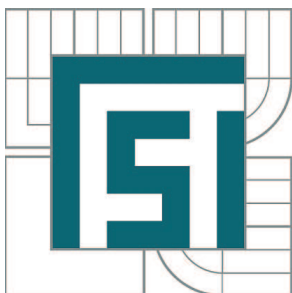


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

KONSTRUKCE MULTIFUNKČNÍHO OBRÁBĚCÍHO CENTRA

DESIGN OF MULTI-FUNCTIONAL MACHINING CENTRE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ CVEJN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Cvejn

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:

Konstrukce multifunkčního obráběcího centra

v anglickém jazyce:

Design of multi-functional machining centre

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zadání diplomové práce klade důraz na týmovou spolupráci studentů, v rámci které bude vypracována konstrukce multifunkčního obráběcího centra. Každý student má za úkol samostatné vypracování dílčí části stroje, která je blíže specifikována v cílech, které mají být při řešení diplomové práce dosaženy.

Cíle diplomové práce:

Konstrukční návrh rámu stroje, příčnicku, podélného a příčného posuvu.

Model rámu, příčnicku, příčné a podélné posuvové jednotky v prostředí imerzní virtuální reality, včetně jejich integrace do vyvíjeného stroje.

Vybraná výkresová dokumentace stroje

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

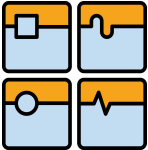
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 13.12.2012

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	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Konstrukce multifunkčního obráběcího centra

Předmětem této diplomové práce je konstrukční návrh rámu, příčnicku a příčného a podélného posuvu multifunkčního obráběcího centra. V první části je provedena rešerše historie obráběcích strojů, rozdělení obráběcích center, materiálů pro konstrukci rámu stroje, variant pohonů lineárních posuvových os. Dále provádím rozbor parametrů konkurenčních strojů, ze kterého jsem zvolil parametry našeho stroje. Návrh rámu stroje, pohony osy X a Y, kinematické spojení osy X, Y a Z. Rám stroje analyzuji metodou konečných prvků. Nad stanovený rozsah práce navrhuji řešení krytování lineárních os a jejich odměřování. Součástí práce je 3D model rámu a pohonů stroje. Kompletní sestava byla uvedena do prostředí imerzní virtuální reality.

Klíčová slova

Multifunkční obráběcí centrum, frézování, soustružení, rám, příčník, pohony, horní gantry, MKP

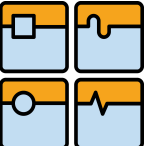
Abstract

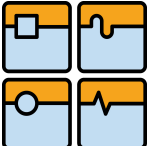
Design of multifunctional machining center

The purpose of this diploma thesis is a design of frame, crossbar, transverse feed, sliding feed of multifunctional machining center. In the first part, there is a brief research of history of machine tool conducted, division of machining centers, materials for frame construction, alternatives of drives of sliding axis. Further, I carry out an analysis of paramets of compeeting machine tools, from which I selected the parameters of our machine. Frame project of the machine, propulsion of axis X and Y, kinematic connection of axis X,Y,Z. Frame of machine is analysed by Finite Element Method. Over the scope of this work I suggest a solution for covering of linear axis as well as their measuring of actual position. 3D model of frame and drives of machine are included in this work. A complete formation has been introduced into the immersive virtual reality environment.

Key words

Multifunctional machining center, milling, turning, frame, crossbar, drives, upper gantry, FEM

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Bibliografická citace:

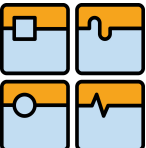
CVEJN, J. *Konstrukce multifunkčního obráběcího centra*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma **Konstrukce multifunkčního obráběcího centra** jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Brně dne 25.5.2013

Podpis:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

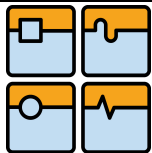
Poděkování:

Děkuji tímto DOC. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. a celému kolektivu Ústavu výrobních strojů, systémů a robotiky za cenné rady při vypracování bakalářské práce.

OBSAH

1	ÚVOD.....	11
2	HISTORIE	12
3	ROZDĚLENÍ OBRÁBĚCÍCH CENTER [5].....	16
3.1	OBRÁBĚCÍ CENTRA PRO NEROTAČNÍ SOUČÁSTI	16
3.1.1	OBRÁBĚCÍ CENTRA SE SVISLOU OSOU VŘETENA.....	16
3.1.2	OBRÁBĚCÍ CENTRA S VODOROVNOU OSOU VŘETENA... ..	16
3.2	OBRÁBĚCÍ CENTRA PRO ROTAČNÍ SOUČÁSTI	17
3.2.1	UNIVERZÁLNÍ SOUSTRUŽNICKÁ OBRÁBĚCÍ CENTRA	17
3.2.2	MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ SOUSTRUŽNICKÁ CENTRA	17
4	STAVBA STROJE	18
4.1	RÁMY STROJŮ [5][16].....	18
4.1.1	LITINA - ODLITKY Z ŠEDÉ NEBO TVÁRNÉ LITINY	21
4.1.2	OCELOLINY	22
4.1.3	SVAŘOVANÉ OCELOVÉ RÁMY	22
4.1.4	KERAMIKA NA BÁZI AL A SI [17].....	22
4.1.5	GRANIT (PŘÍRODNÍ ŽULA)	23
4.1.6	ČÁSTICOVÉ KOMPOZITY - POLYMERBETONY	23
4.1.7	VLÁKNOVÉ KOMPOZITY CRP	24
4.1.8	HYBRIDNÍ STRUKTURY A MATERIÁLY	24
4.2	POHONY LINEÁRNÍCH OS.....	25
4.2.1	VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ POHONU.....	25
4.2.2	KULIČKOVÝ ŠROUB	25
4.2.3	ŠROUB A OZUBENÝ HŘEBEN	26
4.2.4	ŠNEK A ŠNEKOVÝ HŘEBEN	26
4.2.5	PASTOREK HŘEBEN	27
5	REALIZACE FRÉZEK V KONFIGURACI HORNÍ GANTRY	28
5.1.1	PARAMETRY KONKURENČNÍCH STROJŮ.....	31
6	KONSTRUKČNÍ NÁVRH STROJE	34
6.1	ZVOLENÉ PARAMETRY	34
6.2	NÁVRH RÁMU STROJE.....	35

6.2.1	STOJANY.....	35
6.2.2	PŘÍČNÍK.....	39
6.2.3	PŘÍČNÉ SANĚ	43
6.2.4	MKP VÝPOČTY	44
6.3	NÁVRH POSUVŮ LIN. OS X A Y	50
6.3.1	NÁVRH POSUVU OSY X [22].....	50
6.3.2	NÁVRH POSUVU OSY Y [22].....	56
6.3.3	NASTAVENÍ OSOVÉ VZDÁLENOSTI MEZI PASTORKEM A HŘEBENEM, USTAVENÍ HŘEBENE	62
6.3.4	MAZÁNÍ STROJE	62
6.4	NÁVRH KINEMATICKÝCH VAZEB LINEÁRNÍCH OS	63
6.4.1	LINEÁRNÍ KINEMATICKÁ VAZBA OSY X.....	64
6.4.2	LINEÁRNÍ KINEMATICKÁ VAZBA OSY Y	65
6.5	KRYTOVÁNÍ OS A ENERGETICKÉ ŘETĚZY [30]	66
6.6	ODMĚŘOVÁNÍ LINEÁRNÍCH OS [34].....	67
7	UVEDENÍ DO IMERZNÍ VIRTUÁLNÍ REALITY	69
8	ZÁVĚR	71
9	ZDROJE.....	73
10	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	75
11	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	76
12	SEZNAM TABULEK	79
13	SEZNAM PŘÍLOH.....	79



1 ÚVOD

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukci multifunkčního obráběcího centra v uspořádání "horní gantry". Práce je týmová, každý řeší jiné konstrukční uzly. V rešeršní části práce se seznamuji s realizacemi obdobných strojů a konstrukčními řešeními. Je důležité správně analyzovat a zhodnotit požadavky trhu. Podle těch budeme stroj navrhovat a optimalizovat.

Konfigurace centra jsme zvolili jako "horní gantry", s možností HSC (high speed cutting) frézování a soustružení na integrované otočné upínací desce. Koncepte "horní gantry" je volena především pro dosažení vyšší dynamiky, přesnosti při obrábění a kvality dosaženého povrchu. Náš stroj by měl být schopen hrubovat a následně dokončit obrábění, a to na jedno upnutí. Jako obráběný materiál jsme zvolili nástrojovou ocel s řezným odporem $k_c=2000\text{MPa}$. Koncepte stroje je unikátní integrováním otočné upínací desky do upínací desky stroje tak, aby nezabírala místo v pracovním prostoru.

Za vzorové stroje jsme zvolili Zimmermann FZ42 (Obr.1), TOS Kuřim FRUN(Q) 400 A, Tajmac Turnmill. Mým úkolem při realizaci diplomové práce byla konstrukce strojanů, příčnicku, křížových saní a jejich pohonů. Převod do imerzní virtuální reality a posouzení přínosu imerzní virtuální reality při konstrukci obráběcích strojů. [1]

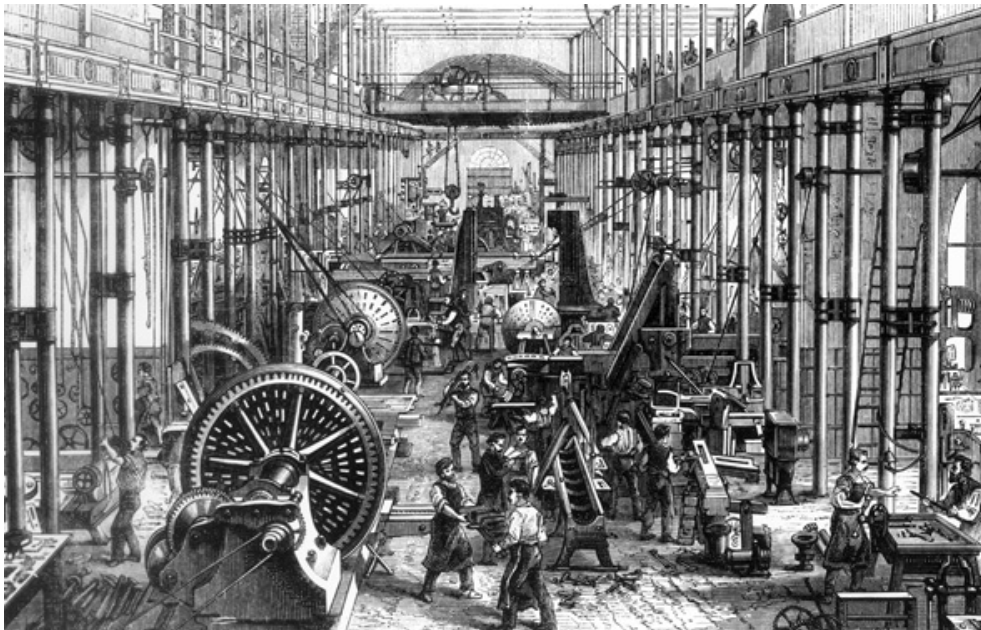


Obr. 1: Zimmermann FZ42 [1]



2 HISTORIE

Obor obráběcích strojů se nejvíce rozvíjel na počátku 19. století v době plného rozmachu průmyslové revoluce (1780-1830) [2] (Obr.2). Produkční stroje jako tkalcovské stavy, jejich transmisní pohony a parní stroje potřebovaly stále více ocelových částí. Koncem 18. století bylo běžné lití šedé litiny nebo kování oceli. Následnými způsoby opracování bylo sekání, broušení a zaškrabávání. Tento stav byl zcela neúnosný. Proto pro potřeby efektivnější sériové výroby bylo nutné vyvinout obráběcí stroje s opakovatelnou přesností obrábění. [3]



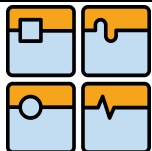
Obr. 2: Průmyslová dílna v 19. století [4]

První nástroje byly člověkem použity zhruba 2 mil. let př. n. l. v období paleolitu, 2,5mil-10 tis. př. n. l. začal člověk používat kamenné nástroje, ke konci období paleolitu se objevily štípané kamenné nástroje. V mezolitu vynalezli lidé nástroje složené, čepel a rukojeť. V období neolitu přišlo sekání a broušení kamenných nástrojů, to oproti štípaní pazourků přineslo zcela nové kvality. Neolit postupně přecházel civilizací v dobu bronzovou. V tomto období se objevují první vrtačky, soustruhy a vyvrtávačky. Tyto jednoduché stroje byly poháněny lidskou silou. Nejslavnější kresby pochází z Indie a starověkého Egypta. [3][5][6]

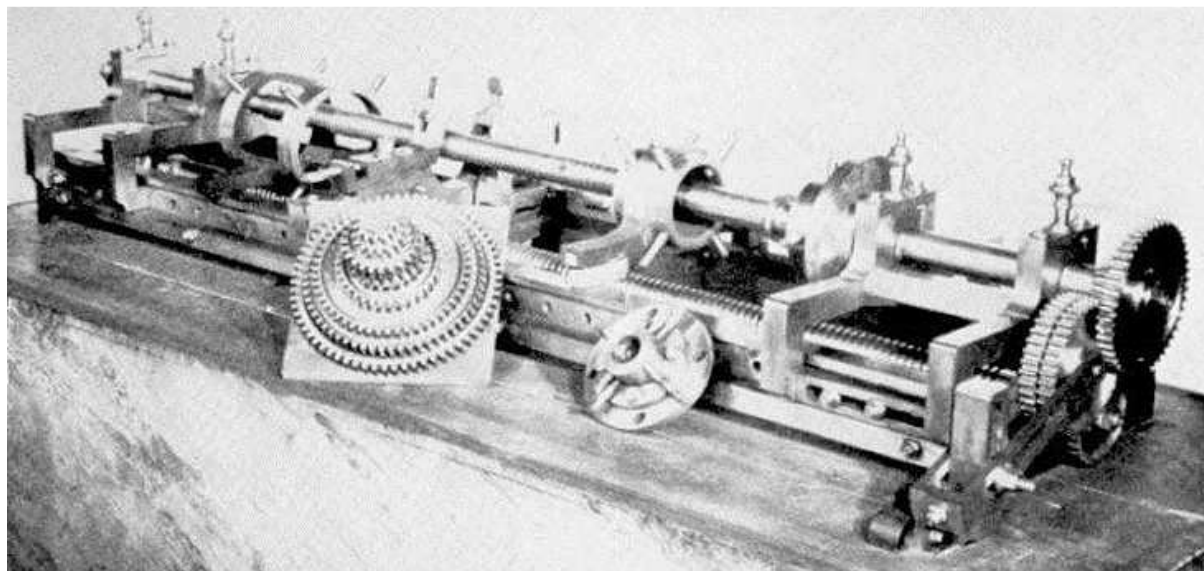


Obr. 3: Egyptský soustruh (300 př.n.l.), indický soustruh (700 př.n.l) [7]

Znovu na konci 18. a počátku 19. století v období největšího rozmachu průmyslové revoluce se v Anglii, Francii a USA začaly objevovat koncepčně dnešní

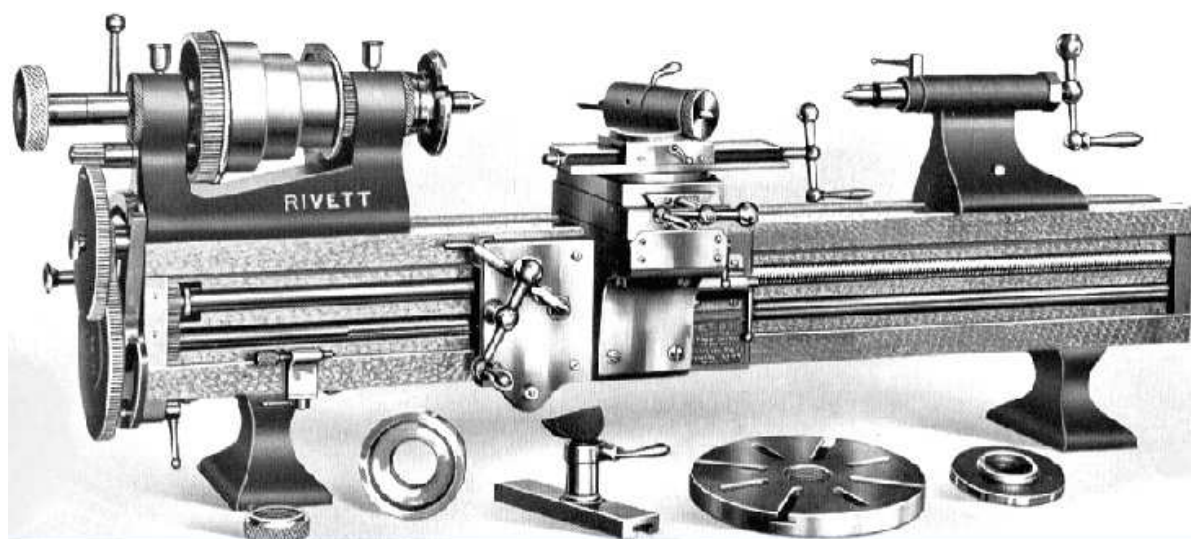


obráběcí stroje. Konstrukce byla ocelová, nástroj nebyl držen v ruce obráběče, byl pevně upnut ve stroji. Pohon se posunul od nožního k transmisnímu. Příkladem úspěšné konstrukce je Senotův soustruh z roku 1795. Stroj byl vybaven všemi důležitými částmi jak je známe dnes: výměnná kola, koník, sklíčidlo, hlava, vodící šroub (Obr. 4), soustruh byl používán především pro řezání závitů. [7]



Obr. 4: Senotův soustruh USA 1795 [8]

V období od průmyslové revoluce po první světovou válku byly obráběcí stroje podstatně zdokonaleny. Příkladem může být velmi úspěšná a precizní konstrukce firmy Rivett (Obr.5). Soustruh vypadá velmi moderně. V katalogu z roku 1912 firma píše: "...z nejlepší nástrojové oceli, vše tvrdé jako vřetena zakalená ohněm a rtutí, broušená diamantem tak, aby přesně pasovala.." Zde je vidět, jaký důraz byl kladen na marketing obráběcích strojů po celou dobu existence tohoto segmentu trhu.[9]



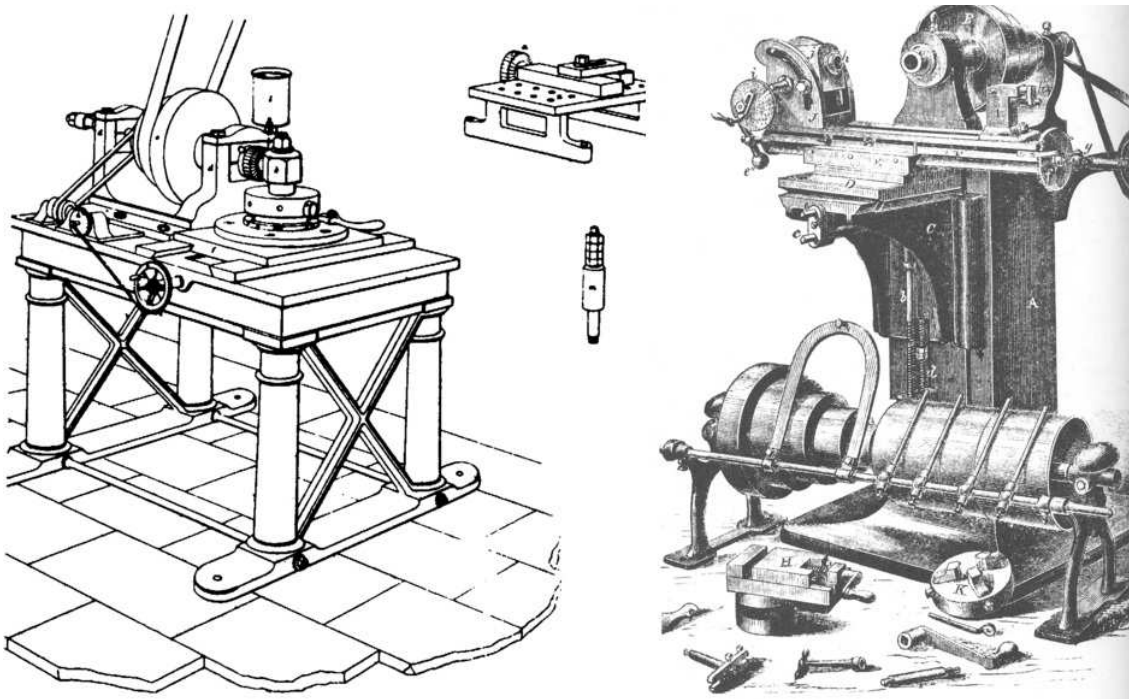
Obr. 5: Rivett 8'' Precision (1908) [9]

Na rozdíl od soustruhu je původ frézky dodnes nejasný. S velkou pravděpodobností byla odvozena od soustruhu. Posunový pohyb zde místo nástroje vykonává obrobek. Prvními skutečnými frézkami byly stroje postavené pro zbrojovky



DIPLOMOVÁ PRÁCE

v USA mezi lety 1814 a 1818. Literatura ani dnes s jistotou nezná jejich autory. Pravděpodobně šlo o skupinu vedoucích vývojových pracovníků, kteří zdokonalili starší stroje. Frézka je připisována vynálezci Eli Whitneyemu. [10][11]

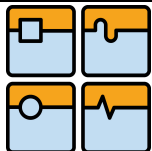


Obr. 6: Zleva James Nasmyth (1830), Brown & Sharpe (1861) [10]

Postupným vývojem přišly další stroje z USA, ve 40. letech 19. století stroj od Jamese Nasmytha (Obr.6), v 60. letech začal produkovat stroje Pratt & Whitney a Brown & Sharpe (Obr.6). Patent Jamese Nasmytha řešil ruční nastavení v osách XYZ. Poloha byla udržována ručně přímým nastavováním stolu pracovníkem. U stroje Brown & Sharp byly pohyby v osách XYZ odvozeny od náhonu vřetena. Stroj byl tedy funkčně shodný s dnešními univerzálními frézkami. Tato koncepce je užívána při produkci frézek od 70. let 19. století.[10][11]

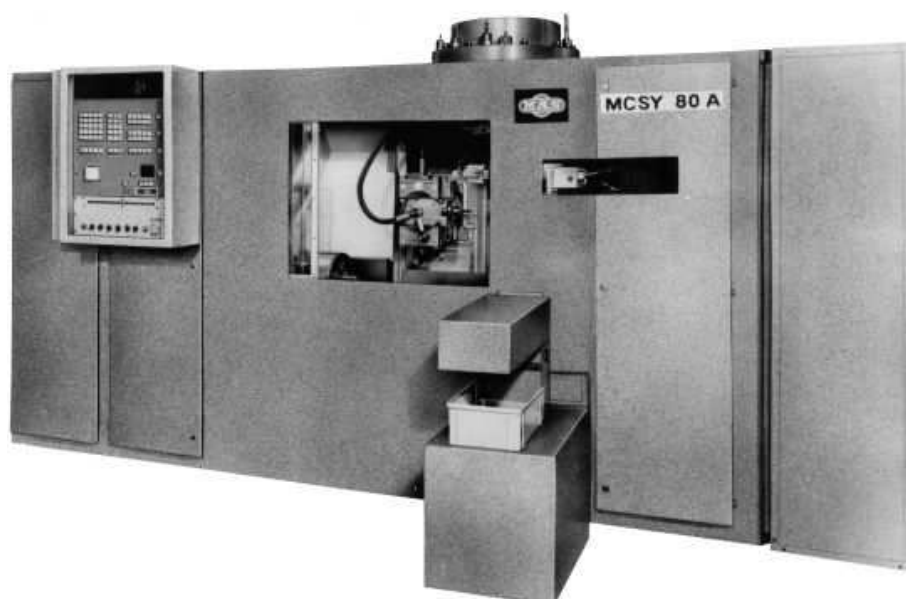
Všechny tyto změny vedly ke kvalitativnímu posunu v oblasti obrábění především železných materiálů. Během let byly produkovány stále dokonalejší stroje. První velkosériové výroby v USA stimulovaly další vývoj obráběcích strojů. Novým směrem byla automatizace. Začaly se objevovat první bezobslužné vačkové automaty. První se objevil v roce 1870. Později po druhé světové válce přišly NC, následně CNC řízené obráběcí stroje. Vačkové automaty se ve výrobních programech výrobců obráběcích strojů držely do konce 80. let 20. století. Uběhne ještě několik desetiletí, než budou zcela vytlačeny ze strojových parků výrobních firem.[12]

Rozvoj obráběcích center zaznamenáváme od 60. let 20. století a je logickým vyústěním vývoje v oblasti obráběcích strojů. Z počátku byly automatizovány soustruhy, frézky, vrtačky a vyvrtávačky. Až na sklonku 80. let se šefkonstruktér Kovosvit MAS zamyslel nad strojem zcela nové kategorie. Zkonstruoval první multiprofesní obráběcí centrum. Ve své době narážel nejen na nepochopení nadřízených, ale i na možnosti současné elektroniky.

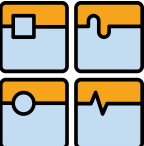


Obr. 7: Automatizovaný soustruh 1915 USA [13]

Náš stroj vychází z kombinace dvou základních obráběcích strojů, frézky a soustruhu. Poprvé byla tato koncepce představena na veletrhu EMO v Paříži 1983 firmou Kovosvit MAS ze Sezimova Ústí. Stroj získal zlatou medaili. Šlo o multifunkční soustružnické centrum MCSY 80A (Obr. 8). Bylo vyrobeno 45 kusů. Stroj se potýkal s nedořešeným řídicím systémem, poté byla výroba zastavena pro nedostatek kvalitní řídicí elektroniky [14]. Náš stroj bude také využívat nejběžnější technologické operace, a to frézování a soustružení. Za povšimnutí stojí, že dnešní multifunkční obráběcí centra jsou schopna HSC frézování s takovými nástroji a v takových přesnostech, že se obrobená plocha co do drsnosti, ale i rovinnosti vyrovná plochám broušeným. Další dobře zvládnutou disciplínou multifunkčních obráběcích center je frézování tvarových ploch.



Obr. 8: MCSY 80A (KOVOSVIT MAS 1983)[14]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3 ROZDĚLENÍ OBRÁBĚCÍCH CENTER [5]

Za posledních 30 let vznikla nepřeborná řada koncepcí a konstrukcí obráběcích center. Ty můžeme dělit podle několika kritérií do skupin. Obráběcí centra vycházejí z původních frézek nebo soustruhů, dělíme je na centra pro rotační a nerotační součásti. V posledních desetiletích rozdíly mezi jednotlivými koncepcemi mizí.

3.1 Obráběcí centra pro nerotační součásti

Jak již bylo zmíněno výše, tyto stroje byly nejprve odvozeny od různých NC obráběcích strojů, z frézek s vodorovnou i svislou osou včetně a vyvrtávaček. Změna byla dosažena přidáním automatické výměny nástrojů, CNC řízením a často další senzorkou. Nyní se stále více uplatňují stavebnicové koncepce strojů, protože jsou konstrukčně levnější, je zde podchycená vyšší sériovost výroby a tím je zajištěna i stabilnější kvalita produkce.

Pro splnění náročných technologických požadavků mají tyto stroje kinematickou strukturu slouženou ze tří translačních pohybů, doplněnou o další translační či rotační pohyby. Běžně používané jsou otočné a naklápěcí hlavy a stoly. Často tak vznikají 6-ti osá obráběcí centra.

Jako většinu obráběcích strojů můžeme OC na nerotační součásti rozdělit podle orientace osy včetně, na OC se svislou a vodorovnou osou včetně. Existují i otočné pevně indexovatelné a vidlicové včetně hlavy, které mohou měnit vodorovnou a svislou polohu. Přenos kroutícího momentu je zde limitován kuželovými koly. Rozdíly mezi jednotlivými koncepcemi jsou malé a snadno překročitelné.

3.1.1 Obráběcí centra se svislou osou včetně

Obráběcí centra vhodná pro obrábění především deskových součástí. Řezná síla zde působí proti stolu, kde je součást upnuta. Byla odvozena od jednostojanových a dvoustojanových rovinných frézek.

Dnes se v této kategorii setkáváme výhradně s uspořádáním typu gantry a pohyby rozdělenými mezi stůl a nástroj takto 0-XYZ, nebo s křížovým stolem XY-Z. Dříve byly běžné stroje v uspořádání X-YZ.

3.1.2 Obráběcí centra s vodorovnou osou včetně

Stroje vhodné především pro obrábění skříňových součástí. Pokud bude použita opěrná deska, není problém obrábět součást plochou. Součásti skříňového typu mohou být obráběny z pěti stran na jedno upnutí. Včetně je umístěno na rámu stroje a má často menší (nebo žádné) vyložení oproti OC se svislou osou včetně. Tím je dána vyšší tuhost celé konstrukce. Snadnější je odvod třísek a výměna obrobků. Díky těmto a dalším výhodám je tato koncepce obráběcích center velmi častá.

Různé varianty těchto strojů vznikaly rozdělením tří základních translačních pohybů mezi dvojicí obrobek-nástroj. Nejčastěji používané jsou koncepce X-YZ, Y-ZX, ZX-Y a 0-XYZ, které konstrukčně vycházejí z horizontálních vyvrtávaček.



Obr. 9: Horizontální obráběcí centrum FO (TOS Kuřim) [15]

3.2 Obráběcí centra pro rotační součásti

Jak bylo zmíněno výše, tyto stroje vycházejí ze soustružnických strojů. Jednak z vodorovných, ale i svislých karuselů. U svislých strojů byla upravena smykadla tak, aby mohla pracovat s frézovací vřetenovou hlavou a často byla přidána osa Y. Tím dostáváme multifunkční obráběcí centrum.

3.2.1 Univerzální soustružnická obráběcí centra

Jsou komplexní soustružnicko-frézovací obráběcí centra. Obrábí velmi rozměrné součásti, které bývají značně hmotné, na jedno upnutí a tím dosahují požadované přesnosti výsledku. Konstrukce vychází z karuselu doplněného o frézovací hlavu.

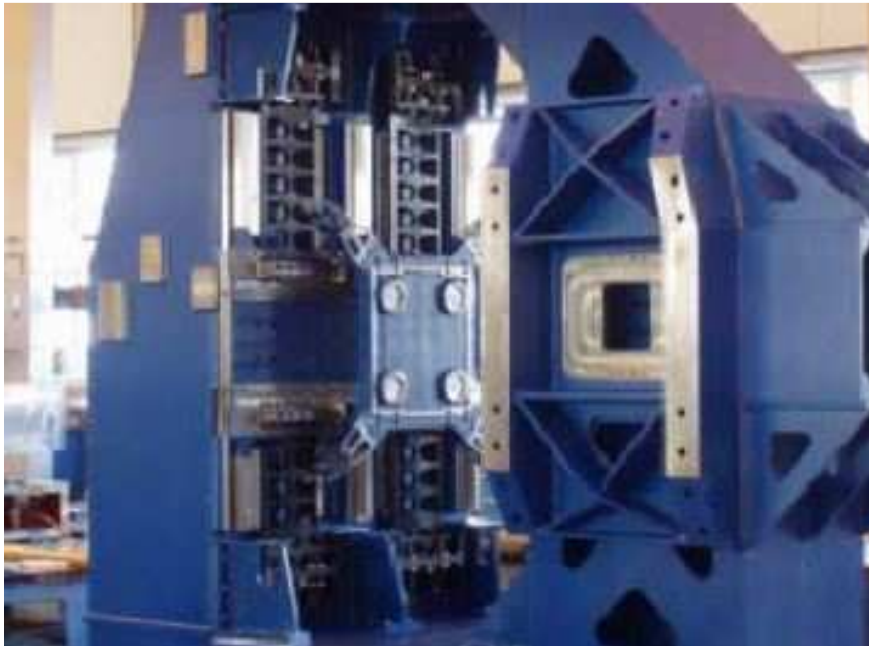
3.2.2 Multifunkční obráběcí soustružnická centra

Koncepce vychází z vodorovných CNC soustruhů, kde jsou kromě revolverových hlav v pracovním prostoru přítomny frézovací vřeteníky, pohyblivé v několika osách. Stroje jsou vhodné pro obrábění menších součástí na jedno upnutí. Pracují v automobilovém, leteckém, energetickém, zdravotnickém a v dalších sektorech průmyslu.



4 STAVBA STROJE

V této rešeršní kapitole se budu zabývat konstrukčními řešeními rámu, stojanů a příčníků strojů a materiály použitými pro jejich stavbu. Zaměřím se i na vývojové trendy z posledních let. Další kapitolou bude pohon lineárních os a způsoby řešení této problematiky.



Obr. 10: Rám stroje tvořený svařenci [16]

4.1 RÁMY STROJŮ [5][16]

Od tuhosti rámu a jeho dynamické stability se odvíjí převážná část vlastností obráběcího stroje. Proto je velmi důležité tuto oblast nezanedbat a důkladně se jí věnovat. Sladit zde technické a ekonomické parametry tak, aby výsledný stroj byl tuhý, přesný, teplotně co nejstabilnější, ale zároveň stále ekonomicky rentabilní.

Rám stroje se obecně skládá z lože, stojanu, příčniku, sloupů a konzol. Konstrukční provedení rámu dává obráběcímu stroji charakteristický tvar a koncepční pojetí.

Je nutné respektovat tato hlediska a zásady konstrukce rámu stroje:

- statická tuhost rámu
- dynamická stabilita
- vysoké materiálové tlumení
- teplotní stabilita
- hledisko odvodu třísek
- materiál nosných dílců
- kvalita materiálu
- efektivní výroba
- co nejnížší možná hmotnost
- kvalitní spojení částí a uložení do základu
- konstrukční provedení dílců

Těchto parametrů nosných struktur je možno dosáhnout díky výpočtovým optimalizacím topologické podoby dílců, dnes se používá metoda konečných prvků



(MKP). Důležité je celou strukturu optimálně dimenzovat, a tak vyvážit jednotlivé parametry obráběcího stroje. Přiložím diagram (Obr.11) [16], popisující vazby mezi stavbou nosných dílců stroje a vlastnostmi obráběcího stroje, jako je přesnost obrábění, jakost výsledného povrchu a produktivita stroje.

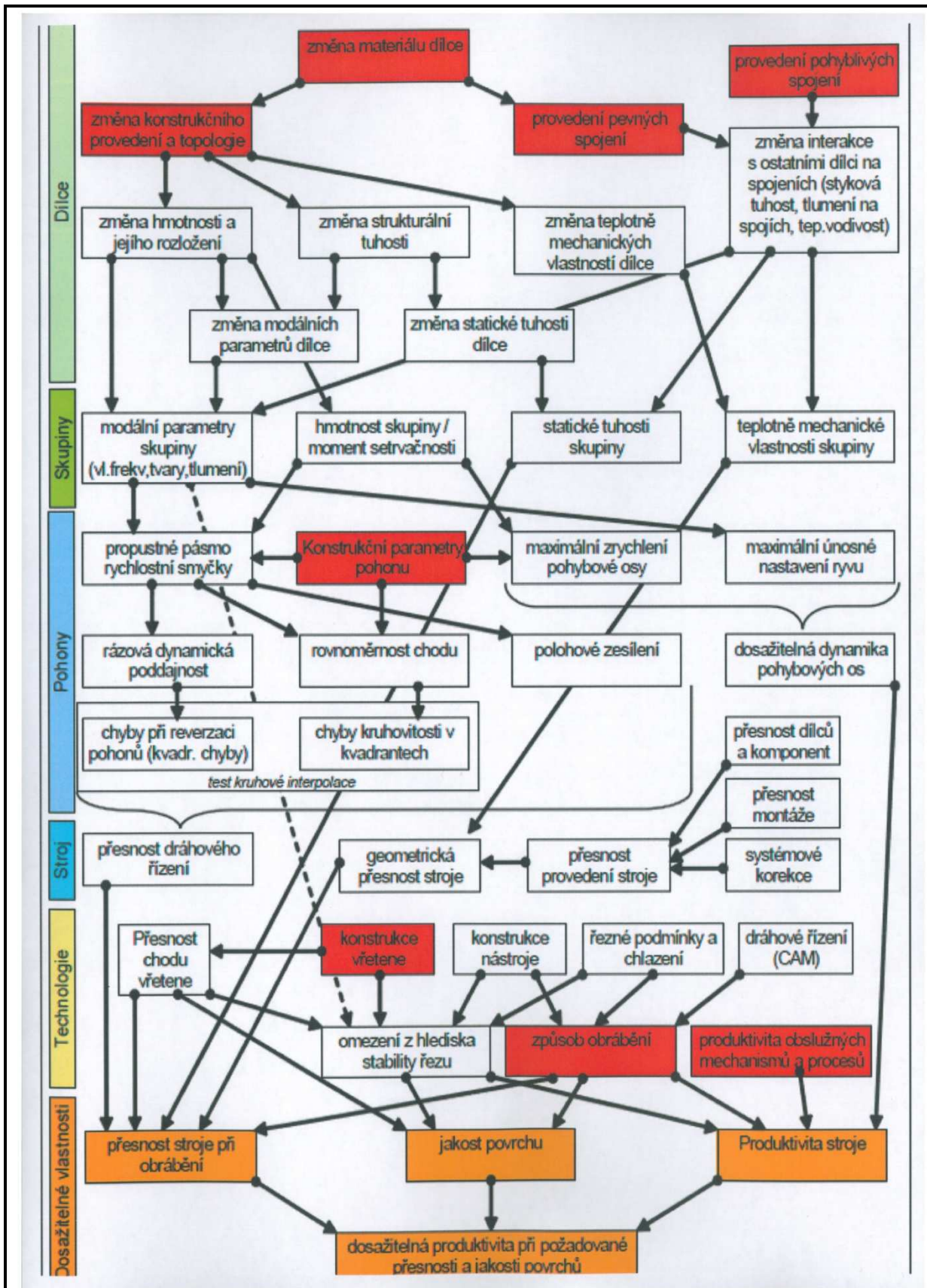


Obr. 11: Keramické dílce Sodick [17]

K dispozici máme konvenční materiály jako litina, ocelolitina a ocelové svarky. K těmto klasickým strukturám můžeme volit celou řadu přístupů. Dále jsou dostupné nekonvenční materiály a hybridní struktury, které nejsou masivně používány. Příkladem užití je optimalizace vysoce pohyblivých os, např. keramická pinola nebo stůl firmy Sodick (Obr. 11). Sodick u těchto součástí upřednostňuje keramický materiál pro jeho třetinovou tepelnou roztažnost oproti litině, vyšší modul pružnosti a odolnosti proti stárnutí.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 12: Diagram vazeb mezi mechanickou stavbou stroje a jeho charakteristikami [16]



Přehled materiálů užívaných ve stavbě obráběcích strojů (Tabulka 1). Nejpoužívanější jsou materiály na bázi Fe-C, hlavně díky jejich cenové dostupnosti a poměrně vysoké úrovni zpracování. Materiály pro stavbu rámu dělíme na:

- kovové: litina, ocelolitina, ocel
- nekovové: částicové a vláknové polymery
- kombinované: ocelový svarek plněný tlumícím materiálem
- přírodní: žula (granit)

Tabulka 1: Vlastnosti materiálů

materiál	modul pružnosti [GPa]	hustota [kg/m ³]	teplotní roztažnost [10 ⁻⁶ /K]	dekrement útlumu [-]	pevnost v tahu [MPa]
ocel	210	7850	11-18	0,002	350-470
ocelolitina	170	7400	9,5		400-700
šedá litina	80-110	7100-7300	9	0,003	100-200
tvárná litina	160-180	7040-7060	9		200
Al slitiny	70-90	2600-2800	23,8		120-400
titan	110	4500	10,8		500-1200
polymerbeton	30-60	2300-2600	11,5-16	0,02-0,03	20-40
beton	5-39	2200-2500	12		5-10
HPC beton	50-60	2200-2500	10,6	0,02-0,03	8-10
přírodní žula	30-70	2600-3150	8		50
vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken	100-580	1700-1980	12	0,001-0,05	
keramika na bázi Al, Si	270-300	3200-3500	3-4,7		320
hybridní struktury	70-210	1000-3500			

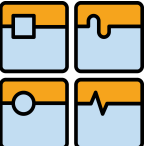
4.1.1 Litina - odlitky z šedé nebo tvárné litiny

Litiny jsou vhodné především pro výrobu větších sérií strojů, jsou používány především u jejich nosných částí. Oproti oceli mají litiny vyšší materiálové tlumení a jsou lépe obrobitelné. V praxi jsou zavedené postupy pro konstrukci dílců a jejich zpracování.

Materiálové normy pro litiny užívané v konstrukci obráběcích strojů:

- ČSN EN 42 2303 - s kuličkovým grafitem, feriticko-perlitická
- ČSN EN 42 2315 - šedá litina s lupínkovým grafitem, perlitická, feritická
- ČSN EN 42 2523 - temperovaná litina

Nevýhodou litiny je menší modul pružnosti v tahu a smyku. Při požadavku stejné tuhosti rámu musíme volit tlustší stěny než u svařovaného ocelového rámu (Obr. 10). Konstrukce musí vždy dodržet minimální tloušťku odlitku, a to i v případě, kdy dané místo není namáháno. Také je třeba dodržet přechody mezi plochami a pravidla pro žebrování. Litinové dílce je navíc nutné nechat vystárnout, a to na odstranění vnitřního prnutí, které vzniká nerovnoměrným chladnutím. Proto necháváme litinu stárnout uměle. To je prováděno opakovaným zahříváním dle daného algoritmu. Takto bývá odstraněno až 80% zbytkového napětí. Dříve se nechávala stárnout venku mimo haly závodu, kde vlivem teplotních změn ztrácela za několik let maximálně 30% zbytkového napětí.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.1.2 Oceloliny

Ocelolity jsou citlivé na podmínky tuhnutí. Objevuje se v nich heterogenita způsobená různou rozpustností příměsí v jednotlivých fázích a špatná zatékavost do forem. Nelegované oceli na odlitky se vyrábějí s obsahem uhlíku do 0,5%, jen zřídka se používají ocelolity s obsahem vyšším než 0,6% uhlíku. Nejčastější použití je u tlustotěnných stojen a rámců obráběcích strojů.

Materiálové normy pro ocelolity užívané v konstrukci obráběcích strojů:

- ČSN EN 42 2602 - uhlíková ocel na odlitky
- ČSN EN 42 2643 - feriticko-perlitická ocel na odlitky
- ČSN EN 42 2660 - manganová ocel
- ČSN EN 42 2819 - křemíková ocel
- ČSN EN 42 2830 - chrom-manganovo-vanadová ocel

Mezi nevýhody ocelolitinových konstrukcí patří zadírání vodících ploch a horší obrobiteľnosť v porovnaní s litinou. Po odlití je prováděno další tepelné zpracování, především pro odstranění vnitřního pnutí. Litina proto zůstává nejpoužívanějším materiálem v konstrukci obráběcích strojů.

4.1.3 Svařované ocelové rámy

Pro svařence se používají především oceli třídy 11 se zaručenou svařitelností (Obr. 10). Svařují se především válcované plechy a ocelové profily. Výhodou těchto materiálů jsou vyšší hodnoty modulu pružnosti oproti litinám. Tak jsme při stejné tuhosti rámu schopni navrhovat slabší stěny rámu s nižší hmotností. Dále jsou svařované rámy vhodné pro kusovou výrobu, velmi složité celky nebo díly s častým změnováním. Svarky jsou často vyplňovány betony, polymerbetony nebo Al pěnou (Obr. 39). Tyto kombinace zaručují velmi kvalitní tlumení rámu stroje s dobrou statickou a dynamickou tuhostí.

Materiálové normy často používaných ocelí:

- ČSN EN 11373
- ČSN EN 11523

Nevýhodou je vnitřní pnutí způsobené svařováním. Svařence jsou žíhány pro odstranění vnitřního pnutí. Při zcela nevhodném technologickém postupu svařování se profily mohou vnitřním pnutím dokonce zhroutit. Oceli jsou obtížněji obrobiteľné než litina.

4.1.4 Keramika na bázi Al a Si [17]

Keramické díly se v konstrukci obráběcích strojů často nevyskytují. Ale pro velmi přesné a speciální účely se s nimi můžeme setkat. Keramiky na bázi křemíku a hliníku jsou teplotně velmi stálé, jejich teplotní roztažnost je méně než 1/3 teplotní roztažnosti litiny a navíc nepodléhají materiálovému stárnutí. Mají tedy velmi dobrou rozměrovou stálost. Jsou obrobiteľné konvenčními technologiemi, velikost polotovarů je dnes maximálně 1400x1000x2400mm.

Příklady materiálů používaných v konstrukci strojů:

- SA610 - na bázi Al, $E=280\text{GPa}$, teplotní roztažnost $5,7 \cdot 10^{-6}\text{K}^{-1}$
- SN810 - na bázi SiN_x "Sialon" $E=300\text{GPa}$
- Rocar S1 - materiál na bázi SiC $E=430\text{GPa}$, teplotní roztažnost $2,8 \cdot 10^{-6}\text{K}^{-1}$

Za značné nevýhody těchto kompozitů lze považovat jejich cenu a komplikované spojování s ostatními díly konstrukce.

Použití těchto keramickým materiálů je poměrně časté u křížových saní, nosníků nebo hřídelí. Japonská firma Sodick je používá i při konstrukci stolů obráběcích center (800x800x150mm), pinol...(Obr. 11). Jejich materiál SA610 má koeficient tření $f_t=0,002$, je velmi tvrdý a prakticky otěruvzdorný. Japonci tento hliníkový kompozit používají výhradně ve spojení s aerostatickým vedením.

4.1.5 Granit (přírodní žula)

Materiál pro velmi přesné měřicí a mikrofrézovací stroje. Žula vznikla před stovkami miliónů let. Pokud je těžena v geologicky klidné oblasti, zcela postrádá vnitřní pnutí. Její teplotní roztažnost je poloviční oproti litině, má nízkou teplotní vodivost a je velmi odolná vůči opotřebení.

Žula pro obráběcí stroje bývá těžena v Jižní Africe, ze stejné země pochází žula pro "brněnský orloj". Výrobci dílců z žuly jsou Microplan, OELZE, JFA..

Jako přírodní materiál musí být vytěžena a opracována. Rozměrné dílce je potřeba přesně brousit. Žula v malé míře absorbuje vzdušnou vlhkost. Spojování dílců je složité, jsou lepeny nebo šroubovány přes vlepená závitová pouzdra. Masivní monolitické bloky tvoří nepohyblivé stoly, stojany a příčníky.



Obr. 13: Žulový lom Tlapa Jižní Afrika [18]

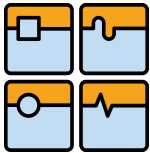
4.1.6 Částicové kompozity - Polymerbetony

Betonové dílce se ve stavbě obráběcích strojů objevily už na počátku 20. století v Německu. Poté opět ve 40. letech za druhé světové války, motivem byl nedostatek oceli. Po skončení války byly tyto důvody neaktuální. Betony v konstrukci obráběcích strojů se znovu objevují v 60. letech. Nejvíce firem zabývajících se produkcí betonových dílců sídlí v Německu.

Dílce z polymerbetonu jsou ekonomicky vhodné pro střední série strojů cca 30 za rok. Při stejné hmotnosti dílce lze docílit vyšší tuhosti a tlumení než u šedé litiny. Rámy z polymerbetonů jsou tepelně stabilní díky malé teplotní vodivosti.

Jedním z betonů používaným při stavbě obráběcích strojů je HIPERCON (HPC) - vysokopevnostní cementový beton, odlitky vyrábí například německá firma BÖGL REITZ. Mezi další výrobce patří Demmeler s produktem DemTec (Obr. 14) a polymerbeton s názvem Hydropol od firmy Framag.

Betonové dílce jsou spojovány lepením, kovovými nebo chemickými kotvami pomocí ocelových šroubů. Dílce jsou odlévány do připravených forem ze dřeva nebo oceli. S dnešní technologií obrábění lze dílce z polomerbetonu běžně obrábět.



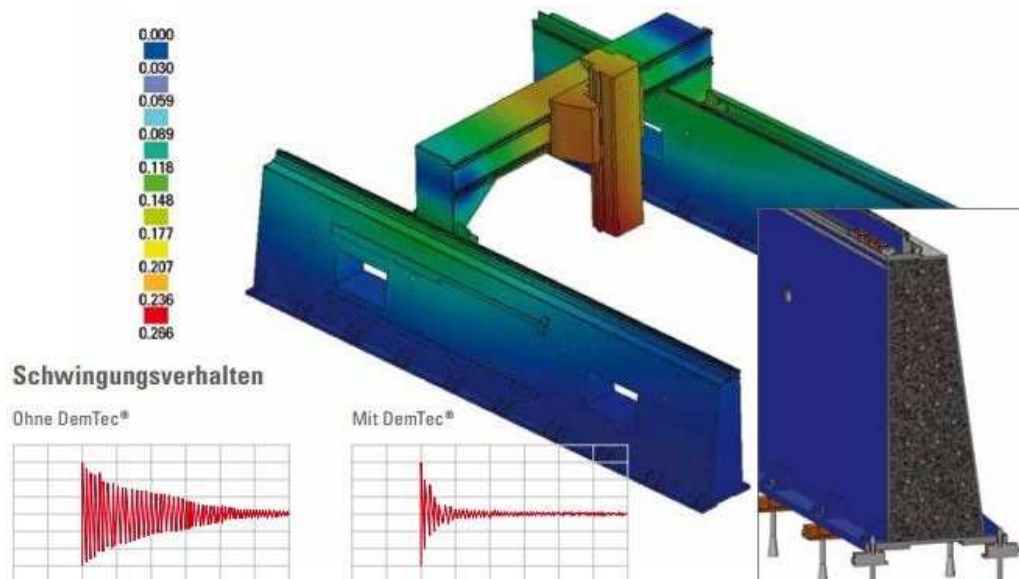
4.1.7 Vláknové kompozity CRP

Kompozitní materiály vyztužené uhlíkovými vlákny jsou alternativou k litinovým dílcům. Doposud nejsou zcela popsány jejich vlastnosti a řada techniků nemá o těchto materiálech dostatečné znalosti. Testování těchto dílců nyní probíhá na univerzitách v Německu a Japonsku. Dílce mohou být navrhovány s optimální tuhostí v určeném směru. Kompozit má dobré materiálové tlumení, vyšší než u šedé litiny a v kritických směrech skoro nulovou teplotní roztažnost.

Nejsou dostatečně popsány postupy, jak tyto dílce konstruovat, vyrábět a dále zpracovávat. Tyto faktory velmi prodražují výrobu. Materiál je předpřipraven v podobě tkaniny navinuté na bubnech, ta je odtud ručně stříhána, pak vrstvena do požadovaných tvarů. Nakonec je dílec umístěn do autoklávu, kde je vulkalizován. Tedy i výroba těchto dílců je velmi náročná. CRP jsou užívány především pro výrobu zakázkových plachetnic a motorových člunů v USA.

4.1.8 Hybridní struktury a materiály

1. litinový odlitek vyplněný pískem
-výrobci nechávají v dutinách zalitá jádra, ta zvyšují hmotnost a tlumení
2. odlitek nebo svařek vylitý polymerbetonem (Obr. 14)
-podstatně se tu zvyšuje tlumení svařence, jde o velmi zajímavou kombinaci
3. ocelový svařenec vyplněný uhlíkovým laminátem
4. polymerbetonový odlitek vyplněný uhlíkovým vláknem
5. ocelový svařenec nebo profil vyplněný Al pěnou
6. další sendvičové struktury



Obr. 14: Demtec (Demmeler) - částicový kompozit na bázi cementu a žuly modul pružnosti 45GPa, pevnost v tahu 120MPa[19]

U možností 3-6 přímo navrhujeme specifické vlastnosti, které od daného dílce požadujeme. Jde o zcela novou oblast konstrukce obráběcích strojů, která naráží na problémy s neznalostí daných postupů jako v případě CRP. Především ocelový svařenec vyplněný Al pěnou (Obr. 39) je velmi zajímavá varianta díky své nízké hmotnosti a velkému materiálovému tlumení.



4.2 POHONY LINEÁRNÍCH OS

Řezné materiály nástrojů v posledních letech zaznamenávají neustálý vývoj. Nejnovější typy umožňují obrábět řeznými rychlostmi v řádu tisíců m/min^1 . Aby lineární posuvové osy obráběcích strojů vyhověly, musí se pohybovat rychlostmi v řádu desítek m/min^1 . Posuvová soustava musí být z kinematického i dynamického hlediska dostatečně dimenzována.

Pohony lineárních os bývají složeny z mechanické a elektrické části. Elektrické servopohony jsou dnes velmi sofistikované, v posledních desetiletích zaznamenaly značný vývoj. U mechanických částí k zásadním změnám nedošlo, a právě ty jsou dnes největším omezujícím prvkem těchto řetězců. Obecně lze některé mechanické části pohonu lineární osy vynechat použitím lineárního nebo torzního motoru. Jde o přímé náhony lineárních a rotačních os obráběcích strojů a zařízení obecně. Vynecháním komponent, jako převodovka a posuvový mechanismus (kuličkový šroub, hřeben a pastorek), dojde ke snížení momentu setrvačnosti soustavy.

Náš stroj má uspořádání lineárních posuvových os X a Y; motor - převodovka - posuvový mechanismus a u osy Z je použitý kuličkový šroub. Klasické uspořádání muselo být zachováno vzhledem k velké hmotnosti posuvové soustavy našeho stroje. Ale i u těchto velkých strojů, určených primárně k hrubování a tedy silovému obrábění, dochází v posledních letech ke změně a jsou zde nasazovány technologie vysokorychlostního obrábění ve 4 osách. Tato proměna stroje je dosažena použitím výměnných vřetenových hlav. Takto jsou na jedno upnutí obráběny rozměrné lisovací formy, lopatky turbín a jakákoliv myslitelná tvarová plocha. To nás vede ke kompromisům v navrhování posuvové soustavy. Těmi je poměr mezi zrychlením a posuvovou silou.

4.2.1 Varianty uspořádání pohonu

Známe několik konvenční uspořádání pohonů lineárních soustav:

- kuličkový šroub a matice
- šroub a ozubený hřeben
- šnek a šnekový hřeben
- pastorek a hřeben
- lineární motor

4.2.2 Kuličkový šroub

Kuličkový šroub je v posledních letech nejběžnějším způsobem náhonu lineárních os u menších a středně velkých strojů. Používají se uspořádání s pohyblivým nebo stojícím šroubem. Nejběžnější délky takto poháněných lineárních os jsou do 4000mm, dnes se objevují šrouby delší, jsou skládané. U šroubu dochází zahříváním k tepelné dilataci, proto je na jednom konci uložen letmo. To způsobuje, že tuhost mechanismu není v celé délce konstantní. Tepelnou dilataci kompenzujeme šrouby s vrtanými kanály pro chladící médium a keramickými kuličkami, které mají nižší součinitel tření, jsou lehčí a minimálně tepelně vodivé. Tak méně ovlivňují tepelnou stabilitu kuličkového šroubu.



Uspořádání s pohyblivým šroubem má nevýhodu v nutnosti kontrolovat kuličkový šroub na vzpěr a kritické otáčky závislé na jeho průměru, stoupání a délce. Při dosažení kritických otáček dojde k rozkmitání šroubu, to může poškodit jeho uložení, nebo zničit samotnou matici. Zlepšení dynamiky v tomto případě dosahujeme zdvojením pohonu šroubu umístěním motorů na začátek a konec šroubu.

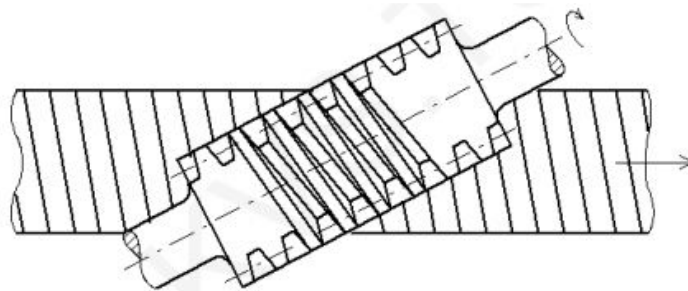


Obr. 15: Řez kuličkovým šroubem SKF [20]

Varianta s poháněnou maticí je používána pro menší hmotnosti posuvových os, nevýhodou je nutnost vozit pohon a kuličkovou matici spolu s pohybující se osou, to zvyšuje hmotnost stolu. Kuličkové šrouby mají vysokou účinnost okolo 98% a jsou nesamosvorné, proto používáme brzdy nebo brzdové motory.

4.2.3 Šroub a ozubený hřeben

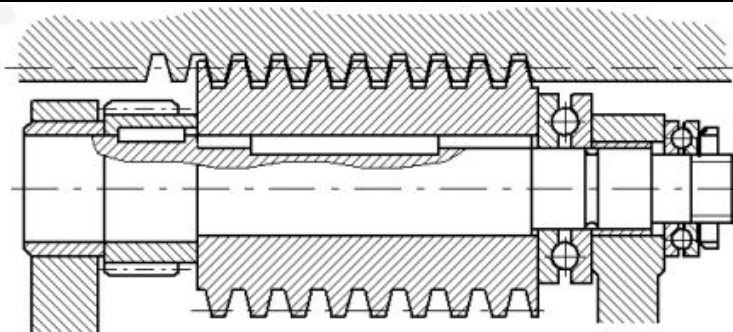
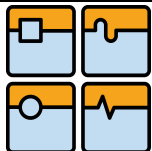
Řešení v dnešní době skoro není používáno, jen ojediněle na rychlé a dlouhé posuvy. Má malou životnost a účinnost. Osy šneku a ozubeného hřebenu jsou mimoběžné.



Obr. 16: Šroub a ozubený hřeben [21]

4.2.4 Šnek a šnekový hřeben

Toto řešení pohonů os nebývá příliš časté, má složitou konstrukci a vysoký výsledný převod. Pohon má nízkou rychlost posuvu. Šnek bývá hydrostaticky uložen, má tak minimální tření. Opotřebení celého posuvového mechanismu je nízké. Toto řešení je používáno pro pohon stolů portálových frézek. Tuhost pohonu je velmi vysoká, nezávisí na délce osy, je po celé délce stejná.



Obr. 17: Šnek a šnekový hřeben [21]

4.2.5 Pastorek hřeben

Uspořádání pohybové osy pastorek - hřeben je velmi časté, je staré několik století. Ve 14. století bylo používáno především pro napínání kuší. Později v období průmyslové revoluce bylo velmi rozšířené. Jednak v dopravě jako ozubnicové železnice, nebo přímo u strojů a zařízení.

Dnes je pastorek - hřeben používán pro pohony lineárních os větších délek než 5m. Výhodou v porovnání s lineárním motorem je nižší cena. Oproti kuličkovému šroubu má pohon stejnou tuhost po celé své délce, nemusíme kontrolovat šroub na kritické otáčky a vzpěr. Důležitým faktorem je i maximální posuvová rychlost, dnes i $260\text{m}/\text{min}^1$ u menších hmotností posouvaných os. Nespornou výhodou je stavebnicová koncepce osy umožňující prakticky neomezenou délku zdvihu a zároveň její tuhost v celém rozsahu.



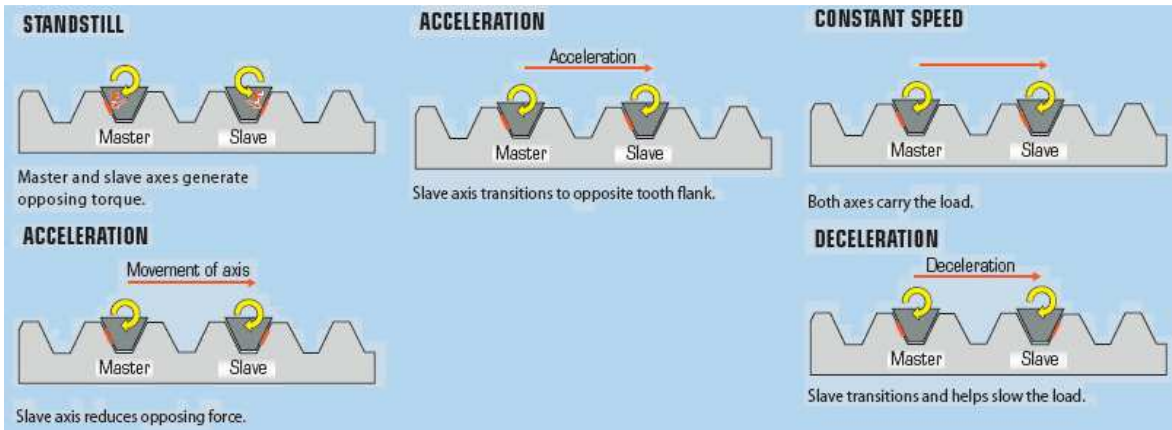
Obr. 18: Planetová převodovka ZTR (STOBER) s pastorkem a hřebenem [22]

Nevýhodou je náročnější ustavení pohybových os proti sobě. Musí být dodržena roztečná vzdálenost ozubení. To se dosahuje odtlačovacími šrouby nebo planžetami. Další problematickou věcí je rovnoměrné mazání hřebenu a pastorku.

Motory se používají brzdové. Vymezení vůle v ozubení se běžně řeší mechanicky nebo elektronicky. Mechanicky dvoudílným ozubeným kolem



s pružinami, převodovkou s pružinovým členem, nebo s předepnutím přes hřídel s ozubenými koly, která mají opačný smysl (levé / pravé kolo). K elektronickému předepnutí je užíván systém Master-Slave.



Obr. 19: Princip funkce Master-Slave [23]

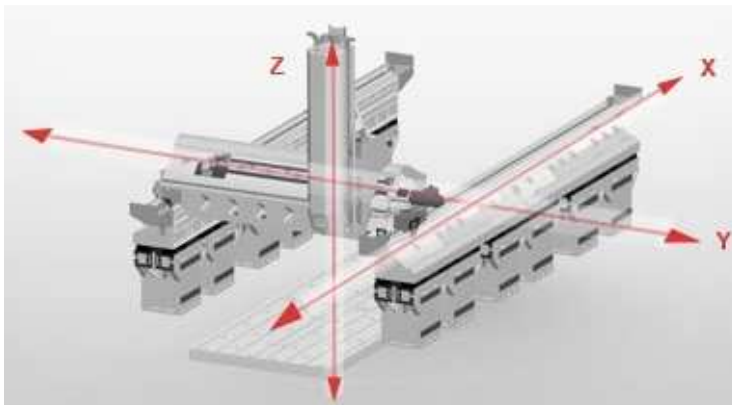
5 REALIZACE FRÉZEK V KONFIGURACI HORNÍ GANTRY

Frézky v uspořádání horní gantry v Čechách vyrábí TOS VARNSDORF, Strojírna TYC, Tajmac-ZPS, TRIMILL. Zahraničními producenty jsou německý ZIMMERMANN, DROP+RHEIN, WALDRICH COBURG, HANDTMANN, ALZMETALL, v Itálii FIDIA, BRETON, na Taiwanu KAO MING.

Menší stroje v uspořádání horní gantry vyrábí například Strojírna TYC, TRIMILL, německý DMG a HERMLE, japonský MAZAC, MORI SEIKI, španělská KONDIA, italské FIDIA, BRETON a mnoho dalších.

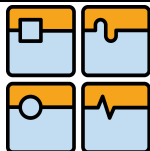
Nyní proberu české realizace frézek v uspořádání horní gantry. FPPC (Strojírna TYC) (Obr. 20), tyto stroje jsou realizovány od počátku roku 2007, byly prodány 4 do České republiky a 3 do Ruska.

Stroj je v základním provedení určen především pro hrubovací operace. Pokud je dovybaven, je schopen provádět dokončovací operace. Je dodáván zákazníkům z energetického a dopravního sektoru (výroba vlaků). [1][5][24][25]



Obr. 20: Koncepce "horní gantry" FPPC (Strojírna TYC)[24]

Firma Trimill založená v roce 2000 se zaměřuje na HSC frézování. Její stroje slaví úspěch především na německy mluvících trzích. Nabízí vysokorychlostní (HSC) obráběcí centra. Příkladem produkce je GTV 97 (TRIMILL) (Obr. 21). Velkým



DIPLOMOVÁ PRÁCE

obráběcím centrem zařazeným do srovnávací tabulky je VC 4525 (TRIMILL) (Obr.22). Produkci před několika lety rozšířili o nové stroje pro horizontální frézování. [25]

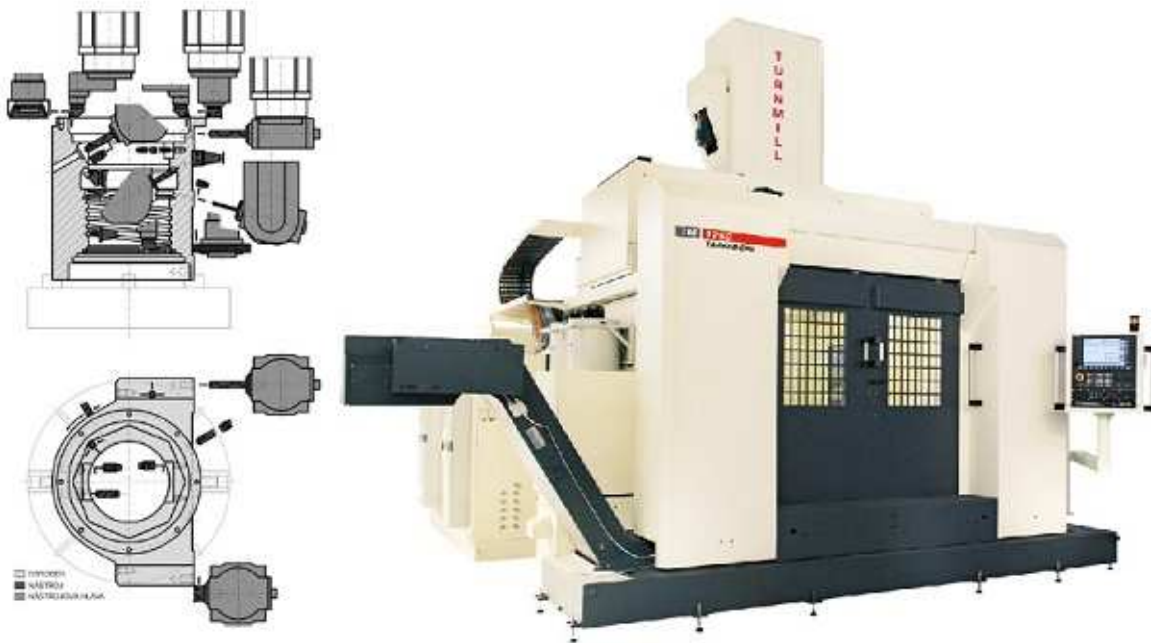


Obr. 21: Litinové lože tohoto stroje je součástí pohledových částí GTV 97 (TRIMILL) [25]



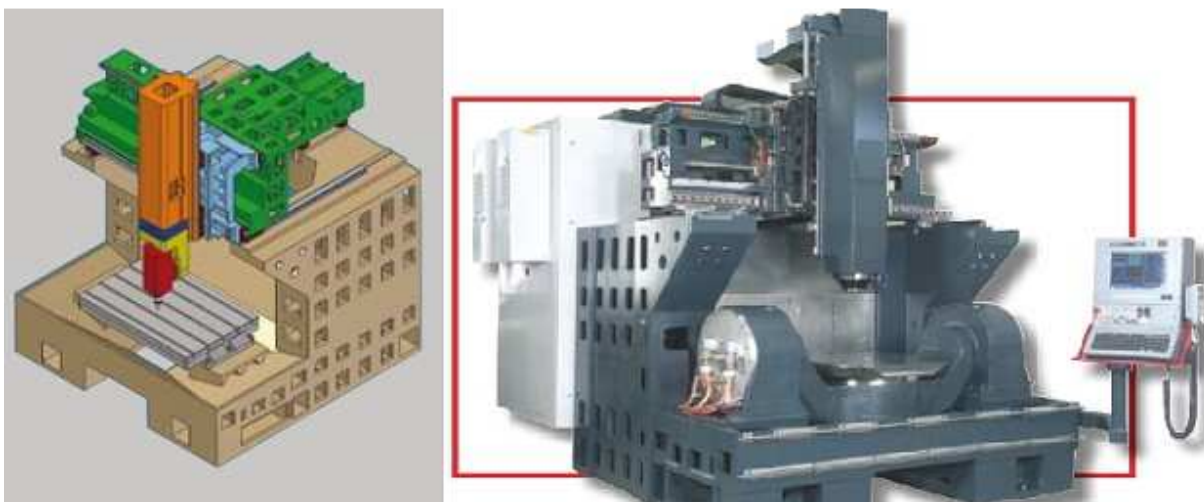
Obr. 22: Největší stroj značky pojezdy: X,Y,Z 6500,2500,1200mm VC 4525 (TRIMILL) [25]

Dalším z českých výrobců je Tajmac-ZPS, rovněž ze Zlínského kraje jako TRIMILL. Tento výrobce strojů má opět 2 řady portálových frézek. Řadu MCV klasické koncepce se stolem 1200x1000mm a řadu TURNMILL, ta je vybavena otočným stolem o maximálním průměru 3000mm. Jedná se tedy o originální řešení kombinující frézovací a soustružnické operace (Obr. 23). [26]

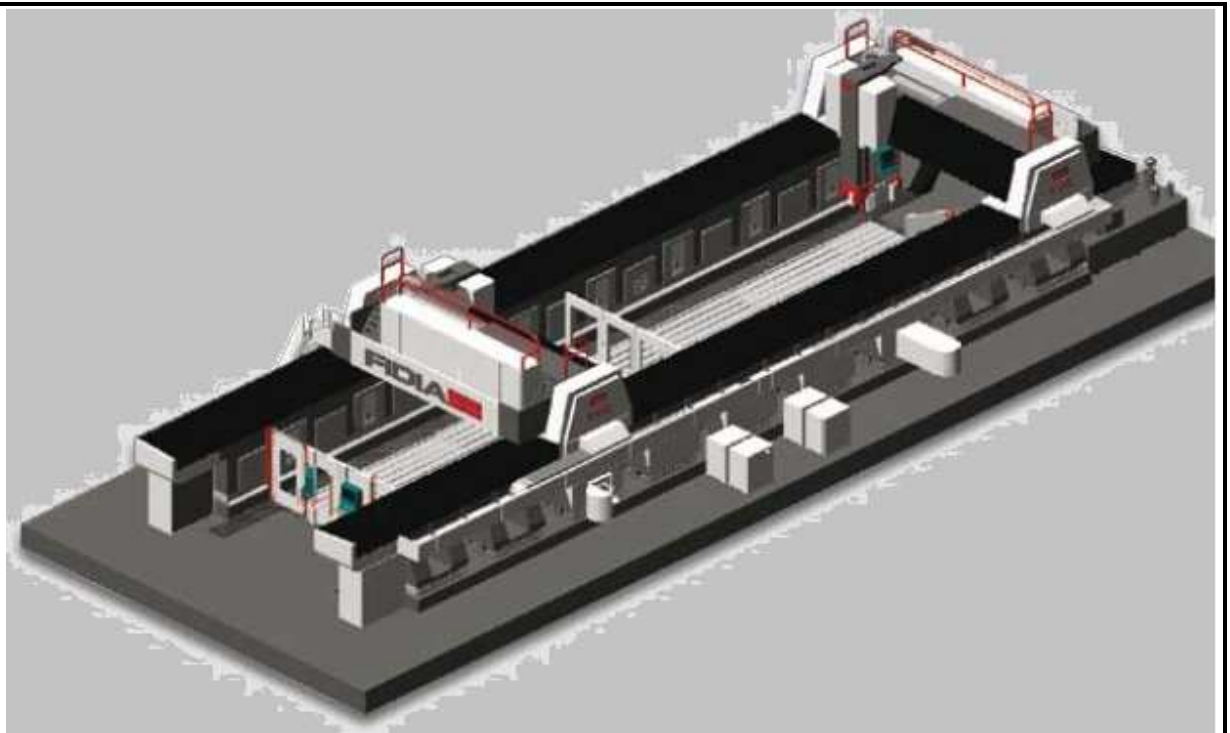


Obr. 23: Turnmill (Tajmac-ZPS) frézka horní gantry v kombinaci s otočným stolem [26]

Dalším zmíněným producentem je italská FIDIA. Firma vznikla v roce 1974, dnes nabízí frézovací centra s vlastním řídicím systémem. V provedení horní gantry nabízí menší stroj G996 (Obr. 24). Stroj má pracovní stůl 970x1070mm, nebo je možné ho vybavit otočnou upínací deskou průměru 800mm jako u stroje Turnmill. Druhým větším strojem je typ GTF, model je nabízen i v provedení s dvěma příčnicí (Obr. 25). Pracovní prostor je X,Y,Z 4000-17000+mm, 2000-4000mm, 1000-2500mm, posun v ose X 60m/min¹. [27]



Obr. 24: G996 v provedení s pevným a otočným stolem (FIDIA) [27]



Obr. 25: GTF v provedení s dvěma příčnicí (FIDIA) [27]

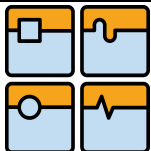
Firma DMG (Deckel Maho Gildemeister) uvedla na trh stroj DMC 65V, měl termosymetrickou konstrukci, používal princip box in box od firmy Mori Seiki. V nabídce firmy se naposledy objevil před dvěma lety. Vertikální frézky DMG se navrátily zpět ke klasické koncepci, osy X, Z v nástroji, osa Y ve stole. I Mori Seiki upustila od těchto koncepcí a navrátila se zpět ke konzervativním řešením. [5]

5.1.1 Parametry konkurenčních strojů

Provedu srovnání 5 konkurenčních strojů. Zimmermann FZ 42, Fidia GTF, Trimill VM 4525, Tajmac-ZPS Turnmill. [1][25][26][27]

Parametry našeho stroje byly voleny s ohledem na srovnávací tabulku (Tabulka 2) a parametry podobných strojů vyráběných v současnosti.

Je nutné uvědomit si, že tyto multifunkční obráběcí stroje jsou vrcholnou ukázkou lidského umu a poznání v oblasti technologií, konstrukce, pohonů, obrábění a materiálů. V této diplomové práci nebude provedeno multikriteriální rozhodování, jelikož parametry, výkon stroje a jeho výsledné užité vlastnosti velmi závisí na budoucích uživateli. Stroj je univerzální, jeho konečné užité vlastnosti určí technolog, proto musí být značně předimenzován v řadě parametrů. Takto jsme přistoupili ke konstrukci stroje. Logickým postupem by byla analytická úloha s řešením průřezů jednotlivých částí. Pro topologii příčnicí a stojanů toto nebylo možné. Veškeré výpočty byly provedeny metodou konečných prvků.



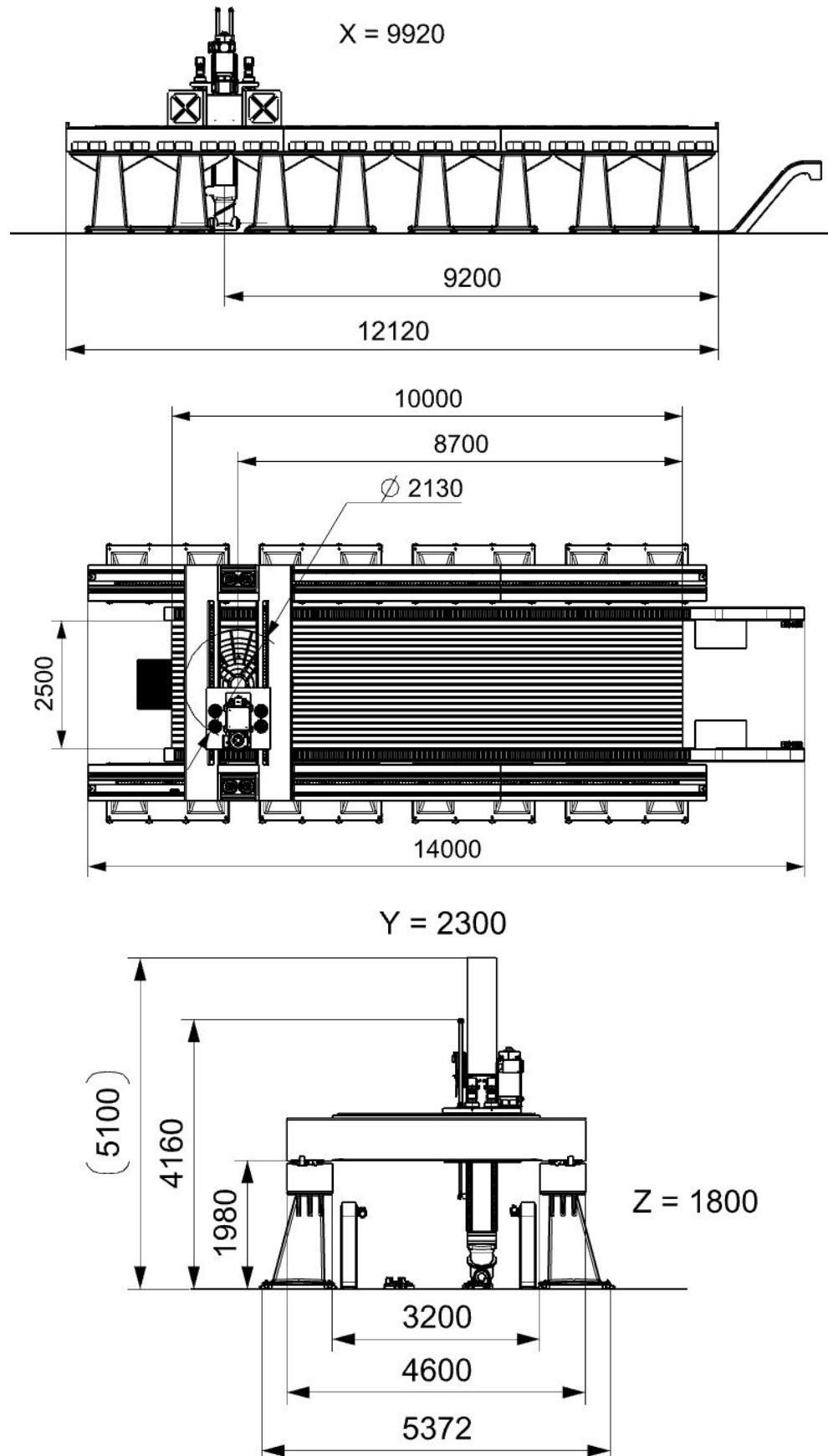
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tabulka 2: Parametry strojů

	Zimmermann FZ 42	Fidia GTF	Trimill VC 4525	Turnmill Tajmac-ZPS	náš stroj
pracovní pojezd v ose X: [mm]	3000 (25000)	6000 (12250)	4500 (6500)	1400 (3050)	9920 (1920+x·4000)
pracovní pojezd v ose Y: [mm]	2500 (3500)	2700 (4000)	2500 (3500)	1500 (3250)	2300
pracovní pojezd v ose Z: [mm]	1000 (1700)	1000/1400 (2500)	1250 (1400)	1250 (1500)	1100 (1900)
rychlost posuvů v ose X: [m/min]	do 60	30 (do 60)	20	30	15 (22)
rychlost posuvů v ose Y: [mm/min]	do 60	30 (do 60)	25	30	24 (34)
rychlost posuvů v ose Z: [mm/min]	do 60	30 (do 60)	25	30	20
zrychlení v ose X: [m/sec ²]	do 5	-	1,5	3	4
zrychlení v ose Y: [m/sec ²]	do 5	-	1,5	3	4
zrychlení v ose Z: [m/sec ²]	do 5	-	1,5	3	2,5
pracovní prostor: [mm]	3000x2500	4000x2500	4500x2800	PR2500	10000x2500
výkon pracovního vřetene (úhlová 90° frézovací hlava): [kW/ Nm]	45/344	34/160	25/195	38/300	29,5/3000
hmotnost stroje [kg]	-	-	66000	6000 (25000)	60000



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 26: Rozměry a velikosti os našeho stroje



6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH STROJE

Konstrukční návrh stroje je proveden v softwaru NX 8.5 (Unigraphics NX 8.5). Software je vyvíjen od roku 1969 v USA. Poprvé byl komerčně nasazen v roce 1975. Byl určený především pro letecký průmysl. Dnes je užíván v automobilovém průmyslu. V roce 2007 byl software se všemi právy koupen dceřinou společností koncernu SIEMENS. Software patří mezi skupinu CAD systémů, jako CATIA a PRO-E. Je modulární, programovatelný a spolu s nastavbami a množstvím knihoven je schopen modelovat jakýkoli myslitelný problém, systém či konstrukci. [28]



Obr. 27: Siemens NX [28]

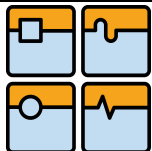
6.1 Zvolené parametry

Existuje několik variant obráběných materiálů:

- Hrubování a dokončování dřeva, hlíny, CRP, GRP, pryskyřičných materiálů a slitin hliníku
- Dokončovací operace Fe-C slitin
- Hrubovací a dokončovací operace Fe-C slitin

Zvolili jsme 3. variantu. Původním cílem však bylo vytvořit stroj parametry podobný Zimmermann FZ25. Ten je určen pro tvorbu forem a modelů ze dřeva, laminátu. Uplatnění tato koncepce nachází v automobilovém a energetickém průmyslu při výrobě dílů k větrným elektrárnám. Bohužel by bylo problematické uplatnit integrovaný soustružnický stůl ve stole klasickém. [1]

Na smykadlo vyložené 1800mm do pracovního prostoru může působit maximální síla 12000N, aniž by došlo k havárii nebo zvýšenému namáhání stroje. Proto je nutná velmi vysoká tuhost horní části stroje. I při použití moderních materiálů



je obtížně dosažitelná. Horní příčník musí být jednoznačně velmi hmotný, to klade zvýšené nároky na jeho pohony.

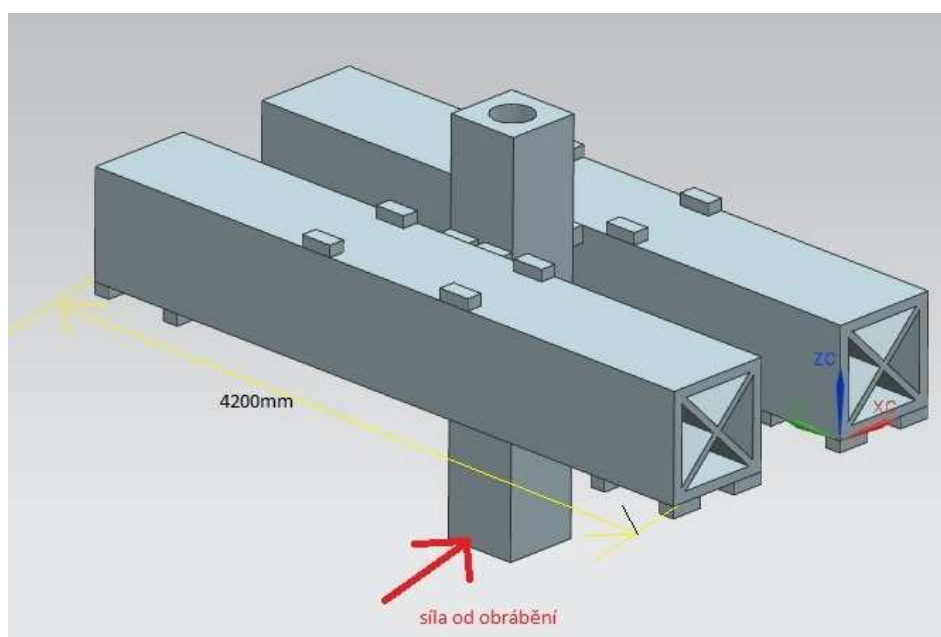
Soustružnický stůl u takto robustního stroje umožní vyrábět kruhové díry do skříňových součástí. V kombinaci s velkým pevným stolem umožní koncepcí obrábět rozměrné dílce. TOS Kuřim přidává soustružnický stůl do pracovního prostoru jako přídatné zařízení, ten zabírá místo. Náš stůl je integrován do pevné upínací desky (stolu). Tedy v pracovním prostoru nepřekáží.

6.2 Návrh rámu stroje

V ideálním případě by měl začít u analytického výpočtu průřezů jednotlivých lineárních os. Vzhledem ke zvolenému topografickému uspořádání nebylo možné úlohu dostatečně zobecnit tak, aby mohla být analyticky řešena.

Příčník stroje je zatěžován ohybem a krutem. Konzultace u prof. RNDr. Ing. Jana Vrbky DrSc. dr.h.c. potvrdila neřešitelnost této úlohy analyticky. Existuje teorie výpočtu krutu nekruhových průřezů, ta je bohužel nepoužitelná vzhledem k topologickému uspořádání příčníku (Obr. 28). Prof. Vrbka doporučil řešit úlohu pouze pomocí výpočtu metodou konečných prvků.

Veškeré části jsou odlitky z šedé litiny různých jakostí, minimální tloušťky stěn jsou 20mm. Návrhy dílců byly konzultovány se slévárenským technologem, který potvrdil jejich vyrobitelnost.



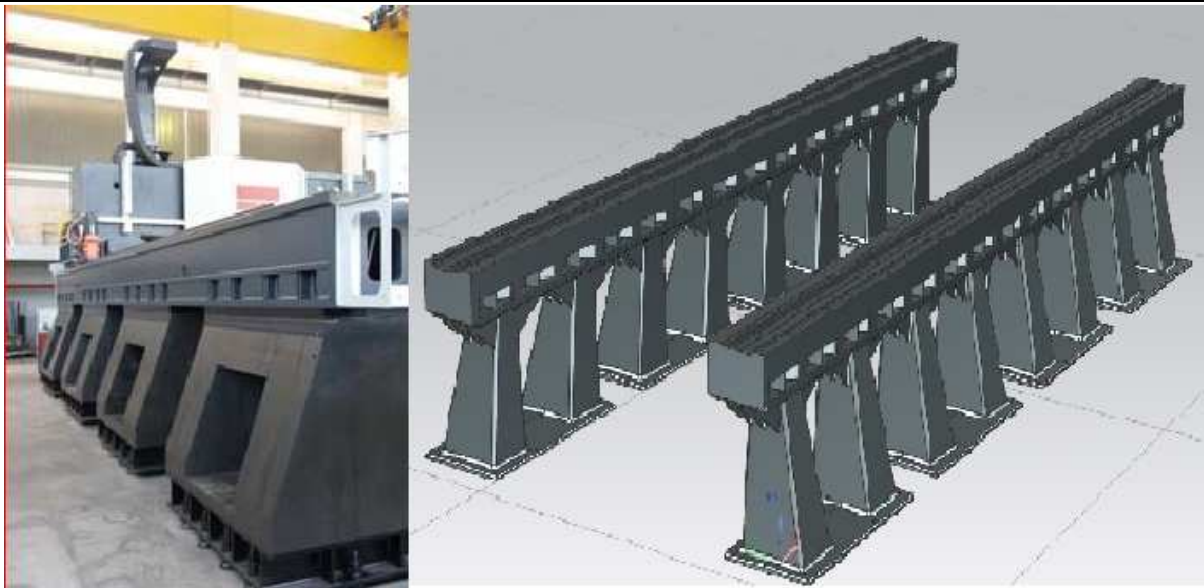
Obr. 28: Ukázka topologie příčníku 2,5. vývojového stádia příčníku

6.2.1 Stojany

Stroj má 2 stojany, levý a pravý. Podobně jako velcí výrobci strojů v uspořádání horní gantry, jsem zvolil koncepcí skládající se ze stojanů a skříní. Dílce stojanů jsou nejprve obrobena nahrubo, pak slícována, svrtána a poté se obrábějí dosedací plochy vedení a hřebenu načisto.

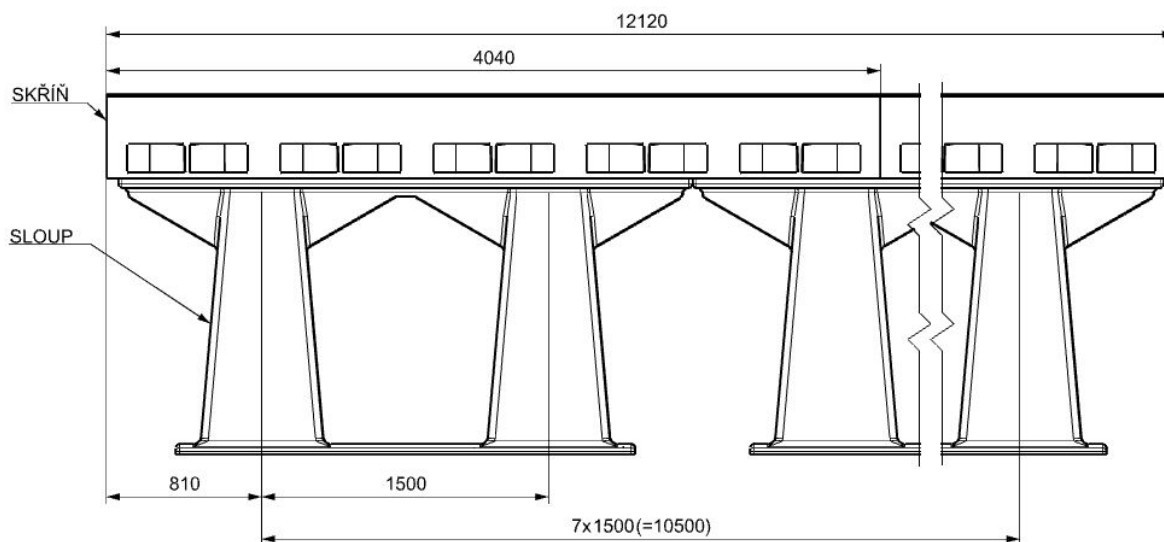


DIPLOMOVÁ PRÁCE

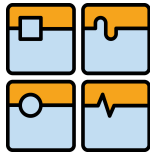


Obr. 29: Vlevo Fidia GTF, polymerbetonové stojany, nahoře litinové skříň, vpravo Náš stroj litinové stojany, litinové skříň. [27]

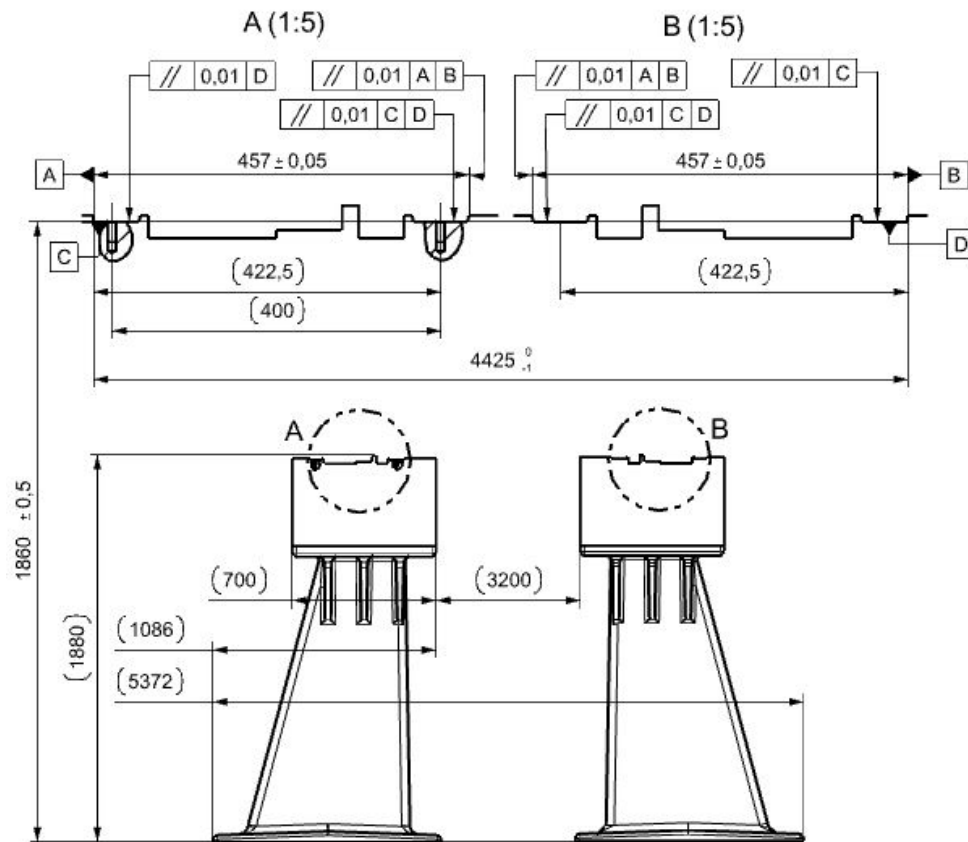
Každá skříň stojanu stojí na betonovém základu, který navrhoval kolega Bc. Ondřej Neumann. Se základem je spojena přes 8 patek firmy UNISORB. Patky jsou stavitelné v přesnosti na 0,025mm. Stojan bude ustaven tak, aby nebyl zkřížený a byly dodrženy tolerance mezi vedeními na levém a pravém stojanu. Tyto tolerance ustavení lineárního vedení jsou na Obr. 31.



Obr. 30: Bokorys stojanu

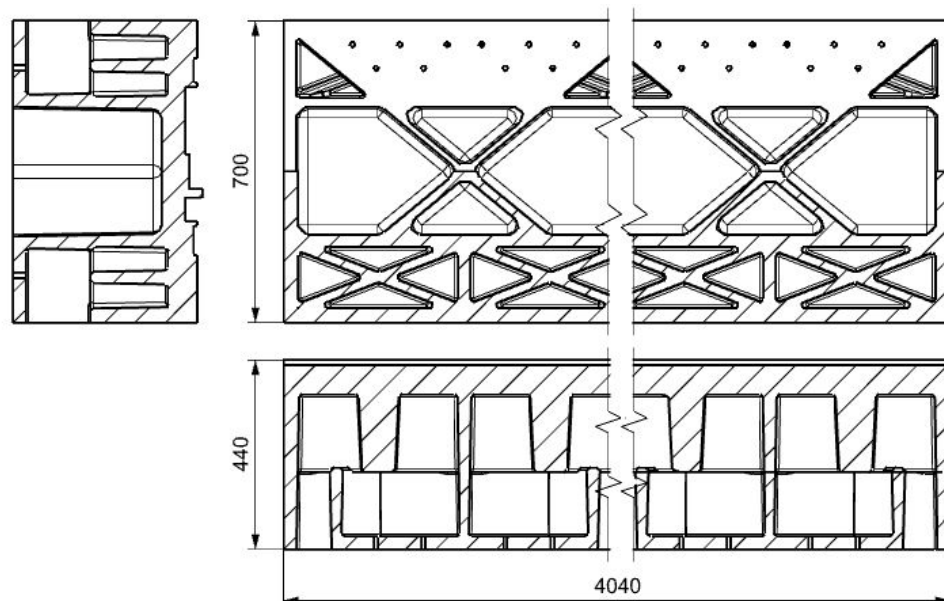


DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 31: Nárys stojanu, ukázka tolerování ploch kolejnic lineárního vedení

Dosedací plochy budou obrobeny v odpovídající přesnosti a kvalitě povrchu. Plochy pro ozubené hřebeny by byly tolerovány obdobně jako plochy pro kolejnice lineárních vedení. Hodnoty rovnoběžností jsou maximální povolené dle katalogu INA Schaeffler. Aby byly plochy sestaveny takto přesně proti sobě, musí být jednotlivé stojany obrobeny v rovnoběžnostech a kolmostech 0,003 maximálně 0,005.

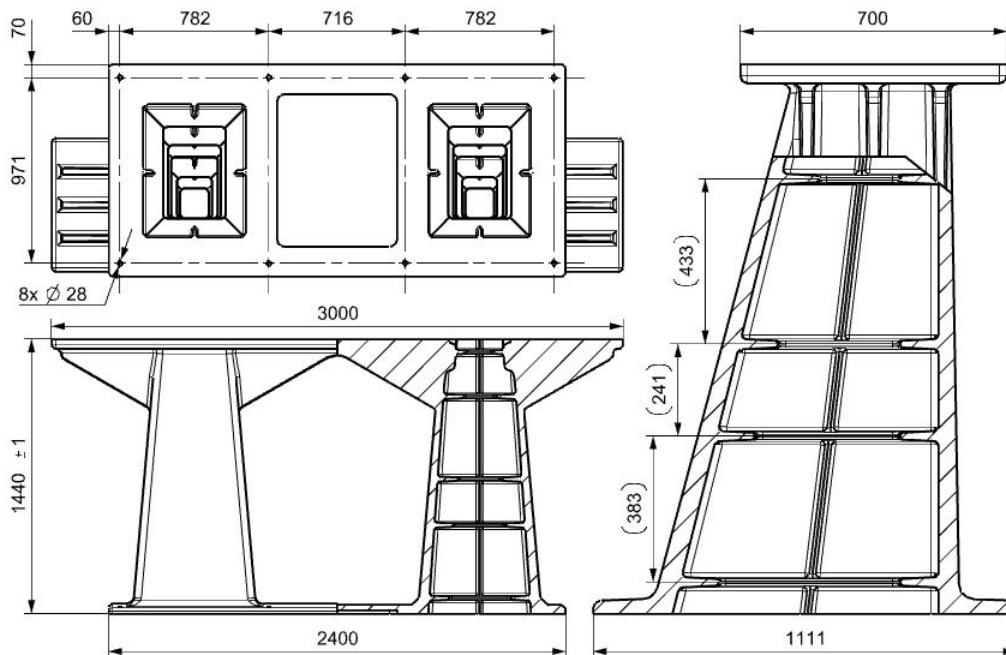


Obr. 32: Skříň stojanu



DIPLOMOVÁ PRÁCE

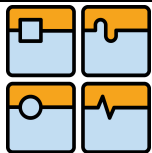
Nyní se zmíním o samotném stojanu a skříni. Stojan i skříň jsou bohatě žebrované dílce s velkou statickou tuhostí, aby nepodléhaly deformacím. Stroj je univerzální, proto jsou vzdálenosti žebér různé. Takovéto řešení sice prodraží přípravu výroby, ale bude tlumit široké spektrum budících frekvencí.



Obr. 33: Stojan, na řezech je vidět žebrování

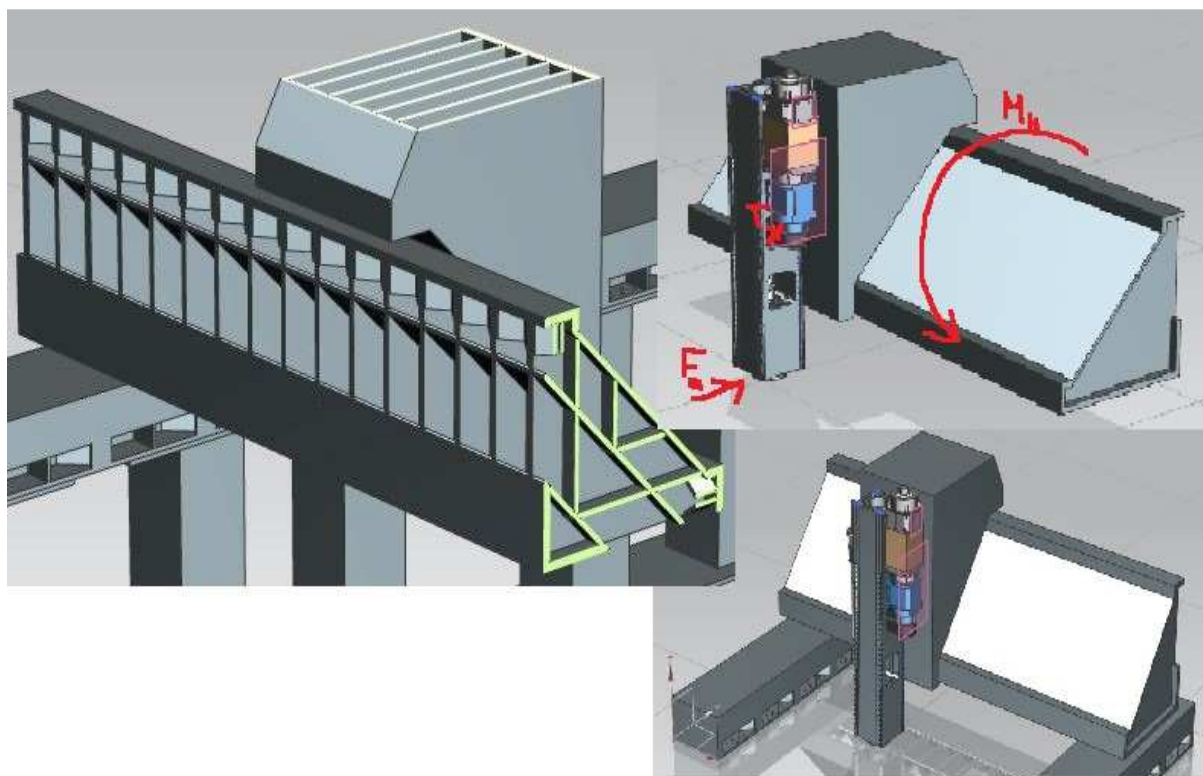
Na Obr. 33 jsou vidět žebra skříně. Pro další zlepšení vlastností by bylo možné odlitek vyrobít jako dvouplášťový nebo zcela změnit topologii stojanu. Materiál odlitků je GGG40.3 dle DIN 1693 (EN-GJS-400-18 dle EN 1563).

Celý sesazený a obrobený stojan by před instalací prošel povrchovou úpravou v lakovně.



6.2.2 Příčník

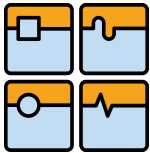
Příčník se u tohoto stroje stal nejnáročnější částí, co se jeho koncepce týče. Příčník se třikrát měnil. Ne všechny varianty vyhovovaly. Postupně představím jednotlivé nevýhody všech tří vývojových stádií. První vývojové stádium je na Obr. 34.



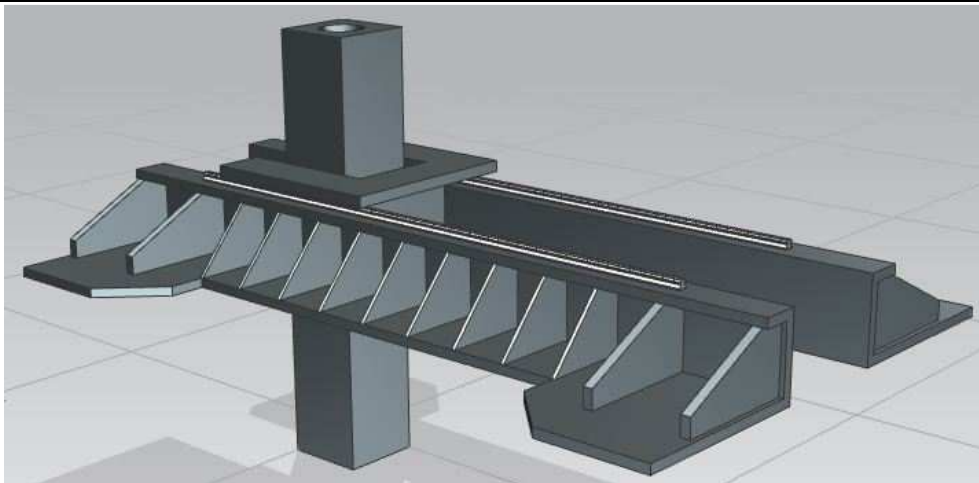
Obr. 34: První vývojové stádium příčníku

První z pokusů o vytvoření pohybových os X a Y skončilo příčníkem ve stylu STROJIRNY TYC (Obr. 20)[24]. Jednalo se o velmi mohutný žebrovaný litinový příčník. Taková topologie žeber by měla dobře tlumit budící frekvence vznikající od motorů a obráběcího procesu. Nevýhodou je vyložení smykadla a části saní před příčník, čímž u takového stroje vzniká velký klopný moment. V praxi lze obrobít plochy pod kolejnice lineárního vedení tak, aby kompenzovaly prohnutí příčníku vlastní vahou. Krut je kompenzovatelný jen omezeně. Další nevýhodou byla vysoká hmotnost soustavy, cca 35000kg. Pohybovat s touto hmotností při zrychlení $>3\text{m/sec}^2$ se ukázalo jako problematické, proto byla tato koncepce opuštěna. Při zatížení řeznou silou $F_a=12000\text{N}$ a vlastní hmotností se navíc nepodařilo dosáhnout menšího vychýlení konce smykadla než 0,7mm, při vyložení 1400mm. Toto řešení bylo zcela zamítnuto. Pokud by se stroj navíc rozkmitával při akcelerování, byl by zcela nepoužitelný.

Bylo třeba pozměnit přístup ke konstrukci příčníku. Dalším vývojovým stádiem byla varianta příčníku složeného ze dvou samostatných žebrovaných odlitků (Obr. 35).



DIPLOMOVÁ PRÁCE

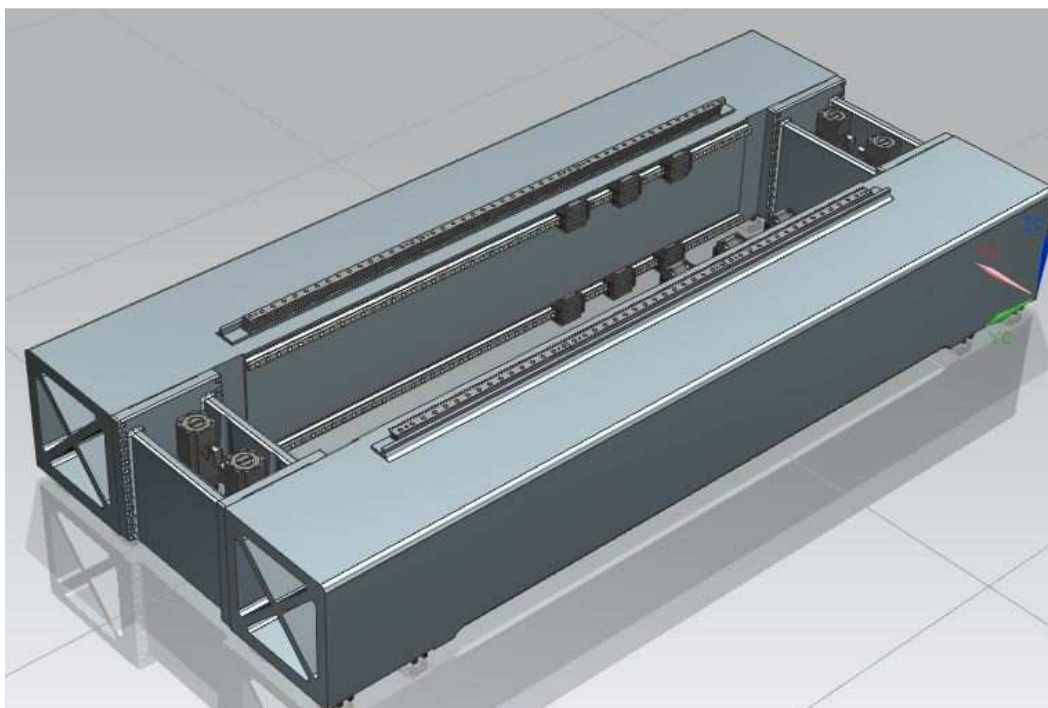


Obr. 35: Druhé vývojové stádium příčnicku

U této koncepcce jsem umístil lineární vedení osy Y nahoru na příčnicku. Bohužel koncepcce nebyla tuhá. K největším deformacím docházelo ve smykadle. Příčnicku byly spojeny skříněmi tak, aby se proti sobě nemohly pohybovat.

Výhodou této koncepcce je odstranění krutu vznikajícího vyložením smykadla mimo těžiště příčnicku. Pod kolejnici lineárního vedení se dá vybrousit vypouklá tvarová dosedací plocha vysoká uprostřed 0,2-0,3mm, která kompenzuje prohnutí vlastní vahou kinematického řetězce.

Zlepšená varianta s příčnicku standardního tvaru, čtvercového průřezu s příčkami uprostřed byla zvolena jako finální vývojové stádium. První model tohoto upořádání (Obr. 28) se ukázal jako uspokojivý. Příčnicku výsledného diplomového stroje (Obr. 36), je osazený pohony osy X a vedením osy Y.



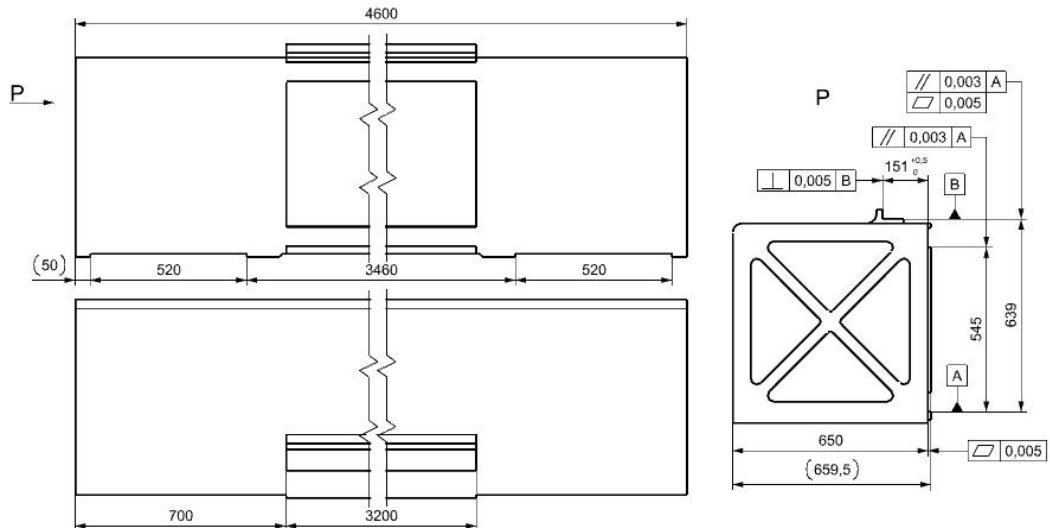
Obr. 36: Finální vývojové stádium příčnicku

Velkou výhodou je celková tuhost koncepcce. Dílce nemají žádné složité tvary, jsou výrobně nenáročné.



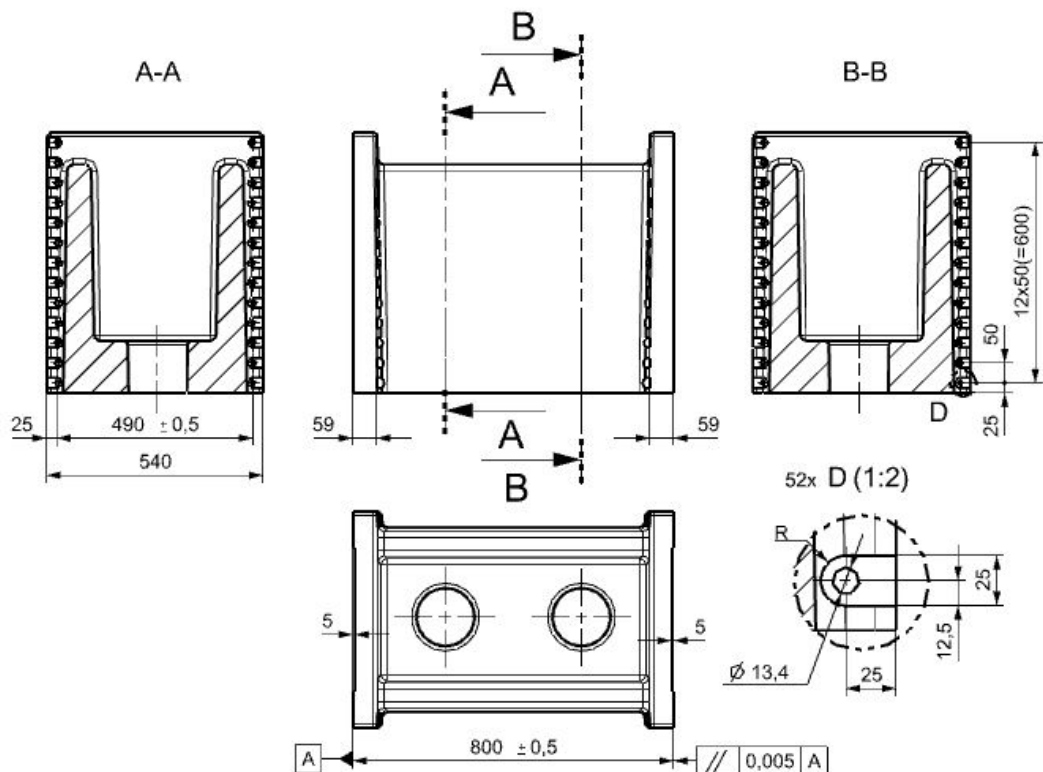
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Po hrubém obrobení, svtání a skolíkování budou dílce obrobena načisto. Pod plochy, na kterých jsou položeny kolejnice lineárního vedení osy Y, bude obrobena vypouklá tvarová dosedací plocha, která bude kompenzovat deformaci (prohnutí) způsobené vlastní vahou.



Obr. 37: Ukázka tolerancí požadovaných na sestaveném a obroběném příčnicku

Příklad skříňě připravené k sešroubování a skolíkování. Díry pro převodovky s motory jsou obrobena až na hotovém a zkompletovaném příčnicku.



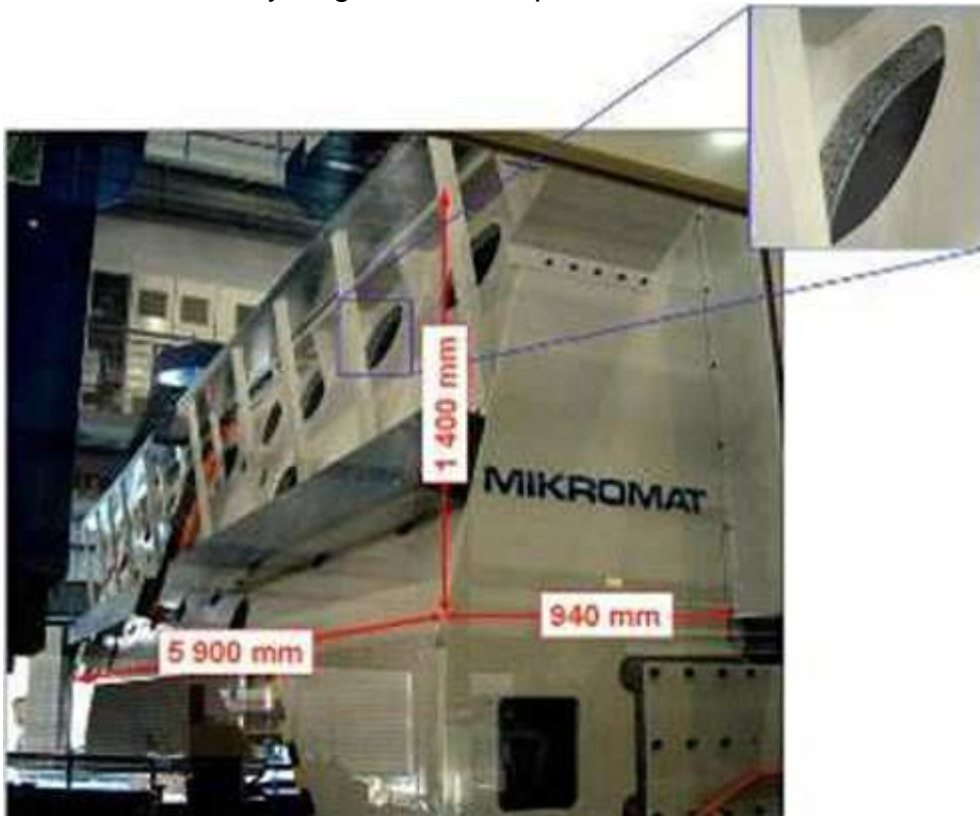
Obr. 38: Skříň připravená k sestavení s příčnicku

Po sestavení a obrobení potřebných ploch bude příčnicku povrchově upraven na lakovně. Celková hmotnost této osy by neměla přesáhnout 17000kg, to



představuje 2/5 úsporu hmotnosti v porovnání s původní vývojovou variantou, to je úspora hmotnosti 11000kg. Celkově bylo díky této koncepci příčniku dosaženo podstatně vyšší tuhosti.

Pro příklad ukazují svařovaný příčník od firmy MIKROMAT (Obr. 39), je svařený z profilů vyplněných Al pěnou. V porovnání s litinovým příčníkem o stejné hmotnosti bude mít tento vyšší geometrickou přesnost a tlumení.



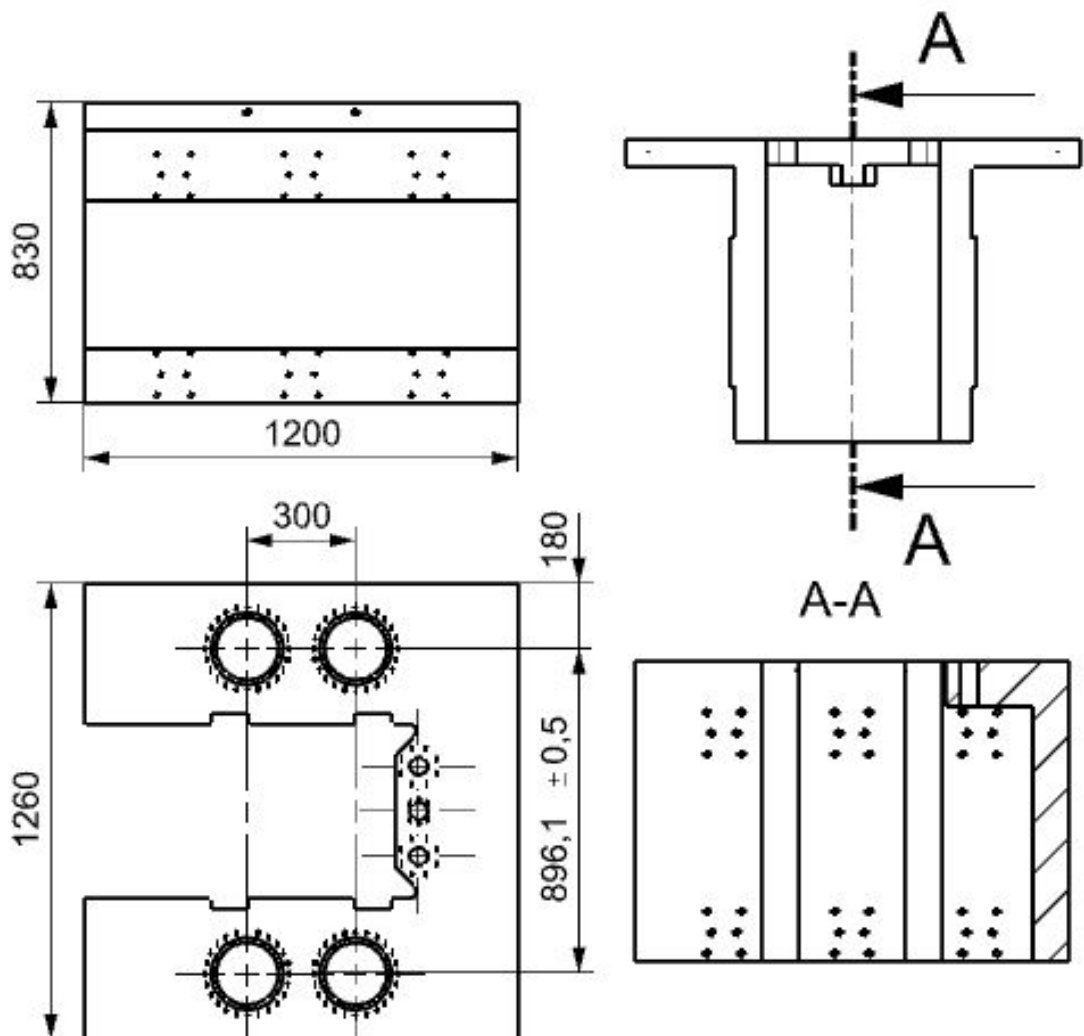
Obr. 39: Příčník stroje Dynapod vyrobený z profilů plněných Al pěnou [29]



6.2.3 Příčné saně

Saně (osy Y) vedou osu Z, musí být přesné a tuhé. Zvolil jsem koncepci "box in box". Lineární vedení os Y a Z jsou postaveny proti sobě. Proto bude docházet jen k minimálnímu zanášení nepřesností do obráběcího procesu z tohoto konstrukčního uzlu. Kolega zvolil pohon vřetena přes ozubený řemen a umístil motor na bok smykadla, proto jsou příčné saně z jedné strany otevřené (Obr. 40). Zástavbový prostor saní spolu se smykadlem je symetrický, v ose Y 1200mm, v ose Z 800mm. Velikost příčných saní v ose Y omezuje rozsah pojezdu osy o 600mm. Zvolená koncepce saní spolu s příčnicí zajišťuje velmi vysokou tuhost těchto os. Z MKP výpočtu plyne zkroucení příčnicku 1×10^{-5} rad.

Obr. 33 zobrazuje tvar a vnější rozměry saní. Tolerance dosedacích ploch vozíků lineárních os jsem tentokrát nenaznačil, jsou podobné jako u stojanů a příčnicku.



Obr. 40: Saně obráběcího stroje

Smykadlo je vycentrováno přímo ve středu saní. Příčné saně jsou odlitek z tvárné litiny GGG80 dle normy DIN 1693 (EN-GJS-800-2 dle EN 1563), bude tepelně zpracován a obroben do konečného tvaru. Saně nebudou povrchově upraveny.

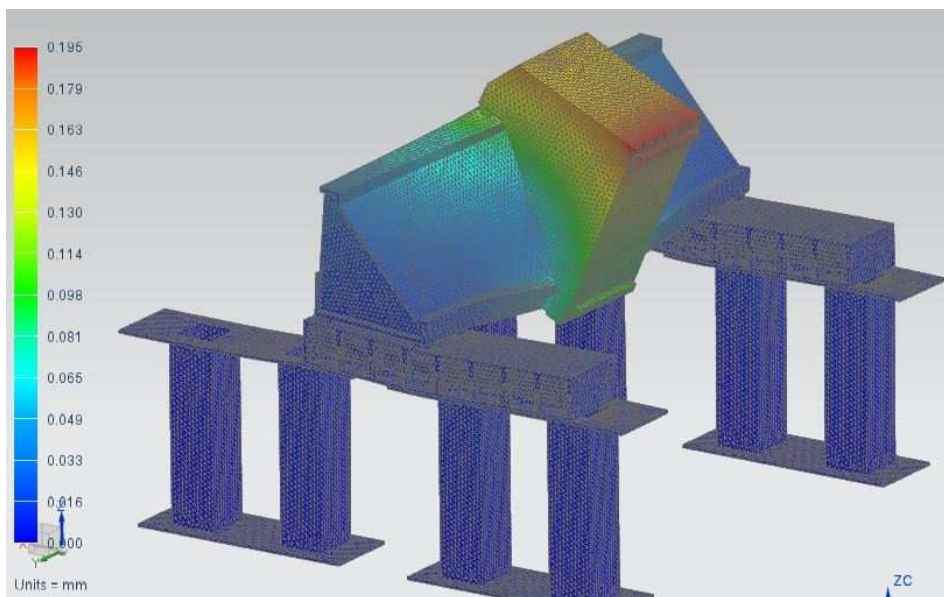


6.2.4 MKP výpočty

Jak již bylo naznačeno, výpočty jsou provedeny metodou konečných prvků. Nejprve jsem prováděl statickou strukturální analýzu na jednotlivých vývojových stádiích stroje. Pak jsem analyzoval vlastní frekvence stroje, abych získal představu o dynamických vlastnostech jeho rámu. U výpočtů uvedu okrajové podmínky a v následující části vyhodnotím deformace a napětí. Je pravděpodobné, že některé dílčí výpočty by bylo možné spočítat analyticky. To je ale vzhledem k přesnosti a efektivitě výpočtu pomocí metody konečných prvků zcela nadbytečné. A jak jsem se již zmínil, výpočet nelze dostatečně zobecnit. Příčnick má skříňovitý tvar a je mnohonásobně vetknut.

K výpočtu používám software NX Nastran, jde o produkt přidružený k software NX, vyvíjeném pro SIEMENS PLM.

Na stroji jsem simuloval jednotlivá zatížení zvlášť. Prvním pokusem celkového výpočtu byl stroj první varianty. Obr. 41 zobrazuje zatížení řeznou silou $F_1=12000\text{N}$ na vyložení 1,6m pod dolní hranou příčnicku. Rám stroje je zcela vetknut za spodní plochy stojanů.



Obr. 41: Výpočet posunutí prvního modelu osy X a Y

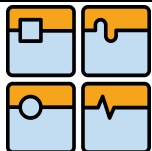
Výpočet poukázal na nedostatečnou tuhost tohoto příčnicku v krutu. Výrobci používající toto uspořádání příčnicku a smykadla pravděpodobně musí aktivně kompenzovat chybu, vznikající od obráběcího procesu a hmotností os stroje.

Parametry výpočtového zařízení:

- procesor: Core 2 duo P9700 (2,8GHz 6MB cache)
- RAM: 4GB
- výpočet nebyl akcelerován grafickou kartou

Parametry:

- zvolená mesh CTETRA (10) o základní délce hrany 51,7mm
- 2200000 DOF
- doba běhu 1h 48min
- využitá paměť pro výpočet 1,6GB
- využitě místo na pevném disku pro výpočet 26GB
- výsledný výpočet má velikost 600MB



I statický výpočet takto velikého modelu se tedy ukazuje jako poměrně náročný. Náročnost výpočtu by se dala snížit použitím jiné meshe a užitého konečného prvku

NX Nastran calculates element stresses (σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} , and τ_{zx}), at the element's center and extrapolates them out to the corner grid points. The element's connection geometry is shown below.

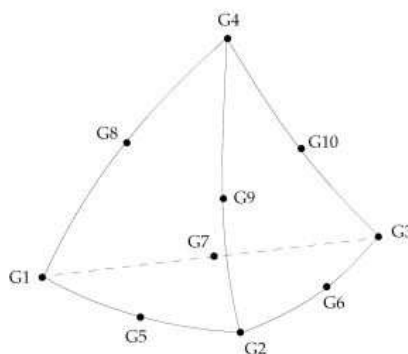
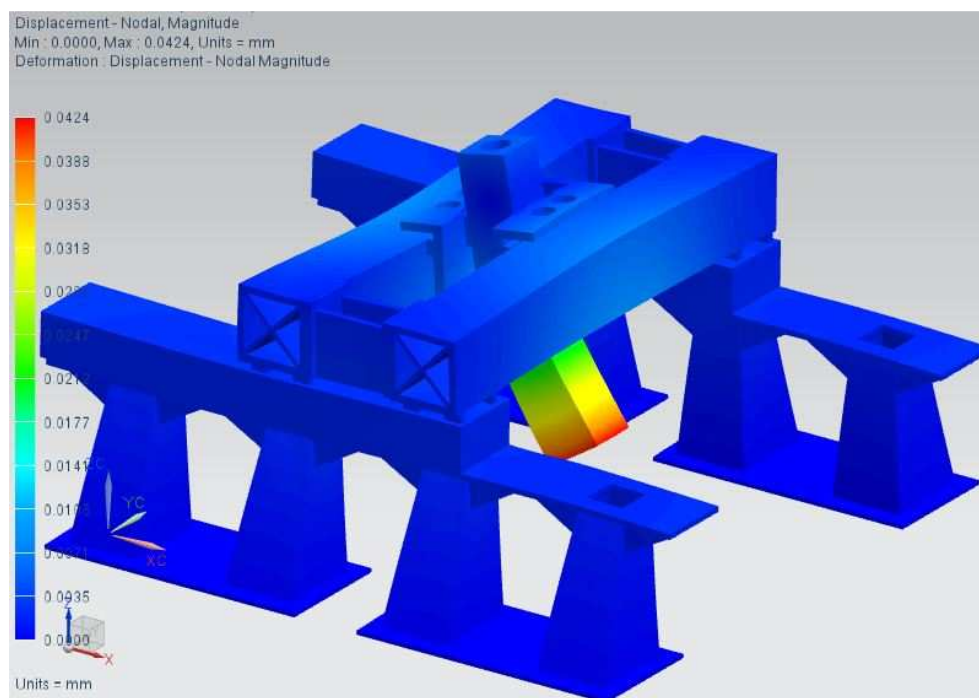


Figure 5-5. CTETRA Element Connection

Obr. 42: Konečný prvek užitý pro výpočet v NX Nastran [28]

Výpočty finální varianty stroje jsem provedl na zjednodušených modelech. Počítal jsem deformaci způsobenou vlastní hmotností stroje a deformaci způsobenou silou od obráběcího procesu. Zkontroloval jsem deformace způsobené zrychlováním lineárních pohybových os. Všechny tyto výpočty jsou provedeny pouze jako statické. Jako poslední jsem provedl modální analýzu stroje, tak jsem určil přibližné vlastní frekvence stroje.

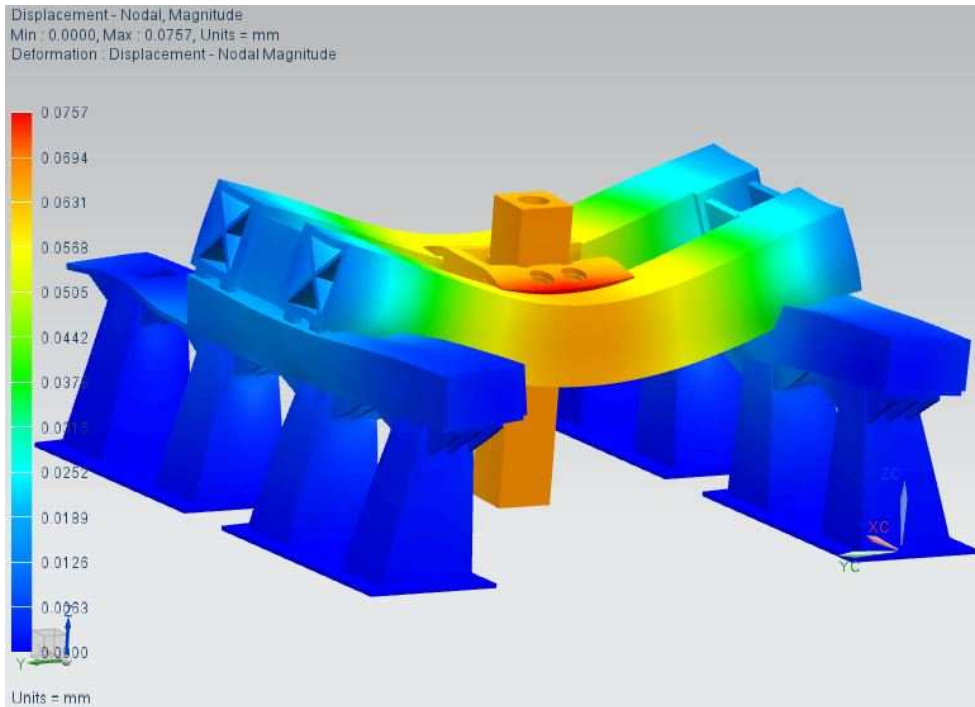


Obr. 43: Deformace stroje od obráběcí síly

Pro další zlepšení vlastností stroje doporučuji analýzu topologie příčnicku a její přizpůsobení moderním trendům (Obr. 39). Především v oblasti tlumení budících



frekvencí vznikajících při obráběcím procesu. To lze dosáhnout dalšími MKP výpočty.

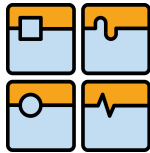


Obr. 44: Deformace stroje vlastní vahou

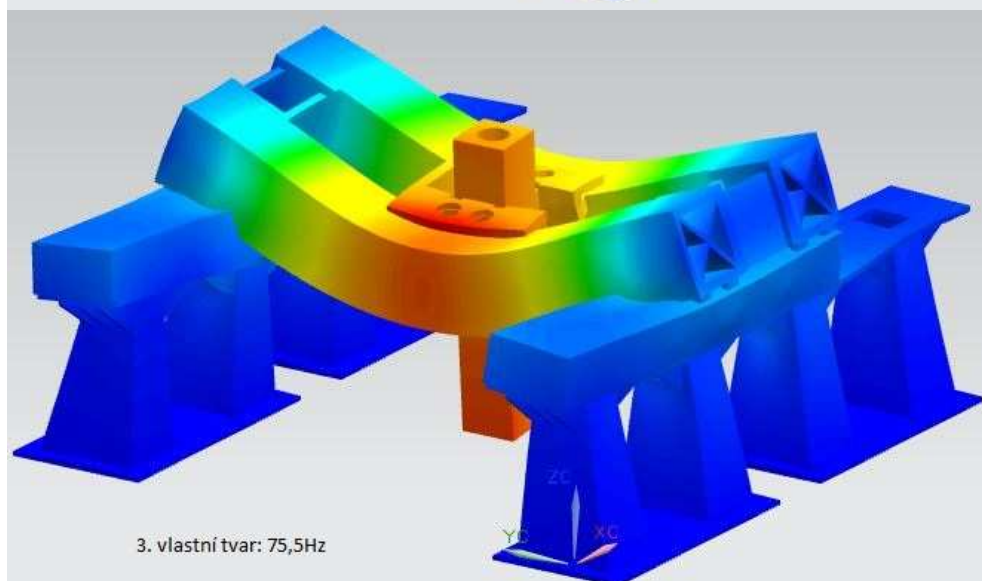
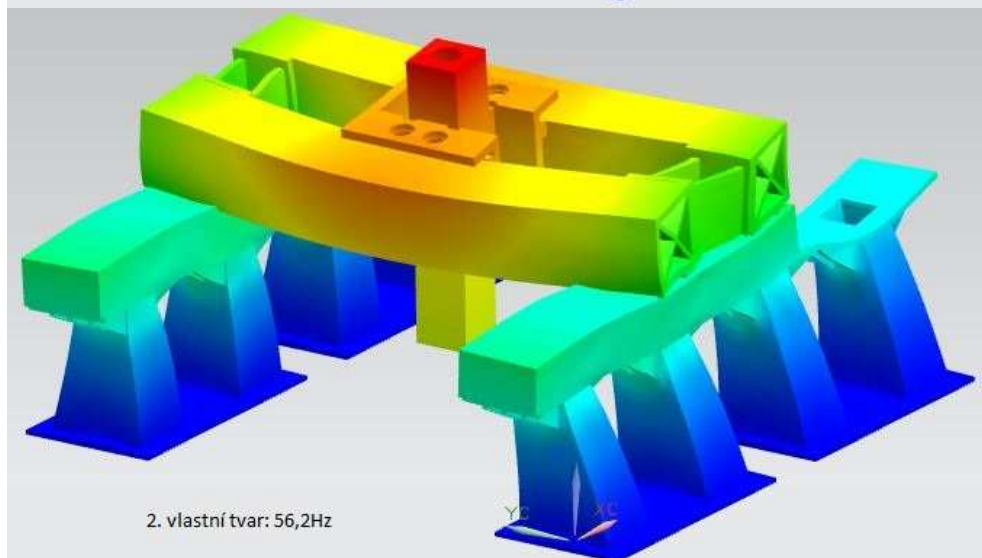
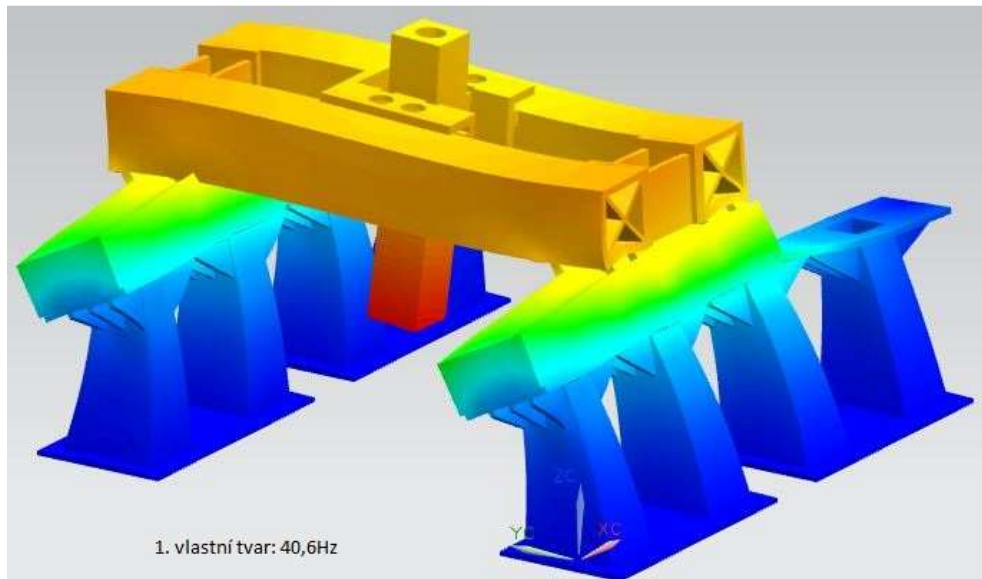
Postup výpočtů:

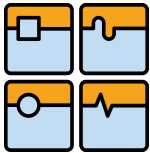
- statická lineární analýza - provedeno
 - $\delta=0,05\text{mm}$
 - $\sigma=0,5\text{MPa}$
- modální analýza (nalezení vlastních frekvencí) - provedeno
 - $f_1=40,6\text{Hz}$
 - $f_2=56,2\text{Hz}$
 - $f_3=75,5\text{Hz}$
 - $f_4=83,7\text{Hz}$
 - $f_5=99\text{Hz}$
 - $f_6=119,8\text{Hz}$
 - $f_7=140\text{Hz}$
 - $f_8=147\text{Hz}$
- dynamická analýza na buzení - neprovedeno
 - analýza ukazuje odezvu na buzení určitou frekvencí
 - doporučuji tuto analýzu provést, protože pokud je budící frekvence blízká vlastní frekvenci spočítané v modální analýze, maximální deformace se i několikanásobně zvyšuje
- transientní analýza
 - ukazuje nám odezvu na buzení v čase
 - opět je vhodné tuto analýzu provést, je mimořádně náročná

Dynamická a transientní analýza je náročná na okrajové podmínky a vstupní parametry a velikost clusteru, na kterém je počítána. Tyto analýzy jsou zcela mimo rozsah mé části diplomové práce.

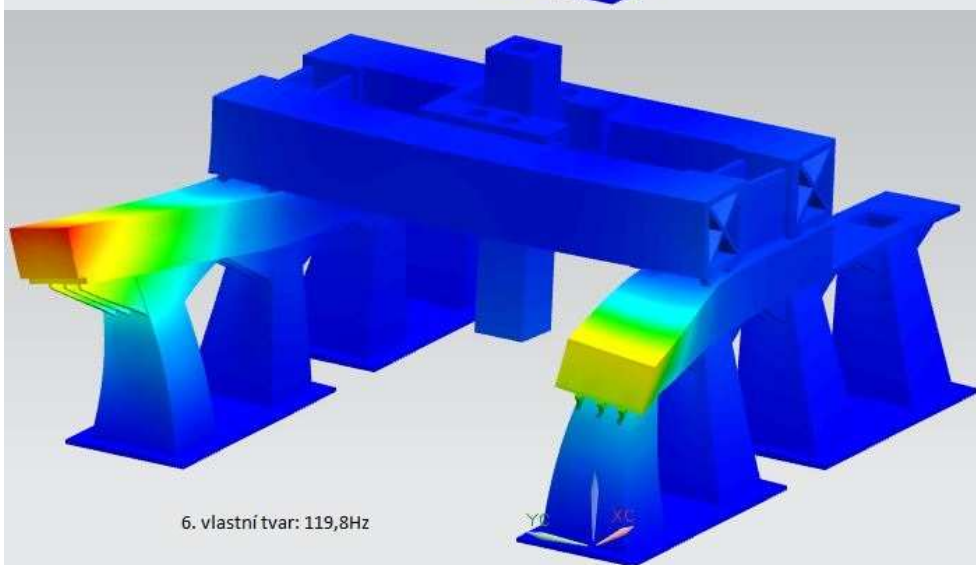
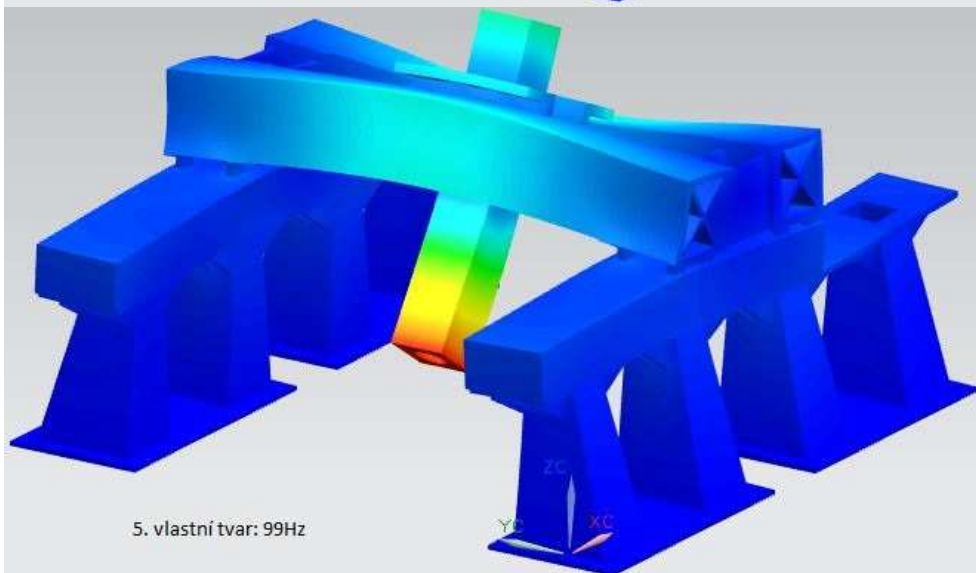
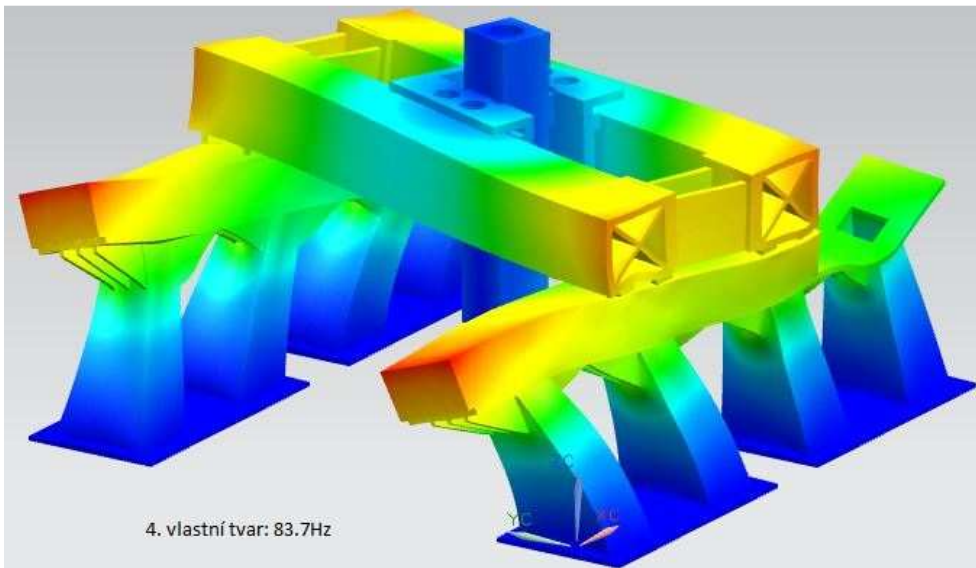


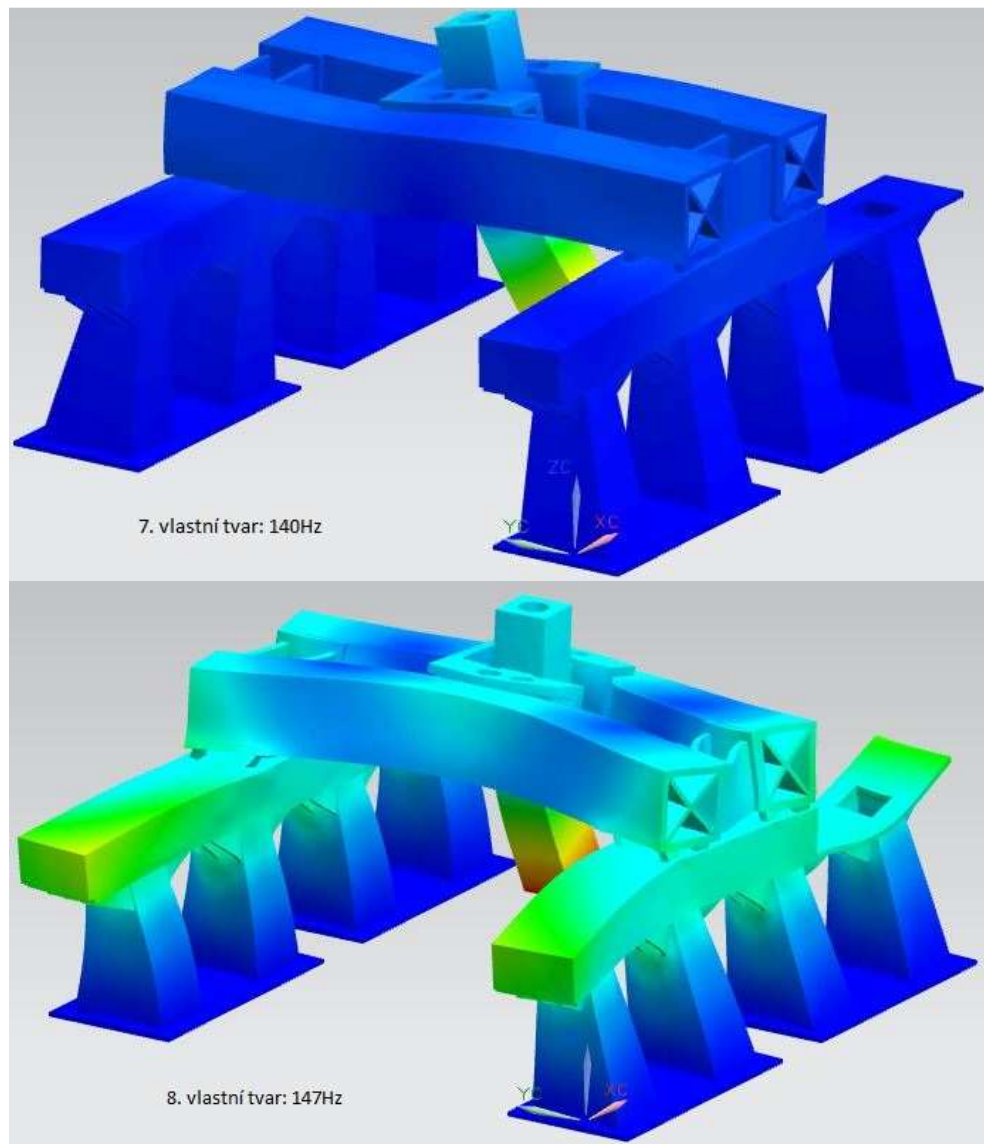
DIPLOMOVÁ PRÁCE





DIPLOMOVÁ PRÁCE





Obr. 45: Vlastní tvary našeho stroje

6.3 Návrh posuvů lin. os X a Y

Návrh parametrů lineárních os je velmi důležitý pro budoucí užitnost stroje. V době servopohonů, které jsou vysoko přetížitelné, odpadají některé z nevýhod použití převodovek.

6.3.1 Návrh posuvu osy X [22]

Návrh pohonu osy X jsem provedl velmi konzervativně a díky katalogu firmy STOBBER nemusím provádět některé kontrolní výpočty. Osa X musí být vybavena brzdou, aby byla při soustružnických operacích zabržděna. Výpočet byl proveden v softwaru Mathcad v14. Kompletní výpočet je přiložen k diplomové práci jako Příloha 1. V Tabulce 3 jsou uvedeny požadované parametry osy X. Velikost předpětí pohonů jsem volil na základě konzultace. Ze zkušeností inženýra navrhujícího pohony obráběcích strojů plyne; předepnutí lineárních pohybových os maximálně 10% nominální hodnoty statického momentu pohonu (motoru). Dříve užívali velikost předpětí okolo 30%, dnes u hmotných lineárních pohybových os užívají pouze 5% předpětí.

Z možných koncepcí uspořádání lineární osy X:

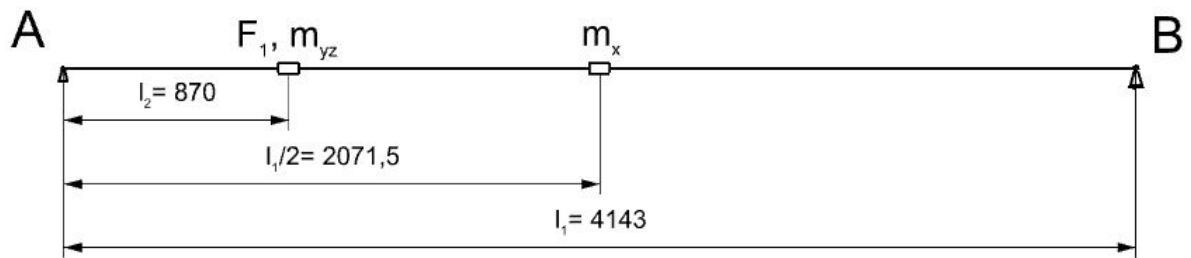
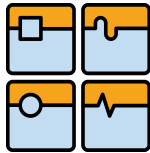
- kuličkový šroub
- pastorek - hřeben
- lineární motor

Zvolil jsem uspořádání pastorek - hřeben 2x master-slave, dva pohony na každé straně příčnicku. Tato volba vyplynula z celkové délky lineární pohybové osy X, kde kuličkový šroub nevyhovuje pro její požadovanou délku. Lineární motor není u těchto strojů užíván příliš často. Jediným výrobcem, který toto řešení nabízí jako opční, je Zimmermann.

Výpočet bude proveden pro jednu stranu. Smykadlo bude v krajní poloze, tím bude v pohonech na jedné straně vyvolána nejvyšší zátěž (Obr. 46).

Tabulka 3: Požadované parametry osy X:

osová síla při obrábění	F_1	N	12000
hmotnost osy X (příčnicku)	m_{1x}	kg	18000
hmotnost osy Y a Z (saně s smykadlo)	m_{1yz}	kg	10000
vzdálenost mezi podporami	l_1	mm	4143
nejmenší vzdálenost smykadla od podpory	l_2	mm	870
posuvová rychlost	v_{1max}	mm/min	25000
součinitel předepnutí Master-Slave	P	-	0,10
požadované zrychlení	a_1	$m \cdot s^{-2}$	3,5
účinnost lin. vedení	f	-	0,005
tření v lin vedení	η_{lin}	-	0,94



Obr. 46: rozložení sil a hmot na pohybové osy X

Výpočet sil nutných ze statického a dynamického hlediska k pohonu osy X.

Třecí síla:

$$F_t = \frac{m_{1yz} \cdot (l_1 - l_2) \cdot g + m_{1x} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot g}{l_1} \cdot f =$$
$$F_t = \frac{10^4 \cdot (4143 - 870) \cdot 9,807 + 1,8 \cdot 10^4 \cdot \frac{4143}{2} \cdot 9,807}{4143} \cdot 0,005 = 8,286 \cdot 10^2 \text{ N} \quad (1)$$

Celková statická síla:

$$F_s = F_t + F_1 \cdot \left(\frac{l_1 - l_2}{l_1} \right) = 8,286 \cdot 10^2 + 1,2 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{4143 - 870}{4143} \right) = 1,031 \cdot 10^4 \text{ N} \quad (2)$$

Síla nutná ke zrychlení:

$$F_a = \frac{m_{1yz} \cdot (l_1 - l_2) \cdot a_1 + m_{1x} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot a_1}{l_1} =$$
$$F_a = \frac{10^4 \cdot (4143 - 870) \cdot 3,5 + 1,8 \cdot 10^4 \cdot \frac{4143}{2} \cdot 3,5}{4143} = 6,293 \cdot 10^4 \text{ N} \quad (3)$$

Celková síla nutná k pohonu:

$$F_{celk} = F_s + F_a = 1,031 \cdot 10^4 + 6,293 \cdot 10^4 = 7,323 \cdot 10^4 \text{ N} \quad (4)$$

Podle stránek firmy STOBBER (Obr. 47) jsem zvolil koncepci uspořádání osy X jako 2x Master-Slave se shodnými pohony (motory) a převodovkami, proto ve výpočtu 5 počítám celkovou posuvovou sílu na jeden Master pastorek.

$$F_p = \frac{F_{celk} \cdot (1 + P)}{(1 + 1)} = \frac{7,323 \cdot 10^4 \cdot (1 + 0,10)}{(1 + 1)} = 4,028 \cdot 10^4 \text{ N} \quad (5)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Sizes	Modulus m	Pinion teeth Z	Feed force max. [kN]	Max. feed velocity [m/s]	Linear backlash [mm]	
					ZTR-PH	ZTR-PHA
ZTR-PH(A)9	4	12	42.0	0.72	≤ 0.024	≤ 0.008
	4	19	42.0	1.07	≤ 0.036	≤ 0.012
	4	20	42.0	1.11	≤ 0.037	≤ 0.012
	5	14	49.0	1.01	≤ 0.034	≤ 0.011
	5	18	49.0	1.25	≤ 0.042	≤ 0.014
	5	19	49.0	1.32	≤ 0.044	≤ 0.015
	5	20	49.0	1.39	≤ 0.046	≤ 0.015
	6	12	56.0	1.08	≤ 0.036	≤ 0.012
	6	15	56.0	1.25	≤ 0.042	≤ 0.014
	6	16	56.0	1.33	≤ 0.044	≤ 0.015

Obr. 47: katalog STOBBER [17]

Zvolený pohon je z řady ZTR-PHA9. Z Obr. 38 volím pastorky s modulem 5 a 20 zuby nebo s modulem 6 a 16 zuby. Oba vyhovují posuvové síle na master pastorek osy X a požadované maximální posuvové rychlosti.

Volím pastorek ZTR616S, modul 6 a 16 zubů se sklonem 19,52°, tento pastorek je schopen přenášet stálou sílu o velikosti 40kN a maximální o velikosti 56kN. Variantu s přesnějším ozubením PHA volím pro větší absolutní přesnost polohy osy X.

Tabulka 4: Parametry ZTR616S

počet zubů	z	-	16
normální modul	m_n	-	6
úhel záběru α	α	°	20
úhel sklonu zubů	β	°	19,528333
účinnost pastorku	η_p	-	0,97
bezpečná síla na pastorku	F_{pnom}	N	40000
maximální doporučená síla na pastorku	F_{pmax}	N	56000
destrukční síla na pastorku	F_{pNOT}	N	116000

Výpočet roztečného průměru pastorku:

$$d_p = \frac{m_n \cdot z}{\cos(\beta)} = \frac{6 \cdot 16}{\cos(19,528333)} = 0,096m \quad (6)$$

Maximální doporučený moment přenášený pastorkem:

$$M_{pmax} = \frac{F_{pmax} \cdot d_p}{2} = \frac{5,6 \cdot 10^4 \cdot 0,096}{2} = 2,688 \cdot 10^3 Nm \quad (7)$$

Otáčky pastorku osy X:

$$n_p = \frac{v_{1max}}{\pi \cdot d_p} = \frac{2,5 \cdot 10^4}{\pi \cdot 0,096} = 82,892 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zrychlení pastorku osy X:

$$\alpha_p = \frac{2 \cdot a_1}{d_p} = \frac{2 \cdot 3,5}{0,096} = 72,915 \text{ rad} \cdot \text{sec}^{-2} \quad (9)$$

Moment setrvačnosti na pastorcích osy X:

$$J_{zp} = \frac{m_{1,yz} \cdot (l_1 - l_2) + m_{1,x} \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1} \cdot \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 =$$
$$J_{zp} = \frac{10^4 \cdot (4143 - 870) + 1,8 \cdot 10^4 \cdot \frac{4143}{2}}{4143} \cdot \left(\frac{0,096}{2}\right)^2 = 38,939 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (10)$$

Moment setrvačnosti na Master pastorku osy X:

$$J_{zp1} = \frac{J_{zp} \cdot (1 + P)}{(1 + 1)} = \frac{38,939 \cdot (1 + 0,10)}{(1 + 1)} = 21,417 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (11)$$

Dle přenášeného momentu jsem zvolil převodovku PHV933F0610ME opět z katalogu firmy STOBBER. Tato převodovka má maximální vstupní otáčky 4500 min^{-1} , proto pro dosažení požadované rychlosti rychloposuvu volím převodový poměr 61.

Tabulka 5: Parametry převodovky /HV933F0610ME STOBBER

maximální vstupní otáčky	$n_{g\text{NOT}}$	min^{-1}	4500
nominální vstupní otáčky	n_g	min^{-1}	3200
převodový poměr	i	-	61
moment setrvačnosti převodovky	J_g	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$11 \cdot 10^{-4}$
bezpečný moment převodovky	$M_{g\text{nom}}$	Nm	2500
maximální moment převodovky	$M_{g\text{max}}$	Nm	4250
destrukční moment převodovky	$M_{g\text{NOT}}$	Nm	9000
účinnost převodovky	η_g	-	0,92

Výpočet parametrů požadovaného pohonu (motoru) lineární osy X. Budu vycházet z velikostí výsledné posuvové síly, zvoleného pastorku a převodového poměru převodovky. Volit budu brzdový servomotor buzený permanentními magnety, elektronicky komutovaný z řady EZ od firmy STOBBER. Brzda motoru je statická s permanentními magnety, je tedy schopná držet předepsaný moment po neomezenou dobu.

Výpočet momentu na pastorku ZTR616S:

$$M_p = \frac{F_p \cdot d_p}{2} = \frac{4,028 \cdot 10^4 \cdot 0,096}{2} = 1,933 \cdot 10^3 \text{ Nm} \quad (12)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\alpha_m = \alpha_p \cdot i = 72,915 \cdot 61 = 4,448 \cdot 10^3 \text{ rad} \cdot \text{sec}^{-2} \quad (13)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Odhadovaný moment setrvačnosti motoru a brzdy:

$$J_{mb} = 40 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (14)$$

Výsledný moment Master motoru:

$$M_{mx} = \left(J_{mb} + J_g + \frac{J_{zp1}}{i^2 \cdot \eta_g \cdot \eta_p} \right) \cdot \alpha_m + \frac{M_p}{i \cdot \eta_g \cdot \eta_p} =$$
$$M_{mx} = \left(40 \cdot 10^{-4} + 11 \cdot 10^{-4} + \frac{21,417}{61^2 \cdot 0,92 \cdot 0,97} \right) \cdot 4,448 \cdot 10^3 + \frac{1,933 \cdot 10^3}{61 \cdot 0,92 \cdot 0,97} = 86,888 \text{ Nm} \quad (15)$$

Výsledný moment je poměrně vysoký, což je způsobeno vysoko zvoleným zrychlením a_1 . Dnešní servopohony jsou velmi přetížitelné, proto není problém takovýchto momentů dosahovat.

Výpočet brzděného momentu pro soustružnické operace. Dle výsledku bude zkontrolována brzda, která je opčním vybavením motorů firmy STOBER.

Moment pro brzdění na pastorku bez předepnutí:

$$M_{pb} = F_1 \cdot \left(\frac{l_1 - l_2}{l_1} \right) \cdot \frac{d_p}{2} = 1,2 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{4143 - 870}{4143} \right) \cdot \frac{0,96}{2} = 4,55 \cdot 10^2 \text{ Nm} \quad (16)$$

Moment pro brzdění na motoru s předepnutím:

$$M_{mb} = \frac{M_{pb} \cdot (1 + P)}{i} = \frac{4,55 \cdot 10^2 \cdot (1 + 0,10)}{61} = 8,206 \text{ Nm} \quad (17)$$

Z katalogu firmy STOBER volím motor EZ705U s brzdou. Motory jsou chlazené nucenou ventilací. Veškeré motory této firmy jsou vybaveny enkodérem. Pokud technolog při užívání stroje zvolí technologické cykly, které budou pohony často přetěžovat, je možné použít motory EZ705W chlazené vodou.

Tabulka 6: Parametry motoru EZ705U s brzdou

maximální otáčky motoru	n_m	min^{-1}	4500
výkon motoru S1	P_m	kW	7,7
standartní moment motoru	M_{mnom}	Nm	16,4
statický moment motoru	M_{mM0}	Nm	30
maximální přípustný moment	M_{mmax}	Nm	104
moment setrvačnosti motoru	J_m	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$34 \cdot 10^{-4}$
statický brzděný moment	M_{bs}	Nm	32
moment setrvačnosti brzdy	J_b	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$5,6 \cdot 10^{-4}$

Důležitým parametrem je teď i předepínací moment mezi motory. Jeho velikost je spočítána ze statického momentu pohonu:

$$\Delta M = M_{mM0} \cdot P = 30 \cdot 0,10 = 3 \text{ Nm} \quad (18)$$

Po návržení lineárního pohonu osy X je důležité zkontrolovat některé parametry pohonů. Budu kontrolovat rychlost rychloposuvu vzhledem k maximálním a doporučeným otáčkám převodovky, statické kroutící momenty na motorech při konstantním zatížení řeznou silou $F_1=12000\text{N}$, ekvivalentní zatížení pohonů při zjednodušeném modelovém pracovním cyklu.



Maximální posuvová síla na pastorek nepřekračuje maximální přípustnou přenášenou sílu z katalogu STOBBER. Pastorky a hřebeny jsou vyrobeny dle požadavků daných v katalogu firmy STOBBER, proto nekontrolují jejich zatížení axiální a radiální silou. Pastorky mají minimální garantovanou životnost 10000 ujetých km. To je v nejhorším případě 1/3 životnosti lineárního vedení (vozíků).

Dalšími možnými výpočty jsou maximální možné zrychlení osy X, ideální převodový poměr vzhledem k setrvačným momentům celé soustavy, kontrola zahřívání převodovky a pohonu při daném počtu rozběhových cyklů za hodinu.

Kontrola otáček motoru vzhledem ke zvolené maximální posuvové rychlosti:

$$n_{mk} = n_p \cdot i = 82,892 \cdot 61 = 5,056 \cdot 10^3 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

$$n_{mk} > n_m \quad (20)$$

Ze srovnání rychlostí je vidět, že zvolená rychlost $v_{1\max}$ je příliš vysoká, proto musím maximální a doporučenou rychlost rychloposuvu lineární posuvové osy X přepočítat:

$$v_{\max} = \frac{n_m \cdot \pi \cdot d_p}{i} = \frac{4500 \cdot \pi \cdot 0,096}{61} = 22,249 \text{ m/min} \quad (21)$$

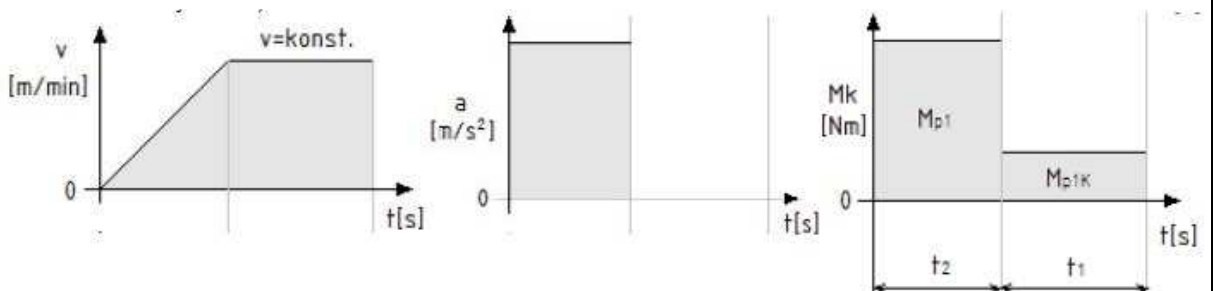
Vzhledem k maximálním doporučeným otáčkám převodovky je dobré znát maximální doporučenou rychlost posuvu osy X:

$$v_{\max g} = \frac{n_g \cdot \pi \cdot d_p}{i} = \frac{3200 \cdot \pi \cdot 0,096}{61} = 15,822 \text{ m/min} \quad (22)$$

Nižší posuvové rychlosti proti konkurenčním strojům jsou dány volbou planetových převodovek. Některé ze strojů konkurence s uspořádáním pastorek - hřeben jsou opčně vybaveny řaditelnými převodovkami. Proto jsou tyto stroje schopné dosahovat rychloposuvové rychlosti 60 m/min.

Ekvivalentní moment pro zjednodušený pracovní cyklus (Obr. 48) lineární posuvové osy X. Výpočet užívá statického momentu na Master motoru:

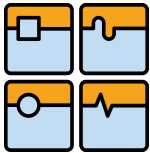
$$M_{mmstat} = \frac{F_s \cdot d_p}{i \cdot 4} + \frac{\Delta M}{2} = \frac{1,031 \cdot 10^4 \cdot 0,096}{61 \cdot 4} + \frac{3}{2} = 5,556 \text{ Nm} \quad (23)$$



Obr. 48: Zjednodušený modelový pracovní cyklus

Tabulka 7: Parametry zatěžovacího cyklu posuvové osy X

doba konstantní rychlosti	t_1	s	0,5
doba zrychlování	t_2	s	0,5



Ekvivalentní zatížení Master motoru:

$$M_{mnek} = \sqrt{\frac{(M_{mmstat})^2 \cdot t_1 + (M_{mx})^2 \cdot t_2}{t_1 + t_2}} = \frac{5,556^2 \cdot 0,5 + 86,888^2 \cdot 0,5}{0,5 + 0,5} = 61,564 Nm \quad (24)$$

$$M_{mnek} > M_{mM0} \quad (25)$$

Ekvivalentní moment je větší než statický moment motoru, proto by docházelo k přehřívání pohonu při opakování tohoto zvoleného modelového pracovního cyklu. Ale u univerzálního stroje je věcí technologa, jakým způsobem bude stroj zatěžovat a kolik cyklů s přetížením pohonů do obráběcího programu zařadí. Pokud by byla osa X provozována s maximálním zrychlením $2m/sec^2$, pak by k přehřívání pohonů vůbec nedocházelo.

Dalším údajem je výkon na Master motoru při statickém momentu a doporučených otáčkách převodovky:

$$P_{mmstat} = M_{mmstat} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_g = 5,556 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 53,333 = 1,862 kW \quad (26)$$

Pokud tento výsledný výkon odečtu od výkonu motoru z režimu S1, zbývá mi na každém Master motoru 6,3kW volného výkonu pro polohování osy. Pro dynamiku osy zbývá výkon přes 20kW, což považuji za zcela dostatečné.

Osa má celkově vysoko dimenzovaný pohon, a to proto, že se jedná o univerzální stroj, který musí být schopen hrubování, ale i obrábění tvarových ploch ve 4 osách.

6.3.2 Návrh posuvu osy Y [22]

Posuvovou osu Y jsem navrhl podobně jako osy X. Výpočet byl proveden v softwaru Mathcad v14. Kompletní výpočet je přiložen k diplomové práci jako Příloha 2. V Tabulce 8 jsou uvedeny požadované parametry posuvové osy Y. Velikost předepnutí jsem opět zvolil jako 5%.

Z možných koncepcí uspořádání lineární osy Y:

- kuličkový šroub
- pastorek - hřeben
- lineární motor

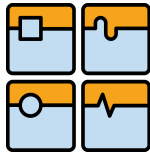
Zvolil jsem uspořádání pastorek - hřeben v uspořádání 2x master-slave, na každé straně příčných saní dva pohony. Uspořádání pastorek - hřeben jsem zvolil po provedení výpočtů, kde kuličkový šroub nevyhověl při kontrole kritických otáček a celkové velikosti šroubu.

Tabulka 8: Požadované parametry osy Y:

osová síla při obrábění	F_1	N	12000
hmotnost soustavy	m_{1yz}	kg	10000
posuvová rychlost	v_{1maxy}	mm/min	35000
součinitel předepnutí Master-Slave	P_y	-	0,05
požadované zrychlení	a_{1y}	$m \cdot s^{-2}$	4
účinnost lin. vedení	f_y	-	0,005
tření v lin vedení	η_{liny}	-	0,94

Výpočet sil nutných ze statického a dynamického hlediska k pohonu osy Y.

Třecí síla:



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$F_{ty} = m_{1yz} \cdot g \cdot f_y = 10^4 \cdot 9,807 \cdot 0,005 = 4,903 \cdot 10^2 N \quad (27)$$

Celková statická síla:

$$F_{sy} = F_{ty} + F_1 = 4,903 \cdot 10^2 + 1,2 \cdot 10^4 = 1,249 \cdot 10^4 N \quad (28)$$

Síla nutná ke zrychlení:

$$F_{ay} = \frac{m_{1yz} \cdot a_{1y}}{\eta_{liny}} = \frac{10^4 \cdot 4}{0,94} = 4,255 \cdot 10^4 N \quad (29)$$

Celková síla nutná k pohonu:

$$F_{celky} = F_{sy} + F_{ay} = 1,249 \cdot 10^4 + 4,255 \cdot 10^4 = 5,504 \cdot 10^4 N \quad (30)$$

Podle stránek firmy STOBBER (Obr. 49) jsem zvolil koncepci uspořádání osy Y jako 2x Master-Slave se shodnými pohony (motory) a převodovkami. Proto ve výpočtu 31 počítám celkovou posuvovou sílu na jeden Master pastorek.

$$F_{py} = \frac{F_{celky} \cdot (1 + P_y)}{2 \cdot (1 + 1)} = \frac{5,504 \cdot 10^4 \cdot (1 + 0,05)}{2 \cdot (1 + 1)} = 1,445 \cdot 10^4 N \quad (31)$$

Sizes	Modulus m	Pinion teeth Z	Feed force max. [kN]	Max. feed velocity [m/s]	Linear backlash [mm]	
					ZTR-PH	ZTR-PHA
ZTR-PH(A)8	3	12	25.0	1.89	≤ 0.018	≤ 0.006
	3	19	25.0	2.77	≤ 0.026	≤ 0.009
	3	26	25.0	3.79	≤ 0.036	≤ 0.012
	3	32	25.0	4.67	≤ 0.044	≤ 0.015
	4	12	28.0	2.52	≤ 0.024	≤ 0.008
	4	17	28.0	3.31	≤ 0.031	≤ 0.010
	4	19	28.0	3.74	≤ 0.036	≤ 0.012
	4	20	28.0	3.89	≤ 0.037	≤ 0.012
	5	12	28.0	3.15	≤ 0.030	≤ 0.010
	5	16	28.0	3.89	≤ 0.037	≤ 0.012
	5	18	28.0	4.38	≤ 0.042	≤ 0.014
	6	12	28.0	3.78	≤ 0.036	≤ 0.012
	6	13	28.0	4.07	≤ 0.039	≤ 0.013
	6	15	28.0	4.38	≤ 0.042	≤ 0.014

Obr. 49: Katalog firmy STOBBER s hodnotami k ose Y [17]

Zvolený pohon je z řady ZTR-PHA8. Z Obr. 49 je patrné, že všechny pastorky vyhovují posuvové síle na Master pastorek osy Y a požadované posuvové rychlosti.

Volím pastorek ZTR518S, modul 5 a 18 zubů se sklonem 19,52°, tento pastorek je schopen přenášet stálou sílu o velikosti 21kN a maximální o velikosti 28kN. Variantu s přesnějším ozubením PHA volím pro větší absolutní přesnost polohy Y.



Tabulka 9: Parametry ZTR518S

počet zubů	z_y	-	18
normální modul	m_{ny}	-	5
úhel záběru α	α_y	°	20
úhel sklonu zubů	β_y	°	19,52
účinnost pastorku	η_{py}	-	0,97
bezpečná síla na pastorku	F_{pnomy}	N	21000
maximální doporučená síla na pastorku	F_{pmaxy}	N	28000
destrukční síla na pastorku	F_{pNOTy}	N	34000

Výpočet roztečného průměru pastorku:

$$d_{py} = \frac{m_{ny} \cdot z_y}{\cos(\beta_y)} = \frac{5 \cdot 18}{\cos(19,528333)} = 0,09m \quad (32)$$

Maximální doporučený moment přenášený pastorkem:

$$M_{pmaxy} = \frac{F_{pmaxy} \cdot d_{py}}{2} = \frac{2,8 \cdot 10^4 \cdot 0,09}{2} = 1,26 \cdot 10^3 Nm \quad (33)$$

Otáčky pastorku osy Y:

$$n_{py} = \frac{v_{1maxy}}{\pi \cdot d_{py}} = \frac{3,5 \cdot 10^4}{\pi \cdot 0,09} = 123,758 \text{ min}^{-1} \quad (34)$$

Zrychlení pastorku osy Y:

$$\alpha_{py} = \frac{2 \cdot a_{1y}}{d_{py}} = \frac{2 \cdot 4}{0,09} = 88,887 \text{ rad} \cdot \text{sec}^{-2} \quad (35)$$

Moment setrvačnosti na pastorcích osy Y:

$$J_{zpy} = m_{1y} \cdot \left(\frac{d_{py}}{2}\right)^2 = 10^4 \cdot \left(\frac{0,09}{2}\right)^2 = 20,251 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (36)$$

Moment setrvačnosti na master pastorku osy Y:

$$J_{zp1y} = \frac{J_{zpy} \cdot (1 + P)}{2 \cdot (1 + 1)} = \frac{20,251 \cdot (1 + 0,05)}{2 \cdot (1 + 1)} = 5,316 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (37)$$

Dle přenášeného momentu jsem zvolil převodovku PHV822F0500ME opět z katalogu firmy STOBBER. Tato převodovka má maximální vstupní otáčky 6000 min^{-1} , proto pro dosažení požadované rychlosti rychloposuvu volím převodový poměr 50.



Tabulka 10: Parametry převodovky /HV82250610ME STOBER

maximální vstupní otáčky	n_{gNOTy}	min^{-1}	6000
nominální vstupní otáčky	n_{gy}	min^{-1}	4300
převodový poměr	i_y	-	50
moment setrvačnosti převodovky	J_{gy}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$5,9 \cdot 10^{-4}$
bezpečný moment převodovky	M_{gnomy}	Nm	1250
maximální moment převodovky	M_{gmaxy}	Nm	2000
destrukční moment převodovky	M_{gNOTy}	Nm	3200
účinnost převodovky	η_{gy}	-	0,92

Výpočet parametrů požadovaného pohonu (motoru) lineární osy Y. Budu vycházet z velikostí výsledné posuvové síly, zvoleného pastorku a převodového poměru převodovky. Volit budu brzdový servomotor buzený permanentními magnety, elektronicky komutovaný z řady EZ od firmy STOBER. Brzda motoru je statická s permanentními magnety, je tedy schopná držet předepsaný moment po neomezenou dobu.

Výpočet momentu na pastorku ZTR518S:

$$M_{py} = \frac{F_{py} \cdot d_{py}}{2} = \frac{1,445 \cdot 10^4 \cdot 0,09}{2} = 6,502 \cdot 10^2 \text{ Nm} \quad (38)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\alpha_{my} = \alpha_{py} \cdot i = 88,887 \cdot 50 = 4,444 \cdot 10^3 \text{ rad} \cdot \text{sec}^{-2} \quad (39)$$

Odhadovaný moment setrvačnosti motoru a brzdy:

$$J_{mby} = 16 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (40)$$

Výsledný moment Master motoru:

$$M_{mxy} = \left(J_{mby} + J_{gy} + \frac{J_{zp1y}}{i^2 \cdot \eta_{gy} \cdot \eta_{py}} \right) \cdot \alpha_{my} + \frac{M_{py}}{i \cdot \eta_{gy} \cdot \eta_{py}} =$$
$$M_{mxy} = \left(16 \cdot 10^{-4} + 5,9 \cdot 10^{-4} + \frac{5,316}{50^2 \cdot 0,92 \cdot 0,97} \right) \cdot 5,083 \cdot 10^3 + \frac{6,502 \cdot 10^2}{50 \cdot 0,92 \cdot 0,97} = 34,895 \text{ Nm} \quad (41)$$

Výsledný moment je poměrně vysoký, to je způsobeno zvoleným zrychlením a_{1y} . Dnešní servopohony jsou naštěstí přetížitelné, proto není problém takových momentů dosahovat.

Z katalogu firmy STOBER volím motor EZ702U s brzdou. Motory jsou chlazené nucenou ventilací. Veškeré motory této firmy jsou vybaveny enkodérem. Pokud technolog při užívání stroje zvolí technologické cykly, které budou pohony často přetěžovat, je možné použít pohony EZ702W chlazené vodou.



Tabulka 11: Parametry motoru EZ702U s brzdou

maximální otáčky motoru	n_{my}	min^{-1}	6000
výkon motoru S1	P_{my}	kW	4,5
nominální moment motoru	M_{mnomy}	Nm	7,2
statický moment motoru	M_{mM0y}	Nm	14,3
maximální přípustný moment	M_{mmaxy}	Nm	41
moment setrvačnosti motoru	J_{my}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$13,7 \cdot 10^{-4}$
statický brzdový moment	M_{bsy}	Nm	15
moment setrvačnosti brzdy	J_{by}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$1,7 \cdot 10^{-4}$

Důležitým parametrem je teď i předepínací moment mezi motory. Jeho velikost je spočítána ze statického momentu pohonu:

$$\Delta M_y = M_{mM0y} \cdot P_y = 14,3 \cdot 0,10 = 1,43 \text{ Nm} \quad (42)$$

Po návrhu pohonu lineární osy Y je důležité zkontrolovat některé parametry pohonů. Budu kontrolovat rychlost rychloposuvu vzhledem k maximálním a doporučeným otáčkám převodovky, statické kroutící momenty na motorech při konstantním zatížení řeznou silou $F_1=12000\text{N}$, ekvivalentní zatížení pohonů při zjednodušeném modelovém pracovním cyklu.

Maximální posuvová síla na pastorek nepřekračuje maximální přípustnou přenášenou sílu z katalogu STOBBER. Pastorky a hřebeny jsou vyrobeny dle požadavků daných v katalogu firmy STOBBER, proto nekontroluji jejich zatížení axiální a radiální silou. Pastorky mají minimální garantovanou životnost 10000 ujetých km. To je v nejhorším případě 1/3 životnosti lineárního vedení (vozíků).

Dalšími možnými výpočty jsou maximální možné zrychlení osy Y, ideální převodový poměr vzhledem k setrvačným momentům celé soustavy, kontrola zahřívání převodovky a pohonu při daném počtu rozběhových cyklů za hodinu.

Kontrola otáček motoru vzhledem ke zvolené maximální posuvové rychlosti:

$$n_{mky} = n_{py} \cdot i_y = 123,758 \cdot 50 = 6,189 \cdot 10^3 \text{ min}^{-1} \quad (43)$$

$$n_{mky} > n_{my} \quad (44)$$

Ze srovnání vypočtené rychlosti je vidět, že zvolená rychlost je příliš vysoká, proto musím maximální a doporučenou rychlost rychloposuvu lineární osy Y přepočítat:

$$v_{\max y} = \frac{n_{my} \cdot \pi \cdot d_{py}}{i_y} = \frac{6000 \cdot \pi \cdot 0,09}{50} = 33,93 \text{ m} / \text{min}^1 \quad (45)$$

Vzhledem k maximálním doporučeným otáčkám převodovky je dobré znát maximální doporučenou rychlost posuvu osy Y:

$$v_{\max gy} = \frac{n_{gy} \cdot \pi \cdot d_{py}}{i_y} = \frac{4300 \cdot \pi \cdot 0,09}{50} = 24,316 \text{ m} / \text{min}^1 \quad (46)$$

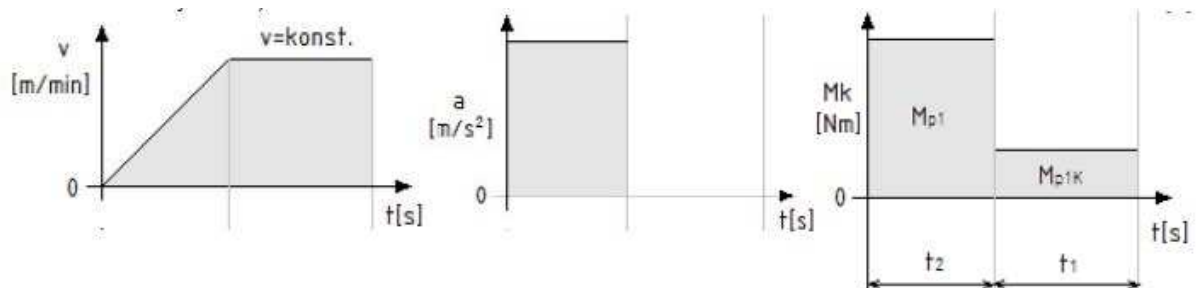
Nižší posuvové rychlosti proti konkurenčním strojům jsou dány volbou planetových převodovek. Některé ze strojů konkurence s uspořádáním pastorek -



hřeben jsou opčně vybaveny řaditelnými převodovkami. Proto jsou tyto stroje schopné dosahovat rychloposuvové rychlosti 60 m/min.

Spočítám ekvivalentní moment pro zjednodušený pracovní cyklus (Obr. 50) lineární posuvové osy Y. Výpočet užívá statického momentu na Master motoru:

$$M_{mmstaty} = \frac{F_{sy} \cdot d_{py}}{i_y \cdot 6} + \frac{\Delta M_y}{2} = \frac{1,249 \cdot 10^4 \cdot 0,09}{50 \cdot 6} + \frac{1,43}{2} = 3,168 Nm \quad (47)$$



Obr. 50: Zjednodušený modelový pracovní cyklus

Tabulka 12: Parametry zatěžovacího cyklu osy X

doba konstantní rychlosti	t ₁	s	0,5
doba zrychlování	t ₂	s	0,5

Ekvivalentní zatížení master motoru:

$$M_{mmeky} = \sqrt{\frac{(M_{mmstaty})^2 \cdot t_1 + (M_{mxy})^2 \cdot t_2}{t_1 + t_2}} = \frac{3,168^2 \cdot 0,5 + 34,895^2 \cdot 0,5}{0,5 + 0,5} = 24,776 Nm \quad (48)$$

$$M_{mmeky} > M_{mM0y} \quad (49)$$

Ekvivalentní moment je větší než statický moment motoru, proto by docházelo k přehřívání motoru při opakování modelového pracovního cyklu. Ale u univerzálního stroje je větší technologa, jakým způsobem bude stroj zatěžovat a kolik cyklů s přetížením motoru do obráběcího programu zařadí. Pokud by byla osa Y provozována s maximálním zrychlením 2m/sec², pak by k přehřívání pohonu vůbec nedocházelo.

Dalším údajem je výkon na master motoru při statickém momentu a doporučených otáčkách převodovky:

$$P_{mmstaty} = M_{mmstaty} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{gy} = 3,168 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 71,666 = 1,426 kW \quad (50)$$

Pokud tento výsledný výkon odečtu od výkonu motoru s režimu S1, zbývá mi na každém Master motoru 3kW volného výkonu pro polohování osy. Pro dynamiku osy zbývá výkon přes 12kW, to považuji za zcela dostatečný volný výkon.

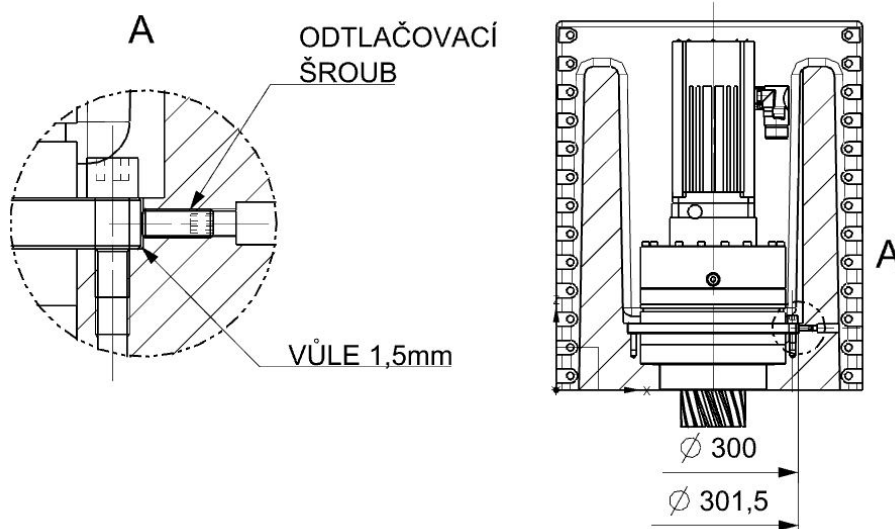
Osa má celkově vysoko dimenzovaný pohon, a to proto, že se jedná o univerzální stroj, který musí být schopen hrubování, ale i obrábění tvarových ploch ve 4 osách.



6.3.3 Nastavení osové vzdálenosti mezi pastorkem a hřebenem, ustavení hřebene

Osově vzdálenosti mezi pastorky a hřebeny budou nastavovány pomocí zvětšených děr pro převodovky. Převodovka bude mít v díře vůli 1,5mm, pak bude odtlačovacím šroubem ustavena na osovou vzdálenost a dotažena. Díry pro šrouby v převodovce mají o 1,5mm větší průměr než je průměr šroubu.

Postup montáže je velmi jednoduchý a rychlý. Převodovka se umístí do připravené díry s vůlí 1,5mm. Šrouby jsou lehce dotaženy, pak je převodovka odtlačena do osové vzdálenosti proti hřebenu. Po kontrole zaškrabáváním jsou přípojovací šrouby utaženy předepsaným momentem.



Obr. 51: Nastavení polohy pohonu do osové vzdálenosti

Použité řešení má výhodu v možnosti nezávislého nastavení polohy převodovek, proto na skříni a křížových saních nemusím velmi přesně tolerovat polohu děr proti sobě. Řešení jsem konzultoval se zástupcem firmy STOBBER, který danou aplikaci odsouhlasil.

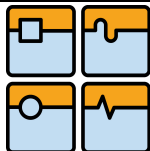
6.3.4 Mazání stroje

Pastorek a hřeben nelze olejotěsně uzavřít, proto jsou možnosti mazání poměrně omezené. Možnosti v mazání pastorku a hřebene:

- nástřikem maziva
- mazacím pastorkem
- mazacím klínem

Nástřik maziva pomocí trysek vzduch-mazivo je nejpoužívanějším způsobem aplikace pro převody, které nelze olejotěsně uzavřít. Nejčastěji je řešení nasazováno u pastorků šíře 200-500mm.

Jako realizovanou variantu jsem zvolil mazací pastorek a velmi kvalitní syntetický olej. Motivací k tomuto rozhodnutí je potřeba malých dávek maziva v poměrně řídkých intervalech a malá šířka pastorku. Jedná se o kontaktní způsob nanášení maziva pomocí volně se otáčejícího pastorku, který je v záběru s ozubeným hřebenem. Mazání pastorků a hřebenu bude prováděno automaticky ze zásobníků umístěných poblíž pohonů. Spoléhat se na ruční domazávání



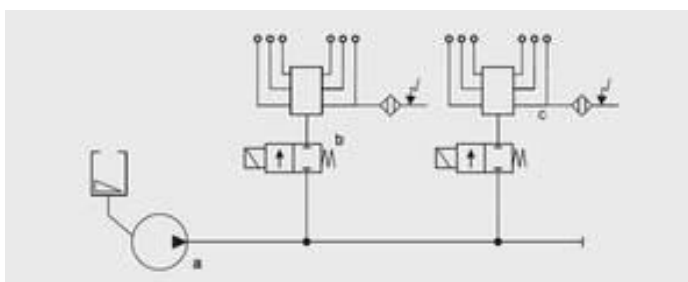
pracovníky obsluhy není praktická volba. Mazání hřebenu a pastorku společnost STOBBER doporučuje po ujetí 70km, nebo 100 hodinách práce. Preferuji kvalitní syntetické mazivo Mobil Glygoile 460.



Obr. 52: Mazací systémy, polyuretanový mazací pastorek [30]

Mazací pastorky jsou vyráběny z polyuretanu, filcu, lisovaných plstěných desek nebo jiných porézních materiálů. Pastorek je opatřen vrtanými kanály, které vychází na bocích ozubení. Mazání hřebene a pastorků je velmi důležité, má zcela zásadní vliv na životnost převodu. Pokud by neprobíhalo, bude docházet ke zvýšenému opotřebení ozubení. Vzhledem k nákladům na opravu ozubení by se jednalo o nejhorší z možných úspor.

Všechny vozíky lineárních vedení budou mazány z centrálního zásobníku umístěného na příčných saních. Zvolil jsem vysokotlaký mazací systém, pracující v cyklech. Hlavní rozvod je tvořen jednou větví, do které dodává mazivo vysokotlaké čerpadlo. Množství dodaného maziva na jednotlivá místa se odvozuje od počtu sepnutí bezdotykového spínače, instalovaného v progresivním rozdělovači.



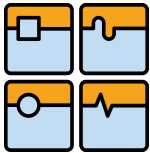
Obr. 53: Mazací systém s elektromagnetickými ventily [30]

6.4 Návrh kinematických vazeb lineárních os

K realizaci lineárních os se dnes používají především lineární vozíky na kolejnici. Má koncepce používá 12 vozíků na ose Y a 16 vozíků na ose X. Při počtu větším než 4 je problematické jejich ustavování do správné polohy proti kolejnici. Při špatném ustavení by mohla nastat situace, kdy se některé z vozíků budou víc opotřebovávat. Ustavení na výšku probíhá vkládáním broušených lišt.

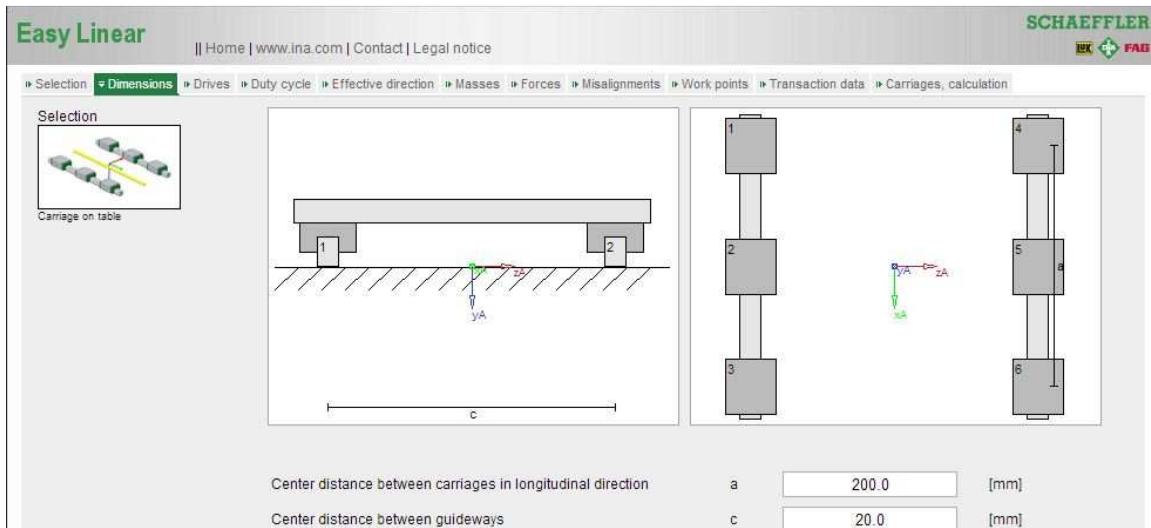
Ustavit takto velké množství vozíků proti sobě je velmi náročné, ale možné. Tento počet používá firma TOS Kuřim u jednoho ze svých obráběcích center.

Výpočty jsem provedl v softwaru firmy Schaeffler (Obr. 54). Použitý software je poměrně nenáročný na nastavení vstupních parametrů. Stačí zvolit typ vozíků



a jejich předepnutí, zadat počet kolejnic a vozíků, pak vše zorientovat, zatížit silami a hmotami. Výsledkem jsou životnosti vozíků a jejich statická bezpečnost.

Z tabulek pro zatížení vozíků jsem určil maximální chybu zanášenu do obrábění. Nepřesáhne 0,02mm.

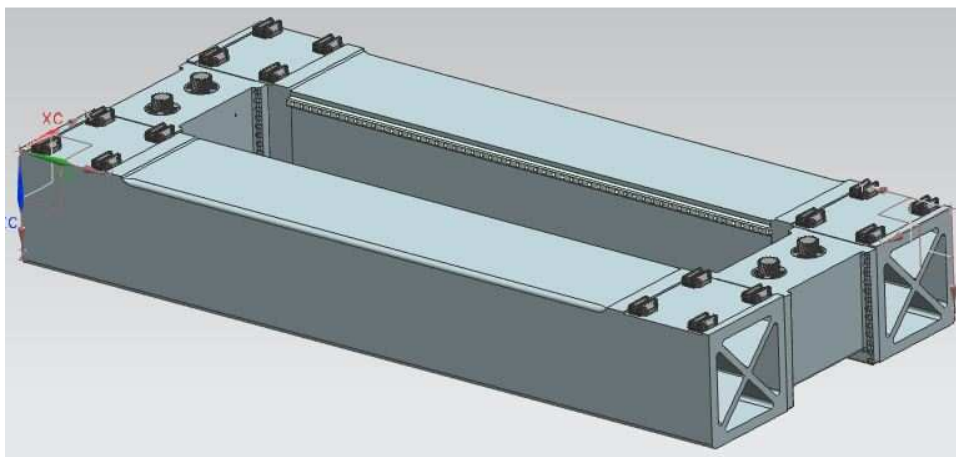


Obr. 54: Screen softwaru INA Easy Linear [31]

6.4.1 Lineární kinematická vazba osy X

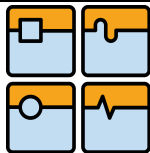
V Příloze 3 jsou spočítány vozíky lineární pohybové osy X, zvolil jsem model RUE-45-E v předepnutí V1. Vozík je vnitřně proti kolejnici bezvůlově předepnut jen zlehka. Předepnutí V1 je zvoleno po konzultaci s výrobcem. Z přílohy je patrné rozmístění vozíků a jejich vzájemné vzdálenosti.

Jako první jsou ustaveny kolejnice, 1. referenční je ustavena pomocí odtlačovacích lišt, pak dotažena šrouby utaženými na moment předepsaný výrobcem lineárního vedení. 2. lišta je proti referenční ustavena také pomocí odtlačovacích lišt a přípravku, pak je dotažena. Stojany jsou postaveny na patky, kde jsou opět ustaveny proti sobě.

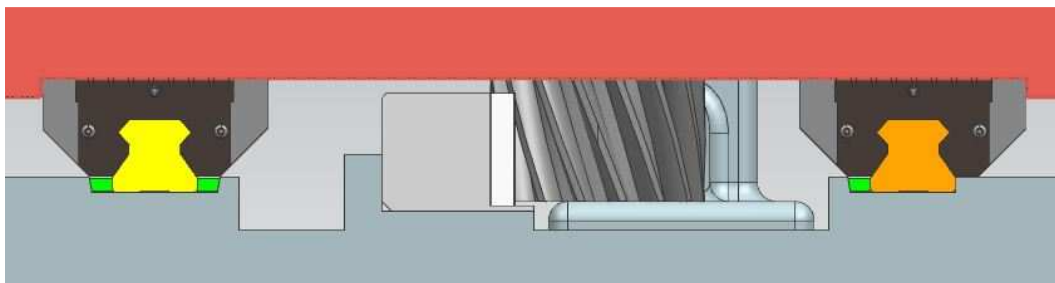


Obr. 55: Rozmístění vozíků osa X

Vozíky osy X jsou na příčník nasazeny a lehce utaženy. Svou vertikální pozici proti kolejnici si najdou sami po jížděním příčníku. Horší situace je u horizontálního



seřízení, to musí být provedeno zkušeným pracovníkem pomocí vkládání broušených podložek mezi příčnick a vozík. Po usazení jsou šrouby vozíků dotaženy na moment předepsaný výrobcem lineárního vedení.



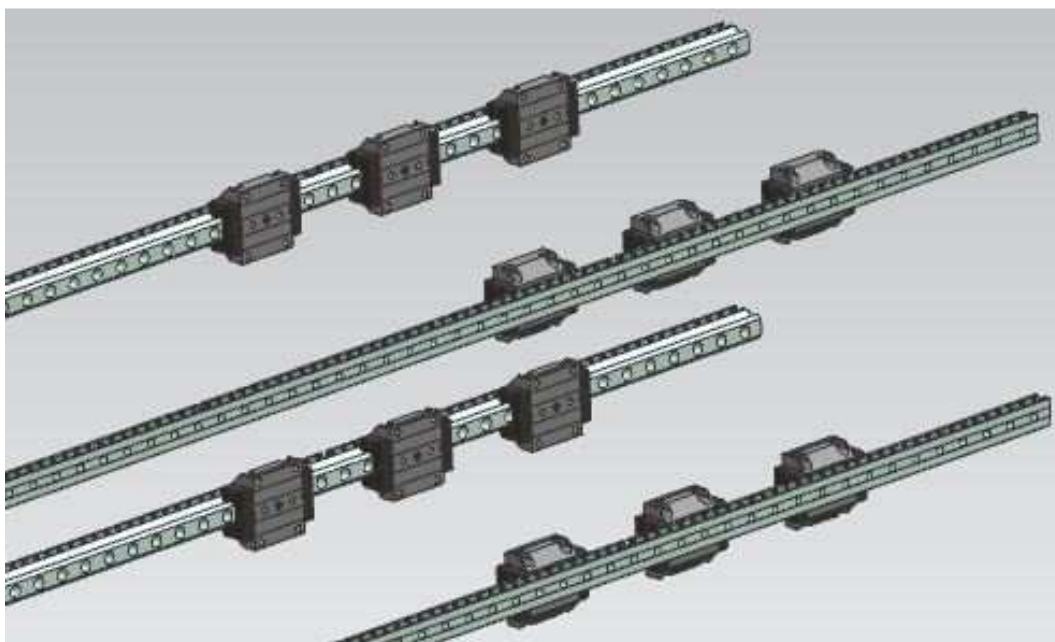
Obr. 56: Oranžová referenční kolejnice, zelené klínové odtlačovací lišty

Před ožíváním stroje je připojeno centrální mazání a lineární vedení je zakrytováno.

Parametry, připojovací rozměry a utahovací momenty jsou uvedeny na stránkách INA Schaeffler.

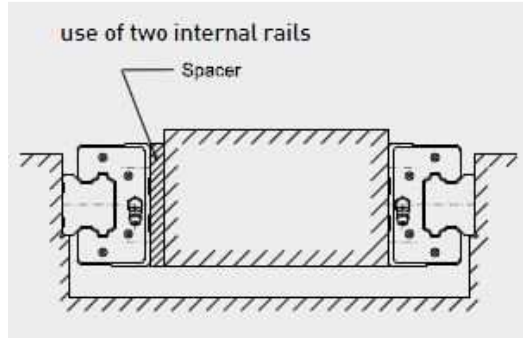
6.4.2 Lineární kinematická vazba osy Y

V Příloze 4 jsou spočítány vozíky lineární pohybové osy Y, zvolil jsem model RUE-55-E-L v předepnutí V2. Vozík je vnitřně proti kolejnici bezvůlově středně předepnut. Předepnutí V2 je zvoleno po konzultaci s výrobcem.



Obr. 57: Rozložení vozíků osy Y

Kolejnice osy Y jsou umístěny na obrobenou vypouklou tvarovou dosedací plochu. Jsou mírně dotaženy a pak ustaveny na přesné místo pomocí odtlačovacích lišt a přípravku, pak jsou šrouby dotaženy na moment předepsaný výrobcem lineárního vedení.

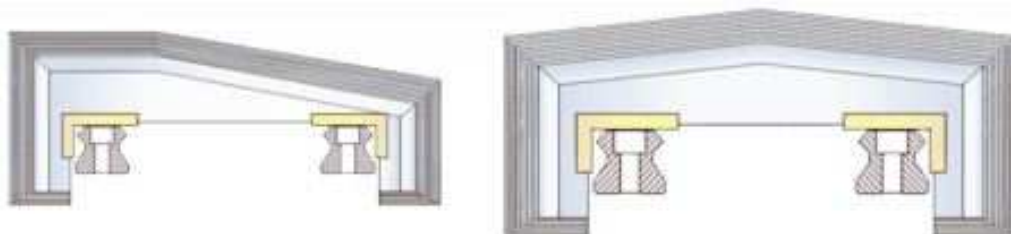


Obr. 58: Ukázka ustavení lineárních vozíků osy Y [32]

Parametry, připojovací rozměry a utahovací momenty jsou uvedeny na stránkách INA Schaeffler.

6.5 Krytování os a energetické řetězy [30]

Krytování os bude provedeno dodavatelským způsobem. Firmy jako Hennlich přímo nabízejí službu, kdy vyrobí krytování posuvových os přímo na míru. Posuvová osa X bude zakrytována teleskopickým krytem (Obr. 59). Lineární osa X má posuvovou rychlost až 22m/min, proto je vhodné použít kryty vybavené tlumiči rázů, které snižují hlučnost při pojezdu teleskopických krytů. Díky nim se také zvyšuje životnost krytu a prodlužují se servisní intervaly.

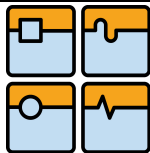


Obr. 59: Příklad tvarů krytů od firmy Hennlich [30]

Zakrytování prostoru mezi příčnicí bude provedeno roletovým typem krytu s vnitřní pružinou. Jako materiály jsou nabízeny plechy, hliníkové profily nebo pogumované textilie. Zvolil jsem eloxovaný hliníkový profil (Obr. 60).



Obr. 60: Hliníkové rolety firmy Hennlich [30]



Prostor pod kryty lineárních os by měl být přetlakován ventilací, tak aby dovnitř nepronikaly nečistoty běžné v provozech s třískovým obráběním. Prodlouží se tak životnost celého stroje.

Energetické řetězy budou ke stroji dodány firmou nabízející službu, která řetěz dodá kompletně jako Hennlich. Informace, které je třeba firmě zadat, jsou pouze množství vedených energií a signálů. Služba nabízená firmou Hennlich se jmenuje ReadyChain. Firma nakoupí veškerý potřebný materiál, řetězy smontuje a ty pak osadí na stroj. Hennlich deklaruje úsporu až 20% nákladů.



Obr. 61: Hennlich Readychain [33]

6.6 Odměřování lineárních os [34]

K odměřování lze použít enkodéry motorů. Master motor totiž běží v polohové vazbě, ale doporučuji použít lineární pravítka pro každou stranu osy X a jedno pro odměřování osy Y. Pro velmi přesné obrábění v řádech tisíciny bych k řídicímu systému stroje připojil laserový interferometr, který by zaváděl korekce do obráběcího programu.

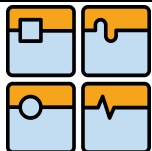


DIPLOMOVÁ PRÁCE

Odměrování polohy osy X a osy Y bude provedeno snímacím zařízením TONiCT1000, jako pravítko poslouží pozlacená pásková stupnice RGSZ20. Stupnice je dodávaná v kotoučích, její montáž je rychlá a levná, lepí se. Pásková stupnice má rozteč $20\mu\text{m}$, dodává se v délkách 50mm-50m. Ideálním místem pro instalaci jsou vršky kolejnic lineárního vedení.

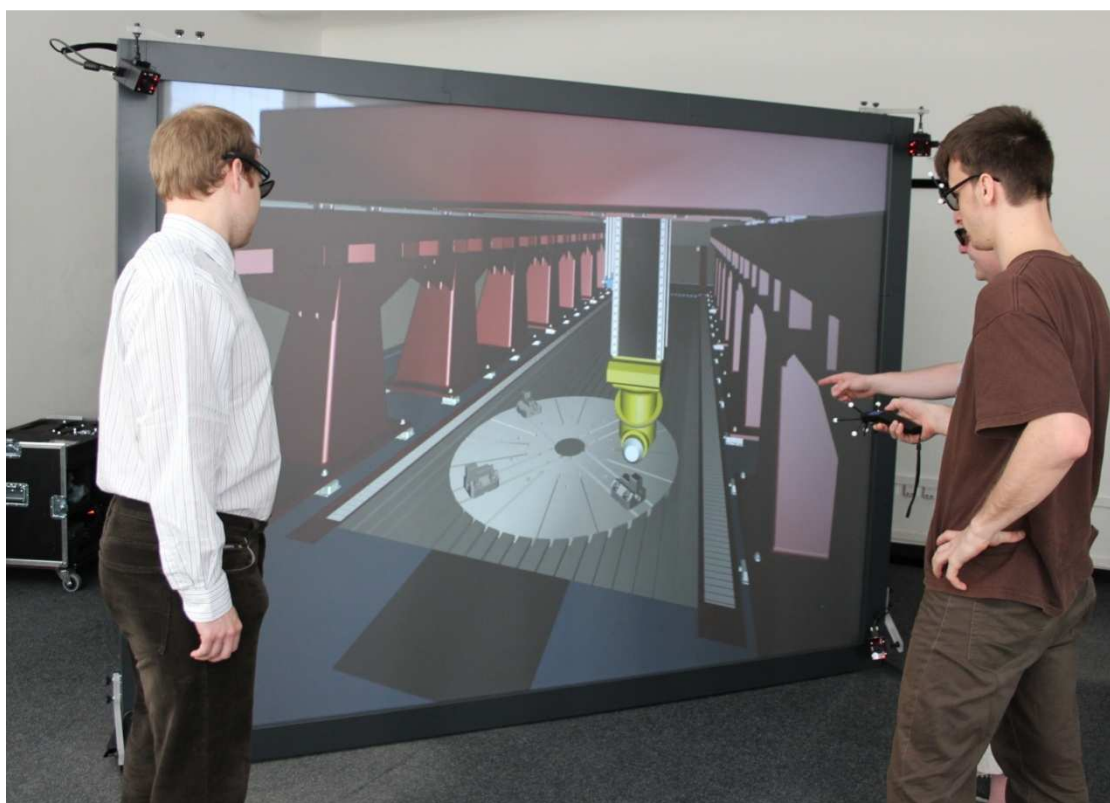


Obr. 62: Pravítko RGSZ20 [34]



7 UVEDENÍ DO IMERZNÍ VIRTUÁLNÍ REALITY

Uvedení stroje do virtuální reality proběhlo v prostorách a na zařízení ÚVSSR FSI v Brně. S realizací pomáhal Ing. Tomáš Novotný, proškolený v používání technologie. Realizace proběhla v programu Visual Decision Platform německé společnosti IC.IDO. ÚVSSR má k dispozici zařízení PowerWall (Obr. 63) a CAVE (Cave automatic virtual environment) (Obr. 64). Imerzní virtuální realita probíhá v zařízení CAVE, kde je člověk obklopen v prostředí objektů vzniklých 3D stereoskopií.



Obr. 63: PowerWall

Zařízení pracují s technologií pasivní 3D stereoskopie, u té se využívá synchronních obrazů promítaných dvěma projektory pracujícími v synchronním režimu. Každý projektor promítá obraz pro jedno oko pozorovatele a na jeho výstupu je umístěn polarizační filtr, který propouští světlo ve vybrané rovině. Oba dva projektory promítají obrazy na jedno plátno se speciálním povrchem, které umožňuje pozorovateli vnímat 3D obraz pomocí pasivních 3D polarizačních brýlí. Každé oko tak vnímá obraz z jednoho projektoru.

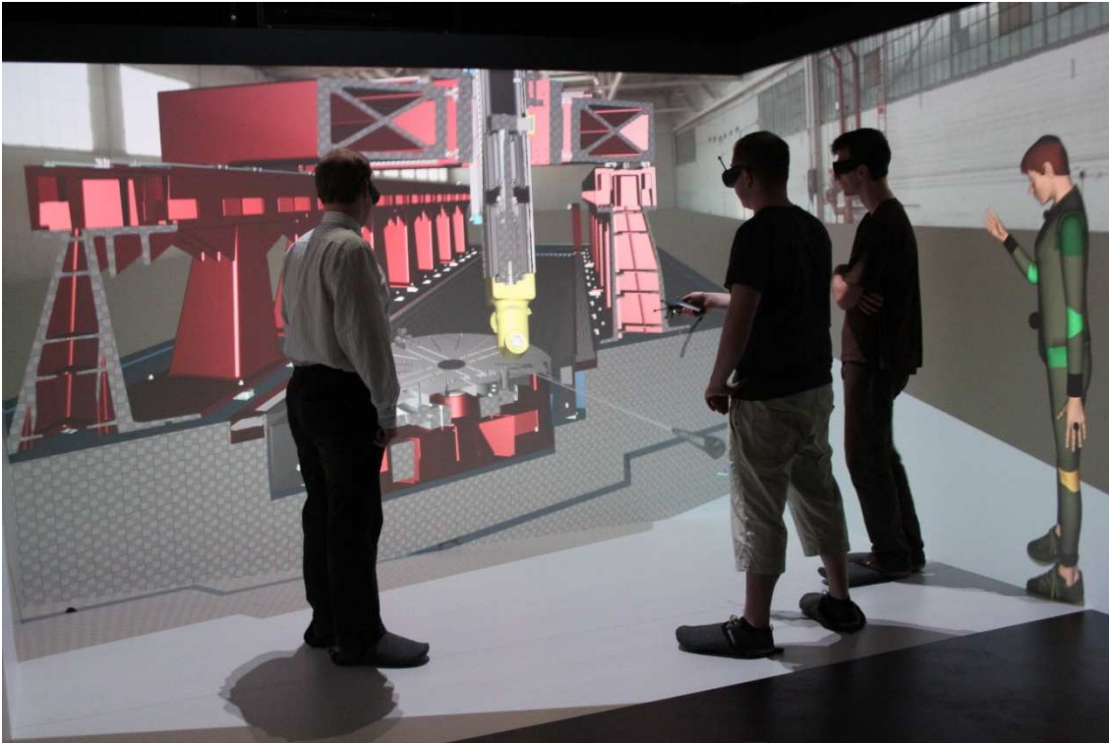
PowerWall nabízí obvyčejnější zážitek známý z kin typu IMAX nebo z 3D televizí. Jde o plátno jak je vidět na Obr. 63.

CAVE je složen ze 3 stěn, podlahy a zrcadla u stropu, přes které je obraz na stěny promítán. Zařízení CAVE je používáno především vývojovými centry automobilek, které tak ověřují design automobilu, jeho interiér a zkoušejí tento virtuální automobil v prostředí CAVE řídit.

Uvedení stroje do prostředí imerzní virtuální reality se ukázalo být přínosné. Odhalili jsme několik nedodělků a kolizí modelů. Stroj byl uveden úspěšně a bude prezentován při obhajobě diplomové práce.

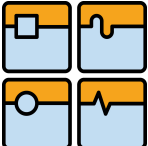


Práce se softwarem VDP není příjemná ani intuitivní. Je to specializovaný systém určený pro zkušené uživatele z řad designérů a grafiků. I přes obtíže se stroj povedlo na několikátý pokus uvést do virtuální reality, obarvit jednotlivé dílce a vložit ho do prostředí výrobní haly.



Obr. 64: CAVE

Vyzkoušet prostředí imerzní virtuální reality je jednoznačně neobyčejný zážitek, který v člověku zanechá jedinečnou zkušenost.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 71
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8 ZÁVĚR

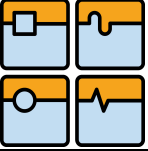
Cílem práce byl návrh multifunkčního obráběcího centra v uspořádání horní gantry. Práce kladla důraz na spolupráci v kolektivu tří studentů. Spolupráce proběhla úspěšně a všechny zadané části byly navrženy a uvedeny do prostředí imerzní virtuální reality.

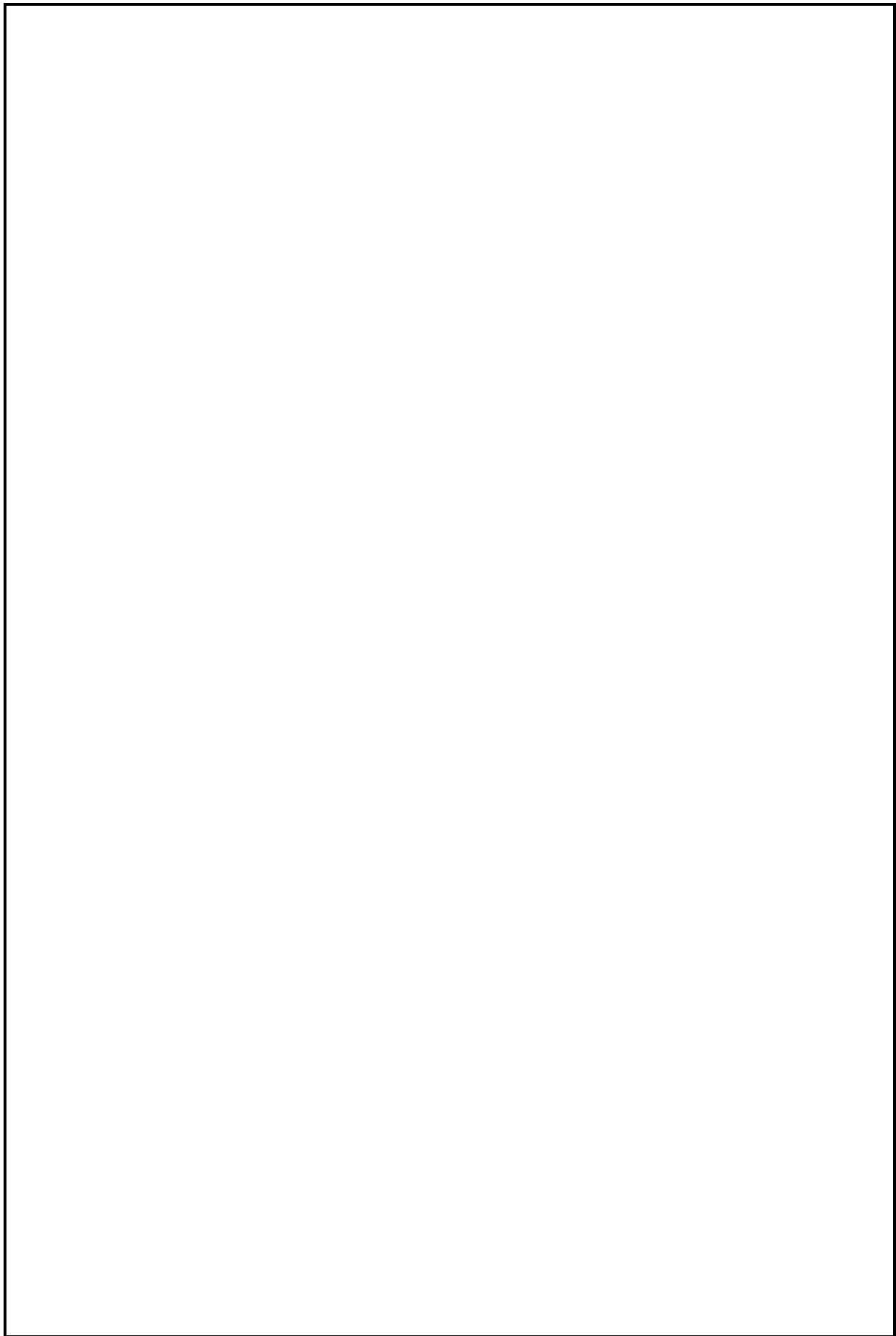
Koncepci stroje a jeho technické parametry jsme zvolili před samotnou konstrukcí stroje tak, aby odpovídaly zvolenému uspořádání horní gantry. To znamená dostatečný pracovní prostor, výkonové parametry umožňující hrubovací a dokončovací obrábění nástrojové oceli, a to vícesým frézováním a svislým soustružením.

Analýza metodou konečných prvků poukázala na problémy se zvolenou koncepcí našeho stroje. Stroj musel být několikrát překonstruován, než byly výsledky upokojivé. Výpočty pohonů lineárních os prokázaly nutnost použití výkonných pohonů ve spojení s planetovými převodovkami s velkým převodovým poměrem. Toto řešení stroji poskytuje velmi dobrou dynamiku.

Stroj je rozpracován do pokročilé fáze návrhu. V návrhu jsou oblasti, jako je výměna nástrojů a vřetenových hlav, krytování pracovního prostoru, které nebyly řešeny.

Důležité je zmínit modulárnost celé koncepce, kdy se dá měnit velikost a výška stojanů, příčnicku, saní i smykadla, dle konkrétního požadavku zákazníka. Stroj se tak dá velmi snadno přizpůsobit dané technologii obrábění, pro kterou je objednan.

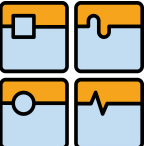
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 72
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	





9 ZDROJE

- [1] *Portal milling machines: Zimmermann* [online]. 1998, 2012 [cit. 2013-01-27]. Dostupné z: <http://www.f-zimmermann.com/index.php?id=704&L=001>
- [2] Eric Hobsbawm. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 3.11.2002, 26.12.2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Eric_Hobsbawm
- [3] Industrial Revolution - Wikipedia, the free encyclopedia. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 5.8.2001, 22.1.2013 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Industrial_Revolution#Metallurgy
- [4] Rage against time machine. In: *Heritagedaily.com* [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.heritagedaily.com/2012/04/rage-against-the-machine/>
- [5] JIŘÍ MAREK A KOLEKTIV. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing s.r.o., 2010. ISBN ISBN 978-80-254-7980-3.
- [6] Neolit. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 16.1.2005, 15.1.2013 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Neolit>
- [7] *Early Wood Lathes*. Historicgames [online]. 2003 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://historicgames.com/lathes/ancientlathes.html>
- [8] In: *On ye art and mysterie of turning*. Ihug [online]. 3.1.2000 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://homepages.ihug.com.au/~dispater/turning.htm>
- [9] *Rivett*. Lathes [online]. 2000 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://www.lathes.co.uk/rivettearly608/index.html>
- [10] Milling machine. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 13.7.2003, 11.1.2013 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Milling_machine
- [11] *History of milling machine*. Bhavya [online]. 25.5.2003 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://machinetools.bhavyamachinetools.com/history-of-milling-machine/>
- [12] Automatic lathe. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 5.10.5010, 25.8.2012 [cit. 2013-01-27]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Automatic_lathe
- [13] *Chestofbooks: Turning Machines* [online]. 20.2.2009 [cit. 2013-01-27]. Dostupné z: http://chestofbooks.com/home-improvement/workshop/Machine-Shop-Work/Turning-Machines.html#.UQUVSL_8Kcg
- [14] KOVOSVIT MAS, a.s. <http://www.kovosvit.cz/cz/historie/> [online]. 1999 [cit. 2013-01-27]. Dostupné z: http://www.kovosvit.cz/_data_app_downloads/cz/noviny_duben_2011.pdf
- [15] *TOS-Kuřim* [online]. 2007 [cit. 2013-01-27]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/>
- [16] ING. SMOLÍK, Jan. *Nosné díly obráběcích strojů z nekonvenčních materiálů*. Praha, 2007. Teze disertační práce. ČVUT.
- [17] Ceramics. *Sodick* [online]. 2011 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.sodick.com/technology/ceramics>
<http://www.sodick.com/technology/ceramics>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 74
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [18] *Stonecontact* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.stonecontact.com/products-46225/kelgran-tlapa-quarry-nero-impala-blocks>
- [19] *Demmeler* [online]. 2010 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: http://www.demmeler.com/images/pdf/broschueren/Demmeler_Imagebroshuere_web_de.pdf
- [20] Volba kuličkových šroubů. *Mmspektrum* [online]. 2008 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/volba-kulickovych-sroubu.html>
- [21] KVS. In: [Http://www.kvs.tul.cz/](http://www.kvs.tul.cz/) [online]. 2009 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobní_stroje/obrabeci.pdf
- [22] *STOBER* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.stoeber.de/MENU/index.php?displaylang=en>
- [23] *EATWEB* [online]. Penton Media Inc., 2009 [cit. 2013-05-18]. Gearing up for efficiency Dostupné z: http://eetweb.com/mechanical-systems/gearing_efficiency_0809
- [24] *Strojirna TYC* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.stojirna-tyc.cz/index.php>
- [25] *Trimill* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/>
- [26] *ZPS-Tajmac* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/>
- [27] *FIDIA* [online]. 2011 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: http://www.fidia.it/en/prodotti_en.htm
- [28] *Siemens PLM* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/nx/
- [29] Fraunhofer IWU. *Fraunhofer Institute for Machine Tools and Forming Technology IWU* [online]. 2012 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: http://www.iwu.fraunhofer.de/en/metal-foam-center/products_engineering.html
- [30] *HENNLICH* [online]. 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/>
- [31] *INA. Schaeffler Technologies (INA)* [online]. 2010 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: http://www.ina.de/content.ina.de/en/products_services/calculating/bearinx_online_easysolution/bearinx_easyLinear.jsp
- [32] *HIWIN* [online]. 2009 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cs/valeckove-vedeni/catalog.html?id=109>
- [33] *Hennlich. Readychain* [online]. 2010 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/energeticke-retezy-flexibilni-kabely-readychain-1313.html>
- [34] *Renishaw* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.renishaw.cz/cs/1030.aspx>

10 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Zimmermann FZ42 [12].....	11
Obr. 2: Průmyslová dílna v 19. století [3]	12
Obr. 3: Egyptský soustruh (300 př.n.l.), indický soustruh (700 př.n.l) [5].....	12
Obr. 4: Senotuv soustruh USA 1795 [7]	13
Obr. 5: Rivett 8'' Precision (1908) [8].....	13
Obr. 6: zleva James Nasmyth (1830), Brown & Sharpe (1861) [9].....	14
Obr. 7: Automatizovaný soustruh 1915 USA [14].....	15
Obr. 8: MCSY 80A (KOVOSVIT MAS 1983)	15
Obr. 9: Horizontální obráběcí centrum FO (TOS Kuřim)	17
Obr. 10: Rám stroje tvořený svařenci [16].....	18
Obr. 11: Keramické dílce Sodick.....	19
Obr. 12: Diagram vazeb mezi mechanickou stavbou stroje a jeho charakteristikami [16].....	20
Obr. 13: Žulový lom Tlapa Jižní Afrika	23
Obr. 14: Demtec (Demmeler) - částicový kompozit na bázi cementu a žuly modul pružnosti 45GPa, pevnost v tahu 120MPa[xxxx].....	24
Obr. 15: Řez kuličkovým šroubem SKF	26
Obr. 16: Šroub a ozubený hřeben [22]	26
Obr. 17: Šnek a šnekový hřeben [22].....	27
Obr. 18: Planetová převodovka ZTR (STOBER) s pastorkem a hřebenem	27
Obr. 19: Princip funkce Master-Slave [].....	28
Obr. 20: Koncepce "horní gantry" FPPC (Strojírna TYC)	28
Obr. 21: Litinové lože tohoto stroje je součástí pohledových částí GTV 97 (TRIMILL)	29
Obr. 22: Největší stroj značky pojezdy: X,Y,Z 6500,2500,1200mm VC 4525 (TRIMILL).....	29
Obr. 23: Turnmill (Tajmac-ZPS) frézka horní gantry v kombinaci s otočným stolem.	30
Obr. 24: G996 v provedení s pevným a otočným stolem (FIDIA)	30
Obr. 25: GTF v provedení s dvěma příčnicí (FIDIA).....	31
Obr. 26: Rozměry a velikosti os našeho stroje	33
Obr. 27: Siemens NX	34
Obr. 28: Ukázka topologie příčnicí 2,5. vývojového stádia příčnicí	35
Obr. 29: Vlevo Fidia GTF, polymerbetonové stojany, nahoře litinové skříňe, vpravo Náš stroj litinové stojany, litinové skříňe.....	36
Obr. 30: Bokorys stojanu.....	36
Obr. 31: Nárys stojanu, ukázka tolerování ploch kolejnic lineárního vedení	37
Obr. 32: Skříň stojanu	37
Obr. 33: Stojan, na řezech je vidět žebrování	38
Obr. 34: První vývojové stádium příčnicí.....	39
Obr. 35: Druhé vývojové stádium příčnicí	40
Obr. 36: Finální vývojové stádium příčnicí	40
Obr. 37: Ukázka tolerancí požadovaných na sestaveném a obrobeném příčnicí	41
Obr. 38: Skříň připravená k sestavení s příčnicí.....	41
Obr. 39: Příčnicí stroje Dynapod vyrobený z profilů plněných Al pěnou.....	42
Obr. 40: Saně obráběcího stroje	43
Obr. 41: Výpočet posunutí prvního modelu osy X a Y.....	44
Obr. 42: Konečný prvek užitý pro výpočet v NX Nastran	45

Obr. 43: Deformace stroje od obráběcí síly.....	45
Obr. 44: Deformace stroje vlastní vahou.....	46
Obr. 45: Vlastní tvary našeho stroje.....	49
Obr. 46: rozložení sil a hmot na pohybové osy X.....	51
Obr. 47: katalog STOBER [17].....	52
Obr. 48: Zjednodušený modelový pracovní cyklus.....	55
Obr. 49: Katalog firmy STOBER s hodnotami k ose Y [17]	57
Obr. 50: Zjednodušený modelový pracovní cyklus.....	61
Obr. 51: Nastavení polohy pohonu do osové vzdálenosti	62
Obr. 52: Mazací systémy, polyuretanový mazací pastorek.....	63
Obr. 53: Mazací systém s elektromagnetickými ventily.....	63
Obr. 54: Screen softwaru INA Easy Linear	64
Obr. 55: Rozmístění vozíků osa X	64
Obr. 56: Oranžová referenční kolejnice, zelené klínové odtlačovací lišty	65
Obr. 57: Rozložení vozíků osy Y.....	65
Obr. 58: Ukázka ustavení lineárních vozíků osy Y [20].....	66
Obr. 59: Příklad tvarů krytů od firmy Hennlich.....	66
Obr. 60: Hliníkové rolety firmy Hennlich.....	66
Obr. 61: Hennlich Readychain [21]	67
Obr. 62: Právítko RGSZ20.....	68
Obr. 63: PowerWall.....	69
Obr. 64: CAVE	70

11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a_1	požadované zrychlení osy X	$[m \cdot s^{-2}]$
a_{1y}	požadované zrychlení osy Y	$[m \cdot s^{-2}]$
α	úhel záběru zubů osy X	[°]
α_y	úhel záběru zubů osy Y	[°]
α_p	zrychlení pastorku osy X	$[rad \cdot sec^{-2}]$
α_{py}	zrychlení pastorku osy Y	$[rad \cdot sec^{-2}]$
α_m	zrychlení motoru osy X	$[rad \cdot sec^{-2}]$
α_{my}	zrychlení motoru osy Y	$[rad \cdot sec^{-2}]$
β	úhel sklonu zubů osy X	[°]
β_y	úhel sklonu zubů osy Y	[°]
β_1	úhel sklonu zubů osy X	[rad]
d_p	roztečný průměr pastorku osy X	[mm]
d_{py}	roztečný průměr pastorku osy Y	[mm]
ΔM	předepínací moment osy X	$[N \cdot m]$
ΔM_y	předepínací moment osy Y	$[N \cdot m]$
f	součinitel tření v lineárním vedení osy X	[-]
f_y	součinitel tření v lineárním vedení osy Y	[-]
f_t	součinitel tření SA610	[-]
F_1	osová síla při obrábění	[N]
F_a	síla nutná ke zrychlení osy X	[N]
F_{ay}	síla nutná ke zrychlení osy Y	[N]
F_{celk}	celková síla nutná k pohonu osy X	[N]
F_{celky}	celková síla nutná k pohonu osy Y	[N]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

F_p	maximální síla na jednom pastorku osy X	[N]
F_{py}	maximální síla na jednom pastorku osy Y	[N]
F_{pnom}	nominální síla na pastorku osy X	[N]
F_{pnomy}	nominální síla na pastorku osy Y	[N]
F_{pNOT}	destrukční síla na pastorku osy X	[N]
F_{pNOTy}	destrukční síla na pastorku osy Y	[N]
F_{pmax}	maximální síla na pastorku osy X	[N]
F_{pmaxy}	maximální síla na pastorku osy Y	[N]
F_s	celková síla působí v ose X ze statického hlediska	[N]
F_{sy}	celková síla působí v ose Y ze statického hlediska	[N]
F_t	třecí síla v lineárním vedení osy X	[N]
F_{ty}	třecí síla v lineárním vedení osy Y	[N]
g	tíhové zrychlení	[m · s ⁻²]
i	převodový poměr převodovky osy X	[-]
i_y	převodový poměr převodovky osy Y	[-]
J_b	moment setrvačnosti brzdy motoru osy X	[kg · m ²]
J_{by}	moment setrvačnosti brzdy motoru osy Y	[kg · m ²]
J_g	moment setrvačnosti převodovky osy X	[kg · m ²]
J_{gy}	moment setrvačnosti převodovky osy Y	[kg · m ²]
J_m	moment setrvačnosti motoru osy X	[kg · m ²]
J_{my}	moment setrvačnosti motoru osy Y	[kg · m ²]
J_{mb}	odhadovaný moment setrvačnosti motoru a brzdy osy X	[kg · m ²]
J_{mby}	odhadovaný moment setrvačnosti motoru a brzdy osy Y	[kg · m ²]
J_{zp}	moment setrvačnosti na dvou pastorcích osy X	[kg · m ²]
J_{zpy}	moment setrvačnosti na dvou pastorcích osy Y	[kg · m ²]
J_{zp1}	moment setrvačnosti na pastorku osy X	[kg · m ²]
J_{zp1y}	moment setrvačnosti na pastorku osy Y	[kg · m ²]
k_c	řezný odpor	[MPa]
l_1	vzdálenost mezi hřebeny osy X	[mm]
l_2	nejmenší vzdálenost smykadla od hřebenu osy X	[mm]
m_1	hmotnost soustavy	[kg]
m_{1x}	hmotnost osy X	[kg]
m_{1yz}	hmotnost osy Y a Z	[kg]
m_b	hmotnost brzdy motoru osy X	[kg]
m_g	hmotnost převodovky osy X	[kg]
m_m	hmotnost motoru osy X	[kg]
m_n	normální modul pastorku osy X	[mm]
m_{ny}	normální modul pastorku osy Y	[mm]
M_{bs}	statický brzdňý moment motoru osy X	[N · m]
M_{bsy}	statický brzdňý moment motoru osy Y	[N · m]
M_{gnom}	nominální moment převodovky osy X	[N · m]
M_{gnomy}	nominální moment převodovky osy Y	[N · m]
M_{gNOT}	destrukční moment převodovky osy X	[N · m]
M_{gNOTy}	destrukční moment převodovky osy Y	[N · m]
M_{gmax}	maximální doporučený moment přenášený převodovkou osy X	[N · m]
M_{gmaxy}	maximální doporučený moment přenášený převodovkou osy Y	[N · m]
M_{mx}	moment na jednom master motoru osy X	[N · m]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

M_{mxy}	moment na jednom master motoru osy Y	[N·m]
M_{mb}	moment pro brzdění na jednom motoru osy X	[N·m]
M_{mnom}	nominální moment motoru osy X	[N·m]
M_{mnomy}	nominální moment motoru osy Y	[N·m]
M_{mmstat}	statický moment na master motoru osy X	[N·m]
$M_{mmstaty}$	statický moment na master motoru osy Y	[N·m]
M_{mmek}	ekvivalentní zatížení master motoru osy X při pracovním cyklu	[N·m]
M_{mmeky}	ekvivalentní zatížení master motoru osy X při pracovním cyklu	[N·m]
M_{msstat}	statický moment na slave motoru osy X	[N·m]
M_{mM0}	statický moment motoru osy X	[N·m]
M_{mM0y}	statický moment motoru osy Y	[N·m]
M_{mmax}	maximální přípustný moment motoru osy X	[N·m]
M_{mmaxy}	maximální přípustný moment motoru osy X	[N·m]
M_{pb}	moment pro brzdění na jednom pastorku osy X	[N·m]
M_{pmax}	maximální doporučený moment na pastorku osy X	[N·m]
M_{pmaxy}	maximální doporučený moment na pastorku osy Y	[N·m]
M_p	přenášený moment na pastorku osy X	[N·m]
M_{py}	přenášený moment na pastorku osy Y	[N·m]
n_g	nominální vstupní otáčky převodovky osy X	[min ⁻¹]
n_{gy}	nominální vstupní otáčky převodovky osy Y	[min ⁻¹]
n_{gNOT}	maximální vstupní otáčky převodovky osy X	[min ⁻¹]
n_{gNOTy}	maximální vstupní otáčky převodovky osy Y	[min ⁻¹]
n_m	maximální otáčky motoru osy X	[min ⁻¹]
n_{my}	maximální otáčky motoru osy Y	[min ⁻¹]
n_{mk}	potřebné otáčky motoru osy X	[min ⁻¹]
n_{mky}	potřebné otáčky motoru osy Y	[min ⁻¹]
n_p	otáčky pastorku osy X	[min ⁻¹]
n_{py}	otáčky pastorku osy Y	[min ⁻¹]
η_g	účinnost převodovky osy X	[-]
η_{gy}	účinnost převodovky osy Y	[-]
η_{iin}	účinnost lineárního vedení osy X	[-]
η_{iiny}	účinnost lineárního vedení osy Y	[-]
η_p	účinnost pastorku osy X	[-]
η_{py}	účinnost pastorku osy Y	[-]
P	součinitel předepnutí master slave osy X	[-]
P_y	součinitel předepnutí master slave osy Y	[-]
P_m	výkon motoru S1 osy X	[kW]
P_{my}	výkon motoru S1 osy Y	[kW]
P_{mmstat}	výkon na master motoru osy X	[kW]
$P_{mmstaty}$	výkon na master motoru osy Y	[kW]
P_{msstat}	výkon na slave motoru osy X	[kW]
P_{msdyn}	volný výkon na master motoru osy X při stálém zatížení	[kW]
t_1	doba konstantní rychlosti pohonů při pracovním cyklu osy X	[s]
t_2	doba zrychlování pohonů při pracovním cyklu osy X	[s]
V_{1max}	posuvová rychlost osy X	[mm/min]
V_{1maxy}	posuvová rychlost osy Y	[mm/min]

V_{max}	maximální posuvová rychlost osy X	[mm/min]
V_{maxy}	maximální posuvová rychlost osy Y	[mm/min]
V_{maxg}	doporučená posuvová rychlost osy X	[mm/min]
V_{maxgy}	doporučená posuvová rychlost osy Y	[mm/min]
Z	počet zubů pastorku osy X	[-]
Z_y	počet zubů pastorku osy Y	[-]

12 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Vlastnosti materiálů	21
Tabulka 2: Parametry strojů	32
Tabulka 3: Požadované parametry osy X:	50
Tabulka 4: Parametry ZTR616S.....	52
Tabulka 5: Parametry převodovky /HV933F0610ME STOBER.....	53
Tabulka 6: Parametry motoru EZ705U s brzdou	54
Tabulka 7: Parametry zatěžovacího cyklu posuvové osy X	55
Tabulka 8: Požadované parametry osy Y:	56
Tabulka 9: Parametry ZTR518S.....	58
Tabulka 10: Parametry převodovky /HV82250610ME STOBER.....	59
Tabulka 11: Parametry motoru EZ702U s brzdou	60
Tabulka 12: Parametry zatěžovacího cyklu osy X.....	61

13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Výpočet osy X
Příloha 2: Výpočet osy Y
Příloha 3: Výpočet lineárního vedení osy X
Příloha 4: Výpočet lineárního vedení osy Y
Příloha 5: Výtah z katalogů firmy STOBER
Příloha 6: Výkres CV00001_01
Příloha 7: Výkres CV00002_01
Příloha 8: Výkres CV00003_01
Příloha 9: Výkres CV00004_01
Příloha 10: CD s elektronickou verzí DP, modely ve formátu JT, výpočty a katalogy