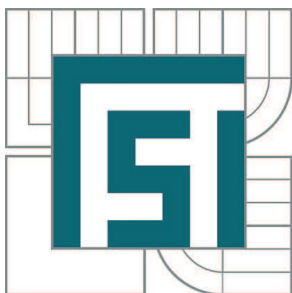


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

VÝMĚNA NÁSTROJŮ U SVISLÉHO SOUSTRUHU

TOOL CHANGING OF VERTICAL TURNING LATHE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. RADEK HUŇKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. JIŘÍ MAREK, Dr.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radek Huňka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

Výměna nástrojů u svislého soustruhu

v anglickém jazyce:

Tool changing of vertical turning lathe

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměna nástrojů jak soustružnických tak rotačních s jedním rozhraním ve smykadle.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte:

1. Technickou zprávu
2. Rozbor a popis vlivů, které působí na výměnu nástrojů u svislých soustruhů
3. Metodiku návrhu výměny nástrojů
4. Stavebnicovou soustavu výměny nástrojů pro stroje o velikosti 12,16,20,25,30,40,50. □
5. Nejméně tři ideové návrhy (pokud existují) a výběr optimální varianty na základě technicko-ekonomického hodnocení
6. Sestavní výkres vybrané varianty
7. Detailní výrobní výkres vybraného prvku

Seznam odborné literatury:

[1] firemní literatura TOSHULIN,a.s.

[2] BRENÍK,P.,PÍČ,J. Obráběcí stroje – konstrukce a výpočty. TP 59, Praha 1982,SNTL,s.573.

[3] MAREK, J. a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Speciál. Praha: MM publishing, s.r. o, 2010. 420 s. ISBN: 978-80-254-7980- 3.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.11.2010

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá problematikou výměny nástrojů u svislého soustruhu. Konkrétně se jedná o modulární systém aretace vřetena ve smykadle stroje. V práci jsou znázorněny konstrukční návrhy, ze kterých je vybrána, pomocí technicko - ekonomického zhodnocení, nejvýhodnější varianta. Dále je provedena série kontrolních a návrhových výpočtů, které konkrétně definují rozměry částí mechanismu.

Klíčová slova

Vřeteno, smykadlo, aretace

Abstract

This master's thesis deals with the problems of tool changing of vertical turning lathe. Specifically about modular system of spindle locking in a ram. The master's thesis is shows types of structural design, choosing the best design with supporting technical - economics evaluation. After this is realized series of calculation controls. These define dimensions of the mechanical parts.

Key words

Spindle, spindle ram, locking

Bibliografická citace mé práce:

HUŇKA, R. Výměna nástrojů u svislého soustruhu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 110s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr..

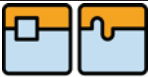
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Výměna nástrojů u svíslého soustruhu“ vypracoval samostatně a uvedl v ní všechny použité literární zdroje v souladu s právními předpisy, vnitřními předpisy a vnitřními akty řízení Vysokého učení technického v Brně.

V Brně dne 23.5.2012

.....
Radek Huňka

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce prof. Ing. Jiřímu Markovi, Dr. za odborné vedení, cenné rady, připomínky a materiály, které mi byly poskytnuty při zpracování diplomové práce.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obsah

1. Úvod.....	13
2. Stručné rozdělení výrobních strojů.....	14
3. Teorie soustružení a soustružnické stroje.....	15
3.1. Teorie soustružení	15
3.2. Soustružnické stroje.....	18
4. Svislé soustruhy.....	20
4.1. Výrobní program TOSHULIN, a.s.	20
4.2. Rozdělení svislých soustruhů.....	21
4.2.1. Deska stolu upevněná na loži a základně	21
4.2.1.1. Jednostojanové svislé soustruhy.....	21
4.2.1.2. Dvoustojanové svislé soustruhy	22
4.2.2. Deska stolu inverzní.....	23
4.3. Upínání nástrojů.....	24
5. Vlivy působící na výměnu nástrojů u svislých soustruhů.....	26
5.1. Vlivy působící na vřeteno stroje	26
5.2. Vlivy působící mezi vřetenem stroje a zásobníkem nástrojů	28
5.3. Ostatní působící vlivy	30
6. Metodika návrhu výměny nástrojů.....	33
6.1. Obecný model postupu konstruování.....	34
6.1.1. Koncepce modelu	35
6.1.2. Struktura konstrukčního procesu.....	36
6.2. Postupové uspořádání struktury.....	37
6.3. Autorské přístupy k racionálním metodám konstruování.....	38
7. Vyjasnění úkolu.....	40
7.1. Základní specifikace svislého soustruhu SKL 12	40
7.2. Stavebnicová soustava výměny nástrojů pro stroje o velikosti 12,16,20,25,30,40,50.....	42
7.3. Aretace vřetena.....	43
8. Sestavení funkčních struktur.....	43
8.1. Umístění aretačního mechanismu vřetena ve stroji	43
8.2. Výběr optimálního řešení metodou Pattern.....	45
8.3. Možné varianty řešení aretačního mechanismu.....	49
8.4. Konkretizace navrhovaných variant	50
9. Hrubá konstrukce, výběr materiálů, výpočty.....	51
9.1. Aretace pomocí příčných čepů.....	51
9.2. Aretace pomocí Hirthova věnce	60
9.2.1. Soustava dvou protiběžných Hirthových věnců.....	60
9.2.2. Trojitý Hirthův věnec.....	66
9.3. Hydraulické svěrné pouzdro Kostyrka®	71
10. Technicko-ekonomické zhodnocení	75
11. Zpřesnění návrhu, kontrola vybraných částí.....	77
11.1. Kontrola vřetena stroje	77
11.2. Hodnota natočení vřetena při obrábění v zaaretovaném stavu	81
11.3. Šroubové spoje smykadla	83
11.4. Šroubový spoj Hirthova věnce s vřetenem stroje	88
11.5. Výpočet životnosti ložisek	91

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

11.6. Parametry soustavy pro pohyb Hirthova věnce	95
11.7. Těsnění hydromotorů	97
11.7.1. Těsnění pístu	97
11.7.2. Těsnění pístnice	97
12. Závěr	100
13. Seznam použitých veličin	102
14. Seznam použité literatury	106
15. Seznam použitých obrázků	109
16. Seznam použitých tabulek	110
17. Seznam použitých grafů	110
18. Seznam výkresové dokumentace	110

1. Úvod

Počátek obrábění materiálů sahá do velmi vzdálené minulosti. Již v dobách stavby pyramid se objevovaly základní obráběcí (soustružnické) "stroje" poháněné lidskou silou.

Soustružení bylo jednou z prvních metod obrábění, které "moderní" lidstvo zná. Postupem času a vývojem lidské společnosti se kladly a stále kladou zvýšené požadavky na rychlost, jakost obráběného materiálu, složitost obrobků a dalších specifických určení, které nutí k vývoji nových technologií a postupů, jež by tyto nároky splnily.

Výrobní stroje prodělaly dramatický vývoj, a to zejména v druhé polovině 20. století, který z konvenčních strojů určených pouze pro standardní technologie (soustružení, vrtání, řezání závitů atd.) udělal obráběcí centra, zvládající širokou škálu dalších významných technologií v oblasti obrábění (broušení, frézování, soustružení atd.). Mimo přímé technologie obrábění mají tato centra ve velké většině případů implementovány systémy automatické výměny nástrojů, 5osého obrábění, monitoring kolizních stavů, celkové diagnostické systémy, automatické měření kontroly nástroje a obrobku.

Soustružnická obráběcí centra se vyznačují vysokou univerzálností. Například schopnost stroje upnout různým způsobem a obrábět rozdílné druhy polotovarů při vysoké přesnosti a jednoduchosti z čehož vyplývá jednoduchá automatizace procesu. Dnešní výrobci (soustružnických) obráběcích strojů se dále snaží využívat, již zmíněných vlastností, ještě více, a to například přidáváním dalších obráběcích os v podobě sférických hlav, rotačních a lineárních os. Velký význam se v této době přikládá i implementaci jednoho upínacího rozhraní, které je schopné pojmout více technologií (např. soustružení - vřeteno musí být zaaretováno a frézování - rotační pohyb vřetene). Kombinace těchto aspektů umožňuje širokou škálu dalších operací na jednom stroji - nesouosé vrtání, vyvrtávání, závitování a víceosého frézování.

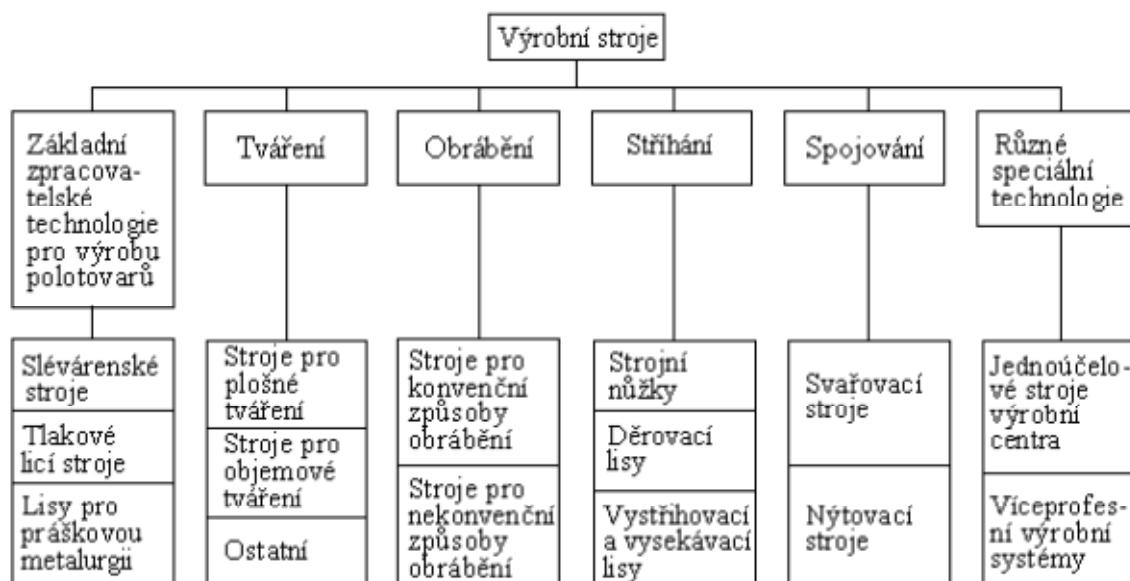
Mimo již zmíněné technologie, které je stroj schopen zvládnout je v rámci automatického systému i měření a kontrola soustružených průměrů, délek, měření nerotačních a nesouosých obrobků, kontrola správného ustavení polotovaru i nástrojů. Moderní obráběcí centra jsou dokonce schopna vyvažování a postprocesní měření. Nespornou výhodou je také velká produktivita obráběcích center obecně, která je dána obráběním vícevřetenových strojů s revolverovým anebo s jiným druhem nástrojového zásobníku.

Soustružnická obráběcí centra mají rozsáhlou oblast použití (od malých rotačních a až po rozměrné nerotační obrobky), automatizaci a výkonnost, které jim zaručují své místo v dalším vývoji moderních technologií.

2. Stručné rozdělení výrobních strojů

Souběžně s rozvojem technologických procesů došlo i k vývoji výrobních strojů ve všech odvětvích a k jejich různorodé profilaci.

Výrobní stroje můžeme rozdělit dle jejich základní aplikace, pro kterou jsou určeny dle následující tabulky:



Obr. 1. Rozdělení výrobních strojů [1]

Pro detailnější rozdělení výrobních strojů může být použito dalších rozlišovacích kritérií:

- rozměry,
- přesnost,
- kinematika pohybu,
- zvolená konstrukce,
- míra automatizace a stupeň pružnosti,
- energetická náročnost,
- způsob řízení.

Nejrozsáhlejší skupinou výrobních strojů jsou stroje určeny pro třískové obrábění materiálu. U této skupiny je vždy dodržena soustava STROJ- NÁSTRO- OBROBEK jejíž detailní charakteristika určuje přesnost a výkonnost stroje.

Mezi nejčastější druhy třískového obrábění patří:

- soustružení,
- frézování,
- vrtání,
- vyvrtávání,
- broušení.



3. Teorie soustružení a soustružnické stroje

Pro úplnost a dobrou orientaci v práci je nutné objasnit základní informace a fakta týkající se problematiky soustružení a k tomu určených strojů.

3.1. Teorie soustružení

Soustružení je nejvíce používanou metodou obrábění 30 – 40 % [37]. Model obrábění je určen v rotaci obrobku kolem své osy (hlavní řezný pohyb). Obvodová rychlost obrobku je řeznou rychlostí v [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]. Nástroj koná nejčastěji přímočarý pohyb (vedlejší řezný pohyb). Podélný posuv je rovnoběžný s osou rotace, stopa po noži je šroubovice. Příčný posuv je kolmý na osu rotace, slouží obvykle k nastavení hloubky řezu, stopa po noži je spirála.

Při odebrání třísky materiálu vzniká velmi velké množství tepla, které je třeba odvádět pomocí řezných kapalin mimo stroj.

Základní výpočty:

Řezná rychlost:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (1)$$

kde: D [mm] - obráběný průměr
 n [min^{-1}] - otáčky obrobku

Řezné síly na noži:

Hlavní řezná síla: $F_z = A_D \cdot P$ [N] (2)

Průřez třísky: $A_D = s \cdot a_p$ [mm^2] (3)

kde: s [mm] - posuv na otáčku obrobku
 a_p [mm] - šířka záběru ostří - pro podélné soustružení $a_p = 0,5 \cdot (D-d)$
- pro čelní soustružení $a_p = L-l$

Řezný odpor: $p = (4 \div 6) \cdot R_m$ [MPa] (4)

Posuvová rychlost v_f : $v_f = s \cdot n$ [$\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$] (5)

kde: s [mm] - posuv na otáčku obráběné součásti



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Řezná síla F_c [N] je jednou ze složek celkové řezné síly F_z [N]. Další složky jsou posunová síla F_f [N] a pasivní síla F_p . [2]

$$F_c = C_{Fc} \cdot a_p^{x_{Fc}} \cdot f^{y_{Fc}} \quad [\text{N}] \quad (6)$$

$$F_f = C_{Ff} \cdot a_p^{x_{Ff}} \cdot f^{y_{Ff}} \quad [\text{N}] \quad (7)$$

$$F_p = C_{Fp} \cdot a_p^{x_{Fp}} \cdot f^{y_{Fp}} \quad [\text{N}] \quad (8)$$

kde: C_{Fc} , C_{Ff} , C_{Fp} [-] - materiálové konstanty
 x_{Fc} , x_{Ff} , x_{Fp} [-] - exponent vlivu a_p
 y_{Fc} , y_{Ff} , y_{Fp} [-] - exponent vlivu f

$$F_z = \sqrt{F_c^2 + F_f^2 + F_p^2} \quad [\text{N}] \quad (9)$$

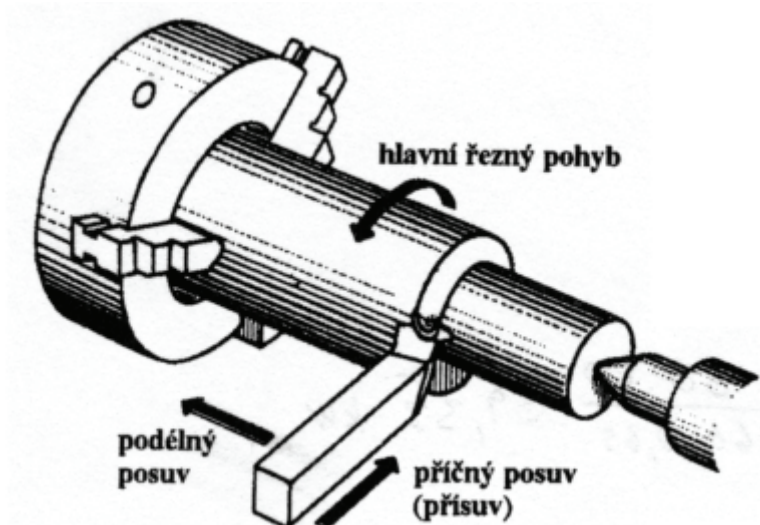
Řezný výkon:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{60} \quad [\text{W}] \quad (10)$$

Výkon stroje, potřebný k pokrytí řezného výkonu:

$$P_m = \frac{F_c \cdot v_c}{60 \cdot \eta} \quad [\text{W}] \quad (11)$$

kde: η [-] - mechanická účinnost stroje



Obr. 2. Rozbor pohybů u univerzálního soustruhu [3]



Teplo v místě odebrání třísky (v obráběném místě) vzniká transformací z mechanické práce. Při obráběcím procesu se 95 - 98 % mechanické práce změní na teplo [38]. Teplo má u některých částí technologické soustavy kumulační charakter. Při soustružení se teplo kumuluje v nástroji - což negativně ovlivňuje opotřebení břitu nástroje.

Vznikající třísky při obrábění mají také charakter teplokumulačního prvku, který je nutné z prostoru stroje odvést. Nejčastěji se tak děje oplachem chladicí kapalinou a následným odvodem třísek z pracovního prostoru stroje.

Významná část vznikajícího tepla je absorbovaná obrobkem, který je ve většině případů třískového obrábění, chlazen již zmiňovanou chladicí kapalinou.

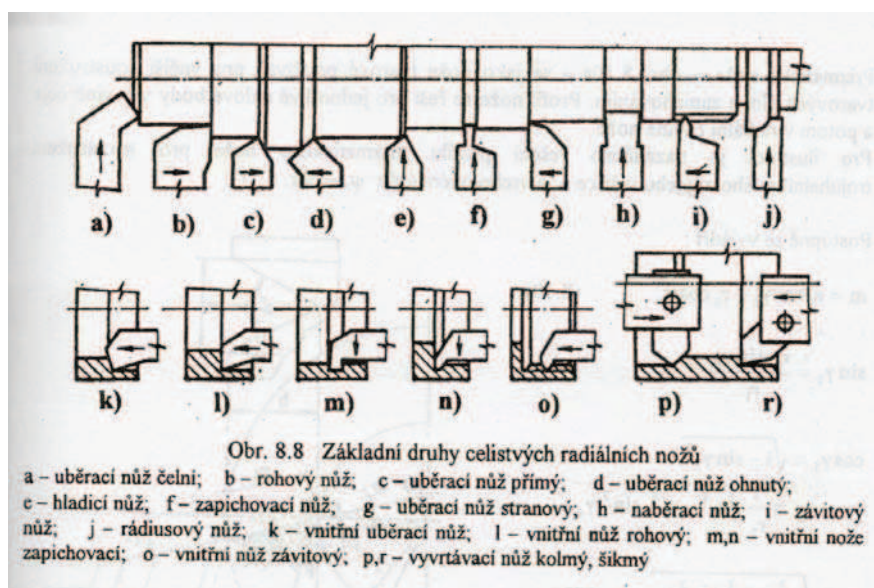
Vzniklé teplo výrazně ovlivňuje řezný proces:

- negativně působí na řezné vlastnosti nástroje,
- ovlivňuje mechanické vlastnosti obráběného materiálu,
- ovlivňuje petchování a zpevňování obráběného materiálu,
- ovlivňuje podmínky tření na čele i hřbetě nástroje.

Odvod tepla při soustružení: $Q = Q_c + Q_n + Q_o + Q_T$ [J] (12)

kde: Q_c [J]- celkové teplo,
 Q_n [J]- teplo odvedené do nástroje,
 Q_o [J]- teplo odvedené do obrobku,
 Q_T [J]- teplo odvedené třískou.

Základní soustružnické nože:

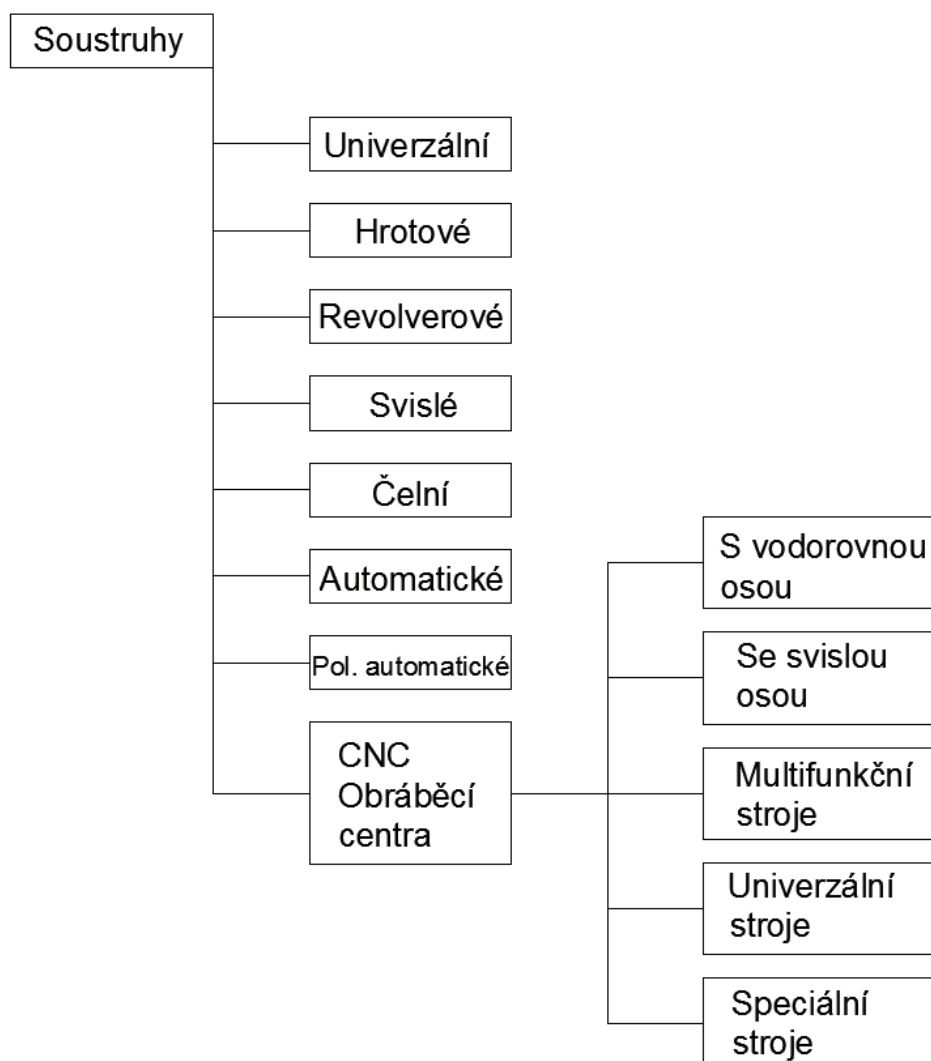


Obr. 3. Základní soustružnické nože [4]

3.2. Soustružnické stroje

Mezi nejrozšířenější způsob třískového obrábění patří soustružení. Využívá se při tom skupiny výrobních strojů, které jsou primárně určeny pro obrábění rotačních (z části i nerotačních) obrobků.

Členění soustruhů:



Obr. 4. Rozdělení soustružnických strojů

Na strojích určených pro soustružení je možné:

- obrábět vnější, vnitřní, kuželové i čelní rovinné plochy,
- vrtat,
- vyvrtávat,
- řezat závity,
- vystružovat atd.

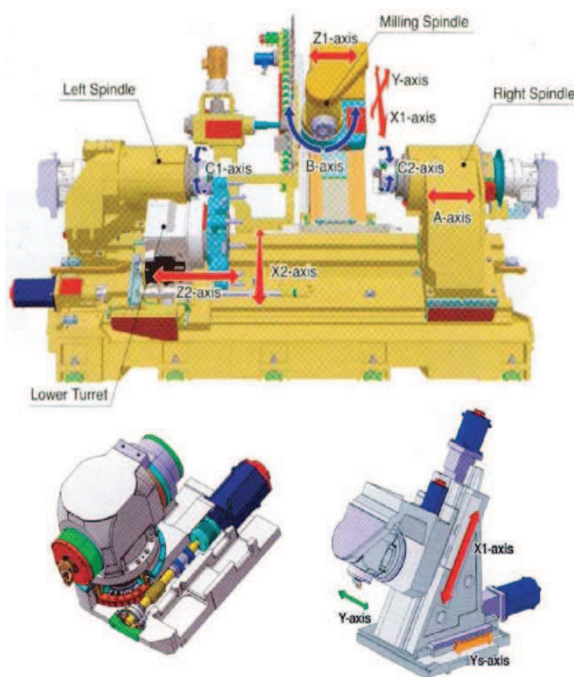


K soustružnickým strojům je možné implementovat rozšiřující adaptéry a zařízení, které zvyšují technologické možnosti stroje (např. kopírovací zařízení).

V dnešní době ovšem převládá CNC obrábění, které je schopno realizovat u obráběcích center velké spektrum technologií v jednom stroji (pokud je stroj vybaven některou z dalších říditelných os). Tím se z klasických strojů určených pro soustružení stávají obráběcí centra. Stroje jsou navíc schopny pracovat ve velmi vysokých přesnostech a rychlostech, které zmenšují výrobní časy a náklady.

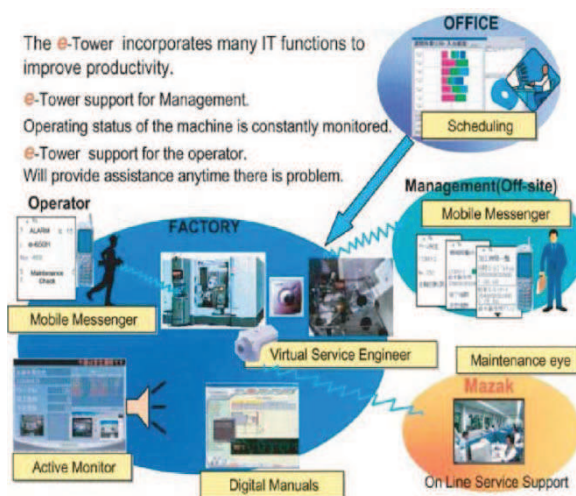
CNC obráběcí centra pracují v automatickém obráběcím cyklu s nízkými vedlejšími časy (polohování, výměna nástroje atd.). Hlavní výhodou obráběcích center je použití několika technologií v jednom stroji a na jedno pracovní upnutí. To umožňuje i automatická výměna nástrojů, která je téměř u většiny těchto strojů realizovaná pomocí zásobníku nástrojů, který je v těsné blízkosti stroje. Velké procento obráběcích strojů je také schopno využívat technologii tzv. víceosého obrábění.

U sofistikovanějších systémů může mít stroj i automatickou výměnu obrobků. Tyto stroje se uplatňují hlavně v sériové výrobě, z čehož plyne i téměř bezobslužný provoz stroje. Nutná je jen pravidelná údržba a servis. Aktuální stav stroje sledují prvky diagnostiky a monitoring stroje pomocí soustavy snímačů. V dnešní době se hojně využívá i tzv. dálková diagnostika, kdy servisní úkon je proveden (pokud se nejedná o mechanickou závadu) z centrály dodavatele servisu.



Obr. 5. Schéma CNC obráběcího stroje [5]

Obr. 6. Schéma pohybu vřetene [5]



Obr. 7. Schéma dálkové diagnostiky [5]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4. Svislé soustruhy

Jelikož je tato diplomová práce zpracovávána ve firmě TOSHULIN, a.s., která patří mezi světové výrobce svislých soustruhů, je vhodné, aby byl uveden i stručný výrobní program této společnosti.

4.1. Výrobní program TOSHULIN, a.s. [6]

„TOSHULIN, a.s. vyrábí svislé soustruhy určené pro výkonné a přesné soustružení. Společnost byla založena v roce 1949 pod názvem TOS Hulín, kdy byla zahájena výstavba závodu v Hulíně. Krátce po svém vzniku se specializovala na obráběcí stroje, především svislé soustruhy - karusely. Této oblasti výroby se úspěšně věnuje dodnes a spolupracuje s předními světovými strojírenskými firmami. Většina její produkce je určena pro export. Stroje jsou nebo byly vyváženy do 58 zemí světa.

Svislé soustruhy dále umožňují vrtat, řezat závit, frézovat a brousit. Stroje jsou nabízeny v osmi typových řadách: SKIQ, SKA, POWERTURN, SKAT, SKL, SKG, REV a POWERTURN Y s průměrem upínací desky 1250 až 7000mm. Každý typ stroje je vyráběn v několika velikostech, které jsou označovány čísly 12, 16, 20, 25, 30, 40, 50 a 70.

Základem každého stroje je lože a stojan, pouze stroje velikosti nad 25 mají stojany dva. Lože slouží k uložení upínací desky, na němž je obrobek opracováván, a k uchycení převodové skříně. Upínací desku pohání AC motor. Obrobek je upnut pomocí čtyřčelistového samostředícího sklíčidla. Stojan je nosníkem pro příčník.

Na příčníku je uchycen suport, který nese smykadlo, na jehož konci je nástroj pro obrábění. Všechny svislé soustruhy mají automatickou výměnu nástrojů ze zásobníku, CNC řízení, moderní střídavé (AC) pohony od firmy Siemens, Fanuc, Bosch a jiných. Stroje jsou dodávány v soustružnickém provedení nebo jako obráběcí centra s třemi řízenými osami a pohonem rotačních nástrojů. Stroje jsou opatřeny ochrannými kryty. Zdokonalenou variantou jsou tzv. ekologické kryty, které při intenzivním chlazení dovolují odsávání škodlivých aerosolů a tlumí hluk.

Další výhodou je možnost doplnění paletizačním systémem pro automatickou výměnu obrobků, při kterém je maximálně zvýšena produktivita při minimální obsluze – svislý soustruh se stává vysoce výkonným obráběcím centrem vhodným pro bezobslužný provoz. Např. stroje POWERTURN mají vpravo (příp. i vlevo) umístěn zásobník s kapacitou až 96 nástrojů – toto originální patentované řešení výměny nástrojů splňuje požadavky na rychlost, spolehlivost a přesnost.

Svislé soustruhy jsou dále nabízeny v rozšířeném provedení (v závislosti na typu a velikosti) s bočním suportem, druhým příčnickovým suportem, aktivní kontrolou obrobku a nástroje, monitorováním stavu nástroje, standardním nebo tlakovým chlazením, třetí řízenou osou, zvýšeným provedením stroje, zvýšenými otáčkami upínací desky, dopravníkem třísek, lineárním odměřováním, se zvýšenou klimatickou odolností, s úpravou pro odlišná napětí a kmitočty, se speciálním nástrojovým vybavením pro zvláštní obrobky (např. tělesa armatur). Široký rozsah soustružnických a rotačních nástrojů umožňuje produktivní obrábění i dokončovací práce.“

4.2. Rozdělení svislých soustruhů

Hlavním rysem svislých soustruhů je poloha upínací desky a konstrukce rámu. Rozeznáváme tyto konstrukční provedení:

4.2.1. Deska stolu upevněná na loži a základně

Jedná se o nejrozšířenější typovou variantu svislých soustruhů. Tato konstrukční varianta má svislou osu otáčení na vodorovné desce, na které je upnuta obráběná součást. Hlavní oblastí použití je obrábění rozměrných a těžkých součástí, kde převládá průměr nad délkou. Díly nemusejí být jen rotačního charakteru, ale lze obrábět i nerotační součásti.

Svislé soustruhy s deskou stolu upevněnou na loži a základě můžeme rozdělit do dvou kategorií, a to:

4.2.1.1. Jednostojanové svislé soustruhy

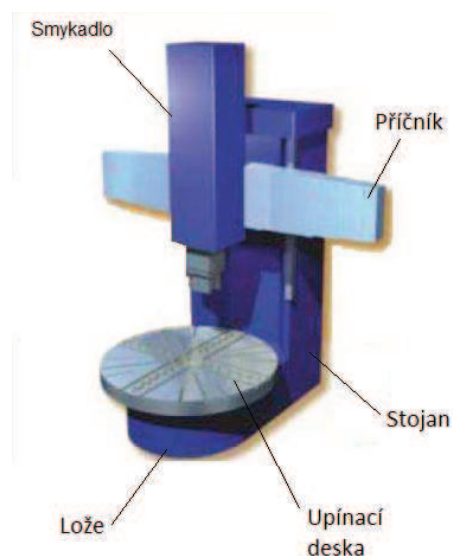
Jsou konstrukčně řešeny pro velikosti upínací desky s průměrem 800 – 2 000 mm. Otáčky stolu a posuvy jsou plynule regulovány. Rozměry strojů mohou být malé a kompaktní až po velké stroje s upínací deskou uloženou v zemi (až 6 000 mm), přičemž upínací část stolu je rovnoběžná s povrchem země.

Hlavní části soustruhu:

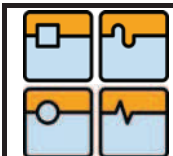
- příčník,
- smykadlo,
- stojan,
- lože,
- upínací deska stolu.



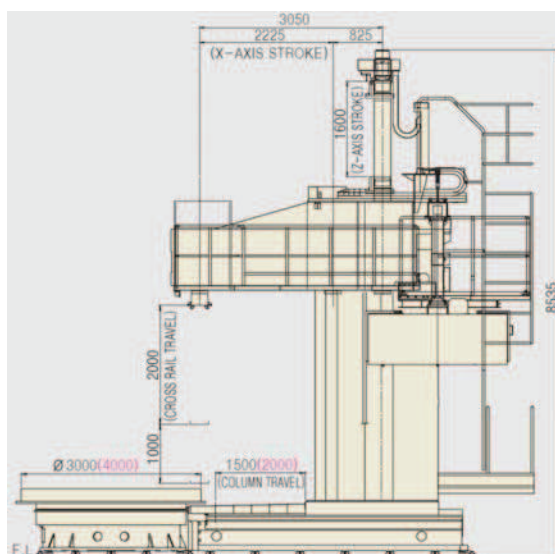
Obr. 8. CNC svislé obráběcí centrum SKA [7]



Obr. 9. Popis svislého jednostojanového soustruhu [8]



Jednostojanové svislé soustruhy mohou mít speciální provedení stojanu, potažmo celého rámu. Stojan tvoří pevný blok s rámem stroje. Stojan je umístěn na loži, po kterém se může pohybovat. Tento systém je vhodný pro obrobky, které přesahují některým svým rozměrem největší průměr upínací desky. Stojan může být odsunut do požadované polohy tak, aby mohl být obrobek upnut a obráběn.



Obr. 10. Speciální provedení svislého soustruhu, schéma speciálního provedení svislého soustruhu [9]

4.2.1.2. Dvoustojanové svislé soustruhy

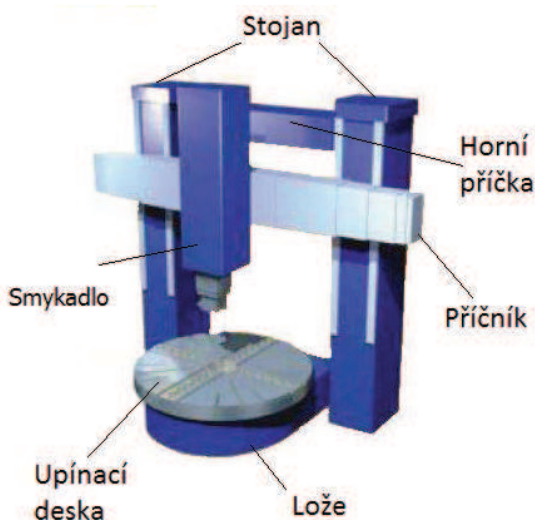
Dvoustojanové svislé soustruhy jsou oproti jednostojanovým konstruovány pro velké oběžné průměry obráběných součástí. Maximální průměry obrobků, které mohou být obráběny, se obvykle pohybují 1 600- 18 000 mm, s plynulým posuvem příčnickových i stojanových suportů a také s plynulým výsunem smykadel s nástrojovou hlavou.

Svislé soustruhy, které mají větší průměr soustružení jak 9 000 mm jsou vybaveny posuvnými stojany. Tyto posuvy slouží pro snadnější manipulaci a ukládání rozměrnějších obrobků než je upínací deska daného svislého soustruhu. To znamená, že při průměru upínací desky např. 10 000 mm lze upnout obrobek, který bude mít maximální vnější průměr 13 000 mm. V této situaci se ale nemůže pracovní hlava stroje polohovat až na střed obrobku.



Dvoustojanový svislý soustruh se skládá:

- stojany,
- horní příčka (není obsaženo u všech typů),
- rámová konstrukce,
- příčník,
- lože,
- upínací deska,
- 1 - 2 smykadla.



Obr. 11. Popis svislého dvoustojanového soustruhu [8]



Obr. 12. Dvoustojanový svislý soustruh [10]

4.2.2. Deska stolu inverzní

Soustruhy s inverzní deskou stolu vycházejí ze standardní koncepce svislých soustruhů. Tyto stroje jsou též nazývány inverzní karusely. Deska stolu se, ale nachází v pozici vřetena a vřeteno je umístěno na pozici upínací desky stolu. V podstatě se tedy jedná o výměnu pozice upínací desky stolu a vřetena.

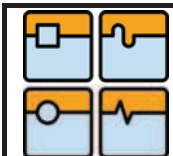
Stroje jsou kompaktní a tvoří uzavřenou buňku, vřeteno je pak s Pick-Up manipulátorem, který kromě upnutí součástí slouží pro manipulaci s obrobkem. Tím je zaručeno, že časy jsou minimální. [11]



Obr. 13. Inverzní svislý soustruh [12]

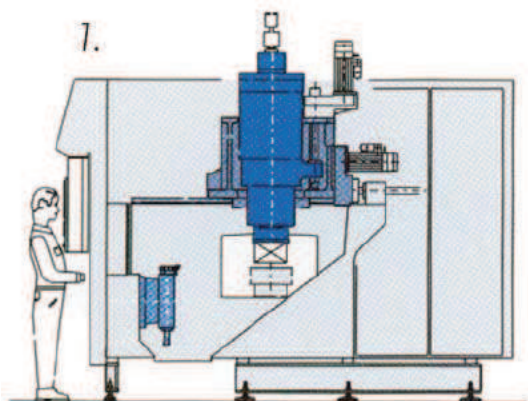


Obr. 14. Kontinuální doprava obrobků [13]



Tato koncepce má výborný odvod třísek z pracovního prostoru stroje, což umožňuje jeho volná spodní část, ve které je uložen pouze třískový dopravník.

Vřeteník, je v tomto případě, tvořen elektrovřetenem, které musí být v průběhu obrábění chlazeno. Stroj může obsahovat automatické prvky, jako jsou dopravníky obrobků a polotovarů, měřicí sondy a podobně. [11]



Obr. 15. Schéma inverzního svislého soustruhu [14]

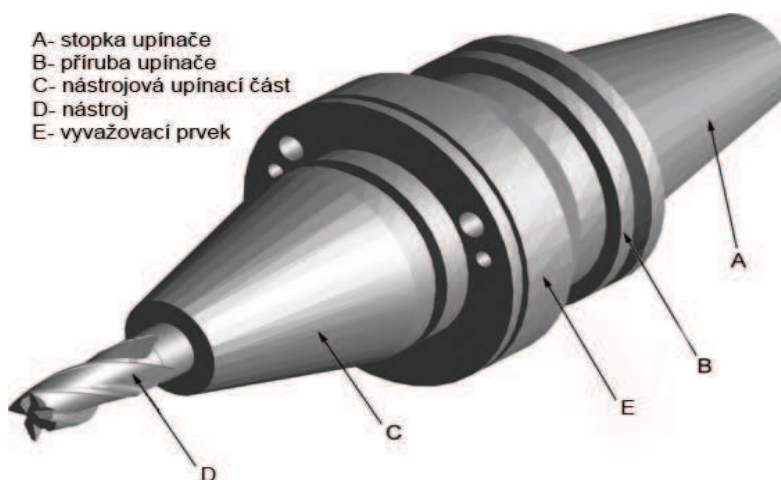


Obr. 16. Model inverzního svislého soustruhu [14]

4.3. Upínání nástrojů

Mechanismus upínání či vyjmutí nástroje je určen použitou technologií obrábění. U strojů, které jsou určeny pouze pro soustružení, je adapter, který umožňuje upnout pouze soustružnické nástroje. Tyto stroje jsou omezeny technologií soustružením což je nepředurčuje k nijak velkému využití.

V dnešní době se spíše využívá spojení minimálně dvou technologií, které je stroj schopen provádět. Využívá se společného rozhraní kužele, který upíná jak soustružnické tak i frézovací nástroje. Tím vznikají větší nároky na opakovatelnost, přesnost upnutí i vyvážení adapteru.



Obr. 17. Teoretický rotační nástrojový upínač [15]



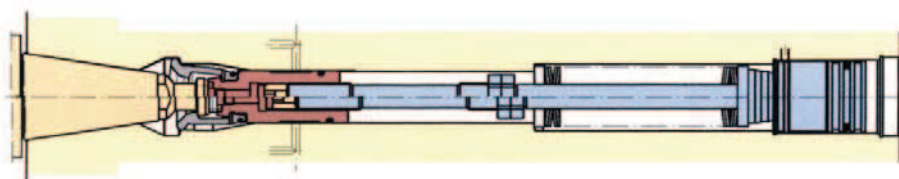
Upínání se provádí v dutině vřetena stroje, která je osazena upínacím mechanismem k danému upínacímu rozhraní. Dutina vřetena stroje je vybavena ofukem funkčních ploch stlačeným vzduchem. Proud vzduchu je schopen vyčistit upínací dutinu od případných třísek z obráběcího procesu či jiných nečistot.

U svislých soustruhů je většinou vřeteno pro upnutí rotačního nástroje uloženo ve výměnném adaptéru a ten je poté při automatické výměně upnut ve smykadle. Při automatické výměně nástroje se musí smykadlo přesunout do polohy pro výměnu nástrojů, obvykle co nejbližší zásobníku nástrojů. Poloha pro výměnu nástrojů je buď nad zásobníkem, kde smykadlo provede výměnu nástroje bez dalšího mezimechanismu. Nebo je také možná varianta výměny upínače mezi smykadlem a zásobníkem pomocí dalšího mechanismu, např. dvouramenného chapadla, které přemístí nástroj s upínačem ze zásobníku do dutiny vřetena a zpět.

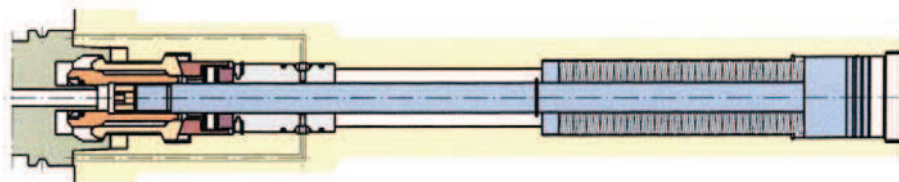


Obr. 18. Horizontální zásobník nástrojů [16]

V závislosti na výrobcu stroje a použitých technologiích obrábění může mít stopka upínače různá rozhraní. Nejpoužívanější jsou ISO, HSK, CAPTO, BIG- Plus a další. Všechny tyto upínače jsou rotační a umožňují upnout jak rotační (např. frézovací) tak i nerotační (např. soustružnické) nástroje.



Obr. 19. Upínání kužele ISO [11]



Obr. 20. Upínání kužele HSK [11]



Obr. 21. Nástrojový upínač CAPTO, HSK, ISO [16]

5. Vlivy působící na výměnu nástrojů u svislých soustruhů

V procesu výměny rotačního nebo soustružnického nástroje působí velké množství vlivů, které mohou, anebo přímo působí na tento proces. Popsáním jednotlivých vlivů může být stanoveno, jakou důležitost mají jednotlivé vlivy a tím dále určit potřebu jejich sledování, anebo stupeň detailního zpracování. Dále jsou probrány vlivy působící na rotační nástroje, protože na soustružnické nástroje působí obdobné vlivy, zejména pokud je bráno v úvahu zadání této diplomové práce.

Jednotlivé vlivy, mohou být rozřazeny do tří skupit a to:

- působící v okolí vřetena stroje,
- působící mezi vřetenem a zásobníkem nástrojů,
- ostatní působící vlivy.

5.1. Vlivy působící na vřeteno stroje

Rozbor těchto vlivů je velmi důležitý pro celý optimální proces obrábění. Vše co se týká samotného vřetena, může mít rozhodující vliv na přesnost, opakovatelnou přesnost, bezpečnost a splnění požadavků na obráběnou součást.

Vlivy působící na vřeteno (smykadlo) stroje:

Odpovídající aretace vřetena

Tento faktor je dán technologiemi, které je stroj schopen vykonávat. V dřívější době byly svislé soustruhy určeny jen pro soustružnické operace. Z toho plyne, že aretace vřetena nebyla řešena pro více technologií třískového obrábění, například pro frézování. Dnešní situace je však opačná a vřeteno stroje je uzpůsobeno pro obrábění rotačními tak i pevnými nástroji. Díky tomuto aspektu jsou dány velmi velké nároky na přesné ustavení, znehybnění a udržení daných podmínek při obrábění (soustružení).

Touto problematikou se zabývá tato diplomová práce a bude objasněna v průběhu práce.

Upínací síla

Pro zaručení bezproblémového řezného procesu obrábění je zapotřebí mít zaručené pevné upnutí nástrojového upínače v dutině vřetena. To zajišťuje automatický upínací mechanismus uvnitř smykadla stroje, potažmo vřetena stroje.

Upínací ústrojí je tvořeno hydraulickým rozvodem, talířovými pružinami, táhlem a kleštinou.

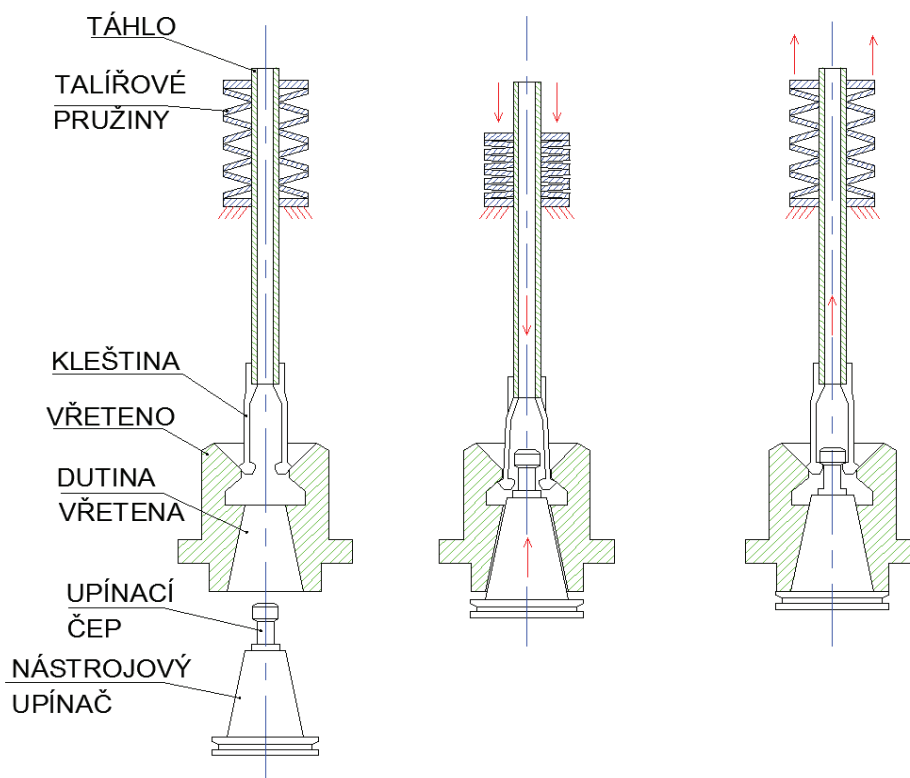
Princip mechanismu:

Pro vložení (vyjmutí) upínače do dutiny vřetena stroje je nutné uvolnit talířové pružiny. To se provádí přes hydraulickou soustavu (odtláčující píst), která působí na předepnuté pružiny. Jakmile jsou talířové pružiny povoleny, uvolní se táhlo, na které



je napojená kleština. Kleština je určena pro aretaci čepu upínače v dutině vřetena stroje. Poté co je táhlo kleštiny uvolněno se taktéž uvolní i kleština a upínací soustava je připravena pro vložení upínače (např. s nástrojem nebo měřicí sondou). Po vložení upínače automaticky klesne tlak v hydraulické soustavě a pružiny se samovolně vrací do původního stavu před stlačením. Kontinuálně s vracejícími se talířovými pružinami je táhlo vtahováno směrem vzhůru a kleština na konci táhla vtahuje čep na upínací dále do dutiny vřetena. Upnutí je dokončeno v okamžiku dosednutí dvou stykových ploch upínače a dutiny vřetena. Tím je vyvozena požadovaná upínací síla.

Při uvolňování upínače z dutiny vřetena stroje je postup totožný. Stroj je vybaven bezkontaktními snímači, které signalizují probíhající výměnu nástroje jak upnutí tak i vyjmutí nástrojového upínače.



Obr. 22. Schéma principu výměny nástroje

Čistota dutiny vřetena při výměně upínače

U strojních součástí, kde probíhá silový styk dvou a více dílů, je velmi důležitá čistota stykových ploch. Jinak tomu není ani u upínače a dutiny vřetena stroje.

Z procesu obrábění vznikají nežádoucí produkty a nečistoty (třísky z obráběného materiálu, rezné emulze, vysrážené mazivo atd.), které je nutno odstranit. U dutiny vřetena stroje je implementována ofukovací soustava, která před každou výměnou nástroje vyčistí dutinu proudem stlačeného vzduchu. Tento proces zabezpečuje čistotu kužele uvnitř vřetena.

U nástrojového držáku je čistota kužele řešena taktéž ofukem, kde proudí stlačený vzduch z vřetena stroje. Při automatické výměně nástroje je při odepínání držáku použito stlačeného vzduchu ve chvíli, když je držák těsně vysunut z dutiny vřetena. Tím jsou odstraněny všechny nečistoty i z kužele držáku.

5.2. Vlivy působící mezi vřetenem stroje a zásobníkem nástrojů

Natočení vřetena

Krouticí moment se přenáší přes třecí styk kužele. Při větších momentech a rázových zatíženích pojišťují hlavní část přenosu krouticího momentu unášecí kameny (Obr.23). Unášecí kameny jsou symetricky uspořádané na čelní ploše vřetena tak, aby zabezpečovaly jednoznačnou orientaci nástroje. Vzhledem k tomu, že unášecí kameny přesně zapadají do unášecích drážek v upínači, je nutné, aby vřeteno stroje bylo při výměně nástroje ve správném natočení vůči upínači. Tento stav zajišťuje soustava senzorů, kterými je stroj opatřen. Stroj má pevně nadefinovanou polohu natočení vřetena při každé výměně upínače. Pokud by se z nějakého důvodu (mechanická nebo elektronická porucha) vřeteno nedostalo do správné polohy, senzory, kterými je stroj opatřen nahlásí chybové hlášení a výměna se nerealizuje.



Obr. 23. Unášecí kámen [18]



Obr. 24. Vřetenová hlava s unášecími kameny [17]

Poloha smykadla

Pohyblivá část, ve které je uloženo vřeteno stroje, jak už bylo zmíněno, se nazývá smykadlo. Smykadlo je pohyblivé ve 3 osách X,Y,Z. U výměny nástrojů je nezbytné, aby bylo smykadlo ve správné poloze vůči ramenu chapadla nebo zásobníku nástrojů. Tato poloha musí být jasně určena a opakovatelně dodržena tak, aby výměna proběhla v pořádku. Správné najetí do polohy pro výměnu zajišťují pohony jednotlivých os a příslušný řídicí systém. Pokud by systém vyhodnotil špatné „najetí“ do požadovaného místa, celý proces se zastaví, dokud nebude odstraněna závada, která způsobila příslušný chybový stav.

Upínací rozhraní

Dutina vřetene stroje může být uzpůsobena pro několik různých typů a velikostí upínačů. Nejběžnější a nejpoužívanější typy jsou upínače s kuželem ISO, HSK. Méně častým, ale používaným (rychle se rozšiřujícím) systémem jsou polygonální upínače Capto.

Na druhu použitého nástrojového rozhraní závisí konstrukce vřetena stroje, zásobníku nástrojů i prováděná výměna. Pokud se například srovná konstrukce vřetena osazená ISO a HSK rozhraním ve stejné výkonové hranici, je zřejmé, že HSK upínač je velikostně menší při stejných parametrech. Tím je možné nadimenzovat vřeteno rozměrově méně objemné. Bohužel jeho upínací soustava je složitější a hůře absorbuje mechanické rázy. Zmiňovanými rozhraními ISO, HSK, Capto může být osazen i stroj SKL12 firmy TOSHULIN, a.s.



Provedení výměny

Přenos upínače mezi vřetenem stroje (potažmo smykadlem) a nástrojovým zásobníkem je možné uskutečnit několika způsoby.

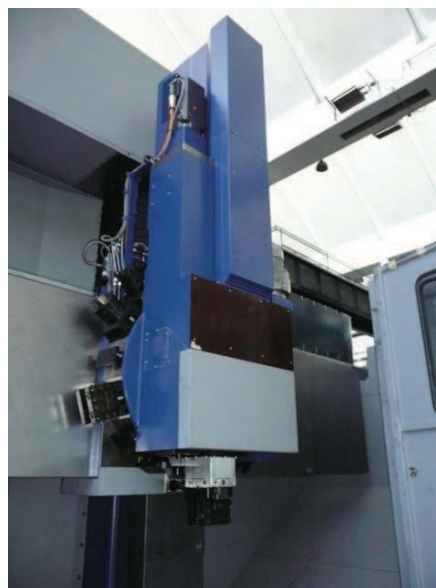
V prvním z nich je takzvaná Pick-Up výměna při níž není použit žádný další mezičlen. Tato výměna je u svislých soustruhů jedna z nejrozšířenějších. Smykadlo stroje má určen referenční bod výměny nad zásobníkem nástrojů. Zásobník se nachází v těsné blízkosti stroje a nebo je do něj přímo implementován. Konkrétní pozici může mít každý daný stroj jinou. Místo výměny nástroje u zásobníku musí mít dobrou přístupnost, dostatek prostoru a být co nejbližší pracovnímu prostoru stroje.

Jak už bylo zmíněno, upínací stopka upínače nesmí být nijak znečištěna. Tím pádem nesmí být znečištěna ani dutina pro upínač v zásobníku nástrojů. Tento způsob výměny bude detailněji popsán v dalším bodu diplomové práce.

Je třeba zmínit, že výrobce svislých soustruhů TOSHULIN, a.s. má ve výrobním programu svislý soustruh SKIQ, který je charakteristický automatickou výměnou nástrojů z 15polohového zásobníku nástrojů. Ten je umístěn přímo na suportu stroje. Zásobník může obsahovat soustružnické nožové držáky, vrtací a brousící vřetena atd. Výměna je provedena tak, že smykadlo musí pouze vyjet do horní pozice k zásobníku nástrojů, kde chapadlo vyjme nástroj ze smykadla a zasune do volné pozice v zásobníku. Zásobník nástrojů se pootočí tak, aby byl požadovaný nástroj v místě pro výměnu, a chapadlo jej zaveze do smykadla.



Obr. 25. Svislý soustruh model SKIQ [19]



Obr. 26. Výměna nástrojů u SKIQ [20]

5.3. Ostatní působící vlivy

Senzorika provedené výměny

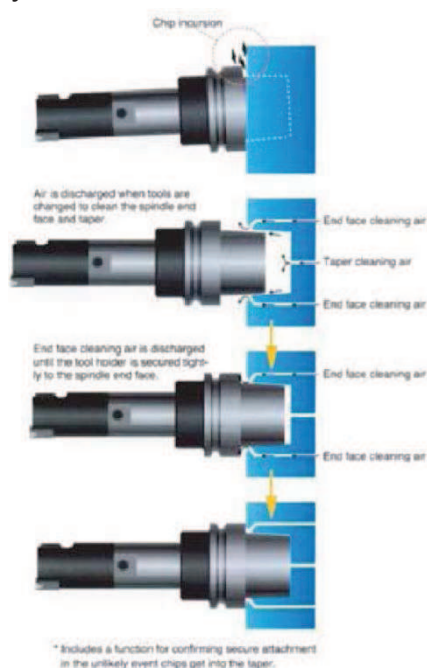
Moderní svislé soustruhy jsou osazeny řadou senzorů, které kontrolují a zabezpečují správnou funkčnost stroje, bezpečnost provozu, kontrolu parametrů stroje při obrábění a celkový stav stroje v každém časovém úseku, kdy je stroj v činnosti.

Senzorika, která se týká výměny nástroje, ve vřetenu je na principu sledování tlaku stlačeného vzduchu. Princip je uveden na obr. 27. Pokud upínač při upnutí těsně nedosedne na upínací plochy stlačený vzduch, bude dál proudit kolem upínače a senzorický systém, který monitoruje daný úsek, nedovolí roztočení vřetena a poté nahlásí chybu v systému. Správné nedolehnutí stykových ploch může například způsobit vadný upínač, nečistoty z řezného procesu a nebo cizí těleso v dutině vřetena stroje. Pro tyto situace je vřeteno vybaveno vnitřním ofukem, který čistí dutinu vřetena a upínač před (a po) každé výměně.

Další možností jak sledovat, vyhodnocovat a hlásit správné upnutí je systémem bezkontaktních spínačů. Tyto spínače jsou umístěny na čele smykadla pro upínání rozpoznání druhu upnutého držáku (rotační nástroje lze upnout pouze s krycí deskou). Pokud bezkontaktní spínače nesepnou, je hlášena v CNC systému chyba.

Stejným systémem je sledováno upnutí uvnitř vřetena, které zabezpečuje upínací mechanismus. Ten je sledován třemi bezkontaktními spínači v horní části smykadla. Pohyb smykadla, které musí být přesunuto do místa výměny nástrojů zabezpečuje servopohon motoru stroje, snímače odměřování a polohy.

Při pohybu smykadla na polohu pro výměnu nástrojů se souběžně nastavuje dopravník nástrojů do pozice pro výměnu příslušného nástroje. Nejdříve je upínač zasunut do dopravníku. Po té se do pozice pro výměnu přesune dopravníkem upínač s nástrojem, který je požadován (platí u kotoučových a řetězových dopravníků). To vše je řízeno automaticky CNC systémem.



Obr. 27. Princip senzoriky provedené výměny [21]

Mechanické opotřebení

Velkou roli při automatické výměně upínače hraje mechanické opotřebení ploch upínače i dutiny vřetena. Jelikož je výměna prováděna ve vysokých počtech a krátkých cyklech, musí být stykové plochy vyrobeny z na otěr odolných materiálů. Standardní materiál, ze kterého jsou vyrobeny stopky upínačů je chrom-manganová ocel s kolem 55-60 HRC. Vřeteno stroje, ve kterém je dutina pro upínač může být vyrobeno z oceli třídy 14. Například vřeteno stroje SKL12 firmy TOSHULIN, a.s. je vyrobeno z materiálu dle ČSN 14 220, který má po tepelném zpracování velmi příznivé vlastnosti.

Vyšší riziko poškození je u upínače než u vřetena. Upínač je vystaven četnější manipulaci a namáhání. Upínače i vřeteno by měli být pod stálou údržbou.

Rychlost polohování, dynamika výměny

Díky stále se zvyšujícím požadavkům na zkrácení hlavních (řezných) i vedlejších (manipulačních) časů je nutné, aby byla rychlost a celková dynamika co nejvyšší. Čím menší jsou je doba výměny tím více je stroj konkurenceschopný. Toto lze dosáhnout dostatečnou volbou posunových rychlostí a vhodným systémovým CNC řízením.

Jelikož se v počáteční fázi musí dát do pohybu velká hmota a v konečné části pohybu působí velká setrvačnost hmot (smykadlo s upínačem) musí být vhodně navržena posunová soustava- vodící plochy, kuličkové šrouby, servomotor atd.

Rychlost výměny, správné ustavení v zásobníku nástrojů

Jak již bylo řečeno, velmi důležitý faktor, který ovlivňuje výměnu nástroje je čas, za který je tato výměna provedena.

U řetězového dopravníku je obvykle výměna provedena Pick-Up výměnou (výměna již byla popsána), kdy referenční bod pro výměnu nástrojů má smykadlo v konkrétním místě nad dopravníkem. Rychlost samotné výměny (ne polohování na referenční bod) je závislá na dvou faktorech. To je schopnost smykadla zavést a odebrat upínač v co nejkratším časovém úseku do dutiny nebo z dutiny upínače v zásobníku nástrojů. Druhým faktorem je co nejrychlejší napolohování dopravníku nástrojů. Po odejmutí upínače z vřetena stroje a usazení do dopravníku nástrojů je nutné dopravit další upínač, který je nadefinován v programu pro obrábění součástí. V této situaci je již podstatná jen rychlost polohování dopravníku tj. za jaký konkrétní čas je schopen dopravit nový nástroj na pozici pro výměnu. Rychlost polohování dopravníku je však do značné míry omezena maximální únosností dopravníku a velikostí. Čím nižší je hmotnost nástrojů a velikost dopravníku, tím vyšší může být i rychlost výměny (u kotoučových a řetězových dopravníků)

Toto jsou ztrátové vedlejší časy, při kterých stroj není v obráběcím procesu a zvyšuje náklady na výrobu dílu.

Jak už bylo zmíněno stroj musí být vybaven pro odpovídající rychlost výměny hlavně po mechanické, ale tak i po systémové stránce. Na řídicí systém jsou kladeny vysoké nároky, aby byla zajištěna správná funkce polohování, zpětné vazby, ustavení atd.

Jiná situace nastává v případě, kdy je zásobník umístěn přímo na suportu stroje. Při této výměně odpadá složité polohování a vše je řešeno v rámci jednoho pracovního

prostoru. Nevýhodou je však malý počet nástrojů (popř. měřicích sond), který mohou být implementovány do zásobníku (Obr. 20.)

Samozřejmě, aby byla provedena rychlá a precizní výměna, je mezi smykadlem a zásobníkem nástrojů důležitý faktor přesnosti ustavení vůči sobě. U Pick-Up výměny jde hlavně o kolmost smykadla se zásobníkem a přesnosti ustavení. Pokud by se vyskytl případ, že by byla nějaká z os špatně nepolohována a smykadlo by nebylo řádně ustaveno v referenční poloze (ale výměna by byla stále možná), docházelo by k nadměrnému namáhání upínače a i pouzdra pro upínač. Zvýšeným otěrem a namáháním by se taktéž zvyšovalo opotřebení a porušení stykových ploch což by mělo za následek nesprávnou anebo nemožnou funkci upínače.

Statické a dynamické vyvážení vřetena stroje a upínače

„Nevyváženost je definována jako stav rotujícího tělesa, při němž hlavní osa setrvačnosti není totožná s osou rotace“ [22]

Problematika vyvážení se zcela přímo netýká výměny nástrojů, ale je velmi důležitá při návrhu vřetena a použití upínače s nástrojem. Vzhledem k možnosti použití vysokých otáček vřetene (nástroje) jsou kladeny zvýšené nároky na upínací držáky nástrojů, což je podmět k dobrému vyvážení.

U soustavy *vřeteno - nástrojový upínač - nástroj* - vyvolává nevyváženost ve většině situací problémové vibrace. Pokud dosáhnou anebo překročí bezpečnou mez, mají řadu negativních vlivů, které podstatně ovlivňují chování stroje.

Nejvýraznější z těchto vlivů je snížení životnosti (zrychlené opotřebení) ložisek vřetene případně i jejich destrukce, zhoršená kvalita obráběné plochy a výrazně vyšší opotřebení nástroje. [22]

Nevývaha může být způsobena jak výrobní vadou, tak poškozením jedné nebo více částí na vřetenu stroje či upínači. Vzhledem k vyšší pravděpodobnosti poškození upínače (díky četnější manipulaci) je vhodné kontrolovat stav upínačů pravidelně po uplynutí daného časového intervalu.

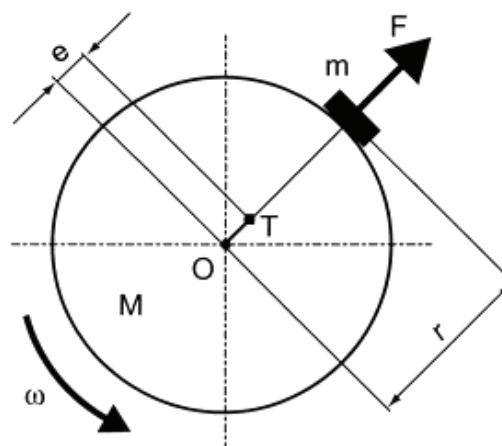
Vyvážení se udává se v grammilimetrech.

výpočet:

$$U = m \cdot r \quad [\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (13)$$

$$U = (M + m) \cdot e \approx M \cdot e \quad [\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (14)$$

Kde: M – hmotnost rotoru
 T – těžiště
 e – excentricita těžiště
 m – nevyvážená hmota
 r – vzdálenost nevyvážené hmoty
 $\underline{m}$ od osy rotace
 ω – úhlová rychlost
 F – odstředivá síla
 O – osa rotace
 U – nevyváženost



Obr. 28. Náskres výpočtu nevyvážení upínače [22]

6. Metodika návrhu výměny nástrojů

V konstrukčním procesu je obsaženo značné množství činností, jejichž základy lze nalézt v širokém spektru vědních oblastí.

Konstruování je především založeno na pochopení problému a způsobu myšlení k docílení jeho žádaného dokončení. Psychologie myšlení se zabývá mimo jiné i teoretickými postupy při řešení daných problémů.

Základní pojmy, které také souvisejí s metodikou konstruování: [23]

- asociace,
- myšlení,
- intuice,
- příčiny myšlenkových chyb.

Další oblastí důležitou pro metodické konstruování je heuristika a tvořivé myšlení (kreativita).

Hlavní aplikovatelné principy při konstruování: [23]

- zajištění motivace,
- určení okrajových podmínek,
- nalezení možných předsudků,
- hledání více variant řešení - možnost lepší optimalizace,
- volba nejvýhodnější varianty na základě objektivního zhodnocení.

Obecně uznávanou oblastí pro zlepšování pracovních úkonů je organizace práce nebo také vědecká organizace práce. Deset základních principů vědecké organizace práce je možné ve zjednodušené formě prezentovat takto: [23]

- vytvoření všestranně příznivých podmínek,
- zajištění jasné formulace a přiměřené pochopení každého úkolu,
- analýza každého úkolu a obsahu, rozdělení na účelnou řadu dílčích úkonů a úseků,
- stanovení priorit a časových termínů,
- příprava důležitých údajů a poznatků - postoj kritického náhledu na ně,
- volba optimálního postupu a řešení pro dané podmínky,
- pečlivé plánování každého pracovního úseku z technicko-organizačního hlediska.

- zpracování prováděcího plánu pro každý větší pracovní úsek,
- dohlížení, řízení a organizační zajištění práce na prováděcím plánu,
- kontrola výsledků a porovnání s požadovanými hodnotami- kontrola kvality,
- zpracování výsledků a zkušeností v konečné zprávě.

Uvedené principy je nutné převést i na konstrukční návrhy. K vypracování konkrétních pokynů jsou však nutné speciální formy podložené získanými znalostmi v oboru konstruování.

6.1. Obecný model postupu konstruování

Nabízí se široké spektrum modelů postupu při navrhování, které i přes svou podobnost mají rozdílnou informační váhu, která dává v praxi málo možností pro vzájemnou konfrontaci a užití. V praxi je stále pracováno ve většině případů „starým způsobem“ což znamená postup intuitivními kroky jednotlivých subjektů (pracovníků).

Požadavky na obecný model:

Požadavky na model lze definovat následujícím členěním: [23]

- strukturování návrhového procesu do přehledných, vědomích celků pro dosažení optimálního řešení co nejehospodárnějším postupem,
- model pokud možno objektově neutrální, který je však možné konkrétně určit pro dané podmínky,
- model pro přesně definované vlivy. Důsledky těchto vlivů způsobují mutace obecného postupu,
- zřejmé vztahy k dalším oblastem konstrukční vědy,
- hlavní části jednotlivých částí musí být v souladu s ověřenými poznatky v dalších vědních oborech,
- jasně srozumitelná forma pro návrháře v praxi,
- oblast použití- konstruktér v praktické činnosti, management, plánování, základ pro CAD práci atd.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 35
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.1.1. *Koncepce modelu* [23]

Základem koncepce modelu jsou primárně:

- a) Zákonitosti v oblasti technických procesů a techn. systémů. Základními východisky systému jsou:
 - technický systém je brán za nejvyšší abstrakci objektu návrhu,
 - proces návrhu je hledání vhodné stavební struktury popsané pomocí elementárních konstrukčních vlastností,
 - vývojové kroky technického systému jsou hlavními mezníky modelu postupu,
 - stanovení a řešení kompletní funkce nebo účinků postupuje po jednotlivých stupních komplexe.
- b) Vědomosti z psychologie a heuristiky, které jsou dány pro konstrukční návrhy

Hlavními předpoklady modelu jsou:

- konkrétní stavební struktury technického systému,
- systém ověřování na základě hodnocení má tři stupně:
 - kontrolu v každém kroku, po každé činnosti,
 - kontrolu po každé fázi,
 - kontrolu při předávání práce.

Obecný model v postupovém diagramu je složen pro podmínky:

- konstruování nového techn. systému hladiny komplexe stroje nebo zařízení,
- průběh procesu není pod časovým tlakem, je k dispozici potřebný čas,
- kusová nebo malosériová výroba navrhovaného výrobku,
- průměrný konstruktér a stav pracovních prostředků, informací a řízení.

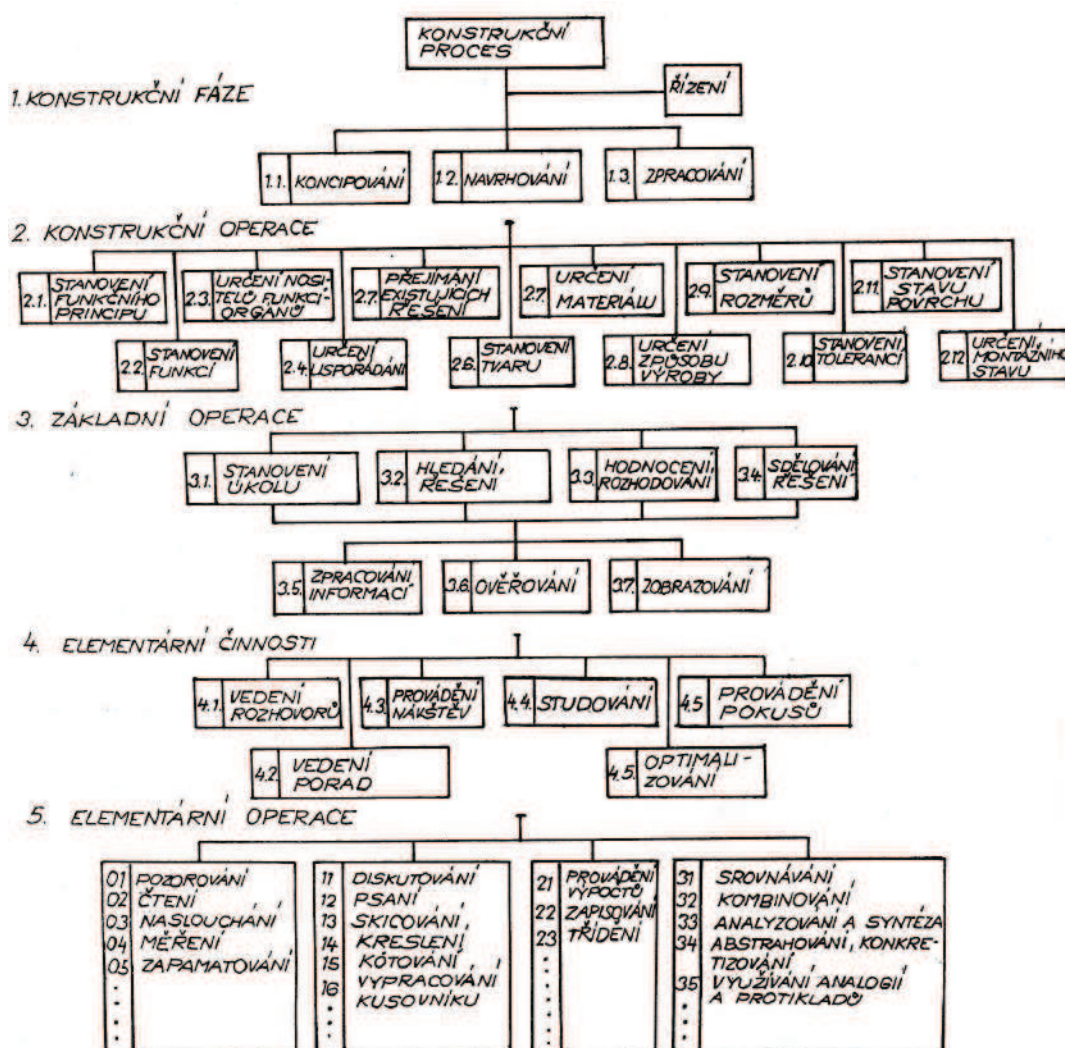
6.1.2. Struktura konstrukčního procesu

Konstrukční proces obsahuje složité strukturní elementy (operace), které se mohou přehledně uspořádat pomocí dvou prostředků:

- struktura komplexnosti operací návrhového procesu, ve které jsou operace nižší úrovně zařazeny v operacích vyšší úrovně,
- bloky operací, které se opakují v daném logickém cyklu pro dosažení určitých strategických cílů.

Hierarchické uspořádání konstrukčních operací

Toto uspořádání nejpoužívanějších konstrukčních kroků je znázorněno na obr. 29. Činnosti, respektive operace, zobrazené na jednotlivých stupních schématu přímo utvářejí celý proces (koncipování, navrhování, zpracování), ale jsou také součástí činností na vyšších stupních. Z tohoto plyne, že všechny uvedené operace se skládají z elementárních částí na páté úrovni.



Obr. 29. Hierarchické uspořádání konstrukčních operací [23]

6.2. Postupové uspořádání struktury

U obr. 29 na třetí hierarchické úrovni je zřejmé, že se jedná o blok operací, v němž se sled při řešení problému pravidelně opakuje. Toto blokové schéma je analogické s modelem postupu při řešení problému, známého z psychologie. Tento postup lze díky tomu s úspěchem použít jak pro hlavní koncepci celého návrhového procesu, tak pro jeho jednotlivé části (např. dimenzování). Uvedené operace patří mezi základní, nejčastěji používané všeobecné úkony konstrukčního procesu: [23]

- určení úkolu,
- hledání řešení,
- hodnocení a rozhodnutí,
- prezentace řešení,
- zpracování výsledků,
- kontrolování,
- zobrazování.

Korektní a hierarchický předpis pro určení soustavy operací za daným cílem je metodou, která předepisuje, jak postupovat. Takové schéma se dle obsahu a zaměření nazývá algoritmus, technologie apod.

Bohužel není vždy snadné dospět ke konkrétnímu řešení, je tedy vhodné použít postupu pro konkretizaci takového předpisu. K nejdůležitějším primárním předpisům při navrhování patří: [23]

- iterační postup - užití u komplikovaných vztahů, kdy podmínky nesplňují přímé řešení,
- postup od abstraktního ke konkrétnímu,
 - Eliminují se méně významná kritéria a pozornost se soustředí na přesné určení důležitých vlastností,
- zpřesňování - průběh od předběžného k již propracovanému řešení,
- zlepšování - předpoklad, že dané řešení lze dále zlepšit, kritikou a postupným zlepšováním vzniká dokonalejší řešení.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 38
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.3. Autorské přístupy k racionálním metodám konstruování

V současné době existuje více možností a přístupů, jak docílit racionalizaci konstrukčního návrhu. To se projevuje v přístupu různých autorů a v jimi zpracovaných publikacích. [24]

Z dosud uvedených informací je zřejmé, že platí určité zákonitosti v postupu a každý, kdo používá principu metodiky konstruování, musí tyto zákonitosti respektovat.

Autorské přístupy rozeznáváme podle: [24]

- Wögerbouera,
- Kollera,
- Hansena,
- Rodenackera,
- Rotha,
- Kesseiringa,
- VDI,
- metody postupného konstruování (MKP),
- vlastní metodika návrhu.

Vzhledem k rozsáhlosti uvedených variant nebude rozepsán mechanismus výběru metody konstruování. Dle literatury [24] a informací uvedených v předešlých kapitolách byla zvolena upravená metoda postupného konstruování (MKP) dle potřeby konstrukčního návrhu prováděného v této práci.

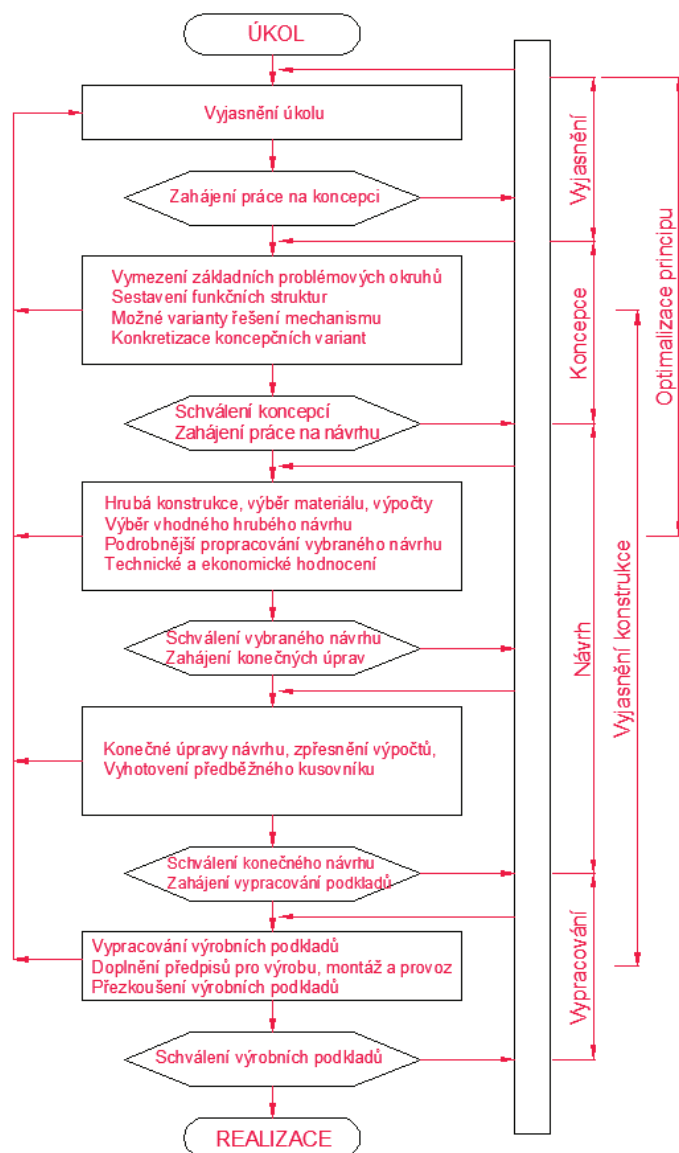
Metodický postup MKP je uspořádán do jednotlivých bodů: [24]

1. Návrh, který podporuje vznik hypotézy, je odrazem reality.
2. Určení obecného schémata reality.
3. Hypotéza, která transformuje obecné schéma reality do okruhu fyzikálních zákonů a fyzikálních procesů.
4. Vytvoření modelu, kde jsou aplikovány fyzikální zákony či fyzikální jevy, které jsou uvažovány v hypotéze.
5. Specifikace problému (DP) v oblasti možného technického problému.
6. Specifikace cílů (DC), to je hodnot a funkcí, kterých má být dosaženo.
7. Zkoušení na modelu s úmyslem zabezpečit DC a DP.
8. Tvorba souboru návrhů technicky proveditelných.



9. Vědeckotechnické realizace umožňující konstrukční zpracování zamýšlených technických návrhů.
10. Experimentální zkoušení technických návrhů a vědeckotechnických výpočtů.
11. Návrh konstrukčního řešení zvolených návrhů.
12. Konstrukční zpracování vybraných návrhů.
13. Výroba zvoleného zařízení dle výkresové dokumentace.
14. Experimentální zkoušení, zda technická řešení odpovídají předpokladům dané hypotézou v (DP) a (DC).

Vývojový diagram metodického postupu:



Obr. 30. Vývojový diagram metodického postupu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7. Vyjasnění úkolu

7.1. Základní specifikace svislého soustruhu SKL 12

Použití a popis stroje: [25]

„Stroj je určen k soustružení obrobků v kusové i opakované výrobě malých a středních sériích. Mimo běžných soustružnických operací, umožňuje soustružení kuželů, závitů, obecných ploch, broušení, osové i mimo osé vrtání, vystružování, řezání závitů a frézování obecných ploch. Nosnou částí svislého soustruhu je lože a stojan, které dohromady tvoří tuhý celek. Upínací deska je tvořena obrobkovým tříčelistovým hydraulicko-mechanickým sklíčidlem RÖHM. Náhon upínací desky je odvozen od regulačního motoru. Motor přes ozubené řemeny pohání upínací desku v jednom stupni. Náhon polohování upínací desky je také odvozen od regulačního motoru.

Rám stroje sestává z lože. K loži jsou připevněny dva stojany. Na horní plochu stojanů je připevněn výškově nepřestavitelný příčník. Příčníkový suport, pohybující se po lineárních valivých vedeních, je konstruován pro souvislé číslicové řízení. V závislosti od polohy příčníkového suportu a upínací desky jsou řízeny otáčky upínací desky (konstantní rezná rychlost). Smykadlo tuhé konstrukce má přímočaré lineární vedení a je uloženo ve valivých hnízdech v příčníkovém suportu. Mechanismus pro upnutí a uvolnění nožových držáků, nebo rotačních nástrojů, je zabudován ve smykadle. K dosažení žádané tuhosti přesnosti jsou valivá vedení příčníkového suportu i smykadla předepnuta. Posuv příčníkového suportu i smykadla je odvozen od digitálního servopohonu přes vložený převod a kuličkový šroub. Smykadlem prochází náhonová hřídel pro pohon rotačních nástrojů. Hřídel je naháněna elektrickým regulačním motorem přes ozubené řemeny v jednom stupni. Smykadlem prochází náhonová hřídel pro pohon rotačních nástrojů. Hřídel je naháněna elektrickým regulačním motorem přes ozubené řemeny v jednom stupni.

Na pravé straně stojí samostatně, pevně spojen se základem, dvoupatrový zásobník. Zásobník je od pracovního prostoru stroje oddělen hydraulicky otevíratelným krytem (dveřmi). Výměna nožových držáků, nebo rotačních nástrojů, ve smykadle probíhá v místě zásobníku.

Olejoyé mazání valivého vedení jednotlivých posuvů stroje probíhá automaticky. Olejový mazací systém je centrální. Mazání kuličkových šroubů a jejich uložení je

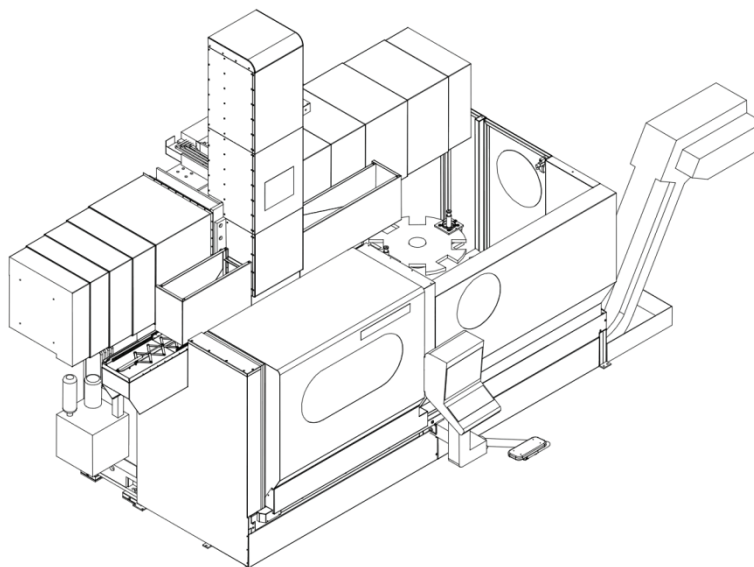
provedeno tukem. Uložení upínací desky je namazáno trvalou tukovou náplní. K ovládání pomocných funkcí stroje slouží hydraulický agregát, kde jsou soustředěny hydraulické prvky. Hydraulický agregát je zavěšen na levé stěně levého stojanu. V zadní části stojanu je umístěno zařízení pro úpravu tlakového vzduchu, který ofukuje upínací dutinu ve smykadle při výměně nožového držáku, nebo rotačního nástroje.

Odvod třísek se uskutečňuje pomocí skluzů, které jsou součástí ochranných krytů a čelního vynášecího dopravníku třísek. Chladicí kapalina, která se po obrábění odvádí současně s třískami se soustřeďuje v nádrži čelního vynášecího dopravníku třísek. Z nádrže je chladicí kapalina čerpána odstředivým čerpadlem do hlavní nádrže, kde je,



filtrována a vedena potrubím a hadicí ke smykadlu a k nástroji. Ochranné kryty, které chrání i horní část pracovního prostoru, zajišťují bezpečnost při práci. Prostor zásobníku nástrojů je ohrazen ochrannými kryty. Venkovní vstup do pracovního prostoru stroje lze vybavit pracovní plošinou. V ovládacím panelu, umístěném před strojem, je zabudován řídicí systém, prvky pro ruční ovládání některých funkcí stroje (např. osvětlení stroje, prvky pro uvedení stroje do chodu, START-STOP pohonů, hydrauliky), jakož i prvky signalizující některé funkce stroje (upnutí nástroje, připojení stroje na síť apod.).

Souvislý řídicí systém splňuje veškeré požadavky na ovládání stroje a jeho technologické možnosti. Elektroinstalace je přizpůsobena jednotlivým ovládaným skupinám stroje. Spínací a regulační přístroje jsou soustředěny v rozvodné elektroskříně. Propojovací materiál pro propojení stroje a rozvodné elektroskříně je dodáván v potřebných délkách.“



Obr. 31. Náčrtesvislého soustruhu SKL 12 [25]

Pracovní rozsah [25]

Maximální průměr obvodového soustružení [mm]	1700
Maximální průměr čelního soustružení [mm]	1700
Maximální vzdálenost od pracovní plochy upínací desky po upínací plochou smykadla [mm]	1200
Průřez smykadla [mm]	200 x 200
Maximální zdvih smykadla [mm]	1000
Maximální průměr obrobku [mm]	1700
Maximální výška obrobku -(při použití nástrojového držáku délky 160 mm) [mm]	1000
Maximální hmotnost obrobku - v závislosti na zadaných otáčkách upínací desky kg	2000
Maximální řezná síla- v závislosti na vysunutí smykadla, krouticím momentu na upínací desce a na použitém nástroji [N]	20 000
Doporučený průřez tělesa nožů [mm]	25 x 25

Upínací deska

Průměr upínací desky [mm]	1250
Rozsah otáček (otáčky plynule měnitelné v jednom stupni) [1/min]	2 - 500
Maximální krouticí moment na upínací desce [Nm]	5168 (S1)
Výkon hlavního AC pohonu SIEMENS [kW]	29,6 (S1)

Posuvy

Pracovní posuv [mm/min]	1-4000
Rychloposuv [mm/min]	30000
Posuv na otáčku (do max. 4000 mm/min) [mm/ot]	0,001-50
Soustružení závitů se stoupáním (do max. 4000 mm/min) [mm/ot]	0,01-400

Náhon rotačních nástrojů

Rozsah otáček (otáčky plynule měnitelné v jednom stupni) [1/min]	25 - 3000
Maximální krouticí moment na vřetenu rotačních nástrojů [Nm]	325 (S1)
Výkon AC SIEMENS pohonu rotačních nástrojů [kW]	17 (S1)

Řízená osa "C"

Otáčky upínací desky - osa "C" [l/min]	0,01 – 10
Minimální krouticí moment na upínací desce [Nm]	6300
Maximální pracovní posuv [mm/min]	500

7.2. Stavebnicová soustava výměny nástrojů pro stroje o velikosti 12,16,20,25,30,40,50.

Ve firmě TOSHULIN, a.s. je značení velikosti strojů dáno průměrem upínací desky svislého soustruhu. Tato velikost nemá vliv na konstrukční uspořádání vřetene, potažmo aretačního mechanismu. Všechny stroje v produkci firmy TOSHULIN, a.s. jsou osazeny smykadlem stejného průřezu, to je 200x200 mm. Maximální řezná síla, která je při obrábění dovolena je 20 000 N, která je stejná pro všechny velikosti svislých soustruhů v nabídce společnosti TOSHULIN, a.s..

Z výše zmíněných faktů vyplývá, že navrhnutý aretační mechanismus bude kompatibilní se všemi svislými soustruhy. Výsledná soustava aretačního mechanismu bude tedy plně splňovat charakter stavebnicové soustavy.

7.3. Aretace vřetena

Ze zadání diplomové práce vyplývá, že mechanismus upnutí nástroje zajistí použití jak rotačních tak i nerotačních (soustružnických) nástrojů.

Za předpokladu využití rotačních nástrojů je vřeteno stroje v pohybu (vykonává rotační pohyb). Nástroj je poháněn přes vřeteno a další mezičleny, elektromotorem stroje. Jestliže však má dojít ke změně technologie a to je v tomto případě výměna rotačního nástroje za pevný nerotační (soustružnický), musí být vřeteno stroje zajištěno proti jeho pohybu (protočení).

Při obráběcím procesu soustružením vzniká díky řezné síle na konci vřetena krouticí moment. Tato síla je závislá přímo na několika faktorech na příklad:

- vyložení nástroje,
- velikost odebírané třísky,
- vlastnostech obráběného materiálu,
- řezných podmínkách,
- vhodně zvoleným nástrojem,
- atd.

Je tedy nutné zabezpečit pevné aretování vřetene stroje takovým způsobem, aby nedošlo k pootočení vřetene (potažmo břitu nástroje). Z tohoto důvodu je zřejmé, že se vzniklý moment musí eliminovat vhodně zvoleným aretačním mechanismem, který bude dostatečně splňovat zajištění proti pohybu vřetene.

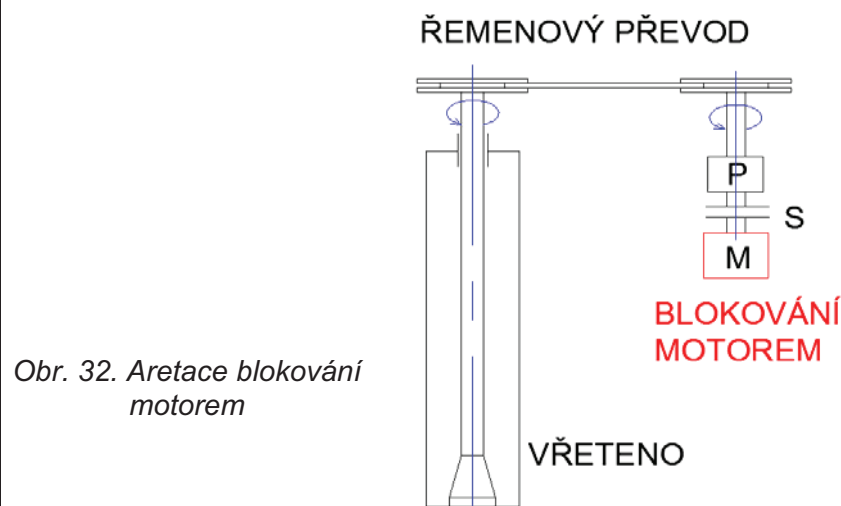
8. Sestavení funkčních struktur

8.1. Umístění aretačního mechanismu vřetena ve stroji

Varianta A

Elektromotory většiny obráběcích strojů mají možnost aretace v jedné dané poloze tzv. brzdění protiproudem. Nevýhody tohoto řešení jsou zřejmé. Z důvodu nedostatečného zpevnění motoru, které by bylo zapotřebí při obrábění a velkého vývinu tepla (průchod velkého proudu) tato varianta není možná. (Obr. 32.)

Varianta A



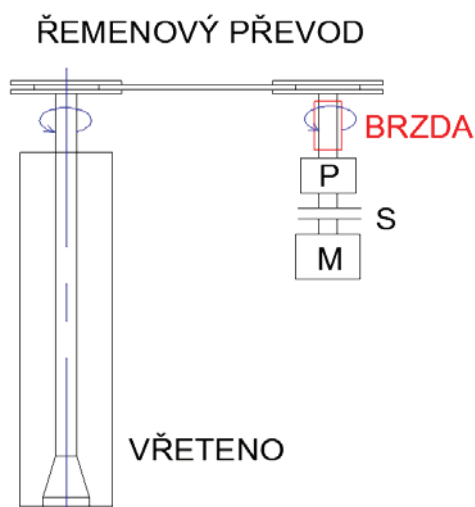
Obr. 32. Aretace blokování motorem



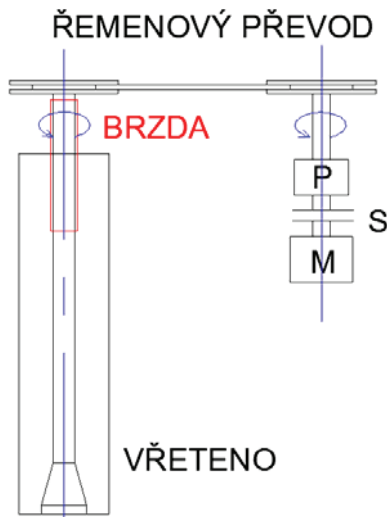
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Varianta B

Brzda by mohla být umístěna za převodovou skříní (Obr. 33.). Tato varianta z konstrukčního hlediska z hlediska zástavbového prostoru by byla vyhovující. Avšak vzhledem k tomu, že brzda jako taková by byla umístěna před řemenovým převodem (bráno směrem od motoru) by s velkou pravděpodobností došlo k prokluzu řemenového převodu, což by způsobilo protočení vřetena. Z tohoto důvodu tato varianta není možná.

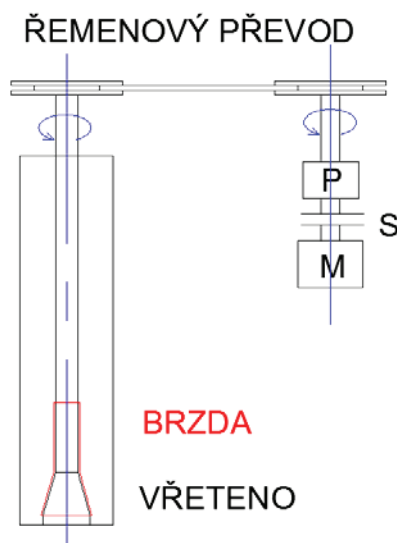
Varianta B*Obr. 33. Aretační mech. před převodem*Varianta C

Toto řešení umístění brzdy je výhodnější než předešlá varianta. Brzda by byla přímo napojena na vřetenovou část, kde se již nenacházejí žádné mechanické převody (Obr. 34.). Velkou nevýhodou tohoto uvažovaného řešení je prostor, do kterého by se zástavba brzdy ustavila. Problematickou částí je zde také zkroucení vřetenové tyče, které by s velkou pravděpodobností nastalo. To by vedlo například k nepřesnému nastavení hrotu nástroje při obrábění.

Varianta C*Obr. 34. Aretační mech. za převodem*

**Varianta D**

Brzda, umístěná u čela vřetena, se jeví jako nejvýhodnější řešení (Obr. 35.). Deformace vřetenové tyče nehrozí, pokud bude brzda umístěna co nejvíce u čela vřetena. Z konstrukčního hlediska je tato varianta vhodným řešením díky snazší vestavbě brzdy do smykadla. Smykadlo také může být u čela dělené, což více zjednodušuje montáž mechanismu.

Varianta D

Obr. 35. Aretační mech. na vřetenu

8.2. Výběr optimálního řešení metodou Pattern

Název metody je tvořen ze zkratky:

(Planning Assistance Thugh Technical Evaluation of Relevance Numbers)

Metoda je vhodná pro multikriterální porovnání na úrovni:

- technické,
- technologické,
- ekonomické.

Algoritmus postupu:

1. výběr kritérií pro porovnání (cena, výkon, rychlost),
2. definování požadované tendence změny srovnávaných kritérií,
3. stanovení váhy významnosti vybraných kritérií,
4. výpočet indexů změn vybraných kritérií pro srovnávané prvky,
5. stanovení pořadí srovnávaných prvků.

Metodou Pattern lze provést výběr optimální varianty po technické stránce.

Pro zvolení parametrů, výpočet a určení je zvolen PC program „MyChoice“.

Jelikož u této metody je výhodnější, aby analýzu provádělo více osob, jsou znázorněné hodnoty a výsledky interpretovány od dvou hodnotitelů. První z nich je zpracovatel této diplomové práce, druhý je Ing. Miroslav Pšenica. Varianty a kritéria u obou hodnotitelů jsou stejná.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Varianty rozhodování:

Varianty rozhodování
Brzda motorem
Brzda před převodem
Brzda za převodem
Brzda na vřetenu

Tab. 1. Varianty rozhodování

Kritéria rozhodování:

Kritéria rozhodování
Cena
pevnost
Konstrukce
potřebná síla

Tab. 2. kritéria rozhodování

Zadání hodnot u variant:

Hodnotitel 1

	Cena	Pevnost
Brzda motorem	3	5
Brzda před převodem	1	4
Brzda za převodem	1	3
Brzda na vřetenu	2	1

Tab. 3. Přřazené hodnoty k jednotlivým variantám 1

	Konstrukce	Potřebná síla
Brzda motorem	2	5
Brzda před převodem	3	4
Brzda za převodem	2	3
Brzda na vřetenu	3	1

Tab. 4. Přřazené hodnoty k jednotlivým variantám 2

Hodnotitel 2

	Cena	pevnost
Brzda motorem	2	5
Brzda před převodem	2	4
Brzda za převodem	3	2
Brzda na vřetenu	4	1

Tab. 5. Přřazené hodnoty k jednotlivým variantám 3

	Konstrukce	potřebná síla
Brzda motorem	2	5
Brzda před převodem	3	4
Brzda za převodem	2	2
Brzda na vřetenu	3	1

Tab. 6. Přřazené hodnoty k jednotlivým variantám 4

Vyhodnocení kompromisní varianty:

Hodnotitel 1

Kritérium	Typ	Nejhorší x _j	Nejlepší x _j	Průměr x _j	Váha v _j	Brzda motorem s _{ij}	Brzda před převodem s _{ij}	Brzda za převodem s _{ij}
Cena	N	3	1	1,75	0,13888888888889	1	3	3
Pevnost	N	5	1	3,25	0,33333333333333	1	1,25	1,6666666666667
Konstrukce	N	3	2	2,5	0,16666666666667	1,5	1	1,5
Potřebná síla	N	5	1	3,25	0,36111111111111	1	1,25	1,6666666666667

Tab. 7. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 1

Kritérium	Brzda na vřetenu s _{ij}	Brzda motorem U _{ij}	Brzda před převodem U _{ij}	Brzda za převodem U _{ij}	Brzda na vřetenu U _{ij}
Cena	1,5	0,13888888888889	0,41666666666667	0,41666666666667	0,20833333333333
Pevnost	5	0,33333333333333	0,41666666666667	0,55555555555556	1,6666666666667
Konstrukce	1	0,25	0,16666666666667	0,25	0,16666666666667
Potřebná síla	5	0,36111111111111	0,45138888888889	0,60185185185185	1,8055555555556
		1,08333333333333	1,45138888888889	1,82407407407407	3,8472222222222

Tab. 8. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 2

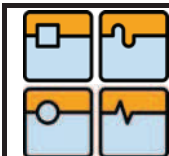
Hodnotitel 2

Kritérium	Typ	Nejhorší x _j	Nejlepší x _j	Průměr x _j	Váha v _j	Brzda motorem s _{ij}	Brzda před převodem s _{ij}	Brzda za převodem s _{ij}
Cena	N	4	2	2,75	0,18055555555556	2	2	1,3333333333333
pevnost	N	5	1	3	0,29166666666667	1	1,25	2,5
Konstrukce	N	3	2	2,5	0,20833333333333	1,5	1	1,5
potřebná síla	N	5	1	3	0,31944444444444	1	1,25	2,5

Tab. 9. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 3

Kritérium	Brzda na vřetenu s _{ij}	Brzda motorem U _{ij}	Brzda před převodem U _{ij}	Brzda za převodem U _{ij}	Brzda na vřetenu U _{ij}
Cena	1	0,36111111111111	0,36111111111111	0,24074074074074	0,18055555555556
pevnost	5	0,29166666666667	0,36458333333333	0,72916666666667	1,4583333333333
Konstrukce	1	0,3125	0,20833333333333	0,3125	0,2083333333333
potřebná síla	5	0,31944444444444	0,39930555555556	0,79861111111111	1,5972222222222
		1,2847222222222	1,3333333333333	2,0810185185185	3,4444444444444

Tab. 10. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 4



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Pořadí variant, dle procentuálního vyjádření:

Hodnotitel 1

Varianty	Hodnocení	%
Brzda na vřetenu	3,8472222	46,8829337
Brzda za převodem	1,8240741	22,2284908
Brzda před převodem	1,4513889	17,6868829
Brzda motorem	1,0833333	13,2016925

Tab. 11. Vyhodnocení jednotlivých variant 1

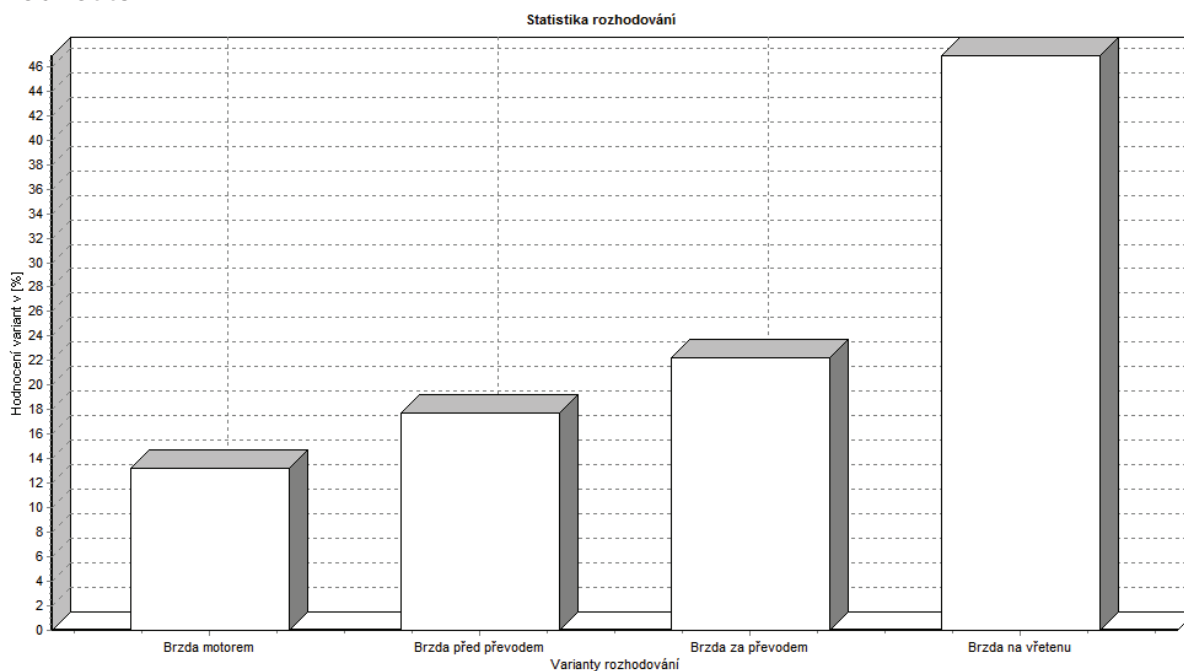
Hodnotitel 2

Varianty	Hodnocení	%
Brzda na vřetenu	3,4444444	42,2967595
Brzda za převodem	2,0810185	25,5542922
Brzda před převodem	1,3333333	16,3729392
Brzda motorem	1,2847222	15,7760091

Tab. 12. Vyhodnocení jednotlivých variant 2

Grafické vyjádření vyhodnocení:

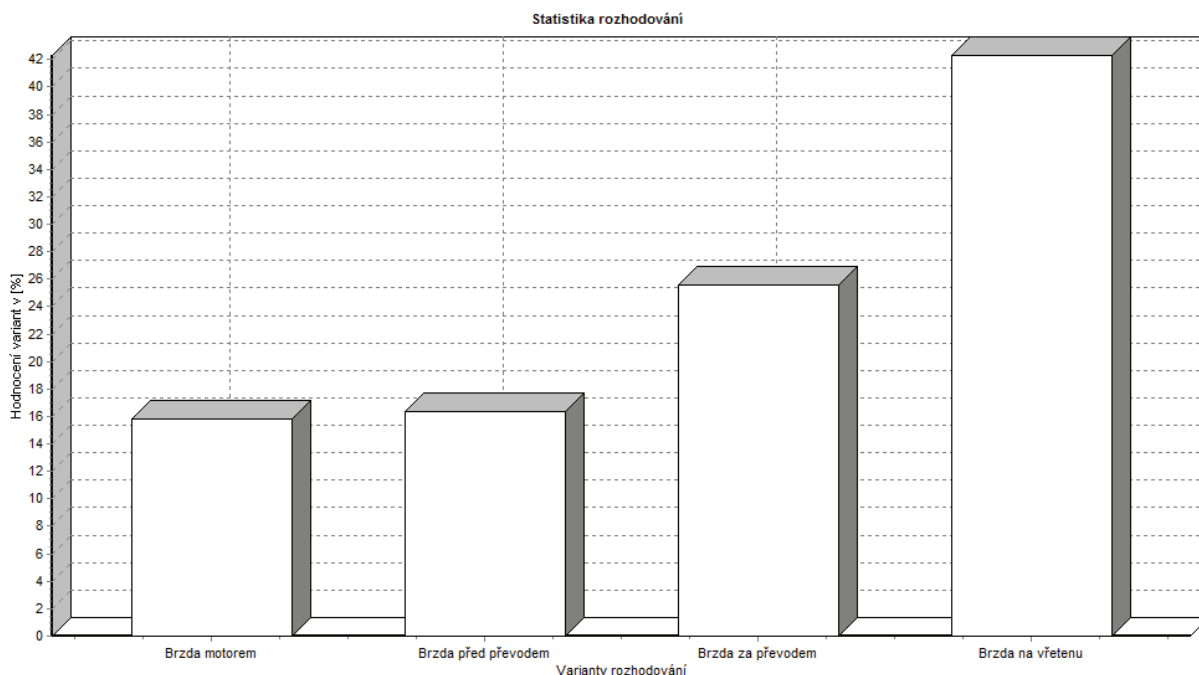
Hodnotitel 1



Graf. 1. Grafické vyjádření vyhodnocení jednotlivých variant 1



Hodnotitel 2



Graf. 2. Grafické vyjádření vyhodnocení jednotlivých variant 2

Z uvedených výsledků vyplývá, že neoptimálnějším řešením je varianta D- brzda na vřetenu.

8.3. Možné varianty řešení aretačního mechanismu

Jak již bylo uvedeno, aretační mechanismus by měl být umístěn co nejbližší čelu vřetene. V návaznosti na to je nyní možné určit jednotlivé typy aretačního mechanismu, které je možno uvažovat.

Aretační mechanismus musí vycházet hlavně z podmínky tuhého a přesného zablokování vřetene stroje tak, aby nedošlo k nežádoucím posuvům. Z konstrukčního hlediska je problematický prostor, do kterého má být aretační mechanismus zasazen. Díky tomu je značně omezen výběr možných použitelných variant.

Uvažované typy aretačního mechanismu:

- aretace pomocí kolíků,
- Hirthův věnec,
- kotoučová brzda,
- ozubený věnec,
- dodavatelské řešení,
- pásová brzda.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dle zadání diplomové práce je třeba vybrat tři varianty řešení aretačního mechanismu. Ke zpracování byly vybrány varianty, které odpovídají zcela odlišným koncepčním návrhům.

8.4. Konkretizace navrhovaných variant

Přístup k variantám:

- z vnitřního prostoru smykadla:

Hlavní zástavba aretačního mechanismu by měla být umístěna uvnitř smykadla a tvořit kompaktní systém.

Nejvýhodnější variantou se jeví Hirthův věnec, který je obecně používán v mnoha aplikacích, kde je nutno zajistit pevné a přesné ustavení.

- z vnějšího prostoru smykadla:

U tohoto přístupu by měly být hlavní ovládací prvky z vnější strany smykadla, které mají výhodu snadného přístupu např. při údržbě. Zde může být vhodně použita varianta aretací pomocí kolíku, který bude ovládán hydromotorem z vnější strany smykadla.

- dodavatelské řešení (externí dodavatel):

V dnešní době je velmi populární využívat externí dodavatele, kteří mají zkušenosti s požadovaným produktem. Cílem bude najít dodavatele a navrhnout optimální řešení.

9. Hrubá konstrukce, výběr materiálů, výpočty

9.1. Aretace pomocí příčných čepů

Varianta zablokování vřetene pomocí čepu (jednoho nebo více) vyniká jednoduchostí konstrukce. Není třeba složitého zásahu do vnitřní zástavby smykadla.

Hydraulické prvky mohou využít přítomnosti tlakového oleje, který je dodáván z centrálního agregátu.

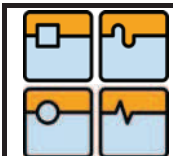
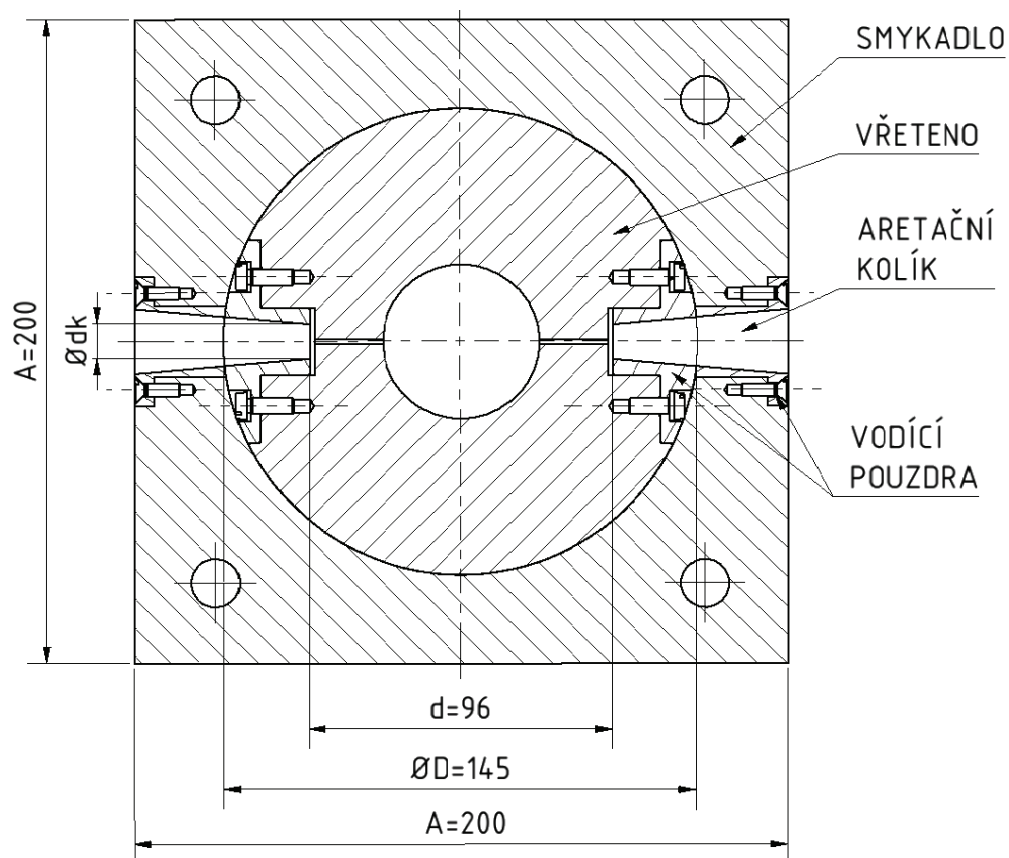
Princip

- spočívá na hydraulicky ovládaném čepu (pístnici), který vykonává přímočarý vratný pohyb. Kolík se pohybuje skrz smykadlo do vřetena, kde je hydraulicky zpevněn. Při obráběcím procesu pevným nástrojem a vhodném lícování čepu by nemělo nastat žádné posunutí a aretační mechanismus splní svoji funkci. Při výměně za rotační nástroj je čep vysunut a umožní tak vřetenu neomezený rotační pohyb.

Čep je zejména namáhán na stříh a na otlacení, což také tvoří základ výpočtu aretačního mechanismu. Pro aretační čep musí být také vhodně zvolena kuželovitost, aby docházelo k volnému zasunutí bez případného odporu. Kuželovitost má také důležitou funkci z hlediska přesného vystředění v kalených vodících pouzdrech, potažmo i ve smykadle a vřetenu.

Již zmíněným důležitým prvkem jsou kalená vodící pouzdra umístěná uvnitř smykadla a vřetena, která slouží jako otěruvzdorný prvek zaručující vysokou životnost a stálost vůči otláčování materiálů. Pouzdro ve vřetenu stroje musí být vybaveno odvzdušňujícím kanálem, který zabezpečí bezproblémové vysunutí kolíku z prostoru vřetena. Pokud by nebyl v pouzdře tento kanál obsažen, docházelo by k podtlaku při výsunu pístnice z prostoru vřetena. Zmíněný stav by vedl k nežádoucímu namáhání součástí. Kvůli údržbě stroje musí být pouzdra vyměnitelná a tudíž vhodně usazena na určeném místě.

Významným faktorem je také volba použitých materiálů a jejich tepelné zpracování, což má přímý vliv na výsledek rozměrových specifikací čepu i vodících pouzder.

Návrh a výpočet

Obr. 36. Řez smykadlem

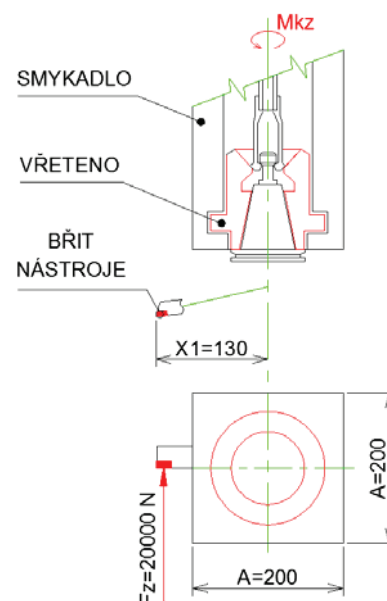
Zadané a zvolené hodnoty:

$D = 145$	mm	 maximální průměr vřetena
$D_x = 92$	mm	 průměr, na který je ustaven čep
$A = 200$	mm	 půdorysný rozměr smykadla
$x_1 = 130$	mm	 maximální vyložení nástroje
$F_z = 20000$	N	 maximální řezná síla
$i = 2$		 předběžný počet aretačních čepů

Výpočet krouticího momentu na vřetenu

$$M_{kz} = x_1 \cdot F_z \quad (16)$$

$$M_{kz} = 2.6 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$



Obr. 37. Schéma základních rozměrů a síly

Návrh čepu (namáhání na střih)

K návrhu čepu (kolíku) je nutné zvolit materiál s vhodnými vlastnostmi. Jelikož vypočítaný působící moment od řezné síly na nástroji je značně vysoký, je třeba zvolit materiál vyšší kvality.

Volím materiál dle ČSN EN 10083-1: 1991+A1: 1996; 42CrMo4. (Dle ČSN 15 142)

Materiál je charakterizován jako:

Ocel s vyšší prokalitelností pro výše namáhané strojní díly. Po zakalení dosahuje tvrdosti přibližně 52-56 HRC.

Do průměru 100 mm lze po zušlechtění docílit pevností nad 1000 MPa při ještě dostatečné houževnatosti. Není náchylná k popouštěcí křehkosti. Kalí se do méně razantního kalicího prostředí, poněvadž je náchylná ke vzniku kalicích trhlin v místech s vrubovým účinkem nebo povrchových vad. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Patří k nejčastěji používané oceli k zušlechtování. Je užívána na velmi namáhané součásti strojů a silničních vozidel. [29]

Pro $d < 16 \text{ mm}$ je $R_m = 1100 - 1300 \text{ MPa}$

$$R_m = 1200 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{Ds} = 0.8 \cdot R_m \quad (17)$$

$$\tau_{Ds} = 960 \quad \text{MPa}$$

Materiál vodícího pouzdra volím: dle ČSN 19 083.4, (DIN C45W3)

Jedná se o středně uhlíkovou ocel ke kalení ve vodě s malou prokalitelností, dobře tvárná za tepla a velmi dobře obrobitelná po ŽM. Materiál je vhodný na vodící pouzdra, dorazy, sloupky, atd.

Dosažitelná tvrdost je asi 58 HRC.

Vzhledem k nižším materiálovým hodnotám a charakteristikám je za výchozí považován materiál čepu.

Dle literatury [27] jsou určeny koeficienty K_{sb} [-] a K_{sp} [-] dle příslušného namáhání.

$$K_{sb} = 1.5 \quad \text{provozní koeficient smyku (1-3)}$$

$$K_{sp} = 1.5 \quad \text{provozní koeficient tlaku (1-3)}$$

$$x_2 = \frac{D}{2} \quad F_x = \frac{M_{kz}}{x_2} \quad (18, 19)$$

$$x_2 = 72.5 \quad \text{mm} \quad F_x = 3.586 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet minimálního průměru čepu:

$$\tau_s = \frac{K_{sb} \cdot F_x}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (20)$$

$$d_{kt} = \sqrt{4 \cdot \frac{K_{sb} \cdot F_x}{\pi \cdot \tau_{Ds} \cdot i}} \quad (21)$$

$$d_{kt} = 5.973 \quad \text{mm}$$

z důvodu bezpečnosti zvoleno $k = 1.5$ (50% bezpečnost)

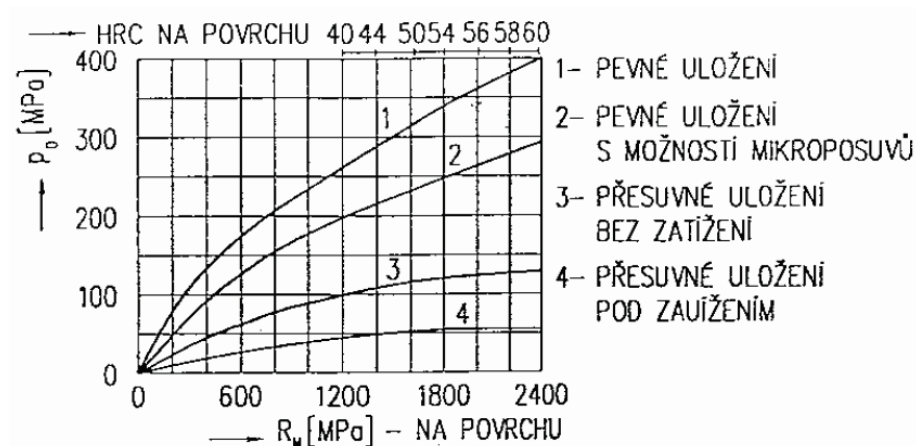
$$d_{kv} = d_{kt} \cdot k \quad (22)$$

$$d_{kv} = 8.959 \quad \text{mm}$$

Zvolena nejbližší vyšší hodnotu průměru čepu $d_{k1} = 9 \quad \text{mm}$

Kontrola na otlačení ve vřetenu

Dovolená hodnota na otlačení vychází z grafu 3. Jestliže zvolený materiál po zušlechťení má hodnotu 52 - 56 HRC pak dovolená hodnota P_d [MPa] na otlačení odpovídá dle křivky tři (přesuvné uložení bez zatížení) přibližně 130 MPa



Graf. 3. Závislost tvrdosti povrchu na mezi pevnosti v tahu [30]

$$P_d = 130 \quad \text{MPa}$$

$$P_{v1} = K_{sp} \cdot \frac{6 \cdot M_{kz}}{d_{k1} \cdot [D^2 - (D_x)^2]} \quad (23)$$

$$P_{v1} = 165.592 \quad \text{MPa}$$

$$P_{v1} > P_d$$

Kontrola na otlačení ve smykadle:

$$P_{s1} = K_{sp} \cdot \frac{4 \cdot M_{kz}}{d_{k1} \cdot (A - D) \cdot (A + D)} \quad (24)$$

$$P_{s1} = 73.079 \quad \text{MPa}$$

$$P_{s1} < P_d$$

Kontrola čepů na otlačení ve vřetenu nevyhověla podmínce $P_1 < P_d$. Tato situace vyžaduje zvolit větší průměr čepů a nebo zvolit materiál s jinými parametry. Vzhledem k velkým požadavkům na materiál volím variantu zvětšení průměru kolíků.

Volím: $d_k = 12 \quad \text{mm}$

$$P_{v2} = K_{sp} \cdot \frac{6 \cdot M_{kz}}{d_k \cdot (D^2 - D_x^2)} \quad (25)$$

$$P_{v2} = 124.194 \quad \text{MPa}$$

$$P_{v2} < P_d$$

Kontrola na otláčení ve smykadle:

$$P_{s2} = K_{sp} \cdot \frac{4 \cdot M_{kz}}{d_k \cdot (A - D) \cdot (A + D)} \quad (26)$$

$$P_{s2} = 54.809 \quad \text{MPa}$$

$$P_{s2} < P_d$$

Dle vypočítaných výsledků vychází, že zvolená hodnota průměru je správně nadimenzována a je možné ji použít k dalšímu zpracování

Aby bylo zřejmé jaké maximální hodnoty krouticího momentu a řezné síly, které dokáže bez porušení aretační čep přenést, je znázorněn přepočít z navrhnutého čepu na M_{kvmax} a F_{vzmax} .

Přepočít na řeznou sílu:

Výpočet maximální síly působící na čepy:

$$F_{vmax} = d_{kv}^2 \cdot \pi \cdot \tau_{Ds} \cdot \frac{i}{4} \quad (27)$$

$$F_{vmax} = 1.21 \times 10^5 \quad \text{N}$$

Výpočet maximálního momentu působící na čepy:

$$M_{kvmax} = F_{vmax} \cdot x_2 \quad (28)$$

$$M_{kvmax} = 8.775 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$

Výpočet maximální řezné síly působící na břit nástroje:

$$F_{zvmax} = \frac{M_{kvmax}}{x_1} \quad (29)$$

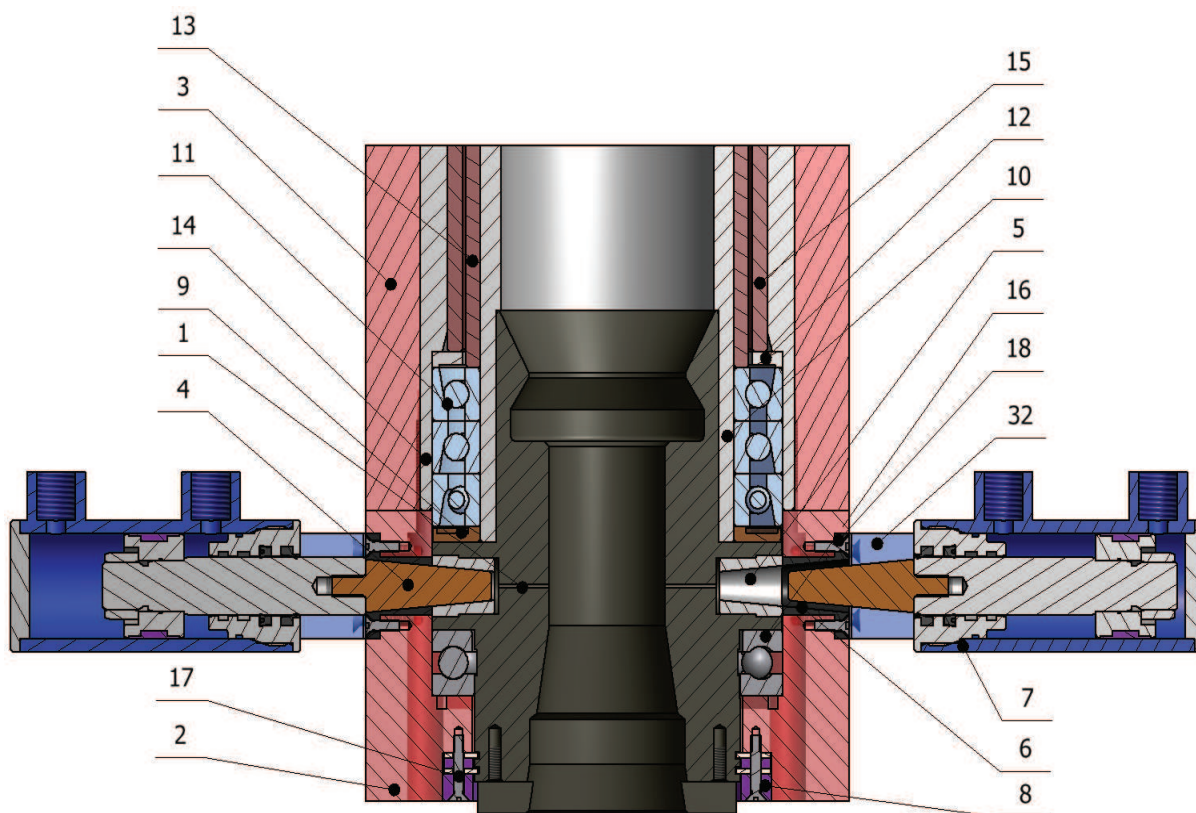
$$F_{zvmax} = 6.75 \times 10^4 \quad \text{N}$$



F_{zvmax} N výpočtová teoretická řezná síla, kterou čepy udrží

M_{kvmax} N.mm výpočtový krouticí moment působící na vřeteno

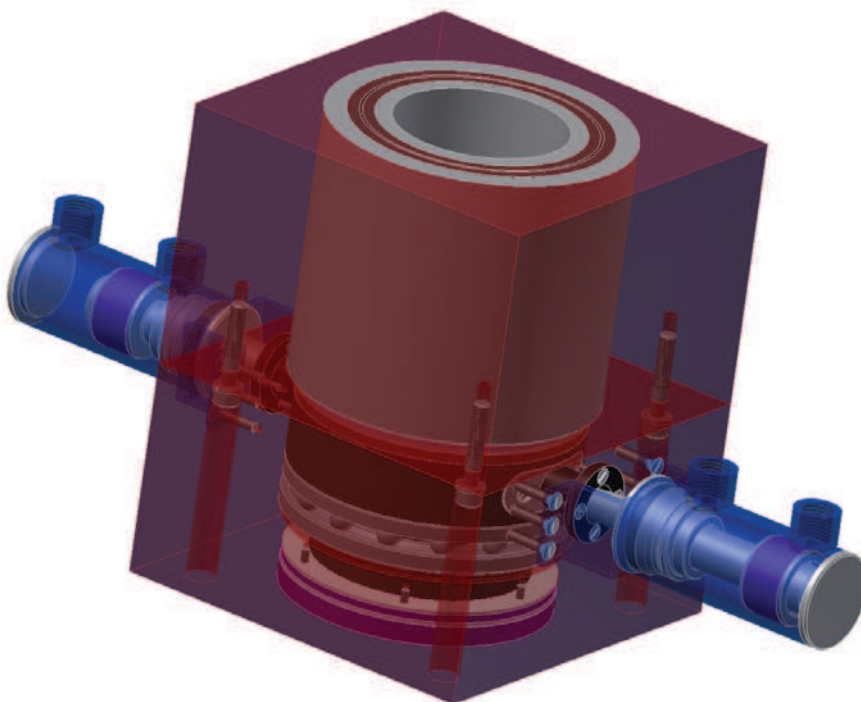
Vzhledem k tomu, že vřeteno a smykadlo stroje byly pouze upraveny pro možnost použití aretačních čepů, není nutné volit jiná ložiska než u stávajícího řešení. Použita byla tři radiální ložiska B 71921 E.T.P4S–UL FAG a jedno ložisko axiální 51122 P5.



Obr. 38. Schéma návrhu aretačního mechanismu pomocí čepů

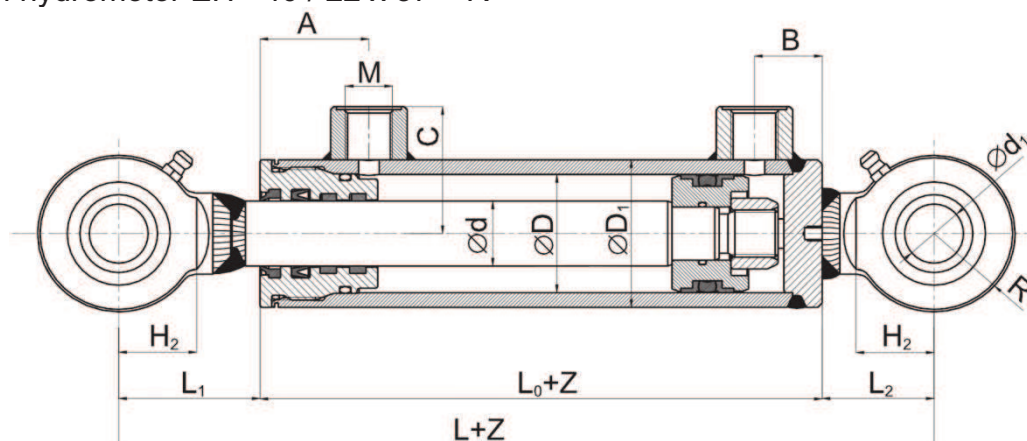
Popis schématu obr. 38:

- | | |
|-------------------------------|-------------------------------------|
| 1 ... vřeteno | 11 ... radiální ložisko |
| 2 ... smykadlo- spodní díl | 12 ... podložka |
| 3 ... smykadlo- horní díl | 13 ... vodící ložisko |
| 4 ... kuželový kolík (čep) | 14 ... distanční kroužek na ložiska |
| 5 ... vodící pouzdro vřeteno | 15 ... vnitřní obložení smykadla |
| 6 ... vodící pouzdro smykadlo | 16 ... axiální ložisko |
| 7 ... hydromotor | 17 ... těsnění |
| 8 ... přidržovač těsnění | 18 ... šroub se zápusťnou hlavou |
| 9 ... distanční kroužek | 19 ... distanční rozpěra |
| 10 ... vřetenové obložení | |



Obr. 39. Sestava návrhu aretačního mechanismu pomocí čepů 3D model

Pod číslem pozice 7 je vyobrazen zvolený přímočarý dvojčinný hydromotor. Byl zvolen hydromotor EH - 40 / 22 x 37 – R



Obr. 40. Schéma zvoleného hydromotoru

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	L_0	L_1	L_2	H_2	M	A	B	C	R	K	E
40	22	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16

Tab. 13. Rozměry hydromotoru EH - 40 / 22 x 37 – R

Výpočet působící síly na píst ve směru do vřetena stroje:

$p_h = 9.5$ MPa tlak hydraulického obvodu

$D_t = 40$ mm vnitřní průměr válce hydromotoru

$$S_p = \pi \cdot \frac{D_t^2}{4} \quad (30)$$

$$S_p = 1.257 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$F_p = p_h \cdot S_p \quad (31)$$

$$F_p = 1.194 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet působící síly na píst ve směru z vřetena stroje:

$d_p = 22$ mm průměr pístnice hydromotoru

$$D_z = D_t - d_p \quad (32)$$

$$D_z = 18 \quad \text{mm}$$

$$S_z = \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} \quad (33)$$

$$S_z = 254.469 \quad \text{mm}^2$$

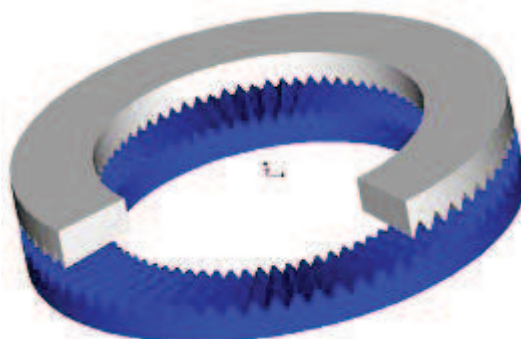
$$F_v = p_h \cdot S_z \quad (34)$$

$$F_v = 2.417 \times 10^3 \quad \text{N}$$

9.2. Aretace pomocí Hirthova věnce

Další zvolenou variantou aretace vřetene svislého soustruhu je blokování pomocí Hirthova věnce. Toto řešení se velmi často užívá v přesně polohovatelných spojkách nebo v zařízeních, kde je požadavek na přesné ustavení a zpevnění.

Výhodou Hirthova věnce je potřeba malé přítláčné síly, vzhledem k povaze aretovaných součástí. Toto řešení také zajišťuje velmi dobrou opakovatelnost přesného polohování při udržení samostředících vlastností a nízkého opotřebení segmentů Hirthova věnce, což se velmi příznivě promítá do celkové životnosti aretačního mechanismu.

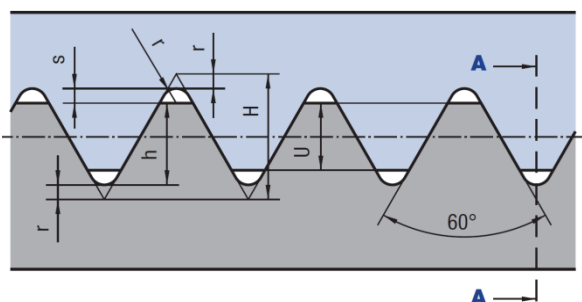


Obr. 41. Znázornění Hirthova věnce [26]

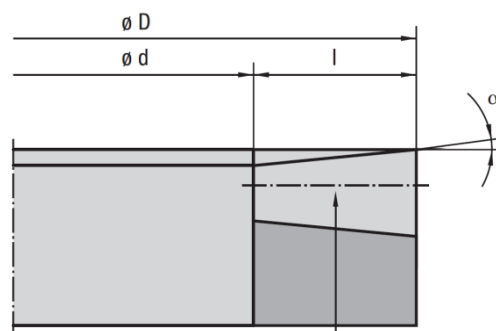
9.2.1. Soustava dvou protiběžných Hirthových věnců

K aretaci vřetena svislého soustruhu je docíleno silovým působením (stykem) jednotlivých částí zubů, konkrétně jejich boků. Základní ideové schéma z lit. [36]. Výhodou je, že přítláčná síla působí vždy v ose vřetene stroje na celou soustavu Hirthových věnců.

Výpočet vychází z výpočtu krouticího momentu od řezné síly kap. 9.1. str. 53 vzorec (16). Jelikož se v tomto případě jedná o soustavu dvou (respektive čtyř) Hirthových věnců, bude působení krouticího momentu M_{kz} [Nmm] rozděleno mezi zmiňované věnce. Z tohoto plyne, že na každém ze systému věnců bude nutné eliminovat moment $M_{kz}/2$. Výpočet je proveden dle literatury [28].



Obr. 42. Parametry Hirthova věnce [28]



Obr. 43. Parametry Hirthova věnce [28]



Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:

$$M_{kz} = x_1 \cdot F_z \quad (16)$$

$$M_{kz} = 2.6 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$

Výpočet obvodové síly:

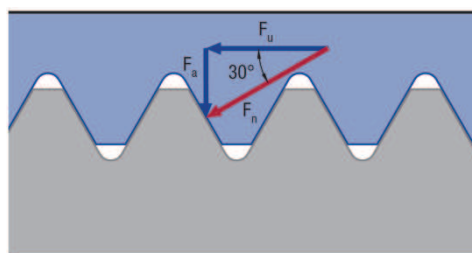
Dle zadaných rozměrů smykadla (200 x 200 mm) byly zvoleny hodnoty: vnitřního a vnějšího průměru Hirthova věnce.

$$D_h = 187 \quad \text{mm} \quad \text{..... vnější průměr Hirthova věnce}$$

$$d_h = 154 \quad \text{mm} \quad \text{..... vnitřní průměr Hirthova věnce}$$

$$F_u = 4 \cdot \frac{\frac{M_{kz}}{2}}{D_h + d_h}$$

$$F_u = 1.525 \times 10^4 \quad \text{N}$$



(35)

Obr. 44. Působení sil na zubu Hirthova věnce [28]

Výpočet minimální axiální síly potřebné k aretaci Hirthova věnce:

$$F_a = F_u \cdot \tan\left(\frac{\pi}{6}\right) \quad F_{a1} = 2.31 \cdot \frac{\frac{M_{kz}}{2}}{D_h + d_h} \quad (36, 37)$$

$$F_a = 8.804 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$F_{a1} = 8.806 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Výpočet požadované síly na aretaci s bezpečnostním faktorem:

Dle literatury [28] bylo zvoleno:

$$v = 1.8 \quad [-] \quad \text{..... koeficient bezpečnosti}$$

$$F_{va} = v \cdot F_a \quad (38)$$

$$F_{va} = 1.585 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet efektivní plochy boků zubů:

Pro výpočet je nutné zvolit parametry z literatury [28].

$z = 96$	[-]	 zvolený počet zubů
$r = 0.3$	mm	 základní rádius zubů
$s = 0.4$	mm	 vůle mezi věnci
$\eta_z = 0.65$	[-]	 podíl zatížení

Dále zvoleno:

$d_L = 7$	mm	 průměr upevňovacích šroubů
$n = 6$	[-]	 počet upevňovacích šroubů

Výpočet stykové plochy zubů:

Jedná se o celkovou plochu zubů, která je činná při působení síly F_{va} [N]. Je zde brán zřetel i na rozměr a počet šroubů, které upevňují Hirthův věnec.

$$A_z = \left(D_h - d_h - \frac{n \cdot d_L^2}{D_h + d_h} \right) \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_h + d_h) - 1.155 \cdot z \cdot (r + s) \right] \cdot \eta_z \quad (39)$$

$$A_z = 3.973 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

Výpočet maximálního působícího tlaku na plochu zubů:

$$p_{\max} = \frac{F_{va} + F_a}{A_z} \quad (40)$$

$$p_{\max} = 6.204 \quad \text{MPa}$$

Výpočet délky zubu:

$$l = \frac{(D_h - d_h)}{2} \quad (41)$$

$$l = 16.5 \quad \text{mm}$$

Výpočet teoretické výšky zubu:

Zubový koeficient c [-] je závislý na počtu zvolených zubů ($z = 96$), dle literatury [28] má koeficient hodnotu:

$c = 0.028$ [-] zubový koeficient

$$H_h = c \cdot D_h \quad (42)$$

$$H_h = 5.236 \text{ mm}$$

Výpočet skutečné výšky zubu:

$$h = c \cdot D_h - (2r + s) \quad (43)$$

$$h = 4.236 \text{ mm}$$

Výpočet vyvození potřebné síly na jeden hydromotor k aretaci vřetena:

Nejvýhodnější počet hydromotorů- zvoleny čtyři, a to díky optimálnímu rozložení hydromotorů ve smykadle a symetricky působící síle na Hirthův věnec.

Počet hydromotorů tedy zvolen: $i_p = 4$

$$F_{ph} = \frac{F_{va}}{i_p} \quad (44)$$

$$F_{ph} = 3.962 \times 10^3 \text{ N}$$

Výpočet minimálního průměru pístu hydromotoru:

Výpočet vychází ze základního vzorce $p_h = F_{ph}/S$, kde p_h [MPa] je dostupný hydraulický tlak dodávaný hydraulickým agregátem a F_{ph} [N] je přitlačná síla jednoho hydromotoru potřebná k zaplombování Hirthova věnce.

$p_h = 9.5$ MPa tlak v hydraulickém obvodu

$$p_h = \frac{F_{ph}}{S} \quad (45)$$

$$S = \pi \cdot \frac{d_p^2}{4} \quad \rightarrow \quad d_p = \sqrt{4 \cdot \frac{F_{ph}}{p_h \cdot \pi}} \quad (46, 47)$$

$$d_p = 23.043 \text{ mm}$$

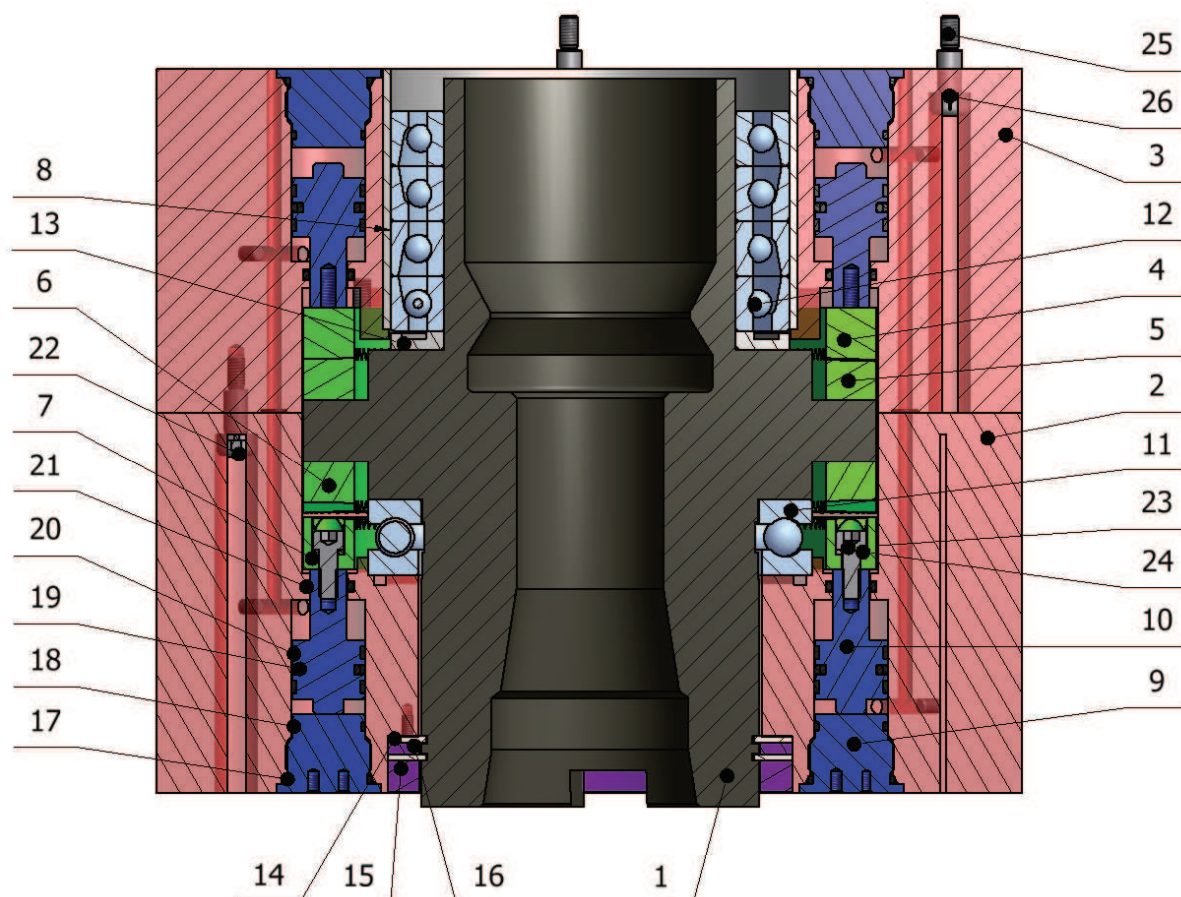
S ohledem na výpočet zvoleno průměr pístu hydromotoru $d_{pv} = 24$ mm.



Přepočítaná síla na zvolený průměr pístu:

$$F_{phv} = d_{pv}^2 \cdot p_h \cdot \frac{\pi}{4} \quad (48)$$

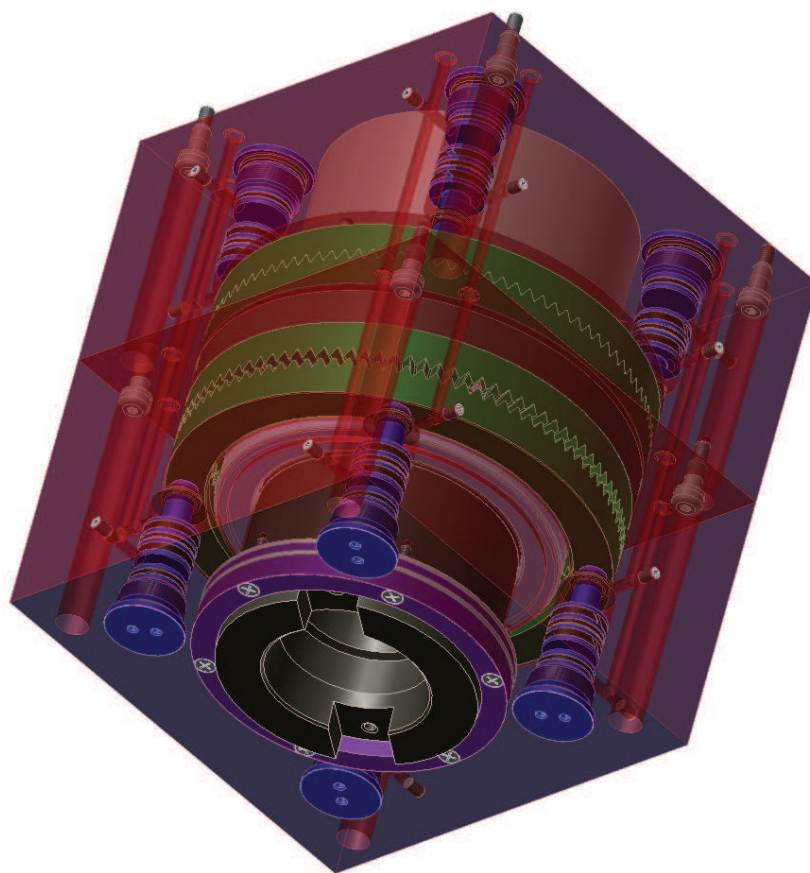
$$F_{phv} = 4.298 \times 10^3 \quad N$$



Obr. 45. Schéma návrhu sestavení soustavy Hirthových věnců

Popis schématu obr. 45:

- | | |
|---------------------------------------|---|
| 1 ... vřeteno | 14 ... těsnění |
| 2 ... smykadlo- spodní díl | 15 ... víko těsnění |
| 3 ... smykadlo- horní díl | 16 ... distanční rozpěra |
| 4 ... Hirthův věnec horní | 17 ... těsnění zátky hydromotoru |
| 5 ... Hirthův věnec na vřetenu horní | 18 ... těsnění zátky hydromotoru |
| 6 ... Hirthův věnec na vřetenu spodní | 19 ... těsnění pístu hydromotoru |
| 7 ... Hirthův věnec spodní | 20 ... vodící kroužky pístu hydromotoru |
| 8 ... distanční kroužek | 21 ... těsnění pístu hydromotoru |
| 9 ... zátka hydromotoru | 22 ... lícovaný šroub |
| 10 ... píst hydromotoru | 23 ... šroub na pístu |
| 11 ... axiální ložisko | 24 ... rozpěrná podložka |
| 12 ... radiální ložiska | 25 ... lícovaný šroub |
| 13 ... distanční kroužek ložiska | 26 ... rozpěrná podložka |



Obr. 46. 3D model návrhu sestavení soustavy Hirthových věnců

Na modelu (Obr. 46.) lze vidět soustavu osmi hydromotorů, které ovládají celou soustavu navrhovaných Hirthových věnců. Vzájemné upevnění pístnice a Hirthova věnce je provedeno lícovanými šrouby, které zabezpečují dodržení přesného ustavení a udržení věnce při pohybu pístů.

9.2.2. Trojitý Hirthův věnec

K aretaci vřetena svislého soustruhu je docíleno silovým působením (stykem) jednotlivých částí zubů, konkrétně jejich boků. Základní ideové schéma z lit. [36]. Výhodou je, že přitlačná síla působí vždy v ose vřetene stroje.

Jelikož se v tomto případě jedná o soustavu tří Hirthových věnců s rozdílnou konstrukcí než v předchozí variantě (kap. 9.2.1.), bude hlavní věnec (na vřetenu stroje) navržen na celkový moment od řezné síly, který je vyčíslen v kap. 9.1. str. 53 vzorec (16) ($M_{kz} = 2600 \text{ Nm}$).

Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:

$$M_{kz} = x_1 \cdot F_z \quad (16)$$

$$M_{kz} = 2.6 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$

Výpočet obvodové síly:

Dle zadaných rozměrů smykadla (200 x 200 mm) byly zvoleny hodnoty vnitřního a vnějšího průměru Hirthova věnce.

$$D_h = 141 \quad \text{mm} \quad \dots\dots \text{vnější průměr Hirthova věnce}$$

$$d_h = 104 \quad \text{mm} \quad \dots\dots \text{vnitřní průměr Hirthova věnce}$$

$$F_u = 4 \cdot \frac{M_{kz}}{D_h + d_h} \quad (49)$$

$$F_u = 4.245 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet minimální axiální síly potřebné k aretaci Hirthova věnce:

$$F_a = F_u \cdot \tan\left(\frac{\pi}{6}\right) \quad F_{a1t} = 2.31 \cdot \frac{M_{kz}}{D_h + d_h} \quad (50, 51)$$

$$F_a = 2.451 \times 10^4 \quad \text{N} \quad F_{a1t} = 2.451 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet požadované síly na aretaci s bezpečnostním faktorem:

Dle literatury [28] bylo zvoleno: $v = 1.8 \quad [-]$ koeficient bezpečnosti

$$F_{va} = v \cdot F_a \quad (52)$$

$$F_{va} = 4.411 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet efektivní plochy boků zubů:

Pro výpočet je nutné zvolit parametry z literatury [28].

$z = 120$	[-]	 zvolený počet zubů
$r = 0.3$	mm	 základní radius zubů
$s = 0.4$	mm	 vůle mezi věnci
$\eta_z = 0.65$	[-]	 podíl zatížení

Dále zvoleno:

$d_L = 6$	mm	 průměr upevňovacích šroubů
$n = 6$	[-]	 počet upevňovacích šroubů

Výpočet stykové plochy zubů:

Jedná se o celkovou plochu zubů, která je činná při působení síly F_{va} [N]. Je zde brán zřetel i na rozměr a počet šroubů, které upevňují Hirthův věnec.

$$A_z = \left(D_h - d_h - \frac{n \cdot d_L^2}{D_h + d_h} \right) \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_h + d_h) - 1.155 \cdot z \cdot (r + s) \right] \cdot \eta_z \quad (53)$$

$$A_z = 2.24 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

Výpočet maximálního tlaku na zub:

$$p_{\max} = \frac{F_{va} + F_a}{A_z} \quad (54)$$

$$p_{\max} = 30.638 \quad \text{MPa}$$

Výpočet délky zubu:

$$l = \frac{(D_h - d_h)}{2} \quad (55)$$

$$l = 18.5 \quad \text{mm}$$

Výpočet teoretické výšky zubu:

Zubový koeficient c [-] je závislý na počtu zvolených zubů ($z = 120$), dle literatury [28] má koeficient hodnotu:

$c = 0.022$ [-] ... zubový koeficient

$$H = c \cdot D_h \quad (56)$$

$$H = 3.102 \quad \text{mm}$$

Výpočet skutečné výšky zubu:

$$h = c \cdot D_h - (2r + s) \quad (57)$$

$$h = 2.102 \quad \text{mm}$$

Výpočet vyvození potřebné síly na jeden hydromotor k aretaci vřetena:

Nejvýhodnější počet hydromotorů- zvoleno čtyři, a to díky optimálnímu rozložení hydromotorů ve smyčadle a symetrický působící síle na Hirthův věnec.

Počet hydromotorů tedy zvolen: $i_p = 4$

$$F_{ph} = \frac{F_{va}}{4} \quad (58)$$

$$F_{ph} = 1.103 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet minimálního průměru pístu hydromotoru:

Výpočet vychází ze základního vzorce $p_h = F_{ph}/S$, kde p_h [MPa] je dostupný hydraulický tlak dodávaný hydraulickým agregátem a F_{ph} [N] je přítláčná síla jednoho hydromotoru potřebná k zaplombování Hirthova věnce

$p_h = 9.5$ MPa tlak v hydraulickém obvodu

$$p_h = \frac{F_{ph}}{S} \quad (45)$$

$$\rightarrow d_p = \sqrt{4 \cdot \frac{F_{ph}}{p_h \cdot \pi}} \quad (46, 59)$$

$$S = \pi \cdot \frac{d_p^2}{4}$$

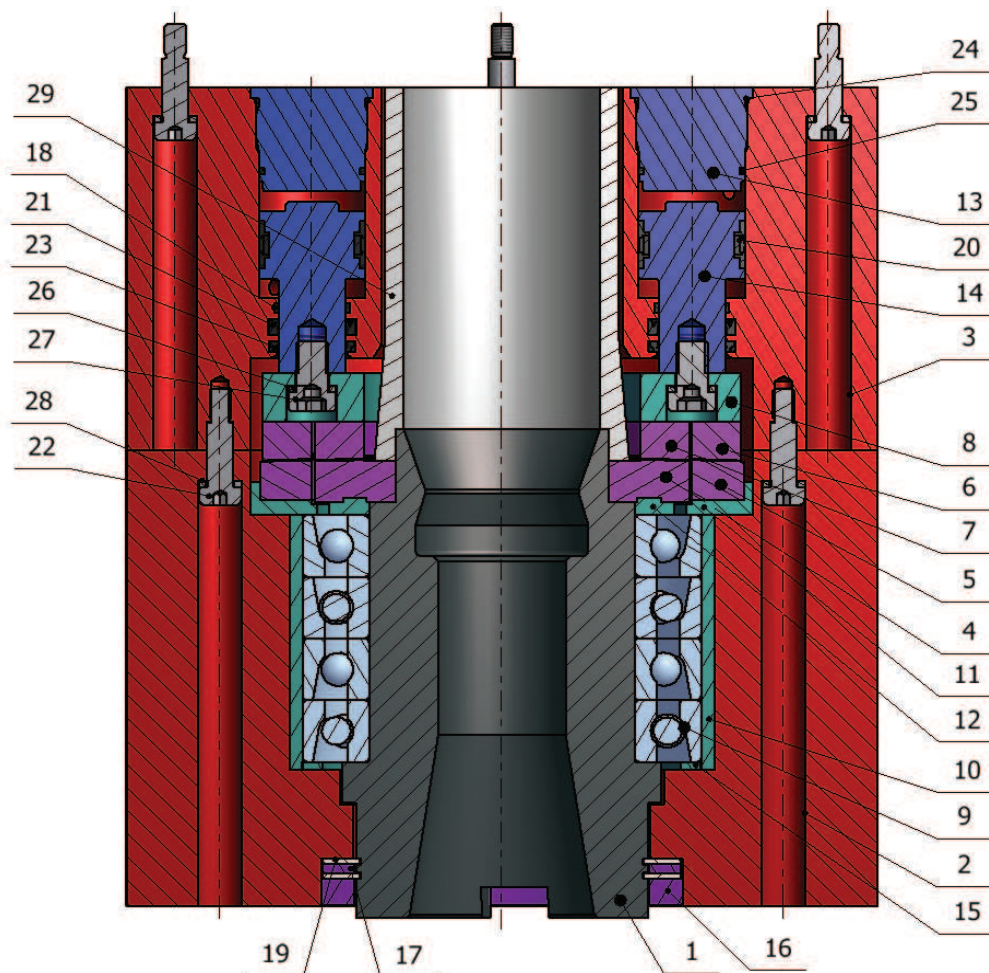
$$d_p = 0.038 \quad \text{m} \quad \text{zvoleno: } d_{pv} = 39 \text{ mm}$$



Přepočítaná síla na zvolený průměr pístu:

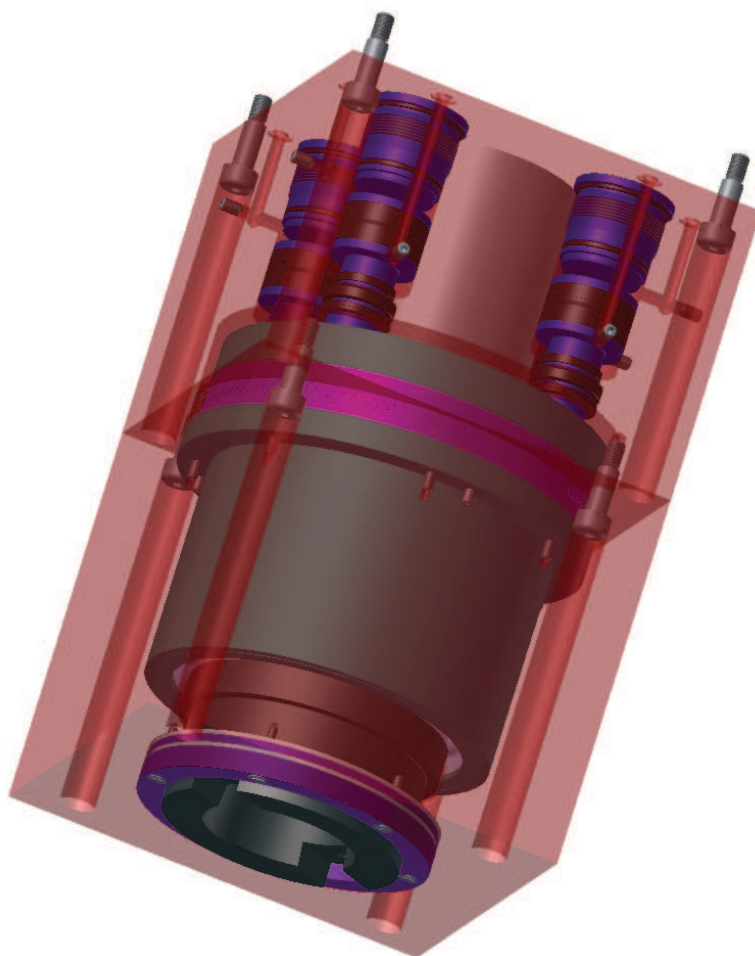
$$F_{phv} = d_{pv}^2 \cdot p_h \cdot \frac{\pi}{4} \quad (60)$$

$$F_{phv} = 1.135 \times 10^4 \text{ N}$$



Obr. 47. Schéma návrhu sestavení Hirthových věnců

- | | |
|--------------------------------------|---|
| 1 ... vřeteno | 15 ... distanční kroužek pod ložiska |
| 2 ... smykadlo- spodní díl | 16 ... krycí kroužek těsnění vřetena |
| 3 ... smykadlo- horní díl | 17 ... rozpěrný kroužek na vřetenu |
| 4 ... Hirthův věnec na vřetenu | 18 ... vodící obložení pístu |
| 5 ... Hirthův věnec na smykadle | 19 ... těsnící lamela vřetena |
| 6 ... Hirthův věnec ovládaný vnější | 20 ... vodící kroužek pístu hydromotoru |
| 7 ... Hirthův věnec ovládaný vnitřní | 21 ... těsnění pístu hydromotoru |
| 8 ... základní věnec | 22 ... lícovaný šroub |
| 9 ... ložisko | 23 ... stírací kroužek hydromotoru |
| 10 ... obložení ložisek | 24 ... těsnění zátky válce |
| 11 ... obložení Hirthova věnce | 25 ... těsnění zátky válce |
| 12 ... podpěra pod Hirthova věnce | 26 ... rozpěrná podložka |
| 13 ... zátká hydromotoru | 27 ... přesný šroub |
| 14 ... píst hydromotoru | 28 ... pružná podložka |
| | 29 ... přitlačný segment |



Obr. 48. 3D model návrhu sestavení trojitého Hirthova věnce



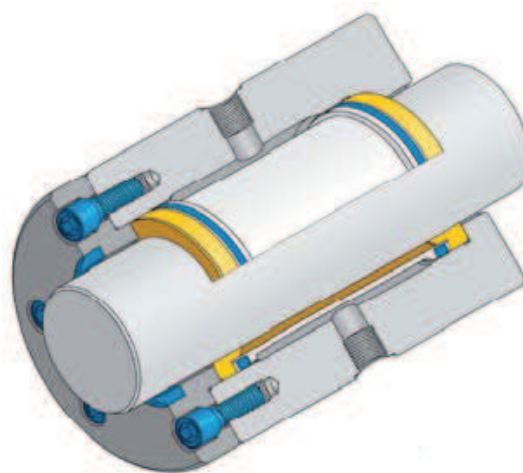
9.3. Hydraulické svěrné pouzdro Kostyrka®

Upínací pouzdra jsou založena na myšlence vytvoření spoje hřídele s nábojem pomocí přilnavosti materiálů (tření) a tím umožnit větší efektivitu výroby u moderních obráběcích strojů. Upínací pouzdra mají velmi krátký čas sevření, velkou sílu sevření, jsou programově ovládatelné a to vše při relativně malých zástavbových rozměrech.

Jako tlakové médium se používá hydraulický olej. Prvek, který přenáší zatížení je flexibilní kovový válec s vložkami ze syntetických materiálů, které umožňují bezpečné sevření.

Výrobce hydraulických pouzder KOSTYRKA GmbH nabízí širokou škálu typů i rozměrů upínacích pouzder. Zaměřují se také na výrobu přímo dle požadavků zákazníka.

Pro aplikaci ve smykadle svislého soustruhu je potřeba použít typ svěrného pouzdra s čelní přírubou, který je schopen eliminovat jak axiální tak i radiální síly.



Obr. 49. Ukázka hydraulických svěrných pouzder Kostyrka® [31]
Obr. 50. Příklad funkce upínacího svěrného pouzdra Kostyrka® [31]

Z předběžného návrhu jsou zvoleny hodnoty aretačního průměru d_a [mm], délka svěrného pouzdra L [mm], šířka přírubové části a [mm] a koeficient smykového tření μ [-].

$d_a = 110$	[mm]	... aretační průměr
$L = 155$	[mm]	... délka hydraulického pouzdra
$a = 13.5$	[mm]	... délka požadovaná přírubami
$p_h = 9.5$	[MPa]	... dostupný tlak v HY obvodu
$\mu = 0.12$	[-]	... volený koeficient smykového tření



Krouticí moment vyvozený řeznou silou, spočítaný v kap. 9.1. str. 53 vzorec (16). ($M_{kz}=2600$ Nm). Dle vzorce z literatury [31] je počítán maximální krouticí moment M_{ku} [Nm], který je schopno hydraulické svěrné pouzdro udržet tak, aby nedošlo k vychýlení vřetena z daného místa, dle zadaných podmínek.

$$M_{ku} = d_a \cdot (L - 2 \cdot a) \cdot p_h \cdot \mu \cdot \pi \cdot \frac{d_a}{2 \cdot 1000} \quad (61)$$

$$M_{ku} = 2.773 \times 10^3 \quad \text{Nm}$$

Výpočet maximální udržitelné síly F_{ku} :

$$F_{ku} = d_a \cdot (L - 2 \cdot a) \cdot p_h \cdot \mu \cdot \pi \quad (62)$$

$$F_{ku} = 5.043 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet bezpečnosti k_u :

$$k_u = \frac{M_{ku}}{M_{kz}} \quad (63)$$

$$k_u = 1.067 \quad [-]$$

Z výpočtu vyplývá, že hodnota součinitele bezpečnosti není vyhovující a neodpovídá koeficientu bezpečnosti pro strojní součásti. Součinitel bezpečnosti byl stanoven na hodnotu 1.55 dle literatury [31].

Po komunikaci s konstruktérem z firmy KOSTYRKA GmbH panem Stefanem Schwockem byla zvolena varianta, která řeší problém s nedostatečnou svěrnou silou. Vzhledem k tomu, že firma KOSTYRKA GmbH má ve svém sortimentu i tlakové multiplikátory speciálně určené pro jednotlivé typy upínacích pouzder, byla zvolena tato varianta. Do hydraulického obvodu by se zařadil multiplikátor tlaku, který znásobí tlak dodávaný hydraulickým agregátem z $p_h = 9.5$ MPa na hodnotu $p_{hII} = 14$ MPa.

Přepočítání M_{ku} (9.5 MPa) na hodnotu M_{kuII} (14 MPa):

$$M_{kuII} = d_a \cdot (L - 2 \cdot a) \cdot p_{hII} \cdot \mu \cdot \pi \cdot \frac{d_a}{2 \cdot 1000} \quad (64)$$

$$M_{kuII} = 4.087 \times 10^3 \quad \text{Nm}$$



Výpočet maximální udržitelné síly F_{kull} :

$$F_{kull} = d_a \cdot (L - 2 \cdot a) \cdot p_{hII} \cdot \mu \cdot \pi \quad (65)$$

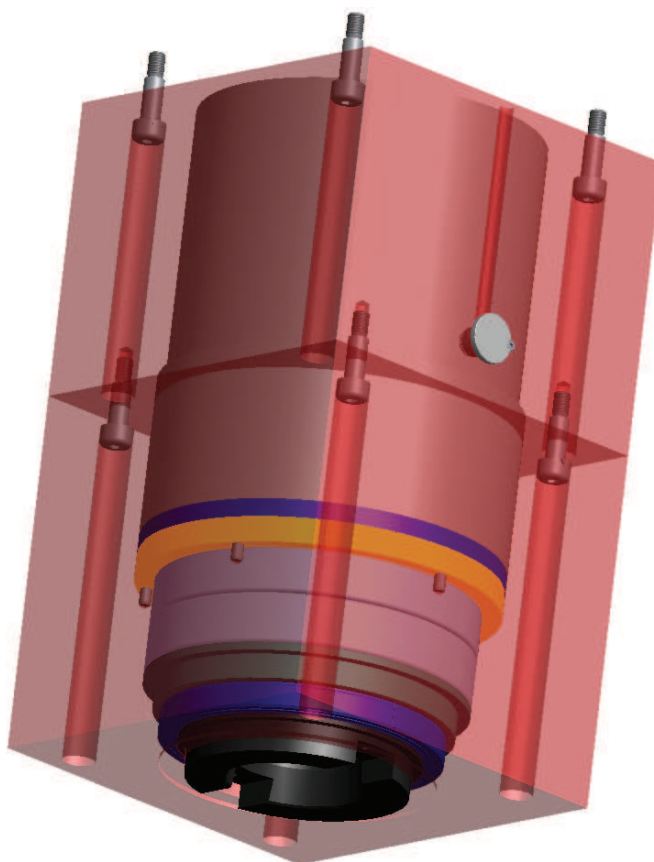
$$F_{kull} = 7.431 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Výpočet bezpečnosti k_u :

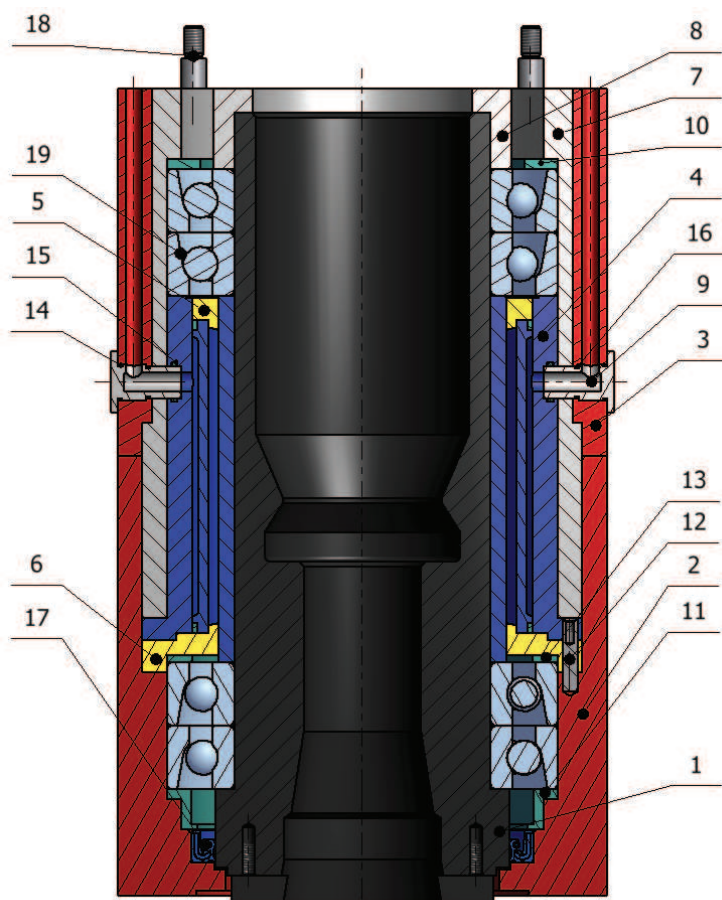
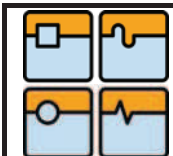
$$k_{ull} = \frac{M_{kull}}{M_{kz}} \quad (66)$$

$$k_{ull} = 1.572 \quad [-]$$

Je zjevné, že využití multiplikátoru vyhovuje z hlediska navýšení bezpečnosti k upínací síle. Nevýhodou tohoto návrhu je prodražení celé koncepce a nutnost použití dalšího mezičlenu v hydraulické soustavě.



Obr. 51. 3D model návrhu aretace pomocí svěrného pouzdra Kostyrka®



Obr. 52. Schéma návrhu sestavení se svěrným pouzdem Kostyrka®

Popis schématu obr. 52.:

- | | |
|-------------------------------|-------------------------------------|
| 1 ... vřeteno | 11 ... radiální ložisko |
| 2 ... smykadlo- spodní díl | 12 ... podložka |
| 3 ... smykadlo- horní díl | 13 ... vodící ložisko |
| 4 ... kuželový kolík (čep) | 14 ... distanční kroužek na ložiska |
| 5 ... vodící pouzdro vřeteno | 15 ... vnitřní obložení smykadla |
| 6 ... vodící pouzdro smykadlo | 16 ... axiální ložisko |
| 7 ... hydromotor | 17 ... těsnění |
| 8 ... přidržovač těsnění | 18 ... šroub se zápusnou hlavou |
| 9 ... distanční kroužek | 19 ... distanční rozpěra |
| 10 ... vřetenové obložení | |

10. Technicko-ekonomické zhodnocení

Technicko-ekonomické zhodnocení se zabývá výběrem nejvhodnější varianty z ekonomického i technického hlediska.

Ekonomické zhodnocení

K tomuto hodnocení je nutné zvolit variantu, která bude představovat „etalon“, který bude reprezentovat 100 % ceny. Ostatní řešení aretačního mechanismu budou porovnány se zmíněnou „100 % variantou“ a následně přiděleny kladné nebo záporné procentní přírůstky či úbytky.

Technické zhodnocení

Hodnocení je založeno na udělení 0 - 10 b. Čím vhodnější návrh konstrukce, proveditelnosti nebo technického řešení tím, je dán vyšší počet bodů.

Jako etalon k porovnání ekonomické náročnosti byla zvolena varianta trojitého Hirthova věnce.

Varianta:

1. Aretace pomocí příčných čepů

V tomto návrhu je obsažena soustava přímočarých hydromotorů. Dalším specifickým rysem je provedená úprava vřetena stroje, které je upraveno pro kalená vodící pouzdra. Stejně tak i vřeteno stroje je uzpůsobeno pro implementaci kaleného vodícího pouzdra. Aretační čep musí být velmi přesný, z kvalitního materiálu a odpovídající aplikaci. Celková koncepce je spíše variantou, která ukazuje netradiční použití aretační technologie.

Odhadnuto: $N_1 = 80\% = 0,75$
 $T_1 = 4 \text{ b.}$

2. Soustava dvou protiběžných Hirthových věnců

Návrh této soustavy je zjevně velmi ekonomicky náročný. Jako hlavní části jsou dvě soustavy ozubených věnců. Již výroba samotného přesného ozubení, které patří mezi velmi přesné, je nákladná. Hirthovy věnce jsou ovládány celkem osmi hydromotory, jež jsou implementovány přímo do smykadla. Nepříznivým jevem je zde namáhání pístnic při zaaretovaném mechanismu. Nákladnost této varianty je velmi vysoká. Po technické stránce může nastat problém s celkovým slícováním všech dílů a uspořádání celkového návrhu do 100% funkčního celku.

Odhadnuto: $N_2 = 125\% = 1,25$
 $T_2 = 6 \text{ b.}$

3. Trojité Hirthův věnec

Jedná se o použití Hirthova věnce jako v předešlém návrhu. Je ale použit rozdílný konstrukční přístup tak, aby došlo ke zjednodušení v hydraulické soustavě a tím i náročnost na prostor ve smykadle. Namísto použití osmi hydromotorů jsou použity pouze čtyři. Tímto způsobem bylo docíleno již zmiňovaného zjednodušení. Bohužel při takovéto soustavě je nutné použít složitějšího uspořádání Hirthových věnců, což se negativně projevuje v náročnosti na slícování dílů jak ve výrobě, tak i v konečné montáži sestavy.

Řešení ovšem nabízí velmi spolehlivé a přesné zaaretování vřetena v požadované pozici bez nepříznivého namáhání pístnic hydromotorů tak jako v předchozí variantě.

Odhadnuto: $N_3 = 100\% = 0,1$
 $T_3 = 9 \text{ b.}$

4. Hydraulické svěrné pouzdro firmy Kostyrka GmBh

Základním požadavkem na jednu z variant je, aby byla zpracovaná dodavatelským způsobem, to je dodávka mechanismu externí firmou. Jak již bylo v kap. 9.3. na str. 71 uvedeno, bylo vybráno hydraulické svěrné pouzdro firmy KOSTYRKA GmbH. Navrhované konstrukční řešení je v tomto případě relativně jednoduché. Nejdůležitějším prvkem je již zmíněné hydraulické svěrné pouzdro. Nevýhodou je cena (není přesně známa), menší životnost a nutnost odvádět zbytkové teplo ze soustavy (částečně hydraulickým olejem). Jelikož je zapotřebí dalšího aparátu pro zesílení tlaku, vzrůstá i ekonomická náročnost tohoto řešení.

Odhadnuto: $N_4 = 95\% = 0,95$
 $T_4 = 7 \text{ b.}$

Výpočet technicko-ekonomického koeficientu:

Tento koeficient slouží ke zhodnocení daných variant mezi sebou. Je určen poměrem ekonomického faktoru ku technickému. Čím vyšší číslo je, tím vhodnější je daná varianta.

$$T_{ef} = \frac{T_i}{N_i} \quad (67)$$

$$T_{ef1} = \frac{T_1}{N_1} = 5.333$$

$$T_{ef2} = \frac{T_2}{N_2} = 4.8 \quad (68, 69)$$

$$T_{ef3} = \frac{T_3}{N_3} = 9$$

$$T_{ef4} = \frac{T_4}{N_4} = 7.368 \quad (70, 71)$$

Dle uvedených hodnot je zřejmé, že nejvýhodnější je varianta číslo tři - aretace provedená pomocí trojitého Hirthova věnce.



11. Zpřesnění návrhu, kontrola vybraných částí

11.1. Kontrola vřetena stroje

Materiál vřetene dle: ČSN 14 220

ISO TYPE 5 683/11-70

EURO 16MnCr5 EN 10084-94, EN 84-70

Dle literatury [29]:

Materiálové vlastnosti: $R_m = \min. 785 \text{ MPa}$

$R_e = 590 \text{ MPa}$

Charakteristika materiálu dle lit. [29]:

Ocel vhodná k cementování, kyanování a objemovému tváření, dobře tvárná za tepla a po žíhání i zastudena, dobře obrobitelná, dobře svařitelná. Použití: strojní součásti s velmi tvrdou cementovanou vrstvou a velkou pevností v jádře po kalení. Menší hřídele, ozubená kola, šneky, vačkové hřídele, vřetena obráběcích strojů, pístní čepy, pera, atd.

Pro stanovení dovoleného napětí v krutu jsou třeba další hodnoty jako je dovolené napětí v tahu σ_{Dovt} [MPa] a bezpečnost k [-].

Výpočet τ_{Dk} :

Součinitel bezpečnosti k pro namáhání zvolen $k=2$ [-] (zvýšené zatížení).

$$\sigma_{Dovt} = \frac{R_e}{k} \quad (72)$$

$$\sigma_{Dovt} = 295 \quad \text{MPa}$$

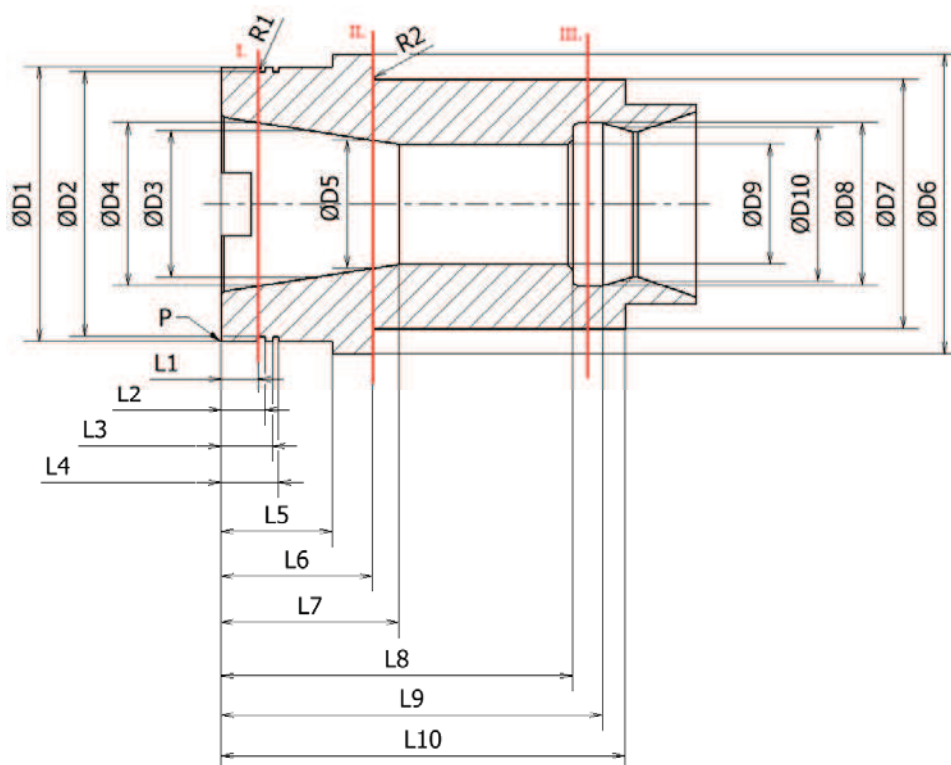
Pro ocel je stanoven výpočet dovoleného napětí v krutu.

$$\tau_{Dk} = 0.63 \cdot \sigma_{Dovt} \quad (73)$$

$$\tau_{Dk} = 185.85 \quad \text{MPa}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 53. Určení rozměrů pro kontrolu vřetena

$D_1 = 110$	mm	$D_6 = 120$	mm	$L_1 = 15$	mm	$L_6 = 61$	mm
$D_2 = 106$	mm	$D_7 = 100$	mm	$L_2 = 18$	mm	$L_7 = 71$	mm
$D_3 = 59$	mm	$D_8 = 65$	mm	$L_3 = 21$	mm	$L_8 = 141$	mm
$D_4 = 65.2$	mm	$D_9 = 48$	mm	$L_4 = 23$	mm	$L_9 = 153$	mm
$D_5 = 52.1$	mm	$D_{10} = 62$	mm	$L_5 = 45$	mm	$L_{10} = 162$	mm

Šikmé plochy byly aproximovány na střední průměry D_3 a D_{10} .

Průměry D_4 a D_5 byly odměřeny z programu Inventor z 3D modelu součásti.

Hodnoty rádiusů $R_1 = 0,3$ mm, $R_2 = 0,5$ mm.

Kontrola průřezu I. :

Výpočet modulu průřezu v krutu:

$$W_{kl} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_2^4 - D_4^4}{D_2} \quad (74)$$

$$W_{kl} = 2.004 \times 10^5 \text{ mm}^3$$



Pro výpočet vrubového součinitele $\beta_{\tau I}$ [-] je nutné vypočítat poměry průměrů a následně odečíst tvarový součinitel pro namáhání krutem $\alpha_{\tau I}$ [-] dle diagramu z lit. [32]. Výpočet je proveden dle lit. [32]

$$\frac{R_1}{D_2} = 2.83 \times 10^{-3} \qquad \frac{D_1}{D_2} = 1.038 \qquad (75, 76)$$

Tvarový součinitel pro namáhání krutem je tedy: $\alpha_{\tau I} = 2.8$ [-]
Koeficient ρ byl zvolen na základě lit. [32] a meze pevnosti v tahu R_m [MPa].

$$\beta_{\tau I} = 1 + \frac{(\alpha_{\tau I} - 1)}{1 + \left(\frac{\rho}{R_1}\right)^{\frac{1}{2}}} \qquad \rho_{II} = 0.625 \quad \text{mm} \qquad (77)$$

$$\beta_{\tau I} = 1.737$$

Maximální napětí v krutu $\tau_{I\text{Max}}$:

Hodnota M_{kZ} vychází z kap. 9.1. str. 53 vzorec (16). $M_{kZ} = 2600 \quad \text{Nm}$

$$\tau_{I\text{Max}} = \frac{M_{kZ} \cdot 1000}{W_{kI}} \cdot \beta_{\tau I} \qquad (78)$$

$$\tau_{I\text{Max}} = 22.534 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{I\text{Max}} < \tau_{Dk}$$

Kontrola průřezu II. :

$$W_{kII} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_7^4 - D_5^4}{D_7} \qquad (79)$$

$$W_{kII} = 1.819 \times 10^5 \quad \text{mm}^3$$



Pro výpočet vrubového součinitele $\beta_{\tau II}$ [-] je nutné vypočítat poměry průměrů a následně odečíst tvarový součinitel pro namáhání krutem $\alpha_{\tau II}$ [-] dle diagramu z lit. [32].

$$\frac{R_2}{D_7} = 5 \times 10^{-3} \qquad \frac{D_6}{D_7} = 1.2 \qquad (80, 81)$$

Tvarový součinitel pro namáhání krutem je tedy: $\alpha_{\tau II} = 3$ [-]

Koeficient ρ byl zvolen na základě lit. [32] a meze pevnosti v tahu R_m [MPa].

$$\rho_{II} = 0.625 \quad \text{mm}$$

$$\beta_{\tau II} = 1 + \frac{(\alpha_{\tau II} - 1)}{1 + \left(\frac{\rho}{R_2}\right)^{\frac{1}{2}}} \qquad (82)$$

$$\beta_{\tau II} = 1.944$$

Maximální napětí v krutu $\tau_{II\text{Max}}$:

Hodnota M_{kZ} vychází z kap. 9.1. str. 53 vzorec (16). $M_{kZ} = 2600 \quad \text{Nm}$

$$\tau_{II\text{Max}} = \frac{M_{kZ} \cdot 1000}{W_{kII}} \cdot \beta_{\tau II} \qquad (83)$$

$$\tau_{II\text{Max}} = 27.793 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{II\text{Max}} < \tau_{Dk}$$

Kontrola průřezu III. :

Výpočet modulu průřezu v krutu:

$$W_{kIII} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_7^4 - D_8^4}{D_7} \qquad (84)$$

$$W_{kIII} = 1.613 \times 10^5 \quad \text{mm}^3$$



Maximální napětí v krutu $\tau_{III\text{Max}}$:

Hodnota M_{kz} vychází z kap. 9.1. str. 53 vzorec (16). $M_{kz} = 2600 \text{ Nm}$

$$\tau_{III\text{Max}} = \frac{M_{kz} \cdot 1000}{W_{kIII}} \quad (85)$$

$$\tau_{III\text{Max}} = 16.119 \text{ MPa}$$

$$\tau_{III\text{Max}} < \tau_{Dk}$$

Všechny kontrolované průřezy vyhověly podmínce $< \tau_{Dk}$ a tento návrh je tedy vhodný pro implementaci do smykadla stroje.

Výpočet bezpečnosti k_{τ} :

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{III\text{Max}}} \quad (86)$$

$$k_{\tau} = 6.687 \quad [-]$$

11.2. Hodnota natočení vřetena při obrábění v zaaretovaném stavu

Pro výpočet natočení platí rovnice:

$$\phi = \int_0^1 \frac{M_k}{G \cdot J_p} dl \quad (87)$$

K výpočtu hodnoty natočení je třeba znát modul pružnosti ve smyku G :

Poissonovo číslo zvoleno z literatury [29]: $\mu = 0.3 \quad [-]$

Modul pružnosti v tahu: $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (88)$$

$$G = 8.077 \times 10^4 \text{ MPa}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$\begin{aligned} \phi = \frac{M_{kz} \cdot 1000}{G} \cdot & \left[\int_0^{L_1} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_1^4 - D_3^4)} dL + \int_{L_1}^{L_2} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_2^4 - D_3^4)} dL \right. \\ & + \int_{L_2}^{L_3} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_1^4 - D_3^4)} dL + \int_{L_3}^{L_4} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_2^4 - D_3^4)} dL + \int_{L_4}^{L_5} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_1^4 - D_3^4)} dL \\ & + \int_{L_5}^{L_6} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_6^4 - D_3^4)} dL + \int_{L_6}^{L_7} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_7^4 - D_3^4)} dL + \int_{L_7}^{L_8} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_7^4 - D_9^4)} dL \\ & \left. + \int_{L_8}^{L_9} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_7^4 - D_8^4)} dL + \int_{L_9}^{L_{10}} \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_7^4 - D_{10}^4)} dL \right] \end{aligned}$$

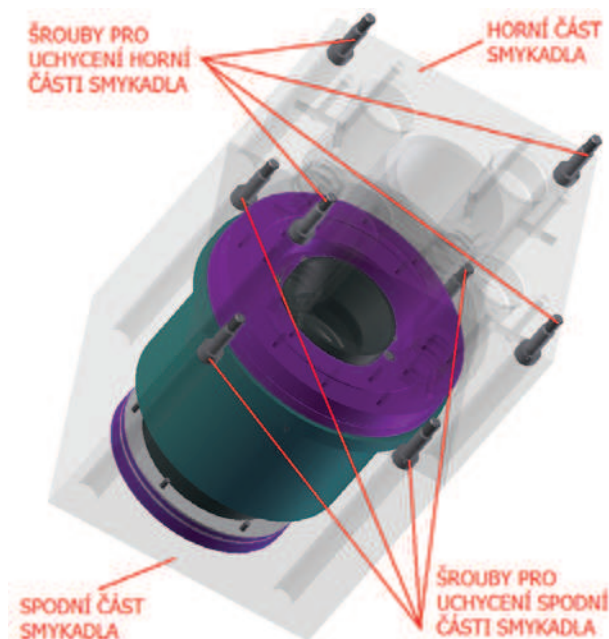
$$\phi = 5.011 \times 10^{-4} \text{ rad} = 0^\circ 1' 57'' \quad (89)$$

Výpočty kontroly vřetena a hodnoty natočení vřetena jsou zjednodušené o otvory, kterými je vřeteno osazeno. Pro relevantnější výsledek je zapotřebí provést detailní vyhodnocení vřetena (i dalších komponent) metodou konečných prvků (MKP). Touto kontrolou (výpočtem) se tato diplomová práce nezabývá z důvodu velmi vysoké náročnosti na znalosti v oboru výpočtů v MKP softwarech a velkých nároku technické vybavení.



11.3. Šroubové spoje smykadla

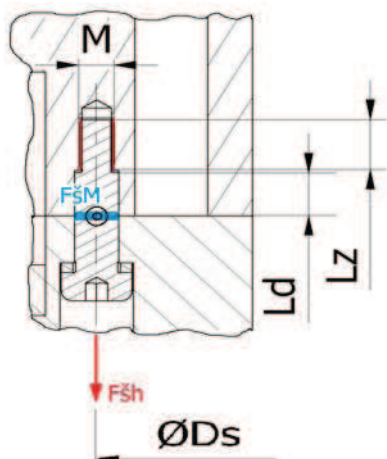
Ustavení a montáž samotných dílů smykadla se provádí pomocí lícovaných šroubů. Dělicí rovina části smykadla je určena tak, aby montáž aretačního mechanismu byla co nejjednodušší. Byly zvoleny lícované šrouby M8x25 ISO 7379 - 12.9. Tyto šrouby mají vysokou přesnost a lícovací vlastnosti díky broušenému dřívku z čehož plyne i velmi dobré ustavení a zapolohování části smykadla vůči sobě.



Obr. 54. Umístění šroubů smykadla

Pevnostní výpočet a kontrola šroubů:

Šrouby, které upevňují části smykadla, jsou namáhány dvěma způsoby. První z nich vzniká od zablokovaného aretačního mechanismu, který působí silou F_{va} [N], jež je vyčíslena v kap. 9.2.2. vzorcem 52 v str. 66. Druhé namáhání vzniká od krouticího momentu, který je vyvozen při soustružení řeznou silou od nástroje. Moment $M_{kz} = 2600$ Nm je vypočítán v kap. 9.1. str. 53. vzorec (16).



Obr. 55. Náskres sil působících na šroub a jeho rozměry



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Materiálové vlastnosti šroubu z lit. [33]:

Materiál šroubu: ISO TYPE 7, EN 20MnCr5 (ČSN 14 240)

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 1200$ MPa

Mez kluzu: $R_e = 1080$ MPa

Pro stanovení dovoleného napětí v krutu jsou třeba další hodnoty jako je dovolené napětí v tahu σ_{Dovt} [MPa] a bezpečnost k [-].

Z důvodu velkého namáhání šroubů dvojím zatížením zvolena bezpečnost $k=3$ [-].

$$\sigma_{Dovt} = \frac{R_e}{k} \quad (90)$$

$$\sigma_{Dovt} = 360 \quad \text{MPa}$$

Pro ocel je stanoven výpočet dovoleného napětí ve smyku:

$$\tau_{Ds} = 0.6 \cdot \sigma_{Dovt} \quad (91)$$

$$\tau_{Ds} = 216 \quad \text{MPa}$$

Stanovení dovoleného napětí pro otláčení:

$$p_{Dt} = 0.7 \cdot \sigma_{Dovt} \quad (92)$$

$$p_{Dt} = 252 \quad \text{MPa}$$

Vzhledem k tomu, že jednotlivé stupně smykadla jsou spojeny vždy soustavou čtyř lícovaných šroubů M8x25 ISO 7379 - 12.9 působí na ně síla od přitlačného mechanismu Hirthova věnce $F_{va}=44110$ N síla je vyčíslena v kap. 9.2.2. vzorcem (53) v str. 66. Na jeden šroub bude tedy působit síla $F_{\text{šh}}$ [N], která bude mít čtvrtinovou hodnotu F_{va} [N].

$$F_{\text{šh}} = \frac{F_{va}}{4} \quad (93)$$

$$F_{\text{šh}} = 1.103 \times 10^4 \quad \text{N}$$



Síla působící na šrouby, která je zapříčiněná krouticím momentem M_{kz} působící na vřeteno z řezného procesu obrábění. Tato síla je závislá na roztečném průměru šroubů, na kterém jsou umístěny ve smykadle stroje. Roztečný průměr je odměřen z modelu v programu Inventor $D_s = 212$ mm.

Vychází se základního vzorce: $M_k = F \cdot \frac{D}{2}$

$$F_{\text{šM}} = \frac{2 \cdot M_{kz} \cdot 1000}{4 \cdot D_s} \quad (94)$$

$$F_{\text{šM}} = 6.132 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Hodnoty průměrů závitu dle literatury [29]:

$d = 8$ mm ... vnější průměr závitu šroubu

$d_1 = 6.647$ mm ... malý průměr závitu šroubu

$d_2 = 7.188$ mm ... střední průměr závitu šroubu

$L_z = 13.25$ mm ... činná délka závitu šroubu

$P = 1.25$ mm ... rozteč závitu šroubu

Kontrola šroubů od působící síly $F_{\text{šh}}$

Kontrola na otlačení závitu šroubů:

K výpočtu je nutné znát hodnoty nosné výšky závitu H_1 [mm] a počet činných závitů z [-].

Nosná výška závitu:

$$H_1 = d - d_1 \quad (95)$$

$$H_1 = 1.353 \quad \text{mm}$$

Počet činných závitů:

$$z = \frac{L_z}{P} \quad (96)$$

$$z = 10.6 \quad [-]$$



Střední tlak v závitech:

$$p = \frac{F_{\text{šh}}}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \quad (97)$$

$$p = 34.05 \quad \text{MPa}$$

$$p < p_{\text{Dt}}$$

Závít vyhověl podmínce a je možné ho zahrnout do sestavy.

Výpočet bezpečnosti $k_{\text{šot}}$:

$$k_{\text{šot}} = \frac{p_{\text{Dt}}}{p} \quad (98)$$

$$k_{\text{šot}} = 7.401 \quad [-]$$

Kontrola na tah v dříku šroubu:

$$d_d = 10 \quad \text{mm} \quad \dots \text{průměr dříku šroubu}$$

$$\sigma_t = \frac{F_{\text{šh}}}{\pi \frac{d_d^2}{4}} \quad (99)$$

$$\sigma_t = 140.406 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_t < \sigma_{\text{Dovt}}$$

Dřík šroubu vyhověl podmínce namáhání tahem.



Kontrola šroubů od působící síly $F_{šM}$:

Kontrola lícovaného dřívku šroubu na stříh:

$$\tau_{Lš} = \frac{F_{šM}}{S_d} \quad \tau_{Lš} = \frac{F_{šM}}{\pi \cdot \frac{d_d^2}{4}} \quad (100)$$

$$\tau_{Lš} = 78.076 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{Lš} < \tau_{Ds}$$

Lícovaný dřív šroubu vyhověl podmínce namáhání stříhem.

Výpočet bezpečnosti k_s :

$$k_s = \frac{\tau_{Ds}}{\tau_{Lš}} \quad (101)$$

$$k_s = 2.767 \quad [-]$$

Kontrola na otlačení lícovaného dřívku šroubu:

$L_d = 10.7 \quad \text{mm}$... kratší délka zasunutí dřívku ve smykadle

$$p_{dd} = \frac{F_{šM}}{L_d \cdot d_d} \quad (102)$$

$$p_{dd} = 57.309 \quad \text{MPa}$$

$$p_{dd} < p_{Dt}$$

Lícovaný dřív šroubu vyhověl podmínce otlačení.

Výpočet bezpečnosti k_p :

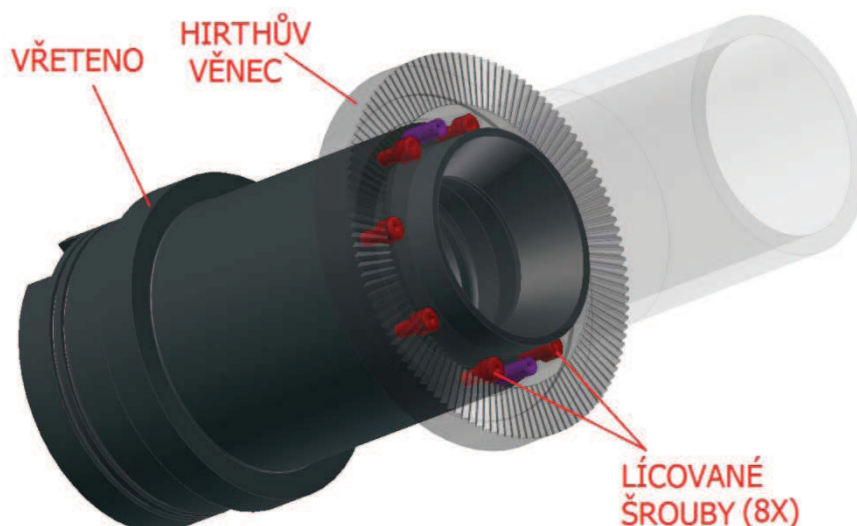
$$k_p = \frac{p_{Dt}}{p_{dd}} \quad (103)$$

$$k_p = 4.397 \quad [-]$$

Z uvedených výpočtů a splněných podmínek vyplývá dostatečné nadimenzování šroubového spoje při vhodné bezpečnosti.

11.4. Šroubový spoj Hirthova věnce s vřetenem stroje

Hirthův věnec je ustaven ve vřetenu stroje pěti lícovanými šrouby dle normy ISO 7379. Byly zvoleny jiné než doporučené šrouby díky specifické konstrukci ustavení Hirthova věnce. Je nutné provést kontrolu lícované části šroubů na otláčení a namáhání na smyk.



Obr. 57. Umístění šroubů ve vřetenu

Materiálové vlastnosti šroubu lit. [33]:

Materiál šroubu: ISO TYPE 7, EN 20MnCr5 (ČSN 14 240)

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 1200 \text{ MPa}$

Mez kluzu: $R_e = 1080 \text{ MPa}$

Pro stanovení dovoleného napětí v krutu jsou třeba další hodnoty jako je dovolené napětí v tahu σ_{Dovt} a bezpečnost k .

Z důvodu velkého namáhání šroubů dvojím zatížením zvolena bezpečnost $k = 2.5 [-]$

$$\sigma_{Dovt} = \frac{R_e}{k} \quad (104)$$

$$\sigma_{Dovt} = 432 \text{ MPa}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Pro ocel je stanoven výpočet
dovoleného napětí ve smyku:

$$\tau_{Ds} = 0.6 \cdot \sigma_{Dovt} \quad (105)$$

$$\tau_{Ds} = 259.2 \quad \text{MPa}$$

Stanovení dovoleného napětí
pro otláčení:

$$p_{Dt} = 0.7 \cdot \sigma_{Dovt} \quad (106)$$

$$p_{Dt} = 302.4 \quad \text{MPa}$$

Síla působící na šrouby, která je zapříčiněná krouticím momentem M_{kz} z kap. 9.1. str. 53 vzorec (16) působící na vřeteno z řezného procesu obrábění. Tato síla je závislá na roztečném průměru šroubů, na kterém jsou umístěny ve vřetenu (v Hirthově věnci) stroje. Roztečný průměr je odměřen z modelu v programu Inventor $D_{sH} = 90$ mm. Počet obsažených šroubů $i = 8$ [-].

Vychází se základního vzorce:

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

$$F_{sH} = \frac{2 \cdot M_{kz} \cdot 1000}{i \cdot D_{sH}} \quad (106)$$

$$F_{sH} = 7.222 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Kontrola lícovaného dřívku šroubu na stříh:

$d_H = 6$ mm ... průměr lícované části šroubu

$$\tau_{sH} = \frac{F_{sH}}{S_d} \quad \tau_{sH} = \frac{F_{sH}}{\pi \cdot \frac{d_H^2}{4}} \quad (107)$$

$$\tau_{sH} = 255.434 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{Lš} < \tau_{Ds}$$

Lícovaný dřív šroubu vyhověl podmínce namáhání stříhem.



Výpočet bezpečnosti k_S :

$$k_S = \frac{\tau_{Ds}}{\tau_{\check{s}H}} \quad (108)$$

$$k_S = 1.015 \quad [-]$$

Kontrola na otlačení lícovaného dřívku šroubu:

$L_H = 6$ mm ... kratší délka zasunutí dřívku ve vřetenu

$$p_{dH} = \frac{F_{\check{s}H}}{L_H \cdot d_H} \quad (109)$$

$$p_{dH} = 200.617 \text{ MPa}$$

$$p_{dd} < p_{Dt}$$

Lícovaný dřív šroubu vyhověl podmínce otlačení.

Výpočet bezpečnosti k_p :

$$k_H = \frac{p_{Dt}}{p_{dH}} \quad (110)$$

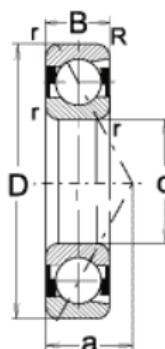
$$k_H = 1.507 \quad [-]$$



11.5. Výpočet životnosti ložisek

Sestava vřetena a smykadla obsahuje čtyři kosoúhlá ložiska. Jejich uspořádání je zvoleno tak, aby dvě ložiska zachytávala síly působící od Hirthova věnce. Další dvě zachytávají síly z obráběcího procesu. Ložiska byla zvolena z literatury [34] - jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pro vysokou frekvenci otáčení s označením B7020CTA

Uvedené parametry ložiska:



Obr. 58. Schéma ložiska B7020CTA [34]

Hlavní rozměry						Základní únosnost		Mezní únavové zatížení	Mezní frekvence otáčení pro mazání		Označení ložiska	Axiální předpětí sdružených ložisek			Hmotnost
d	D	B	r _s (min)	r _{1s} (min)	a	dynamická (C _r)	statická (C _{0r})	P _u	Plastické mazivo	Olej		L	M	S	
mm						kN		kN	min ⁻¹			N			kg
100	150	24	1.5	0.6	28.75	89.607	80.800	3.285	8 000	14 000	B7020CTA	470	1520	3070	1.29

Obr. 59. Rozměry a vlastnost ložiska B7020CTA [34]

Dynamická únosnost:

V sestavě vřetene a smykadla jsou obsažena čtyři kosoúhlá ložiska, každé z nich je schopno pojmout $1/4 F_r$ [kN] a $1/2 F_a$ [kN]. Jelikož nelze určit ze zadání diplomové práce skutečný rozklad sil a působení v jednotlivých osách, bude brána maximální teoretická hodnota řezné síly, která dle zadání činí $F_z = 20$ kN, v každé ose zvlášť. Na adekvátní určení silového rozboru je nutné znát hodnoty řezných podmínek, materiálů a specifikace nástroje.

Výpočet trvanlivosti pro radiální směr:

Parametry vycházející ze zadaných hodnot lit. [29]:

Součinitele: $X_1 = 1$ [-]

$Y_1 = 0$ [-]

$p = 3$ [-] (pro kuličková ložiska)

$n = 3000$ ot/min ... otáčky vřetene při obrábění

$C_r = 89.607$ kN ... dynamická únosnost ložiska

$F_{aL1} = 0$ kN ... axiální složka řezné síly

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska pro radiální působení:

$$P_{r1} = X_1 \cdot F_r + Y_1 \cdot F_{aL1} \quad (111)$$

$$P_{r1} = \left(X_1 \cdot \frac{F_z}{4} \right) + Y_1 \cdot F_{aL1} \quad (112)$$

$$P_{r1} = 5 \quad \text{kN}$$

Základní trvanlivost v otáčkách:

$$L_{10R} = \left(\frac{C_r}{P_{r1}} \right)^p \quad (113)$$

$$L_{10R} = 5.756 \times 10^3 \quad 10^6 \text{ ot}$$

Základní trvanlivost v hodinách:

$$L_{10hR} = \left(\frac{C_r}{P_{r1}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (114)$$

$$L_{10hR} = 3.198 \times 10^4 \quad \text{h}$$

Pro standardní požadovanou životnost $L_h = 20\,000 \text{ h}$ trvanlivost ložiska v radiálním směru vyhovuje.

$$L_{10hR} < L_h$$

Výpočet trvanlivosti pro axiální směr:

Parametry vycházející ze zadaných hodnot lit. [29,34]:

$$\text{Součinitele:} \quad X_2 = 0 \quad [-]$$

$$Y_2 = 0.57 \quad [-]$$

$$p = 3 \quad [-] \quad (\text{pro kuličková ložiska})$$

$$F_r = 0 \quad \text{kN} \quad \dots \text{radiální složka řezné síly}$$



Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska pro axiální působení:

$$P_{r2} = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_{aL2} \quad (115)$$

$$P_{r2} = (X_2 \cdot F_r) + Y_2 \cdot \frac{F_z + F_M}{2} \quad (116)$$

$$P_{r2} = 6.133 \quad \text{kN}$$

Základní trvanlivost v otáčkách:

$$L_{10A} = \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p \quad (117)$$

$$L_{10A} = 3.119 \times 10^3 \quad 10^6 \text{ ot}$$

Základní trvanlivost v hodinách:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (118)$$

$$L_{10hA} = 2.158 \times 10^4 \quad \text{h}$$

Pro standardní požadovanou životnost $L_h = 20\,000$ h trvanlivost ložiska v axiálním směru vyhovuje.

$$L_{10hA} < L_h$$

Jelikož lze gravitační sílu zanedbat z důvodu zachycení síly v axiálním směru v opačném smyslu otáčení než je působení síly od řezné síly, není nutné kontrolovat ložiska na toto zatížení- jsou zatěžována jiná ložiska než v axiálním směru od řezné síly.

Statická únosnost

Výpočet vychází z radiálního a axiálního působení. Radiální síla F_r [kN] je počítána z maximální síly působící v radiálním směru. Jelikož nejsou známy všechny faktory, které ovlivňují řeznou sílu, v radiálním směru bude počítáno s maximální řeznou silou $F_z = 20$ kN tak jako v předchozích případech. V axiálním směru je síla F_a [kN] dána silou působící na Hirthovy vřence $F_{va} = 44,11$ kN kap. 9.2.2. str. 66 vzorec (53). Dalšími silami se, kterými je nutno počítat je gravitační síla daná hmotností soustavy F_g [kN] a síla daná předpětím ložisek F_m [kN].

$$\begin{aligned}
 m &= 100 \quad \text{kg} && \dots \text{hmotnost soustavy} \\
 g &= 9.81 \quad [\text{m.s}^{-2}] && \dots \text{gravitační zrychlení} \\
 C_{0r} &= 80.8 \quad \text{kN} && \dots \text{statická únosnost ložiska, lit. [34]} \\
 Y_0 &= 0.26 \quad [-] && \dots \text{součinitel, z lit. [29,34]} \\
 X_0 &= 0.5 \quad [-] && \dots \text{součinitel, z lit. [29,34]}
 \end{aligned}$$

Výpočet síly F_g :

$$F_g = \frac{m}{1000} \cdot g \quad (119)$$

$$F_g = 0.981 \quad \text{kN}$$

Statické ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_{0r} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (120)$$

$$P_{0r} = X_0 \cdot \frac{F_z}{4} + Y_0 \cdot \left(\frac{F_g + F_{va} + F_M}{2} \right) \quad (121)$$

$$P_{0r} = 8.559 \quad \text{kN}$$

Bezpečnost ložisek při statickém zatížení:

$$S_0 = \frac{C_{0r}}{P_{0r}} \quad (122)$$

$$S_0 = 9.44 \quad [-]$$

Literatura [29] uvádí minimální požadovanou hodnotu $S_0 = 2$ [-] z tohoto požadavku plyne, že ložiska jsou vhodná k použití v sestavě.

11.6. Parametry soustavy pro pohyb Hirthova věnce

Jsou rozeznávány dvě polohy Hirthova věnce, a to když je aretační mechanismus v činnosti a obrábí se pevným nástrojem (mechanismus v sepnutém stavu) a nebo stroj obrábí rotačním nástrojem, kdy je mechanismus "odstaven" (nesepnutém stavu).

K oběma těmto stavům dochází vyvozením přitlačné či vratné síly na Hirthův věnec prostřednictvím soustavy čtyř přímočarých hydromotorů $I_{HM}=4$. Tyto hydromotory jsou závislé na přívodu hydraulického média (hydraulického oleje), které je do prostoru válce hydromotoru přiváděno pod tlakem, čímž dochází k pohybu pístu potažmo i aretačního mechanismu.

Velmi důležitá je v tomto případě rychlost (čas) sepnutí/ odepnutí mechanismu a také hodnoty přivedeného zmíněného hydraulického média a to tlak kapaliny, který působí v soustavě (u stroje je použit hydraulický agregát, který dodává hydraulický olej pod tlakem $p_h = 9,5 \text{ MPa}$) a průtok hydraulického oleje do válců hydromotoru. Maximální množství hydraulického média je $Q_a = 29 \text{ m}^3/\text{min}$. Jako hydraulická kapalina je použit trvanlivý hydraulický olej OH-HM 32.

Firma TOSHULIN, a.s. používá u vyráběných strojů agregát od firmy "HYTOS VRCHLABÍ".

Pracovní zdvih pístu je dán maximální výškou zubů Hirthova ozubení a vzdáleností, do které je vysunuta pohyblivá část Hirthova věnce pro bezpečný provoz soustavy rotačního pohybu vřetena. Z 3D modelu sestavy byla odměřena hodnota $h_z = 8 \text{ mm}$.

Jelikož nelze použít plného průtoku hydraulického média dodávaného hydraulickým agregátem (docházelo by k velkým rázům v soustavě a k neplynulému chodu), musí být určena časová délka chodu (sepnutí/odepnutí) a následně tomu přizpůsobené množství dodávané hydraulické kapaliny.

K výpočtu jsou třeba hodnoty průměru jednoho válce hydromotoru $d_{pv} = 39 \text{ mm}$, průměr pístnice $d_{pistn} = 25 \text{ mm}$.

Časový interval pro aretaci mechanismu (sepnutí) tj. vyjetí z výchozí polohy do polohy aretace a dotlačení, zvolen $t_{ar} = 2,5 \text{ s}$.

Pracovní plocha pístu pro sepnutí:

$$S_{ps} = \frac{\pi \cdot d_{pv}^2}{4 \cdot 10^6} \quad (123)$$

$$S_{ps} = 1.195 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Pracovní plocha pístu pro odepnutí:

$$S_{po} = \frac{\pi \cdot (d_{pv}^2 - d_{pistn}^2)}{4 \cdot 10^6} \quad (124)$$

$$S_{po} = 7.037 \times 10^{-4} \quad m^2$$

Objem prostoru válce při spínání:

$$V_{sp} = S_{ps} \cdot \frac{h_z}{1000} \quad (125)$$

$$V_{sp} = 9.557 \times 10^{-6} \quad m^3$$

Objem prostoru válce při odepínání:

$$V_o = S_{po} \cdot \frac{h_z}{1000} \quad (126)$$

$$V_o = 5.63 \times 10^{-6} \quad m^3$$

Velikost průtoku proudící do válce při spínání:

$$Q_{sp} = \frac{l_{HM} \cdot V_{sp}}{t_{ar}} \quad (127)$$

$$Q_{sp} = 1.529 \times 10^{-5} \quad m^3 \cdot s^{-1}$$

Velikost průtoku proudící do válce při odepínání:

$$Q_o = \frac{l_{HM} \cdot V_o}{t_{ar}} \quad (128)$$

$$Q_o = 9.008 \times 10^{-6} \quad m^3 \cdot s^{-1}$$

Volený čas sepnutí/odepnutí je pouze orientačního charakteru. Přesné nastavení času je provedeno až v systému stroje, kdy jsou známy všechny údaje pro synchronizaci stroje s ostatními mechanismy. Také musí proběhnout kontrola jak hydraulické soustavy tak i mechanické části stroje, zda nedochází k rázům či chvění při spínání/odepínání aretačního mechanismu.



11.7. Těsnění hydromotorů

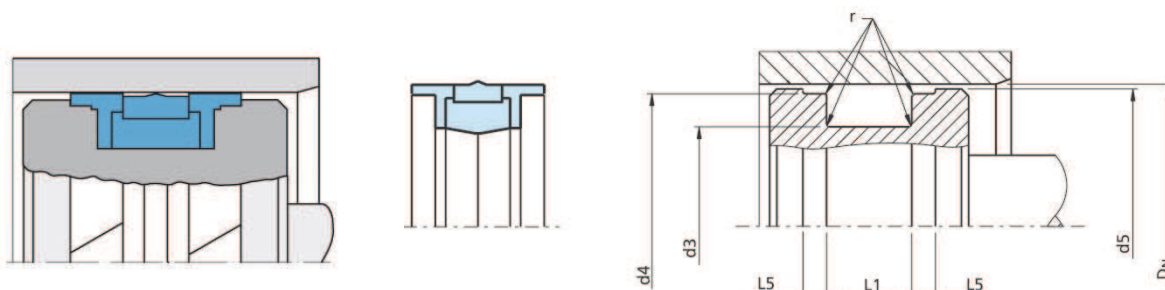
11.7.1. Těsnění pístu

Jsou určeny především pro zatěsnění kapaliny v přímočarém hydromotoru. Zamezují průchodu kapaliny z jednoho pracovního prostoru do druhého přes vnější průměr pístu a vytváří tak těsnost mezery mezi pístem a vrtáním trubky přímočarého hydromotoru. Kapalina přiváděná do pracovního prostoru tak vyvozuje sílu na píst, která se pohybuje jedním či druhým směrem.

Těsnění pístu jsou v první řadě vyráběna z Turcon® (materiály na bázi PTFE) nebo Zurcon® (polyuretany) jsou materiály, speciálně navržené pro aplikace v tekutinových mechanismech. Poskytují výjimečnou netečnost vůči opotřebení a vynikající odolnost vůči extruzi do mezery. Vynikající vlastnosti mají nejen při běžném teplotním provozu, ale i v extrémních teplotách. Jsou použitelné prakticky se všemi médii, které se užívají v tekutinových mechanismech. [35]

Compact Seal

Dvojitelné kompaktní těsnění pístu, které je složeno z elastomerové těsnicí části, dvou opěrných a dvou vodicích kroužků. Zasazuje se do uzavřených drážek.



Obr. 60. Těsnění pístu Compact Seal [35]

11.7.2. Těsnění pístnice

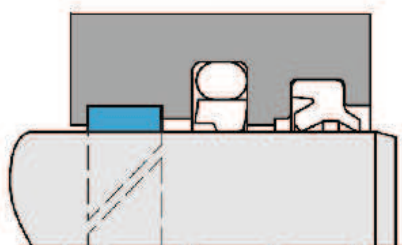
Vodicí kroužky

Hlavní úlohou vodicích kroužků Slydring® je vedení pístu a pístnice přímočarého hydromotoru, vyrovnávat příčné síly, zamezit styku kov/kov a optimalizovat tak výkonost celé těsnicí soustavy. Řada materiálů Orkot® je určena pro aplikace s vysokým namáháním, tam kde jsou obsaženy vyšší radiální síly. [35]

Vodicí kroužky Orkot® Slydring®:

Zabraňují styku kov/kov mezi pístem nebo pístnicí a protipovrchem při zachycování radiálního zatížení. Orkot® je tkaninou vyztužený kompozitní materiál založený na

použití pryskyřic s přísadami snižujícími tření. Je určený pro vysoké radiální zatížení, absorbuje vibrace a dobře pohlcuje cizorodé částice. Vyšší statické zatížení je dovoleno. Použití až do teploty +250°C. [35]



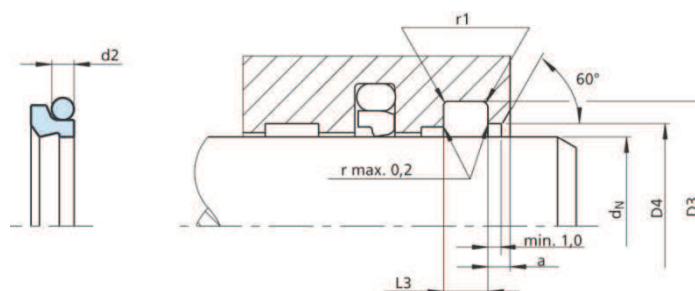
Obr. 61. Znárodnění vodícího kroužku Orkot® Slydring® [35]

Stírací kroužky

Úkolem stíracích kroužků v těsnicí soustavě přímočarého hydromotoru je stírání nečistot, cizích částic, prachu nebo vlhkosti z pístnice při jejím vratném pohybu zpět do sestavy. Zabraňují tak znečištění provozní kapaliny těmito nečistotami a zabraňují tak poškození těsnění, vodících kroužků a další komponent před destruktí.

Turcon® Excluder® 2:

Dvojčinný stírací kroužek předepnutý elastomerovým O-kroužkem. Je schopen setřít hrubé nečistoty a tím zvyšuje životnost těsnicí soustavy. Používá se především spolu s kombinací těsnění, která umožňují zpětnou hydrodynamickou přívod kapaliny do soustavy, jako např. Turcon® Stepseal® 2K a Zurcon® Rimsea [35]



Obr. 62. Schéma stíracího kroužku Turcon® Excluder® 2 [35]

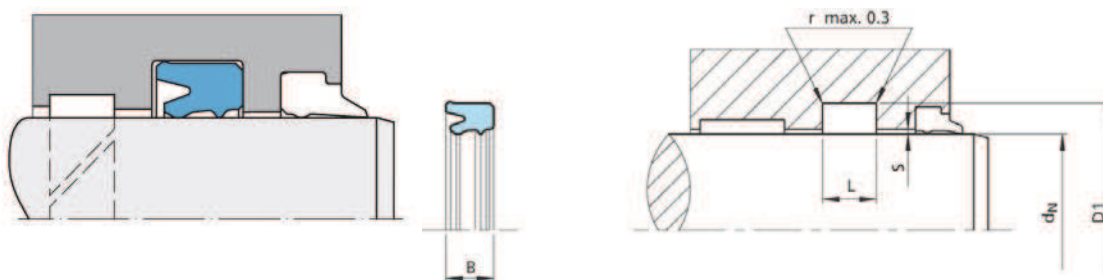
Těsnění pístnice

Jejich primární účel je utěsnění kapaliny v přímočarém hydromotoru. Zabraňují ztrátě kapaliny z pracovního prostoru do okolního prostředí a zajišťují tak těsnost spáry mezi pístnicí a krytím přímočarého hydromotoru.

Turcon® (materiály na bázi PTFE) nebo Zurcon® (polyuretany) jsou materiály, speciálně navržené pro použití v tekutinových mechanismech, jež poskytují vysokou odolnost vůči opotřebení a vynikající odolnost vůči extruzi do spáry. Výborné výkony jsou nejen při normálním teplotním namáhání, ale i v extrémních teplotách.

*Zurcon® U-manžeta:*

U-manžeta je jednočinné těsnění, které se dodává s jedním nebo se dvěma těsnicími bříty. Je navržena pro dynamicky namáhané pístnice a plunžry. Montuje se do uzavřených drážek včetně drážek podle ISO 5597. Zajišťuje vysokou těsnost a odolnost proti opotřebení.



Obr. 63. Schéma Zurcon® U-manžety [35]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 100
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

12. Závěr

Tato diplomová práce se zabývá návrhem aretačního mechanismu svislého soustruhu a jeho vizualizaci, konkrétně pro stroje firmy TOSHULIN, a.s., která je zadavatelem diplomové práce.

Návrh by měl vycházet z představy modulární soustavy, jež by měla umožnit použití v celém výrobním portfoliu firmy TOSHULIN, a.s. Požadováno bylo několik koncepčních variant a v návaznosti na to zpracování neoptimálnější varianty se základní výkresovou dokumentací.

Úvodem bylo popsáno rozdělení výrobních strojů s důrazem na soustružnické stroje tak, aby bylo zřejmé, jakou oblastí se diplomová práce zabývá a byla již z úvodu zřejmá profilace práce. Dále byla uvedena technologie soustružení a nástin základních výpočtů, což je důležité zejména z hlediska porozumění obsahu v dalších kapitolách.

V další části práce bylo detailně rozebráno rozdělení svislých soustruhů s jejich následným popisem včetně obrázkových ukázek, tak aby bylo ihned jasné, o jaké stroje ve skutečnosti jde. Věnována je hlavně pozornost konstrukčnímu provedení jednotlivých typů svislých soustruhů s důrazem na možnosti upínání nástrojů. Jelikož je diplomová práce zpracovávána pro firmu TOSHULIN, a.s. není opomenut ani výrobní program této společnosti.

Následující úsek byl zaměřen přímo na část zadání diplomové práce, který kladl požadavek na rozbor vlivů působících na výměnu nástrojů u svislých soustruhů. Tyto vlivy byly rozděleny do tří základních skupin, což usnadňuje přehlednost a orientaci v jednotlivých uvedených vlivech. Tato pasáž je velmi důležitá z hlediska návaznosti na další stěžejní kapitoly, aby mohlo být co nejlépe pochopeno zadání práce a její následné konstrukční zpracování.

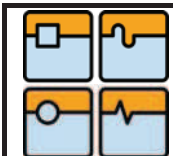
Dalším bodem ze zadání bylo zpracování metodiky konstruování, na základně které diplomová práce dále postupuje. Z možných variant bylo vybráno vlastní zpracování metody konstruování. Plynule na tuto kapitolu bylo navázáno hlavní částí. Jedná se v první řadě o navržení místa uložení aretačního mechanismu, které bylo zvoleno z několika variant pomocí metody Pattern. V návaznosti na to mohlo být dále zvoleno několik variant aretačního mechanismu, které byly požadovány v zadání diplomové práce (nejméně tři ideové návrhy). Každá z variant využívá rozdílný princip blokace vřetena, přičemž na jednu z variant byl požadavek dodavatelského řešení tj. dodání mechanismu externí firmou. K vybraným variantám aretačního mechanismu byly provedeny základní výpočty, které bylo nutné provést ke konkretizaci návrhů a k tvorbě základních koncepčních modelů.

Výsledná varianta, dle požadavků diplomové práce, měla být určena technicko-ekonomickým zhodnocením. Bohužel detailní vypracování tohoto požadavku znemožnil fakt neznalosti cenových marží na výrobu dílů a konkrétní ceny jednotlivých nákupních dílů. Díky tomu bylo technicko-ekonomické zpracování provedeno pouze odhadem poměrových nákladů a následným výpočtem.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 101
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Po určení optimální varianty dle technicko-ekonomického zhodnocení následovala kapitola, která se zabývala zpřesněním návrhu a kontrolou vybraných částí aretačního mechanismu. Jednalo se například o pevnostní kontrolu důležitých šroubových spojení, kontrolu vřetene, výpočet ložisek nebo parametrů soustavy pro pohyb Hirthova věnce. Jelikož nebyly známy zcela přesně hodnoty všech působících vlivů, byly některé části výpočtů zjednodušeny nebo nahrazeny vyšším bezpečnostním koeficientem. Závěrem práce bylo vytvoření výkresu sestavy celého mechanismu a výrobní výkres vybraného prvku.

Je třeba zmínit variantu, která nebyla z časových důvodů zpracována v této diplomové práci. Jedná se o využití elektrovřetena s aretací pomocí Hirthových věnců. Jde o další možný způsob blokace vřetene, který by bylo vhodné v budoucnu zpracovat.



13. Seznam použitých veličin

a	[mm]	šířka přírubové části
A	[mm]	půdorysný rozměr smykadla
a_p	[mm]	šířka záběru ostří
A_z	[mm ²]	styková plocha zubů
c	[-]	zubový koeficient
C_r	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
C_{r0}	[kN]	základní statická únosnost ložiska
D	[mm]	obráběný průměr
d	[mm]	vnější průměr závitu šroubu
d_1	[mm]	střední průměr závitu šroubu
d_2	[mm]	střední průměr závitu šroubu
d_a	[mm]	aretačního průměru
d_d	[mm]	průměr dříku šroubu
D_h	[mm]	vnější průměr Hirthova věnce
d_h	[mm]	vnitřní průměr Hirthova věnce
d_k	[mm]	konečný průměr čepu
d_{kt}	[mm]	teoretický průměr čepu
d_{kv}	[mm]	průměr čepu s bezpečností
d_L	[mm]	průměr upevňovacích šroubů
d_p	[mm]	průměr pístnice hydromotoru
d_{pistn}	[mm]	průměr pístnice
d_{pv}	[mm]	zvolený průměr pístu hydromotoru
D_t	[mm]	průměr vnitřního válce hydromotoru
D_v	[mm]	maximální průměr vřetena
D_x	[mm]	průměr, na který je ustaven čep
D_z	[mm]	průměr pístu hydromotoru pro vratný směr
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F_a	[N]	maximální axiální síla k aretaci Hirthova věnce
F_{a1}	[N]	kontrola maximální axiální síly k aretaci H. věnce
F_{aL1}	[kN]	axiální složka řezné síly
F_c	[N]	složka řezné síly
F_f	[N]	posunová síla
F_g	[kN]	síla vyvozená hmotností smykadla
F_{ku}	[N]	maximální udržitelná síla pouzdrě
F_{kull}	[N]	přepočítaná maximální udržitelná síla pouzdrě
F_p	[N]	síla působící na plochu pístu hydromotoru
F_p	[N]	pasivní síla
F_{ph}	[N]	síla působící na jeden hydromotor
F_{phv}	[N]	přepočítaná síla působící na hydromotor
$F_{\dot{s}h}$	[N]	síla působící na jeden šroub
$F_{\dot{s}H}$	[N]	síla působící na jeden šroub
$F_{\dot{s}M}$	[N]	síla působící na roztečném průměru
F_u	[N]	obvodová síla působící na Hirthův věnec
F_v	[N]	síla působící na píst ve směru z vřetena stroje



DIPLOMOVÁ PRÁCE

F_{vp}	[N]	síla působící na píst ve vratném směru
F_{va}	[N]	potřebná přítlačná síla k aretaci Hirthova věnce
F_{vzmax}	[N]	maximální síla působící na čepy
F_x	[N]	síla působící na čep
F_z	[N]	řezná síla
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
h	[mm]	výška zubu Hirthova věnce
H_1	[mm]	nosná výška závitu
H_h	[mm]	teoretická výška zubu Hirthova věnce
h_z	[mm]	délka pohybu Hirthova věnce
l	[mm]	délka zubu Hirthova věnce
i	[-]	předběžný počet aretačních čepů
i_p	[-]	počet hydromotorů
k_c	[-]	bezpečnost čepů
k_H	[mm]	bezpečnost
k_p	[mm]	bezpečnost
k_s	[-]	bezpečnost
k_s	[mm]	bezpečnost
K_{sb}	[-]	provozní součinitel ve smyku
K_{sp}	[-]	provozní součinitel v tlaku
$k_{šot}$	[-]	bezpečnost
k_u	[-]	součinitel bezpečnosti pro svěrné pouzdro
k_{ull}	[-]	bezpečnost pro svěrné pouzdro
k_τ	[-]	bezpečnost
L	[mm]	délka svěrného pouzdra
L_{10A}	[10 ⁶ ot]	základní trvanlivost
L_{10hA}	[h]	základní trvanlivost
L_{10hR}	[h]	základní trvanlivost
L_{10R}	[10 ⁶ ot]	základní trvanlivost
L_d	[mm]	kratší délka zasunutí dříku ve smykadle
L_h	[h]	životnost ložisek
L_H	[mm]	kratší délka zasunutí dříku ve vřetenu
L_z	[mm]	činná délka závitu šroubu
m	[kg]	hmotnost smykadla
M_{ku}	[Nm]	maximální moment na svěrném pouzdře
M_{kull}	[Nm]	přepočítaný maximální udržitelný moment
M_{kvmax}	[N.mm]	maximální krouticí moment působící na čepy
M_{kz}	[N.mm]	krouticí moment na vřetenu
n	[min ⁻¹]	otáčky obrobku
n_s	[-]	počet upevňovacích šroubů
n_v	[ot.min ⁻¹]	otáčky vřetene stroje
N_1	[%]	procentní vyjádření hodnoty dané varianty
N_2	[%]	procentní vyjádření hodnoty dané varianty



DIPLOMOVÁ PRÁCE

N_3	[%]	procentní vyjádření hodnoty dané varianty
N_4	[%]	procentní vyjádření hodnoty dané varianty
P	[mm]	rozteč závitu šroubu
p	[MPa]	střední tlak v závitech
P_{0r}	[kN]	statické ekvivalentní zatížení ložiska
P_c	[W]	řezný výkon
P_d	[MPa]	dovolená hodnota na otláčení
p_{dd}	[MPa]	zatížení na otláčení šroubu
p_{dH}	[MPa]	zatížení na otláčení
p_h	[MPa]	tlak v hydraulickém obvodu
P_m	[W]	výkon stroje potřebný k pokrytí řezného výkonu
p_{max}	[MPa]	maximální působící tlak na Hirthův věnec
P_{r1}	[kN]	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_{r2}	[kN]	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_{S1}	[MPa]	vypočítané otláčení čepu ve smykadle
P_{S2}	[MPa]	vypočítané otláčení čepu ve smykadle
P_{v1}	[MPa]	vypočítané otláčení čepu ve vřetenu
P_{v2}	[MPa]	vypočítané otláčení čepu ve vřetenu
Q	[J]	odvod tepla při soustružení
Q_a	[29 m ³ .min ⁻¹]	maximální průtok hydraulické kapaliny
Q_c	[J]	celkové teplo
Q_n	[J]	teplo odvedené do nástroje
Q_o	[m ³ .s ⁻¹]	průtok proudící do válce při odepínání
Q_o	[J]	teplo odvedené do obrobku
Q_{sp}	[m ³ .s ⁻¹]	průtok proudící do válce při spínání
Q_T	[J]	teplo odvedené třiskou
r	[mm]	základní radius zubů
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
s	[mm]	posuv na otáčku obrobku
s_v	[mm]	vůle mezi věnci
S_0	[mm ²]	bezpečnost statické únosnosti ložisek
S_p	[mm ²]	plocha pístu hydromotoru
S_{pv}	[mm ²]	plocha pístu hydromotoru pro vratný směr
S_{po}	[m ²]	pracovní plocha pístu pro odepnutí
S_{ps}	[m ²]	pracovní plocha pístu pro sepnutí
T_1	[b]	přidělený počet bodů k dané variantě
T_2	[b]	přidělený počet bodů k dané variantě
T_3	[b]	přidělený počet bodů k dané variantě
T_4	[b]	přidělený počet bodů k dané variantě
t_{ar}	[s]	čas sepnutí H. věnce
v	[m.min ⁻¹]	řezná rychlost
v_f	[mm.min ⁻¹]	posuvová rychlost
V_o	[m ³]	objem prostoru válce při spínání



DIPLOMOVÁ PRÁCE

V_{sp}	$[m^3]$	objem prostoru válce při spínání
W_{kl}	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu
W_{kII}	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu
W_{kIII}	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu
X_0	$[-]$	koeficient ložisek s kosoúhlým stykem
X_1	$[-]$	koeficient ložisek s kosoúhlým stykem
x_1	$[mm]$	maximální vyložení nástroje
X_2	$[-]$	koeficient ložisek s kosoúhlým stykem
Y_0	$[-]$	koeficient ložisek s kosoúhlým stykem
Y_1	$[-]$	koeficient ložisek s kosoúhlým stykem
Y_2	$[-]$	koeficient ložisek s kosoúhlým stykem
Z	$[-]$	zvolený počet zubů
z	$[-]$	počet činných závitů
$\alpha_{\tau I}$	$[-]$	tvarový součinitel namáhání krutem
$\alpha_{\tau II}$	$[-]$	tvarový součinitel namáhání krutem
$\beta_{\tau I}$	$[-]$	vrubový součinitel
$\beta_{\tau II}$	$[-]$	vrubový součinitel
ϕ	$[^\circ]$	natočení vřetene
η	$[-]$	mechanická účinnost stroje
η_z	$[-]$	podíl zatížení
μ	$[-]$	poissonovo číslo
μ_s	$[-]$	koeficient smykového tření
ν	$[-]$	koeficient bezpečnosti aretační síly H. věnce
σ_{Dovt}	$[MPa]$	dovolené napětí v tahu
σ_t	$[MPa]$	tahové zatížení
τ_{Ds}	$[MPa]$	dovolená hodnota ve střihu
$\tau_{III\text{Max}}$	$[MPa]$	maximální napětí v krutu
$\tau_{II\text{Max}}$	$[MPa]$	maximální napětí v krutu
$\tau_{I\text{Max}}$	$[MPa]$	maximální napětí v krutu
$\tau_{Lš}$	$[MPa]$	smykové zatížení lícovaného šroubu
$\tau_{šH}$	$[MPa]$	smykové zatížení lícovaného šroubu

14. Seznam použité literatury

- [1] Výrobní stroje. [Http://www.kvs.tul.cz](http://www.kvs.tul.cz) [online]. 19.10.2011 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <http://stare.kvs.tul.cz/download/obor/skripta_stroje/obrabeci.pdf>
- [2] PERNICA, Jan. *PROJEKT LEHKÉ OBROBNY V TOS KUŘIM*. Brno, 2008. Dostupné z: <http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5840>. Diplomová práce. VUT FSI v Brně.
- [3] Výrobní technologie II.: Technologie strojního obrábění. [Http://www.sniper.webzdarma.cz](http://www.sniper.webzdarma.cz) [online]. 2002 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <http://www.sniper.webzdarma.cz/download/others/tech_str_obr.pdf>
- [4] KOČMAN, K. a PROKOP, J. *Technologie obrábění*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005. 270 s. ISBN 80-214-3068-0
- [5] MAREK, Jiří. TOSHULIN, a.s. *Obráběcí stroje*. TOSHULIN, 2010
- [6] TOSHULIN, a.s. - o společnosti [online]. 2008 [cit. 2011-09-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.toshulin.cz/firma.asp?l=cz>>.
- [7] CNC vertical turning center. [Http://www.directindustry.com](http://www.directindustry.com) [online]. 2011 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.directindustry.com/prod/toshulin/cnc-vertical-turning-centers-30173-415380.html>>
- [8] BRENNER, Mikis. *Vertikal-Drehmaschinen* [online]. 26. 3. 2003 [cit. 2012-03-03]. Dostupné z: <http://www.dstechnologie.de/v3/sitemanager/prospektdownload/file/11_EN.pdf>
- [9] Hankook VLB / VLC Single Column CNC Vertical Boring & Turning Mill. [Http://www.smsales.com.au](http://www.smsales.com.au) [online]. 2011 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.smsales.com.au/hankook-single-column.htm>>
- [10] Cnc-vertical-lathe-for-wide-diameter-parts. [Http://img.directindustry.com](http://img.directindustry.com) [online]. 2011 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/cnc-vertical-lathe-for-wide-diameter-parts-161208.jpg>
- [11] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [12] EMAG-VLC. [Http://mfgnewsweb.com](http://mfgnewsweb.com) [online]. 2011 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <http://mfgnewsweb.com/agx/archives/machinery_metalcutting_chipmaking/jan12/pics/EMAG-VLC-250-5.jpg>

- [13] ABirds-Eye. *Http://d2n4wb9orp1vta.cloudfront.net* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <http://d2n4wb9orp1vta.cloudfront.net/resources/images/cdn/cms/PM0710_ABirds-EyeView_b.jpg>
- [14] Techspex.turning_centers. *Http://www.techspex.com* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <http://www.techspex.com/techspex/turning_centers/model?turning_id=4326>
- [15] Toolholding. In *General hints on tool holders* [online]. : , 2008 [cit. 2012-04-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.dormertools.com/sandvik/2531/internet/s003592.nsf/Alldocs/>>
- [16] Toolholders. In *Kintek Completo* [online]. : , 2009 [cit. 2012-04-22]. Dostupné z WWW: http://www.tgs.cz/cs/download/kintek_completo.pdf>
- [17] Frézovací-hlava-hur-50. *Http://www.inzercia-inzerat.sk* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.inzercia-inzerat.sk/inzercia-inzerat/inzerat/464006764-frezovaci-hlava-hur-50-pro-whq-13/>>
- [18] Kovoobrábění, unášecí kameny. *Http://www.kovoobrabeni102.cz* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.kovoobrabeni102.cz/images/200000105-793a77a2cb/P6300021.jpg>>
- [19] TOSHULIN, a.s.,-SKIQ 1250-2000. *Www.toshulin.cz* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.toshulin.cz-soubory-SKIQ%201250-2000.pdf> - Adobe Acrobat Pro>
- [20] TOSHULIN, a.s. *Http://www.toshulin.cz* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.toshulin.cz/stroj.asp?idstroj=3&mapa=14&l=CS>>
- [21] Makino spindle cleaning. *Http://www.makino.com* [online]. 2011 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.makino.com/industries/>>
- [22] Upínače rotačních nástrojů. *Http://u12134.fsid.cvut.cz/* [online]. 2011 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <http://u12134.fsid.cvut.cz/podklady/ON/06_Upinace_rotacnich_nastroju.pdf>
- [23] HUBKA, Vladimír. *Konstrukční nauka: Obecný model postupu při konstruování*. 2. přepracované a doplněné vydání. Zürich: HEURISTA, 1995. ISBN 80-901135-0-8.
- [24] SKAŘUPA, Jiří. *Metodika konstruování*. 1. vydání. Ostrava: Ostrava : Vysoká škola báňská, 1993. ISBN 80-7078-167-X.
- [25] Firemní literatura TOSHULIN, a.s.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 108
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[26] Sschlagdrehen-profilieren. *Http://www.strausak-ag.com* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.strausak-ag.com/dienstleistungen/schlagdrehen-profilieren?lang=en>>

[27] Čepové a kolíkové spoje. *Http://www.mitcalc.com* [online]. 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: <<http://www.mitcalc.com/doc/pins/help/cz/pinstxt.htm>>

[28] Universal joint Shafts and Hirth Couplings. In: VOITH TURBO GMBH & CO. KG. *Universal joint Shafts and Hirth Coupl* [online]. Germany, 2011 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <<http://www.voithturbo.de/publications-media.php3>>

[29] ŘASA, Jaroslav, Jan LEINVEBER a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Upravené a doplněné vydání*. Třetí, doplněné vydání. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.

[30] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj*. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2003.

[31] WERBUNG, Hela. KOSTYRKA GMBH. *Cylindrical Clamping Sleeves*. Stuttgart. Germany, 2004.

[32] KOLÁŘ, Dušan. *Části a mechanismy strojů: Konstrukční cvičení I, Návod, podklady*. Brno: PC-DIR Real, s.r.o, 1991. ISBN 80-214-1791-9.

[33] Schrauben wegertseder. *Werkstoffe - Stähle* [online]. 2012 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: <<http://www.wegertseder.com/pages/techdat/td3-werkstoffe-stahl.asp#340>>

[34] ZKL group. *Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pro vysokou frekvenci otáčení d = 7 - 130 mm* [online]. 2012 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: <<http://www.zkl.cz/cs/cat/sracbbhrs/b7020cta>>

[35] Trelleborg. *Trelleborg* [online]. 2012 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: <http://www.tss.trelleborg.com/cz/cz/products_2/hydraulicwearings/detailpages_hydraulic_wearings/orkot-slydring.html>

[36] HLINKA, Pavel. *Přímá automatická výměna nástrojů u svislých soustruhů*. Brno, 2005. Diplomová práce. VUT-FSI.

[37] Elitalycea. *Soustružení* [online]. 2012 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <<http://www.elitalycea.wz.cz/files/tep/tep17.pdf>>

[38] ZDROJE TEPLA A TEPELNÁ BILANCE. In: *Www.vsb.cz* [online]. 2012 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~cep77/PDF/EMO_kapitola_03.pdf>

15. Seznam použitých obrázků

Obr. 2. Rozbor pohybů u univerzálního soustruhu	16
Obr. 3. Základní soustružnické nože	17
Obr. 4. Rozdělení soustružnických strojů	18
Obr. 5. Schéma CNC obráběcího stroje	19
Obr. 6. Schéma pohybu vřetene	19
Obr. 7. Schéma dálkové diagnostiky	19
Obr. 8. CNC svislé obráběcí centrum SKA	21
Obr. 9. Popis svislého jedno stojanového soustruhu	21
Obr. 10. Speciální provedení svislého soustruhu, schéma svislého soustruhu	22
Obr. 11. Popis svislého dvoustojanového soustruhu	23
Obr. 12. Dvoustojanový svislý soustruh	23
Obr. 13. Inverzní svislý soustruh	23
Obr. 14. Kontinuální doprava obrobků	23
Obr. 15. Schéma inverzního svislého soustruhu	24
Obr. 16. Model inverzního svislého soustruhu	24
Obr. 17. Teoretický rotační nástrojový upínač	24
Obr. 18. Horizontální zásobník nástrojů	25
Obr. 19. Upínání kužele ISO	25
Obr. 20. Upínání kužele HSK	25
Obr. 21. Nástrojový upínač CAPTO, HSK, ISO	25
Obr. 22. Schéma principu výměny nástroje	27
Obr. 23. Unášecí kámen	28
Obr. 24. Vřetenová hlava s unášecími kameny	28
Obr. 25. Svislý soustruh model SKIQ	29
Obr. 26. Výměna nástrojů u SKIQ	29
Obr. 27. Princip senzorky provedené výměny	30
Obr. 29. Hierarchické uspořádání konstrukčních operací	36
Obr. 30. Vývojový diagram metodického postupu	39
Obr. 31. Náčrt svislého soustruhu SKL 12	41
Obr. 32. Aretace blokování motorem	43
Obr. 33. Aretační mech. před převodem	44
Obr. 34. Aretační mech. za převodem	44
Obr. 35. Aretační mech. na vřetenu	45
Obr. 36. Řez smykadlem	52
Obr. 37. Schéma základních rozměrů a síly	53
Obr. 38. Schéma návrhu aretačního mechanismu pomocí čepů	57
Obr. 39. Sestava návrhu aretačního mechanismu pomocí čepů 3D model	58
Obr. 40. Schéma zvoleného hydromotoru	58
Obr. 41. Znázornění Hirthova věnce	60
Obr. 42. Parametry Hirthova věnce	60
Obr. 43. Parametry Hirthova věnce	60
Obr. 44. Působení sil na zubu Hirthova věnce	61
Obr. 45. Schéma návrhu sestavení soustavy Hirthových věnců	64
Obr. 46. 3D model návrhu sestavení soustavy Hirthových věnců	65
Obr. 47. Schéma návrhu sestavení Hirthových věnců	69
Obr. 48. 3D model návrhu sestavení trojitého Hirthova věnce	70

Obr. 49. Ukázka hydraulických svěrných pouzder Kostyrka®.....	71
Obr. 50. Příklad funkce upínacího svěrného pouzdra Kostyrka®.....	71
Obr. 51. 3D model návrhu aretace pomocí svěrného pouzdra Kostyrka®.....	73
Obr. 52. Schéma návrhu sestavení se svěrným pouzdem Kostyrka®.....	74
Obr. 53. Určení rozměrů pro kontrolu vřetena.....	78
Obr. 54. Umístění šroubů smykadla.....	83
Obr. 55. Nákres sil působících na šroub a jeho rozměrů	83
Obr. 57. Umístění šroubů ve vřetenu	88
Obr. 58. Schéma ložiska B7020CTA	91
Obr. 59. Rozměry a vlastnost ložiska B7020CTA	91
Obr. 60. Těsnění pístu Compact Seal.....	97
Obr. 61. Znázornění vodícího kroužku Orkot® Slydring®.....	98
Obr. 62. Schéma stíracího kroužku Turcon® Excluder® 2	98
Obr. 63. Schéma Zurcon® U-manžety.....	99

16. Seznam použitých tabulek

Tab. 1. Varianty rozhodování	46
Tab. 2. kritéria rozhodování	46
Tab. 3. Přiřazené hodnoty k jednotlivým variantám 1	46
Tab. 4. Přiřazené hodnoty k jednotlivým variantám 2	46
Tab. 5. Přiřazené hodnoty k jednotlivým variantám 3	46
Tab. 6. Přiřazené hodnoty k jednotlivým variantám 4	46
Tab. 7. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 1	47
Tab. 8. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 2	47
Tab. 9. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 3	47
Tab. 10. Vyčíslení jednotlivých variant a kritérií 4	47
Tab. 11. Vyhodnocení jednotlivých variant 1.....	48
Tab. 12. Vyhodnocení jednotlivých variant 2.....	48
Tab. 13. Rozměry hydromotoru EH - 40 / 22 x 37 – R	58

17. Seznam použitých grafů

Graf. 1. Grafické vyjádření vyhodnocení jednotlivých variant 1.....	48
Graf. 2. Grafické vyjádření vyhodnocení jednotlivých variant 2.....	49
Graf. 3. Závislost tvrdosti povrchu na mezi pevnosti v tahu	55

18. Seznam výkresové dokumentace

05-2012-A2-001.....	Soustava aretačního mechanismu
05-2012-A2-001-001.....	Smykadlo - spodní díl