



Návrh koaxiálního náhonu pro obráběcí stroj

Diplomová práce

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Martin Severýn

Vedoucí práce:

Ing. Petr Zelený, Ph.D.

Katedra výrobních systémů a automatizace





Zadání diplomové práce

Návrh koaxiálního náhonu pro obráběcí stroj

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Severýn**
Osobní číslo: S19000338
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra výrobních systémů a automatizace
Akademický rok: 2020/2021

Zásady pro vypracování:

Hlavním cílem této práce je návrh koaxiálního náhonu pro nový typ obráběcího stroje společnosti TOS VARNSDORF a.s.

Doporučené metody pro vypracování:

1. Seznámení s řešeným tématem a rešerše problematiky náhonu vřeten obráběcích strojů.
2. Návrh a porovnání možných variant.
3. Návrh průřezu smykadla.
4. Výpočty náhonu.
5. Vytvoření 3D modelu a výkresové dokumentace.
6. Ekonomické zhodnocení.
7. Závěr, vyhodnocení, doporučení

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

dle potřeby
60 stran textu včetně příloh
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [2] SHIGLEY, J. E., Ch. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, M. HARTL a M. VLK. Konstruování strojních součástí 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. Strojnické tabulky. Praha: Albra, 2011. 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] Podnikové normy firmy TOS VARNSDORF a.s.

Vedoucí práce:

Ing. Petr Zelený, Ph.D.
Katedra výrobních systémů a automatizace

Datum zadání práce:

19. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

19. května 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

3. června 2021

Bc. Martin Severýn

Poděkování

Rád bych při této příležitosti poděkoval panu Ing. Petru Zelenému, Ph.D. za ochotu a odborný dohled při vedení diplomové práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Petru Bali Šoltésovi za věcné připomínky a praktické informace. Také bych rád poděkoval své rodině, zejména rodičům, za podporu při studiu.

Tato práce byla částečně podpořena Studentskou grantovou soutěží Technické univerzity v Liberci v rámci projektu Optimalizace v oblasti výrobních systémů, 3D technologií a automatizace č. SGS-2019-5011.

TÉMA: NÁVRH KOAXIÁLNÍHO NÁHONU PRO OBRÁBĚCÍ STROJ

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem koaxiálního pohonu pro obráběcí stroj typu horizontální vyvrtávačka pro výrobce těchto strojů, jímž je TOS VARNSDORF a.s. V teoretické části této práce je čtenář seznámen s problematikou pohonu vřeten a dalšími systémy a částmi těchto strojů. Následně je proveden patentový průzkum a návrh několika možných řešení. Na základě několika kritérií je vybrána vhodná varianta. Pomocí CAD softwaru je pohon vymodelován. Následně je navrženo smykadlo vřeteníku a spolu s dalšími komponentami je model podroben analýze metodou konečných prvků. Následně jsou dimenzovány další komponenty pohonu včetně vřetene a zaneseny do sestavy.

KLÍČOVÁ SLOVA:

koaxiální pohon, horizontální vyvrtávačka, pohon vřetena, obráběcí stroj, strojní inženýrství, konstrukční návrh, smykadlo

THEME: DESIGN OF A COAXIAL DRIVE FOR MACHINE TOOL

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of a coaxial drive for a machine tool for the manufacturer of horizontal boring machines, which is the company TOS VARNSDORF a.s. The reader is acquainted with the issue of spindle drive and other systems and parts of these machines in the theoretical part of this thesis. Subsequently, a patent research is performed and several possible solutions are proposed. Suitable variant is selected based on several criteria. The drive is created using CAD software. Subsequently, the headstock slider is designed and the model is subjected to finite element analysis together with other components. Subsequently, other drive components, including the spindle, are designed and assembled.

KEY WORDS:

coaxial drive, horizontal boring machine, spindle drive, machine tool, mechanical engineering, construction design, headstock slider

Obsah

Seznam symbolů a zkratk	10
1 Úvod.....	11
1.1 Cíle diplomové práce	11
2 Technologie vyvrtávání	12
3 Vyvrtávací stroje.....	13
2.1 Vyvrtávací stroje horizontální.....	13
2.1.1 Stolové vyvrtávačky	14
2.1.2 Křížové vyvrtávačky	14
2.1.3 Deskové vyvrtávačky.....	15
2.1.4 Souřadnicové vyvrtávačky.....	15
2.2 Vyvrtávací stroje vertikální.....	15
2.3 Horizontální obráběcí centrum.....	16
3 Všeobecné požadavky na jednotlivé části obráběcího stroje.....	17
3.1 Statická tuhost	17
3.2 Dynamická tuhost.....	18
3.3 Teplotní stabilita.....	20
3.4 Geometrická přesnost.....	20
4 Nosné soustavy horizontálních obráběcích strojů	20
4.1 Požadavky na nosné soustavy	21
4.2 Části nosné soustavy	21
4.2.1 Lože	22
4.2.2 Stojany	22
5 Vřeteník	23
5.1 Vřeteník s nevýsuvným dutým vřetenem.....	24
5.2 Vřeteník smykadlového typu	24
5.3 Vřetení a jeho uložení	26

5.3.1	Valivé uložení	26
5.3.2	Kluzné uložení	27
5.3.3	Elektromagnetické uložení	28
6	Náhon vřetena	28
6.1	Střídavý systém	29
6.2	Stejnoseměrný systém.....	30
6.3	Pohon s vloženým převodem	31
6.3.1	Pohon s řemenovým převodem.....	31
6.3.2	Náhon s převodem ozubenými koly	32
6.4	Přímý pohon	32
6.4.1	Servomotor se spojkou.....	33
6.4.2	Elektrovřeteno.....	34
7	Koaxiální pohon vřetena	36
8	Řešení pohonů konkurenčních výrobců.....	37
8.1	DMG MORI	37
8.2	PAMA SPA	39
8.3	SORALUCE.....	40
8.4	BURKHARDT + WEBER.....	42
8.5	JUARISTI	42
9	Návrh pohonu	43
9.1	Zadané parametry stroje.....	43
9.2	Návrh jednotlivých variant.....	44
9.2.1	Elektrovřeteno vlastní konstrukce – VARIANTA A.....	44
9.2.2	Nákup kompletního elektrovřetena – VARIANTA B	45
9.2.3	Nákup kompletního vřetena – VARIANTA C	47
9.2.4	Vřeteno vlastní konstrukce s planetovou převodovkou – VARIANTA D	48
9.2.5	Nákup samostatné pohonné části – VARIANTA E.....	50

9.2.6	Vřetenový servomotor s planetovou převodovkou – VARIANTA F.....	51
9.3	Volba vhodné varianty	53
9.3.1	Kritéria a stanovení jejich vah	54
9.3.2	Stanovení pořadí variant	55
9.4	Model pohonu	56
10	Návrh průřezu smykadla	57
10.1	MKP analýza	59
10.1.1	Okrajové podmínky	59
10.1.2	Výsledky MKP analýzy	60
11.0	Celková skladba pohonu	64
11.1	Uložení motoru	64
11.2	Rotační přívod	64
11.3	Spojka převodovky a vřetena	65
11.4	System uvolnění nástroje.....	65
11.5	Vřeteno a jeho uložení	67
11.5.1	Návrh uložení.....	67
11.5.2	Optimální ložisková vzdálenost.....	69
11.5.3	Návrh vřetene.....	72
12	Závěr	76
	Zdroje.....	77
	Seznam příloh	82

Seznam symbolů a zkratek

symbol / zkratka	význam	jednotka
b	součinitel tlumení	s^{-1}
CI	index konzistence matice	-
CR	koeficient konzistence matice	-
E	modul pružnosti v tahu	MPa
F	síla	N
f	vlastní frekvence	Hz
G	modul pružnosti ve smyku	MPa
Gi	geometrický průměr	-
GGG	litina s kuličkovým grafitem	-
i	převodový poměr	-
K	kritérium	-
k	tuhost	N/mm
kp	translační tuhost	N/mm
kt	torzní tuhost	Nm/rad
M	krouticí moment	Nm
MKP	metoda konečných prvků	-
m	hmotnost	kg
n	otáčky	min^{-1}
P	výkon	W
p	počet kritérií	-
Rp0,2	smluvní mez kluzu	MPa
RI	Saatyho random index	-
S1	trvalý provoz	-
y	výchylka	mm
φ	úhel natočení	rad
Ω	vlastní úhlová frekvence	s^{-1}
v_i	váha kritéria	-
λ_{max}	nejvyšší vlastní číslo matice	-

1 Úvod

Rozvoj výpočetní techniky do dnešní podoby umožnil výrazný pokrok v oblasti výrobních strojů, zejména CNC (Computer Numerical Control) obráběcích strojů. Starší generace číslicově řízených obráběcích strojů byla řízena NC (Numerical Control) řídicími systémy. Tyto NC systémy využívaly jednoúčelové automaty, kde jsou software a výkonné obvody založeny na pevném zapojení a nosičem dat byla např. děrná páska.

Dnešní CNC řídicí systém realizuje číslicové řízení pomocí vestavěného počítače s uloženými softwarovými bloky se všemi důležitými funkcemi systému. Na základě číselných údajů a příkazů lze řídit hlavní a vedlejší řezný pohyb, polohovací a pomocné funkce obráběcího stroje. Směr vývoje dnešních obráběcích strojů určují potřeby jejich uživatelů a samotný vývoj technologie obrábění. Častým požadavkem na obráběcí stroje je, aby byly schopné pracovat v plně automatických režimech, aby dokázaly provádět korekce opotřebení nástrojů a dokázaly diagnostikovat a řešit chyby spojené s jejich provozem [1].

Trendem dnešní doby je, aby pružné CNC obráběcí stroje dokázaly pracovat s vysokou rychlostí, dosahovaly taktů jako stroje určené pro tvrdou automatizaci a přitom si zachovaly svoji pružnost. Tomu napomáhá snižování vedlejších časů, které je do jisté míry již vyčerpáno, díky rychlým výměnám nástroje a vysoké dynamice servopohonů při rychloposuvech. Provádí se tedy zvyšování řezné rychlosti obráběcího procesu.

Teoretická část této práce bude zaměřena na vyvrtávací stroje, jejich hlavní části a pohonné ústrojí. Praktická část bude věnována návrhu náhonu vřetena obráběcího stroje dle zadání a požadavků firmy TOS VARNSDORF a.s, která se vývojem a výrobou horizontálních vyvrtávacích strojů zabývá.

1.1 Cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je návrh koaxiálního náhonu vřetena pro obráběcí stroj zadaných parametrů tak, aby nahradilo stávající pohonnou jednotku za současné úspory finančních prostředků a dodržení předem stanovených podmínek.

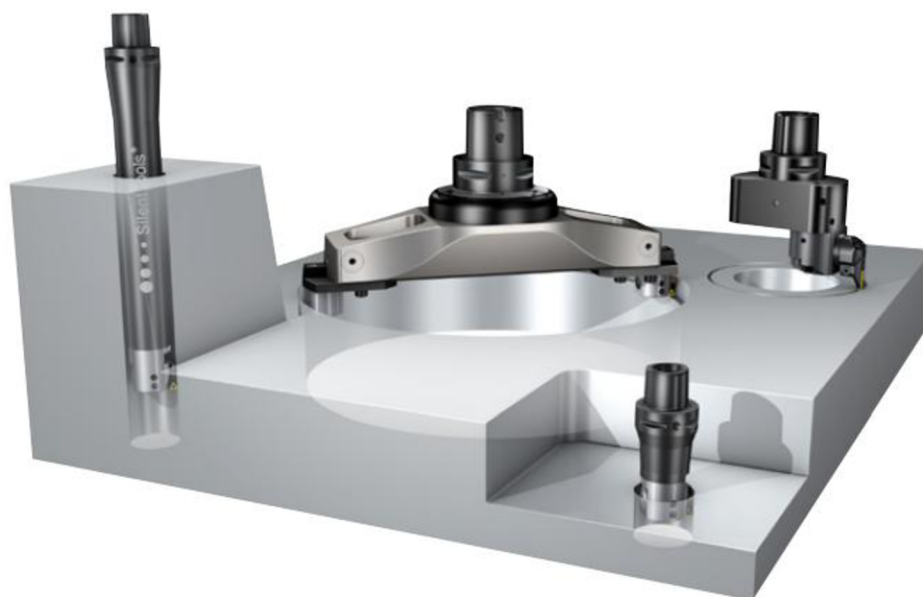
Dalším cílem je podat čtenáři informace o současném stavu technologií z hlediska pohonů obráběcích strojů. Obráběcí stroj, pro který bude navrhovaný pohon určen, patří do skupiny horizontálních vyvrtávacích strojů. Z tohoto důvodu bude teoretická část diplomové práce věnována těmto strojům.

2 Technologie vyvrtávání

Obráběcí technologie vyvrtávání slouží pro obrábění předlitých nebo předkovaných otvorů. Využívá se také pro zlepšení drsnosti povrchu a zvýšení přesnosti předvrtaných otvorů. Hlavní řezný rotační pohyb operace vyvrtávání vykonává nástroj. Posuv je realizován pomocí nástroje a to vysunutím vřetena nebo vřeteníku smykadlového typu nebo obrobkem posunutím pracovního stolu. Přísuv je prováděn nástrojem. Tyto základní úkony však závisí na typu stroje, viz kapitola 3.

Nástroji pro běžné vyvrtávání jsou vyvrtávací nože a vyvrtávací tyče. Vyvrtávací tyče mohou být uloženy několika základními způsoby – letmo nebo mohou být podepřeny jedním nebo více ložisky. Uložení letmo se používá pro slepé krátké díry, podepřené tyče nachází využití pro průchozí díry, kde toto uložení zaručuje vyšší tuhost a stabilitu. Vyvrtávací nože se upínají do vyvrtávacích tyčí, hlav nebo do vyvrtávacího ramena. Stroje určené pro tuto technologii jsou vyvrtávací stroje - vyvrtávačky. [2, 3]

Pro technologii vyvrtávání je typické použití jednobřitého nástroje. Tím jsou kladeny vysoké nároky na dostatečnou tuhost stroje a jeho hlavních komponent z důvodu vzniku periodicky měnící se reakční síly. Pro snížení těchto nepříznivých vlivů se často využívají vyvrtávací tyče s protilehlými břity. Jednobřité nástroje se často používají pro obrábění na čisto, dvoubřité na hrubovací operace [1, 3].



Obr. 1: Příkladné použití vyvrtávacích nástrojů a příslušenství firmy Sandvik Coromant [4]

3 Vyvrtávací stroje

Základní technologickou operací vyvrtávacích strojů je obrábění předem zhotoveného otvoru (např. odlitého). Díky jejich konstrukční koncepci je však možné provádět i další operace, jako je vrtání do plna a následné řezání závitů, vyhrubování, vystružování, zahlubování, také frézování čelních ploch, soustružení a další. Jedná se především o obrábění nerotačních obrobků, ať už výkonné nebo přesné. U dnešních vyvrtávacích strojů je již samozřejmostí použití CNC řízení. Řídicí systémy pro tyto stroje zajišťují Siemens, Heidenhein nebo Fanuc [3, 5].

Pro vyvrtávačky existuje řada nejrůznějších příslušenství a přídavných zařízení, např. frézovací hlavy, lícní desky, přídavné chlazení, upínací desky, kostky a stojany, otočné stoly, dopravníky třísek apod. Široká škála příslušenství těchto strojů umožňuje rozsáhlé technologické možnosti. Umožňují provádět obráběcí operace současně nebo postupně až z pěti stran na jedno upnutí obrobku [1, 6].

Podle konstrukční koncepce lze vyvrtávací stroje rozdělit následovně [1]:

- Vyvrtávací stroje s vodorovnou osou vřetena (horizontální)
- Vyvrtávací stroje se svislou osou vřetena (vertikální)
- Vyvrtávací stroje v provedení obráběcí centrum

2.1 Vyvrtávací stroje horizontální

Horizontální vyvrtávací stroje, přezdívané horizontky, nacházejí využití především v malosériové a kusové výrobě ve všeobecném strojírenství, leteckém i automobilovém průmyslu. Uplatňují se také pro obrobky používané v energetice i těžebním průmyslu. Jedná se o univerzální obráběcí stroje různých velikostí, tedy pro obrábění velmi malých až velkých součástí, často velmi tvarově složitých. I u horizontálních vyvrtávacích strojů rozlišujeme různé konstrukční uspořádání, a to stolové, křížové, deskové a souřadnicové.

Hlavní řezný pohyb zajišťuje pracovní vřeteno s nástrojem. Vřeteno může být osově výsuvné z vřeteníku nebo je uloženo nevýsuvně a výsuvný pohyb koná samotný vřeteník smykadlového typu. Vřeteník dále koná svislý posuv po stojanu. Obrobek je upnut na desku stolu nebo upínací desku uloženou na základu [2].

2.1.1 Stolové vyvrtávačky

Stolové horizontální vyvrtávačky jsou vybaveny pevným stojanem a křížovým otočným stolem. Po stojanu se výškově přestavuje vřeteník s pracovním vřetenem. Křížový otočný stůl umožňuje pohyb obrobku ve dvou vzájemně kolmých osách (X a Z). Otáčení stolu umožňuje obrábění ze čtyř stran na jedno upnutí, popřípadě z pěti stran s nasazenou úhlovou frézovací hlavou [2]. Příklad stolové vyvrtávačky je uveden na obr. 2.



Obr. 2: Stolová horizontální vyvrtávačka WH(Q) 105 CNC firmy TOS Varnsdorf [6]

2.1.2 Křížové vyvrtávačky

U křížových vyvrtávaček koná stůl s obrobkem posuvový pohyb pouze v jednom směru (osa X). Stůl může být otočný. Posuv ve směru osy Z koná stojan s pracovním vřetenem. Je tak eliminován vliv tuhosti křížových saní stolu. Křížové vyvrtávačky jsou vhodné pro obrábění např. velmi dlouhých dílců [2]. Příklad křížové vyvrtávačky je uveden na obr. 3.



Obr. 3: Křížová horizontální vyvrtávačka WHR 13 (Q) [6]

2.1.3 Deskové vyvrtávačky

U deskových vyvrtávaček se pracovní vřeteno pohybuje po svislé ose stojanu (osa Y). Stojan se pohybuje po loži kolmo k ose vřetena (osa X), mohou být i dva. Pohyb nástroje k obrobku umožňuje výsuvné vřeteno nebo smykadlo. Obrobek je často nepohyblivý, umístěný na upínací desce. Může však být i na otočném stole. Tyto stroje se často využívají pro velké obrobky [1, 2].



Obr. 4: Desková horizontální vyvrtávačka WRD 150 (Q) firmy TOS Varnsdorf [6]

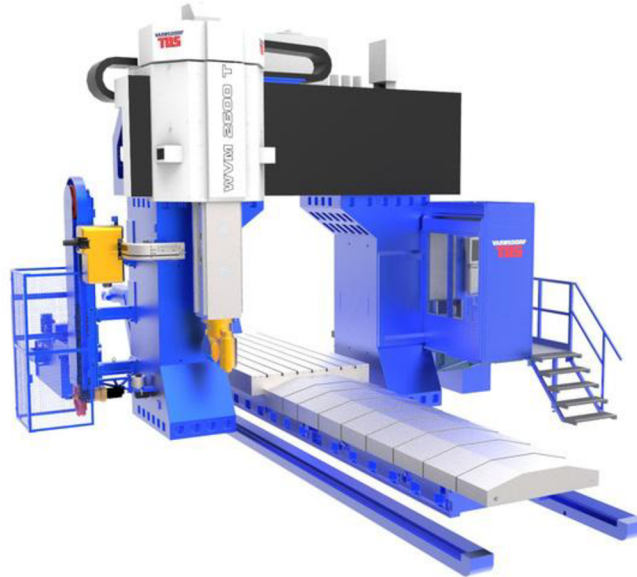
2.1.4 Souřadnicové vyvrtávačky

Souřadnicové vyvrtávačky mohou být v provedení s vodorovnou nebo svislou osou vřetena. Také mohou disponovat jedním nebo dvěma stojany. Jsou určeny k přesnému obrábění otvorů v přesných osových vzdálenostech. Využití nachází i při kontrole přesnosti obrobků vyhotovených na jiných obráběcích strojích. Zpracovávají se na nich většinou menší obrobky, které jsou umístěny na křížových stolech.

2.2 Vyvrtávací stroje vertikální

Základem pro vyvrtávací stroje se svislou osou vřetena je tuhý uzavřený rám, skládající se z pravého a levého stojanu, které jsou spojeny horním příčnickem. Tyto stroje jsou také nazývány jako portálové. Na horním příčniku může být umístěn pohyblivý vřeteník smykadlového typu. Horní příčník může být také pohyblivý. Jedná se tedy o konstrukci ve tvaru písmene „O“. Výhodou této koncepce je termosymetrická rámová struktura a symetrické zatěžování gravitačními silami.

Tyto stroje jsou určeny pro přesné obrábění obrobků skříňového typu. Při použití úhlové frézovací hlavy lze obrábět z pěti stran na jedno upnutí obrobku. Stůl bývá pohyblivý pouze v jedné ose (X) [1, 2].



Obr. 5: Portálové obráběcí centrum WVM 2600 T firmy TOS Varnsdorf [6]

2.3 Horizontální obráběcí centrum

Horizontální vyvrtávačky mohou být vysoce automatizovány a tím splňovat nároky na obráběcí centra. Stroje jsou vybaveny automatickou výměnou nástrojů ve vřetenech i hlavách, automatickou výměnou samotných hlav a palet s obrobky. Často se pro automatické výměny nástrojů vedle klasického výměníku s řetězovým zásobníkem využívá i angulárních robotů, které zakládají nástroje do speciálních stojanů. Pro výměnu hlav jsou určeny speciální manipulátory a zásobníky. Stroje pracují v automatickém režimu, disponují měřicí sondou pro nástroje i sondou pro měření obrobku. Stroje zvládají monitorovat opotřebení nástroje, popřípadě opotřebení kompenzovat. Pomocí diagnostiky stroje mohou řešit poruchy.

Horizontální obráběcí centra jsou určena pro nejrůznější obráběcí operace skříňových, deskových i rotačních obrobků. Samozřejmostí je frézování. Aktuálním trendem je vybavení stroje otočným stolem splňujícím požadavky na soustružení. Do hlavy může být nasazen držák pro soustružnické operace. Na některých moderních strojích je tedy možné více či méně plnohodnotně provádět také soustružení [1, 7].



Obr. 6: Horizontální obráběcí centrum WHT 110 C firmy TOS Varnsdorf [6]

Obráběcí centra se vyznačují vysokou dynamickou stabilitou, vysokou tuhostí a přesností provedení stroje. Důmyslné chladicí systémy zaručují minimální deformace způsobené teplem. Řídicí systémy umožňují optimální regulaci řezné rychlosti pomocí plynulé změny otáček a posuvů. Dále vynikají přesným a bezvůlovým uložením pohyblivých členů a díky této skutečnosti i přesným polohováním. Jak již bylo zmíněno, disponují různými přídatnými zařízeními včetně uzavření pracovního prostoru a samočištění během provozu [8].

3 Všeobecné požadavky na jednotlivé části obráběcího stroje

Na jednotlivé části horizontálního obráběcího stroje jsou kladeny vysoké nároky na statickou a dynamickou tuhost, teplotní stabilitu a také geometrickou přesnost.

3.1 Statická tuhost

Jak již bylo zmíněno výše, statická tuhost stroje je zásadním parametrem, ovlivňujícím pracovní přesnost stroje. Vyjadřuje odolnost konstrukce proti deformaci. Obecně je vyjádřena jako derivace zatížení podle deformace vyvolané tímto zatížením:

$$k = \frac{dF}{dy} \quad (3.0)$$

Rozlišujeme statickou tuhost translační a torzní.

- Translační tuhost je definována poměrem síly a deformace vyvolané touto silou:

$$k_p = \frac{F}{y} \quad (3.1)$$

- Torzní tuhost je definována poměrem zatěžujícího momentu a změnou úhlového natočení:

$$k_t = \frac{M}{\Delta\varphi} \quad (3.2)$$

Rovnice 3.1 a 3.2 platí pro lineární závislosti. V případě nelineárních závislostí se jedná o přírůstky veličin zatížení a deformací, tedy $dF, dy; dM, d\Delta\varphi$.

Statickou tuhost lze ovlivnit z hlediska konstrukce především geometrií součástí (kvadratický moment průřezu v ohybu a krutu). Dalším významným parametrem je modul pružnosti materiálu E , popř. G . Vlastní tuhost jednotlivých dílů lze stanovit pomocí metod pružnosti a pevnosti nebo pomocí MKP. Na celkovou tuhost soustavy má ale vliv mnoho dalších faktorů. Lze ji opět stanovit pomocí MKP, kdy úlohu řešíme jako kontaktní a definujeme tuhost vazeb mezi částmi stroje, jako jsou ložiska, vedení a šrouby.

Tuhost lze stanovit také experimentálním měřením pomocí tenzometrů, dynamometrů a úchytkoměrů. Velikost deformace se většinou se vztahuje k základu stroje.

Na celkovou statickou tuhost soustavy mají dále vliv vazby mezi jednotlivými částmi:

- Tuhost styku je dána především jakostí povrchu, tedy drsností a geometrickou nepřesností tvaru. Z tohoto důvodu se používá metod broušení a zaškrabávání.
- Tuhost spojení ovlivňuje samotná tuhost spojovacích součástí (šroubů apod.). Pro dostatečnou tuhost spojení je nutné předepnutí šroubového spoje. Vliv na celkovou tuhost spojení má také geometrické uspořádání, počet a velikost jednotlivých spojovacích prvků [8, 10].

3.2 Dynamická tuhost

V případě, že zatěžující síla je v čase proměnná, vzniká vynucené kmitání. Dynamická tuhost je pak definována jako poměr amplitudy síly ke způsobené výchylce a vyjadřuje tak odolnost proti kmitání. Můžeme ji také nazývat dynamická stabilita. Kmitání a vibrace výrobního stroje cyklicky namáhá jeho součásti, způsobuje hluk

a nepříznivě ovlivňuje i samotný proces obrábění. Nedovoluje využít výkon stroje, zhoršuje kvalitu (drsnot) obrobeného povrchu, geometrickou přesnost a také může dojít k poškození nástroje.

V teorii kmitání obráběcích strojů rozlišujeme tři základní druhy:

- *Volné kmitání* je dáno pohybovou rovnicí: $m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0$, (3.3)

kteřou lze zjednodušit zanedbáním tlumení a vyjádřit ve tvaru: $\ddot{x} + \Omega^2 x = 0$, (3.4)

kde Ω je vlastní úhlová frekvence $\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$. (3.5)

Často se vlastní frekvence vyjadřuje ve tvaru: $f = \frac{1}{2\pi} \Omega$. (3.6)

Ve skutečnosti se volné kmitání ustálí působením tlumení. Problém nastává, když se vlastní frekvence blíží nebo se shoduje s frekvencí některé vnější síly. Pak nastává stav resonance, kdy amplitudy výchylky rostou do nekonečna. Resonanci je třeba se vyhnout konstrukční úpravou tuhosti nebo hmotnosti.

- *Vynucené kmitání* je definováno pohybovou rovnicí:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t), \quad (3.7)$$

kde $F(t)$ je v čase proměnná budící síla, která vyvolává kmitání soustavy. Budící síla může být způsobena procesem obrábění např. kolísání řezných sil při frézování nebo může být způsobena vlivy, jako jsou rázy v okolí stroje, nevyváženost hřídelí stroje nepřesnostmi při montáži nebo vadným ozubením.

U skutečného obráběcího stroje se jedná o vynucené tlumené kmitání mnoha hmot spojených pružnými a tlumícími vazbami.

- *Samobuzené kmitání* vzniká působením síly vznikající v průběhu kmitání. Pro svůj vznik a udržení nepotřebuje vnější budící periodickou sílu. Frekvence samobuzeného kmitání bývá blízká vlastní frekvenci některé z částí stroje. Rozlišujeme dva druhy samobuzeného kmitání – relaxační a vyvolané řezným procesem. Relaxační kmitání vzniká při změnách velikosti třecích sil na vodících plochách. To může být způsobeno změnou řezné síly, třecího odporu nebo změnou odporu v převodovém mechanismu. Samobuzené kmitání vyvolané řezným procesem nastává jen při nepříznivých řezných podmínkách [8, 11].

3.3 Teplotní stabilita

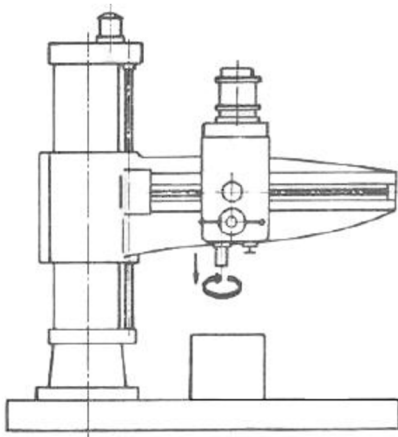
Teplu vznikající řezným procesem má negativní vliv na geometrickou přesnost stroje i obrobku. Teplu vzniká také pasivními odpory ve stroji a šíří se hlavně konvekcí a kondukcí a způsobuje deformace. Dalším zdrojem je teplo z okolí. Pro zaručení teplotní stability je vhodné umísťovat zdroje tepla, jako jsou motory, brzdy a třecí spojky, mimo stroj nebo je alespoň dostatečně izolovat, zajistit dostatečné mazání ložisek a převodů. Chladit vřetena, ložiska a převody proudícím olejem. Nepříznivé teplotní vlivy je možné minimalizovat také použitím konstrukčního materiálu s malou délkovou teplotní roztažností a konstruovat symetrický rám. Je třeba zajistit odvod třísek, aby nedocházelo k jejich hromadění a nevznikal tak další zdroj tepla.

3.4 Geometrická přesnost

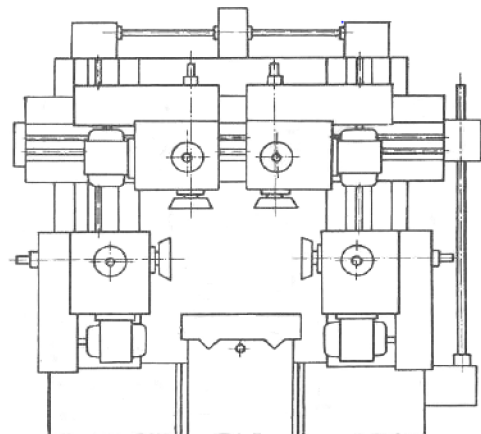
Geometrická přesnost obráběcího stroje je dána především přesností jednotlivých součástí, přesností dosedacích ploch, kvalitní montáží a celkovým seřizením stroje. Postupy pro ověření geometrické přesnosti obráběcích strojů jsou normalizovány pomocí předávacích protokolů. Vedle zkoušek geometrické přesnosti se dále provádějí i zkoušky pracovní přesnosti, spolehlivosti a výkonnosti. [8, 9]

4 Nosné soustavy horizontálních obráběcích strojů

Základem obráběcího stroje je nosná soustava, ke které jsou připojeny všechny další funkční jednotky, jako je vřeteno, pohony, stoly, saně, řízení apod. Dle konstrukční koncepce rozeznáváme dva základní typy uspořádání nosných soustav – otevřené a uzavřené. Nosnou soustavu tvoří lože, stojan, příčník, sloupy a stojany [8, 9].



Obr. 7: Otevřený rám - typ C [8]



Obr. 8: Uzavřený rám - typ O [8]

Nosné soustavy musejí odolávat mnoha nepříznivým vlivům, které vznikají při procesu obrábění. Neustálý vývoj nosných soustav vede ke snižování ceny, lepší tvarové a rozměrové přesnosti a také zvyšování statické i dynamické tuhosti. Právě dostatečná tuhost, statická i dynamická, výrazně přispívá k celkovému zdokonalování technologie obrábění.

4.1 Požadavky na nosné soustavy

- vysoká dynamická i statická tuhost,
- teplotní stabilita,
- nízká hmotnost pohyblivých struktur,
- snadná výroba, montáž i manipulovatelnost,
- nízká cena a přizpůsobení ke stabilnímu uložení na základ [9].

4.2 Části nosné soustavy

Rám horizontek tvoří především lože a stojan. Jejich provedení a pohyblivost se liší dle již zmíněných druhů horizontálního vyvrtávacího stroje.

Materiálovým etalonem pro nosné části obráběcích strojů je již mnoho let šedá litina, která disponuje dobrými tlumícími vlastnostmi, jež ji pro tuto aplikaci předurčují. Z důvodu vnitřního pnutí litin se nechávají odlitky stárnout. Tento proces trvá zhruba 6 měsíců. Z toho důvodu se stárnutí nahrazuje několika procesy žihání. Funkční plochy je nutné třískově obrábět.

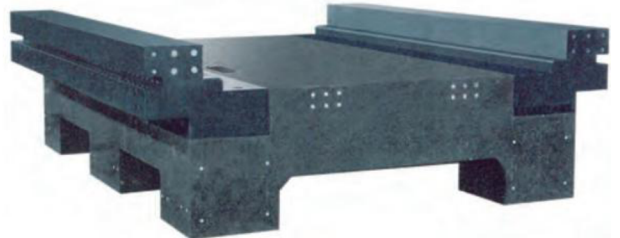
Často se využívá také ocelových svařenců. Výhodou oceli proti litině je vyšší modul pružnosti. To umožňuje menší tloušťku stěny a nižší hmotnost. Svařence je opět nutné žihat pro odstranění pnutí svarových spojů. Pro lože některých obráběcích strojů se stále častěji využívá i nekonvenčních materiálů. Mohou jimi být betonové materiály např. polymerbeton, hydrobeton a také vysokohodnotný beton. Jinou materiálovou možností může být přírodní granit. V některých případech se využívá kombinace různých materiálů, pak se jedná o hybridní materiály. Využívá se také vláknových kompozitů, především uhlíkových vláken v polymerní matici. Svoje uplatnění najdou také sendvičové voštinové kompozity a kovové pěny [8, 9, 12, 13].

4.2.1 Lože

Lože horizontek jako hlavní nosný díl rámu, bývá nízké, bohatě žebrované pro vysokou tuhost a pevně umístěno na základ. Pevnostní vlastnosti těchto struktur se běžně ověřují pomocí numerických výpočetních metod.



Obr. 9: Litinové lože firmy STOLLE [14]



Obr. 10: Hybridní lože - polymerbeton + granit [15]

Lože je nepohyblivé a připevněné k základu. Dle provedení stroje může být vodorovné nebo skloněné. Skloněné provedení umožňuje snadnější odvod třísek, který uobou variant mohou realizovat různé druhy dopravníků. Lože bývá vybaveno dvěma nebo více hlavními vodícími plochami. Konstrukční řešení různých výrobců je však rozmanité.

4.2.2 Stojany

Stojan může být pevný nebo přestavitelný a nese vřeteník. Pro umožnění svislého posuvu vřeteníku je stojan vybaven vodícími dráhami. Vodící dráhy stojanu i lože bývají laserově kaleny nebo je možné použít lineární vedení. Vysoká tuhost stojanu je zajištěna vnitřním žebrováním. Pro vyrovnání hmotnosti vřeteníku je stojan dutý a je v něm umístěno závaží, může však být použito i jiných druhů vyvažování, např. hydraulickým válcem.

Kompensace hmotnosti vřeteníku může být také realizována pomocí hydro-pneumatického systému. Ten využívá malých posuvových sil a přispívá tak k úspoře elektrické energie během obrábění. Hydraulický válec je zde spojen ocelovými lany přes kladky s vřeteníkem, viz obr. 11 [8, 16].

Kompensace deformace samotného stojanu je zajišťována pomocí táhel, umístěných na zadní stěně stojanu. Pomocí těchto táhel lze kompenzovat deformace vodících ploch pro přesné vedení vřeteníku [16].



Obr. 11: Kompenzace hmotnosti vřeteníku [16]

5 Vřeteník

Vřeteník lze považovat za velký funkční celek, který zastává mnoho funkcí. Je tvořen litinovým tuhým odlitkem. Prochází jím dutina pro vřeteno. Ta může být kruhová v případě základního provedení (výsuvné pracovní vřeteno) nebo čtvercová pro smykadlo. Tvoří tak nosnou část pro smykadlo, resp. vřeteno, se všemi jeho pohonnými jednotkami, tj. jednotky zajišťující vysouvání pracovního vřetene nebo smykadla a jednotku náhonu vřetena. Krouticí moment z hlavního motoru se přenáší pomocí typizovaných převodových skříní a spojek a dále na vřeteno pomocí suvných per.

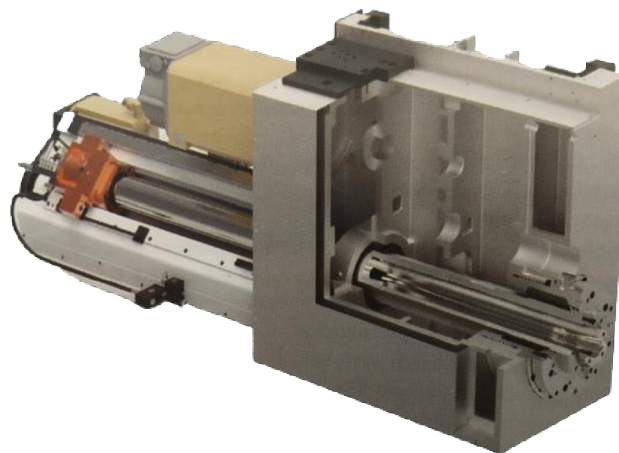
Vřeteník musí umožňovat přesný pohyb po vodících plochách stojanu. To je realizováno pomocí kaleného vedení s několika řadami hydrostatických buněk s nezávislými přívody tlakového oleje v případě hydrostatického vedení. Jinak lze, opět využít lineárních vedení. Ústrojí pro vysouvání vřetena nebo smykadla bývá řešeno pomocí servomotoru a kuličkového šroubu s předepnutými maticemi. Vřeteník dále musí umožňovat přesné uložení vřetena a obsahovat mechanismy pro upínání nástrojů, pneumatické vedení pro ofukování nástrojové dutiny a také vedení pro přívod chladicí kapaliny k nástroji. Na čelo vřeteníku se připevňují zvláštní technologická příslušenství, jako mohou být lící desky, frézovací hlavy, apod.

Vřeteník horizontální vyvrtávačky může být umístěn na boku stojanu (obr. 12) nebo ve středu dvouplášťového stojanu uzavřeného typu „O“. Pak se jedná o centrálně uložený vřeteník, viz obr. 11. Tímto uložením lze dosáhnout symetrického silového a tepelného zatížení rámu.

Pro vřeteníky horizontálních vyvrtávaček platí stejné nároky jako pro jejich nosné konstrukce. Důležitá je statická i dynamická tuhost a teplotní stabilita. Vřeteník je pohyblivým prvkem, a tak je třeba brát při jeho konstrukci zřetel na jeho hmotnost, aby mohla být zajištěna dostatečná dynamika pohybu [1, 8, 16].

5.1 Vřeteník s nevýsuvným dutým vřetenem

Základní provedení stroje bez výsuvného frézovacího (dutého) vřetená, tedy bez vodorovného smykadla se používá u menších strojů s posuvným stojanem nebo stolem. Pracovní vřetená je zde uložena kluzně nebo hydrostaticky v dutém vřeteně a to s minimální vůlí. Povrch vřeten je pro vysokou stykovou tuhost nitridován. Přesné uložení dutého vřetená zajišťují předepnutá vřetenová kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. [1, 16].



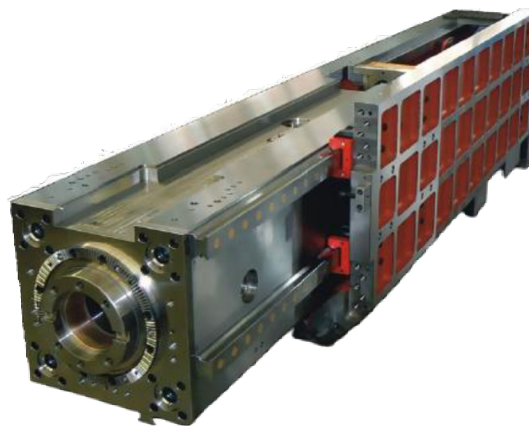
Obr. 12: Vřeteník s výsuvným pracovním vřetenem [16]

5.2 Vřeteník smykadlového typu

Vřeteník smykadlového typu se využívá u křížových a deskových horizontálních vyvrtávaček. Vřeteník má většinou tvar písmene L (umístěn na boku stojanu) a umožňuje tak uložení smykadla čtvercového průřezu. Existují však také stroje s centrálně umístěným smykadlovým vřeteníkem. Vysunutí smykadla je odměřováno pomocí pravítek nebo lineárním vedením s integrovaným odměřováním. Výhodou použití

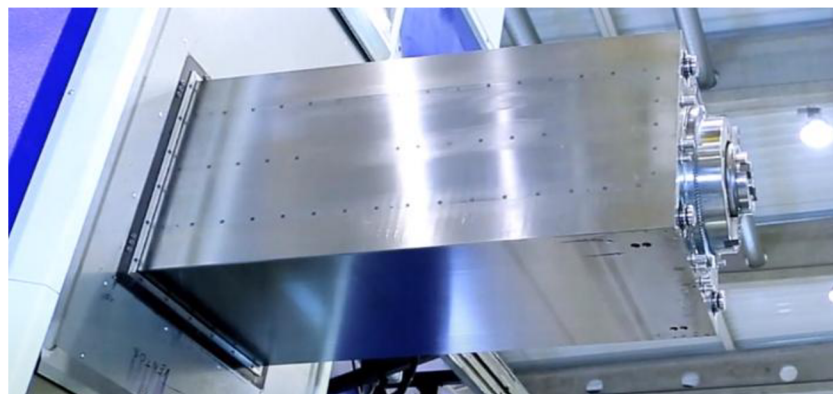
smykadla je, že podepírá pracovní vřeteno a dochází tak k menším deformacím způsobených vlastní tíhou vřetene a také je pracovní vřeteno stabilnější při obrábění. Dutina vřeteníku pro smykadlo je vybavena rámečkem se stěrači nečistot.

Těleso smykadla tvoří uzavřený tuhý odlitek. Bývá uloženo kluzně, valivě nebo hydrostaticky a je vysouváno směrem k obrobku. Těsnicí rámeček je v případě valivého a kluzného vedení značně složitý. Často jsou použity tři kolejnice vedení, umístěné na smykadle, vozíky jsou uloženy na vřeteníku, viz obr. 13 [1, 8, 16].



Obr. 13: Valivě uložené smykadlo [17]

Výhodu má hydrostatické vedení, kdy rámeček nemusí kopírovat složité tvary lineárního vedení. Odlitek vřeteníku má v případě hydrostatického uložení smykadla uzavřený tvar s precizně obrobenými vnitřními plochami, které dosedají na vodící plochy smykadla často opatřeny kvalitními polymerními materiály s hydrostatickými komorami. Výhodou hydrostatického uložení je také vysoká tuhost a tlumení [1].



Obr. 14: Hydrostaticky uložené smykadlo vřeteníku [6]

Smykadlo je vybaveno kompenzačním systémem, který zabraňuje nebo alespoň zmenšuje jeho ohybové deformace. Tento systém se skládá ze čtyř předepínacích tyčí, na které působí hydraulické válce podle aktuálního vyložení smykadla. V některých kompenzačních systémech se využívá řízení tlaku v jednotlivých hydrostatických komorách.

Klesání (padání) čela smykadla při jeho vysunutí je kompenzováno elektromechanickými systémy. Podle vysunutí je smykadlo přesně naklápěno [1, 16].

5.3 Vřeteno a jeho uložení

Hlavním úkolem vřetena horizontky je přesný otáčivý pohyb nástroje. Tato přesnost přímo ovlivňuje limitní šířku řezu, která je faktorem vzniku samobuzených kmitů, viz 3.1.2. Přesnost chodu se měří na předním konci vřetena. Kontroluje se radiální i axiální házení. Dalšími požadavky, které vřetena musí splňovat, jsou dostatečná tuhost geometrická přesnost i při měnícím se zatížení, minimální pasivní odpory a s tím spojené generování tepla. Mělo by být možné vymezovat vůli, vznikající opotřebením součástí [5].

Přední konec vřetena je uzpůsoben k upnutí nástroje. Upnutí nástroje musí být přesné, spolehlivé, dostatečně tuhé a také rychlé. Tvar a celkové provedení upínacího rozhraní závisí na konkrétním druhu stroje a požadované přesnosti. K upínání rotujících nástrojů slouží normalizované kuželové stopky ISO nebo HSK. Někteří výrobci nástrojů, vyvíjí vlastní systémy upínání, které se svým tvarem odlišují. Jedním z nich je např. Sandvik Coromant nebo firma Schunk se svými produkty řady Tribos [4, 5, 18].

Vřetena jsou uložena nejčastěji pomocí kombinace radiálních a axiálních valivých ložisek. Je možné ale vřetena uložit také kluzně nebo elektromagneticky.

5.3.1 Valivé uložení

Valivé uložení je v praxi nejčastější a je dostatečně přesné a spolehlivé. Pro aplikace u vřeten vyvrtávacích strojů jsou často použity radiální válečková, jedno či víceřadá, ložiska s možností vymezení vůle a předpětí. Dalším zástupcem jsou kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pro přenos kombinovaného zatížení. Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem mohou být v provedení axiálním nebo radiálním. Další možností jsou kuželíková ložiska. Ložiska, které jsou umístěna blíže k přednímu konci vřetena (k nástroji) mají největší vliv na přesnost a umožňují přenos axiálního zatížení.

Ložiska umístěná na zadním konci přenášejí radiální zatížení a umožňují pohyb v axiálním směru kvůli teplotní dilataci vřetena [5, 8, 20].



Obr. 15: Kuličkové ložisko s kosouhlým stykem [19]



Obr. 16: Válečkové dvouřadé ložisko [19]

Se zvyšujícími se nároky na únosnost ložisek a použitelné otáčky někteří výrobci začali využívat alternativních materiálů. Vedle ocelových materiálů se tak můžeme setkat i s keramickými. Ložiska skládající se z ocelových kroužků a keramických valivých elementů se nazývají hybridní ložiska. Často se na výrobu valivých elementů tohoto druhu používá nitrid křemíku. Hybridní ložiska zaručují dobrou výkonnost i při nedostatečném mazání a znečištěném prostředí. Pro velmi náročné aplikace se dají použít také celokeramická ložiska. Vynikají vysokou trvanlivostí a vysokou únosností [5, 19].

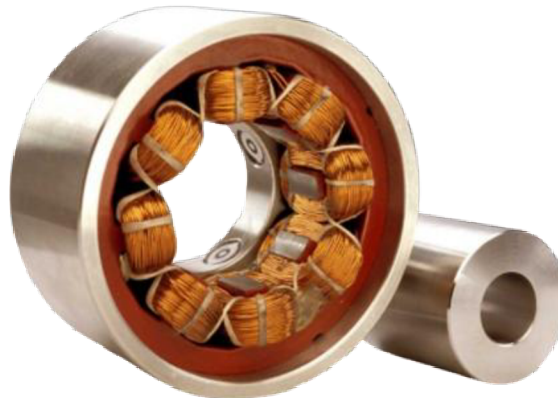
5.3.2 Kluzné uložení

Do kluzných uložení lze řadit uložení aerostatická a hydrostatická, aerodynamická a hydrodynamická.

Uložení aerostatické a hydrostatické lze zatěžovat i při klidu součásti nebo nízkých otáčkách. Do místa uložení je stále přiváděno tlakové médium. Uložení aerodynamické a hydrodynamické lze zatěžovat až při dosažení určitých otáček, kdy dojde k vytvoření dostatečné vrstvy média mezi součástmi. Potřebný tlak média je zajištěn až rotací součásti. Uložení s tlakovým olejem zajišťuje vysokou tuhost uložení díky nízké stlačitelnosti média a poskytuje tlumení. Uložení, kde je tlakovým médiem vzduch, jsou méně tuhá, ale dosahují velmi vysokých otáček [5, 20].

5.3.3 Elektromagnetické uložení

Elektromagnetická ložiska se využívají především u strojů, jejich otáčky jsou velmi vysoké (více než 100 000 ot/min). Nedochází zde ke kontaktu součástí ani tření prostřednictvím tlakového média. Hřídel je uložena v elektromagnetickém poli. Pro případ výpadku elektrické energie jsou elektromagnetické systémy vybaveny i valivými ložisky [5, 8].



Obr. 17: Elektromagnetické ložisko [21]

6 Náhon vřetena

Pomocí pohonné jednotky dochází ke změně vstupní energie, nejčastěji elektrické, na mechanickou. Základem pohonného systému je elektromotor, alternativně hydromotor. Převodové ústrojí, spojené s hnací jednotkou, zajišťuje změnu velikosti vstupních veličin. Pohonná jednotka a převodové ústrojí tvoří systém pohonu, jehož hlavním úkolem je vykonávat hlavní řezný pohyb. Hlavními veličinami, charakterizující pohonné systémy jsou výkon, otáčky, krouticí moment, převodový poměr, účinnost a životnost.

Nároky kladné na pohonné systémy:

- dostatečně přesně regulovat řeznou rychlost v požadovaném rozsahu,
- dostatečný a konstantní výkon v celém rozsahu otáček
- vysoká dynamika umožňující rychlý rozběh a reverzaci řezného pohybu
- přesné polohování u strojů s vysokou mírou automatizace
- teplotní stálost, dynamická stabilita, tuhost, spolehlivost, životnost
- nízká hlučnost [8].

Elektrické motory napájené výkonovými měniči a řízené regulačními obvody se zpětnými vazbami vytváří elektrický servopohon. Servopohon je tedy vždy zapojen v uzavřené regulační smyčce [22].

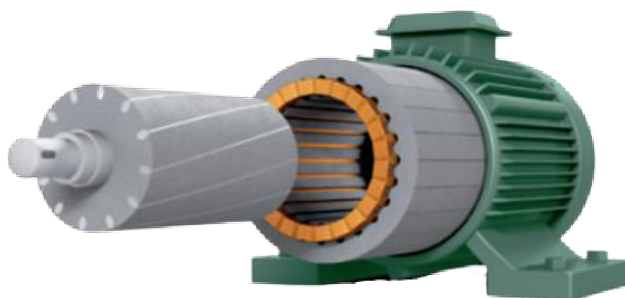
Z hlediska napájení elektrické hnací jednotky lze rozlišovat dva systémy:

- střídavý a
- stejnosměrný.

6.1 Střídavý systém

Jeden z nejjednodušších způsobů přeměny elektrické energie na mechanickou je použití asynchronního motoru. Tento typ motoru se vyznačuje jednoduchostí konstrukce, robustností a spolehlivým provozem. Nejčastěji jsou k dosažení požadovaných otáček použity mechanické převody, kde je možné řazením jednotlivých převodů diskrétně regulovat otáčky. Jedná se tedy o stupňovitou změnu otáček. Tohoto principu se využívá u klasických obráběcích strojů. Méně často se pro regulaci otáček využívají variátory, které umožňují v určitém rozsahu plynulou regulaci.

Změnu otáček asynchronního motoru lze dosáhnout několika způsoby. Jedním z nich je změnou počtu pólů. Při změně počtu pólů dochází ke skokové změně otáček. Další možností je změna skluzu, kdy dochází k plynulé, avšak ztrátové regulaci. Nejvhodnějším způsobem plynulé změny otáček je změna frekvence napájecího napětí, což umožňuje regulaci beze ztrát. K tomuto účelu se využívají frekvenční měniče [7, 22].

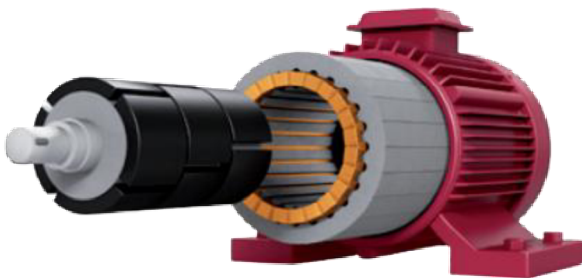


Obr. 18: Ilustrace asynchronního motoru [23]

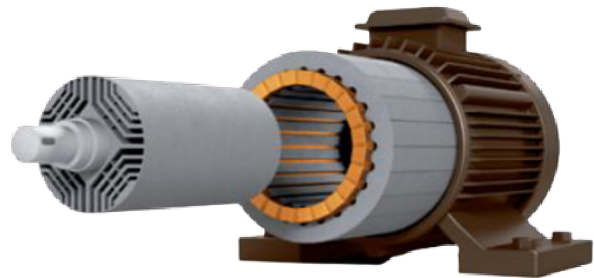
Plynulou změnu otáček lze zajistit i prostřednictvím Ward - Leonardova soustrojí, které se skládá z asynchronního motoru, dynama, budiče a stejnosměrného motoru. Asynchronní motor je napájen střídavým napětím ze sítě a pohání dynamo a budič. Budič zajišťuje stálé napětí pro napájení řídicího dynama a pro stejnosměrný motor, který je hnacím motorem včetně obráběcího stroje. Tento systém zajišťuje regulaci otáček

v rozsahu 1:2,5 až 1:3,5 při stálém výkonu. Celkový rozsah regulace je 1:10, s použitím amplidynu až 1:1000. Nevýhodou Ward - Leonardova soustrojí jsou vysoké pořizovací náklady a vlivem trvalého chodu asynchronního motoru poměrně nízká účinnost. Pro pohon horizontálních vyvrtávaček se tento systém používal spíše v minulosti. Našel uplatnění také u karuselu, hoblovek a velkých hrotových soustruhů [5, 7].

Synchronní motory dodávají konstantní krouticí moment v širokém rozsahu otáček. V minulosti se používaly hlavně pro posuvové mechanismy obráběcích strojů. Dodávají posuvovým mechanismům konstantní posuvovou sílu, vysoké dynamické vlastnosti a také možnost přesné regulace najetí do požadované polohy. V dnešních dobách se využívají synchronní motory buzené permanentními magnety na rotoru jako hlavní pohony vřeten díky jejich vyššímu krouticímu momentu při stejném výkonu v porovnání s asynchronním typem motoru. Zvláštním druhem synchronních motorů jsou krokové motory, které se vyznačují vysokou přesností polohování, nízkými otáčkami i nižším momentem. Další skupinou synchronních motorů mohou být motory reluktanční, které využívají specifických tvarů rotoru pro usměrnění magnetického pole a vzniku reluktančního momentu. Celý systém umožňuje úsporu elektrické energie [8, 22, 23].



Obr. 19: Ilustrace synchronního motoru [23]



Obr. 20: Ilustrace reluktančního motoru [23]

6.2 Stejnoseměrný systém

Stejnoseměrný motor, jedno z nejstarších elektrických zařízení, se skládá ze statoru s permanentními magnety a rotoru s vinutím. Tento motor lze velice snadno plynule regulovat pomocí změny přiváděného napětí na kotvu. Vedle motorů s permanentními magnety se pro vysoké výkony používají motory s cizím buzením. Provedení s permanentními magnety ve statoru a vinutím na rotoru má však řadu nevýhod, kterými je např. kluzný kontakt mezi komutátorem a sběracími kartáči. Toto ústrojí si žádá pravidelné čištění a výměnu obroušených kartáčů. Další nevýhodou je výrazné oteplování celého mechanismu za provozu, protože servopohony jsou často konstruovány uzavřené,

bez přístupu chladícího vzduchu. Teplo se pak může přenášet přímo na posuvový mechanismus, např. kuličkový šroub.

Na základě těchto nevýhod byl vyvinut stejnosměrný elektronicky komutovaný motor (EC). Konstrukce je opačná, magnety jsou umístěny na rotoru a vinutí ve statoru. Funkci komutátoru zde vykonává tranzistorový měnič, který zajišťuje přepínání proudu do jednotlivých statorových vinutí [22].

V současné době se pro hlavní pohony vřeten obráběcích strojů používají především regulovatelné synchronní a asynchronní motory, které dodávají konstantní výkon v poměrně širokém spektru otáček. Ve strojích, pro které jsou vhodné především vysoké otáčky a je možné akceptovat menší krouticí moment, lze použít stejnosměrné motory. Ty jsou hojně využívány např. u elektrického ručního nářadí. [8, 22].

Z hlediska celkové konstrukční koncepce pohonného systému lze rozlišit dva druhy pohonu vřetena:

- nepřímý (s vloženým převodem) a
- přímý.

6.3 Pohon s vloženým převodem

Mechanické převody umožňují přenášet a transformovat výkon mezi elektrickým servomotorem a samotným vřetenem. Je tedy dosaženo požadovaných výkonových charakteristik, zejména vysokého krouticího momentu v nízkých otáčkách, který je potřebný pro hrubovací operace. Převod mezi motorem a vřetenem je v praxi prováděn převážně dvěma způsoby:

- řemenovým převodem a
- převodem ozubenými koly.

6.3.1 Pohon s řemenovým převodem

Obecně je možné použít řemeny s třecí nebo tvarovou vazbou. Často se z důvodu jednoduchosti konstrukce řemenic využívají řemeny s třecí vazbou, především řemeny klínové. Pro přesné polohování natočení vřetene je možné využít ozubené řemeny, tedy řemeny s tvarovou vazbou. Řemenový převod má výhodu v tlumení momentových rázů a také tlumí kmitání vznikajících při chodu motoru. Příliš se nezahřívají, není tedy nutné komplikované chlazení a mají klidný a tichý chod. Vynikají také nízkými výrobními

i provozními náklady. Nevýhodou může být omezená životnost řemene, velké rozměry celého převodu a radiální namáhání ložisek způsobené napínáním řemene a samotným chodem převodu. Řemenové převody s třecí vazbou jsou citlivé na znečištění prachem a olejem a také je nutné je vybavit zařízením pro dostatečné napínání řemene [10].

6.3.2 Náhon s převodem ozubenými koly

Převod pomocí ozubených kol se stal v praxi nejvíce vyžívaný z důvodu jeho velké únosnosti, přesnosti a také životnosti. Umožňuje přenášet vysoké výkony při vysokých otáčkách. V porovnání s řemenovými převody dosahují menších rozměrů, ale také nižší účinnosti. Jsou hlučnější a vyžadují mazání. Nevýhodou také je, že při zabírání ozubených kol vzniká teplo a vibrace, které jsou dále přenášeny na vřeteno a nepříznivě ovlivňují řezný proces. U starších klasických obráběcích strojů se můžeme setkat s manuálně řadící předlohou převodovkou, u moderních strojů spíše s neřadící převodovkou a elektronickou regulací motoru. Častá je také kombinace řadící převodovky, ovládané pomocí elektroniky, a elektronické regulace otáček motoru. Tímto způsobem je možné dosáhnout velice výhodných průběhů výkonu i krouticího momentu v širokém spektru otáček [5, 7, 10].

6.4 Přímý pohon

Přímý pohon vřetena obráběcího stroje je obecně možné realizovat dvojitým způsobem. Jednou možností je spojení servomotoru a vřetena pomocí spojky. Druhou možností je přímá integrace elektromotoru do vřetena, tzv. elektrovřeteno.

Toto řešení pohonu je výhodné z hlediska jednoduchosti a účinnosti, tedy nedochází ke ztrátám výkonu pasivními odpory v převodech. Další výhodou je, že nevznikají vibrace vlivem záběru ozubených kol, které by se přenášely vřetenem až k nástroji. Je tak dosahováno velice kvalitně obrobeneho povrchu. Výhodou je také absence radiálních sil, vznikajících v převodech, které jinak zatěžují ložiska a působí deformace vřetena. Je zde také zřetelná redukce hlučnosti.

Nevýhodou může být omezená možnost regulace otáček, která je v tomto případě možná pouze prostřednictvím elektronických regulátorů. Popřípadě přepínání vinutí, které umožňuje např. vřetenovým motorům řady α il firmy Fanuc střídat dva režimy – pro vysoké a nízké otáčky. Samotný servomotor musí tak splňovat nároky na výkon a krouticí moment ve velmi širokém spektru otáček [7, 8].

Díky vývoji elektronických systémů do dnešní podoby se výrazně rozšiřují možnosti uplatnění elektrických servomotorů. Dříve byla elektrovřetena určena výhradně k vysokorychlostnímu obrábění (HSC- High Speed Cutting), kdy se vysokými rychlostmi posuvů snižují řezné odpory. Dosahovala především vysokých otáček při nízkých momentech, a tak v reálné praxi našla využití zřídka. Hrubovací operace při nízkých otáčkách se uskutečňovaly pouze prostřednictvím pohonů s mechanickými převody [5, 15].

Dnes se však výrazně rozšířila základna firem, které se vývojem a výrobou elektrovřeten a vestavných motorů zabývají. Jsou jimi např. Franz Kessler GmbH, CyTec Zilindertechnik GmbH, Fanuc a Siemens. Díky neustálému vývoji vznikají elektrovřetena, jejichž doménou jsou stále vysoké otáčky, ale jsou schopna i vysokých krouticích momentů při nižších otáčkách. Běžně se dnes maximální otáčky vřeten obráběcích strojů pohybují v rozmezí 8 000 – 30 000 ot/min.

Někteří výrobci, např. Precise - Fischer, uvádějí na trh vřetena s maximálními otáčkami 160 000 – 200 000 ot/min. Jedná se však o vřetena s poměrně nízkými výkony. Jsou použity synchronní motory s výkony 500W a 0,08 Nm. Vysoké otáčky kladou také vysoké nároky na uložení, která jsou často realizována aerostaticky, v některých případech se využívá hybridních nebo keramických ložisek [15].

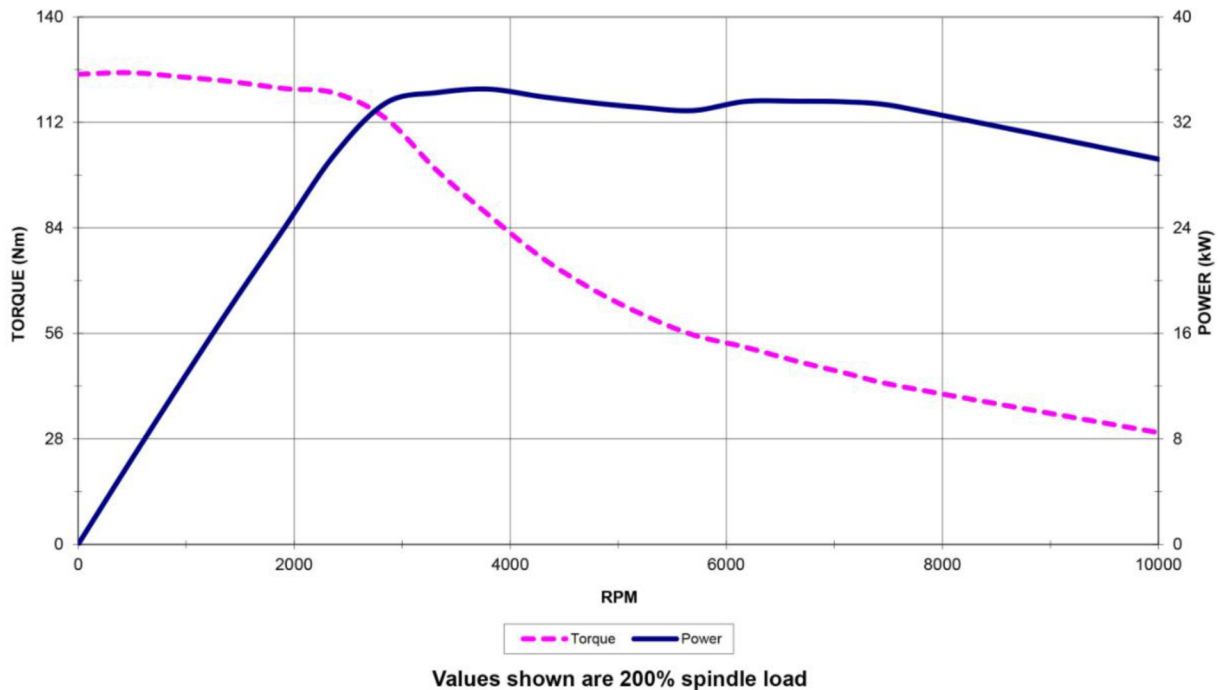
6.4.1 Servomotor se spojkou

Konstrukčně je tato varianta přímého pohonu vřetena obráběcího stroje realizována vřetenovým servomotorem spojeného s vřetenem pomocí spojky.

Tento způsob se v praxi používá pro stroje, kde jsou výhodné vyšší otáčky vřetena a kde pro obrábění postačuje nižší krouticí moment. Konstrukce takového pohonu je znázorněna na obr. 21. Výkonové charakteristiky jsou zřejmé z obr. 22.



Obr. 21: Servomotor spojkou spojený s vřetenem firmy Hass Automation, Inc. [24]



Obr. 22: Průběh krouticího momentu a výkonu servomotoru firmy Hass Automation, Inc. [24]

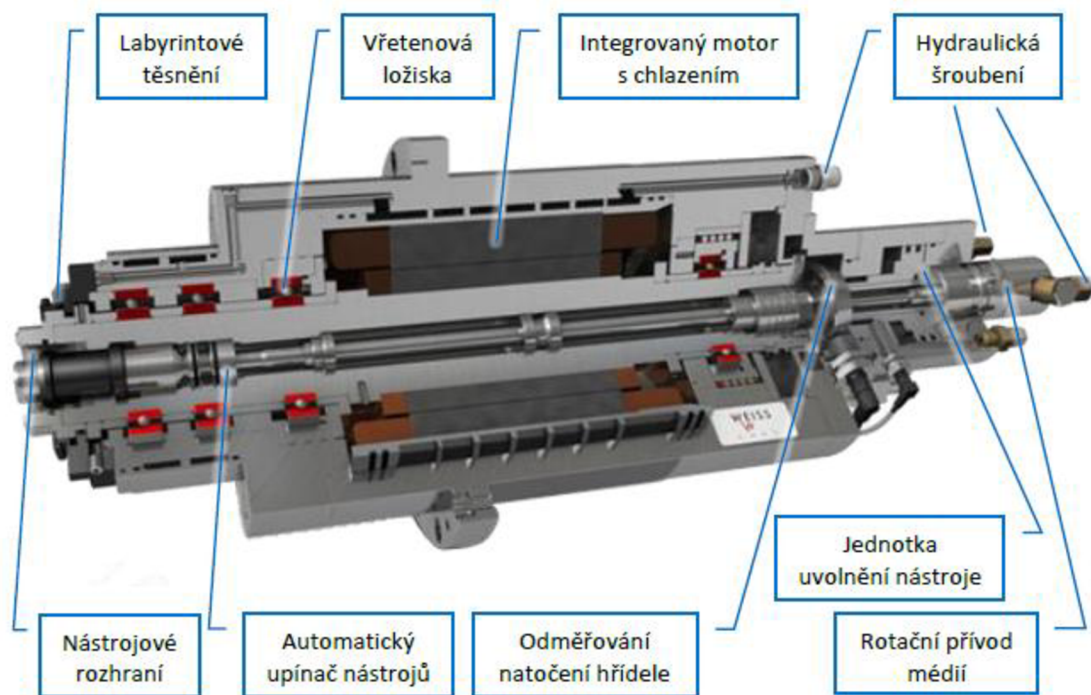
6.4.2 Elektrovřeteno

Řada výrobců moderních obráběcích strojů využívá konstrukčního řešení, kde je vřeteno přímo součástí elektrického servomotoru jako jeho rotor. Využívá se vestavných motorů, viz obr. 23. Motor se umísťuje mezi uložení vřetena a může být synchronní s permanentními magnety, asynchronní s rotorem z mědi nebo hliníku nebo se může jednat o motor reluktanční.



Obr. 23: Synchronní vestavný motor SIMOTICS M-1FE1 firmy SIEMENS [25]

Pohon pomocí vestavného motoru disponuje vysokou dynamickou stabilitou, vysokou tuhostí, v některých případech dochází k výrazné úspoře zastaveného místa. Nevýhodou je přímé ovlivnění vřetena teplem. Největší oteplení vzniká při nízkých otáčkách a vysokém krouticím momentu. Z toho důvodu je krouticí moment elektronicky omezován. Nutné je intenzivní chlazení takového pohonu. Chlazení je často řešeno pomocí kanálu vinutého kolem statoru. Některé zabudované motory mají také chladicí kanál procházející rotorem. Elektrovřeteno je zachyceno na obr. 24 [7].



Obr. 24: Elektrovřeteno firmy Weiss Spindeltechnologie GmbH [26]

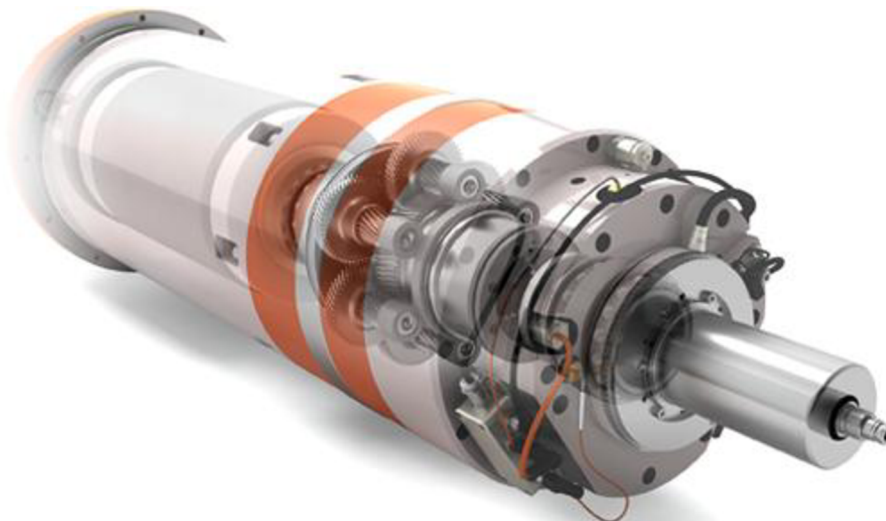
Výrobce Fanuc využívá pro částečné řízení otáček a výkonu přepínání vynutí u vestavných asynchronních motorů. Motor tak může pracovat ve dvou režimech. Jeden pro nižší otáčky a vysoký krouticí moment a druhý pro vyšší otáčky. Příkladem mohou být vestavné asynchronní motory řady BiI. Otáčky mohou dosahovat až 70 000 ot/min. Rozsah výkonů, kterých motory této řady dosahují je v rozmezí (0,75 – 50) kW.

Druhou variantou vestavných motorů toho výrobce jsou synchronní vestavné motory, které dosahují vyšších krouticích momentů díky silné struktuře rotoru z neodymiového magnetu. Jedná se o řadu motorů BiS, které dosahují výkonů (11 –80) kW a až 33 000 ot/min. Valná většina motorů v této řadě však dosahuje otáček podstatně nižších, např. (750, 1400, 2500, 3000, 4500, 6000, 7000) ot/min.

Pro vestavěné motory jsou vedle výkonových parametrů důležité také jejich rozměry. Charakterizuje je vnější průměr statoru, vnitřní průměr rotoru a délka [15, 27].

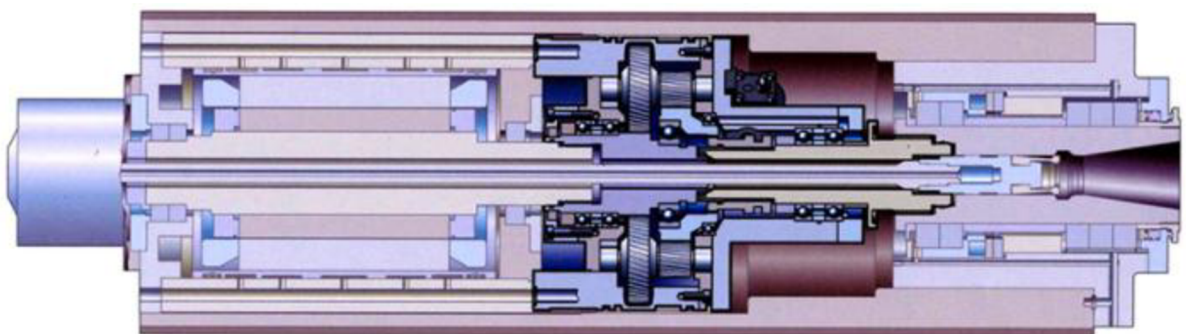
7 Koaxiální pohon vřetena

Z předchozích kapitol je zřejmé, že koaxiálním nebo „in line“ pohon vřetena lze realizovat metodami uvedenými v 6.4.1 a 6.4.2. I přes snahu dosáhnout vysokých krouticích momentů u vestavných motorů a klasických vřetenových motorů není často možné dosáhnout požadovaného krouticího momentu při současném zachování kompaktních rozměrů. Z tohoto důvodu někteří výrobci využívají planetových převodovek k dosažení požadovaných výkonových charakteristik a současně využívají výhod, které zahrnuje souosé uložení, viz 6.4. Příklad takového pohonu je uveden na obr. 25 [15].



Obr. 25: Pohonná jednotka GM firem Redex Andantex a Franz Kessler GmbH [28]

Toto konkrétní řešení pohonu obsahuje vestavný asynchronní motor vyvinutý společností Franz Kessler a také planetovou dvourychlostní převodovku od firmy Redex Andantex. Celkové provedení vřetena i s nástrojovým rozhraním je znázorněno na obr. 26.



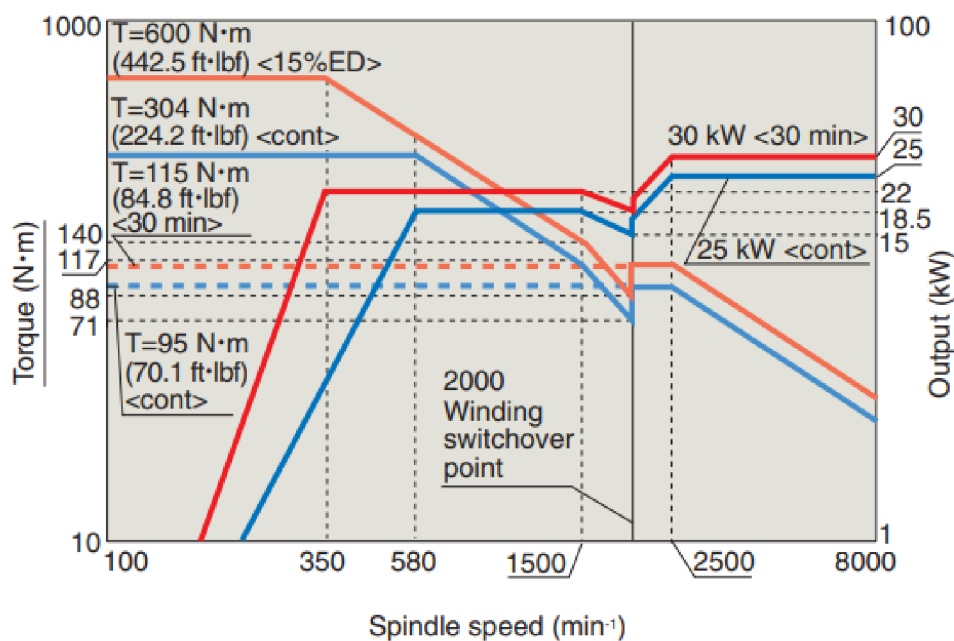
Obr. 26: Elektrovřeteno s planetovou převodovkou od firmy Redex Andantex [29]

8 Řešení pohonů konkurenčních výrobců

V následujících kapitolách je uvedeno, jak řeší problematiku pohonů vřeten horizontálních obráběcích strojů konkurenční výrobci.

8.1 DMG MORI

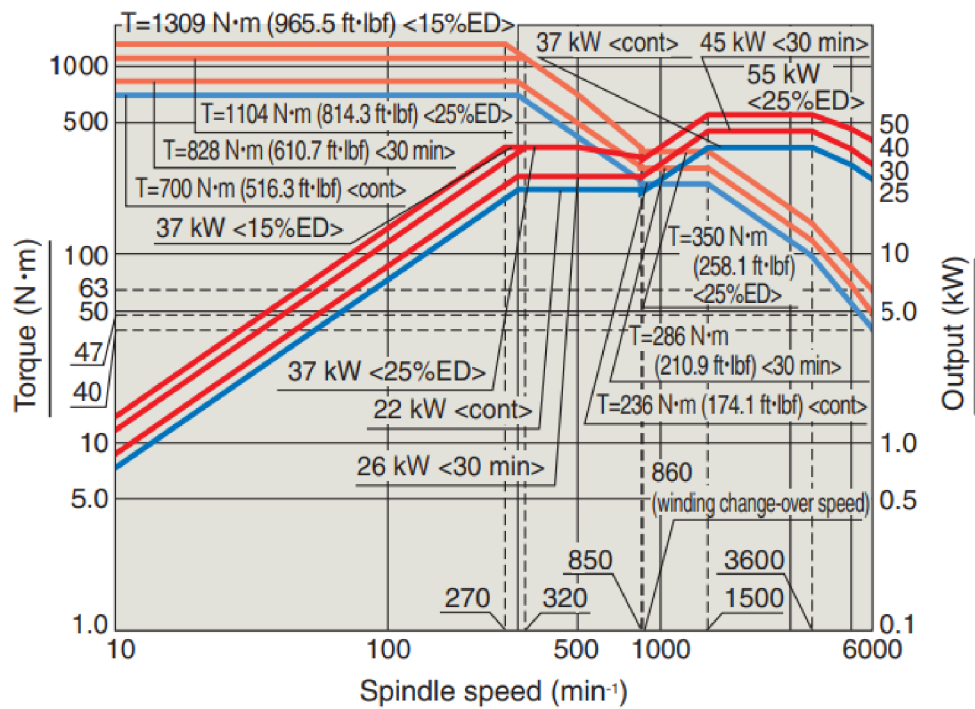
Firma DMG MORI nabízí své stroje vybavené výhradně přímým pohonem vřetena pomocí vestavného servomotoru od dodavatelů Siemens a Fanuc. Zákazník si může vybrat z několika typů, které se liší výkonovými parametry. Pro uvedení konkrétního příkladu byl vybrán stroj NH 5000 DCG/50 v provedení „High torque“. Výkonové charakteristiky jsou uvedeny na obr. 27. [30]



Obr. 27: Výkonová charakteristika pohonu vřetena stroje NH 5000 DCG/50 v provedení „High torque“ firmy DMG MORI [30]

Z grafu je zřejmé, že pohon vřetena dosahuje jmenovitého výkonu při S_1 $P = 25$ kW a krouticího momentu $M = 304$ Nm. Při přetížení je po dobu 30 minut schopen pracovat s výkonem 30 kW a krouticím momentem 600 Nm při 15 % zatěžovacím cyklu. Takto vysoký krouticí moment je dostupný v rozmezí (100 – 350) ot/min. Při otáčkách rovných 2000 ot/min dochází k přepínání vinutí na motoru a následně je možné dosáhnout až 8000 ot/min.

Pro větší stroj téže řady (NH 6300 DCG II) je nabízeno opět několik výkonových variant. Pro porovnání je opět uvedeno provedení „High torque“.



Obr. 28: Výkonová charakteristika pohonu vřetena stroje NH 6300 DCGII v provedení „High torque“ firmy DMG MORI [31]

Elektrovřeteno tohoto stroje dosahuje 6000 ot/min. Při otáčkách 850 ot/min dochází k přepínání vinutí na motoru. Dosahuje jmenovitého výkonu $P = 37 \text{ kW}$ při S_1 a dále až 55 kW při 25 % zatěžovacím cyklu. Jmenovitý krouticí moment $M = 700 \text{ Nm}$ je dostupný od (10 do 300) ot/min. Maximálního krouticího momentu 1309 Nm motor může dosáhnout při 15 % zatěžovacím cyklu.

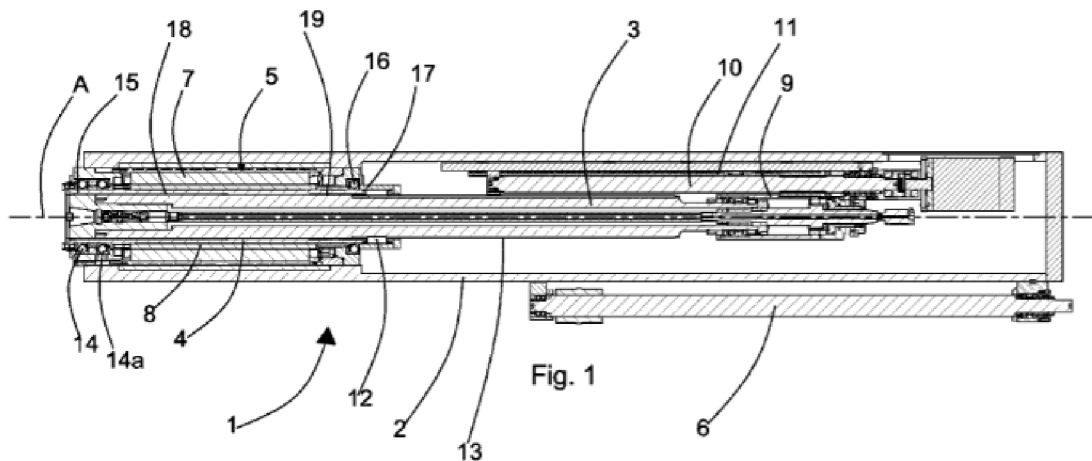
Standardní provedení obou zmiňovaných strojů, je vybaveno elektrovřeteny řady „speedMaster“, viz obr. 29. Tato vřetena dosahují otáček (od 8 000 do 20 000) ot/min a disponují nižšími jmenovitými krouticími momenty (od 31 do 147) Nm [30, 31].



Obr. 29: Vřeteno „speedMaster“ firmy DMG MORI [32]

8.2 PAMA SPA

Italská firma PAMA má ve své nabídce horizontálních obráběcích strojů modely, které disponují přímým pohonem vřetena i modely s pohonem s řadicí převodovkou. Přímý pohon vřetena realizují pomocí zabudovaného servomotoru (5). Průřez smykadla s elektrovřetenem zachycen na obrázku 30.



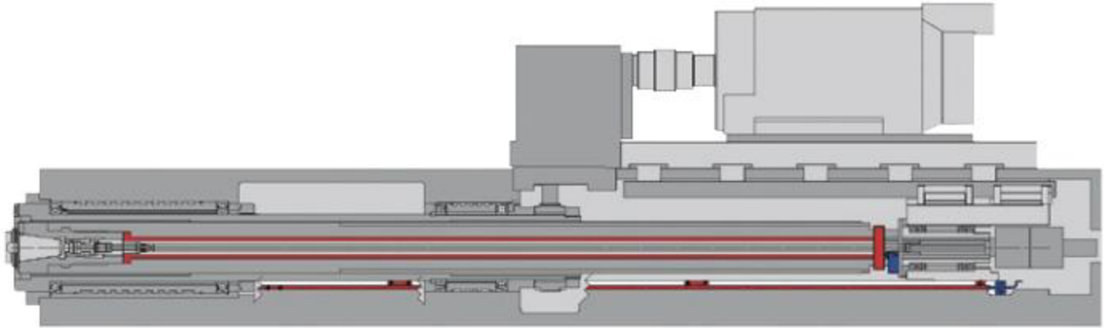
Obr. 30: Elektrovřeteno italské firmy PAMA [34]

Výrobce používá téměř výhradně hydrostatické uložení smykadel a pracovních vřeten. Provedení s přímým pohonem je současně konstruováno tak, aby bylo možné pracovní vřeteno z dutého vysouvat pomocí mechanismu s kuličkovým šroubem (10). Celý mechanismus je uložen ve smykadle, které je možné vysouvat z vřeteníku pomocí mechanismu (6) [33, 34].

Obráběcí stroje řady „Speedmill“, kde je pohon zajištěn elektrovřetenem, dosahují výkonu při S_1 v rozmezí od 51 kW do 73 kW a otáček (5000 až 6000) ot/min. Krouticí momenty dosahují (810 – 1210) Nm. Dalším zástupcem obráběcích strojů tohoto výrobce s přímým pohonem jsou stroje řady „Speedram HP“. Jedná se o velké obráběcí stroje s výkony (90 - 150) kW a maximálními otáčkami (3000 - 5000) ot/min. Tyto stroje dosahují maximálních krouticích momentů vřeten (1800 – 3900) Nm.

Obráběcí stroje tohoto výrobce, kde je pohon řešen pomocí servomotoru a vložené řadicí převodovky, jsou stroje řady „Speedmat“ a „Speedram“. Tyto stroje využívají dvou nebo trojstupňovou převodovku pro dosažení vysokých krouticích momentů. Koncepce pohonu je znázorněna na obr. 31. Nejedná se tedy o koaxiální pohon.

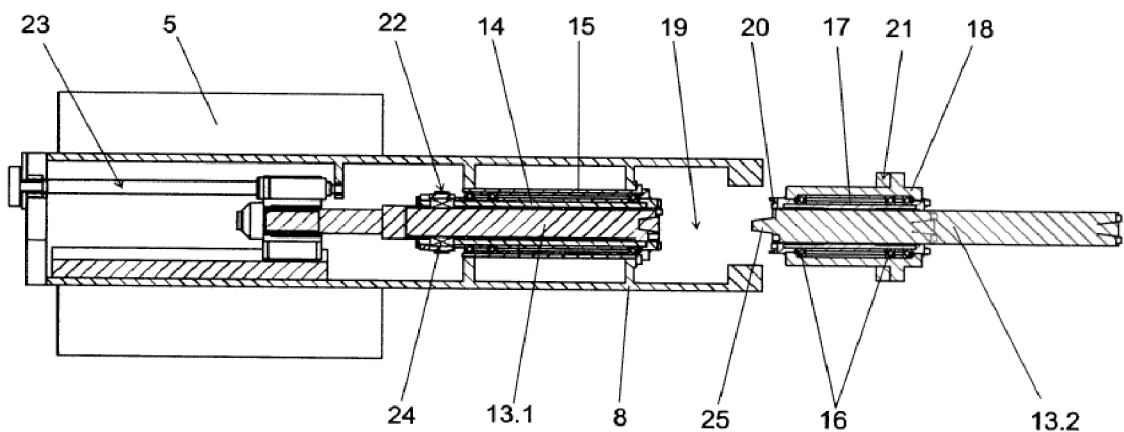
Příkladem mohou být stroje řady „Speedmat“, které mohou dosahovat výkonu při S_1 (37 – 52) kW, (3500 – 4000) ot/min a krouticího momentu (1530 - 2396) Nm. Stroje řady „Speedram“ jsou opět větší a dosahují výrazně vyšších krouticích momentů (až 25 685 Nm) [35].



Obr. 31: Koncepte vřetena s pohonem s vloženým převodem firmy PAMA [36]

8.3 SORALUCE

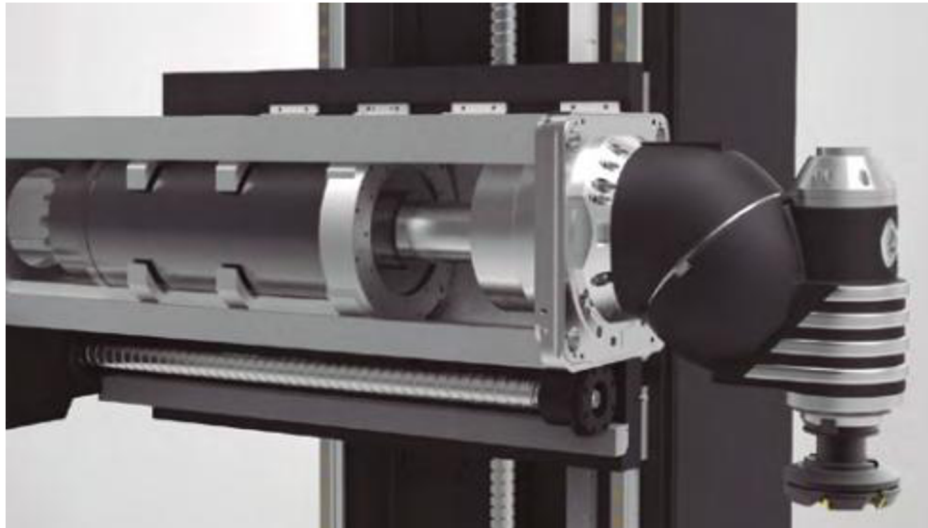
Španělská společnost Soraluca používá pro své stroje různé druhy pohonu. Pro větší vyvrtávací stroje používá nepřímého pohonu obdobné koncepce, kterou zobrazuje obr. 31. Celá sestava pohonu vřetena je zasazena do smykadla hlouběji, viz obr. 32. Následně jsou nasazovány frézovací hlavy úhlové nebo hlava s vřetenem určená ke klasickému přímému vyvrtávání, frézování apod. Pohon pracovního vřetene (13.1) zajišťuje převod ozubenými koly (22). Vysouvání vřetene zajišťuje kuličkový šroub (23) v zadní části smykadla [37, 38].



Obr. 32: Provedení smykadla firmy Soraluca s nepřímým pohonem [38]

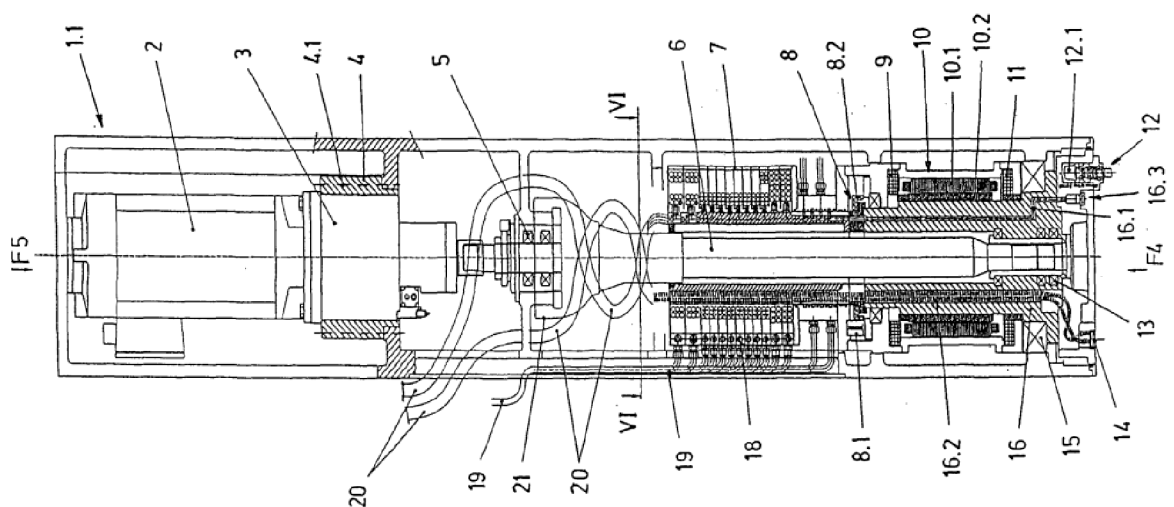
Pro menší frézovací stroje stolového typu např. TR 25 používá tato firma přímého pohonu pomocí zabudovaného servomotoru. Schéma konkrétního provedení nebylo dle současně dostupných informací možné získat. Svým tvarem připomíná klasické

provedení elektrovřetena (obr. 33). Stolové frézovací stroje řady TR disponují výkonem 43 kW a maximální otáčky jsou volitelné v rozsahu (4000 – 7000) ot/min. Kroučící moment v dostupném katalogu nebyl uveden [39].



Obr. 33: Elektrovřeteno firmy Soraluce [39]

Mezi patentovaná provedení pohonu firmy Soraluce patří modulární systém pohonu pro frézovací hlavy uvedený na obr. 33. Jedná se o pohon pracovního vřetena pomocí servomotoru (2) spojeného s planetovou převodovkou (3). Převodovka je spojena s hřídelem 5, který slouží pro spojení s pracovním vřetenem a současně umožňuje snadnou montáž hnacího i vřetenového ústrojí. Hlavní motor i převodovka jsou chlazeny kapalinou. Zabudovaný servomotor (10) v přední části zajišťuje rotaci dutého vřetene a tím rotační pohyb nasazené frézovací hlavy. Jedná se o momentový motor s nízkými otáčkami [40].



Obr. 34: Nepřímý koaxiální pohon modulárního systému firmy Soraluce [40]

8.4 BURKHARDT + WEBER

Německá společnost BURKHARDT + WEBER dodává stroje s různými druhy pohonů. Jejich nabídka umožňuje dostat stroj s přímým pohonem pomocí elektrovřeten, stroj s otočným (naklápěcím) vřetenem (obr. 35), což je ve své podstatě také elektrovřeten nebo je možné objednat stroj s nepřímým hnaným vřetenem s vloženým převodem. Stroje s nepřímým pohonem tvoří základ nabídky této společnosti.



Obr. 35: Naklápěcí vřeten firmy BURKHARDT + WEBER [41]

Pro uvedení příkladu byla vybrána kompaktní modelová řada MCC. Elektrovřeten a natáčecí vřeten těchto strojů dosahují výkonu 30 kW, 300 Nm a 6 000 ot/min, volitelně až 10 000 ot/min. Další možností jsou vřeten s nepřímým pohonem, která disponují dvoustupňovou převodovkou a výkonem 41 kW, 1 200 Nm a 6 000 ot/min, volitelně až 10 000 ot/min. Dle dostupných informací nebylo možné posoudit, zda se jedná o pohon koaxiální.

Pro vyvrtávací stroje větších rozměrů (řada MCR) využívá výrobce výhradně nepřímý pohon s vloženou dvoustupňovou nebo čtyřstupňovou převodovkou pro dosažení vysokých krouticích momentů (až 3 600 Nm) [41].

8.5 JUARISTI

Tento výrobce využívá pro pohon vřeten svých strojů především nepřímé metody s vloženým převodem pomocí převodovky. Stroje tohoto výrobce v porovnání s ostatními konkurenty využívají především nižšího spektra otáček. Kompaktní řada strojů TL je dodávána s pohony o výkonu (22 – 37) kW, krouticím momentu (1100 – 1800) Nm a otáčkami (3 000 – 3 500) ot/min. Dle dostupných informací není zřejmé, zda se jedná o pohon koaxiální a kolik převodových stupňů využívá převodovka.

V nabídce firmy JUARISTI lze nalézt stroje, které mohou být vybaveny elektrovřetenem o výkonu 48 kW a maximálními otáčkami 12 000 ot/min, krouticí moment nebyl uveden. Toto provedení však neumožňuje vysunutí pracovního vřetena.

Výrobce umožňuje osadit stroje nejrůznějšími druhy frézovacích hlav. Vedle hlav s mechanickým převodem, které dosahují vysokých krouticích momentů (až 2 850 Nm), dodává výrobce také hlavy s naklápěcím vřetenem, obdobně jako výrobce BURKHARDT + WEBER. Pro tento druh hlavy je použito elektrovřeteno a je dostupný v několika variantách:

- 30 kW, 230 Nm, 6 000 ot/min,
- 48 kW, 450 Nm, 12 000 ot/min,
- 60 kW, 1000 Nm, 24 000 ot/min [42].

9 Návrh pohonu

V následujících kapitolách bude dále zpracováván návrh vlastního koaxiálního pohonu pro obráběcí stroj, který by měl splňovat předepsané parametry.

9.1 Zadané parametry stroje

Tabulka 1: Zadané parametry

veličina	značka	hodnota	jednotka
Rozsah otáček vřetena	n	10 – 6 000	ot/min
Jmenovitý výkon hlavního motoru (S1)	P	25	kW
Jmenovitý krouticí moment na vřetenu (S1)	M_k	800	Nm
Řezná síla	F_r	1	kN
Vysunutí smykadla	z	1250	mm
Rozsah posuvů	f	1 – 30 000	mm/min
Maximální posuvová síla v osách	F_p	15	kN
Automatické upínání nástrojů	F_{up}	25	kN

Další parametry: nevýsuvné vřeteno, ofukování kuželové dutiny, upínání nástroje pružinami, uvolnění hydraulicky, chlazení osou vřetene s průtokem $Q = 30$ l/min a tlakem $p_{max} = 7$ MPa, příprava na přívody pro trvale nasazené hlavy.

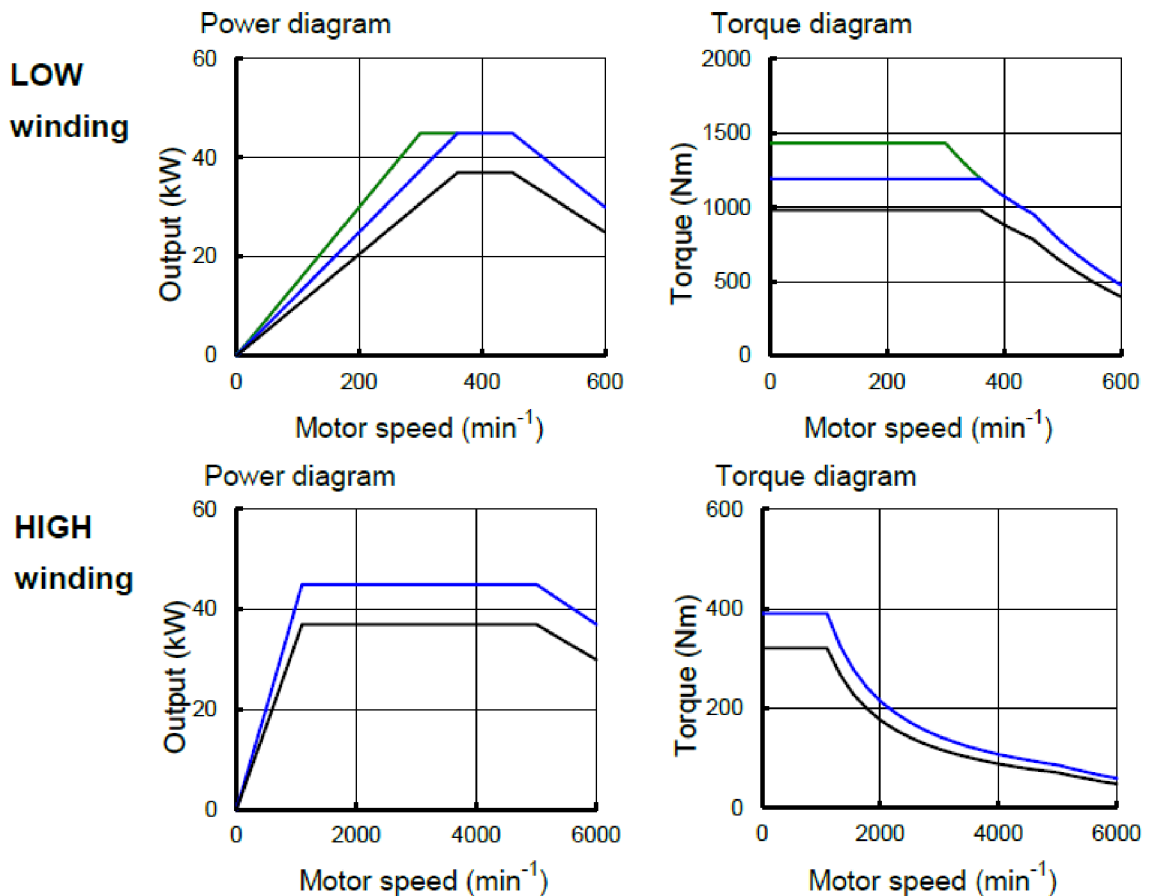
9.2 Návrh jednotlivých variant

V následujících kapitolách bude představen návrh několika možných variant provedení pohonu vřetena.

9.2.1 Elektrovřeteno vlastní konstrukce – VARIANTA A

Schéma tohoto pohonu je již zachyceno na obr. 24. K tomuto řešení by byl použit vestavný motor, viz obr. 23. Z rešeršní části této diplomové práce a rozboru řešení pohonu jednotlivých výrobců je zřejmé, že dosažení požadovaného kroučícího momentu 800 Nm za současného zachování výkonu 25 kW a požadovaného spektra otáček je u zabudovatelného servomotoru velmi problematické, ne-li nemožné vzhledem k současnému stavu techniky. Řešením by bylo značné navýšení výkonu. To by však také způsobilo větší spotřebu elektrické energie.

Jako konkrétní zástupce byl vybrán asynchronní šesti-pólový motor od firmy Fanuc BiI 250M/6000 s přepínatelným vinutím. Motor pracuje se střídavým napětím 400 V. Výkonové a momentové charakteristiky jsou zřejmé z obr. 36 a tabulky 2.



Obr. 36: Výkonové a momentové charakteristiky motoru BiI 250M/6000 od firmy Fanuc [43]

Tabulka 2: Parametry vestavného motoru firmy Fanuc [43]

model	BiI 250M/6000 (Fanuc)						
vinutí	režim	n_{\max} [ot/min]	$M_{k\max}$ [Nm]	P [kW]	vnější průměr [mm]	zabudovaná délka [mm]	cena [Kč]
LOW	S1	6000	981	37	370 (412 s obalem pro chlazení)	522	310 000
	S2 / 30 min		1194	45			
	S2 / 15 min		1432	56			
HIGH	S1		321	37			
	S2 / 30 min		391	45			

* cena se může lišit dle individuální konfigurace

Nevýhodou by byl nutný rozsáhlý konstrukční vývoj vřetene, protože toto řešení je od současně používaných vřeten společnosti TOS Varnsdorf značně odlišné. S tím jsou spojeny nové postupy výroby a montáže, které by musely být do provozu implementovány. Další nevýhodou mohou být velké zástavbové rozměry.

9.2.2 Nákup kompletního elektrovřetena – VARIANTA B

Řešením by bylo zakoupit celé elektrovřeteno od renomovaných výrobců. Vřeteno by již bylo vybaveno všemi náležitostmi včetně systému upínání, rotačním přívodem apod. Příkladem by mohlo být elektrovřeteno od výrobce Franz Kessler GmbH, konkrétně model HC500-S6 (obr. 37), s výkonovými parametry zachycených tabulkou 3.



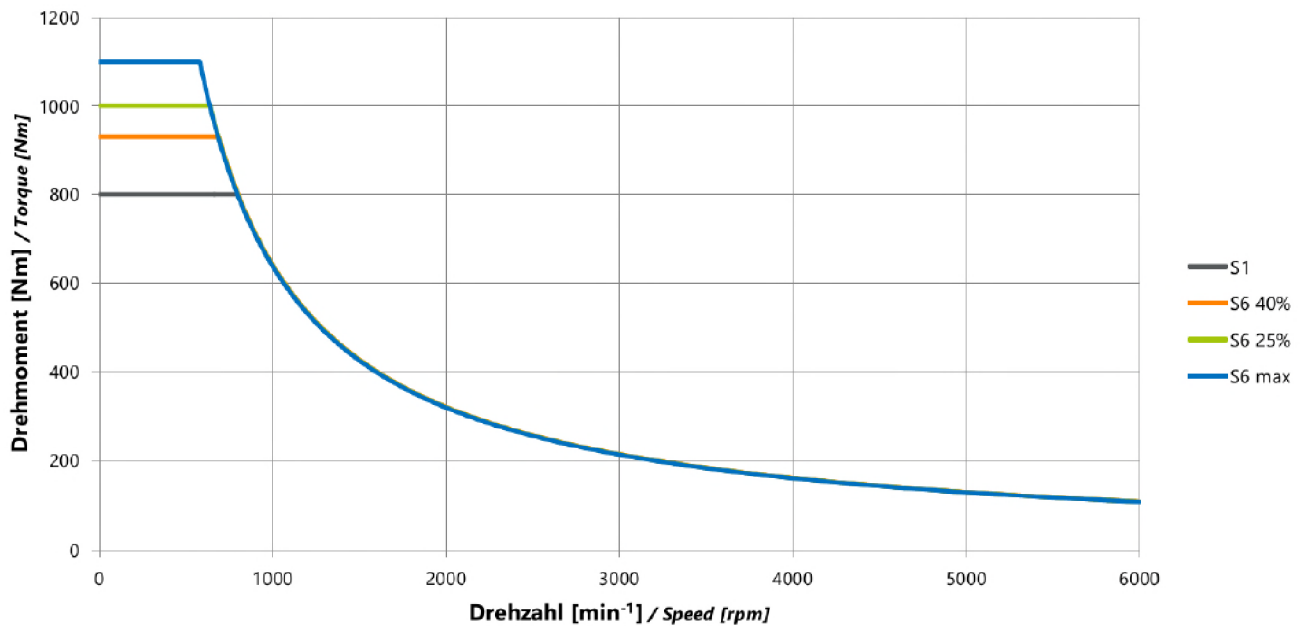
Obr. 37: Elektrovřeteno HC500 firmy Franz Kessler GmbH [44]

Tabulka 3: Parametry elektrovřetena HC500 od firmy Franz Kessler GmbH [44,45]

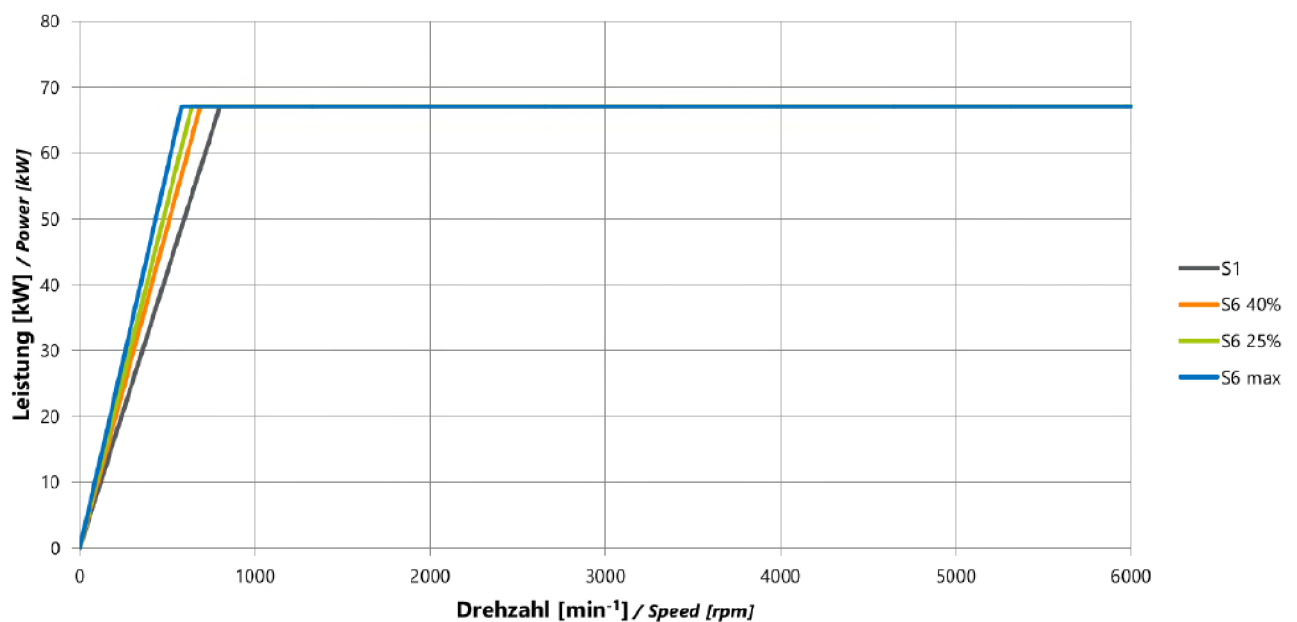
model	HC500-S6					
režim	n_{\max} [ot/min]	M_k [Nm]	P [kW]	vnější průměr [mm]	zabudovaná délka [mm]	cena* [Kč]
S1	6000	800	67	325	578	1 036 000
S6 / 40%		930				

* cena se může lišit dle individuální konfigurace

Jedná se o vřeteno se synchronním šesti-pólovým motorem od firmy Siemens. Celkový průběh momentu a výkonu je pak znázorněn na obr. 38 a 39. Hmotnost tohoto elektrovřetena činí 370 kg. Vřeteno je vybaveno chladicím systémem, který umožňuje chladit nástroj středem nebo k chlazení použít šest vnějších trysek. Upínání nástroje je realizováno hydraulicky. Nevýhodou tohoto typu řešení je především vysoká pořizovací cena.



Obr. 38: Průběh krouticího momentu vřetene HC500-S6 firmy Franz Kessler GmbH [45]



Obr. 39: Průběh výkonu vřetene HC500-S6 firmy Franz Kessler GmbH [45]

9.2.3 Nákup kompletního vřetena – VARIANTA C

Tuto variantu řešení tvoří zabudovatelný servomotor spojený s planetovou převodovkou a nástrojovým rozhraním. Kombinací těchto komponent lze dosáhnout požadovaných parametrů. Schematické zobrazení je zřejmé z obr. 26, popř. 25 v rešeršní části. K tomuto typu pohonu výrobce používá řadicí dvojestupňovou převodovku (obr. 40). Jeden převodový poměr umožňuje výstupní otáčky stejné jako vstupní, tedy $i = 1$, aby bylo možné dosáhnout vysokých otáček a druhý převodový poměr $i \neq 1$ (např. $i = 5$) umožňuje dosažení vysokého krouticího momentu. Planetová převodovka, stejně jako zabudovatelný motor, musí být v dutém (průchozím) provedení, aby bylo možné tento pohonný systém osadit rotačním přívodem pro přívod chladicího media k řeznému nástroji.

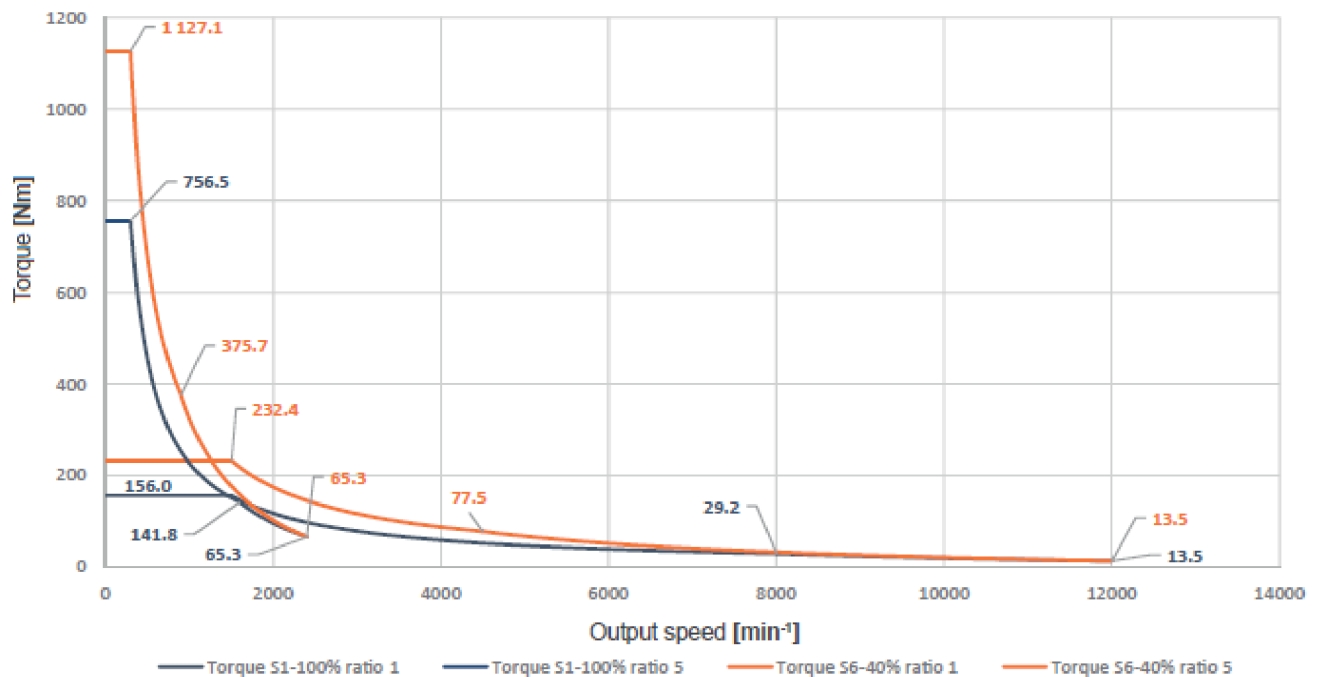


Obr. 40: Planetová dvourychlostní převodovka RAM od výrobce Redex Andantex [46]

Toto řešení pohonu je zatíženo nákladným vývojem, a tak dodavatelé těchto pohonů poskytují tyto produkty za značné částky. Tento produkt nabízí firma Franz Kessler GmbH ve spolupráci s francouzskou firmou Redex Andantex. Parametry konkrétního modelu GM800 zachycuje tabulka 4. Jedná se o pohonnou jednotku s šesti-pólovým asynchronním motorem a planetovou dvoustupňovou převodovkou, včetně nástrojového rozhraní. Celkový průběh krouticího momentu je znázorněn na obr. 41.

Tabulka 4: Parametry vřetenové jednotky GM800 firem Redex a Kessler [47]

model	GM800					
	n_{\max} [ot/min]	M_k [Nm]	P [kW]	vnější průměr [mm]	celková délka [mm]	cena [Kč]
S1	12 000	760	24	280	1 269	1 036 000
S6 / 40%		1130	35			



Obr. 41: Průběh krouticího momentu pohonné jednotky GM800 [48]

Z tabulky 4 a obr. 40 je zřejmé, že pohonná jednotka nedosahuje požadovaného krouticího momentu při S1. V nabídce těchto výrobců je také model GM1300, který je o třídu výkonnější (40 kW při S1, 60 kW při S6) a zadané parametry dostatečně přesahuje (1240 Nm při S1) [47].

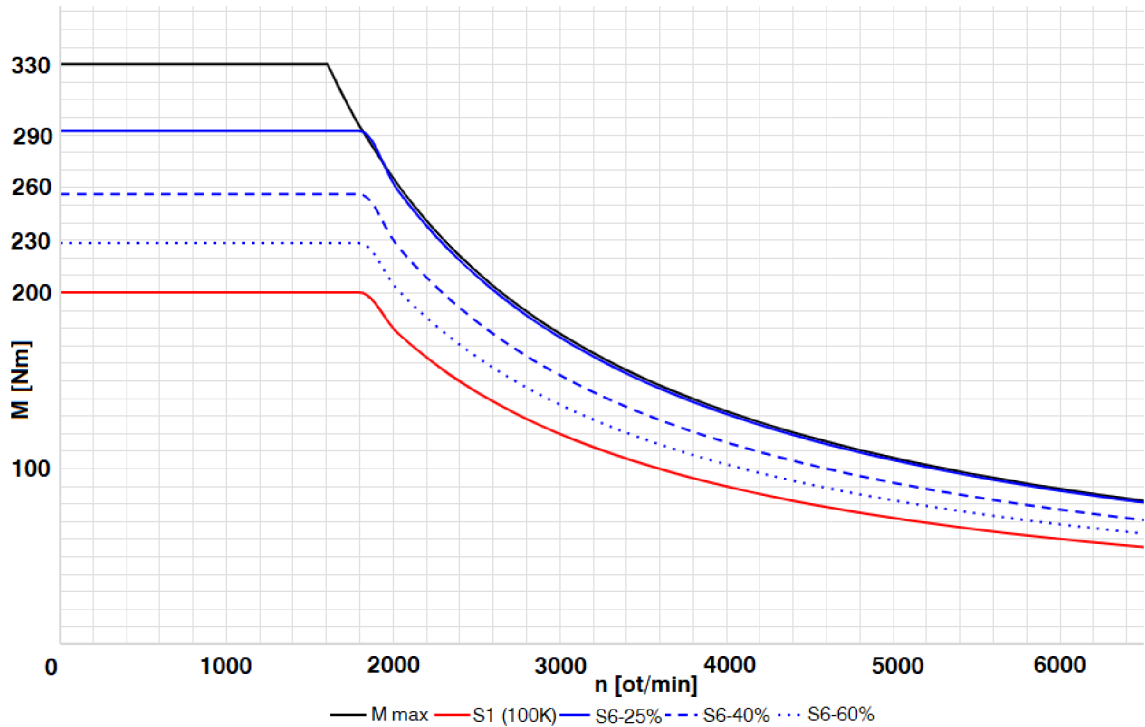
9.2.4 Vřeten vlastní konstrukce s planetovou převodovkou – VARIANTA D

Možným řešením by mohlo být zkonstruovat výše popsané řešení v 9.2.3 z vlastních komponent použitím zabudovatelného servomotoru např. od výrobců Siemens nebo Fanuc a planetové převodovky např. od firmy Redex. Dále by bylo řešeno spojení tohoto pohonu s vlastním vřetenem. Nevýhodou tohoto postupu je značná náročnost z hlediska konstrukčního vývoje a celkových rozměrů.

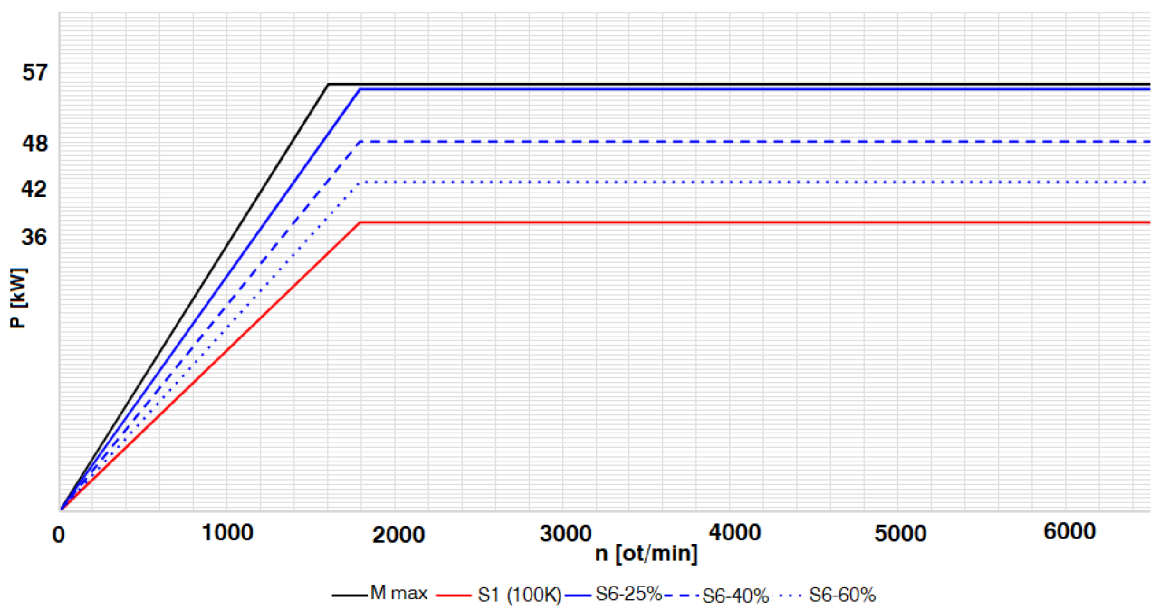
Vhodným motorem pro toto řešení by mohl být motor 1FE1114-6WR11-6BA0 firmy Siemens. Jedná se o synchronní motor, pracující s napětím 400 V. Tento vestavný motor disponuje výkonem 41,9 kW a maximálními otáčkami 6500 ot/min. Moment při S1 dosahuje 200 Nm a to až téměř do hranice 2000 ot/min. Při použití planetové převodovky s převodovým poměrem $i = 4$ by pak bylo možné využívat krouticí moment 1000 Nm až do 400 ot/min. Kompletní výkonové a momentové charakteristiky jsou uvedeny v tabulce 5 a obr. 42. Vhodnou převodovkou pro tuto aplikaci by mohl být model RAM size 220 firmy REDEX. Cena tohoto modelu je odhadována na 220 000 Kč.

Tabulka 5: Parametry vestavného motoru firmy Siemens [49]

model	1FE1114-6WR11-6BA0					
	n_{\max} [ot/min]	M_k [Nm]	P [kW]	vnější průměr [mm]	celková délka [mm]	cena [Kč]
S1	6500	200	37,5	250	310	210 000
S6 / 60%		330	55,4			



Obr. 42: Momentová charakteristika motoru firmy Siemens [49]



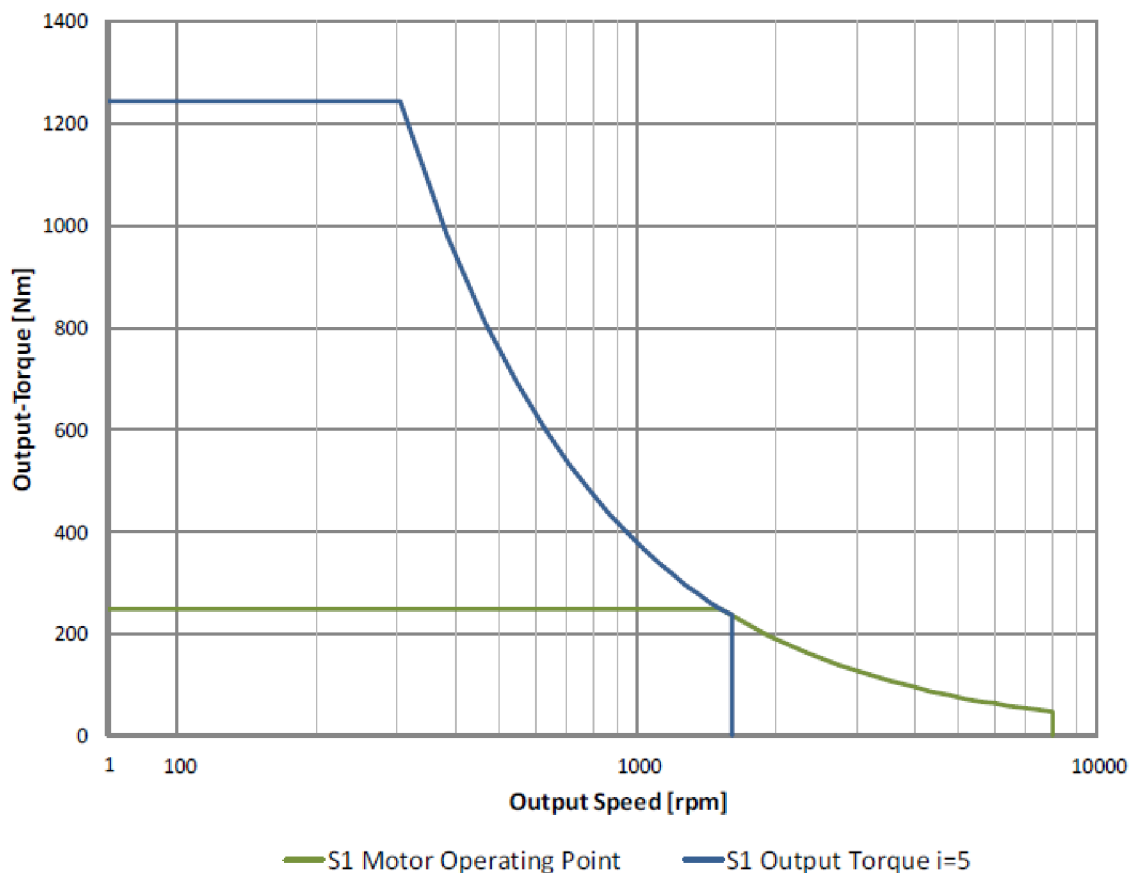
Obr. 43: Výkonová charakteristika motoru firmy Siemens [49]

9.2.5 Nákup samostatné pohonné části – VARIANTA E

Toto řešení obsahuje opět servomotor s planetovou převodovkou. Jednotka je bez nástrojového rozhraní. Bylo by nutné dále tento pohonný systém spojit s vlastním vřetenem. Tento produkt nabízí firma DESCH Antriebstechnik. Jedná se o model HSE 40W (obr. 44). Tato pohonná jednotka se skládá z asynchronního osmi-pólového servomotoru a planetové převodovky. Ta může být jednostupňová nebo vícestupňová. Toto řešení je již v některých strojích firmy TOS Varsndorf používáno. Celkový průběh krouticího momentu je znázorněn na obr. 45 a další parametry jsou zachyceny v tabulce 6.



Obr. 44: Pohonná jednotka HSE od firmy DESCH [50]



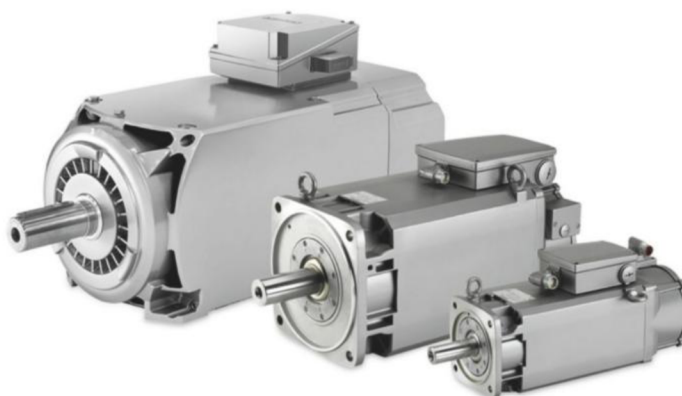
Obr. 45: Průběh krouticího momentu vřetenové jednotky DESCH HSE 40 [51]

Tabulka 6: Parametry pohonné jednotky HSE 40 od firmy DESCH [50, 51]

model	HSE 40					
	n_{max} [ot/min]	M_k [Nm]	P [kW]	Vnější průměr [mm]	Celková délka [mm]	Cena
S1 (i = 1)	7 500	249	40	240	1 281	1 200 000
S1 (i = 5)	1 520	1245				

9.2.6 Vřetenový servomotor s planetovou převodovkou – VARIANTA F

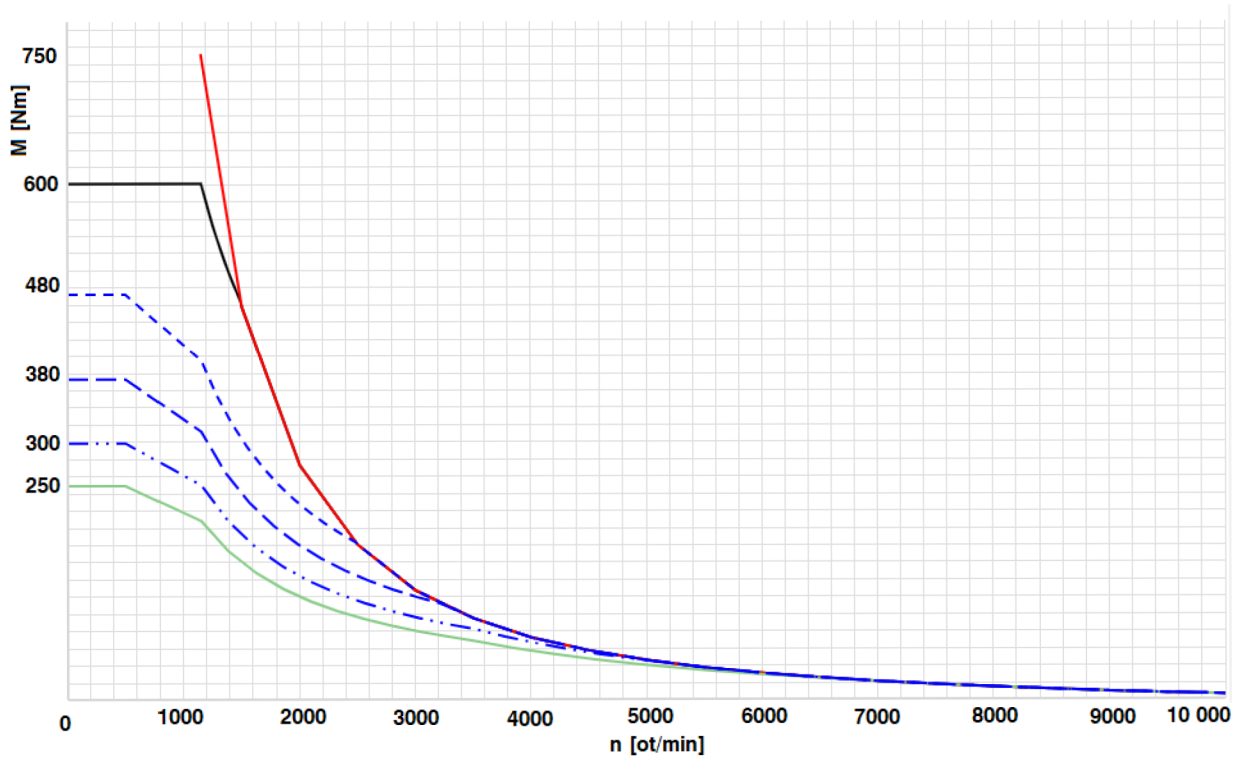
Použitím samotného klasického vřetenového servomotoru spojeného spojkou přímo s vřetenem by nebylo možné dosáhnout požadovaných parametrů, především krouticího momentu, proto by bylo nutné ho spojit s vhodnou převodovkou. Motor i převodovka musí být opět v dutém provedení pro umožnění chlazení osou vřetene. Tyto motory jsou k dostání od nejrůznějších výrobců, jako je Siemens nebo Fanuc, v širokém výkonovém i otáčkovém spektru. Příkladem mohou být asynchronní motory řady 1PH8 od firmy Siemens (obr. 46). Parametry vybraných modelů uvádí tabulka 7.

**Obr. 46:** Vřetenové motory SIMOTICS M - 1PH8 firmy Siemens [52]**Tabulka 7:** Parametry vybraných motorů SIMOTICS M - 1PH8 [52]

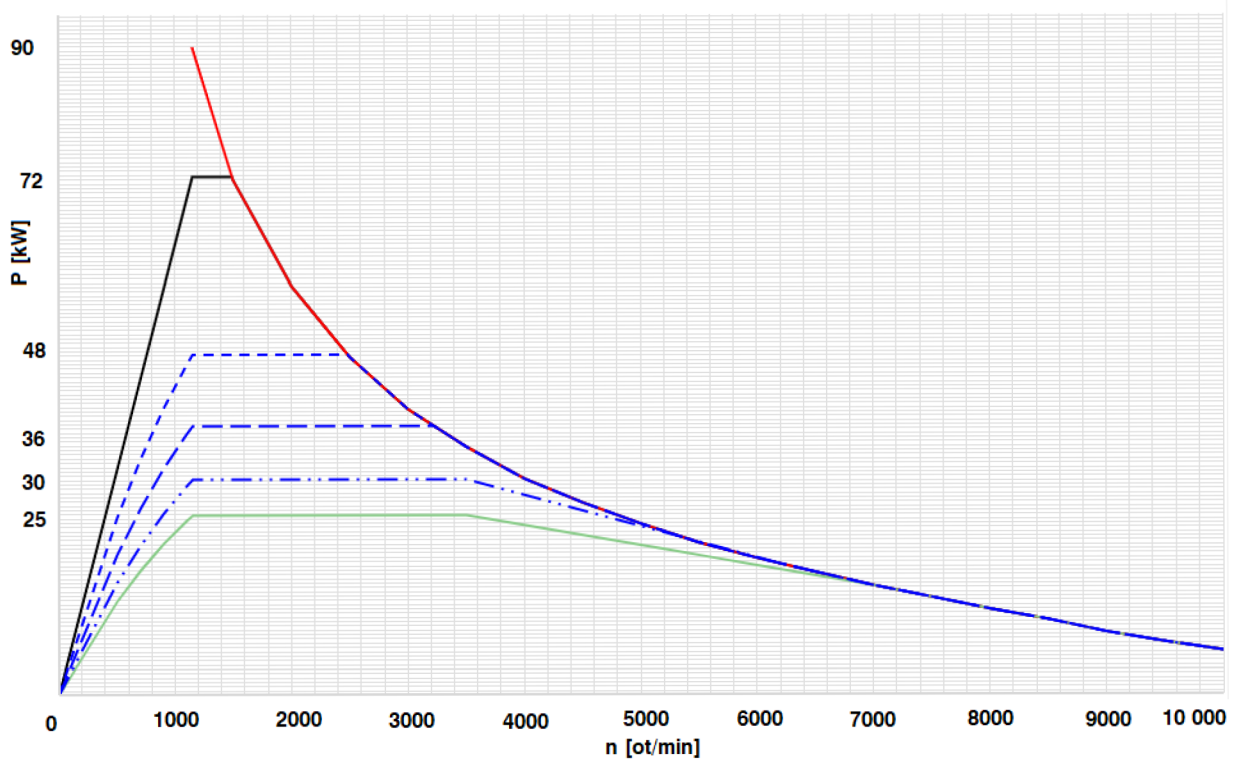
Klasický vřetenový motor						
model	n_{max} [ot/min]	P (S1) [kW]	M (S1) n = 1000 ot/min [Nm]	vnější rozměry [mm]	délka [mm]	cena* [Kč]
1PH8163-1.-D	10 000	25	216	314x415	803	144 200
1PH8165-1.-D		31	267		863	152 500

*cena se může změnit dle individuální konfigurace

Průběh krouticího momentu a výkonu motoru Simotics 1PH8163 je zobrazen na obr. 47 a 47.

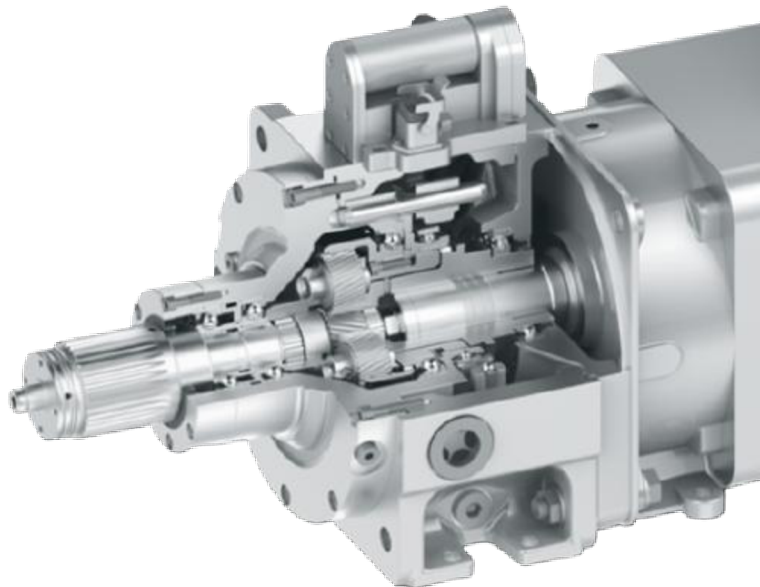


Obr. 47: Průběh krouticího momentu motoru Simotics 1PH8163-1AD13-3M.2 [52]



Obr. 48: Průběh výkonu motoru Simotics 1PH8163-1AD13-3M.2 [52]

Další komponentou tohoto řešení by byla planetová dvoustupňová převodovka. V nabídce výrobce převodovek ZF můžeme najít produkty s označením Duoplan. Model 2K300 TSC (Through-Spindle-Cooling) je schopen pracovat s výkonem 47 kW a jeho konstrukce umožňuje chlazení osou vřetene (obr. 47). Je možné volit z několika převodových poměrů ($i = 1$ a $i = 3,17$ nebo $i = 4$ nebo $i = 5,5$). Vstupní jmenovitý moment by neměl přesáhnout 300 Nm. Maximální otáčky při převodovém poměru $i = 1$ mohou dosahovat až 10 000 ot/min. Při převodovém poměru $i \neq 1$ je možné dosahovat až 6 300 ot/min. Je možné volit převodovky ve třech třídách přesnosti a to s vůlí menší než 15 arcmin, menší než 20 arcmin nebo menší než 30 arcmin. Odhadovaná cena této převodovky je asi 140 000 Kč [53].



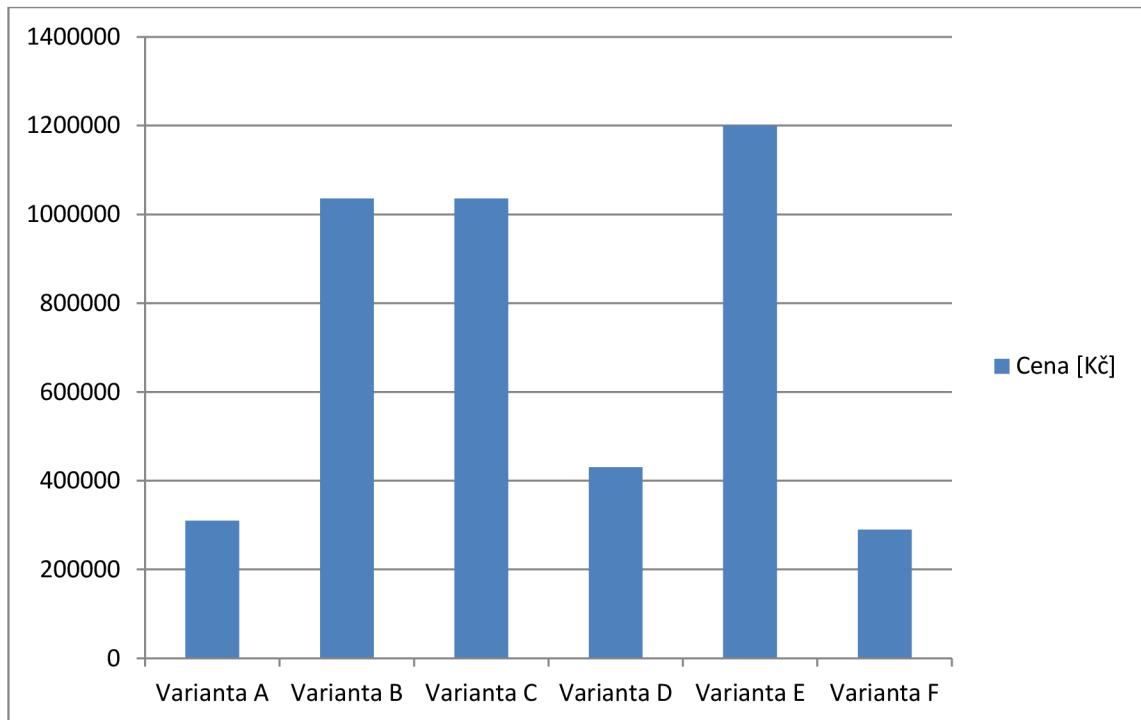
Obr. 49: Dvoustupňová planetová převodovka Duoplan 2K TSC firmy ZF [53]

Celková cena pohonu je tedy pro tuto variantu řešení odhadovaná okolo 290 000 Kč. Dále je nutné spojit tento pohon s vřetenem vlastní výroby a instalovat potřebné snímače a rotační přívod chladicího média. Převodovka umožňuje dopravovat chladicí médium k nástroji pod tlakem až 140 bar při průtoku až 35 l/min.

9.3 Volba vhodné varianty

Pro volbu optimální varianty řešení byly použity metody více-kriteriálního rozhodování, které mohou pomoci řešit problém při tvorbě rozhodnutí s více než jedním kritériem. Jedná se však o metody, které jsou do jisté míry ovlivněny subjektivitou hodnotitele.

Pro přehlednost je uveden graf, který srovnává ceny vybraných pohonů.



Graf 1: Cenové srovnání pohonů

9.3.1 Kritéria a stanovení jejich vah

Mezi rozhodovací kritéria jsou zařazeny následující aspekty:

- dodržení hodnoty stanoveného výkonu (K1),
- dodržení hodnoty stanoveného krouticího momentu (K2)
- zástavbové rozměry (K3),
- jednoduchost konstrukčního řešení (K4)
- cena (K5)

Pro stanovení vah jednotlivých kritérií byla použita metoda kvantitativního párování (Saatyho metoda). Váhy byly stanoveny podle následující škály preferencí:

- 1 = rovnocennost,
- 3 = slabá preference,
- 5 = silná preference,
- 7 = velmi silná preference,
- 9 = absolutní preference.

Tabulka 8: Stanovení Saatyho matice, geometrického průměru a váhy kritérií

	K1	K2	K3	K4	K5	Geometrický Průměr G_i	Váha v_i
K1	1	1/7	3	1/3	1/3	0,54	0,07
K2	7	1	9	5	5	4,36	0,56
K3	1/3	1/9	1	1/5	1/5	0,27	0,04
K4	3	1/5	5	1	3	1,55	0,20
K5	3	1/5	5	1/3	1	1,00	0,13
Σ						7,72	1

Kontrola konzistence matice je provedena pomocí rovnic 9.1 a 9.2.

Největší vlastní číslo Saatyho matice $\lambda_{max} = 5,34$ bylo nalezeno pomocí online kalkulačky matrixcalc.org.

$$CI = \frac{\lambda_{max} - p}{p - 1} = \frac{5,34 - 5}{5 - 1} = 0,085 \quad (9.1)$$

$$CR = \frac{CI}{RI(p)} = \frac{0,085}{1,11} \cong 0,077 \quad (9.2)$$

Saatyho random index RI je stanoven na základě počtu kritérií p . Pro $p = 5$ je pak RI rovno hodnotě 1,11. Hodnota CR pak splňuje podmínku: $CR < 0,1$. Matice tedy dostatečně konzistentní [54].

9.3.2 Stanovení pořadí variant

Stanovení pořadí jednotlivých variant bylo provedeno metodou váženého pořadí. Jednotlivé varianty byly nejprve očíslovány od nejlepší po nejhorší dle jednotlivých kritérií, viz tabulka 9. Následně jsou tyto hodnoty kvantifikovány dle rovnice 9.3, kde n je počet variant, p_j^i pořadí i -té varianty dle j -tého kritéria a h_j^i je kvantifikovaná hodnota. Výsledné hodnoty zachycuje tabulka 10 [54].

$$h_j^i = n + 1 - p_j^i \quad (9.3)$$

Tabulka 9: Přiřazení hodnot variantám dle kritérií

	K1	K2	K3	K4	K5
Varianta A	3	1	3	5	2
Varianta B	6	1	1	1	5
Varianta C	2	6	2	1	5
Varianta D	4	1	6	6	3
Varianta E	5	1	3	3	4
Varianta F	1	1	5	4	1

Tabulka 10: Kvantifikované hodnoty váženého pořadí

	K1	K2	K3	K4	K5
Varianta A	4	6	4	2	5
Varianta B	1	6	6	6	2
Varianta C	5	1	5	6	2
Varianta D	3	6	1	1	4
Varianta E	2	6	4	4	3
Varianta F	6	6	2	3	6

Získané kvantifikované hodnoty uvedené v tabulce 10 jsou dále vynásobeny váhami jednotlivých kritérií a zaneseny do tabulky 11.

Tabulka 11: Konečné pořadí variant

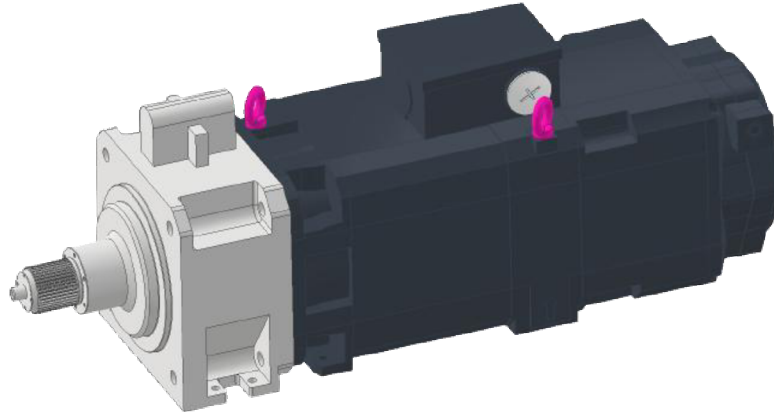
Varianta x kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	Σ	Celkové pořadí
Varianta A	0,28	3,36	0,16	0,40	0,65	4,85	3
Varianta B	0,07	3,36	0,24	1,20	0,26	5,13	2
Varianta C	0,35	0,56	0,20	1,20	0,26	2,57	6
Varianta D	0,21	3,36	0,04	0,20	0,52	4,33	5
Varianta E	0,14	3,36	0,16	0,80	0,39	4,85	3
Varianta F	0,42	3,36	0,08	0,60	0,78	5,24	1
Váhy kritérií	0,07	0,56	0,04	0,20	0,13	1	

Na základě tohoto rozhodovacího procesu byla zvolena jako nejvhodnější varianta F.

9.4 Model pohonu

Pomocí CAD softwaru, rozměrů dostupných v katalogích a také pomocí modelu dodaného firmou Siemens byl vytvořen model sestavy zvoleného pohonu, viz obr. 50. Byl zvolen motor Simotics 1PH8163-1AD13-3M.2, který splňuje zadaný výkon 25 kW a má dutou hřídel, kterou bude možné vést chladicí médium. Momentová a výkonová charakteristika a další parametry jsou uvedeny v tabulce 7 a na obr. 47 a 48. Planetová převodovka byla vybrána z nabídky firmy ZF, a to Duoplan 2K300 TSC s převodovým poměrem $i = 4$. Splňuje požadavky na řízení otáček (řazení), chlazení osou včetně a umožňuje dostatečnou redukci otáček a dosažení požadovaného kroučícího momentu.

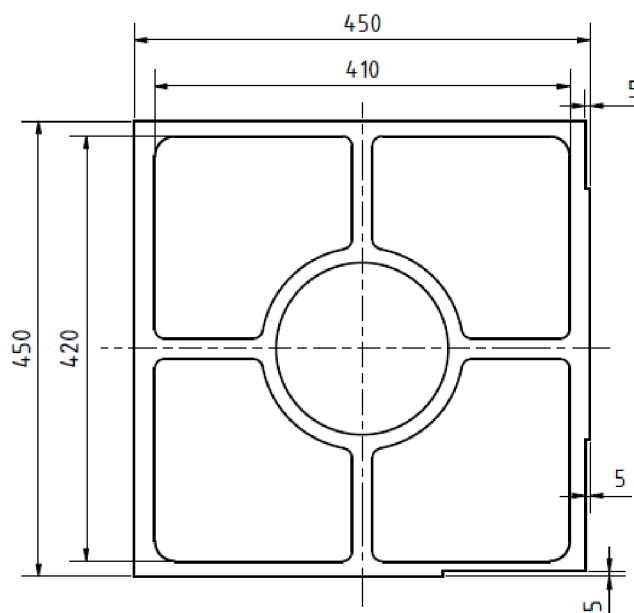
Dle informací z katalogů dosahuje tento pohon, složený z vřetenového motoru a planetové převodovky, hmotnosti 282 kg. Pro spojení převodovky s vřetenem slouží jemné drážkování na výstupní hřídeli převodovky.



Obr. 50: Model pohonu pro obráběcí stroj

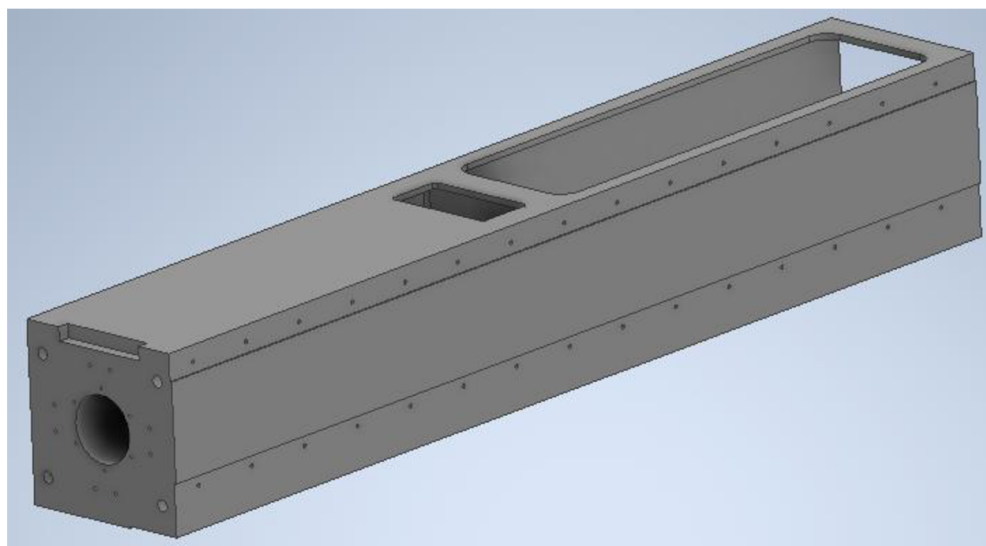
10 Návrh průřezu smykadla

Dle vnějších rozměrů pohonu byl navržen průřez smykadla s ohledem na dosažení vysoké tuhosti. Smykadlo má čtvercový průřez 450x450 mm. Tloušťka svislých stěn smykadla byla navržena na 20 mm a vodorovných stěn na 15mm. Dále byly vytvořeny drážky pro umístění lineárního vedení. V přední části smykadla bylo pro úsporu hmotnosti a pro umožnění uložení vřetena navrženo jednoduché žebrování. Schéma průřezu přední části smykadla je znázorněno na obr. 51.

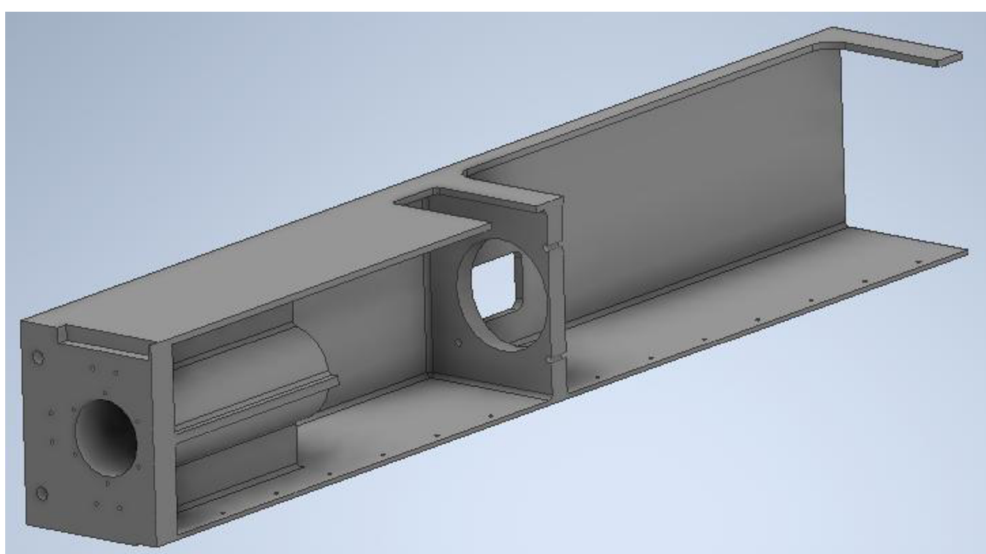


Obr. 51: Schéma průřezu smykadla

Délka smykadla činí 2730 mm a vzdálenost mezi vozíky lineárního vedení je 900 mm. Tyto rozměry byly zvoleny na základě požadavku na vysunutí smykadla 1250 mm. Na vrchní straně smykadla byl umístěn otvor pro snadnou montáž pohonu. Na boku byl umístěn další otvor pro montážní a inspekční účely. Na čele smykadla byl vytvořen otvor pro vřeteno. Další otvory na čele smykadla umožňují montáž hydromechanických upínačů, které umožňují připojení frézovací hlavy. Tyto komponenty, které výrazně rozšiřují technologické možnosti stroje, byly již zmiňovány v teoretické části této diplomové práce. Menší otvory po obvodu otvoru pro vřeteno slouží pro montáž věnce s Hirthovým ozubením, které slouží pro zpevnění polohy frézovací hlavy. Celé smykadlo je znázorněno na obr. 52 a 53.

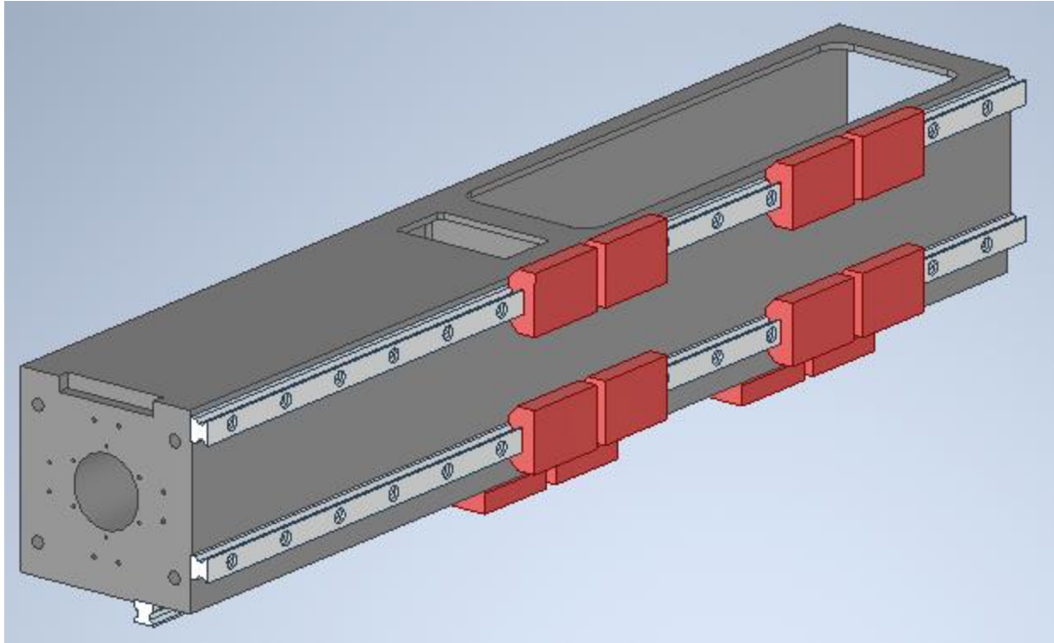


Obr. 52: Model smykadla pro simulaci (levá strana smykadla)



Obr. 53: Model smykadla pro simulaci (řez smykadla)

Následně byla vytvořena sestava, do které bylo umístěno smykadlo, které bylo opatřeno lineárním vedením od firmy Schneeberger, konkrétně typem MR W 55-B. Toto lineární vedení válečkového typu je speciálně zkonstruované pro obráběcí stroje a umožňuje přenášet vysoké zatížení. Model celé sestavy je znázorněn na obr. 54.



Obr. 54: Model sestavy smykadla pro simulaci

10.1 MKP analýza

Pro ověření, zda navržený průřez smykadla vyhovuje zatížení, byla provedena analýza metodou konečných prvků. Pro tuto simulaci byl model sestavy mírně zjednodušen.

10.1.1 Okrajové podmínky

Motor a převodovka byly z analýzy vyloučeny a místo nich bylo zavedeno do okrajových podmínek zatížení od hmotnosti těchto komponent v místě jejich uložení. Tato síla byla stanovena na 2767 N pomocí katalogových informací výrobců motoru a převodovky. Vozíky lineárního vedení byly zafixovány pevnou vazbou. Vřeteno s dalšími komponenty byly ze simulace vyloučeny také. Otvor pro uložení smykadla byl zatížen silou, která by měla odpovídat zatížení od řezné síly (1 kN). Pro nahrazení dalších chybějících komponent, nástrojů nebo frézovací hlavy byla tato síla navýšena na 3 kN. Tato síla směřuje svisle dolů, tak aby byla v superpozici s tíhovou silou.

Přehled zvolených materiálů obsahuje tabulka 12.

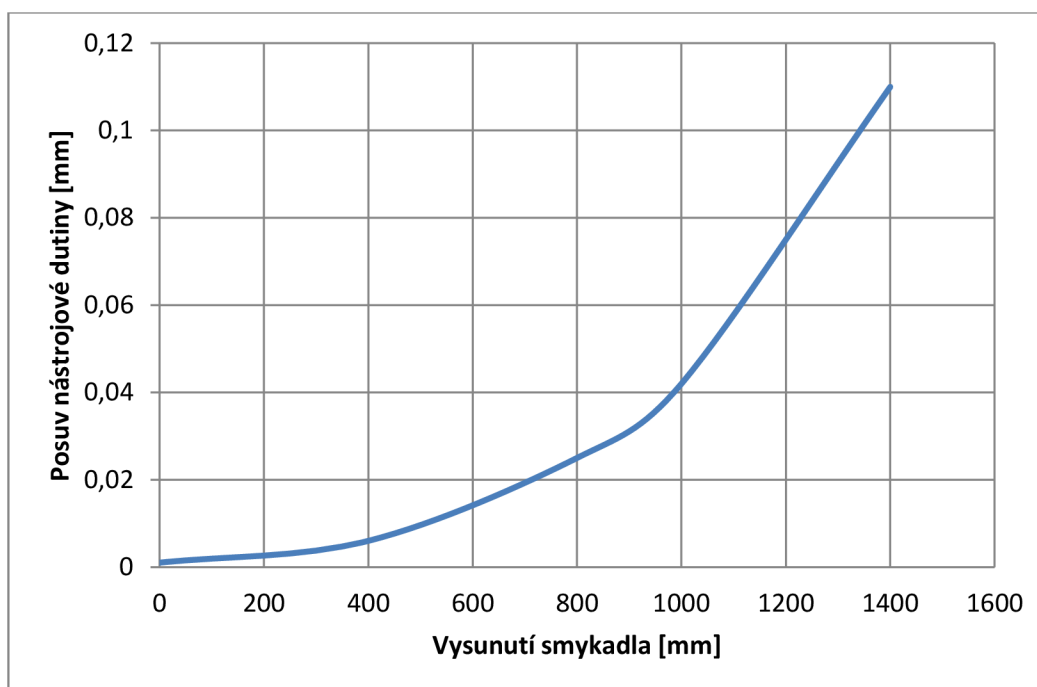
Tabulka 12: Materiály jednotlivých součástí v simulaci

součást	materiál	Modul pružnosti [GPa]	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]
smykadlo	litina (GGG-40.3)	169	220
lineární vedení	ocel	206	580

Maximální vysunutí smykadla by dle zadání mělo být 1250 mm. Výpočet byl proveden pro několik různých vysunutí v rozmezí (0 – 1400) mm.

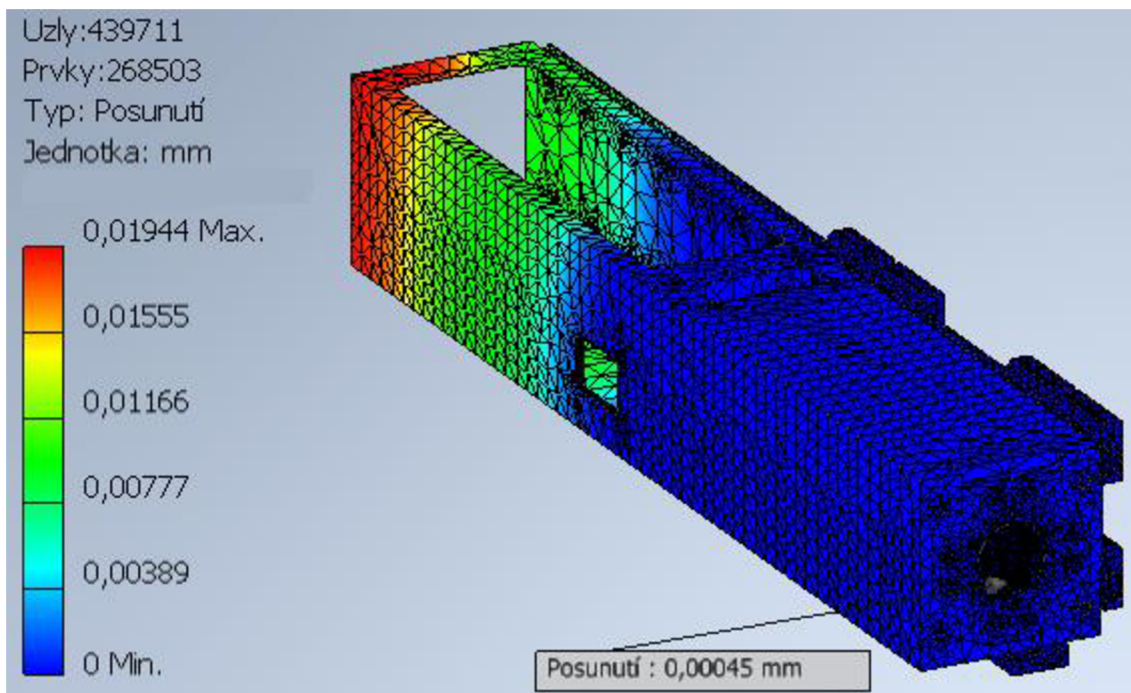
10.1.2 Výsledky MKP analýzy

Výsledky analýz jsou znázorněny na obr. 55 až 59. Výsledky analýz jsou také shrnuty v následujícím grafu.

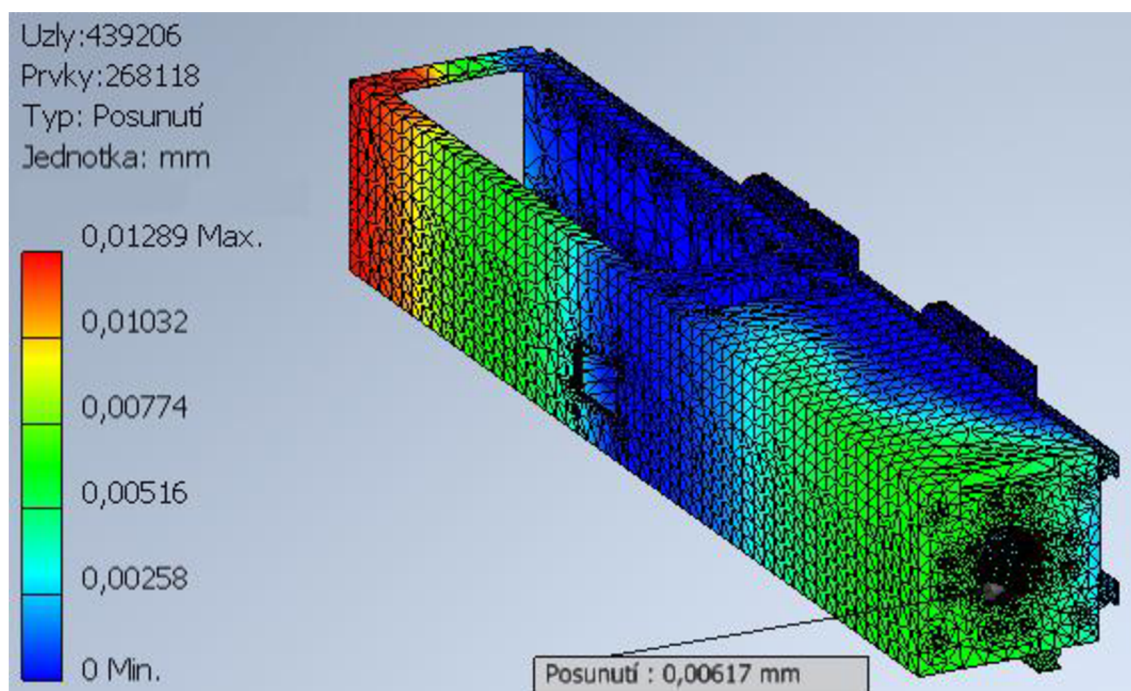


Graf 2: Závislost posuvu nástrojové dutiny na vysunutí smykadla

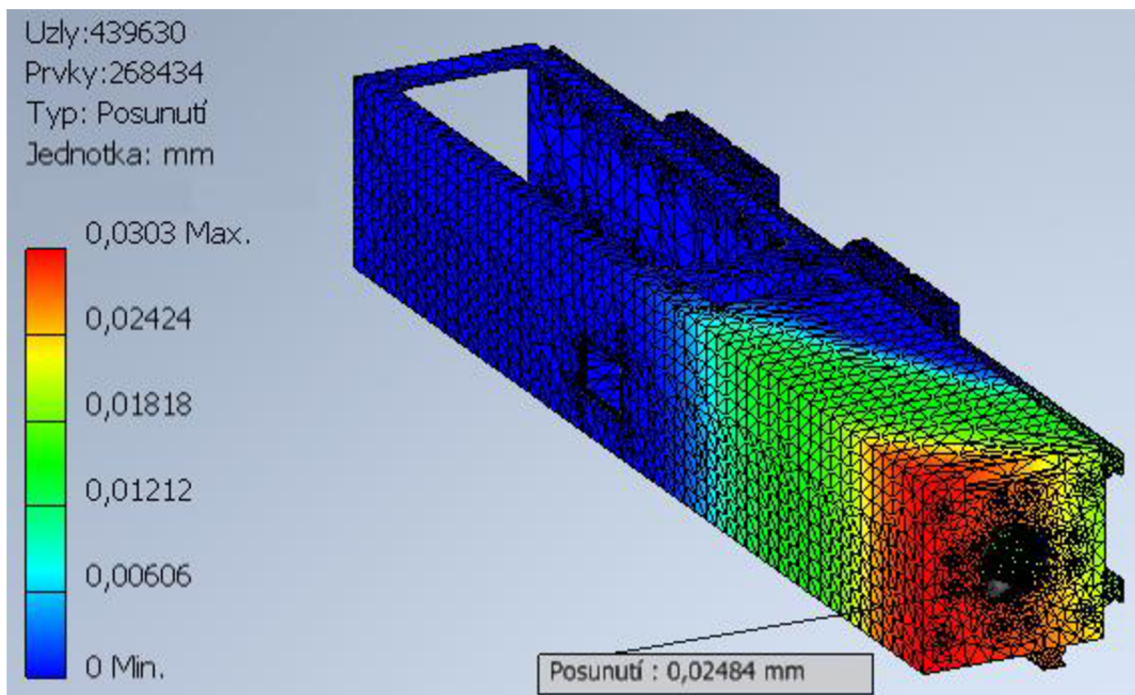
Na základě těchto simulací byl sledován průřez smykadla, jako vyhovující pro již zmiňované zatížení. Průhyb, který vznikl při zatížení a vlivem hmotnosti jednotlivých součástí bude vyrovnáván kompenzačními systémy zmiňovanými v kapitole 4.2.2. Jeden z nejjednodušších způsobů kompenzace může být mechanický naklopením smykadla se současným pojezdem v ose Y.



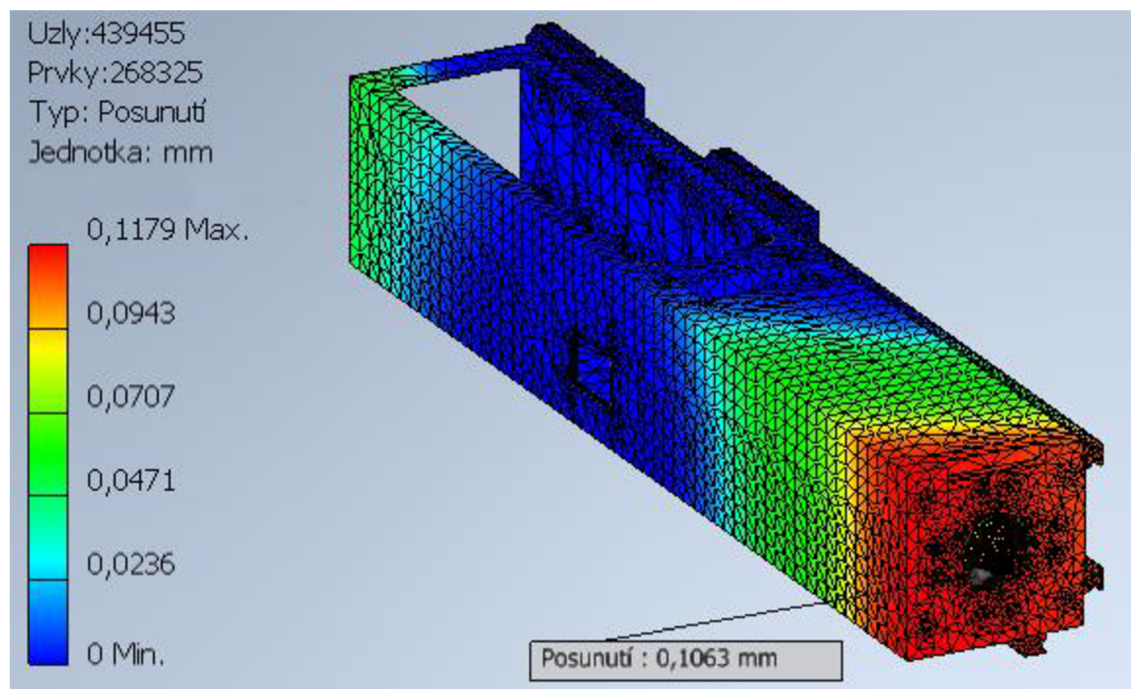
Obr. 55: Při nulovém vysunutí smykadla došlo vlivem zatížení a vlastní hmotnosti komponent k posuvu nástrojové dutiny o 0,001 mm.



Obr. 56: Při vysunutí smykadla 400 mm se vlivem zatížení a vlastní hmotnosti komponent došlo k posuvu nástrojové dutiny o 0,006 mm.

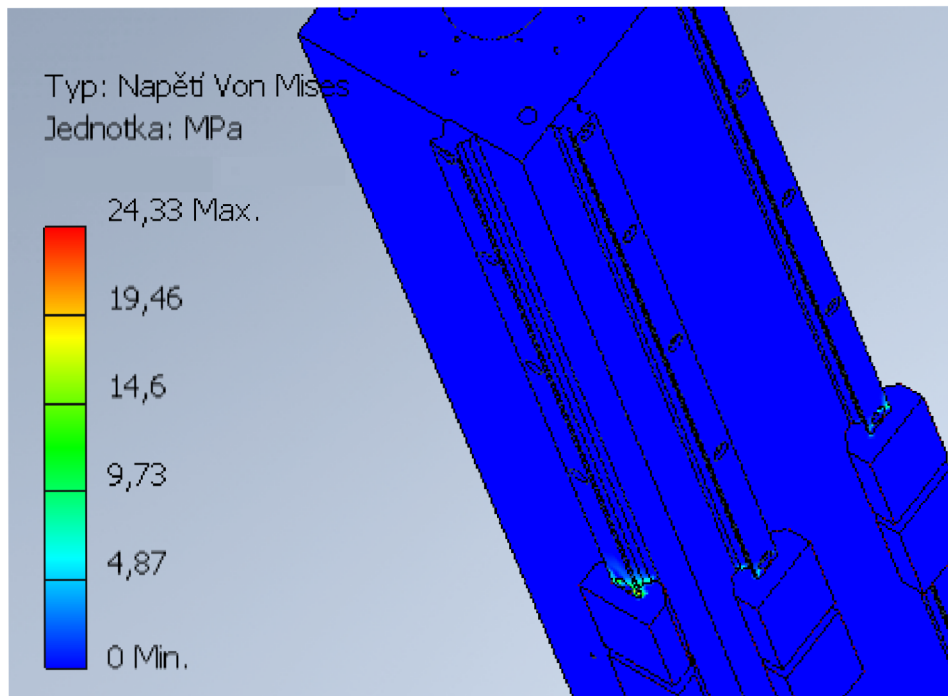


Obr. 57: Při vysunutí smykadla 800 mm došlo vlivem zatížení a vlastní hmotnosti komponent k posuvu nástrojové dutiny o 0,025 mm.

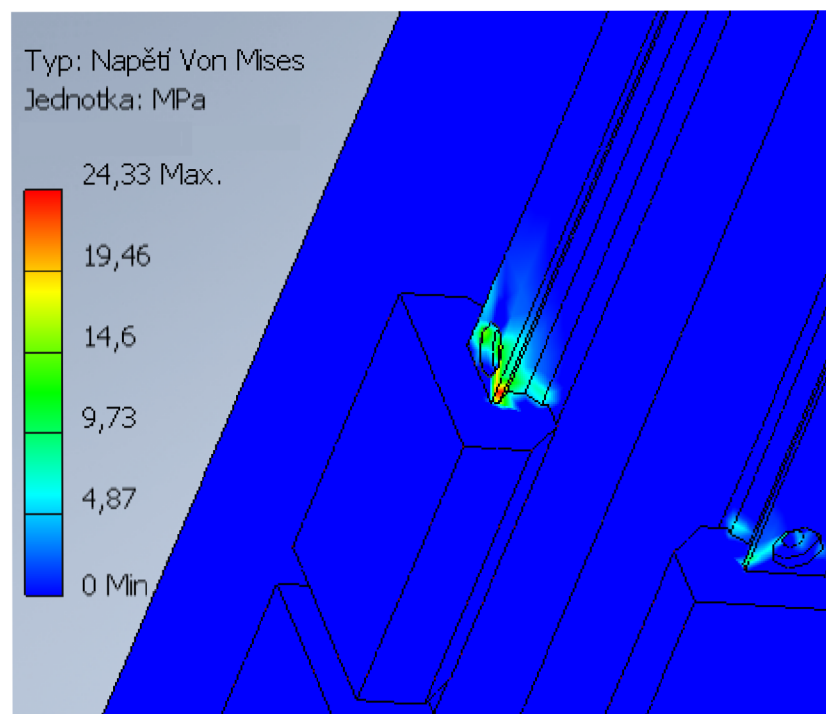


Obr. 58: Při vysunutí smykadla 1400 mm došlo vlivem zatížení a vlastní hmotnosti komponent k posuvu nástrojové dutiny o 0,11 mm.

Pro pevnostní kontrolu byl proveden výpočet napětí. Nejvyšší napětí bylo dosaženo při vysunutí smykadla 1400 mm. Bylo lokalizováno na lineárním vedení a dosahuje hodnot okolo 24 MPa, viz obr. 54. Je tedy možné prohlásit smykadlo po pevnostní stránce za vyhovující.



Obr. 59: Napětí ve spodní části smykadla



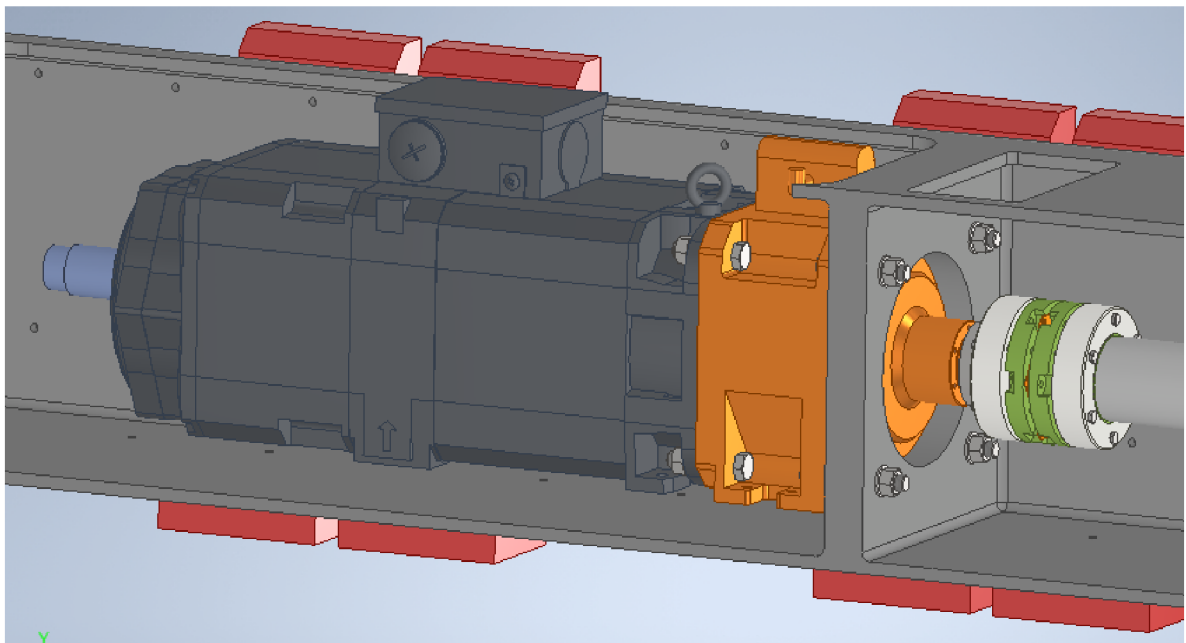
Obr. 60: Špička napětí na lineárním vedení

11.0 Celková skladba pohonu

V této kapitole bude dále představeno složení pohonné soustavy a dalších komponent a jejich uložení ve smykadle.

11.1 Uložení motoru

Navrženou pohonnou soustavu, tedy motor a převodovku bylo nutné uložit do smykadla. K tomuto účelu slouží předlitá tuhá deska ve smykadle s obrobeným povrchem a otvory pro šroubové spoje. Uložení motoru je znázorněno na obr. 61.



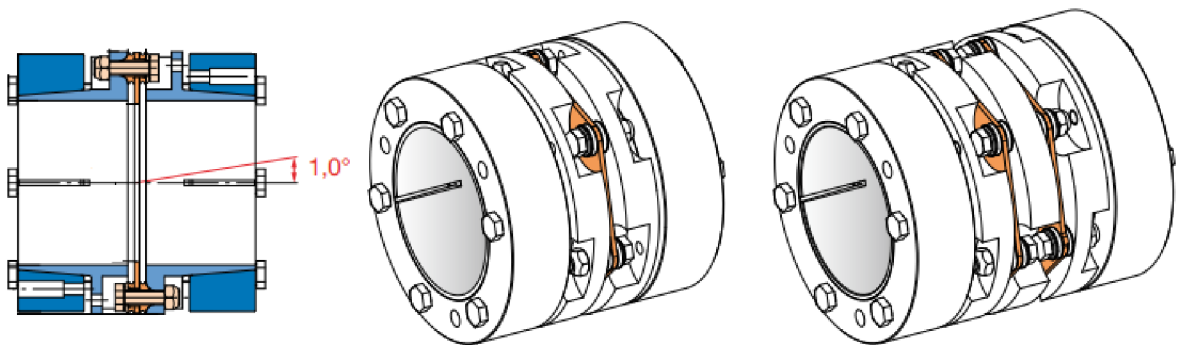
Obr. 61: Uložení motoru a další komponenty pohonného ústrojí

11.2 Rotační přívod

Na obr. 61 vlevo je také vyobrazen rotační přívod pro chladicí emulzi, popřípadě čistící vzduch, a hydraulický olej pro systém uvolnění nástroje. Byl vybrán dvoukanálový rotační přívod výrobce OTT – JAKOB Spanntechnik GmbH, který je schopen pracovat do 10 000 ot/min. Umožňuje průtok oleje pro hydraulický odpínač nástroje pod tlakem 160 bar, průtok čistícího vzduchu pod tlakem 10 bar a chladicího média 80 bar, čím splňuje požadavek na tlak chladicího média ze zadání.

11.3 Spojka převodovky a vřetena

Dále je možné vpravo na obrázku 61 vidět spojku, která slouží pro spojení převodovky s vřetenem stroje. Byla vybrána spojka výrobce Mayr Antriebstechnik, konkrétně spojka ROBA – DS 160 HF, která přenáší nominální krouticí moment 1600 Nm, špičkově až 2400 Nm. Tuto spojku, fungující na principu svěrného spoje, je možné použít až do 6200 ot/min. Tato spojka byla vybrána na základě průměrů hřídelů, které může spojovat a také na základě přenášeného momentu, provozních otáček, a také protože dovoluje nesouosost spojovaných hřídelů až 1°. Tuto toleranci k nesouososti zaručuje pružný disk uprostřed spojky, a to při nulové torzní vůli až do nominálního krouticího momentu. Samotná spojka je zachycena na obr. 62.

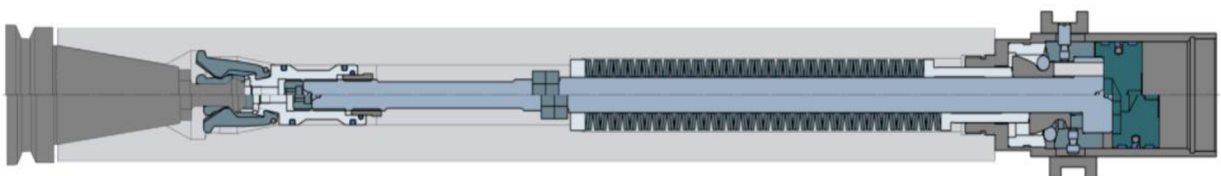


Obr. 62: Spojky Mayr ROBA - DS 160 HF (vlevo jednořadá, vpravo dvouřadá) [55]

Pokud by bylo nutné tuto toleranci nesouososti zvýšit, je možné použít stejný typ spojky, ale se dvěma pružnými disky, následně bude možné provozovat spojku při nesouososti až 2°.

11.4 Systém uvolnění nástroje

V zadání je zmíněn požadavek na upínání nástroje pružinami a uvolnění nástroje hydraulicky. Schéma tohoto systému je ukázáno na obr. 63.



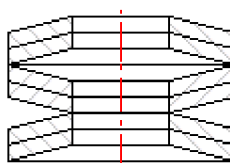
Obr. 63: Systém upínání a uvolnění nástroje [56]

V zadání je požadavek na upínací sílu $F_{up} = 25$ kN. Tuto sílu vyvozují předepnuté talířové pružiny, viz obr. 63.

Současně byla vybrána hydraulická jednotka pro uvolnění nástroje, a to opět od výrobce OTT – JAKOB Spanntechnik GmbH. Byla zvolena jednotka LE 95 s průměrem pístu pro odepínání $19,39 \text{ cm}^2$ a maximálním provozním tlakem 160 bar [57]. Z těchto údajů byla vypočtena maximální síla, kterou je tato jednotka schopna působit na soustavu pružin.

$$F = p \cdot S = 16 \cdot 10^6 \cdot 0,001939 \cong 31 \text{ kN}$$

Dle těchto hodnot byly vybrány talířové pružiny s parametry dle tabulky 13 a bylo zvoleno kombinované uložení pružin dle schématu na obr. 64.



Obr. 64: Sada pružin s kombinovaným uložením [58]

Tabulka 13: Hodnoty vybrané talířové pružiny [59]

Vnější průměr D [mm]	Vnitřní průměr d [mm]	Tloušťka t [mm]	Volná výška H [mm]	Maximální stlačení s_{max} [mm]	Maximální síla F_{max} [N]	Síla při $s = 0,7 \text{ mm}$ [N]	Síla při $s = 0,85 \text{ mm}$ [N]
56	25	3,5	4,5	1	17 205	12501	14767

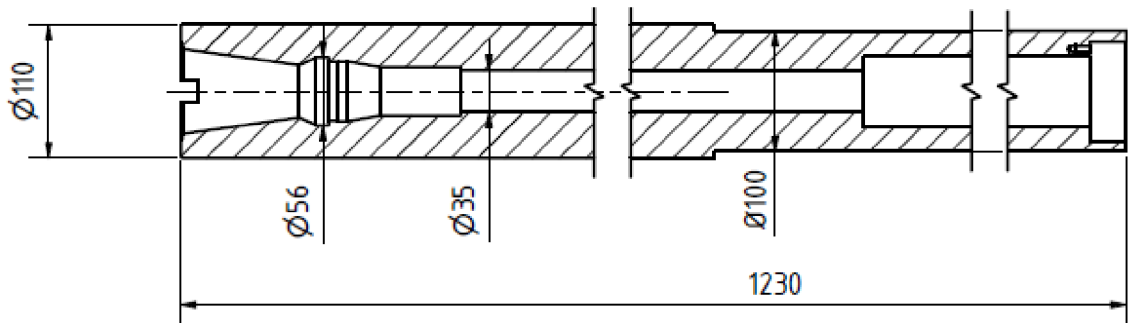
Pro sadu pružin s kombinovaným uložením dle obr. 64 platí následující vztah: $F_n = n \cdot F$, kde n je počet soulehlých pružin, v tomto případě 2. Při předepnutí pružin, tedy stlačení o 0,7 mm, budou pružiny působit silou $F_n = 2 \cdot 12501 = 25\,002 \text{ N}$, což splňuje požadavek na upínací sílu. Při obdobném výpočtu pro stlačení 0,85 mm získáme sílu 29 534 N, kterou ještě může působit odepínací jednotka proti pružinám. Je tedy zřejmé, že zdvih každého páru pružin bude $a = 0,15 \text{ mm}$.

Pro standardizované komponenty těchto upínacích systému je zdvih upínací tyče obvykle $z = 6 \text{ mm}$ [60]. Z těchto údajů je možné vypočítat počet potřebných párů pružin.

$$q = \frac{z}{a} = \frac{6}{0,15} = 40$$

11.5 Vřeteno a jeho uložení

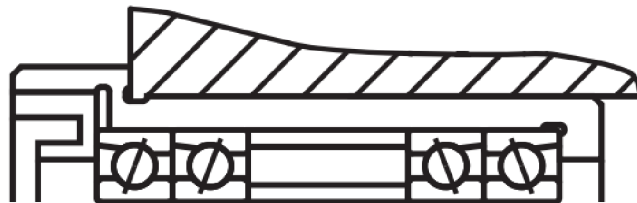
V následující kapitole bude proveden návrh ložisek a výpočet jejich optimální vzdálenosti, návrh vřetene a jeho pevnostní kontrola. Pro tyto úlohy bylo předběžně navrženo vřeteno dle obr. 65.



Obr. 65: Předběžná návrh vřetena

11.5.1 Návrh uložení

Pro uložení vřetena byla zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Uspořádání ložisek bylo zvoleno dle schématu na obr. 66. Toto uspořádání vřetenových ložisek je dle výrobce vhodné pro použití u strojů, kde jsou ložiska vystavována vyšším radiálním i axiálním silám, zejména při frézování, vrtání a vyvrtávání. Uspořádání také vychází ze zvyklostí a zkušeností TOS Varnsdorf a.s.



Obr. 66: Uspořádání vřetenových ložisek s kosoúhlým stykem [61]

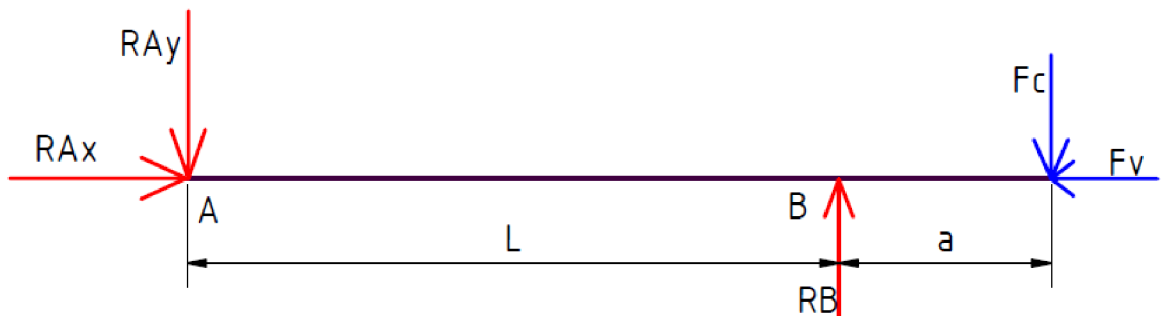
Předběžně byl zvolen typ 7022 ACB/P4A od výrobce SKF pro místo blíže k přednímu konci vřetena (místo B). V místě uložení dále od tohoto konce (místo A) byla zvolena ložiska 7020 ACB/P4A. Parametry obou ložisek jsou uvedeny v tabulce 14.

Zadána byla řezná síla $F_c = 1$ kN. Pro frézování obecně platí vztah pro axiální posuvovou sílu $F_v = 0,7 \cdot F_c$. Pak vychází tato síla $F_v = 0,7$ kN.

Pro výpočet trvanlivosti ložisek byly nejdříve určeny reakce v uložení dle obr. 67, kde a je vzdálenost ložisek od volného konce vřetena a L je vzdálenost mezi ložisky.

Tabulka 14: Parametry valivých ložisek [62]

Typ ložisek	SKF 7022 ACB/P4A	SKF 7020 ACB/P4A
Vnitřní průměr d [mm]	110	100
Vnější průměr D [mm]	170	150
Šířka B [mm]	28	24
Základní statická únosnost C_0 [kN]	34	25,5
Základní dynamická únosnost C [kN]	35,1	28,1
Maximální otáčky s plastickým mazivem [min^{-1}]	9 000	10 000
Kontaktní úhel [°]	25	25
Koeficient e	0,68	0,68
Koeficient radiálního dynamického zatížení X	0,41	0,41
Koeficient axiálního dynamického zatížení Y	0,87	0,87
Počet valivých tělísek	31	27
Průměr valivého tělíska D_w [mm]	11,1	10,3
Výpočtový součinitel f_0	14,9	
Třída předpětí A [N]	210	165
Statická axiální tuhost při předpětí třídy A k_a [N/ μm]	184	152
Vzdálenost ložisek od volného konce a [mm]	90	



Obr. 67: Reakce v uložení

$$R_{Ay} + F = R_B$$

$$R_{Ax} = R_v = 700 \text{ N}$$

$$R_B \cdot L - F_c(L + a) = 0$$

$$R_B = \frac{F_c(L + a)}{L} = \frac{1000 \cdot (0,38 + 0,09)}{0,38} \cong 1237 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = R_B - F \cong 237 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v místě A:

$$\frac{F_a}{F_r} > e$$

$$P = XF_r + YF_a = 0,41 \cdot 237 + 0,87 \cdot 700 \cong 706 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost ložisek v tandemu: $C_T = i^{0,7} \cdot C = 2^{0,7} \cdot 28100 = 45\,648 \text{ N}$

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C_T}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{45649}{706}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 1\,501\,742 \text{ h}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v místě B:

$$\frac{F_a}{F_r} > e$$

$$P = XF_r + YF_a = 0,41 \cdot 1237 + 0,87 \cdot 700 \cong 1116 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost ložisek v tandemu: $C_T = i^{0,7} \cdot C = 2^{0,7} \cdot 35100 = 49\,140 \text{ N}$

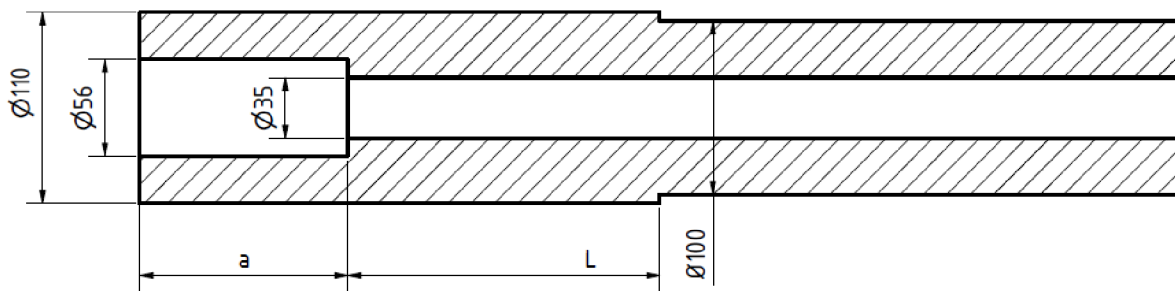
Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C_T}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{49140}{1116}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 474\,286 \text{ h}$$

Je zřejmé, že ložiska jsou předdimenzovaná. Jsou to ale nejmenší ložiska odpovídající průměru vřetena a dalším součástem na vřeteno navazující.

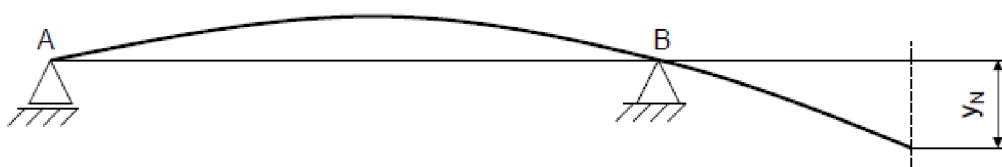
11.5.2 Optimální ložisková vzdálenost

Pro výpočet optimální ložiskové vzdálenosti byl průřez vřetena mírně zjednodušen. Zjednodušené vřeteno je na obr. 68.



Obr. 68: Zjednodušený model vřetena

Celkový průhyb vřetena je dán součtem deformací vřetena a ložisek. Nejprve byl určen průhyb vřetene za předpokladu, že obě ložiska jsou tuhá, viz obr. 69.



Obr. 69: Deformace vřetene (tuhá ložiska) [63]

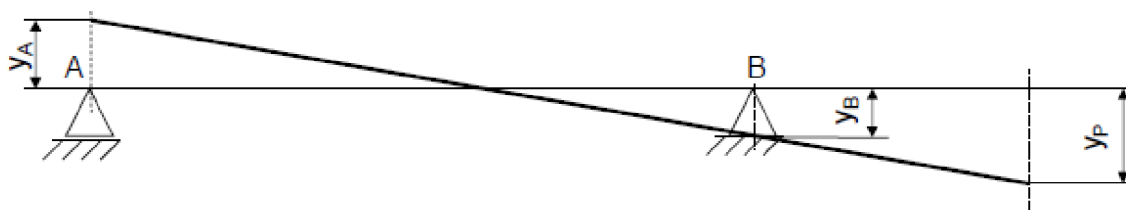
Pro tento případ platí vztah:

$$y_N = \frac{Fa^2L}{3EI_1} + \frac{Fa^3}{3EI_2},$$

kde $E = 210 \text{ GPa}$ a I_1 a I_2 jsou kvadratické momenty průřezů stanoveny dle vztahu:

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}.$$

Za předpokladu, že je tuhý hřídel a deformují se ložiska, platí schéma na obr. 70 a následující vztah.



Obr. 70: Deformace ložisek (tuhé vřeteno) [63]

$$y_P = \frac{(y_A + y_B) \cdot (a + L)}{L} - y_A$$

Výpočet dílčích deformací y_A a y_B byl proveden pomocí následujících vztahů [63]:

$$y = \frac{44 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_w}}, \text{ kde } Q = \frac{5 \cdot F_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha} \text{ je síla na valivý element,}$$

kde i je počet řad ložiska a z je počet valivých elementů.

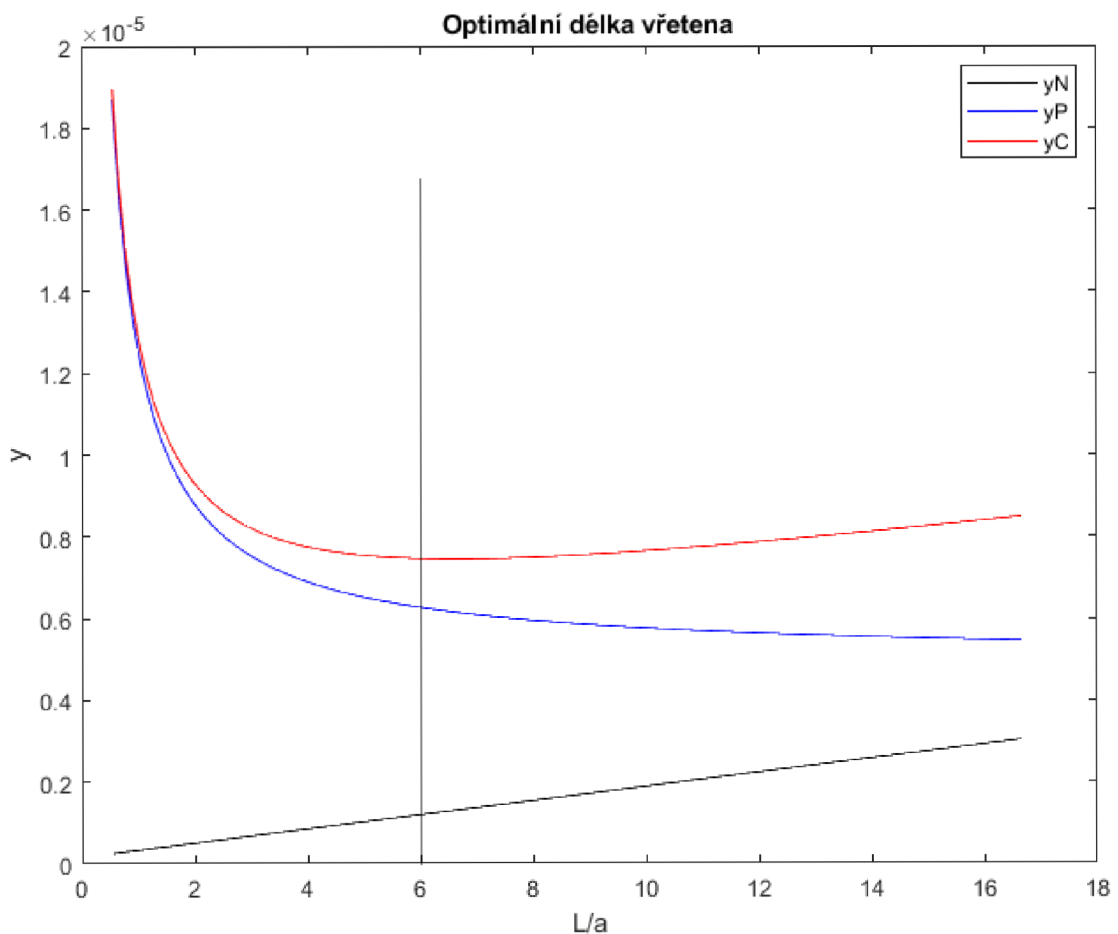
$$Q_A = \frac{5.237}{2.27 \cdot \cos 25^\circ} = 24,2 \text{ N}$$

$$Q_B = \frac{5.1237}{2.31 \cdot \cos 25^\circ} = 110,1 \text{ N}$$

$$y_A = \frac{44 \cdot 10^{-5}}{\cos 25^\circ} \cdot \sqrt[3]{\frac{24,2^2}{10,3}} = 1,9 \text{ } \mu\text{m}$$

$$y_B = \frac{44 \cdot 10^{-5}}{\cos 25^\circ} \cdot \sqrt[3]{\frac{110,1^2}{11,1}} = 5 \text{ } \mu\text{m}$$

Optimální ložisková vzdálenost je určena součtem funkcí y_N a y_P v závislosti na poměru L/a a je řešena graficky. Výpočet byl proveden pomocí softwaru Matlab. Výsledek výpočtu a grafické určení poměru je zřejmé z grafu 3.



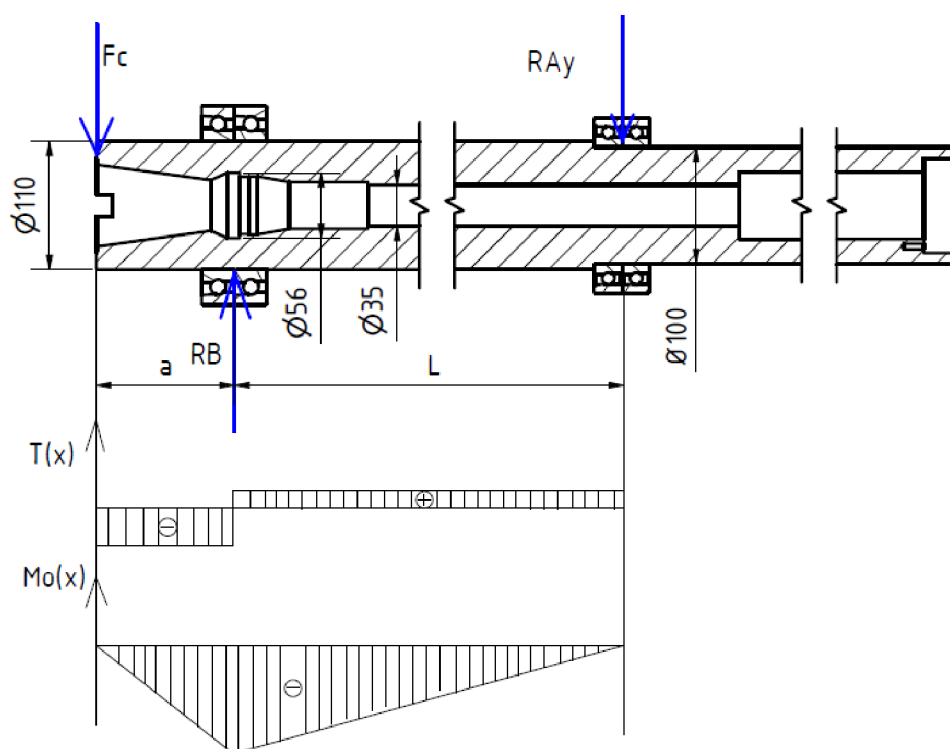
Graf 3: Závislost poměru ložiskových vzdáleností L/a na deformaci

Z grafu je zřejmé, že již pro poměr $L/a = 6$ dochází k nejnižším deformacím. Vzdálenost ložisek je tímto upravena na $L = 6 \cdot a = 6 \cdot 90 = 540$ mm.

11.5.3 Návrh vřetene

V úvodu kapitoly 11.5 již bylo představeno vřeteno i jeho předběžný návrh. Na základě stanovené ložiskové vzdálenosti, zadané řezné síly a krouticího momentu je provedena základní kontrola bezpečnosti.

Nejprve byly zjištěny vnitřní statické účinky a nejvyšší hodnoty ohybového momentu.



Obr. 71: Schéma pro výpočet vnitřních statických účinků s grafy

Nejvyššího ohybového momentu je dosaženo v uložení ložisek v místě B. Pro tuto oblast je vypočteno ohybové napětí.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_c \cdot a \cdot 32 \cdot D_1}{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)} = 0,74 \text{ MPa}$$

Vřeteno současně přenáší krouticí moment o velikosti 800 Nm.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k \cdot D_1}{\pi (D_1^4 - d_1^4)} = 3,3 \text{ MPa}$$

Redukované napětí dle metody HMM:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} = 5,76$$

Bezpečnost za předpokladu, že vřeteno bude vyrobeno z oceli ČSN 12 060

$$k = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{345}{5,76} = 60 \quad \text{Dle kontroly pro statické zatěžování vřeteno vyhovuje.}$$

V reálném případě se však bude jednat o zatížení dynamické s proměnlivým zatížením i otáčkami. Z výsledků statické kontroly lze usuzovat, že pokud provedeme obdobný výpočet pro dynamické zatížení střídavým souměrným ohybem a vypočtené napětí porovnáme s dovoleným napětím v ohybu, vyjde opět bezpečnost dostatečně vysoká.

$$\sigma_{Do}^* \cong 100 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kD} = 120 \text{ MPa}$$

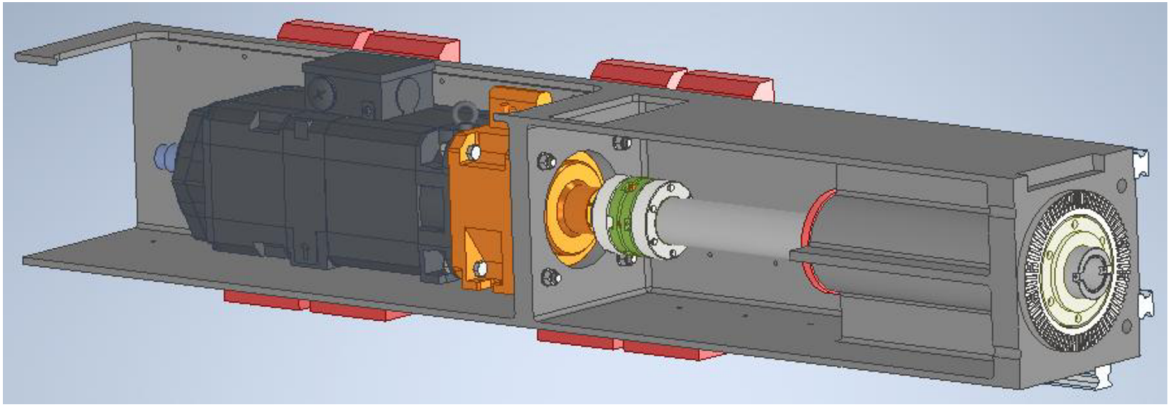
$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Do}^*}{\sigma_o} = \frac{100}{0,74} = 135$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{kD}}{\tau_k} = \frac{120}{3,3} = 36,4$$

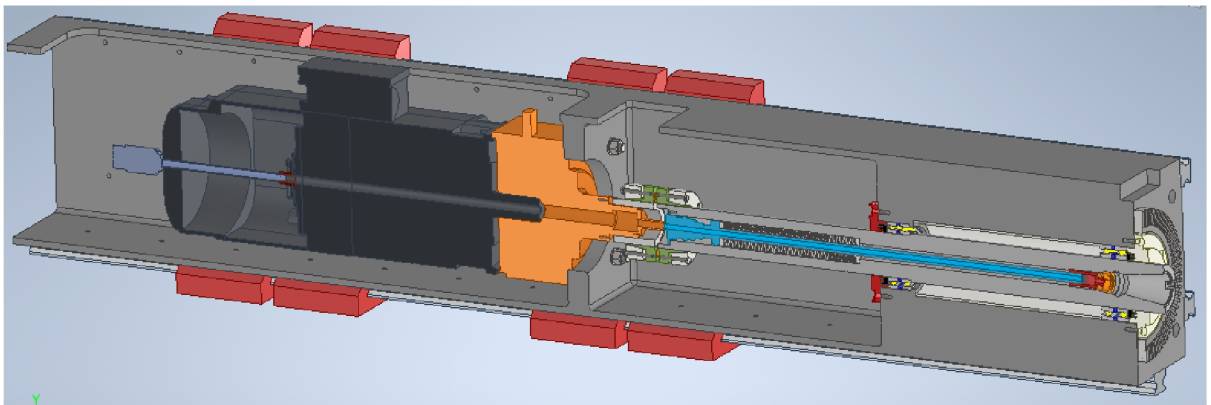
$$k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = 35$$

Z výsledků bezpečností je zřejmé, že vřeteno zadanému zatížení s výraznou rezervou odolá. V reálném případě do bezpečnosti zasahují také vruby v průřezu součástí. Vzhledem k dosažení takto vysoké bezpečnosti nebyly vruby dále řešeny. Zmenšení průřezu není možné z důvodu požadavku na nástrojové rozhraní ISO 50 a další komponenty pohonu.

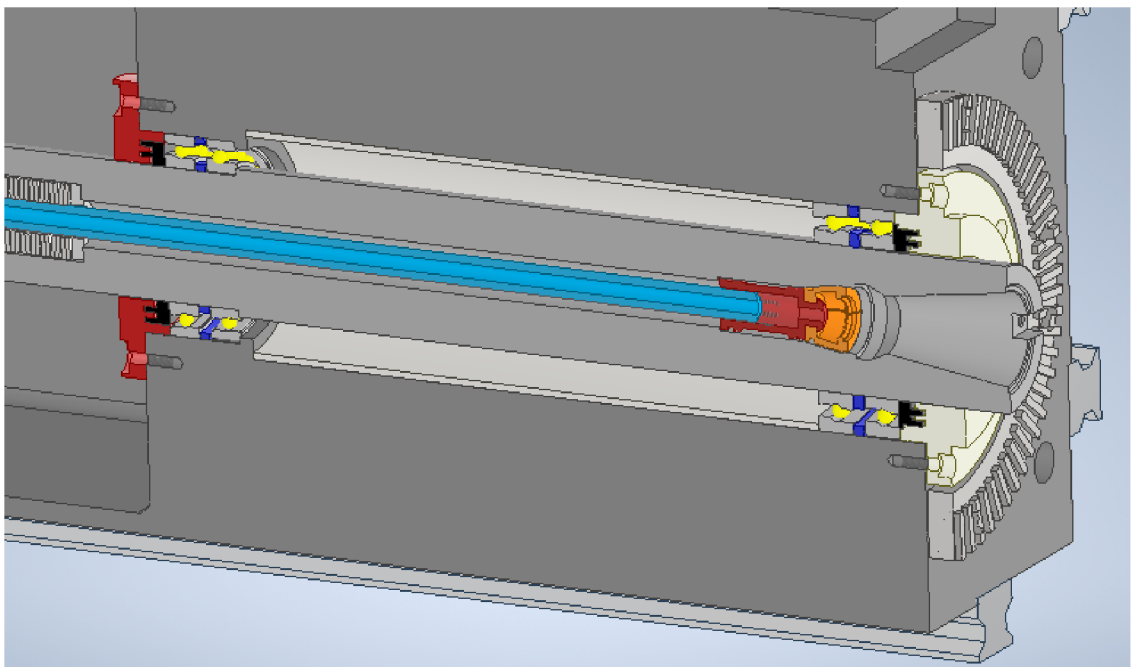
Uložení vřetena bylo dále vybaveno labyrintovým těsněním. Čelo smykadla bylo osazeno věncem s Hirthovým ozubením pro zpevnění polohy nasazené frézovací hlavy. Kompletní sestava pohonu a smykadla je zřejmá z obr. 72 až 75.



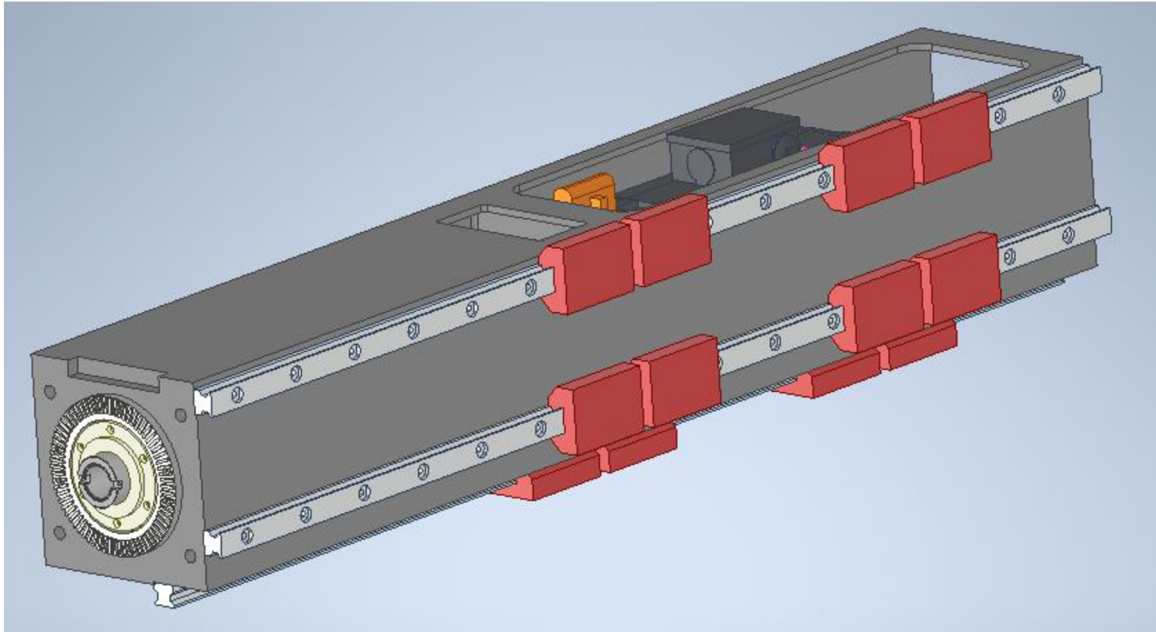
Obr. 72: Sestava smykadla



Obr. 73: Řez celým smykadlem



Obr. 74: Uložení vřetena a upínací rozhraní ISO 50



Obr. 75: Kompletní smykadlo se zabudovaným pohonem, vřetenem a dalšími komponenty

12 Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh koaxiálního náhonu vřetena pro obráběcí stroj zadaných parametrů ve spolupráci s TOS VARNSDORF a.s. V teoretické části je čtenář seznámen s problematikou pohonu vřeten a dalších systémů a částí obráběcích strojů, zejména horizontálních vyvrtávacích strojů. Následně je proveden patentový průzkum řešení pohonu vřeten vybraných výrobců, jako jsou DMG MORI, PAMA SPA, SORALUCE, BURKHARDT + WEBER a JUARISTI.

V praktické části je návrh několika možných řešení. Na základě několika kritérií je vybrána vhodná varianta, která se skládá z vřetenového motoru a planetové převodovky. Pomocí CAD softwaru je pohon vymodelován. Následně je navrženo smykadlo vřeteníku a spolu s dalšími komponentami je model podroben analýze metodou konečných prvků. Následně jsou vytipovány a navrženy další komponenty pohonu včetně rotačního přívodu, spojky, systému upínání nástrojů, věnce s Hirthovým ozubením, vřetene a jeho uložení. Celý návrh byl zpracován v souladu se zadáním. V navazující studii by bylo možné se zabývat optimalizací smykadla z hlediska tuhosti, vibrací a vlastních frekvencí.

Díky navrženému koaxiálnímu pohonu bylo dosaženo zmenšení zástavbového prostoru oproti pohonům s vloženými převody nekoaxiálního typu. Dále bylo dosaženo nižších finančních nákladů oproti ostatním navrhovaným variantám. Cena nakupovaných výše zmíněných komponent byla stanovena dle ceníků dodavatelů na 565 000 Kč. Do této ceny není zahrnut samotný odlitek smykadla.

Zdroje

- [1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [2] BORSKÝ, Václav. Obráběcí stroje. Brno: VUT, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [3] JERSÁK, Jan. Základní konvenční technologie obrábění. In: Katedra obrábění a montáže [online]. Technická Univerzita v Liberci: Projekt Educom, 2012 [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: www.kom.tul.cz
- [4] CoroBore. Sandvik Coromant [online]. Sandviken, Švédsko: AB Sandvik Coromant, 2013 [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: www.sandvik.coromant.com
- [5] POKORNÝ, P.: Výrobní stroje I, Skripta, Liberec, [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: www.ksa.tul.cz
- [6] TOS Varnsdorf a.s. [online]. Varnsdorf: TOS Varnsdorf, 2021 [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: www.tosvarnsdorf.cz
- [7] BRYCHTA, Josef, Robert ČEP a Jana PETRŮ. Výrobní stroje obráběcí. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2941-8.
- [8] LAŠOVÁ, Václava. KKS/ZSVS základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012. [153] s. ISBN 978-80-261-0126-0.
- [9] TOBOLKA, Ondřej. Využití netradičních materiálů ve stavbě horizontálních vyvrtávacích strojů. Brno, 2018. Diplomová. VUT Brno.
- [10] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [11] PEŠÍK, Lubomír a Jochen SCHMIDT. Minimization of machine vibrations. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2018. ISBN 978-80-7994-441-3.
- [12] MATĚJKA, Jaroslav. Návrh konstrukce lože obráběcího stroje. Liberec, 2020. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.
- [13] VANĚK, J. Beton a přírodní žula při výrobě loží a rámu obráběcích strojů. MM publishing [online]. 2003 Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/beton-a-prirodni-zula-pri-vyrobe-lozi-a-ramuobrabecich-stroju.html>

- [14] STOLLE. STOLLE Castable solutions [online]. Pardubice: Kovostrojsevis, spol., 2021 [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: www.slevarna-stolle.cz
- [15] Sborník k bloku přednášek: Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, 2010. ISBN 978-80-904077-2-5.
- [16] Výrobní program TOS Varnsdorf a.s. TOS Varnsdorf [online]. 07/2020 [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: www.tosvarnsdorf.cz
- [17] Edufix Oy. Contos [online]. Helsinki: Edufix Oy, 2018 [cit. 2021-02-16]. Dostupné z: <https://www.edufix.fi/www/fi/contos/>
- [18] PRUDILOVÁ, Gabriela. Polygonální upínače nástrojů. MM Průmyslové spektrum [online]. 2014(6), 46 [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/polygonalni-upinace-nastroju.html>
- [19] SKF. SKF Group [online]. Švédsko: SKF, 2019 [cit. 2021-02-17]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group>
- [20] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 2. vyd. Brno: VUT, 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [21] KAMAN Precision products [online]. USA: KAMAN, 2008 [cit. 2021-02-17]. Dostupné z: <https://www.kamansensors.com/industry/magnetic-bearings/>
- [22] SKALICKÝ, Jiří. Elektrické servopohony. Brno: PC-DIR Real, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 8021414847
- [23] JANEČEK, Jan. Řízení různých typů motorů jedním měničem frekvence s optimalizovanou spotřebou energie. AUTOMA [online]. 2014, 2014(11), 17-19 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: http://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/53139.pdf
- [24] Hass Automation [online]. Oxnard, California, USA: Hass Automation, 2016 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/cs/productivity/spindles/8-1k-40t-in.html>
- [25] Produktový katalog [online]. Siemens, 2020 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/xx/uk/Catalog/Products/10283157>

- [26] MAREK, Petr. Konstrukční návrh frézovacího vřetene s možností soustružení [online]. Praha, 2019 [cit. 2021-02-25]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/84751>. Diplomová práce. ČVUT v Praze.
- [27] Produktový katalog: Přehled motorů [online]. FANUC, 2018 [cit. 2021-02-25]. Dostupné z: <https://www.fanuc.eu/cz/cs/cnc/pohonn%C3%A9-syst%C3%A9my/motory>
- [28] Redex: Machine Tool Drives Company [online]. Francie: Redex, 2011 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: http://www.machine-tool-drives.com/en/site-Machine_Tool_Drives-produit-9-59-two-speed-gearbox.html#
- [29] Andantex [online]. USA: Andantex USA, 2012 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://andantex.com/product/ram-msd/>
- [30] Produktový katalog: NH 5000 DCG [online]. Japonsko: DMG MORI CO., 2009 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://cz.dmgmori.com/resource/blob/44862/bbbdcd222956a07867e3f4fad508cf2b/pm0uk20-nh5000d cg-pdf-data.pdf>
- [31] Produktový katalog: NH 6300 DCGII [online]. Japonsko: DMG MORI CO., 2009 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://cz.dmgmori.com/resource/blob/44864/1c357d5703acf41a7655dc3262f079d5/pm0uk20-nh6300-pdf-data.pdf>
- [32] DMG MORI Components [online]. Japonsko: DMG MORI CO., 2018 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://cz.dmgmori.com/novinky-a-media/magazin/technology-excellence-01-2018/36-mesicu-zaruka-na-master-vretena>
- [33] CHMELKA, Miroslav. Horizontálky a portálky made in Italy. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2016, (9), 78 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/horizontky-a-portalky-made-in-italy.html>
- [34] PAMA SPA, Alberto NAINER a Mauro PROCCACINI. *Boring machine tool*. ITMO20140009 (U1) Patent. Uděleno 2017. Zapsáno 2015.
- [35] Produktový katalog [online]. Rovereto, Itálie: PAMA S.P.A., 2016 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://en.pama.it/>

- [36] Produktový katalog Speedram [online]. Itálie: PAMA, 2015 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: https://mrm-machinery.cz/wp-content/uploads/2016/05/PAMA_cat_SPEEDRAM-2015-EN_OK.pdf
- [37] Produktový katalog Soraluca [online]. Španělsko: Soraluca [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.soraluca.com/en/products>
- [38] OLABARRIA, Mendia. Machine tool with retractable shank. 2010. Španělsko. EP2517823 (A1) Patent. Zapsáno 2010.
- [39] Produktový katalog Soraluca: Bed type milling machines - TR [online]. Bergara, Španělsko: Soraluca, 2016 [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.danobatgroup.com/media/uploads/prensa/soraluca-tr-bed-type-milling-machines.pdf>
- [40] OLABARRIA, Mendia. Modular system for use in the drive means and head of a milling machine. 2004. Španělsko. ES2171121 (B1) Patent. Zapsáno 2004.
- [41] Burkhardt + Weber - General catalogue [online]. Německo: Burkhardt + Weber, 2018 [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: https://burkhardt-weber.com/fileadmin/bw/download/Gesamtkatalog_BW_2018_EN.pdf
- [42] Produktový katalog JUARISTI [online]. Španělsko: JUARISTI, 2018 [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: https://juaristi.com/wp-content/uploads/2020/02/Interactive_en.pdf
- [43] FANUC BUILT-IN SPINDLE MOTOR B*i*I series: Descriptios. B-65292EN/07. Japonsko, 2007.
- [44] Produktový katalog: Mill turn spindels / HC Line [online]. Německo: Franz Kessler, 2020 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: https://kessler-group.biz/files/Files/BRO_PK1016_A4_Spindel_HC-line_EN_V2-0_WEB.pdf
- [45] Franz Kessler GmbH - Assembly instructions - Mill-turn spindle: DMS-S6. 000.709.221. Německo, 2019.
- [46] Produktový katalog Andantex [online]. USA: Andantex USA, 2018 [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://andantex.com/product/ram-msd/>

- [47] Franz Kessler GmbH - Assembly instructions - Motorspindle: SMS100.46.6-661.812.000.661.812. Německo, 2012.
- [48] Produktový katalog REDEX: Spindle and table drive [online]. Německo: Redex Andantex, 2017 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://pdf.directindustry.com/pdf/redex/spindle-drives/8191-901718.html>
- [49] Konfigurační produktů Siemens: Synchronní vestavbové motory SIMOTICS M-1FE1 [online]. Německo: Siemens, 2021 [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/>
- [50] Produktový katalog: Desch drive and system solutions for machine tools [online]. Německo: DESCH Antriebstechnik GmbH & Co., 2019 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: https://www.desch.com/files/default/pdf/products/en/DESCH_WM_19_Machine%20Tools_GB.pdf
- [51] Výkres pohonné jednotky: Motor Getriebeeinheit DESCH HSE40W S1123. Německo, 2019.
- [52] Produktový katalog Siemens: 1PH8 for SINAMICS S120 for machine tools [online]. Německo: Siemens, 2020 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/cz/Catalog/Products/10044259?tree=CatalogTree>
- [53] Produktový katalog: Duoplan [online]. Německo: ZF Friedrichshafen, 2021 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/media/industrial/industrial_drives/brochures_4/Duoplan_EN_new.pdf
- [54] Srovnávání retailových produktů ve vybraných zemích [online]. Ostrava, 2019 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/135584/VYD0013_EKF_B6202_6202R010_2019.pdf?sequence=1. Bakalářská práce. Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava
- [55] Produktový katalog Mayr (zastoupení pro Českou republiku BMC - TECH): Lamelové spojky [online]. Německo: Chr. Mayr GmbH + Co., 2014 [cit. 2021-5-30]. Dostupné z: https://bmc-tech.cz/download/16437_hridelova-lamelova-spojka-roba-ds-roba-r-ds-steel.pdf

- [56] Steep Taper Drawbars and Grippers - Ott-Jakob SK [online]. USA: Advanced Machine and Engineering Co., 2015 [cit. 2021-5-30]. Dostupné z: <https://www.ame.com/sk-drawbar-grippers>
- [57] Produktový katalog Ott-Jakob: Unclamping units [online]. Německo: Ott-Jakob, 2013 [cit. 2021-5-30]. Dostupné z: https://www.ott-jakob.de/en/unclamping_units/
- [58] Výpočet pružin [online]. Česká republika: MITcalc, 2008 [cit. 2021-5-30]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm#Header_theory_3
- [59] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [60] Produktový katalog RÖHM: Tool clamping systems [online]. Německo: RÖHM, 2013 [cit. 2021-5-30]. Dostupné z: https://uk.roehm.biz/fileadmin/content/pdf/products/en/Tool_clamping_system_2013_2014_en_web.pdf
- [61] Produktový katalog UKF: High Precision Spindle Bearings [online]. Německo: UKF, 2014 [cit. 2021-5-30]. Dostupné z: https://www.ukf.de/files/content/downloads/Lagerkatalog_2014_engl.pdf
- [62] Produktový katalog Superprecision bearings [online]. Švédsko: SKF, 2005 [cit. 2021-5-31]. Dostupné z: <https://www.skf.com/uk/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/productid-7022%20ACE%20FP4A>
- [63] KELLER, Petr a Petr ZELENÝ. Optimalizace uložení vřetena obráběcího stroje: Výrobní stroje I. Technická univerzita v Liberci, 2014.

Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres sestavy a kusovník

Příloha 2 – Výpočetní algoritmus optimální vzdálenosti ložisek (MATLAB)