment

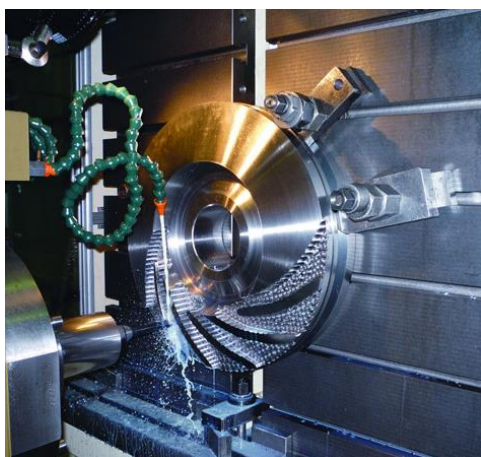
m_1	[kg]	hmotnost vřetena působící na vozíky lineárního vedení
m_2	[kg]	hmotnost domku působící na vozíky lineárního vedení
M_k	[-]	kroučící moment vzniklý při obrábění
M_{kh}	[Nm]	hnacího kroučícího moment kuličkového šroubu
M_{kmax}	[Nm]	maximální kroučící moment
M_{kmot}	[Nm]	Kroučící moment motoru
M_{Kp}	[Nm]	potřebný hnací kroučící moment kuličkového šroubu
M_{kservo}	[Nm]	kroučící moment servomotoru
M_{kt}	[Nm]	kroučící moment schopný přenést pouzdro
M_{kvret1}	[Nm]	kroučící moment na vřeteni při převodu 1:1
n	[ota/min]	otáčky nástroje při obrábění
$n_{hš}$	[ota/min]	maximální otáčky hřídele šroubu
n_{kr}	[ota/min]	kritické otáčky hřídele šroubu
n_{kr}	[ota/min]	maximální dovolené otáčky hřídele
n_m	[Nm]	střední otáčky
n_{mmax}	[ota/min]	maximální otáčky motoru
n_{or}	[ota/min]	otáčky hnací ozubené řemenice
n_{rated}	[ota/min]	jmenovité otáčky
n_f	[ota/min]	otáčky hnací drážkované řemenic
n_{smot}	[ota/min]	jmenovité otáčky servomotoru
$n_{sř}$	[mm]	otáčky kuličkového šroubu
n_{vmax}	[ota/min]	maximální otáčky vřetena
p	[-]	exponent
P	[kW]	výkon motoru
p	[MPa]	tlak
p_D	[MPa]	dovolený tlak
P_{ezA}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení v ložiska v uložení A
P_{ezA}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení v ložiska v uložení B

P_{zAX}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení axiálního ložisko v domku
P_{ji}	[N]	ekvivalentní dynamické síly působící na vozík lineárního vedení i
$P_{sř}$	[mm]	stoupaní kuličkového šroubu
P_{ξ}	[kW]	výkon servomotoru
Q_{kr}	[N]	kritické zatěžující axiální síly
q_n	[%]	časové využití operace
q_{ni}	[%]	procentuální využití výsuvu osy W
R_a	[N]	radiální reakce v uložení A
R_{ax}	[N]	axiální reakce v uložení A
R_b	[N]	radiální reakce v uložení B
R_p	[N]	Reakce po přepočítaná v časovém spektru
v_v	[m/min]	obvodová rychlost řemene
v_v	[m/min]	řezná rychlost
v_w	[m/min]	rychlost posuvu osy W
W	[mm]	výsuv osy W
X	[-]	radiální faktor
Y	[-]	axiální faktor
α	[°]	stykový úhel
η	[-]	účinnost kuličkového šroubu
η	[-]	účinnost kuličkového šroubu
τ	[MPa]	smykové napětí
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
χ	[-]	koeficient pro určení radiálního a axiálního faktoru

1 Úvod

Obrábění je důležitá technologie, díky které lze dosáhnout velmi přesných požadovaných rozměrů oproti technologiím jako je lití, lisování, plošné tváření. Nevýhodou jsou však vysoké ekonomické náklady obrábění a potřeba kvalifikované obsluhy.

Odléváním nebo svařováním však nedosáhneme vhodné přesnosti a jakosti povrchů náročných dílců, např. lopatek turbíny (obr. 1). Proto je obrábění stále důležitou součástí výrobních procesů. Zvláště u velkých strojních součástí např. z oblasti transportní techniky, energetiky aj. se používá kombinace svařovaných nebo odlévaných polotovarů, jejichž vybrané části jsou následně obráběny.



Obr. 1: Obrábění lopatkové turbíny [23]



Obr. 2: Vrtání na horizontální vyvrtávače [24]

Pro obrábění těchto rozměrných součástí je potřeba mít dostatečně výkonný, tuhý a velký stroj, který dokáže zajistit přesné obrábění. V této oblasti se významně uplatňují vyvrtávací stroje, které kromě vyvrtávání mohou realizovat i technologie, frézování, vrtání (obr. 2), ev. další operace.

Důležitějším konstrukčním uzlem, který ovlivňuje přesnost a produktivitu obrábění, je vřeteník. Jeho parametry ovlivňují maximální technologické podmínky, při kterých může stroj pracovat.

Obsahem této práce je návrh nevýsuvného vřeteníku s vřetenem o průměru 130 mm pro horizontku střední velikosti. Práce zpracovává návrh pohonu a základní konstrukční návrh celého uzlu.

2 Cíl práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout pohon vřeteno pro horizontku s nevýsuvným vřeteníkem dle zadaných parametru. Hlavním tématem je navržení hlavního pohonu a uložení nevýsuvného v těle vřeteníku. Výstupem bude kromě textové části práce vytvoření výkresu sestavy pohonu s kusovníkem a výrobní výkresy tří vybraných dílců.

Postup bakalářské práce je následující:

1. Zpracovat rešerši: Obvyklé způsoby uložení a pohonu vřeten a použití obráběcích technologií na stroji
2. Dle získaných znalostí zvolit variantu hlavního pohonu pro vřeteno.
3. Dle zátěžného technologického spektra spočítat zatížení působící na hlavní uložení.
4. Navrhnout hlavní uložení a provést kontrolní výpočet
5. Navrhnout a provést kontrolní výpočet dle zadaných parametru pohon osy W
6. Zkonstruovat pohon vřeteníku
7. Zkonstruovat těleso vřeteník a vložit do ní pohon
8. Vytvořit výkresovou dokumentaci
9. Sepsat závěr

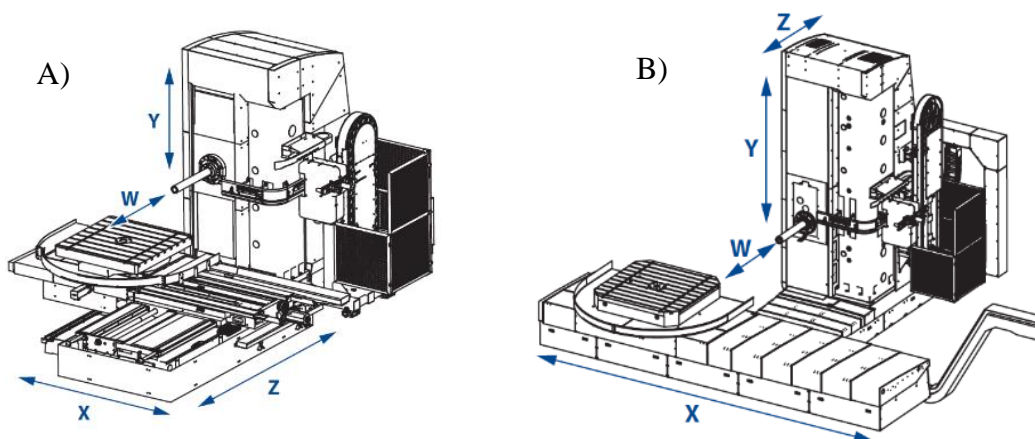
3 Horizontální vyvrtávačky a hlavní technologie na nich realizované

Horizontální vyvrtávačky se používají se v kusových a malosériových výrobcích pro středně velké a velké obrobky. Horizontální vyvrtávačky jsou velmi univerzální stroje, s kterými lze vyvrtávat, frézovat, vrtat. S pomocí přídavných zařízení a speciálního příslušenství je možno jejich technologické využití dále rozšířit.

Základem stroje je vřeteník s vodorovnou osu vřetena. Vřeteník může být výsuvný (smykadlo realizuje pohyb v ose Z) nebo nevýsuvný (pohyb v ose Z realizuje stojan). Z vřeteníku se vysouvá výsuvné vřeteno (osa W), které je pro horizontální vyvrtávačku typické. Vřeteník se posouvá po vedení na svislém stojanu. Průměr výsuvného vřetena je jedním z hlavních charakteristických rozměrů horizontek. Dle velikosti stroje bývá v rozsahu cca 100 až 300 mm. Obrobek se upíná na stůl nebo upínací desku. Horizontální vyvrtávačky se dělí na stolové a deskové [2], [3].

3.1 Stolové vyvrtávačky

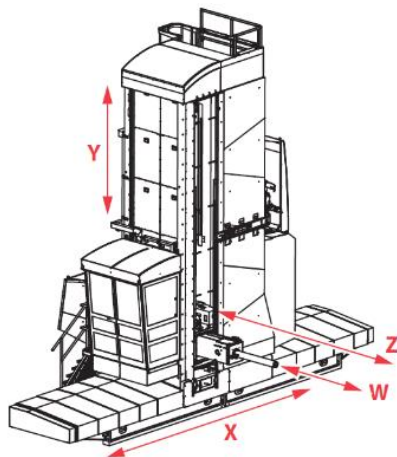
Stolové vyvrtávačky mají posuvný stůl, který umožňuje posuv dílce pomocí posuvného stolu v ose X (Obr. 3A) nebo pomocí křížového stolu v ose X a Y (Obr. 3B). Stůl posuvný může být osazen i otočnou deskou, což umožňuje obrábět dílec ze čtyř stran při jednom upnutí. Pokud je stroj vybaven úhlovou hlavou (např. ortogonální, vidlicovou apod.), lze obrobek opracovat z pěti stran. V provedení s křížovým stolem se vyrábí vyvrtávačky menších velikostí vřetena až 110 mm a pro menší hmotnosti obrobků do 15 tun [2], [4]. Stroje v provedení s jednou posuvnou osou (osa X) se vyrábí s rozměry vřetena do 150 mm [2], [4].



Obr. 3: Stolová vyvrtávačka A) s křížovým stolem; B) s posuvným stolem [5].

3.2 Deskové vyvrtávačky

Deskové vyvrtávačky mají pojízdný stojan v ose X (pohyb kolmo k ose vřeten, Obr. 4). Smykadlo se vysouvá z desky vřeteníku. Obrobek je nepohyblivý a je upevněn na upínací desku s T drážkami. Pro zvýšení počtu řízených os u vzájemných posuvových pohybů nástrojů a obrobků se dá zajistit přidáním otočného stolu. Deskové stoly se používají pro největší obrobky a vyrábí se s průměry vřeten od 130 až 315 mm [2] [4].



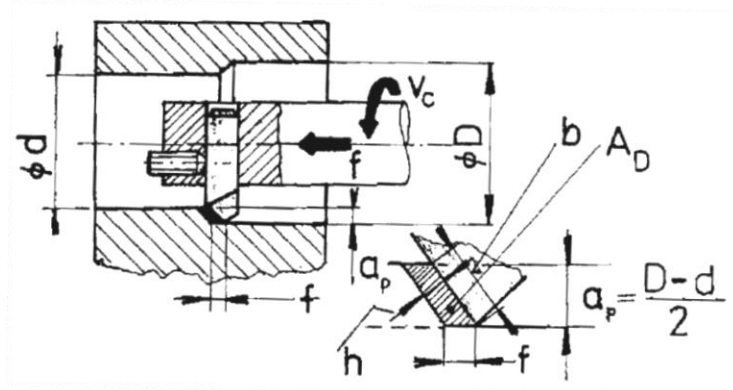
Obr. 4: Desková vyvrtávačka [5]

3.3 Technologie obrábění na horizontkách

V této kapitole je stručně popsána kinematika hlavních obráběcích operací prováděných s využitím horizontek. Tyto operace jsou v následujících kapitolách použity též pro návrhové a kontrolní výpočty uložení a pohonu vřeteníku.

3.3.1 Vyvrtávání

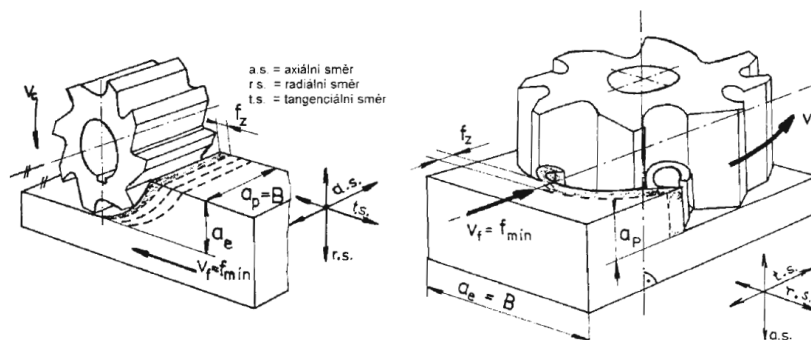
Vyvrtávání je třískové obrábění předvrtané, předlité nebo předkované díry na požadovaný průměr. Pomocí této technologie lze současně obrobit čela a osazení daných otvorů. Vyvrtáváním se dosahují konečné rozměry děr. Hlavní řezný pohyb je rotační vykonává ho nástroj. Vedlejší řezný pohyb je posuvný a vykonává ho pracovní vřeteno stroje (osa W, Obr. 5). Pro zvětšení zdvihu ve směru vyvrtávání slouží pohyb v ose Z, který může realizovat posuvným stojan, smykadlo nebo stůl. Jako nástroj se používají modifikované soustružnické nože, které jsou upnuty ve vyvrtávacích tyčích nebo ve speciálních vyvrtávacích hlavách [1].



Obr. 5: Záběrové podmínky nástroje při vyvrtávání [1]

3.3.2 Frézování

Frézování je třískové obrábění rovinných a tvarových ploch (zakřivené plochy, závity, zuby ozubených kol), kdy je materiál odebrán břitem frézovacího nástroje s definovanou geometrií. Nástroj má obvykle více břitů. Dochází tedy k cyklickému zatížení soustavy stroj-nástroj-obrobek, jak jednotlivé břity frézy vchází do záběru a potom z něj opět vychází (Obr. 6). Hlavní řezný pohyb je rotační a vykonává ho nástroj. Posuvový pohyb vykonává obrobek upnutý na pracovním stole nebo nástroj (v závislosti na kinematice stroje). Frézovat lze sousledně nebo nesousledně. Při sousledném frézování se nástroj otáčí ve směru posuvu obrobku a při nesousledném se otáčí proti směru posuvu obrobku [1] [2]. Jako nástroje se používají buď monolitické frézy nebo frézy s vyměnitelnými břitovými destičkami [1].

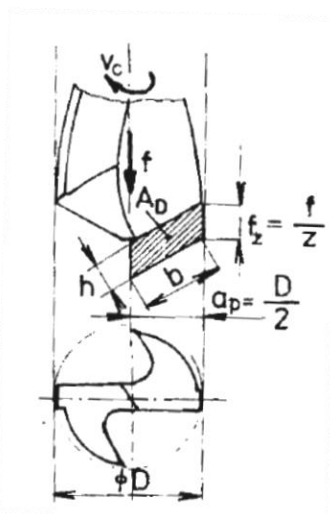


Obr. 6: Frézování válcovou a čelní frézou [1]

3.3.3 Vrtání

Vrtání patří mezi nejběžnější operace obrábění. Je to technologický způsob výroby otvorů jedno nebo vícebřítým nástrojem. Hlavní řezný pohyb je rotační, vedlejší řezný pohyb je přímočarý posuvový pohyb a obvykle ho vykonává řezný nástroj (Obr. 7). Pro technologii vrtání je vždy významný poměr délky otvoru k průměru díry (L/D),

podle kterého se pak rozlišuje, jestli se jedná o vrtání krátkých otvorů nebo o vrtání dlouhých otvorů. Existují tři základní aplikační postupy vrtání, a to vrtání zplna, vrtání na jádro a vrtání předvrtaného otvoru [1]. Vrtací nástroje jsou opatřeny jedním nebo více břity, které mají jednu nebo více šroubovitých nebo přímých drážek pro obvod třísek. Nejběžnějším nástrojem pro vrtání je šroubovitý vrták, který má umístěno příčné ostří v ose vrtáku a za předpokladu symetrického naostření dochází k vyrovnání pasivních složek řezné síly, takže nástroje vykazují dobrý samostředící efekt. Šroubovité vrtáky jsou vyráběny jako monolitní nebo jako vrtáky se vyměnitelnými břitovými s destičkami [1].

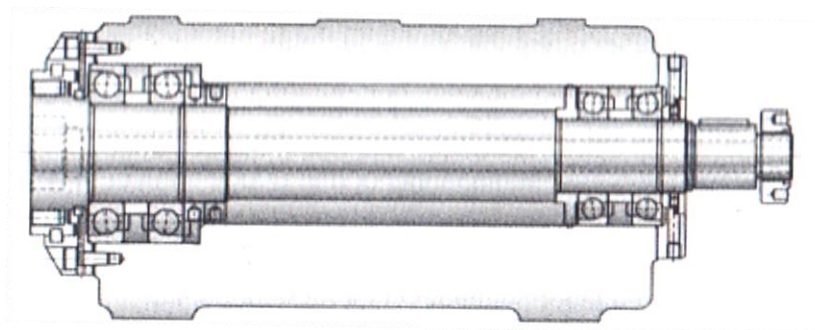


Obr. 7: Záběrové podmínky nástroje při vrtání – průřez třísky [1]

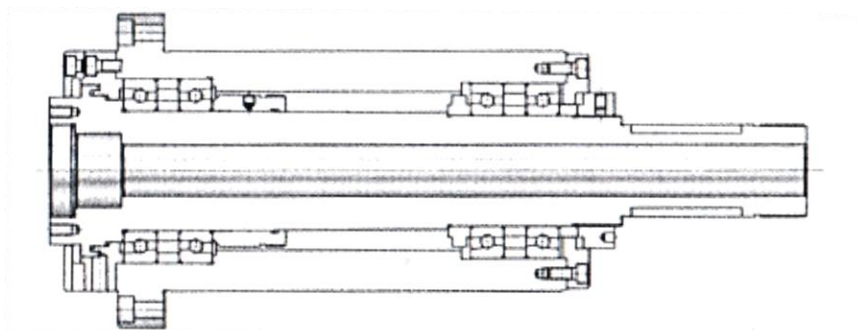
4 Vřeteník horizontální vyvrtávačky a jeho hlavní komponenty

Vřeteník je definován jako konstrukční uzel skříňového (obr. 8) nebo tubusového (obr. 9) tvaru. Jeho hlavní úlohou je zabezpečit přesný rotační pohyb obrobku nebo nástroje. U vyvrtávacích strojů zabezpečuje rotační pohyb nástroje. Přesný rotační pohyb je takový, při kterém se pohyby jednotlivých bodů dráhy nástroje pohybují po dráze, která se liší se od kružnice jen v určitých předepsaných tolerancích.

Vřeteník je komplexní systém, který obsahuje kompletní uzly a mechanismy uložení a náhonu vřetena. A tento systém svým uložením, typem skříně, pohonem, kinematickou vazbou velmi důležitý konstrukční uzel, který velmi ovlivňuje přesnost a výkonnost stroje. Když se navrhuje obráběcí stroj, je návrh komponentů vřeteníku jeden z nejdůležitějších uzlů stroje. Nejobtížnější je návrh systému uložení vřeteníku, kde je výpočet tuhosti řešením staticky neurčitého systému díky velkému počtu obvykle použitých ložisek [2], [4].



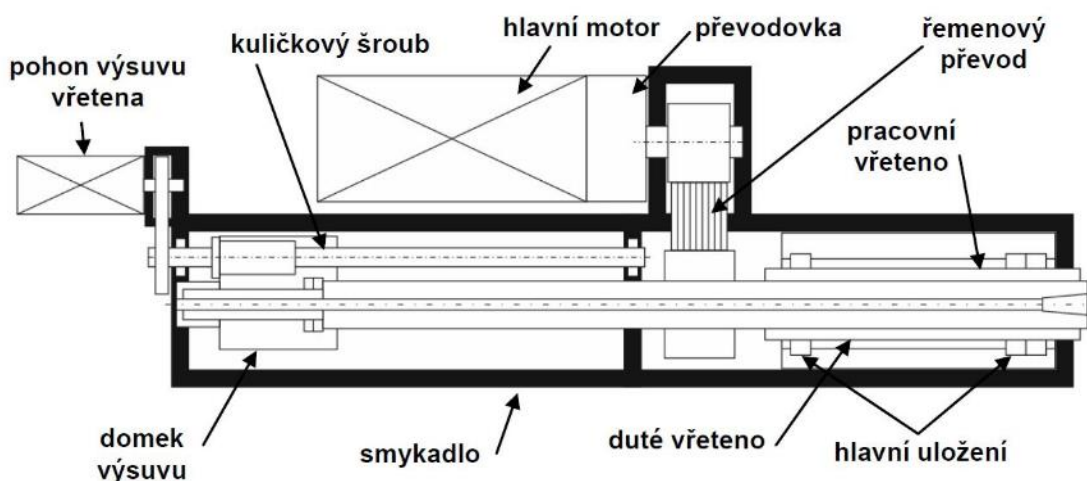
Obr. 8: Vřeteno skříňového provedení [2]



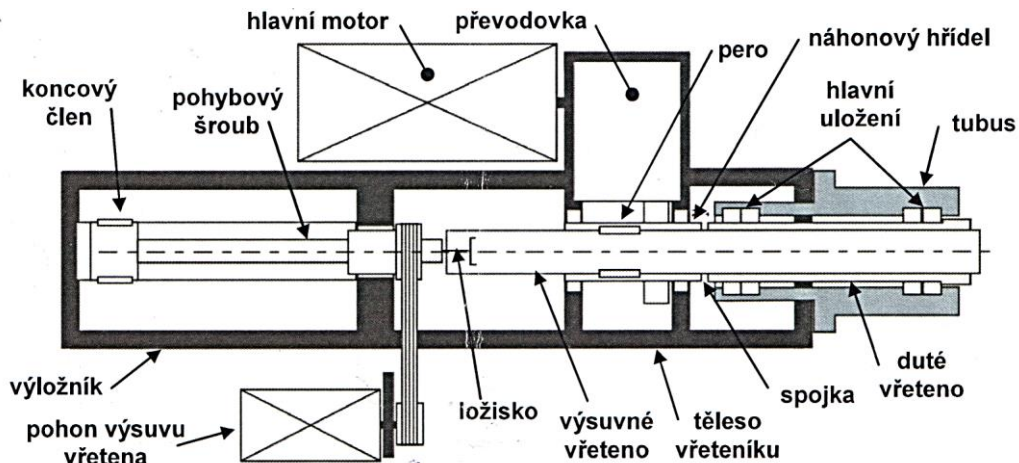
Obr. 9: Vřeteno v tubusovém provedení [2]

4.1 Stavba vřeteníku horizontální vyvrtávačky

Vřeteník horizontky se skládá z jednotlivých částí a vnějších periferií. Základní části vřeteníku jsou pohon vřetene, výsuvné vřeteno s nástrojovým rozhraním, dutá hřídel (pro uložení a vedení výsuvného vřetena), uložení duté hřídele, systém výsuvu vřetena, systém upínání nástroje, přívody řezného média a skříň vřeteníku. Dále může být vřeteník vybaven pomocnými systémy, např. chlazením pohonu a jednotkou pro monitoring stavu uzlu [4]. Hlavní pohon je umístěn obvykle mimo osu vřetena (pokud se nejedná o koaxiální provedení vřeteníku). Pohon pro výsuv pracovního vřetena je v umístěn v zadní části vřeteníku. Ve většině případů je výsuv realizovaný kuličkovým šroubem (obr. 10 a 11), který posouvá domek výsuvu vedený na lineárním vedení. V přední tělesa vřeteníku je hlavní uložení dutého vřetena, ve kterém je uloženo výsuvné pracovní vřeteno [2], [4].



Obr. 10: Schéma vřeteníku [21]



Obr. 11: Schéma vřeteníku [21]

Přední konec vřetena je normalizován tak, aby se do vřetena dal vložit nástrojový držák. Podle nástrojových držáků je pak upravena dutina vřetena. K uvolňování nástroje slouží hydraulický válec, která je buď vestavný nebo nastavný v rotační jednotce umístěné na zadním konci vřetena. Rotační jednotka se stará o přívod chladicí kapaliny a oleje.

Horizontální vyvrtávačky mají vřeteník nevýsuvný (obr.12) nebo výsuvný (obr.13). Nevýsuvný vřeteník se obvykle používá u strojů, které mají pohyblivý stojan v ose Z.



Obr. 12: Horizontka s vřeteníkem ve výsuvném smykadle [7] Obr. 13: Horizontka s nevýsuvným vřeteníkem [8]

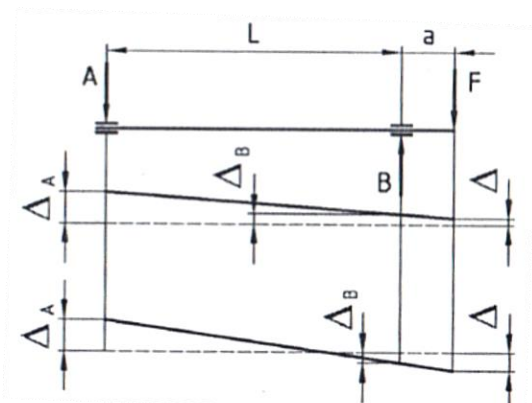
4.2 Požadavky kladené na vřeteno

Vřeteno je klíčový prvek obráběcího stroje, proto jsou na něj kladeny tyto požadavky:

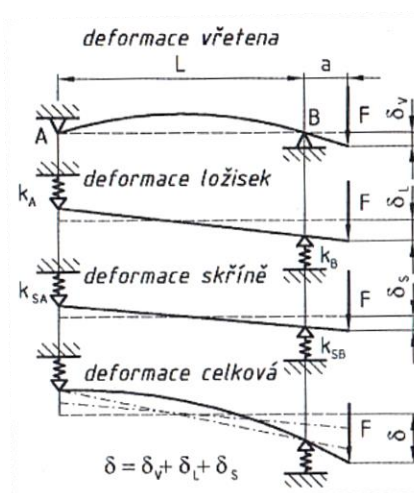
- přesný chod – je dán velikostí radiálního a axiálního (obr. 14);
- dokonalé vedení – vřeteno nesmí měnit v prostoru svoji polohu, pokud mění svůj směr a smysl zatížení;

- minimální zdroje tepla – nežádoucí je nadměrné oteplování ložisek a velký ztrátový výkon pohonu vřetena;
- maximální tuhost – deformace změna polohy vřetena negativně ovlivňují přesnost práce obráběcího stroje (obr. 15);
- dobré tlumení celého vřetena;
- vysoká dynamika – rychlé naběhnutí na pracovní otáčky a rychlé zastavení vřetena;

Radiální a axiální házení se měří na té ploše vřetena, která má přímý vliv na přesnost upnutého nástroje nebo obrobku. Radiální házení se skládá ze tří dílčích házení. Zaprvé otáčením vřetena, kdy osa vřetena při otáčení mění svoji polohu v důsledku odlišné polohy osy vnějšího a vnitřního kroužku jednoho nebo více ložisek. Druhé dílčí házení je dáno nesouosostí plochy na vřetenu s osou otáčení a třetí neokrouhlým tvarem měřené funkční plochy. Axiální házení se měří na čelní ploše vřetena a je způsobena buď axiálním házením ložisek nebo nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose otáčení [2], [18].



Obr. 14: Vliv házení ložisek na přesnost chodu





Obr. 15: Deformace vřetena – vliv tuhosti vřetena, ložisek a skříně [2]

4.3 Hlavní uložení

Vzhledem k tomu, že na volbě uložení pracovního vřetena je silně závislá pracovní přesnost stroje, je volba uložení vřetena velmi důležitá. Proto je na uložení vřetene tyto požadavky: přesnost, tuhost, dlouhá životnost, nízká cena, vysoké tlumení, minimální vývin tepla, nezávislost tuhosti a přesnosti ložiska na přenášeném výkonu a pracovních otáčkách.

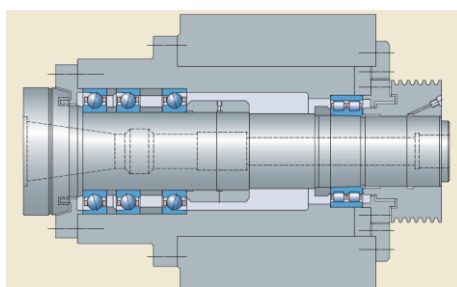
Principiálně existuje pět způsobu uložení vřetena: hydrodynamické, hydrostatické, aerostatické, valivé, uložení v magnetickém poli. Nejčastěji se užívají valivá ložiska,

kteřá mají vysokou provozní spolehlivost, malý součinitel tření, který téměř nezávisí na rychlosti, a malou stavební šířku. Jsou tuhá a bezvůlová. Tuhost lze řídit velikostí předpětí. A pokud je potřeba, lze je vyměnit. Nevýhodou je však jejich vysoká cena a citlivost na přesnou montáž a správné provozní podmínky. Jako materiál se u ložisek používá buď ložisková ocel (100Cr6) nebo nitrid křemíku (konstrukční keramika), který má lepší parametry. Výhodou keramiky odolnost proti korozi, menší tepelná vodivost, menší hustota a větší modul pružnosti. To však zvyšuje cenu ložisek. Proto se používají hybridní ložiska. Kde je část ložiska vyrobena s oceli (kroužky) a část z nitridu křemíku (valivé elementy) (obr. 16) [2], [4], [12].

Materiál ložiska	Výkon	Cena
 ocelové ložisko		
 hybridní ložisko		
 keramické ložisko		

Obr. 16. Materiál valivých ložisek a porovnání ceny s výkonem [18]

U valivých uložení vřeten se používají nejčastěji speciální vřetenová kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, válečková ložiska a axiální obousměrná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Pro uložení vřeten se používají kombinace těchto ložisek, kdy se jejich sestava volí podle typu stroje a tím požadavků na tuhost, maximální otáčky a velikost zatížení (tab. 1). Kombinace více kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a válečkového dvouřadého se používá pro relativně malé otáčky a velké radiální zatížení na straně pohonu. Příkladem tohoto uložení je třeba uložení vřetena soustruhu (obr. 17) nebo vyvrtávacího stroje. Na konci vřetena působí velká kombinovaná zatížení a tím je požadován velká tuhost a únosnost [2], [15], [18].



Obr. 17 Řemenem poháněné vřeteno CNC soustruhu [15]

Tab. 1: Uspořádání ložisek: porovnání použití a výkonových údajů

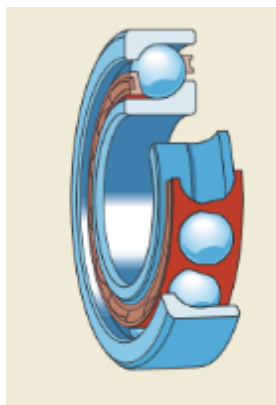
uspořádání ložisek		typické použití	způsobilost otáček %	tuhost systému %		zatížitelnost %		teplotní chování hodnocení	
vpředu	vzadu			axiální	radiální	axiální	radiální	provozní teplota	citlivost teplota
==≥	==	univerzální	50	100	100	60	100	★☆☆☆☆☆	★☆☆☆☆☆
<<>>	==	broušení	72	65	100	75	50	★★☆☆☆☆	★★☆☆☆☆
<<>	==	soustružení	65	44	86	75	47	★☆☆☆☆☆	★★☆☆☆☆
<<>	<>	soustružení, broušení	65	44	84	75	44	★★☆☆☆☆	★☆☆☆☆☆
<>	=	dřevo, motor	75	32	79	35	42	★★★☆☆☆	★★★☆☆☆
<>	<>	vrtání, motor	75	32	77	35	40	★★★☆☆☆	★★★☆☆☆
<>	⊖	motor	75	32	59	35	38	★★★☆☆☆	★★★☆☆☆
<	>	frézování, vrtání	85	30	62	35	22	★★★★☆	★★★★☆
<<	>>	frézování, vrtání, univerzální	80	61	95	75	44	★★★★☆☆	★★★★☆☆
<<<	>>>	frézování, vrtání, univerzální	75	76	98	100	46	★★★☆☆☆	★★★★☆☆
<	≈>	motor	100	23	60	30	27	★★★★★	★★★★★
<<	≈>>	motor	100	46	92	60	52	★★★★★	★★★★★
<≈>	≈>	motor	100	25	89	25	60	★★★★★	★★★★★
<≈>	⊖	motor	100	23	58	30	42	★★★★★	★★★★☆☆
<≈>	=	motor	80	23	82	30	46	★★★★★	★★★★☆☆
<<≈>	≈>	motor	100	46	93	50	65	★★★★★	★★★★☆☆
<<≈>>	≈>>	motor	100	48	98	48	65	★★★★☆☆	★★★★☆☆

Vysvětlivky znaků: 100 = optimální,
 ★☆☆☆☆☆ velmi nepříznivé, ★★★★★★ velmi dobré
 < vřetenové ložisko, = jedno == a dvouřadé válečkové ložisko, ≥ 2344.., ⊖ ložisko FD, ≈ pružina
 Údaje jsou směrné hodnoty, vztažené k vřetenu o průměru hřídele d = 70 mm, vzdálenosti ložisek L = 3d a konzole A = L/2

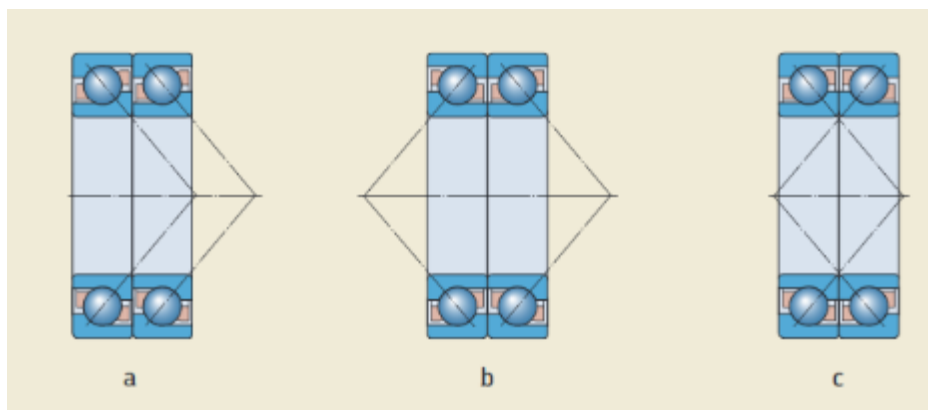
4.3.1 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem (obr. 19) mají oběžné dráhy vnitřních a vnějších kroužků vzájemně vůči sobě přesazené ve směru osy ložiska. Schopnost přenášet axiální síly zaleží na úhlu styku. Úhel styku je definován jako úhel, který svírá spojnice stykových bodů kuličky a oběžných drah v radiální rovině, ve které je přenášeno zatížení z jedné oběžné dráhy na druhou, a kolmice na osu ložiska. Čím větší úhel styku, tím se zvyšuje schopnost přenášet větší axiální síly. Tato ložiska jsou vhodná pro přenos radiálního i axiálního zatížení. Samotné ložisko dokáže přenášet axiální zatížení pouze v jednom směru, a proto se musí umístit proti dalšímu ložisku. Pro zvětšení schopnosti

přenést zatížení se ložiska párují. Uspořádání párů je buď do takzvaného tandemu, „O“ nebo „X“. Při uspořádání do tandemu (obr. 20a) rovnoměrně rozdělíme axiální a radiální zatížení mezi obě ložiska, avšak axiální zatížení lze přenášet pouze jedním směrem a proto musí být upnuta proti dalšímu, třetímu ložisku. Uspořádáním do „O“ (obr. 20b) zachytíme axiální zatížení v obou směrech, ale axiální sílu zachycuje pouze jedno ložisko. Toto uspořádání vykazuje vyšší tuhost při zachycení klopných momentů. Uspořádáním do „X“ (obr. 20c) dosáhneme podobného výsledku jako u „O“, ale nedokáže tak dobře zachytávat klopné momenty. Uspořádáváním do větších sad zvětšujeme axiální a radiální tuhost [2], [13], [15].



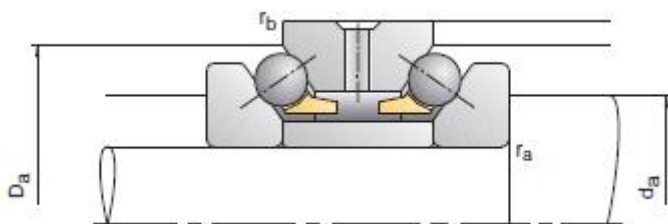
Obr. 18: Kuličkový ložisko s kosoúhlým stykem od firmy SKF [13]



Obr. 19: Metody uspořádání páru ložisek kuličkové s kosoúhlým stykem [13]

4.3.2 Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

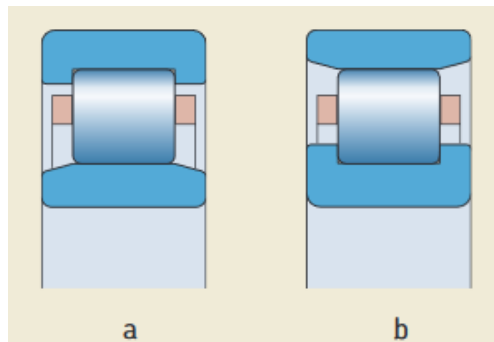
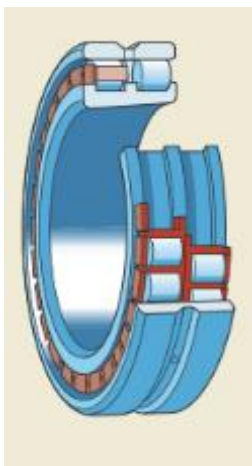
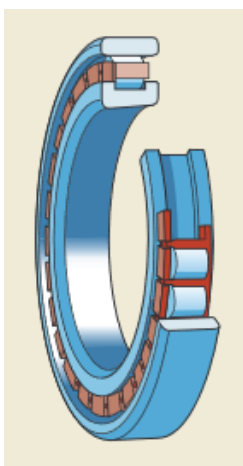
Skládají se ze dvou nerozebíratelných jednořadých axiálních kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem se stykovým úhlem obvykle 60° uspořádaných zády k sobě (obr.21). Jsou axiálně předepnutá a vyrábějí se vyhraně jako přesná ložiska. Mají vysokou axiální zatížitelnost a tuhost a díky tomu dokážou zachycovat velké axiální síly. Montují se často společně s válečkovým dvouřadým válečkovým ložiskem ve variantě NN [2], [15], [16].



Obr. 20: Axiální obousměrné kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [16]

4.3.3 Válečková ložiska

Válečková ložiska složí pro přenášení velkých radiálních zatížení. Válečkové má vždy jeden kroužek s tzv. “otevřenými“ vodicími přírubami (obr. 22). Kroužek s vodicími přírubami spolu s klecí a válečky lze oddělit od druhého kroužku. Používají se buď jednořade nebo dvouřadé. Tato ložiska se používají buď variantě NU (dvouřadé NNU) (obr. 24a), kde vnitřní kroužek nemá vodicí příruby nebo ve variantě N (dvouřadé NN) (obr.23 a 24b), kde vnější kroužek nemá vodicí příruby. [2] [14] [15]



Obr. 21:
 Válečkové ložisko
 typ N od firmy SKF
 [14]

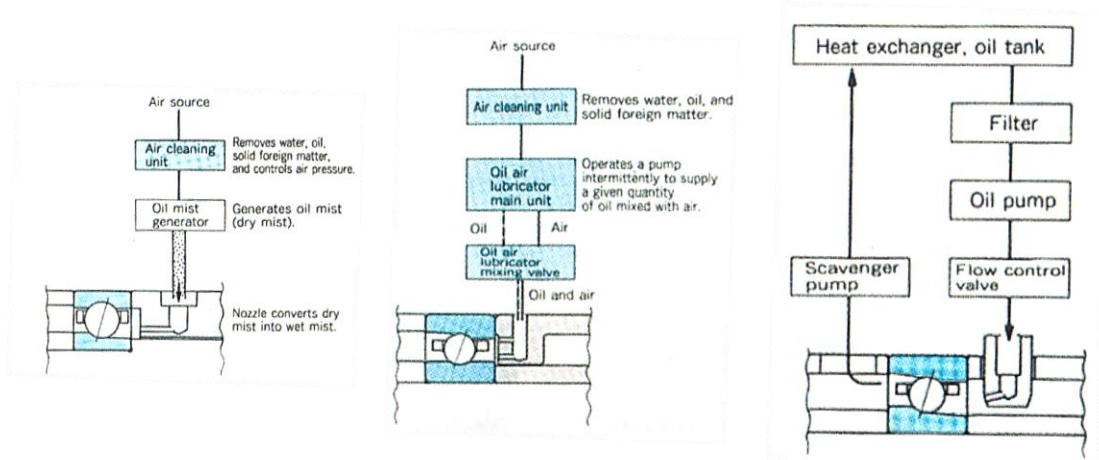
Obr. 22: Dvouřadé
 válečkové ložisko typ
 NN od firmy SKF
 [14]

Obr. 23: Válečkové ložisko od firmy SKF a)
 Typ NU b) typ N [14]

4.3.4 Mazání valivých ložisek

Mazání se u ložisek používá k redukci tření a tím snížení opotřebení vlivem styku valivých elementů s vnitřním a vnějším kroužkem. Mazáním prodlužujeme životnost ložisek, zmenšujeme možnost mechanického poškození. Při vysokých otáčkách vzniká v ložisku teplo. Část tohoto tepla je odvedena přes okolní konstrukci stroje a část se odvádí přes mazání. Nejpoužívanější mazání u ložisek je mazání tukem, kde trvanlivost tuku závisí na množství, typu ložiska, otáčkách, teplotě a namontovaném stavu. Mazání

olejem se používá pro vyšší otáčky vřetena. Existují tři způsoby mazání, a to olejovou mlhou (obr. 25), systém olej – vzduch (obr. 26) a mazání olejem pomocí trysky (obr. 27).



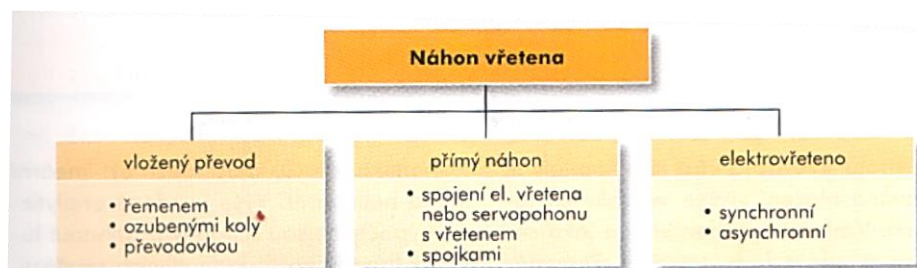
Obr. 24: Mazání olejovou mlhou [2]

Obr. 25: Mazán olej – vzduch [2]

Obr. 26: Mazán olejem [2]

4.4 Hlavní pohon

Abychom dosáhli požadovaných řezných parametrů při obrábění, musí mít vřeteno správně dimenzovaný pohon, tj. motor s ev. navazující soustavou převodů. Pohon lze realizovat (obr. 28) buď jako přímý pohon nebo pohon s vloženým převodem. Přímý náhon se používá spíše pro vysokorychlostní obrábění kvůli potřebě dosažení vysokých otáček. U horizontálních vyvrtávaček se přímý náhon většinou nepoužívá. To je dáno technologickým využitím stroje, které vyžaduje spíše velké momenty než velké otáčky.



Obr. 27: Způsoby náhonu vřetena [2]

4.4.1 Pohon s vloženým převodem

Jedná se o pohon, který je obvykle umístěn mimo osu vřetena. Přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno se provádí řemenem, ozubenými koly nebo převodovkou. S těchto konstrukčních prvku se tvoří kinematický řetězec [2], [4].

Řemeny

Řemenový převod slouží přenosu malých až středních výkonů mezi rovnoběžnými hřídeli o malých, středních i velkých osových vzdálenosti. Hnací a hnaná řemenice jsou pevně uloženy na hřídelích a jsou propojeny předepjatým řemenem. Převod je u plochého a klínového řemene realizován pomocí třecích sil, tj. silového spojení řemene a řemenice. Řemenové převody dělíme podle profilu řemen na řemeny ploché, klínové, kruhové a synchronní. Výhody řemenového převodu klínovými řemeny jsou:

- použití na velké osové vzdálenosti a schopnost pracovat při vysokých otáčkách,
- plynulý a bezhlučný chod,
- tlumení rázů a chvění,
- možnost pohánět více hnaných řemenic od jedné hnací,
- při přetížení konají funkci pojistné spojky,
- jednoduchá konstrukce, cena, snadná údržba a levný provoz.

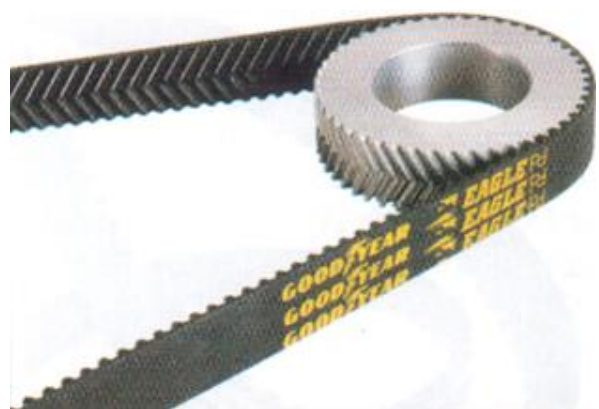
Nevýhodou jsou:

- nestálost převodového poměru vinou pružného skluzu řemene,
- předpětí řemenu způsobuje větší namáhání hřídele a ložisek,
- menší mechanická účinnost a menší životnost [9], [11].

U obráběcích strojů se používají převážně klínové řemeny (obr. 29) a synchronní řemeny. Základním materiálem u klínových řemenů je dnes polychloropren, který disponuje vynikajícími třecími vlastnostmi. Synchronní řemeny (obr. 30) mají tažnou část opatřenou příčnými zuby a používají pro spolehlivé zachování uhlové polohy spojovaných hřídelů [2].



Obr. 28 Klínové řemen a řemenice firmy Gates [20]



Obr. 29 Synchronní řemen se šípovým ozubením firmy Goodyear [2]

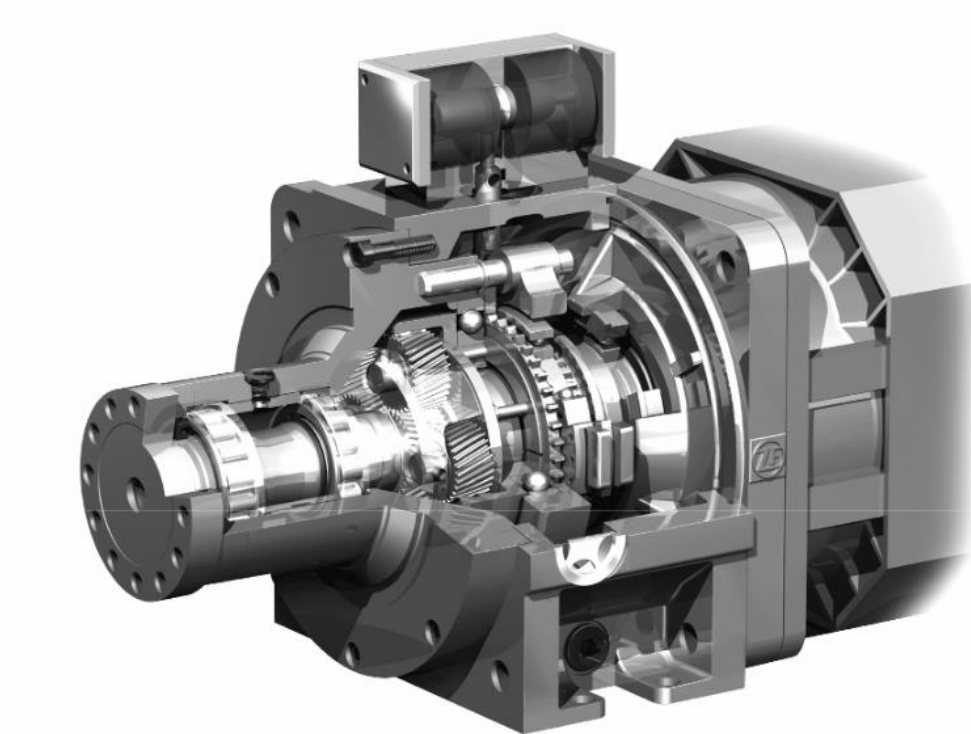
Ozubené převody

Ozubený převod funguje na principu přenosu sil přes tvarový kontakt dvou spoluzabírajících kol. Tato dvojice vytváří mezi relativně blízkými hřídeli kinematickou a silovou vazbu. Typy soukolí se dělí podle mnoha hledisek: podle relativního vzájemného pohybu, podle vzájemné polohy os, podle vzájemné polohy kol, podle obvodové rychlosti a podle velikosti převodového poměru [9].

Výhodou ozubeného soukolí jsou relativně malé rozměry a kompaktnost, spolehlivost a životnost, dobrá mechanická účinnost, stálost převodového poměru, lze použít na velké výkony (až 100 MW) do obvodové rychlosti až 150 ms^{-1} , možnost velkých převodových poměrů, malá náročnost na údržbu, krátkodobá přetížitelnost. Nevýhodou je složitost výroby a cena, hluk a chvění, které vzniknou při nesplnění požadovaných podmínek a tuhá vazba členů [9].

Ozubeného soukolí má sice z určitého pohledu lepší parametry než řemenový převod, ale nevýhodou je vyšší cena výroby a problém s překonání velké osové vzdálenosti mezi výstupem z převodovky a vřetenem. Řešením je využití třech ozubených kol. Uložení prostředního kola zvyšuje složitost konstrukce. Použití řemenového převodu je tomto případě levnější a konstrukčně méně složitější řešení, teda pokud nepřenášíme větší rezné výkony [2], [9].

Převodovky obsahují sestavu ozubených kol a hřídelů. Často používanou variantou pro pohon vřeten obráběcích strojů je planetová převodovka. U planetové převodovky konají osy některých ozubených kol krouživý pohyb okolo hlavní osy převodu. Tato kola se nazývají satelity a vůči rámu konají pohyb planetový (obr. 31). Hlavní neboli centrální osa je přímka, která protíná osy vstupního a výstupního hřídele, které jsou vždycky sousedé. Těmito převody lze dosáhnout velkých převodových poměrů. U obráběcích strojů se často setkáváme právě s planetovou převodovkou. Užívají se i další speciální mechanické jako jsou cykloidní, harmonické a excentrické [2], [9].



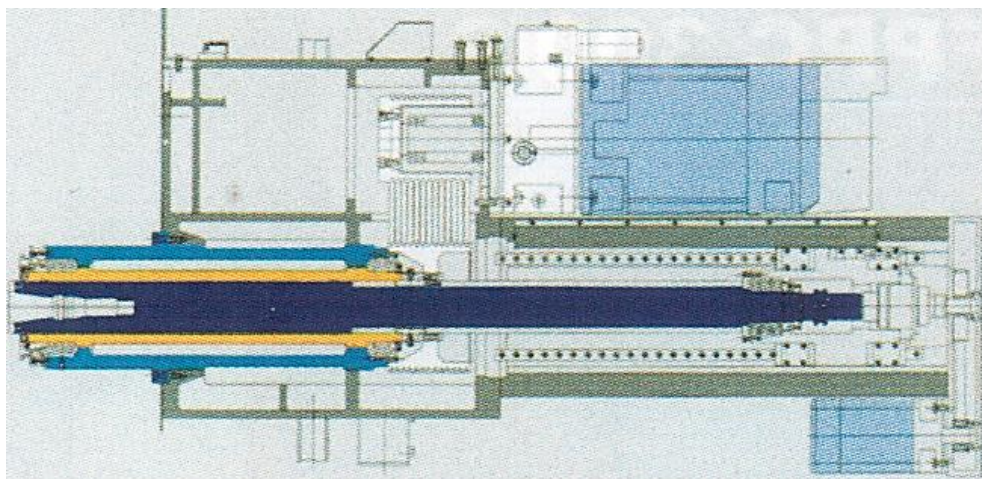
Obr. 30: Dvoustupňová planetová převodovka od firmy ZF [19]

4.4.2 Konstrukční varianty pohonu

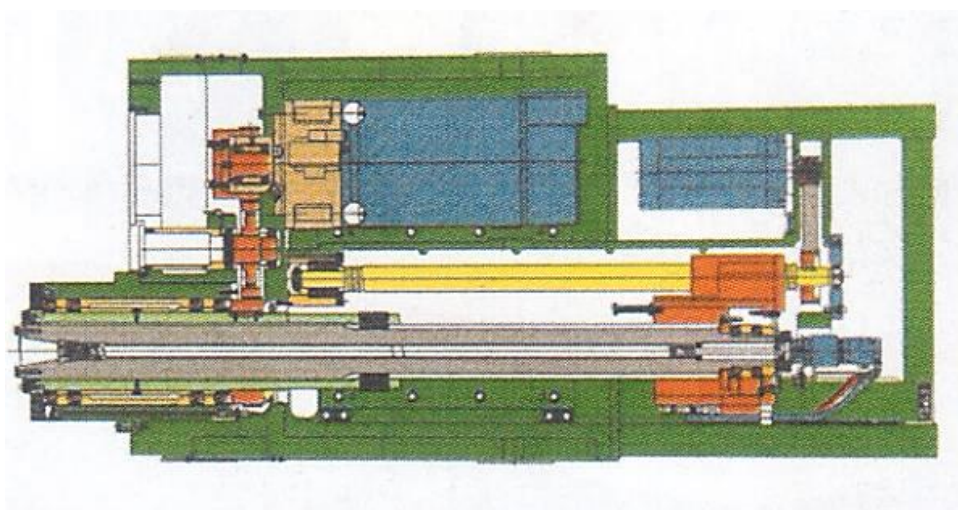
Při volbě pohonu u horizontálních vyvrtávačů strojů se řeší, jestli je lepší konstrukčně navrhnout celý převod do skříně vřeteníku, nebo koupit ředitelnou převodovku a zvolit k tomu vhodný pevný převod. Oba způsoby mají své výhody a nevýhody [2].

Využití kupované převodovky

Na trhu se nachází celá řada vhodných převodovek, ale u vyvrtávacích strojů se dobře hodí z důvodu kompaktních rozměrů a potřebné velikosti převodů planetová převodovka. Firma ZF uvádí na trhu řadu planetových dvoustupňových řaditelných převodovek, která je uzpůsobena pro připojení elektromotoru od firmy Siemens přes příruby, a jsou konstruované právě pro obráběcí stroje. Na výstupní přírubu se pak vloží pevný převod, který může být řešen řemenovým převodem (obr. 32) nebo dalším ozubeným soukolím (obr. 33) [2], [9].



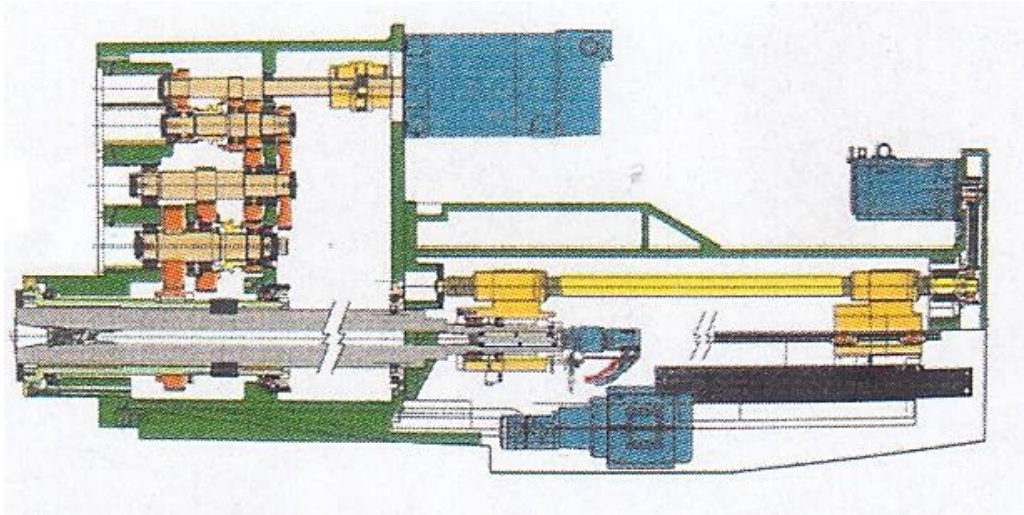
Obr. 31: S řemenem jako stálým převodem [2]



Obr. 32: S ozubeným soukolím jako stálým převodem [2]

Integrovaná převodovka vlastní konstrukce

Navrhnutím celého převodového ústrojí do skříně můžeme dosáhnout přesného převodového poměru (resp. otáčkové řady), který požadujeme (obr. 34). U kupované převodovky se musíme smířit tím, že převodový poměr nebude nikdy úplně, tak jak požadujeme, a jsme limitováni výrobcem převodovky. Výstup z elektromotoru na vstupní hřídel převodovky je realizován spojkou a v konstrukci se pak neobjevuje řemenový převod. Tento způsob je složitější na konstrukci skříně vřetená, kde je převod uložen. Celé ústrojí má lepší účinnost a je vhodné pro přenášení velkých řezných výkonů [2], [9].



Obr. 33: Převodovka ve skříni vřetena [2]

Elektrovřetenno

Další možností jak řešit náhon vřetena je tzv. elektrovřetenno. Jedná se o přímý pohon bez vloženého převodu. Ten je tvořen rotorem motoru nalisovaným na dutou hřídel. Statorové vinutí s vodním chlazením je umístěno ve vnějším plášti. Tento způsob řešení u horizontálních vyvrtávaček není moc častý, neboť se jedná o dražší způsob než klasické řešení nepřímým náhonem. Též maximální výše krouticího momentu na výstupu je omezena konstrukcí motoru (nedochází k navýšení momentu pomocí vložených převodů) Výhodou je však menší množství dílů a tím jednodušší konstrukce. Na trhu toto řešení nabízí firma Fermat s elektromotorem Bosch (obr. 35). [2] [10]



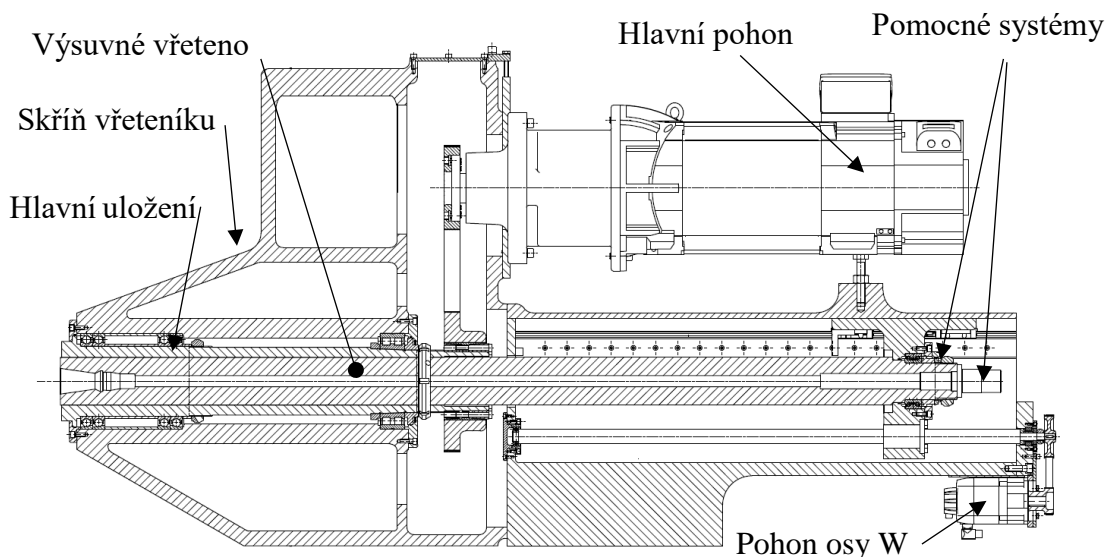
Obr. 34: Elektrovřetenno horizontky Fermat [10]

4.5 Volba vlastního řešení

Při volbě konstrukčního řešení byl brán zřetel na zadání. Volba elektrovřetena je nevhodná vzhledem k požadavkům na maximální krouticí moment, a i cenově se jedná o dražší variantu než ostatní. Řezné výkony nejsou tak velké, aby volila varianta integrované převodovky, a proto je konstrukčně méně náročné, a i levnější využít kupovanou převodovku. Na trhu se nachází vhodné převodovky, které jsou konstruované pro obráběcí stroje. Jako pevný převod lze použít řemen kvůli malým otáčkám. Konstrukčně se jedná o jednodušší variantu než použití ozubených kol. Proto byla zvolena varianta za využití kupované převodovky se stálým řemenovým převodem.

5 Popis konstrukce

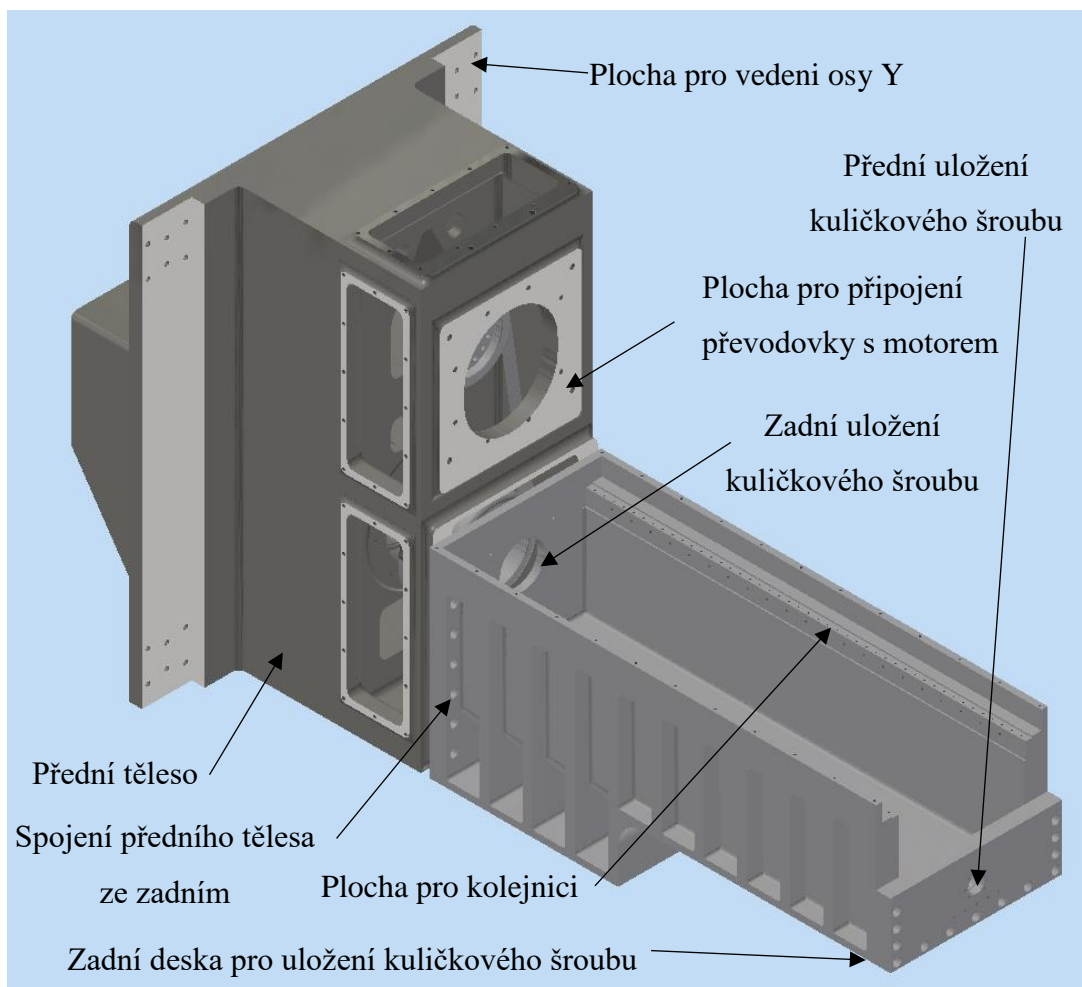
Navržená konstrukce vřeteníku se skládá z těchto hlavních skupin: skříň vřeteníku, pohon, hlavní uložení, výsuvné vřeteno a pomocné systémy (viz obr. 36). V této kapitole je konstrukční řešení popsáno. Kontrolní a návrhové výpočty jednotlivých hlavních komponent jsou uvedeny v navazující kapitole.



Obr. 35: Podélný řez sestavou s vyznačenými s hlavními skupinami

5.1 Skříň vřeteníku

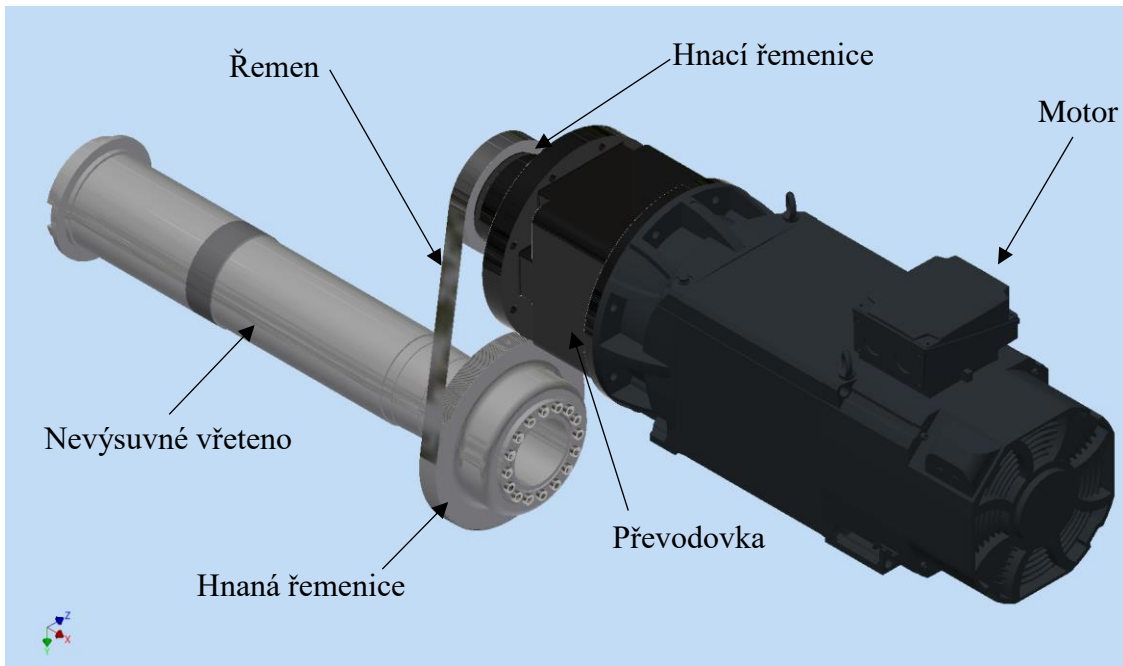
Celý vřeteník je umístěn ve skříni. Skříň je uvažována v centrálním provedení (vedení osy Y jsou na obou stranách vřeteníku) bez výsuvného smykadla. Konstrukce je provedena sešroubováním dvou těles ze šedé litiny: tělesa hlavního uložení a tělesa výložníku (obr. 37). Na konci zadního tělesa je přišroubovaná deska pro uložení kuličkového šroubu.



Obr. 36: Těleso skříně vřeteníku sešroubovaní z odlitých těles

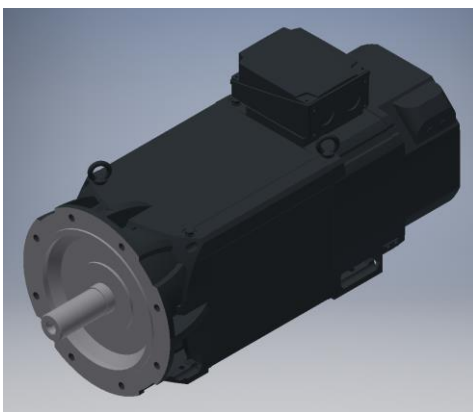
5.2 Hlavní pohon

Hlavní pohon je tvořen asynchronním motorem Siemens s připojenou dvoustupňovou řaditelnou převodovkou ZF. Z jejího výstupního hřídele je krouticí moment přenesen na dutou hřídel řemenovým převodem s konstantním převodovým poměrem do pomala (obr. 38).

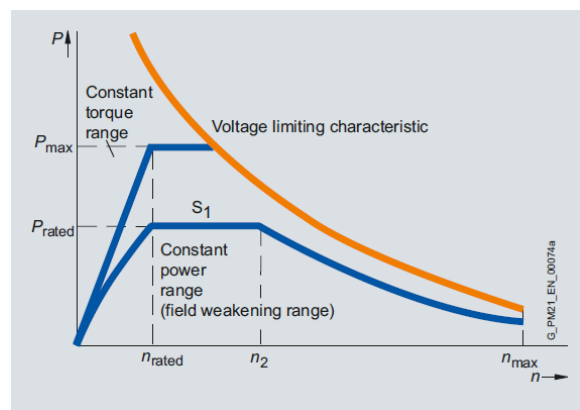


Obr. 37: Komponenty hlavního pohonu

Zdrojem výkonu vřeteníku je asynchronní motor 1PH8186-1AC03-0CA1 (obr. 39) s cizím chlazením od firmy Siemens. Jedná se o motor vhodný pro obráběcí stroje díky svým vlastnostem: má velmi dobrou výkonovou charakteristikou (obr. 40), má nízkou hlučnost, má potřebný výkon a dobré zástavbové rozměry. Na obr. 40 je vykreslena výkonová charakteristika kde je maximální výkon $P_{\max}=35\text{kW}$, jmenovité otáčky $n_{\text{rated}} 700 \text{ ota/min}$, maximální otáčky $n_{\max}=3000 \text{ ota/min}$ a maximální krouticí moment $M_{k_{\max}}=478 \text{ Nm}$.



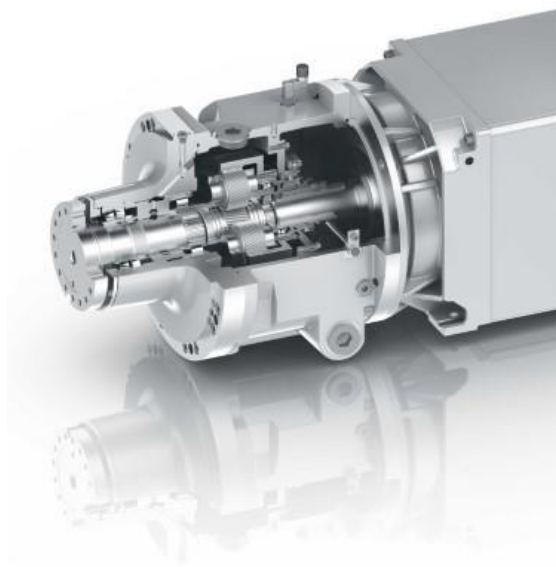
Obr. 38: Asynchronního motoru 1PH8186-1AC03-0CA1 a jeho hlavní parametry



Obr. 39: Výkonová charakteristika motoru [23]

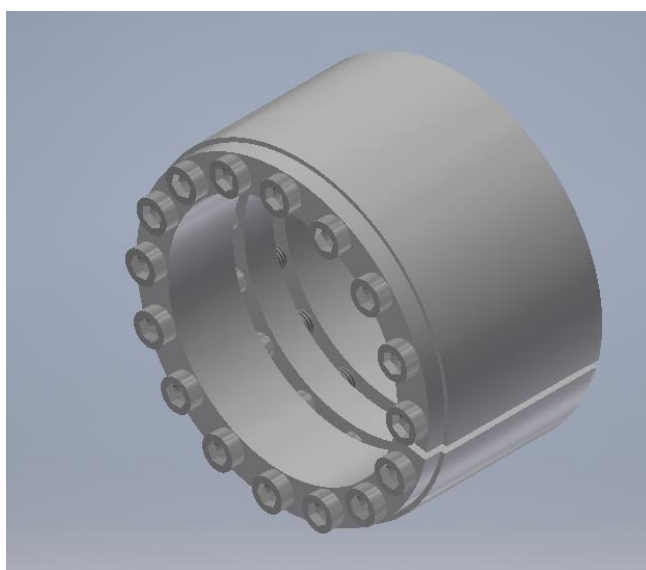
Motor bude připojen k planetové dvoustupňové převodovce ZF 2K801 (Obr. 41). Převodovka umožňuje řadit dva stupně s převodovými poměry $i=1$ a $i=4$. Převodovým poměrem $i=1$ získáme vyšší otáčky a změnou na převodový poměr $i=4$ zvětšíme výstupní

kroučící moment. Převodovka je připevněna přes přírubu k tělesu vřeteníku. Příruba je posuvná a pomocí tlačného šroubu umožňuje napnutí řemenu.



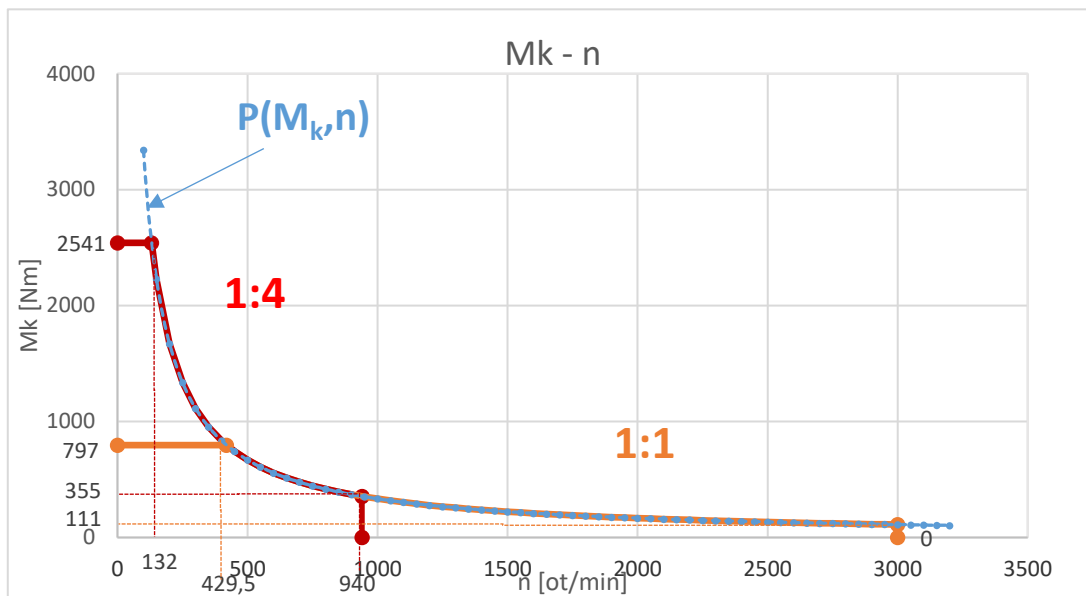
Obr. 40 převodovka ZF 2K801 Standart

Z převodovky je poháněna dutá hřídel řemenovým převodem klínovým řemenem. Řemenový převod má stálý převodový poměr $i_f = 1,67$. Řemenice je připevněna na konci nevýsuvného vřetená hřídelovým samostředícím pouzdrem RCK 11 (obr. 42), které splňuje požadavky pro přenos potřebného kroučícího momentu.

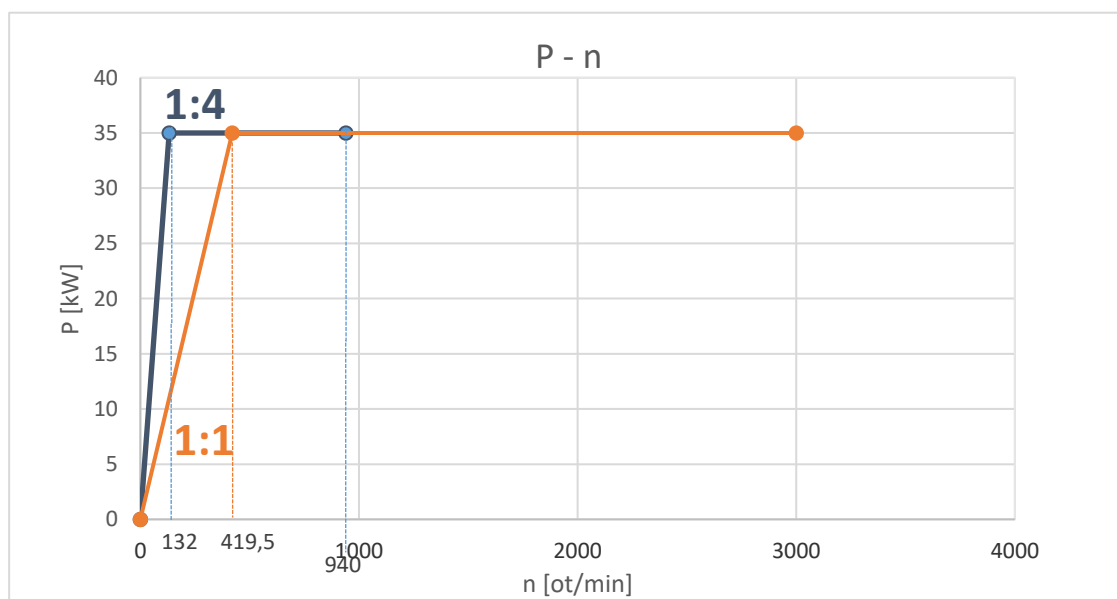


Obr. 41: 3D model pouzdra RCK 11

Takto navržený hlavní pohon má výslednou charakteristiku, která je uvedena na obr. 43 a 44.



Obr. 42: Momentová charakteristika vřetena

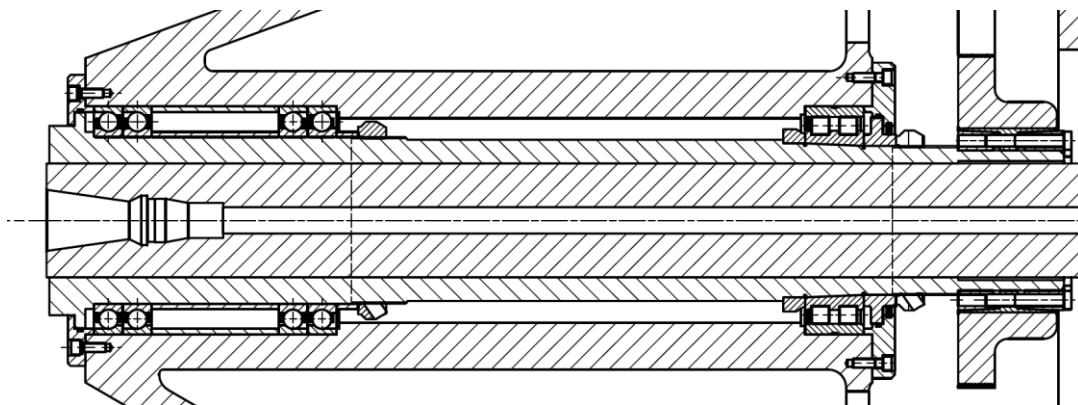


Obr. 43: Výkonová charakteristika vřetena

5.3 Hlavní uložení

Pro hlavní uložení byla zvolena kombinace vřetenových kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a válečkového ložiska (obr. 45). Všechna ložiska jsou uvažována od firmy FAG. Přední konec duté hřídele je uložen ve čtveřici kuličkových ložisek značené dle výrobce HCB71938C.T.P4S, uspořádaných do dvojitého „O“. Jedná se o

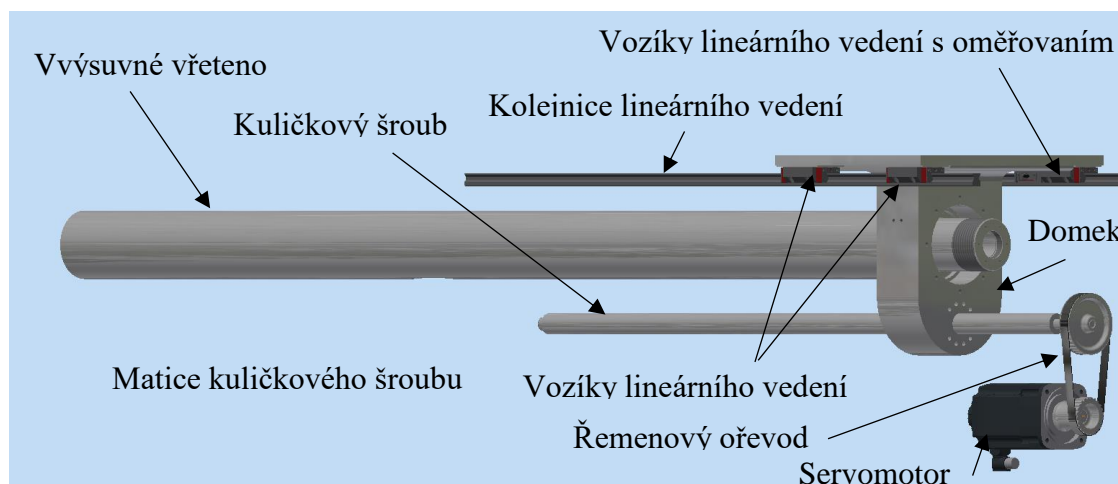
ložisko hybridní, standartní přesnosti lehké řady. Zadní část duté hřídele je uložena ve dvouřadém válečkovém ložisku značené dle výrobce NN3034ASK.M.SP. Jedná se o ložisko střední řady, s per přesné s kuželovou dírou a mosaznou klecí. Všechna ložiska jsou mazána tukem na celou dobu živostnosti. Prostor ložisek je z přední i zadní strany zatěsněn nepřetlakovaným labyrintovým těsněním.



Obr. 44: Hlavní uložení vřetene

5.4 Výsuvné vřeteno a osa W

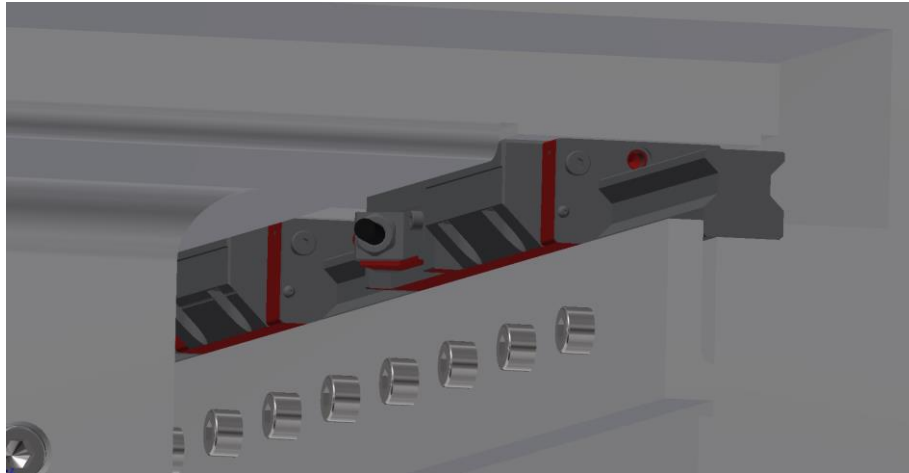
Krouticí moment je z duté hřídele přenášén na výsuvné vřeteno pomocí dvojice přesných per. Výsuv vřetena v ose W je zajištěn kuličkovým šroubem pohánějícím domek s axiálním uložením zadního konce vřetena (obr 46). K domku je připevněn senzor pro měření natočení výsuvného vřetena od firmy Lenord & Bauer.



Obr. 45: Komponenty pohonu osy W

Posuv domku je realizován lineární osou s kuličkovým šroubem a profilovým valivým lineárním vedením. Vozíky lineárního vedení jsou dvě na každé kolejnici. Tyto

komponenty jsou od firmy Schneeberger s odměřováním polohy integrovaným do vedení (obr. 47).



Obr. 46: Vozíky lineárního vedení přimontovány k domku

5.5 Pomocné systémy

Ve vřeteníku jsou zakomponovány také další pomocné systémy pro rozvod chladicího média, přívod hydraulické kapaliny pro odepínání nástroje, přívod tlakového vzduchu pro odfuk kužele nástroje. Za pomoci rotační jednotky je toto zjednodušené provedeno v konstrukci. Vedení médií nejsou rozpracované do detailu, neboť je to nad rámec rozsahu bakalářské práce.

5.6 Postup montáže

Na těleso nevýsuvné hřídele se namontuje přední uložení a pak zadního uložení (válečková ložiska se montují na kalibr). Takto smontovaná sestava hřídele se nasune do předního tělesa ze zadní strany. Nasadí se přední víčko a pak zadní. Nasadí se velká řemenice se samostředícím pouzdem. Výsuvné vřeteno se vloží do nevýsuvného. Díra v nevýsuvném vřetení byla nabroušena podle skutečného průměru výsuvného vřetení. Na zadní těleso se přimontují kolejnice a mechanické dorazy osy W. Zadní těleso se smontuje s předním. Na konec výsuvného vřetení se provede montáž axiálních ložisek. Pod vozíky lineárního vedení se umístí podložky, které se nabrousí dle skutečné vzdálenosti osy vřetení od plochy uložení kolejnic vedení. Pak se namontují vozíky na domek a vloží na kolejnice. Přimontuje se na konec výsuvného vřetení a po vložení víčka se přidělá ozubené kole a senzor na odměřování polohy. Do zadní strany se namontuje ložiskové pouzdro a kuličkový šroub se namontuje do domku a zadního uložení. Provede se připojení energetického řetězu. Namontuje se do desky

axiálně-radiální ložisko a masivní deska se přimontuje k zadnímu tělesu a na šroub. Zajistí se ložisko kuličkového šroubu. Na konec kuličkového šroubu se namontuje řemenice a provede se montáž desky a servomotoru. Namontuje se druhá řemenice na konec servomotoru a přes tlačné šrouby a desku která je přidělaná k masivní desce se napne řemen. Namontuje se víko a zašroubuje se šroub na podepření motoru. Nakonec dojde montáži převodovky a motoru a na konec převodovky se namontuje mala řemenice. Provede se montáž na pevno převodovky k desce, která se slouží napínání řemene přes šrouby přidělané k horní části tělesa a zašroubované do desky. Sroubení dochází napínání řemene. Po napnutí řemene se namontují víka na boku a na horní části předního tělesa.

6 Výpočtová část

V této kapitole jsou uvedeny návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých částí konstrukce. Všechny komponenty jsou uvažovány v provozu vřeteníku dle zadaných parametrů (Tab. 2) a při technologickém zatížení (viz další kapitola).

Tab. 2: Zadané hlavní parametry vřeteníku.

Parametr	Velikost
Max. otáčky n_{vmax}	3000 ot/min
Max krouticí moment M_{kmax}	2500 Nm
Zdvih osy W	800 mm
Průměr pracovního vřetena	130 mm

6.1 Technologické spektrum zatěžujících sil

Všechny dále uvedené návrhové a kontrolní výpočty vycházejí ze spektra zatěžujících technologických sil. Ty jsou odvozeny od uvažované sady nástrojů a časového podílu prací s těmito nástroji. Při návrhu se počítalo s realizací hlavních druhů obráběcích operací, tj. s vyvrtáváním, frézováním a vrtáním. U každé operace se počítá s použitím nástrojů různého (typického) průměru a s definovaným procentuálním využitím (Tab. 3). Pro každý nástroj je dána řezná rychlost, která při známém průměru nástroje určuje též otáčky vřetene. Při dimenzování se počítá s tím, že nástroj bude schopen přenést do řezu maximální výkon a krouticí moment při těchto otáčkách (viz obr. 43). Silové zatížení ložisek je počítáno pro 4 stavy výsuvu vřetena pro každou danou operaci (Tab. 4). Pro návrh pohonu kuličkového šroubu a vedení osy W stavu se počítá s axiální silou a rychlostí posuvu dle Tab. 5.

Tab. 3: Přehled uvažovaného spektra nástrojů a jejich časovému využití.

Technologická operace [mm]	Časové využití operace
Frézování nástrojem Ø200 mm	20 %
Frézování nástrojem Ø125 mm	20 %
Frézování nástrojem Ø80 mm	10 %
Frézování nástrojem Ø32 mm	10 %
Vyvrátávání nástrojem Ø500 mm	15 %
Vrtání nástrojem Ø100 mm	25 %

Tab. 4: Uvažované spektrum výsuvu včetně pro výpočet zatížení ložisek.

Výsuv W [mm]	Procentuální využití [%]
0	20
300	50
550	20
800	10

Tab. 5: Požadované parametry osy W.

Parametr	Hodnota
Axiální síla F_{aw}	12 000 N
Rychlost posuvu v_w	20 m/min

6.2 Návrh pohonů

6.2.1 Hlavní pohon

Zvolený motor 1PH816 má daný tyto parametry:

- Výkon $P = 35$ kW,
- Krouticí moment $M_{kmot} = 478$ Nm
- Nominální otáčky $n_{rated} = 700$ ot/min
- Maximální otáčky $n_{mmax} = 5\,000$ ot/min

Výpočet převodového poměru pro řemenový převod při zaraženém převodu 1:1 :

$$i_{\text{ř}} = \frac{n_{mmax}}{n_{vmax}} = \frac{5\,000}{3\,000} = 1,6 \quad (1)$$

Jedná se převod převodovky, kdy dosáhnou největších otáček na vřetení.

Výpočet krouticí moment na vřetení při zaraženém převodu 1:1 :

$$M_{Kv} = M_{kmot} \cdot i_{\ddot{r}} = 478 \cdot 1,67 = 796,667 \text{ Nm} \quad (2)$$

Výpočet převodového poměru při zařazení převodu 1:4 (převodový stupeň převodovky):

$$i_{p\ddot{r}} = \frac{M_{kvret1}}{M_{kmax}} = \frac{796,667}{2\,500} = 3,1381, \quad (3)$$

Dle vypočítaného převodového poměru byla zvolena dvoustupňová ZF převodovka s převodovým poměrem $i_{p\ddot{r}} = 3,19$.

Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_c = i_{\ddot{r}} \cdot i_{p\ddot{r}} = 1,67 \cdot 3,19 = 5,32 \quad (4)$$

Převodový poměr převodovky se od spočítaného liší (je nepatrně větší) tak maximální krouticí moment na vřetení bude jiný. Výpočet maximálního krouticího momentu na vřetení při zařazeném převodu 1:4:

$$M_{kmax} = M_{kmot} \cdot i_c = 478 \cdot 5,32 = 2\,541,37 \text{ Nm} \quad (5)$$

6.2.2 Pohon kuličkového šroubu

Byl zvolen kuličkový šroub od firmy Kuličkové šrouby Kuřim a.s. o rozměru K 40 x 10 s maticí s interním převodem kuliček pomocí vnitřního převáděcího elementu, který umožňuje převod kuliček přes několik nosných závitů v matici. Rozměry matice s tímto převodem odpovídají DIN 69051. Matice má převodový stupeň $i_s = 3$. Účinnost kuličkového šroubu je $\eta = 0,98$. Stoupaní je $P_s = 0,01$ m. [22].

Výpočet potřebného hnacího krouticího momentu:

$$M_{Kp} = \frac{F_{aw} \cdot P_{\ddot{s}r}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{12\,000 \cdot 0,01}{2000 \cdot \pi \cdot 0,98} = 19,48 \text{ Nm} \quad (6)$$

Výpočet požadovaných otáček:

$$n_{\ddot{s}} = \frac{v_w}{d_{\ddot{s}} \cdot \pi} = \frac{20}{0,01 \cdot \pi} = 636,62 \text{ ota/min} \quad (7)$$

Byl zvolen servomotor od firmy Siemens Parametry zvoleného servomotoru:

- Výkon $P_s = 1,7$ kW,
- Krouticí moment $M_{kservo} = 6$ Nm
- Nominální otáčky $n_{smot} = 3\,000$ ot/min

Výpočet otáček ze servomotoru bez vloženého převodu:

$$n_{bš} = \frac{n_{servo}}{i_s} = \frac{3\,0000}{3} = 1\,000 \text{ ota/min} \quad (8)$$

Výpočet převodového poměru pro převod ozubeným řemenem:

$$i_{oř} = \frac{n_{servo}}{n_s} = \frac{1\,000}{636,62} = 1,57 \quad (9)$$

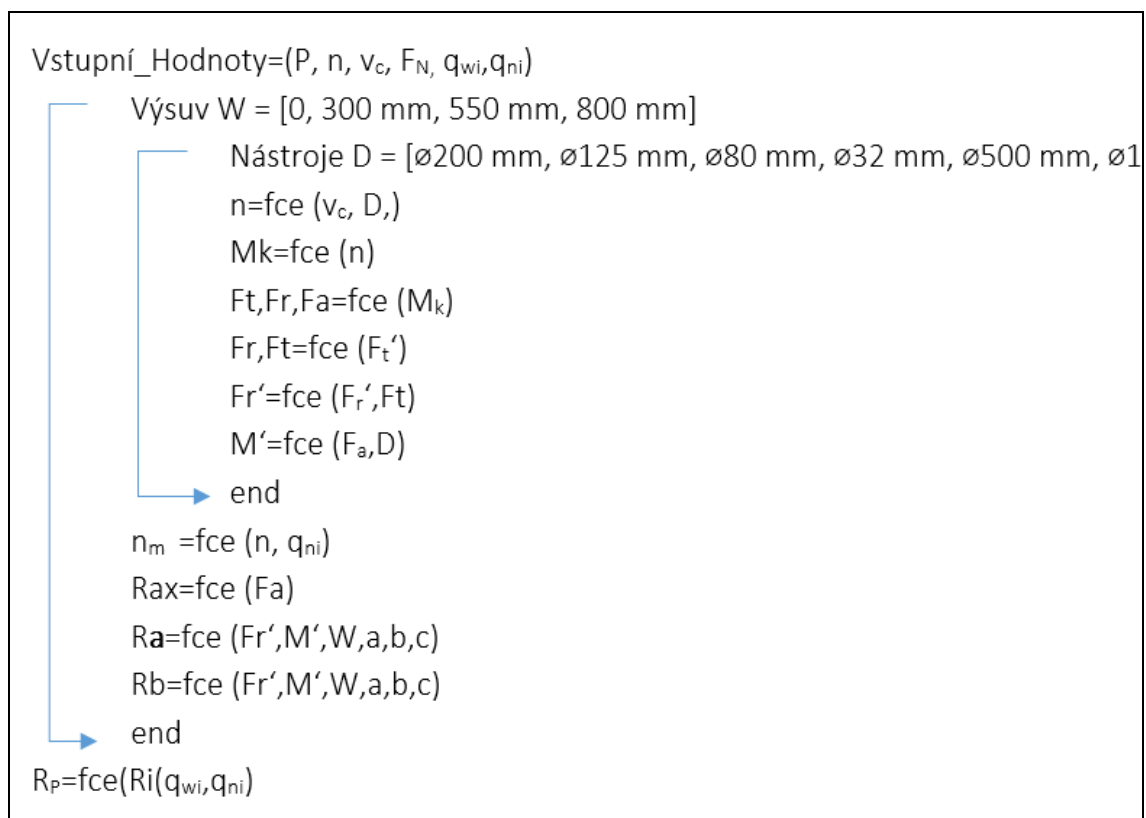
Výpočet hnacího momentu a kontrola:

$$M_{kh} = M_{kservo} \cdot i_s \cdot i_{oř} = 6 \cdot 3 \cdot 1,57 = 28,27 \text{ Nm} > 19,48 \text{ Nm} \quad (10)$$

Hnací krouticí moment je dostatečný k tomu, aby došlo k vyvození požadované síly v ose W.

6.3 Výpočet technologického zátěžného spektra

Pro výpočet technologického spektra bylo k vzhledem množství a rozsáhlosti vzorců byl navržen jednoduchý program v programu Microsoft Office Excel a na obr. 48 je zobrazen postup výpočtu programu.



Obr. 47: Schéma výpočtu zátěžných parametrů v definovaném technologickém spektru

Vzorec pro výpočet otáček při obrábění:

$$n = \frac{v_c \cdot 1\,000}{\pi \cdot D} \quad (11)$$

Vzorec pro výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{P \cdot 1\,000}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{n}{60}\right)} \quad (12)$$

Vzorce výpočtu sil působících při obrábění pro frézování a vyvrtávání:

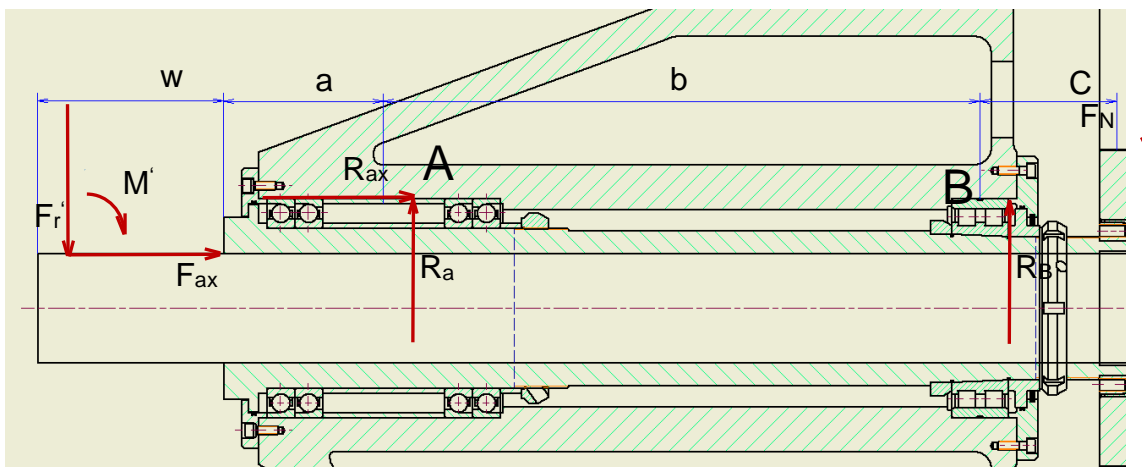
$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{D}, \quad (13)$$

$$F_{ax} = \frac{1}{4} \cdot F_t, \quad (14)$$

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot F_t, \quad (15)$$

Pro vrtání platí pouze vzorec pro výpočet tečné síly F_t a ostatní síly jsou s tečnou silou v poměru $F_t:F_r:F_{ax} = 1:0,65:0$ (v axiálním směru nepřenáší hlavní uložení procesní síly; ty zatěžují pouze uložení zadního konce vřetena)

Pro výpočet reakcí se rovnovážné rovnice (Obr. 49):



Obr. 48: Působení sil v rovině $F_{ax} - F_r$

$$F_{ax} : F_{ax} + R_{ax} = 0 \quad (16)$$

$$F_r : -F_r' + R_a + R_{b+} + F_N = 0 \quad (17)$$

$$M_A : -M' + F_r' \cdot (a + w) + R_b \cdot b + F_N \cdot (c + b) = 0 \quad (18)$$

Síly F_r a F_t se převedli na jednu radiální sílu F_r' za pomoci vzorce:

$$F_r' = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad (19)$$

Při výpočtu se uvažoval klopný moment M' počítaný dle vzorce:

$$M' = F_r' \cdot \frac{D}{2} \quad (20)$$

Vzorec pro sílu přenášenou řemenovým převodem:

$$F_N = \frac{2 \cdot M_k}{d_r} \quad (21)$$

Z rovnovážné rovnic 5,6 a 7 se spočítaly reakce v místě A a B.

$$R_{ax} = -F_{ax} \quad (22)$$

$$R_a = \frac{M' - F_r' \cdot (a + w) - F_N(c + b)}{b} \quad (23)$$

$$R_b = -F_N + F_r' - \left(\frac{M' - F_r' \cdot (a + w) - F_N(c + b)}{b} \right) \quad (24)$$

Délka výsuvu nemá vliv na změnu otáček a dle vzorce se spočítají střední otáčky.

$$n_m = \sum_i^n n_i \cdot \frac{q_{ni}}{100} \quad (25)$$

Střední otáčky budeme potřebovat pro přepočítání silových složek v časovém spektru na ekvivalentní silového zatížení:

$$R_p = \sqrt[3]{\sum_{ij}^n R_i^3 \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_{n1} \cdot q_{wj}}{100}} \quad (26)$$

Výsledkem těchto výpočtů tři reakce: R_{ax} (F_{ax}), R_a a R_b , které poslouží pro návrh uložení. Kompletní výsledky viz příloha 3, jedná se o tabulku s výstupními hodnotami z vytvořeného výpočtového programu Microsoft Excel.

6.4 Dimenzování řemenových převodů hlavního pohonu

Pro dimenzování řemenového pohonu jsem použil program na výpočet od firmy Continental Contitech a to Transmission Designer 7,4. Vstupní parametry jsem volil

podle požadované osové vzdálenosti a průměrů řemenic. Jako hlavní zádrhel spočíval v maximální obvodové rychlosti, která nesměla být překročena. Maximální možná obvodová rychlost je rozdílná pro různé druhy řemenů.

Vzorec pro výpočet obvodové rychlosti:

$$v_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot d_r \cdot n_r}{60} \quad (27)$$

6.4.1 Návrh řemenového převodu pro hlavní pohon

Průměr nevýsuvného vřetene pod řemenicí $d_{v\dot{r}} = 160$ mm, velký průměr pouzdra $D_p = 210$ a zároveň průměr výstupu z převodovky $D_{pre} = 180$ mm s roztečnou kružnicí $d_{pr} = 150$ mm pro přípojovací šrouby M12 nám limituje zvolení průměru hnací řemenice d_r , který musí být větší než 210 mm nebo menší takovým způsobem, aby se dala připojit na výstup převodovky. V mém případě jsem zvolil průměr hnací řemenice $d_r = 224$ mm a pro hlavní pohon na hnací řemenice se dosáhne 5000 ota/min. Zvolil jsem řemen od firmy Contitech. Drážkový klínový řemen CONTI-V MULTIRIB s profilem PJ. Tento řemen lze použít do obvodové rychlosti 60 m/min.

Výpočet kontroly obvodové rychlosti:

$$v_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot d_r \cdot n_r}{60} = \frac{\pi \cdot 224 \cdot 5\,000}{60\,000} = 58,6 \text{ m/min} < 60 \text{ m/min} \quad (28)$$

Řemen vyhovuje vzhledem k obvodové rychlosti. Další výpočty probíhali v programu Transmission Designer 7,4 (obr. 50) kde se vložili průměry a otáčky, výkon $P = 35$ kW a osová vzdálenost se určila dle délky řemene, kterou jsem zvolil 2019 mm.

Řemen			
Druh řemenu	Drážkový řemen	Typ řemenu	STANDARD
Typ řemenu	CONTI-V MULTIRIB	Profil řemenu	PJ
Geometrie		Změna druhu převodu	Vymazat zadané hodnoty
Malá řemenice		Velká řemenice	
Výpočtový průměr	dbk 224,00 mm	Výpočtový průměr	dbg 372,64 mm
Otáčky	nk 5000,00 1/min	Otáčky	ng 3018,37 1/min
Převodový poměr	i 1,66	Požadovaná délka řemenu	Lbgef
Minimální osová vzdálenost	amin	Maximální osová vzdálenost	amax
Osová vzdálenost	a 535,74 mm	Délka řemenu	Lb 2019,00 mm
Výkon		Vymazat zadané hodnoty	
Malá řemenice		Velká řemenice	
Krouticí moment	Mk 70,66 Nm	Krouticí moment	Mg 117,06 Nm
Přenášený výkon	P 37,000 kW	Požadovaný počet drážek	Zgef
Požadovaný provozní součinitel	C2gef 1,20	Provozní podmínky	střední zatížení
Výsledek		Náhled výsledku	
Počet drážek (zvolený)	Zer 17,00	Obvodová síla	Fu 524,25 N
Šířka věnce	b 41,04 mm	Celková předepínací síla	Fv 2212,64 N
Požadovaný provozní součinitel	C2zer 1,25	Statická síla ve větvi	Fstat 1117,12 N
Hodnota výkonu	Pr 2,45 kW	Vlastní frekvence řemenu	f 81,56 Hz

Obr. 49: Návrh ozubeného řemenu

6.4.2 Návrh řemenového převodu pro pohon osy W

Pro pevný převod pro kuličkový šroub jsem použil ozubený řemen od firmy Contitech. Jedná se o ozubený řemen CONTI SYNCHROBELT s profilem STD a druhem řemenu S8M. Tento řemen lze použít do obvodové rychlosti 50 m/min. Pro hnací řemenici jsme zvolil účinný průměr $d_{or}=71,3$ mm a osovou vzdálenost osová vzdálenost se určila dle délky řemene, kterou jsem zvolil 640 mm. Přenášený výkon je 1,7 kW.

Výpočet kontroly obvodové rychlosti:

$$v_f = \frac{\pi \cdot d_{or} \cdot n_{or}}{60} = \frac{\pi \cdot 71,3 \cdot 3\,000}{60\,000} = 15,7 \text{ m/min} < 50 \text{ m/min} \quad (29)$$

Řemen vyhovuje vzhledem k obvodové rychlosti. Další výpočty probíhali v programu Transmission Designer 7,4 kde se doplnily požadované parametry (obr.51).

Řemen			
Druh řemenu	Ozubený řemen	Profil řemenu	STD
Typ řemenu	CONTI SYNCHROBELT	Druh řemenu	S8M

Geometrie				Vymazat zadané hodnoty			
Malá řemenice		Velká řemenice		Malá řemenice		Velká řemenice	
Účinný průměr	dwk	71,30	mm	Účinný průměr	dwg	112,05	mm
Počet zubů	zk	28		Počet zubů	zg	44	
Otáčky	nk	3000,00	1/min	Otáčky	ng	1909,09	1/min
Převodový poměr	i	1,57		Požadovaná délka řemenu	Lwgef		mm
Osová vzdálenost	a	174,81	mm	Délka řemenu	Lw	640,00	mm

Výkon				Vymazat zadané hodnoty			
Malá řemenice		Velká řemenice		Malá řemenice		Velká řemenice	
Krouticí moment	Mk	5,05	Nm	Krouticí moment	Mg	9,50	Nm
Přenášený výkon	P	1,900	kW	Požadovaná šířka řemenu	bgef		mm
Požadovaný provozní součinitel	C0gef	1,70	řádek	Provozní podmínky		střední zatížení	

Výsledek				Náhled výsledku			
Vypočtená šířka řemenu	berr	12,10	mm	Obvodová síla	Fu	169,64	N
Zvolená šířka řemenu	baus	20,00	mm	Celková předepínací síla	Fv	390,40	N
Požadovaný provozní součinitel	C0er	3,09		Statická síla ve větvi	Fstat	196,54	N
Hodnota výkonu	Pr	5,87	kW	Vlastní frekvence řemenu	f	125,19	Hz

Obr. 50 Návrh drážkovaného řemenu

6.5 Kontrola životnosti ložisek

Ze zátěžného spektra se určily reakce a z těch se pak spočítalo zatížení pro hlavní uložení skládající se ze 4 kuličkových ložisek a jednoho dvouřadého válečkového ložiska. Axiální síla F_{ax} , tedy v tomto případě reakce R_a , zatěžují pouze ložiska výložníku. Ložiska výložníku tedy zachycují axiální sílu, a proto jsou v domku umístěny dvě axiální ložiska s kosoúhlým stykem. Axiální síla působí na hlavní uložení klopným momentem. V tab. 6 jsou dynamické únosnosti zvolených ložisek pro výpočet.

Tab. 6: Dynamické únosnosti ložisek

Ložiska	Dynamické únosnost C
Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem	116 000 N
Dvouválečkové ložisko	450 000 N
Axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem	69 500 N

6.5.1 Kuličková ložiska hlavního uložení (přední)

Zvolená ložiska mají stykový úhel $\alpha = 15^\circ$ a podle poměru axiální síly s radiální síly porovnáním s koeficientem e se volí koeficienty X a Y .

Koeficient e závisí na koeficientu χ který se spočítá podle vzorce:

$$\chi = \frac{f_0 \cdot F_{ax}}{i \cdot C e_0} \quad (30)$$

A koeficient e se spočítá podle vzorce:

$$e = 0,4586 \cdot \chi^{-0,1108} \quad (31)$$

Pokud nastane situace:

$$\frac{F_{ax}}{F_r} \leq e, \quad (32)$$

tak $X=1$, $Y=0$. Při:

$$\frac{F_{ax}}{F_r} > e, \quad (33)$$

tak koeficient $X = 0,44$ a Y se spočítá podle vzorce:

$$e = 1,2192 \cdot \chi^{0,1108} \quad (34)$$

Vzhledem k tomu, ložiska přímo axiální sílu nepřenesou tak F_{ax} je nulový. V tom případě vychází poměr F_{ax} s F_r nulový a koeficient e je dle vzorce 32 také nulový. Nastane případ dle vzorce 32. Při výpočtu bylo použito teorie o rozložení v ložiskové sadě z Tab. 7.

Tab. 7: Podíl zatížení dle uspořádání ložisek

uspořádání	podíl zátěže nejvíce zatěžovaného ložiska	
	F_a	F_r
	100 %	60 %
	100 %	60 %
	50 %	60 %
	50 %	60 %
	33 %	60 %
	33 %	60 %

Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$P_{ezA} = X \cdot R_a + Y \cdot R_{ax} = 1 \cdot 20\,253,7 \cdot 0,6 + 0 = 12\,152,2 \text{ N} \quad (35)$$

Exponent p se volí podle druhu ložisek a pro kuličkové ložisko je $p = 3$

Výpočet kontroly trvanlivosti:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P_{ezA}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left(\frac{116\,000}{12\,152,2} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 622,3} = 23\,295 \text{ hod} \quad (36)$$

Trvanlivost ložiska vyšla větší jak 20 000 hod, ložisko vyhovuje.

6.5.2 Válečkové ložisko hlavního uložení (zadní)

Válečková ložiska přenášejí pouze radiální sílu, proto je ekvivalentní dynamické zatížení rovno reakci R_b :

$$P_{ezB} = R_b = 29\,093,9 \text{ N} \quad (37)$$

Pro válečkové ložisko je $p = 10/3$.

Výpočet kontroly trvanlivosti:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P_{ezA}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left(\frac{450\,000}{29\,094} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 622,3} = 246\,918 \text{ hod} \quad (38)$$

Trvanlivost je o hodně větší než 20 000 hod, ložisko vyhovuje.

6.5.3 Axiální ložiska výložníku

Axiální ložiska nejsou vhodná pro radiální síly, proto je jejich umístění do domku na konci výsuvného vřetene vhodné, neboť zachycují pouze radiální sílu F_{ax} . Jedná se o ložiska od Firmy FAG s označím BSB100150T. Ekvivalentní dynamické zatížení rovno reakci R_{ax} :

$$P_{ezAX} = R_{ax} = 4\,133 \text{ N} \quad (39)$$

Pro axiální kuličkové ložisko je exponent $p = 10/3$.

Výpočet kontroly životnosti:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P_{ezAX}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left(\frac{69\,500}{4\,133} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 622,3} = 127\,356 \text{ hod} \quad (40)$$

Trvanlivost je o hodně větší než 20 000 hod, ložisko vyhovuje.

6.6 Kontrola upínacího pouzdra

Upínací pouzdro RCK 11 použité u hnané řemenice zvládne přenést krouticí moment $M_{kt} = 108200 \text{ Nm}$. Dovolený koeficient bezpečnosti, který byl zvolen pro přenos krouticího momentu je $k_d = 2$.

Výpočet bezpečnosti:

$$k = \frac{M_K}{M_{kmax}} = \frac{108200}{2541,37} = 42,5 \geq k_d \quad (41)$$

Reálná koeficient bezpečnosti je větší než dovolený. Pouzdro tedy vyhovuje.

6.7 Kontrola pera

Pro přenos krouticího momentu ze nevýsuvného vřetena na výsuvný bylo zvoleny dvě těsná pera dle ČSN 02 2562. Pera mají šířku $b_p = 28 \text{ mm}$, výšku $h = 16 \text{ mm}$ a délku $l_{norm} = 110 \text{ mm}$. Pro případ posuvného spoje pera je dovolený tlak $p_D = 40 \text{ MPa}$ a dovolené smykové napětí $\tau_D = 60 \text{ MPa}$

Výpočet funkční délky pera:

$$l_a = l_{norm} - b_p = 110 - 28 = 82 \text{ mm} \quad (42)$$

Kontrola na otláčení:

$$P = \frac{4 \cdot M_{kmax}}{d \cdot 2 \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 2541,37 \cdot 1000}{130 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 82} = 29,8 \text{ MPa} \leq P_D \quad (43)$$

Pero vyhovují na otláčení.

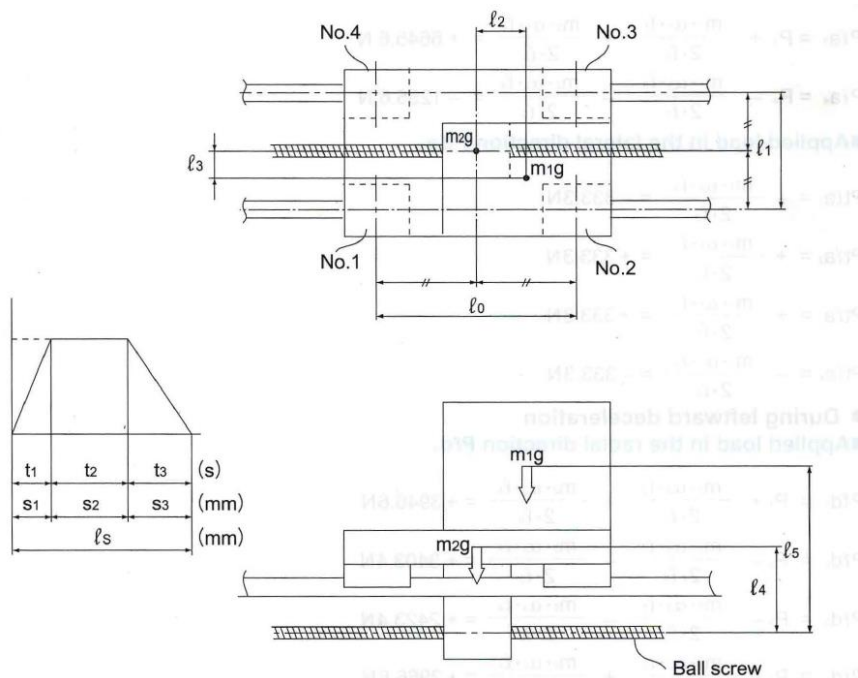
Kontrola na střih:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d \cdot b_p \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 2541,37 \cdot 1000}{130 \cdot 28 \cdot 82} = 17 \text{ MPa} \leq \tau_D \quad (44)$$

Pero vyhovují na střih.

6.8 Kontrolní výpočet lineárního vedení W

Základní kontrolní výpočty pro lineární vedení je kontrole na životnost. Základem kontrolního výpočtu je a určení těžiště v sil a sestavený sil působících na vozíky vedení. Na obr. 52 je zachycen schéma působení sil a v tab. 8 jsou zapsány parametry potřebné k výpočtům. Hmotnost působícího vřetena na lineární vozíky je poloviční, než skutečná hmotnost vřetena neboť přibližně půlku hmotnosti zachycuje uložení ve vřeteníku. Výpočty proběhly podle doporučení od výrobce uvedené v katalogu.



Obr. 51: Schéma působení sil [25]

Tab. 8: Parametry pro kontrolní výpočet lineárního vedení

Parametr	Hodnota
hmotnost m_1	58,5 kg
hmotnost m_2	61,2 kg
l_0	280,8 mm
l_1	410 mm
l_2	600 mm
l_3	0
l_4	210,7 mm
l_5	150 mm
gravitační zrychlení g	9,81 m/s ²
Dynamická únosnost C_{100}	39100
Statická únosnost C_0	70300

Výpočet sil efektivní síly pro každý vozík:

$$F_{j1} = \left| \frac{m_1 \cdot g}{4} - \frac{m_1 \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{m_2 \cdot g}{4} \right|$$

$$= \left| \frac{58,5 \cdot 9,81}{4} - \frac{58,5 \cdot 81 \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{61,2 \cdot 81}{4} \right| = 319,51 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{j2} = \left| \frac{m_1 \cdot g}{4} + \frac{m_1 \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{m_2 \cdot g}{4} \right|$$

$$= \left| \frac{58,5 \cdot 9,81}{4} + \frac{58,5 \cdot 81 \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{61,2 \cdot 81}{4} \right| = 906,68 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_{j3} = \left| \frac{m_1 \cdot g}{4} + \frac{m_1 \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{m_2 \cdot g}{4} \right|$$

$$= \left| \frac{58,5 \cdot 9,81}{4} + \frac{58,5 \cdot 81 \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{61,2 \cdot 81}{4} \right| = 906,68 \text{ N} \quad (47)$$

$$F_{j4} = \left| \frac{m_1 \cdot g}{4} - \frac{m_1 \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{m_2 \cdot g}{4} \right|$$

$$= \left| \frac{58,5 \cdot 9,81}{4} - \frac{58,5 \cdot 81 \cdot l_2}{2 \cdot l_2} + \frac{61,2 \cdot 81}{4} \right| = 319,51 \text{ N} \quad (48)$$

Vedení SCHNEEBERGER MONORAIL vykazuje elastické zapružení, které není lineární, nýbrž degressivní. Znamená to, že valivé elementy jsou při menší síle relativně měkké a s rostoucí silou jsou tužší. Vedení SCHNEEBERGER MONORAIL vykazuje elastické zapružení, které není lineární, nýbrž degressivní. Znamená to, že valivé elementy jsou při menší síle relativně měkké a s rostoucí silou jsou tužší. [26]

Na doporučení výrobce bylo zvoleno předpětí třídy V3 od firmy SCHNEEBERGER.

Výpočet síly předpětí:

$$F_{vsp} = 0,13 \cdot C_{100} = 0,13 \cdot 39100 = 5083 \text{ N} \quad (49)$$

Nastal případ kdy:

$$F_{j1,4} \leq 3 \cdot F_{vsp} \rightarrow 319,51 \leq 3 \cdot 5083 \rightarrow 319,51 \text{ N} \leq 15249 \text{ N} \quad (50)$$

$$F_{j2,3} \leq 3 \cdot F_{vsp} \rightarrow 906,68 \leq 3 \cdot 5083 \rightarrow 906,68 \text{ N} \leq 15249 \text{ N} \quad (51)$$

Když nastane tento případ je potřeba započítat předpětí do výpočtu ekvivalentní dynamické síly.

Výpočet ekvivalentní dynamické síly pro každý vozík:

$$P_{j1,4} = F_{vsp} + \frac{2}{3} \cdot F_{j1,4} = 5083 + \frac{2}{3} \cdot 319,51 = 3708,227 \text{ N} \quad (52)$$

$$P_{j2,3} = F_{vsp} + \frac{2}{3} \cdot F_{j2,3} = 5083 + \frac{2}{3} \cdot 906,68 = 4295,356 \text{ N} \quad (53)$$

Pro výpočet životnosti byla použita největší hodnota ekvivalentní dynamické síly, která působí na 2. a 3. vozík lineárního vedení. Vozík 1 a 4 budou oproti vozíku 2 a 3 předimenzovaný. Délka zdvihu je 800 mm. Hodnota pro p je 10/3.

Vypočet nominální životnosti:

$$L_{nom} = \left(\frac{C100}{P_{j2,3}} \right)^p \cdot 100 \text{ km} = \left(\frac{39100}{4295} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 \text{ km} = 157492,1 \text{ km} \quad (54)$$

Výpočet životnosti:

$$L_h = \frac{L_{nom}}{60 \cdot v_w} = \frac{157492100}{60 \cdot 20} = 131243 \text{ hod} \quad (55)$$

Životnost větší jak 20 000 hod. Lineární vedení vyhovuje.

6.9 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu W

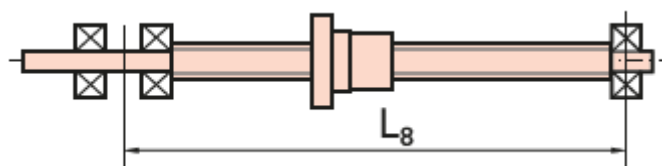
Byl zvolen kuličkový šroub s vysokou účinností K 40 x 10 s maticí typu APR. Dynamická únosnost je $C = 117\,500 \text{ N}$. Exponent $p = 3$. Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu $f_m = 1,25$.

Výpočet životnosti:

$$L_{10h} = \left(\frac{C \cdot f_m}{F_{aw}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_g} = \left(\frac{87800 \cdot 1,25}{12000} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 637} = 20028 \text{ hod} \quad (56)$$

Kuličkový šroub vyhovuje z hlediska životnosti.

Pro určení maximálních otáček hřídele a maximálního axiálního zatížení vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele se určili součinitelé $f_v = 0,5$ a $f_n = 15$ které vychází z typu uložení hřídele (obr. 53). Délka uložení $L_g = 1\,400$.



Obr. 52: Schéma uložení hřídele s jedním pevným a s jedním volným koncem [22]

Výpočet pro kritické otáčky hřídele:

$$n_{kr} = \frac{1 \cdot 10^7 \cdot f_n \cdot d_0}{L_8^2} = \frac{1 \cdot 10^7 \cdot 15 \cdot 40}{1400^2} = 32\,43 \text{ ota/min} \quad (57)$$

Výpočet maximálních dovolených otáček:

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} = 0,8 \cdot 40\,497 = 2\,595 \text{ ota/min} \quad (58)$$

Výpočet kritické zatěžující axiální síly:

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{f_v \cdot L_8^2} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{0,5 \cdot 1400^2} = 42\,915 \text{ N} \quad (59)$$

Výpočet dovoleného maximálního axiálního zatížení vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele:

$$F_{awmax} = 0,33 \cdot Q_{kr} = 0,8 \cdot 429\,150 = 14\,162 \text{ N} \quad (60)$$

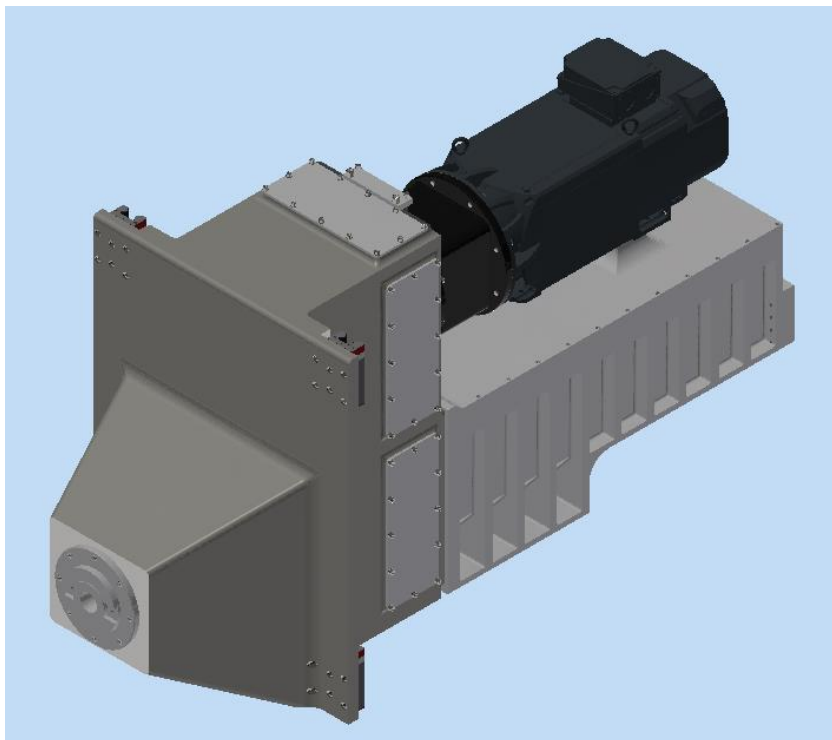
Výpočet maximálních otáček hřídele šroubu:

$$n_{hš} = \frac{n_{servo}}{i_{oř}} = \frac{3000}{1,57} = 1\,909,9 \text{ ota/min} \quad (61)$$

Maximální dovolené otáčky nejsou překročeny a dovolené maximální zatížení je větší než $F_{aw}=12000$. Z pohledu maximálních otáček a vzpěru kuličkový šroub vyhovuje.

7 Závěr

Byl navrhnout dle zadání pohon pro vřeteno horizontálního obráběcího stroje, to včetně pohonu osy W (výsuvu) a celé konstrukce vložené do vřeteníku. Při návrhu pohonu se muselo počítat s použitím více technologických operací, a to s vrtáním, frézováním a vyvrtáváním. K tomu byla sestavena tabulka používaných nástrojů a jejich procentuálního využití. Požadované parametry technologie vedly k návrhu motoru a hlavního pohonu. Technologické spektrum zatěžujících sil bylo využito pro návrh hlavního uložení. Následně se realizoval návrh výsuvu, a to přes kuličkový šroub a lineární vedení kde se použil servomotor. To celé se umístilo do vřeteníku skládající se ze dvou částí, které se k sobě musely přimontovat a musel se zpracovat postup montáže. Celkové konstrukci se zpracovalo i způsob upnutí nástrojů (ISO 50), i když ne tak detailně jako pohon. Návrh pomocných systémů nebyl zpracovaný úplně do detailu. Bylo to dáno rozsáhlostí daného tématu které přesahovalo v některých případech rámec bakalářské práce. Při návrhu byly provedeny kontrolní výpočty. Na závěr byl proveden návrh konstrukce formu 3D modelu v programu Autodesk Inventor (obr. 54). Výstupem je výkres sestavy s kusovníky a tři výrobní výkresy vybraných součástí.



Obr. 53: Vřeteník horizontálky

8 Seznamy

8.1 Seznamy použité literatury

- [1] MÁDL, Jan a Jaroslav BARCAL. Základy technologie II. Vyd. 2. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 9788001037331
- [2] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM publishing, 2010. MM speciál. ISBN 9788025479803.
- [3] KRATOCHVÍL, Jaroslav. Obráběcí stroje. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 8001009580.
- [4] MAREK, Jiří, et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. ISBN 978-80-260-6780-1
- [5] Výrobní program TOS Varnsdorf. Tosvarnsdorf.cz [online]. 2016 [cit. 2016-12-08]. Dostupné z: <HTTP://WWW.TOSVARNSDORF.CZ/FILES/MACHINES/TOS-VARNSDORF-VYROBNI-PROGRAM-CZ.PDF>
- [6] Katalog produktů Fermat. Fermatmachinery.com [online]. [cit. 2016-12-08]. Dostupné z: <HTTP://WWW.FERMATMACHINERY.COM/STAHNOUT-KATALOG>
- [7] CNC Boring & Milling Machines PAMA Speedram Catalog [online]. [cit. 2016-12-08]. Dostupné z: <HTTP://WWW.TDT-TECHNOLOGY.CO.UK/WP-CONTENT/UPLOADS/2015/06/PAMA-SPEEDMAT-HP-CATALOGUE.PDF>
- [8] Horizontal Machining Centres PAMA Speedmat HP Catalog [online]. [cit. 2016-12-08]. Dostupné z: <HTTP://WWW.TDT-TECHNOLOGY.CO.UK/WP-CONTENT/UPLOADS/2015/06/PAMA-SPEEDMAT-HP-CATALOGUE.PDF>
- [9] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [10] Vřetena a jejich komponenty. CZspos.cz [online]. 2009 [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: HTTP://WWW.CZSPOS.CZ/AKCE/20100225.EMO2009/14_VRETENA_A_JEJICH_KOMPONENTY.PDF
- [11] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990. ISBN 8003004268.
- [12] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [13] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem [online]. 2006 [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: HTTP://WWW.EXVALOS.CZ/SOUBORY/FILE/HLAVNI_KATALOG_SKF/6000_CS_02_KULICKOVA%20LOZISKA%20S%20KOSOUHLYM%20STYKEM.PDF
- [14] Katalog SKF - Válečková ložiska [online]. 2006 [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: HTTP://WWW.EXVALOS.CZ/SOUBORY/FILE/HLAVNI_KATALOG_SKF/6000_CS_04_VALECKOVA%20LOZISKA.PDF
- [15] Katalog SKF – Vysoce přesná ložiska [online]. 2015 [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: HTTP://WWW.SKF.COM/BINARY/TCM:54-129877/SUPER-PRECISION%20BEARINGS%20-%2013383_1%20CS_TCM_54-129877.PDF
- [16] Katalog FAG – Super přesná ložiska [online]. 2008 [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: HTTP://WWW.SKF.COM/BINARY/TCM:54-129877/SUPER-PRECISION%20BEARINGS%20-%2013383_1%20CS_TCM_54-129877.PDF

- [17] Katalog FAG – Přesná ložiska. Schweinfurt: Weppert GmbH & Co. KG, 2003. 202 s.
- [18] Kolář, Petr. Vřetena obráběcích strojů [prezentace]. 2013 [cit. 2017–04–07].
- [19] Návod k obsluze ZF-DUOPLAN Dvoustupňová převodovka 2K250/2K300 [online]. 2008 [cit. 2017–07–08]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/tcm:54-129877/Super-precision%20bearings%20-%2013383_1%20CS_tcm_54-129877.pdfhttp://www.antriebstechniken.com/uploads/media/2k_250_300_bedienung_cs.pdf
- [20] Pohony klínovými řemeny – Haberkorn. Haberkorn – řemeny, řetězy, hliníkové profily, dopravníky [online]. Copyright © copyright Haberkorn s.r.o. [cit. 03.07.2017]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/pohony-klinovymi-remeny/>
- [21] Sova, Jiří. Řešení dilatace vodorovně výsuvných vřeten. Praha, 2013. Diplomová práce (Ing.). České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní, ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Petr Kolář.
- [22] Produktový katalog – Kuličkové šrouby Kuřim, a.s. [online]. 2016 [cit. 2017–07–07]. Dostupné z http://www.kskpm.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_prospekty/2016_Produktovy_katalog_CZ.pdf
- [23] Obrábění lopatkového kola turbíny. In: *Tos Vandorf* [online]. [cit. 2017-07-05]. Dostupné z: [http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/technologie/energetika/#prettyPhoto\[gallery1\]/4/](http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/technologie/energetika/#prettyPhoto[gallery1]/4/)
- [24] Next Frézování a vrtání vagónů metra. In: *Tos Vandorf* [online]. [cit. 2017-07-05]. Dostupné z: [http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/horizontalni-vyvtavacky-stolove/whnq-13-15-cnc/#prettyPhoto\[gallery1\]/9/](http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/horizontalni-vyvtavacky-stolove/whnq-13-15-cnc/#prettyPhoto[gallery1]/9/)
- [25] LM Guide – THK Genereral Catalog [online]. 2013 [cit. 2017–03–07]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf_download.php?file=511E_01_LMGuide.pdf
- [26] MONORAIL and AMS Product catalog [online]. 2017 [cit. 2017–03–07]. http://www.schneeberger.com/fileadmin/documents/downloadcenter/01_product_catalogues_company_brochures/01_Linear_and_profiled_guideways/01_MONORAIL_and_AMS/Monorail_EN_low.pdf

8.2 Seznam použitých softwarů

Autodesk Inventor Professional 2017

Microsoft Office Excel 2016

Transmission Designer 7,4

8.3 Seznam obrázků

Obr. 1: Obrábění lopatkové turbíny [23]	13
Obr. 2: Vrtání na horizontální vyvrtávače [24].....	13
Obr. 3: Stolová vyvrtávačka A) s křížovým stolem; B) s posuvným stolem [5].....	15
Obr. 4: Desková vyvrtávačka [5].....	16
Obr. 5: Záběrové podmínky nástroje při vyvrtávání [1].....	17

Obr. 6: Frézování válcovou a čelní frézou [1]	17
Obr. 7: Záběrové podmínky nástroje při vrtání – průřez třísky [1]	18
Obr. 8: Vřeteno skříňového provedení [2].....	19
Obr. 9: Vřeteno v tubusovém provedení [2]	19
Obr. 10: Schéma vřeteníku [21].....	20
Obr. 11: Schéma vřeteníku [21].....	21
Obr. 12: Horizontka s vřeteníkem ve výsuvném smykadle [7]	21
Obr. 13: Horizontka s nevýsuvným vřeteníkem [8]	21
Obr. 14: Vliv házení ložisek na přesnost chodu	22
Obr. 15: Deformace vřetena – vliv tuhosti vřetena, ložisek a skříně [2]	22
Obr. 16. Materiál valivých ložisek a porovnání ceny s výkonem [18].....	23
Obr. 17 Řemenem poháněné vřeteno CNC soustruhu [15]	23
Obr. 18: Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem od firmy SKF [13].....	25
Obr. 19: Metody uspořádání páru ložisek kuličkové s kosoúhlým stykem [13]	25
Obr. 20: Axiální obousměrné kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [16].....	26
Obr. 21: Válečkové ložisko typ N od firmy SKF [14].....	26
Obr. 22: Dvouřadé válečkové ložisko typ NN od firmy SKF [14].....	26
Obr. 23: Válečkové ložisko od firmy SKF a) Typ NU b) typ N [14].....	26
Obr. 24: Mazání olejovou mlhou [2]	27
Obr. 25: Mazán olej – vzduch [2]	27
Obr. 26: Mazán olejem [2].....	27
Obr. 27: Způsoby náhonu vřetena [2].....	27
Obr. 28 Klínové řemen a řemenice firmy Gates [20]	28
Obr. 29 Synchronní řemen se šípovým ozubením firmy Goodyear [2].....	28
Obr. 30: Dvoustupňová planetová převodovka od firmy ZF [19]	30
Obr. 31: S řemenem jako stálým převodem [2].....	31
Obr. 32: S ozubeným soukolím jako stálým převodem [2]	31
Obr. 33: Převodovka ve skříní vřetena [2].....	32
Obr. 34: Elektrovřeteno horizontky Fermat [10].....	32
Obr. 35: Podélný řez sestavou s vyznačenými s hlavními skupinami	34
Obr. 36: Těleso skříně vřeteníku sešroubovaní z odlitých těles	35
Obr. 37: Komponenty hlavního pohonu	36
Obr. 38: Asynchronního motor 1PH8186-1AC03-0CA1 a jeho hlavní parametry	36
Obr. 39: Výkonová charakteristika motoru [23].....	36

Obr. 40 převodovka ZF 2K801 Standart	37
Obr. 41: 3D model pouzdra RCK 11	37
Obr. 42: Momentová charakteristika vřetena	38
Obr. 43: Výkonová charakteristika vřetena	38
Obr. 44: Hlavní uložení vřetene.....	39
Obr. 45: Komponenty pohonu osy W	39
Obr. 46: Vozíky lineárního vedení přimontovány k domku.....	40
Obr. 47: Schéma výpočtu zátěžných parametrů v definovaném technologickém spektru	45
Obr. 48: Působení sil v rovině $F_{AX} - F_r$	46
Obr. 49: Návrh ozubeného řemenu.....	49
Obr. 50 Návrh drážkovaného řemenu.....	50
Obr. 51: Schéma působení sil [25].....	54
Obr. 52: Schéma uložení hřídele s jedním pevným a s jedním volným koncem [22]	56
Obr. 53: Vřeteník horizontálky	58

8.4 Seznam tabulek

Tab. 1: Uspořádání ložisek: porovnání použití a výkonových údajů	24
Tab. 2: Zadané hlavní parametry vřeteníku.	42
Tab. 3: Přehled uvažovaného spektra nástrojů a jejich časovému využití.....	43
Tab. 4: Uvažované spektrum výsuvu vřetena pro výpočet zatížení ložisek.	43
Tab. 5: Požadované parametry osy W.	43
Tab. 6: Dynamické únosnosti ložisek	50
Tab. 7: Podíl zatížení dle uspořádání ložisek	51
Tab. 8: Parametry pro kontrolní výpočet lineárního vedení	54

8.5 Seznam textových příloh

Příloha 1:	Výstup z programu Transmission Desinger 7,4 pro návrhu řemenového převodu pro hlavní pohon
------------	--

- Příloha 2: Výstup z programu Transmission Desingner 7,4 pro návrhu řemenového převodu pro pohon osy W
- Příloha 3: Tabulka s vypočítanými hodnotami zátěžného technologického spektra

8.6 Seznam elektronický příloh

- EP1) Bakalářská práce
Umístění: CD → BP_2017_Knot_Jan_BP0223.pdf
- EP2) Výpočet spektrálního zatížení ve formátu xlsx
Umístění: CD → Přílohy → Výpočet_spektrálního_zatížení.xlsx
- EP3) Textová příloha 1: Výstup z programu Transmission Desingner 7,4 pro návrhu řemenového převodu pro hlavní pohon
Umístění: CD → Přílohy → Textový_přílohá → Příloha_1.pdf
- EP4) Textová příloha 2: Výstup z programu Transmission Desingner 7,4 pro návrhu řemenového převodu pro pohon osy W
Umístění: CD → Přílohy → Textový_přílohá → Příloha_2.pdf
- EP5) Textová příloha 1: Tabulka s vypočítanými hodnotami zátěžného technologického spektra
Umístění: CD → Přílohy → Textový_přílohá → Příloha_3.pdf
- EP6) Výkres sestavy: VŘETENÍK HORIZONTKY
Umístění: CD → Přílohy → Výkresová_dokumentace → 00-001-0S.pdf
- EP7) Kusovník: VŘETENÍK HORIZONTKY
Umístění: CD → Přílohy → Výkresová_dokumentace → 00-001-0K.pdf
- EP8) Výrobní výkres: PŘEDNÍ TĚLESO
Umístění: CD → Přílohy → Výkresová_dokumentace → 00-001-00.pdf
- EP9) Výrobní výkres: NEVÝSUVNÉ VŘETENO
Umístění: CD → Přílohy → Výkresová_dokumentace → 03-001-01.pdf
- EP10) Výrobní výkres: VÍČKO LEVÉ
Umístění: CD → Přílohy → Výkresová_dokumentace → 03-001-02.pdf
- EP11) Model vřeteníku horizontálky
Umístění: CD → Přílohy → Model → Vřeteník_Horizontálky.stp

8.7 Seznam výkresových příloh

Výkres sestavy:

00-001-0S.....VŘETENÍK HORIZONTKY

Kusovník:

00-001-0K.....VŘETENÍK HORIZONTKY

Výrobní výkresy:

00-001-00.....PŘEDNÍ TĚLESO

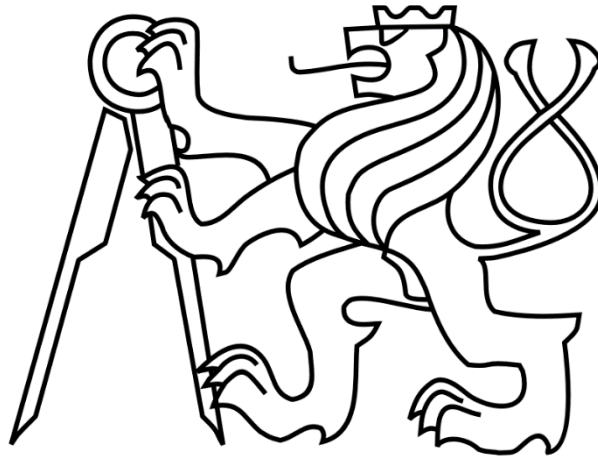
03-001-01.....NEVÝSUVNÉ VŘETENO

03-001-02.....VÍČKO LEVÉ

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh pohonu vřetena horizontálního vyvrtávacího stroje

Textové přílohy

Textové přílohy

Příloha 1.: Výstup z programu Transmission Designer 7,4 pro návrhu řemenového převodu pro hlavní pohon

Continental CONTITECH		Výsledek	
Profil zubu	PROF =	S8M	
Rozeč zubů	T =	8,00	mm
Počet zubů malé řemenice	ZK =	28	
Účinný průměr malé řemenice	DWK =	71,30	mm
Počet zubů velké řemenice	ZG =	44	
Účinný průměr velké řemenice	DWG =	112,05	mm
Otáčky malé řemenice	NK =	3000,00	1/min
Otáčky velké řemenice	NG =	1909,09	1/min
Převodový poměr	I =	1,57	
Délka řemenu	LW =	640,00	mm
Počet zubů řemenu	Z =	80,00	
Osová vzdálenost	AER =	174,81	mm
Úhel opásání malé řemenice	BETA =	166,62	grd
Počet zubů v záběru malé řemenice	ZE =	12,96	
Rychlost řemenu	V =	11,20	m/s
Ohybová frekvence při provozu	BF =	35,00	Hz
Celkový provozní součinitel	C0 =	1,70	
Součinitel počtu zubů v záběru	C1 =	1,00	
Součinitel délky	C5 =	0,90	
Požadovaný přenášený výkon	P =	1,90	kW
Krouticí moment na malé řemenici	MDK =	6,05	Nm
Krouticí moment na velké řemenici	MDG =	9,50	Nm
Vypočtená šířka řemenu	BERR =	12,10	mm
Zvolená šířka řemenu	B =	20,00	mm
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu	PR =	5,87	kW
Vypočtený celkový provozní součinitel	CUER =	3,09	
Obvodová síla	FU =	169,64	N
Statická síla ve větvi	FSTAT =	196,54	N
Celková předepinací síla	FV =	390,40	N
Součinitel zatížení předpětím	k1 =	1,00	
Provozní součinitel předpětí	k2 =	1,00	
Kontrolní síla	FE =	70,00	N
Průhyb od kontrolní síly	TE =	7,23	mm
Vlastní frekvence volné větve	EIF =	125	Hz

CONTI STD 640 - S8M - 20 - SYNCHROBELT

Zpět

Příloha 2.: Výstup z programu Transmission Designer 7,4 pro návrhu řemenového převodu pro pohon osy W

Continental CONTITECH		Výsledek	
Profil zubu	PROF =	S8M	
Rozeť zubů	T =	8,00 mm	
Počet zubů malé řemenice	ZK =	28	
Účinný průměr malé řemenice	DWK =	71,30 mm	
Počet zubů velké řemenice	ZG =	44	
Účinný průměr velké řemenice	DWG =	112,05 mm	
Otáčky malé řemenice	NK =	3000,00 1/min	
Otáčky velké řemenice	NG =	1909,09 1/min	
Převodový poměr	I =	1,57	
Délka řemenu	LW =	640,00 mm	
Počet zubů řemenu	Z =	80,00	
Osová vzdálenost	ÅER =	174,81 mm	
Úhel opásání malé řemenice	BETA =	166,62 grd	
Počet zubů v záběru malé řemenice	ZE =	12,96	
Rychlost řemenu	V =	11,20 m/s	
Ohybová frekvence při provozu	BF =	35,00 Hz	
Celkový provozní součinitel	C0 =	1,70	
Součinitel počtu zubů v záběru	C1 =	1,00	
Součinitel délky	C5 =	0,90	
Požadovaný přenášený výkon	P =	1,90 kW	
Krouticí moment na malé řemenici	MDK =	6,05 Nm	
Krouticí moment na velké řemenici	MDG =	9,50 Nm	
Vypočtená šířka řemenu	BERR =	12,10 mm	
Zvolená šířka řemenu	B =	20,00 mm	
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu	PR =	5,87 kW	
Vypočtený celkový provozní součinitel	COER =	3,09	
Obvodová síla	FU =	169,64 N	
Statická síla ve větvi	FSTAT =	196,54 N	
Celková předepínací síla	FV =	390,40 N	
Součinitel zatížení předpětím	k1 =	1,00	
Provozní součinitel předpětí	k2 =	1,00	
Kontrolní síla	FE =	70,00 N	
Průhyb od kontrolní síly	TE =	7,23 mm	
Vlastní frekvence volné větve	EIF =	125 Hz	

Příloha 3.: Tabulka s vypočítanými hodnotami zátěžného technologického spektra

D	T	R	n	Ft	Fax	Far	Mk (n)						0,2	0,1	0,2									
200 mm	20 %	100 mm	318,3099 ot/min	10500 N	2625 N	5250 N	1050 Nm	Motor 1 -	A	20	0,2	0,125	0,0625	0,2										
125 mm	20 %	62,5 mm	509,2958 ot/min	10500 N	2625 N	5250 N	656,25 Nm	P	35 kW	B	50	0,5	0,08	0,04	0,1									
80 mm	10 %	40 mm	795,7747 ot/min	10500 N	2625 N	5250 N	420 Nm	nn	700 ot/min	C	20	0,2	0,032	0,016	0,1									
32 mm	10 %	16 mm	1989,437 ot/min	10500 N	2625 N	5250 N	168 Nm	nm	5000 ot/min	D	10	0,1	0,5	0,25	0,15									
500 mm	15 %	250 mm	127,324 ot/min	10500 N	6825 N	5250 N	2625 Nm	Mk	478 Nm				0,1	0,05	0,25									
100 mm	25 %	50 mm	636,6198 ot/min	10500 N	6825 N	0 N	525 Nm																	
a [mm]	189,6																							
b [mm]	708																							
c [mm]	167																							
W [mm]	0																							
D [mm]	200	125	80	32	500	100	200	125	80	32	500	100	200	125	80	32	500	100	200	125	80	32	500	
qn	0,20	0,20	0,10	0,10	0,15	0,25	0,20	0,20	0,10	0,10	0,15	0,25	0,20	0,20	0,10	0,10	0,15	0,25	0,20	0,20	0,10	0,10	0,15	
qj	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	
Fax [N]	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	6 825	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	6 825	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	6 825	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	
Ft [N]	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	10 500	
Fr [N]	5 250	5 250	5 250	5 250	5 250	0	5 250	5 250	5 250	5 250	5 250	0	5 250	5 250	5 250	5 250	0	5 250	5 250	5 250	5 250	5 250	5 250	
M' [Nmm]	262 500	164 063	105 000	42 000	1 706 250	341 250	262 500	164 063	105 000	42 000	1 706 250	341 250	262 500	164 063	105 000	42 000	1 706 250	341 250	262 500	164 063	105 000	42 000	1 706 250	
Fa' [N]	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	6 825	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	6 825	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	6 825	2 625	2 625	2 625	2 625	6 825	
Fr' [N]	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	10 500	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	10 500	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	11 739	
Rax [N]	-2 625	-2 625	-2 625	-2 625	-6 825	-6 825	-2 625	-2 625	-2 625	-2 625	-6 825	-6 825	-2 625	-2 625	-2 625	-2 625	-6 825	-6 825	-2 625	-2 625	-2 625	-2 625	-6 825	
Rb [N]	-30 816	-30 955	-31 038	-31 127	-28 777	-30 373	-35 790	-35 929	-36 013	-36 102	-33 751	-34 822	-39 936	-40 075	-40 158	-40 247	-37 896	-38 530	-44 081	-44 220	-44 303	-44 392	-42 042	
Rar [N]	19 865	20 004	20 087	20 176	17 825	18 182	24 839	24 978	25 061	25 150	22 800	22 631	28 984	29 123	29 207	29 296	26 945	26 339	33 129	33 268	33 352	33 441	31 090	
n*qn	63,66	101,86	79,58	198,94	19,10	159,15	63,66	101,86	79,58	198,94	19,10	159,15	63,66	101,86	79,58	198,94	19,10	159,15	63,66	101,86	79,58	198,94	19,10	
nm [ota/min]	622,30																							
Rax3*qj*qn*n/nm	3,7E+08	3,7E+08	1,85E+08	1,85E+08	4,88E+09	8,13E+09	9,25E+08	9,25E+08	4,63E+08	4,63E+08	1,22E+10	2,03E+10	3,7E+08	3,7E+08	1,85E+08	1,85E+08	4,88E+09	8,13E+09	1,85E+08	1,85E+08	92521180	92521180	2,44E+09	
Rb3*qj*qn*n/nm	5,99E+11	6,07E+11	3,06E+11	3,09E+11	3,66E+11	7,17E+11	2,35E+12	2,37E+12	1,19E+12	1,2E+12	1,47E+12	2,7E+12	1,3E+12	1,32E+12	6,63E+11	6,67E+11	8,35E+11	1,46E+12	8,76E+11	8,85E+11	4,45E+11	4,47E+11	5,7E+11	
Rr3*qj*qn*n/nm	1,6E+11	1,64E+11	8,29E+10	8,4E+10	8,69E+10	1,54E+11	7,84E+11	7,97E+11	4,03E+11	4,07E+11	4,55E+11	7,41E+11	4,98E+11	5,05E+11	2,55E+11	2,57E+11	3E+11	4,67E+11	3,72E+11	3,77E+11	1,9E+11	1,91E+11	2,31E+11	
Rpa m [N]	4 133,0																							
Rpb m [N]	29 093,9																							
Rpa m [N]	20 253,7																							