



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH PODAVAČE MATERIÁLU

DESIGN OF THE MATERIAL FEEDER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Vrána

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Vojtěch Vrána**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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 bakalářské práce:

Návrh podavače materiálu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení přídavného podavače pro posouvání materiálu u spodní frézky, nebo jiných strojů truhlářského provozu.

Cíle bakalářské práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení.

Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.

Výpočtová zpráva.

Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Vlastní závěry a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

JOSTEN, Elmar, Thomas REICHE a Bernd WITTCHEN. Dřevo a jeho obrábění. Praha: Grada, 2010. Průvodce truhláře. ISBN 978-80-247-2961-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Hlavním cílem práce je vytvoření konstrukčního návrhu přídatného podavače materiálu pro spodní frézky nebo jiné stroje v truhlářském provozu. První část práce se zabývá problematikou obrábění dřeva a využití přídatných podavačů materiálu při procesu obrábění. Následuje popis základních konstrukčních prvků, návrh variant řešení a charakteristika produktů dostupných na trhu. Poslední část práce se zabývá samotným konstrukčním návrhem, výpočtovou dokumentací a pevnostní analýzou stojanu. Výsledkem práce je vypracovaná výkresová dokumentace a 3D model sestavy přídatného podavače materiálu.

ABSTRACT

The main goal of this bachelor thesis is to create a design of material feeder for milling machines or other machines in joiner production. The first part of this thesis deals with the issue of woodworking and the use of material feeders in the machining process. The following part is a description of basic structural elements, design of solution variants and characteristics of products available on the market. The last part deals with the design, computational documentation and strength analysis of the stand. The result of this thesis is a drawing documentation and 3D model of the material feeder assembly.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přídavný podavač materiálu, konstrukční návrh, truhlářský provoz

KEYWORDS

Material feeder, design solution, joiner production

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VRÁNA, Vojtěch. Návrh podavače materiálu. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117353>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jan Pavlík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 16.5.2019

.....

Vojtěch Vrána

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále děkuji celé rodině za podporu při studiu.

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	ANALÝZA PROBLEMATIKY	17
2.1	Obrábění dřeva.....	17
2.2	Použití podavače materiálu u spodní frézky	18
3	ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY	19
3.1	Podávací zařízení	19
3.1.1	Podávací kola.....	19
3.2	Stojan	20
3.2.1	Sloup a rameno	20
3.2.2	Nastavitelné kloubové spoje	20
3.2.3	Pevný kloub	21
3.3	Montáž podavačů materiálu.....	21
3.3.1	Upínací patka	21
3.3.2	Instalační deska pro podavače materiálu IGM	21
3.3.3	Odklápěcí zařízení pro podavače materiálu.....	22
4	VARIANTY KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	23
4.1	Elektromotory a převodovky	23
4.1.1	Elektromotory	23
4.1.2	Šneková převodovka.....	24
4.1.3	Variátor	25
4.1.4	Převod s ozubenými koly	25
4.2	Druhy stojanu.....	26
4.3	Pohybové mechanismy stojanu.....	26
4.3.1	Zvedací mechanismus.....	26
4.3.2	Posuvový mechanismus.....	26
5	VÝROBCI.....	29
5.1	IGM.....	29
5.2	FELDER	29
5.3	MAGGI.....	29
5.4	Podavače materiálu od firmy IGM	30
5.4.1	Podavač IGM M3	30
5.4.2	Podavač IGM DC40 EASY	31
5.5	Podavače materiálu od firmy FELDER	32
5.5.1	Podavač FELDER S308	32
5.5.2	Podavač FELDER Variofeed 4.....	33
5.6	Podavače materiálu od firmy MAGGI.....	34
5.6.1	Podavač STEFF 2034	34
5.6.2	Podavač STEFF 2068	35
6	NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A ZDŮVODNĚNÍ VÝBĚRU KONKRETNÍHO ŘEŠENÍ.....	37
7	KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY.....	39
7.1	Návrh konstrukce podávacího zařízení.....	39
7.1.1	Nosná plechová konstrukce	39
7.1.2	Uložení podávacích kol	40
7.1.3	Řetězový rozvod točivého momentu pro jednotlivá podávací kola	41
7.2	Konstrukce stojanu	42

7.2.1	Konstrukce upínací patky	42
7.2.2	Sloup a rameno	43
7.2.3	Konstrukce pevného kloubu	43
7.2.4	Konstrukce nastavitelných kloubů	43
7.2.5	Konstrukce zvedacího mechanismu	44
7.2.6	Posuvový mechanismus	45
8	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	47
8.1	Volba elektromotoru	47
8.1.1	Výpočet točivého momentu elektromotoru	47
8.2	Výpočet řetězových převodů	47
8.2.1	Řetězový převod v kyvném mechanismu uložení podávacích kol	47
8.2.2	Výpočet převodového poměru řetězového převodu v kyvném mechanismu:	48
8.2.3	Řetězový převod v rozvodu točivého momentu	48
8.3	Výpočet požadovaného převodového poměru šnekové převodovky	49
8.3.1	Výpočet rychlosti otáčení podávacího kola	49
8.3.2	Výpočet rychlosti otáčení hnací hřídele	49
8.3.3	Výpočet převodového poměru vyměnitelných ozubených kol	50
8.3.4	Výpočet rychlosti otáčení výstupní hřídele šnekové převodovky	50
8.3.5	Výpočet převodového poměru šnekové převodovky	50
8.4	Zvedací mechanismus	50
8.4.1	Moment pro zvedání břemene:	51
8.4.2	Kontrola samosvornosti závitu	51
8.4.3	Pevnostní kontrola šroubu	51
8.5	Kontrolní výpočty podávacích rychlostí	51
8.5.1	Podávací rychlost 4 m.min ⁻¹	51
8.5.2	Podávací rychlost 8 m.min ⁻¹	52
8.5.3	Podávací rychlost 10 m.min ⁻¹	52
8.5.4	Podávací rychlost 20 m.min ⁻¹	53
8.6	Výpočet požadované obvodové síly na podávacích kolech	54
8.6.1	Výpočet síly na obvodu nástroje obráběcího stroje	54
8.6.2	Výpočet požadované obvodové síly na jedno kolo	54
8.7	Výpočet sil a momentů působících v hnacích součástech	55
8.8	Výpočet potřebného točivého momentu:	55
8.9	Rozdíl sil ve větvích řetězu v kyvném mechanismu	56
8.10	Rozdíl sil ve větvích řetězu v rozvodu točivého momentu	56
8.11	Pevnostní výpočet hnací hřídele v kyvném mechanismu	57
8.11.1	Výpočet síly na obvodu ozubeného kola	57
8.11.2	Výsledné vnitřní účinky	57
8.11.3	Pevnostní výpočet hřídele	60
8.11.4	Kontrola těsného pera v hnací hřídeli	62
9	PEVNOSTNÍ ANALÝZA STOJANU	63
10	ZÁVĚR A DOPORUČENÍ PRO PRAXI	65
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	67
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	71
	SEZNAM OBRÁZKŮ	75
	SEZNAM TABULEK	77
	SEZNAM PŘÍLOH	79

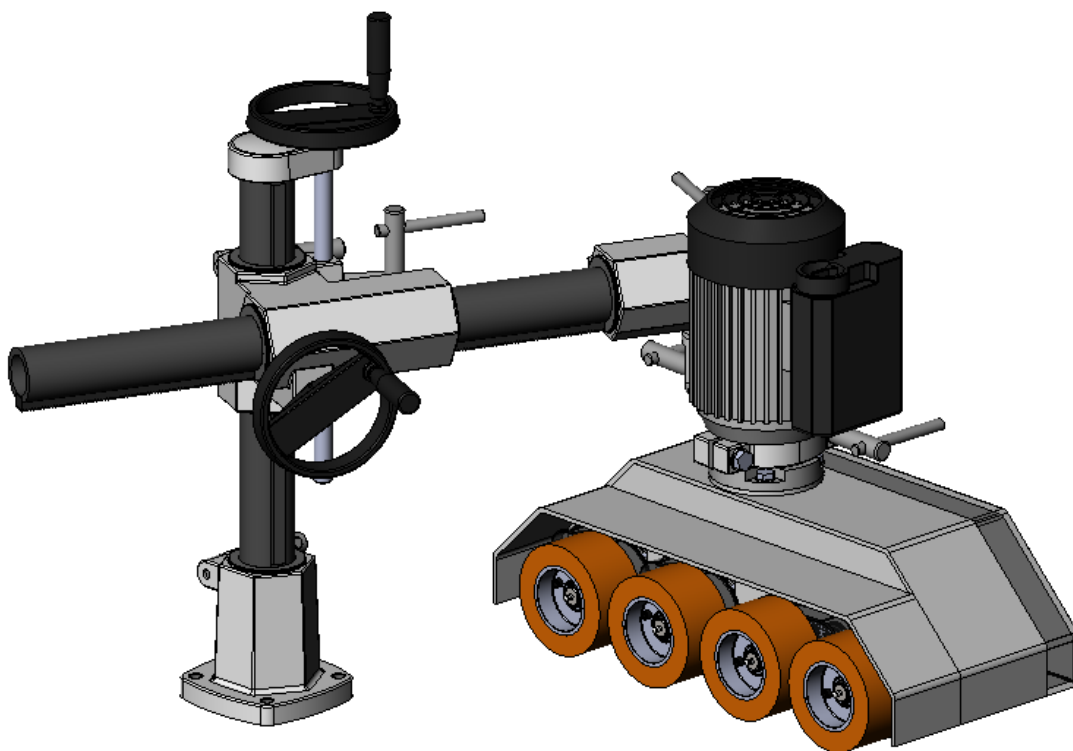
1 ÚVOD

Přídavné podavače materiálu jsou zařízení, která slouží pro posouvání kusového materiálu při jeho obrábění. Použití těchto podavačů je možné na různých strojích truhlářského provozu, jako jsou spodní frézky, pily, srovnávačky, frézovací stolky a olepovačky hran.

Hlavním znakem přídavných podavačů materiálu je konstrukce, která je složená ze stojanu s ramenem a podávacího zařízení, které obsahuje motor a několik podávacích kol. Pro pohon podavačů jsou využívány elektromotory, které přes převodovku a řetězové převody přenášejí točivý moment na podávací kola. Regulace rychlosti posuvu je skoková nebo plynulá.

Přídavné podavače materiálu se s výhodou využívají jak ve velkých truhlářských provozech, tak i v malých dílnách. Ve všech případech použití vedou přídavné podavače ke zlepšení kvality a produktivity práce a současně zvyšují úroveň bezpečnosti práce.

Cílem práce je vytvoření návrhu přídavného podavače materiálu pro spodní frézku, případně pro jiné stroje truhlářského provozu. V úvodní části práce jsou popsány základní konstrukční části podavačů. Následuje přehled výrobců a příklady jejich produktů, které jsou na trhu k dispozici. Konečný návrh podavače materiálu je proveden po vzoru produktů, které jsou k dispozici na trhu. K návrhu je vypracovaná výpočtová a výkresová dokumentace.



Obr. 1-1 Přídavný podavač materiálů

2 ANALÝZA PROBLEMATIKY

2.1 Obrábění dřeva

Nezbytnou součástí truhlářské výroby je obrábění. Obrábění dřeva je operace, při které se odebráním částic materiálu z polotovaru, vytváří konečný předmět požadovaného tvaru, velikosti a kvality povrchu. Obrábění dřeva se dělí na ruční a strojní. Mezi ruční obrábění se řadí: ruční řezání, hoblování, dlabání dláty, vrtání, vyřezávání a broušení. Strojní obrábění zahrnuje operace: řezání, srovnávání, vrtání, soustružení a frézování. [14]

Při operacích řezání, srovnávání a frézování je hlavní řezný pohyb rotační a vykonává ho nástroj. Vedlejší řezný pohyb je přímočarý posuvný a vykonává ho obrobek. Během provádění těchto operací je nutné zajistit stabilní rychlost posuvu obrobku a jeho dostatečné přitlačení na stůl a vodící lištu stroje. Spodní frézky, formátovací pily a srovnávačky ve výchozím provedení nedisponují zařízením, které by zajišťovalo plynulý posuv a přitlačení obrobku. Tento nedostatek řeší použití přídavného podavače materiálu, který se namontuje na daný stroj. Podavače materiálu jsou vybaveny určitým počtem podávacích kol (počet závisí na typu, obvykle 3, 4 nebo 6), které jsou uloženy pružně. Zajišťují přitlak a svým otáčením udělují obrobku posuvovou rychlost.

Volba rychlosti posuvu závisí na těchto faktorech: [16]

- průměr nástroje (čím větší průměr, tím větší rychlost posuvu)
- hloubka odebírané vrstvy materiálu (čím větší hloubka odebírané vrstvy, tím menší rychlost posuvu)
- počet zubů frézovacího nástroje (čím více zubů, tím větší rychlost posuvu)

Správná rychlost posuvu je důležitá pro zajištění požadované kvality povrchu obráběného materiálu. Po opracování by měl být povrch obráběné součásti dostatečně hladký a rovný, aby nemuselo docházet k jeho dalšímu obrábění. Při vnikání frézovacího nástroje do materiálu, vznikají na jeho povrchu prohlubně. Abychom udrželi tyto prohlubně co nejmenší, můžeme měnit posuvovou rychlost, počet činných ostří nástroje a řeznou rychlost nástroje. V případě, že je nastavena vysoká posuvová rychlost, jsou odstupy prohlubní po obrábění velké a povrch není dostatečně hladký. Při příliš malé posuvové rychlosti je plocha obrobku hladká, ale ostří nástroje zase téměř nezabírá, což není vhodné pro životnost nástroje. [15]

Podavače materiálu nacházejí nejčastěji uplatnění v sériové i kusové výrobě při:

- řezání dlouhých kusů desek
- frézování tenkých lišt
- frézování drážek a per u obkladových palubek
- výrobě dveřních zárubní
- frézování oken (falcování)
- rovinném frézování (srovnávání)

Tyto operace vyžadují, aby podavače materiálu disponovaly jednoduchou změnou rychlosti posuvu. Toho se dosahuje prostřednictvím skokové nebo plynulé změny rychlosti otáčení motoru, nebo změnou převodového poměru v převodovce podavače.

Podavače materiálu neslouží pouze jako prostředek k dosažení lepší kvality a produktivity výroby, ale rovněž přispívají ke zvýšení bezpečnosti práce. Nejčastější úrazy při obrábění dřeva vznikají v důsledku kontaktu s rotujícím nástrojem. Poloha podávacího zařízení je při výrobě nejčastěji před nástrojem. Díky tomu podavače materiálu představují z hlediska bezpečnosti vhodný prostředek k zabránění kontaktu končetin člověka s nástrojem a snižují pravděpodobnost vzniku zranění.

2.2 Použití podavače materiálu u spodní frézky

Podavač materiálu se při použití u spodní frézky montuje na stůl stroje prostřednictvím upínací patky a zajišťuje se pomocí čtyř šroubů. Rameno podavače umožňuje nastavení podávacího zařízení do správné směrové a výškové polohy. Umístění upínací patky na stole stroje nesmí žádným způsobem překážet obsluze stroje a obráběnému materiálu. Upínací patka se proto umísťuje v oblasti za vodící lištou stroje v dostatečné vzdálenosti od vřetena. Na obrázku 2-1 níže jsou vidět jednotlivé pozice všech důležitých částí stroje při procesu obrábění.



Obr. 2-1 Spodní frézka s přidavným podavačem materiálu [5]

Z obrázku 2-1 také plyne již zmíněný přínos podavačů materiálů v oblasti bezpečnosti práce. Pracovní poloha podavače materiálu je před vřetenem stroje a zabraňuje tedy obsluze stroje, aby přišla do kontaktu s rotujícím nástrojem.

3 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY

Přídavný podavač materiálu se skládá ze dvou základních částí: podávacího zařízení a stojanu. V následující kapitole budou popsány základní části podavače materiálu a jejich vlastnosti.

3.1 Podávací zařízení

Podávací zařízení je sestava, která obsahuje součásti realizující proces posouvání materiálu při obrábění. Hlavní část podávacího zařízení je tvořena nosnou plechovou konstrukcí, na které jsou umístěny další prvky jako elektromotor, převodovka, řetězový rozvod točivého momentu a uložení s podávacími koly. Podávací zařízení je přimontováno ke stojanu podavače materiálu a přes nastavitelné klouby se nastavuje do požadované pracovní polohy.



Obr. 3-1 Podávací zařízení STEFF supersonic 3 [27]

3.1.1 Podávací kola

Podávací kola mohou být použita ve dvou provedeních. První provedení je ocelové. Ocelové kolo má na svém povrchu zhotoveny drážky, které zajišťují větší přilnavost kola a zabraňují prokluzu kola po materiálu. Tyto kola jsou nejčastěji používány při posouvání materiálu, který ještě není povrchově opracovaný, např. neohoblované desky. Druhé provedení se vyznačuje kaučukovým povrchem a jádrem kola, které je vyrobeno z hliníku. Tyto kola žádným způsobem nepoškozuji strukturu povrchu a mohou tedy být použity i u opracovaných povrchů. Podávací kola jsou vyráběna v různých velikostech, přičemž nejrozšířenější velikost má průměr 120 mm a šířku 60 mm. Montáž a výměna kol je snadná. K zajištění kol se používají dva šrouby [11].



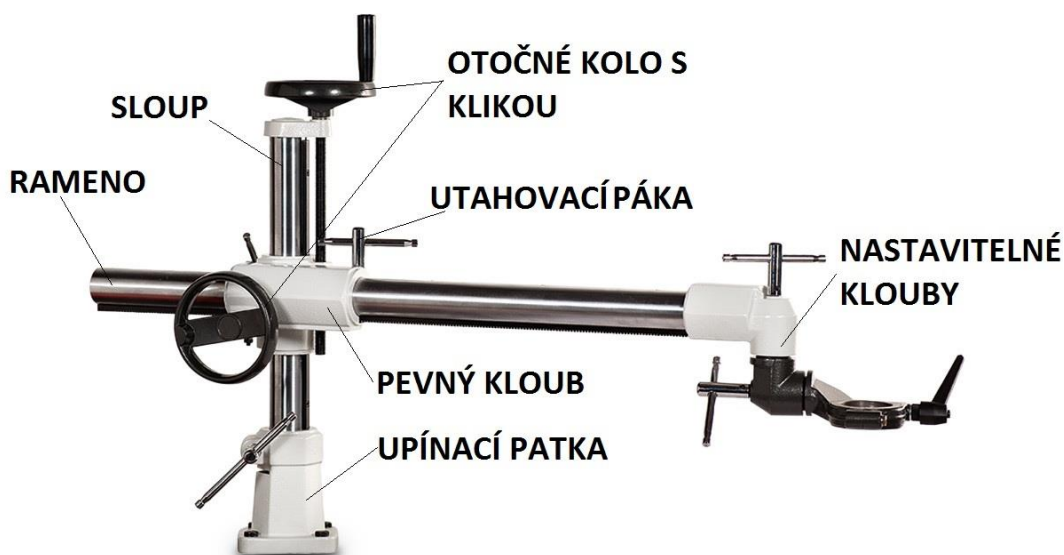
Obr. 3-3 Ocelové kolo [12]



Obr. 3-2 Kaučukové kolo [12]

3.2 Stojan

Stojan podavače materiálu je sestava, která se skládá ze sloupu, ramene, pevného kloubu, zvedacího a posuvového mechanismu a upínací patky. Stojan musí zajistit dostatečnou pevnost a tuhost nastavení, aby nedocházelo k samovolné změně polohy nebo kmitání podávacího zařízení při procesu obrábění. Dalším požadavkem na stojan je jeho snadné zajištění a nastavení do požadované polohy. Většina dílů, které se podílejí na zajištění polohy stojanu, jsou realizovány jako svěrné spoje. Utažení těchto spojů se provádí prostřednictvím utahovacích pák.



Obr. 3-4 Stojan [28]

3.2.1 Sloup a rameno

Sloup a rameno jsou základní konstrukční prvky stojanu podavače materiálu. Umožňují nastavení podávacího zařízení do požadované polohy. Základním konstrukčním prvkem sloupu je profil mezikruhového průřezu. Sloup je otočně uložen v upínací patce. Na sloupu je posuvně uložený pevný kloub, ve kterém se nachází posuvně uložené rameno. Mezikruhový profil sloupu je vybaven drážkou pro výměnné pero, které zajišťuje vedení posuvu pevného kloubu podél sloupu. Rameno je stejně jako sloup zhotoveno z profilu mezikruhového průřezu. V případě, že k výsuvu ramene dochází pomocí hřebenového převodu, obsahuje mezikruhový profil ramene ještě drážku pro hřeben. Pevný kloub s ramenem je pomocí pohybového šroubu výškově nastavitelný podél sloupu. Rozsah výškového nastavení je závislý na délce sloupu. Rameno je výsuvné a rozsah výsuvu závisí na délce profilu, ze kterého je rameno vyrobeno.

3.2.2 Nastavitelné kloubové spoje

Na volném konci ramene se nachází dva kloubové spoje, které slouží k naklopení podávacího zařízení do požadované polohy. Konstrukce těchto kloubů dovoluje naklopit podávací zařízení téměř do libovolné polohy mezi vodorovnou a svislou pracovní pozicí. Díky tomu je možné použít podavač materiálu pro vodorovný nebo svislý přítlak na materiál. Zajištění fixace těchto kloubů je dosaženo použitím svěrných spojů, které se ovládají prostřednictvím utahovacích pák. Nastavitelné kloubové spoje jsou vyrobeny jako odlitky z litiny.

3.2.3 Pevný kloub

Pevný kloub je důležitým prvkem konstrukce podavače materiálu. Jeho úkolem je nést výsuvné rameno a zároveň zajišťovat jeho výškové nastavení. Pevný kloub je vyroben jako odlitek z litiny a jeho určité části jsou realizovány jako svěrný spoj. Pro zafixování nastavené polohy výsuvu a výšky ramene se používají utahovací páky, které znemožní samovolný pohyb jednotlivých částí.

3.3 Montáž podavačů materiálu

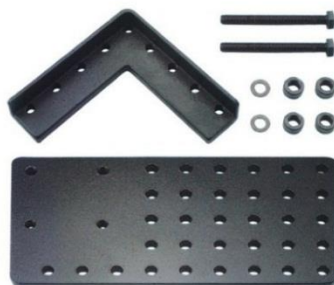
Montáž podavačů materiálu se provádí prostřednictvím upínací patky přímo do stolu stroje nebo na různá přídavná zařízení. Umístění podavače materiálu na stroji, nesmí obsluze překážet v manipulaci s materiálem a zároveň musí zajišťovat jeho snadnou obsluhu.

3.3.1 Upínací patka

Pro montáž se nejčastěji používá upínací patka, která se přišroubuje na stůl stroje pomocí čtyř šroubů. Nejčastěji je vyrobená jako odlitek z litiny. Do spodní části této patky jsou vyvrtány průchozí díry pro šrouby a následně je vyfrézován přesný otvor, do kterého se vloží sloup v podobě profilu mezikruhového průřezu. Upínací patka je zhotovena jako svěrný spoj. Z tohoto důvodu je upínací patka vybavena utahovací pákou, která zajišťuje potřebnou fixaci sloupu proti jeho samovolnému otáčení.

3.3.2 Instalační deska pro podavače materiálu IGM

Firma IGM nabízí ke svým produktům i možnost zakoupení instalační desky, která umožňuje montáž přídavného podavače, bez nutnosti vrtání děr do stolu stroje. Tato instalační deska je vhodná pro podavače materiálu M3 a AF32 od firmy IGM. [1]



Obr. 3-5 IGM instalační deska pro podavače M3 a AF32 [1]

3.3.3 Odklápěcí zařízení pro podavače materiálu

Další způsob uchycení podavače materiálu na stroj, je pomocí různých odklápěcích zařízení. Firmy MAGGI a FELDER nabízí ke svým podavačům materiálu přídavné odklápěcí zařízení, které umožňuje jeho vyklopení pod pracovní rovinu stolu. Odklopením podavače materiálu, zajistíme uvolnění prostoru v okolí stroje, při jeho aktuálním nevyužívání. Odklápěcí patka se umísťuje na hranu stolu stroje a na její horní část se pomocí čtyř šroubů připevní podavač materiálu. [12], [19]



Obr. 3-6 MAGGI Odklápěcí patka [12]



Obr. 3-7 FELDER Odklopné uchycení podavače [19]

4 VARIANTY KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Při návrhu podavače materiálu je důležité vycházet z toho, pro jaké stroje bude podavač materiálu využíván. Toto rozhodnutí má velmi velký vliv na konečný konstrukční návrh. Podavače materiálu, které jsou využívány na frézkách a srovnávacích mají obvykle větší rozměry, více podávacích kol (čtyři a více), výkonnější motory a možnost volby z většího počtu rychlostí otáčení podávacích kol. Mají také stojan s větším rozsahem nastavení a s pevnější konstrukcí. Naopak podavače materiálu určené pro práci na menších strojích, nevyžadují velký výkon motoru, počet podávacích kol je obvykle tři a stojan neumožňuje velký rozsah nastavení.

4.1 Elektromotory a převodovky

Elektromotory s převodovkami tvoří základní prvky podavačů materiálu. Jejich použití umožňuje dosahovat požadovaných rychlostí posuvů při obrábění a tím dosáhnout požadované kvality povrchu obráběné součásti. Regulace rychlosti otáčení podávacích kol je možná změnou rychlosti otáčení elektromotoru a případně změnou převodového poměru v převodovém ústrojí.

4.1.1 Elektromotory

Podle principu činnosti se elektromotory dělí na asynchronní, synchronní a stejnosměrné. [36]

Asynchronní elektromotory

Asynchronní elektromotor je elektrický stroj, pracující na principu elektromagnetické indukce. Vyskytuje se u něj skluz. Skluz je rozdíl mezi rychlostí otáčení magnetického pole statoru a rotoru. Asynchronní elektromotor se vyznačuje jednoduchou konstrukcí, snadnou údržbou a obsluhou. Stator se skládá z trojfázového vinutí, které se připojuje na zdroj střídavého napětí. Rotor je z elektrotechnických plechů s drážkami, do kterých se vkládá rotorové vinutí. Asynchronní elektromotory jsou nejpoužívanější elektrické stroje pro pohon různých zařízení. Umožňují změnu rychlosti otáčení výstupní hřídele pomocí:

- Změny frekvence napájecího napětí
- Změny počtu pólů
- Změny skluzu

Podle druhu přeměňované střídavé elektrické energie se asynchronní elektromotory dělí na jednofázové a trojfázové. Jednofázové asynchronní elektromotory se využívají v domácích spotřebičích a v průmyslu pro méně výkonné pohony. Trojfázové asynchronní elektromotory se využívají pro výkonné pohony. [36]

Synchronní elektromotory

Synchronní elektromotor je elektrický stroj, u něhož je rychlost otáčení magnetického pole statoru a rotoru shodná. Neexistuje u něj skluz. Stator se skládá z trojfázového vinutí. Rotor má vinutí, které je napájeno stejnosměrným proudem a vytváří magnetické pole. Synchronní motory se vyrábějí v širokém rozsahu výkonů (od tisíců až po miliony wattů). Využívají se jako generátory nebo jako motory. [36]

Stejnoseměrné elektromotory

Stejnoseměrné elektromotory jsou nejstarší elektrické stroje. Základními prvky těchto elektromotorů jsou stator, rotor a sběrací mechanismus. Stator je tvořen magnetovým věncem, na kterém jsou umístěny budící póly s pólovými nástavci a budícím vinutím. Rotor se skládá z elektrotechnických plechů se stejnosměrným vinutím. Sběrací mechanismus se skládá z uhlíkových kartáčů dosedajících na komutátor. Komutátor je tvořen ze vzájemně izolovaných

lamel a je umístěn na rotoru. Komutátor zajišťuje stálý směr proudu vodičem, který se nachází pod pólem a tím zajišťuje, aby tažná síla a točivý moment působily stejným směrem. Vzhledem k mechanické složitosti, krátké životnosti kartáčů a častým poruchám se využívají bezkontaktní elektronické komutátory. Stejnosměrné elektromotory s bezkontaktními elektronickými komutátory se označují jako BLDC a pro přepínání směru proudu ve vodiči využívají Hallovu sondu. [36], [37]

Elektromotory pro pohon přídatných podavačů materiálu

Vzhledem k velkému rozšíření, jednoduchosti konstrukce a dostupných prostředků pro regulaci otáček jsou pro pohon přídatných podavačů materiálu vhodné střídavé asynchronní elektromotory. Změna rychlosti otáčení výstupního hřídele se provádí změnou napájecí frekvence pomocí frekvenčního měniče, nebo změnou počtu pólů u elektromotoru s dvojitým vinutím. Nejčastěji používané střídavé asynchronní elektromotory jsou trojfázové s napájecím napětím 400 V.

Na trhu se objevují i verze podavačů materiálu, které využívají i jiné druhy elektromotorů. Přídatné podavače materiálu menších velikostí, které nevyžadují vysoký výkon elektromotoru, mohou využívat univerzální sériové elektromotory s komutátory.

Univerzální sériové elektromotory mohou pracovat se stejnosměrným ale i se střídavým napájecím napětím. Výhodou tohoto elektromotoru je výhodná otáčková charakteristika, kdy při poklesu otáček při zatížení, jeho točivý moment roste. Regulace rychlosti otáčení se realizuje pomocí sériového nebo paralelního odporu, změnou napájecího napětí nebo pulsní regulací [38]. Tento typ elektromotoru využívá přídatný podavač materiálu IGM M3, jehož popis je uveden v kapitole 5 [5].

Výjimečně se u přídatných podavačů materiálu vyskytují stejnosměrné bezkartáčové servomotory. Tyto elektromotory dosahují vysokého výkonu a zároveň mají malé rozměry a hmotnost. Výhodou těchto elektromotorů je velký rozsah rychlosti otáčení výstupní hřídele a tím umožňují dosáhnout velkého rozsahu rychlosti posuvu obrobku [39]. Tento elektromotor je využíván u přídatného podavače materiálu IGM DC40 EASY, který je popsán v kapitole 5 [6].

Pro vyšší úroveň komfortu při obsluze přídatného podavače materiálu je vhodné volit elektromotory s možností plynulé regulace otáček. Výhodou plynulé regulace otáček je snadné nastavení požadované podávací rychlosti, která může být zobrazena přímo na displeji regulátoru elektromotoru. Použitím elektromotoru s plynulou regulací otáček, zajistíme, že obsluha podavače materiálu nebude muset pro změnu rychlosti otáčení podávacích kol žádným způsobem, zasahovat do vnitřního prostoru podávacího zařízení a měnit například pozici jednotlivých ozubených kol pro změnu převodového poměru.

4.1.2 Šneková převodovka

Podavače materiálu jsou vybaveny šnekovou převodovkou, která přenáší točivý moment z hřídele elektromotoru na výstupní hřídel, která je na ni kolmá. Z elektromotoru je vyvedena šneková hřídel, která zabírá se šnekovým kolem. Šneková převodovka je umístěna v nosné plechové konstrukci podávacího zařízení. Výstup ze šnekové převodovky je připojen na další převody a na řetězový rozvod točivého momentu k podávacím kolům.

Výhody použití šnekové převodovky [17]:

- Velký převodový poměr
- Nízká hmotnost
- Přenos velkých zatížení

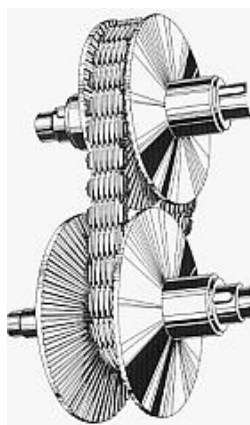
- Tichý chod
- Plynulost záběru



Obr. 4-1 Šnekové soukolí [32]

4.1.3 Variátor

Volba tohoto typu převodovky přináší možnost dosažení plynulé regulace otáček podávacích kol, aniž by docházelo ke změně rychlosti otáčení elektromotoru. Variátor se nejčastěji ovládá pomocí otočného ovladače, který je umístěn na nosné plechové konstrukci podávacího zařízení. Variátor se umísťuje mezi výstup ze šnekové převodovky a řetězový rozvod točivého momentu k jednotlivým podávacím kolům.



Obr. 4-2 Variátor [33]

4.1.4 Převod s ozubenými koly

Převod s ozubenými koly slouží ke skokové změně rychlosti otáčení podávacích kol. Změnu rychlosti otáčení podávacích kol je možné kromě změny rychlosti otáčení elektromotoru, provést změnou převodového poměru pomocí záměny pozic ozubených kol za odnímatelným krytem na podávacím zařízení. Tímto způsobem navýšíme počet rychlostí, kterými se mohou otáčet podávací kola. Při použití motoru s dvojím vinutím jsou k dispozici dvě rychlosti, které jsou určeny technickými parametry použitého elektromotoru. Pokud přidáme mezi výstup ze šnekové převodovky a řetězový rozvod točivého momentu jednotlivých podávacích kol ještě dvojici ozubených kol, z nichž jedno má menší průměr než druhé, dostaneme, tak při záměně jejich pozic další dvě rychlosti, kterými mohou být poháněna podávací kola. Podavače materiálu mohou disponovat větším množstvím vzájemně zaměnitelných ozubených kol a tím dosahovat většího počtu rychlostí otáčení podávacích kol.

4.2 Druhy stojanu

Stojany pro podavače materiálu se nejčastěji skládají ze sloupu, po kterém se pohybuje pevný kloub s ramenem. Při návrhu podavače menší velikosti, který je určen například pro olepovačky hran je naopak vhodné z důvodu úspory místa, aby stojan neobsahoval sloup, ale pouze rameno, které je rotačně uloženo přímo v upínací patce. Toto provedení je možné vidět u podavače IGM M3, jehož popis je uveden v následující kapitole.

4.3 Pohybové mechanismy stojanu

Pro zajištění požadované polohy podávacího zařízení je nutné, aby stojan umožňoval pohyb jednotlivých částí jeho konstrukce. Toho se dosahuje prostřednictvím zvedacího a posuvového mechanismu.

4.3.1 Zvedací mechanismus

Zvedací mechanismus je součástí výškového nastavení pevného kloubu s ramenem. Výškové nastavení pevného kloubu s ramenem je realizováno pomocí šroubu s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem nebo prostřednictvím šroubu s metrickým závitem. Pohybový šroub je rotačně uložen v horní části stojanu a zvedání pevného kloubu s ramenem je provedeno pomocí závitu v pevném kloubu, do kterého je našroubovaný pohybový šroub. Výškové nastavení je prováděno ručně obsluhou stroje. Na horním konci pohybového šroubu je připevněno otočné kolo s klikou nebo otočná klika, které zajišťují snadné výškové nastavení. Výhodou použití pohybového šroubu je možnost dosažení samosvornosti. Samosvornost závitu vede k tomu, že se pevný kloub s ramenem a podávacím zařízením nebude samovolně pohybovat směrem dolů a umožní obsluze snadné zajištění polohy pomocí utahovacích pák, aniž by musela ručně držet nastavenou výškovou polohu.



Obr. 4-3 Pohybový šroub [34]

4.3.2 Posuvový mechanismus

Posuvový mechanismus slouží k nastavení požadovaného výsuvu ramene z pevného kloubu. Výsuv ramene je prováděn prostřednictvím hřebenového převodu nebo pomocí pohybového šroubu (s metrickým nebo lichoběžníkovým rovnoramenným závitem). V případě použití pohybového šroubu, jde o stejný případ jako u zvedacího mechanismu, kdy je pohybový šroub rotačně uložen na konci ramene a zabírá se závitem v pevném kloubu. Hřebenový převod je realizován pomocí ozubeného hřebene, který je vložený do drážky v profilu ramene a ozubeného kola (pastorku), které je rotačně uloženo v pevném kloubu. Ozubení hřebene zapadá do ozubeného kola (pastorku) a tím je dosaženo převodu rotačního pohybu na translační (posuvný) pohyb. Výsuv ramene je prováděn ručně obsluhou stroje. Na hřídeli ozubeného kola

je nasazeno otočné kolo s klikou, které umožňuje snadné nastavení požadovaného výsuvu ramene.



Obr. 4-4 Hřebenový převod [35]

5 VÝROBCI

Na trhu existuje celá řada výrobců přídavných podavačů materiálu. Mezi nejznámější se řadí IGM, Maggi a Felder. Podavače těchto výrobců disponují podobnou konstrukcí, která se skládá z upínací patky do stolu stroje, sloupu s ramenem a samotného podávacího zařízení, které je umístěno na nastavitelných kloubech a je složeno z nosné plechové konstrukce, elektromotoru, převodovky a podávacích kol.

5.1 IGM

Firma IGM je česká firma, která působí na trhu od roku 1997. Společnost se zabývá distribucí a výrobou strojů, nástrojů a nářadí pro truhlářský provoz. Společnost nabízí poradenství, předprodejní i poprodejní servis. Firma IGM dále nabízí svým zákazníkům návštěvu svých prodejní a testovacích center. [2]



Obr. 5-1 Logo společnosti IGM [20]

5.2 FELDER

Firma FELDER je rakouská firma, která působí na trhu od roku 1955. Firma se zabývá výrobou různých strojů do truhlářského provozu, mezi které se například řadí formátovací kotoučové pily, CNC obráběcí centra, olepovačky hran, lisy a podavače materiálu. [4]



Obr. 5-2 Logo společnosti FELDER GROUP [21]

5.3 MAGGI

Firma MAGGI je italská firma zabývající se výrobou strojů do truhlářského provozu. Byla založena v roce 1963. Specializuje se na výrobu radiálních pil, automatických olepovaček hran, CNC vrtacích strojů a podavačů materiálu. [10]



Obr. 5-3 Logo společnosti MAGGI [22]

5.4 Podavače materiálu od firmy IGM

Firma IGM nabízí podavače materiálu v různých velikostech, přičemž podavače menších velikostí, jako jsou podavače IGM M3 a IGM AF32 jsou vhodné pro menší frézky, frézovací stolky, srovnávačky, pily a případně manuální olepovačky. Jejich využití je tedy vhodné v menších provozech a dílnách. Podavače větších velikostí, které nesou označení IGM DC30 EASY a IGM DC40 EASY, jsou vhodné pro profesionální frézky, srovnávačky a pily ve větších provozech. Podavače jsou vybaveny buď skokovou nebo plynulou regulací otáček podávacích kol. [3]

5.4.1 Podavač IGM M3



Obr. 5-4 Podavač materiálu IGM M3 [5]

Tab. 5-1 Parametry podavače IGM M3 [5]

Parametry	
Typ	IGM M3
Příkon	95 W (230 V)
Dosah ramene	230 mm
Max. výška obrobku	150 mm
Počet podávacích kol	3
Velikost podávacích kol	76 x 30 mm
Rychlost posuvu	2–12 m/min
Hmotnost	10,5 kg
Cena	10 007,91 Kč s DPH

Kromě výše zmíněných parametrů disponuje tento podavač 3D nastavitelným kloubem. Díky tomuto kloubu, je možné tento podavač snadno a rychle nastavit do požadované polohy. Rychlost otáčení podávacích kol je plynulá a nastavuje se prostřednictvím otočného ovladače na elektromotoru. Montáž podavače je možná prostřednictvím upínací patky přímo na stůl stroje nebo pomocí upínací desky IGM. [5]

5.4.2 Podavač IGM DC40 EASY



Obr. 5-5 Podavač materiálu IGM DC40 EASY [6]

Tab. 5-2 Parametry podavače IGM DC40 EASY [6]

Parametry	
Typ	IGM DC40
Příkon	400 W (500 W) (400 V)
Dosah ramene	460 mm
Max. výška obrobku	250 mm
Počet podávacích kol	4
Velikost podávacích kol	120 x 60 mm
Rychlost posuvu	2–22 m/min
Hmotnost	56 kg
Cena	27 925,59 Kč s DPH

Podavač IGM DC40 EASY disponuje indikátorem stavu mazání, indikátorem naklopení pro práci pod úhlem a také funkcí auto-stop, která slouží jako doraz pro přesné překlopení ze svislé do vodorovné polohy a naopak. Rychlost otáčení podávacích kol je plynulá a nastavuje se prostřednictvím otočného ovladače na elektromotoru. Zvolená rychlost posuvu se zobrazuje na displeji. Další výhodou tohoto podavače je možnost využít užšího provedení jednoho podávacího kola. Tato vlastnost je vhodná především při obrábění užších součástí, u kterých je nutné umístit podavač blíže k nástroji. [6]

Pro výškové nastavení podavače slouží pohybový šroub, který je ovládaný pomocí ruční kliky. Výsuv ramene je realizován prostřednictvím hřebenového převodu ovládaného pomocí otočného kola s klikou. Fixace nastavené polohy podavače se provádí pomocí utahovacích pák.

5.5 Podavače materiálu od firmy FELDER

Firma FELDER nabízí podavače v kategoriích: standardní podavač, profesionální podavač a podavač pro průmyslové provozy. Podavače z kategorie standardní podavač a profesionální podavač (např.: FELDER S308) jsou vhodné pro menší frézky, pily a srovnávačky v menších provozech. Produkty z kategorie podavač pro průmyslové provozy (např.: FELDER Variofeed 4) nacházejí uplatnění ve velkých provozech u profesionálních frézek, pil a srovnávaček. Podavače jsou vybaveny buď skokovou nebo plynulou regulací otáček podávacích kol. [7]

5.5.1 Podavač FELDER S308



Obr. 5-6 Podavač FELDER S308 [8]

Tab. 5-3 Parametry podavače FELDER S308 [8]

Parametry	
Typ	FELDER S308
Příkon	750 W (400 V)
Počet podávacích kol	3
Velikost podávacích kol	120 x 60 mm
Rychlost posuvu	3,2/6,3/8,3/12,5/16,7/25,0/32,0/63,0
Hmotnost	m/min
Cena	41 kg
	19 159,14 Kč s DPH [25]

Podavač disponuje celkem osmi volitelnými rychlostmi otáčení podávacích kol. Rychlost otáčení podávacích kol se volí pomocí záměny pozic čtyř ozubených kol, která jsou umístěna pod krytem na podávacím zařízení [24].

Výškové nastavení podavače se provádí pomocí pohybového šroubu, který je ovládaný pomocí ruční kliky. Délkové nastavení ramene je realizováno stejným způsobem jako výškové nastavení prostřednictvím pohybového šroubu. Pro zajištění nastavené polohy slouží utahovací páky.

5.5.2 Podavač FELDER Variofeed 4



Obr. 5-7 Podavač FELDER Variofeed 4 [9]

Tab. 5-4 Parametry podavače FELDER Variofeed 4 [9]

Parametry	
Typ	FELDER Variofeed 4
Příkon	750 W (400 V)
Počet podávacích kol	4
Velikost podávacích kol	120 x 60 mm
Rychlost posuvu	3.0-18.0 m/min
Hmotnost	70 kg
Cena	39.104,78 Kč s DPH [26]

Podavač materiálu disponuje plynulou regulací otáček podávacích kol. Regulace je realizována prostřednictvím variátoru. Volba rychlosti otáčení podávacích kol je snadno nastavitelná pomocí otočného ovladače umístěného na krytu podávacího zařízení. [9]

Prostřednictvím pohybového šroubu ovládaného pomocí otočného kola s klikou, je možné nastavit podávací zařízení do požadované výškové polohy. Délkové vysunutí ramene je realizováno pomocí hřebenového převodu, který je ovládán otočným kolem s klikou. Fixace polohy je provedena pomocí utahovacích pák.

5.6 Podavače materiálu od firmy MAGGI

Podavače od firmy MAGGI jsou vyráběny v různých velikostech s různým počtem podávacích kol, kterých může být až 6. Jsou vhodné jak pro malé provozovny, tak i pro velké průmyslové provozy. Podavače jsou vhodné pro srovnávačky, pily a frézky. [11]

5.6.1 Podavač STEFF 2034



Obr. 5-8 Podavač STEFF 2034 [12]

Tab. 5-5 Parametry podavače STEFF 2034 [11]

Parametry	
Typ	MAGGI STEFF 2034
Příkon	750 W (400 V)
Počet podávacích kol	3
Velikost podávacích kol	120 x 60 mm
Rychlost posuvu	4/8/11/22 m/min
Hmotnost	68 Kg [18]
Cena	23 232 Kč s DPH [18]

Podavač umožňuje změnu rychlosti otáčení podávacích kol prostřednictvím záměny pozic dvou ozubených kol za odnímatelným krytem a skokovou změnou rychlosti otáčení střídavého asynchronního elektromotoru s dvojím vinutím. [18]

Výškové nastavení se realizuje prostřednictvím pohybového šroubu ovládaného pomocí otočného kola s klikou. Délkové vysunutí ramene je možné pomocí hřebenového převodu, který se ovládá pomocí otočného kola s klikou. Fixace nastavené polohy je realizována pomocí utahovacích pák.

5.6.2 Podavač STEFF 2068



Obr. 5-9 Podavač STEFF 2068 [13]

Tab. 5-6 Parametry podavače STEFF 2068 [11], [13]

Parametry	
Typ	MAGGI STEFF 2068
Příkon	750 W (400 V)
Počet podávacích kol	6
Velikost podávacích kol	120 x 60 mm
Rychlost posuvu	2/4/5,5/6,5/11/13/16,5/33 m/min
Hmotnost	84 kg [23]
Cena	49 973 Kč s DPH [23]

Podavač je vhodný zejména pro podávání velkých a těžkých obrobků. Výhodou tohoto podavače materiálu je možnost nastavení podávací rychlosti 2 m/min, která se uplatní především při větších úběrech materiálu. Podavač disponuje celkem osmi nastavitelnými rychlostmi otáčení podávacích kol. Rychlost otáčení podávacích kol se nastavuje prostřednictvím střídavého asynchronního elektromotoru s dvojím vinutím, záměnou pozice ozubených kol za odnímatelným krytem a pomocí ruční páky, která přeřazením převodovky zdvojnásobí počet rychlostí. [23]

Pro výškové nastavení podavače slouží pohybový šroub, který je ovládaný pomocí otočného kola s klikou. Výsuv ramene je realizován prostřednictvím hřebenového převodu ovládaného pomocí otočného kola s klikou. Fixaci nastavené polohy zajišťují utahovací páky. Vzhledem k velkým rozměrům tohoto podavače materiálu je možné, pro lepší fixaci polohy, využít ještě jeden stojan, který se montuje na druhou stranu nosné plechové konstrukce a tím zajistí požadovanou tuhost. [13]

6 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A ZDŮVODNĚNÍ VÝBĚRU KONKRETNÍHO ŘEŠENÍ

Způsob výběru konkrétního konstrukčního návrhu je proveden pomocí multikriteriální analýzy. Základem pro realizaci multikriteriální analýzy jsou informace o produktech, které jsou k dispozici na trhu a vlastní požadavky vyplývající z konkrétního použití daného produktu ve výrobě.

Pro vytvoření multikriteriální analýzy byly vybrány tři přídatné podavače materiálu, popsané v kapitole 5. Konkrétně se jedná o produkty tří již zmíněných firem:

- IGM M3
- FELDER Variofeed 4
- MAGGI STEFF 2034

Konstrukční návrh musí být proveden tak, aby vyhověl co nejširšímu použití v průmyslové praxi. Důraz je kladen na univerzálnost, přijatelné rozměry a snadnou ovladatelnost.

V následující tabulce jsou zaznamenána všechna hodnocená kritéria, k vybraným přídatným podavačům materiálu. Jednotlivým hodnoceným kritériím u konkrétních produktů jsou přiřazena odpovídající bodová hodnocení. Sloupce tabulky představují hodnocená kritéria, řádky tabulky jednotlivé produkty a v jednotlivých buňkách jsou bodová hodnocení. Poslední sloupec obsahuje součet bodů u jednotlivých variant. Varianta která dosahuje největšího počtu bodů je následně zvolena. Jednotlivá kritéria jsou bodována v rozmezí od 1 do 4, kdy 1 znamená nejhorší a 4 nejlepší výsledek.

Tab. 6-1 Tabulka hodnocení

<u>Produkt</u>	Univerzálnost	Přijatelné rozměry	Ovladatelnost	Jednoduchost konstrukce	Údržba	<u>Součet</u>
<u>IGM M3</u>	2	4	4	3	4	17
<u>FELDER Variofeed 4</u>	4	3	4	3	3	17
<u>MAGGI STEFF 2034</u>	3	3	4	4	4	18

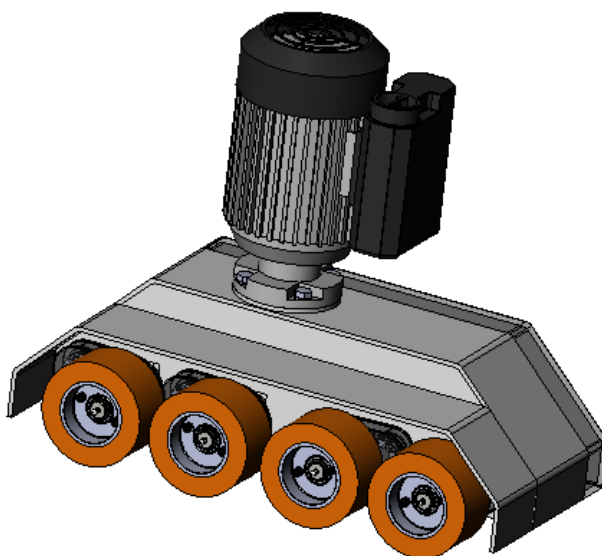
Na základě výsledku multikriteriální analýzy je zvolena verze přídatného podavače materiálu MAGGI STEFF 2034. Tato verze je univerzální, umožňuje snadnou ovladatelnost, jednoduchou změnu rychlosti otáčení podávacích kol a lze provádět snadnou údržbu funkčních součástí.

7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY

Návrh přídatného podavače materiálu je proveden po vzoru produktu MAGGI STEFF 2034, který byl vybrán na základě multikriteriální analýzy v kapitole 6 a zároveň byl podrobněji popsán v kapitole 5. Oproti verzi MAGGI STEFF 2034 byla zvolena verze podavače materiálu se čtyřmi podávacími koly. Navržená varianta umožňuje rychlou změnu převodového poměru pomocí záměny pozic dvou ozubených kol, umístěných pod odnímatelným krytem. Pro pohon podávacích kol byl zvolen elektromotor s dvojím vinutím o výkonu 480 W resp. 600 W a jmenovitých otáčkách 1400 resp. 2800 min^{-1} . Označení elektromotoru je **SIEMENS 1LE1011-0DJ23 IMB34**. Toto provedení umožňuje obsluhu snadno zvolit jednu z celkem čtyř posuvových rychlostí obrobku ($4 / 8 / 10 / 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$). Návrh podavače materiálů vyhovuje velkému množství aplikací a umožňuje také snadnou údržbu funkčních součástí.

7.1 Návrh konstrukce podávacího zařízení

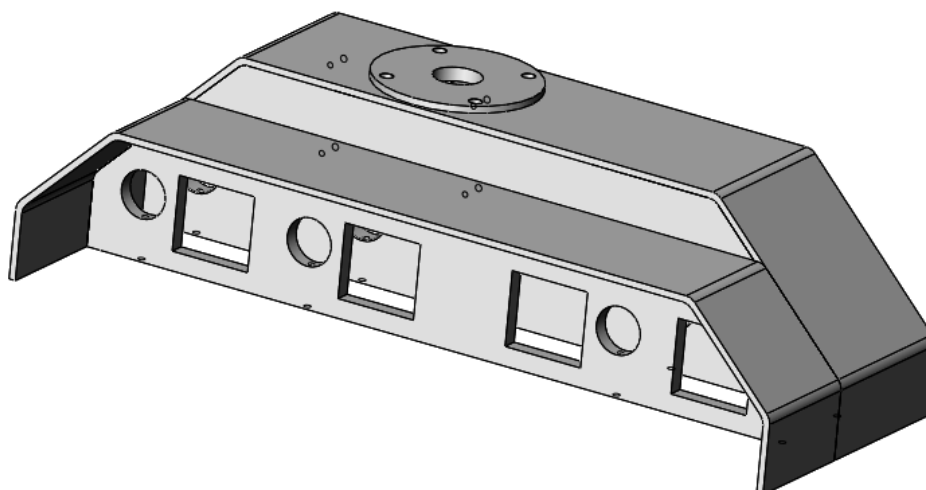
Konstrukce podávacího zařízení musí umožnit uložení všech důležitých součástí, snadnou manipulovatelnost a přijatelné vnější rozměry. Elektromotor zajišťující pohon podávacích kol se umísťuje na nosnou plechovou konstrukci a zajišťuje se pomocí čtyř šroubů M10. Celé podávací zařízení se připojuje ke stojanu pomocí držáku motoru, který zároveň slouží jako poslední člen nastavitelných kloubů.



Obr. 7-1 Návrh konstrukce podávacího zařízení

7.1.1 Nosná plechová konstrukce

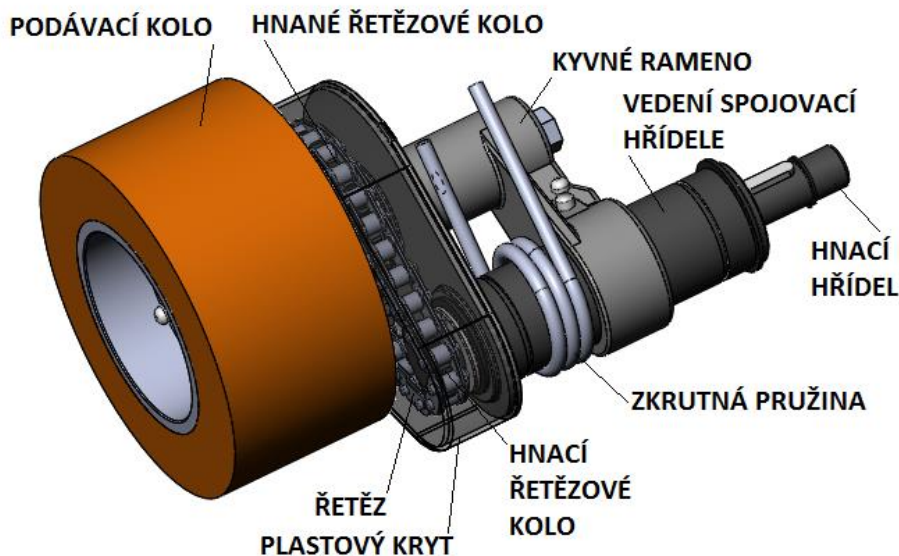
Nosná plechová konstrukce tvoří základní nosný prvek podávacího zařízení. Je vyrobena ze sedmi dílů ohýbaného plechu, které jsou následně svařeny v jeden celek. Vnější díly nosné plechové konstrukce jsou vyrobeny z plechů o tloušťce 5 mm. Vnitřní plechové díly, které slouží jako nosné prvky, jsou vyrobeny z plechu o tloušťce 10 mm. Nosná plechová konstrukce musí splňovat několik požadavků. Prvním požadavkem je snadná montáž a údržba funkčních prvků. Druhým požadavkem je zamezit přístupu obsluhy k rotujícím nebo jinak se pohybujícím součástem hnacího ústrojí při provozu podavače a zabránit tak vzniku případného zranění. Třetím požadavkem je, aby byly určité části nosné plechové konstrukce snadno a rychle demontovatelné a umožňovaly obsluhu například rychle změnit polohu ozubených kol a tím změnit rychlost otáčení podávacích kol.



Obr. 7-2 Nosná plechová konstrukce

7.1.2 Uložení podávacích kol

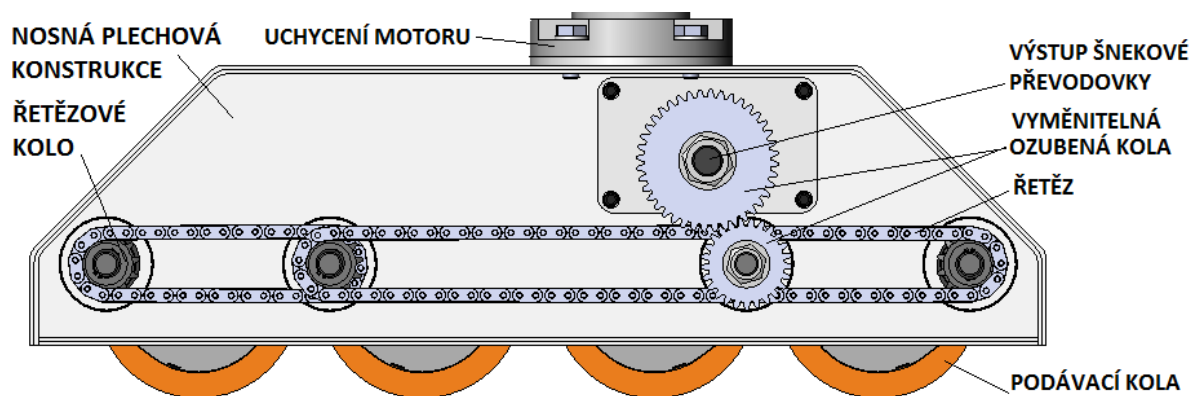
Uložení podávacích kol musí zajišťovat přenos točivého momentu, přítlak obráběného materiálu a s tím spojené výškové odpružení podávacích kol. Abychom dosáhli výškového odpružení podávacích kol, je nutné, aby podávací kola byla uložena v kyvném mechanismu. Rameno kyvného mechanismu je na jedné straně rotačně uloženo na obvodu vedení spojovacího hřídele a na druhé straně je podepřeno zkrutnou pružinou, která vyvíjí přítlačnou sílu na posouváný materiál. Přenos točivého momentu z hnací hřídele na podávací kolo zprostředkovává řetězový převod, který se skládá z hnacího a hnaného řetězového kola a řetězu. Podávací kolo je zajištěno pomocí dvou šroubů M6 na hřídeli hnaného řetězového kola, jehož kluzné ložisko je mazáno pomocí plastického maziva, které je dodáváno pomocí mazacích hlavic. Podávací kolo má průměr 120 mm a šířku 60 mm. Hnací řetězové kolo je umístěno v ose otáčení kyvného mechanismu a je poháněno hnací hřídelí, na kterou je přenášen točivý moment z řetězového rozvodu točivého momentu. Hnací hřídel je uložena kluzně a je mazaná plastickým mazivem. Rozsah odpružení podávacích kol je v tomto případě 20 mm. Vedení spojovací hřídele je nepohyblivě uloženo v otvorech nosné plechové konstrukce a spolu s hnacím hřídelem vytvářejí osu otáčení kyvného mechanismu.



Obr. 7-3 Návrh uložení podávacích kol

7.1.3 Řetězový rozvod točivého momentu pro jednotlivá podávací kola

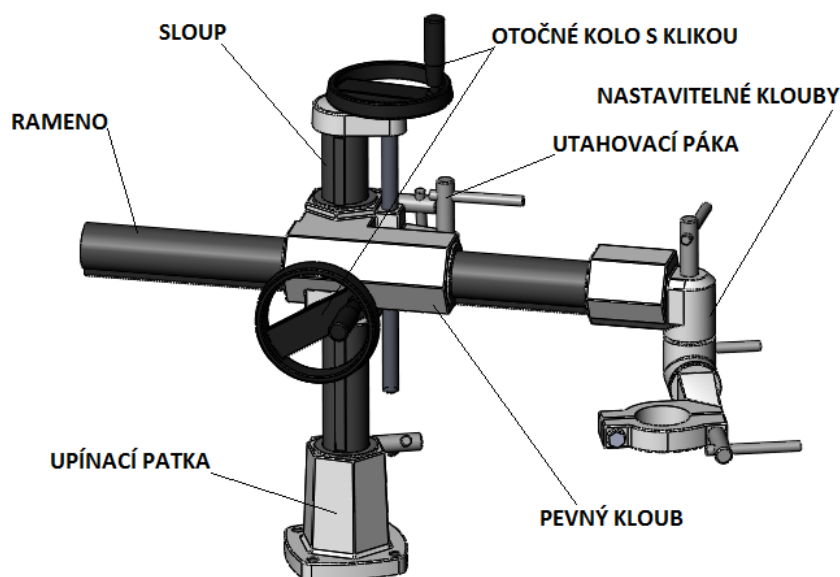
Pro rozvod točivého momentu ze šnekové převodovky na podávací kola jsou použity řetězové převody. Točivý moment na výstupu ze šnekové převodovky je prostřednictvím dvou ozubených kol, řetězu a řetězových kol současně přenášen na jednotlivá podávací kola. Díky tomu je dosaženo, že na každé podávací kolo působí stejný točivý moment a nedochází k rozdílným hodnotám hnací síly mezi jednotlivými koly, což umožňuje plynulý záběr a posuv obrobku. Vyměnitelná ozubená kola mají modul 2 mm, šířku 10 mm a počty zubů 25 resp. 40. Ozubená kola jsou zajištěna maticí M14 x 2.



Obr. 7-4 Řetězový rozvod točivého momentu

7.2 Konstrukce stojanu

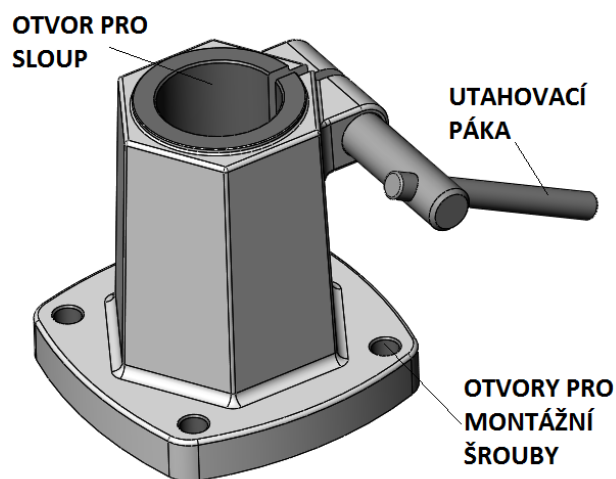
Konstrukce stojanu se skládá z těchto částí: upínací patka, sloup, pevný kloub, rameno, posuvový a zvedací mechanismus a sada nastavitelných kloubů.



Obr. 7-5 Návrh konstrukce stojanu

7.2.1 Konstrukce upínací patky

Upínací patka je realizována jako odlitek z litiny. Montuje se prostřednictvím čtyř šroubů M12 do stolu stroje. V horní části je vytvořen přesný otvor o průměru 58 mm do kterého se umístí sloup. Horní část upínací patky je provedena jako svěrný spoj s utahovací pákou se šroubem M12 a zajišťuje, aby nedocházelo k samovolnému otáčení sloupu.



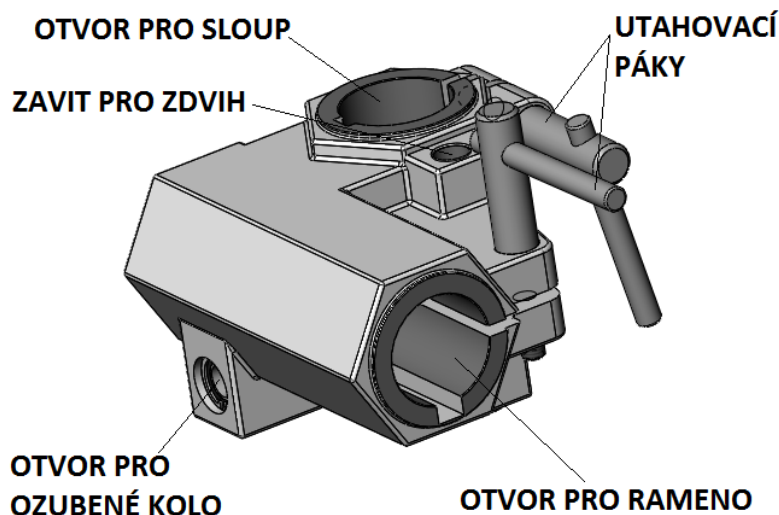
Obr. 7-6 Upínací patka

7.2.2 Sloup a rameno

Pro sloup a rameno je zvolen profil mezikruhového průřezu o vnějším průměru 58 mm s tloušťkou stěny 6 mm. Sloup je vyroben o délce 580 mm a rameno je vyrobeno o délce 750 mm. V profilu ramene je vyfrézovaná drážka pro umístění hřebene o šířce 17 mm, potřebného pro výsuv ramene. Sloup obsahuje drážku pro výměnné pero o šířce 17 mm, které slouží jako vodící prvek při výškovém nastavení ramene.

7.2.3 Konstrukce pevného kloubu

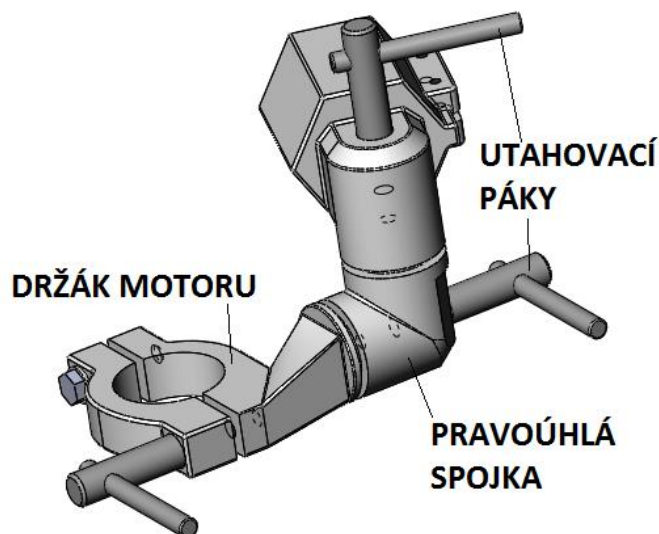
Konstrukce pevného kloubu je realizována jako odlitek z litiny. V pevném kloubu jsou vytvořeny dva průchozí otvory o průměru 58 mm, které slouží pro nasunutí sloupu a ramene. V otvorech je dále zhotovena drážka pro hřeben, umístěný v profilu ramene a drážka pro pero umístěné v profilu sloupu. Pevný kloub obsahuje celkem dva svěrné spoje s utahovacími pákami se šrouby M12, které zajišťují fixaci nastavené polohy výšky a výsuvu ramene. Pro realizaci procesu zvedání, je v konstrukci pevného kloubu vytvořen průchozí otvor se závitem Tr 20 x 4 se kterým zabírá pohybový šroub. Boční strana pevného kloubu je opatřena otvorem o průměru 30 mm, ve kterém je uložena hřídel s ozubeným kolem, realizující hřebenový převod, který slouží pro délkový výsuv ramene.



Obr. 7-7 Pevný kloub

7.2.4 Konstrukce nastavitelných kloubů

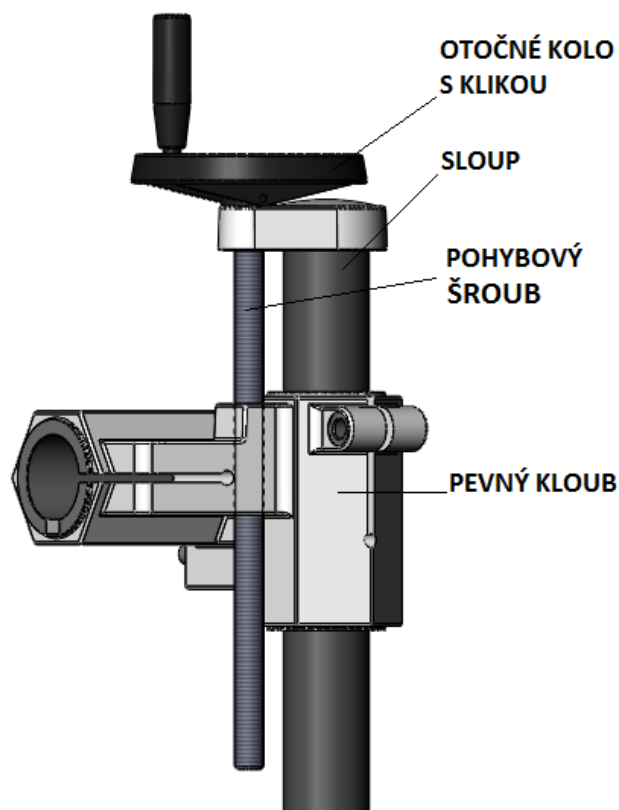
Sada nastavitelných kloubů se skládá ze tří částí, které jsou vzájemně spojeny pomocí utahovacích pák. Všechny jsou vyrobeny jako odlitky z litiny. První část sady nastavitelných kloubů se montuje na konec profilu ramene. Je připevněna pomocí dvou šroubů M8, které zajistí její sevření okolo profilu ramene a tím její fixaci. Druhou část sady nastavitelných kloubů tvoří pravouhlá spojka a poslední část tvoří držák motoru. Držák motoru se skládá ze dvou částí, mezi které se vloží motor. Po montáži držáku na motor se jeho jednotlivé části přitáhnou šroubem a utahovací pákou se závity M12.



Obr. 7-8 Sada nastavitelných kloubů

7.2.5 Konstrukce zvedacího mechanismu

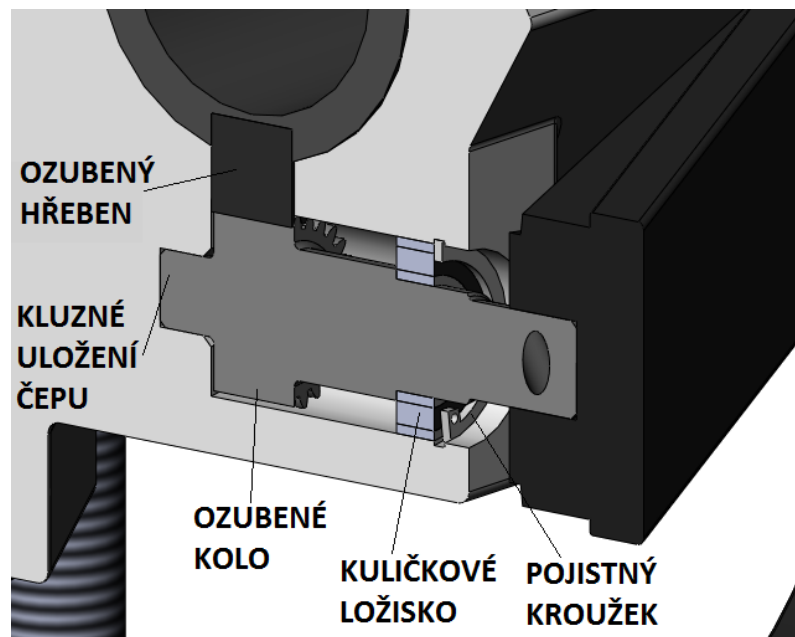
Základ zvedacího mechanismu tvoří pohybový lichoběžníkový šroub Tr 20 x 4 o délce 370 mm. Šroub je na jedné straně zašroubován do závitu v pevném kloubu a na druhé straně je na jeho konec připevněno otočné kolo s klikou. Pohybový šroub s otočným kolem s klikou je pevně uchycen na konci sloupu pomocí úchyty, který je na sloupu pevně namontován. Tímto je zajištěno bezproblémové zvedání a spouštění pevného kloubu s ramenem. Díky výškovému nastavení lze obrábět obrobky až do výšky cca. 170 mm.



Obr. 7-9 Zvedací mechanismus

7.2.6 Posuvový mechanismus

Posuvový mechanismus je tvořen ozubeným hřebenem umístěným v drážce profilu ramene a spoluzabírajícím ozubeným kolem uloženým v konstrukci pevného kloubu. Ozubený hřeben má šířku 17 mm, délku 652 mm a modul jeho ozubení je 1,5 mm. Ozubené kolo má modul ozubení 1,5 mm a 28 zubů. Čep ozubeného kola je na jedné straně uložen kluzně v konstrukci pevného kloubu a na druhé straně je podepřen pomocí kuličkového ložiska SKF 61903-2RS1 s vnitřním průměrem 17 mm, vnějším průměrem 30 mm a šířce 7 mm. Ložisko je proti samovolnému pohybu z jedné strany zajištěno přímo hřídelí ozubeného kola a z druhé strany je zajištěno pomocí vnitřního pojistného kroužku. Na hřídel je pomocí čepu uchyceno otočné kolo s klikou. Rameno lze vysunout v rozsahu $0 \div 430$ mm.



Obr. 7-10 Posuvový mechanismus

8 VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

Navrhovaný podavač materiálu disponuje celkem čtyřmi nastavitelnými rychlostmi posuvu obrobku.

Rychlosti posuvu obrobku: $v_{1,2,3,4} = 4/8/10/20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

8.1 Volba elektromotoru

Pro pohon podávacích kol byl zvolen asynchronní elektromotor s dvojitým vinutím **SIEMENS 1LE1011-0DJ23 IMB34**.

Jeho parametry jsou:

- $P_1 = 480 \text{ W}$
- $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$
- $P_2 = 600 \text{ W}$
- $n_2 = 2800 \text{ min}^{-1}$

8.1.1 Výpočet točivého momentu elektromotoru

Vzhledem ke skutečnosti, že se jedná o dvourychlostní elektromotor je nutné určit točivý moment pro obě rychlosti otáčení.

- Točivý moment pro otáčky $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$:

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2\pi \frac{n_1}{60}} = \frac{480}{2\pi \frac{1400}{60}} = 3,274 \text{ Nm} \quad (8.1)$$

- Točivý moment pro otáčky $n_2 = 2800 \text{ min}^{-1}$:

$$M_{k2} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{P_2}{2\pi \frac{n_2}{60}} = \frac{600}{2\pi \frac{2800}{60}} = 2,046 \text{ Nm} \quad (8.2)$$

8.2 Výpočet řetězových převodů

Pro pohon podávacích kol a rozvod točivého momentu byl zvolen řetěz **SIMPLEX 06B-1**.

Jeho parametry jsou:

- Rozteč $P = 9,525 \text{ mm}$
- Průměr válečku $A = 6,35 \text{ mm}$
- Šířka mezi vnitřními destičkami $B = 5,72 \text{ mm}$
- Průměr čepu $C = 3,28 \text{ mm}$
- Minimální pevnost v tahu $F_b = 9000 \text{ N}$
- Délková hmotnost $\rho_l = 0,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

8.2.1 Řetězový převod v kyvném mechanismu uložení podávacích kol

Hnací řetězové kolo:

Počet zubů: $z_{\gamma 1} = 8 [-]$

- Průměr roztečné kružnice:

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{ř1}}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{8}\right)} = 24,89 \text{ mm} \quad (8.3)$$

Hnané řetězové kolo:

Počet zubů: $z_{ř2} = 22 [-]$

- Průměr roztečné kružnice:

$$d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{ř2}}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{22}\right)} = 66,93 \text{ mm} \quad (8.4)$$

Řetěz:

Osová vzdálenost mezi řetězovými koly $a = 57,5 \text{ mm}$

- Počet článků řetězu:

$$\begin{aligned} x &= 2 \frac{a}{P} + \frac{z_{ř1} + z_{ř2}}{2} + \left(\frac{z_{ř2} - z_{ř1}}{2\pi}\right)^2 \frac{P}{a} = \\ &= 2 \frac{57,5}{9,525} + \frac{8 + 22}{2} + \left(\frac{22 - 8}{2\pi}\right)^2 = 27,44 \doteq 28 [-] \end{aligned} \quad (8.5)$$

8.2.2 Výpočet převodového poměru řetězového převodu v kyvném mechanismu:

$$i_{km} = \frac{z_{ř2}}{z_{ř1}} = \frac{22}{8} = 2,75 [-] \quad (8.6)$$

8.2.3 Řetězový převod v rozvodu točivého momentu

Řetězové kolo:

Počet zubů: $z_{ř3} = 12 [-]$

- Průměr roztečné kružnice:

$$d_3 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{ř3}}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{12}\right)} = 36,80 \text{ mm} \quad (8.7)$$

Řetězy:

1.část:

Osová vzdálenost mezi řetězovými koly: $a_1 = 132 \text{ mm}$

- Počet článků řetězu:

$$\begin{aligned} x_1 &= 2 \frac{a_1}{P} + \frac{z_{ř3} + z_{ř3}}{2} + \left(\frac{z_{ř3} - z_{ř3}}{2\pi}\right)^2 \frac{P}{a_1} = \\ &= 2 \frac{132}{9,525} + \frac{12 + 12}{2} + \left(\frac{12 - 12}{2\pi}\right)^2 = 39,7 \doteq 40 [-] \end{aligned} \quad (8.8)$$

2.část

Osová vzdálenost mezi řetězovými koly: $a_2 = 246 \text{ mm}$

- Počet článků řetězu:

$$x_2 = 2 \frac{a_2}{P} + \frac{z_{ř3} + z_{ř3}}{2} + \left(\frac{z_{ř3} - z_{ř3}}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a_2} =$$

$$= 2 \frac{246}{9,525} + \frac{12 + 12}{2} + \left(\frac{12 - 12}{2\pi} \right)^2 = 63,65 \div 64 [-]$$
(8.9)

3.část

Osová vzdálenost mezi řetězovými koly: $a_3 = 132 \text{ mm}$

- Počet článků řetězu:

$$x_3 = 2 \frac{a_3}{P} + \frac{z_{ř3} + z_{ř3}}{2} + \left(\frac{z_{ř3} - z_{ř3}}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a_3} =$$

$$= 2 \frac{132}{9,525} + \frac{12 + 12}{2} + \left(\frac{12 - 12}{2} \right)^2 = 39,7 \div 40 [-]$$
(8.10)

8.3 Výpočet požadovaného převodového poměru šnekové převodovky

Důležitou součástí konstrukce podávacího zařízení je šneková převodovka. Abychom dosáhli požadované rychlosti otáčení podávacích kol, je nutné, abychom stanovili potřebný převodový poměr šnekové převodovky. Výpočet vychází ze zvolené rychlosti posuvu obrobku $4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

8.3.1 Výpočet rychlosti otáčení podávacího kola

Průměr kola: $d = 120 \text{ mm}$

Obvodová rychlost podávacího kola: $v_1 = 4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

- Obvod kola:

$$o_k = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,12 = 0,377 \text{ m}$$
(8.11)

8.3.2 Výpočet rychlosti otáčení hnací hřídele

Průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola (8.3): $d_1 = 24,89 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice hnaného řetězového kola (8.4): $d_2 = 66,93 \text{ mm}$

- Obvod hnacího řetězového kola:

$$o_{d1} = \pi \cdot d_1 = \pi \cdot 0,02489 = 0,078 \text{ m}$$
(8.12)

- Obvod hnaného řetězového kola:

$$o_{d2} = \pi \cdot d_2 = \pi \cdot 0,06693 = 0,210 \text{ m}$$
(8.13)

- Obvodová rychlost na roztečné kružnici hnaného řetězového kola:

$$v_{d2} = \frac{2v_1}{d} \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{2 \cdot 4}{0,120} \cdot \frac{0,06693}{2} = 2,231 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$
(8.14)

- Rychlost otáčení hnacího řetězového kola:

$$n_{hk} = \frac{v_{d2}}{o_{d1}} = \frac{2,231}{0,078} = 28,602 \text{ min}^{-1} \quad (8.15)$$

- Rychlost otáčení hnací hřídele:

$$n_{hh} = n_{hk} = 28,602 \text{ min}^{-1}$$

8.3.3 Výpočet převodového poměru vyměnitelných ozubených kol

Pro dosažení obvodové rychlosti podávacího kola $v_1 = 4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ je nutné zvolit vzájemnou polohu vyměnitelných ozubených kol tak, aby vytvořili redukovaný převod, tj. malé ozubené kolo na výstup ze šnekové převodovky a velké ozubené kolo na hnací hřídel řetězového rozvodu točivého momentu.

Počet zubů malého ozubeného kola: $z_1 = 25 [-]$

Počet zubů velkého ozubeného kola: $z_2 = 40 [-]$

- Převodový poměr vyměnitelných ozubených kol (reduktor):

$$i_{ok1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{25} = 1,6 [-] \quad (8.16)$$

8.3.4 Výpočet rychlosti otáčení výstupní hřídele šnekové převodovky

Rychlost otáčení velkého ozubeného kola (8.15): $n_{ok2} = n_{hh} = n_{hk} = 28,602 \text{ min}^{-1}$

- Rychlost otáčení výstupní hřídele šnekové převodovky:

$$i_{ok1} = \frac{n_{ok1}}{n_{ok2}} \rightarrow n_{ok1} = i_{ok1} \cdot n_{ok2} = 1,6 \cdot 28,602 = 45,763 \text{ min}^{-1} \quad (8.17)$$

8.3.5 Výpočet převodového poměru šnekové převodovky

$$i_{šnek} = \frac{n_1}{n_{ok1}} = \frac{1400}{45,763} = 30,592 \doteq 30 [-] \quad (8.18)$$

Na základě výpočtu je zvolena šneková převodovka s převodovým poměrem 30.

8.4 Zvedací mechanismus

Osová síla stanovená na základě hmotnosti zvedaných součástí: $F_{osova} = 764 \text{ N}$

Pro zvedací mechanismus byl zvolen šroub s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem **Tr 20 x 4**.

Jeho parametry jsou:

- Mez kluzu: $R_{etr} = 345 \text{ MPa}$
- Stoupání: $P_h = 4 \text{ mm}$
- Úhel profilu závitu: $\alpha_{tr} = 30^\circ$
- Střední průměr závitu: $d_{2tr} = 19 \text{ mm}$
- Malý průměr závitu: $d_{3tr} = 18 \text{ mm}$
- Součinitel tření v závitu: $f_{tr} = 0,12 [-]$
- Střední průměr dosedací plochy: $d_0 = 26,5 \text{ mm}$
- Součinitel tření na dosedací ploše: $f_0 = 0,12 [-]$

8.4.1 Moment pro zvedání břemene:

$$M_{zv} = \frac{F_{osova} \cdot d_{2tr}}{2} \left[\frac{P_h \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{tr}}{2}\right) + \pi \cdot f_{tr} \cdot d_{2tr}}{\pi \cdot d_{2tr} \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{tr}}{2}\right) - f_{tr} \cdot P_h} \right] + \frac{F_{osova} \cdot f_0 \cdot d_0}{2} =$$

$$= \frac{764 \cdot 19}{2} \left[\frac{4 \cdot \cos\left(\frac{30^\circ}{2}\right) + \pi \cdot 0,12 \cdot 19}{\pi \cdot 19 \cdot \cos\left(\frac{30^\circ}{2}\right) - 0,12 \cdot 4} \right] + \frac{764 \cdot 0,12 \cdot 26,5}{2} = 2614,47 \text{ Nmm} \quad (8.19)$$

8.4.2 Kontrola samosvornosti závitu

$$\tan \varphi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_{2tr}} = \frac{4}{\pi \cdot 19} = 3,83^\circ \quad (8.20)$$

$$\tan \varphi \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \tan 3,83^\circ \cdot \cos\left(\frac{30^\circ}{2}\right) = 0,064 \quad (8.21)$$

$$f_{tr} > \tan \varphi \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (8.22)$$

Součinitel tření v závitu je větší než tangens úhlu stoupání, tzn. závit je samosvorný.

8.4.3 Pevnostní kontrola šroubu

- Smykové napětí od kroutícího momentu:

$$\tau_{tr} = \frac{M_{zv}}{W_{Ktr}} = \frac{M_{zv}}{\frac{\pi \cdot d_{3tr}^3}{16}} = \frac{2614,47}{\frac{\pi \cdot 18^3}{16}} = 2,283 \text{ MPa} \quad (8.23)$$

- Normálové napětí v ose šroubu:

$$\sigma_{tr} = \frac{F_{osova}}{\frac{\pi \cdot d_{3tr}^2}{4}} = \frac{764}{\frac{\pi \cdot 18^2}{4}} = 3 \text{ MPa} \quad (8.24)$$

- Redukované napětí podle podmínky měrné energie napjatosti změny tvaru:

$$\sigma_{redtr} = \sqrt{\sigma_{tr}^2 + 3 \cdot \tau_{tr}^2} = \sqrt{3^2 + 3 \cdot 2,283^2} = 4,963 \text{ MPa} \quad (8.25)$$

- Výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k_{ktr} = \frac{R_{etr}}{\sigma_{redtr}} = \frac{345}{4,963} = 69,5 [-] \quad (8.26)$$

Součinitel bezpečnosti vůči MSP je velmi vysoký, šroub vyhovuje.

8.5 Kontrolní výpočty podávacích rychlostí

8.5.1 Podávací rychlost 4 m.min⁻¹

Otáčky motoru: $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$

Převodový poměr šnekové převodovky (8.18): $i_{šnek} = 30 [-]$

Převodový poměr vyměnitelných ozubených kol (8.16): $i_{ok1} = 1,6 [-]$

Převodový poměr v kyvném mechanismu (8.6): $i_{km} = 2,75 [-]$

Průměr kola: $d = 120 \text{ mm}$

- Otáčky na výstupu ze šnekové převodovky:

$$i_{šnek} = \frac{n_1}{n_{šv1}} \rightarrow n_{šv1} = \frac{n_1}{i_{šnek}} = \frac{1400}{30} = 46,666 \text{ min}^{-1} \quad (8.27)$$

- Otáčky na výstupu ze zaměnitelných ozubených kol:

$$i_{ok1} = \frac{n_{šv1}}{n_{r1}} \rightarrow n_{r1} = \frac{n_{šv1}}{i_{ok1}} = \frac{46,666}{1,6} = 29,166 \text{ min}^{-1} \quad (8.28)$$

- Otáčky podávacího kola:

$$i_{km} = \frac{n_{r1}}{n_{k1}} \rightarrow n_{k1} = \frac{n_{r1}}{i_{km}} = \frac{29,166}{2,75} = 10,606 \text{ min}^{-1} \quad (8.29)$$

- Obvodová rychlost podávacího kola:

$$v_{1v} = \pi \cdot d \cdot n_{k1} = \pi \cdot 0,12 \cdot 10,606 = 3,998 \doteq 4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.30)$$

8.5.2 Podávací rychlost 8 m.min⁻¹

Otáčky motoru: $n_2 = 2800 \text{ min}^{-1}$

Převodový poměr šnekové převodovky (8.18): $i_{šnek} = 30 [-]$

Převodový poměr vyměnitelných ozubených kol (8.16): $i_{ok1} = 1,6 [-]$

Převodový poměr v kyvném mechanismu (8.6): $i_{km} = 2,75 [-]$

Průměr kola: $d = 120 \text{ mm}$

- Otáčky na výstupu ze šnekové převodovky:

$$i_{šnek} = \frac{n_2}{n_{šv2}} \rightarrow n_{šv2} = \frac{n_2}{i_{šnek}} = \frac{2800}{30} = 93,333 \text{ min}^{-1} \quad (8.31)$$

- Otáčky na výstupu ze zaměnitelných ozubených kol:

$$i_{ok1} = \frac{n_{šv2}}{n_{r2}} \rightarrow n_{r2} = \frac{n_{šv2}}{i_{ok1}} = \frac{93,333}{1,6} = 58,333 \text{ min}^{-1} \quad (8.32)$$

- Otáčky podávacího kola:

$$i_{km} = \frac{n_{r2}}{n_{k2}} \rightarrow n_{k2} = \frac{n_{r2}}{i_{km}} = \frac{58,333}{2,75} = 21,212 \text{ min}^{-1} \quad (8.33)$$

- Obvodová rychlost podávacího kola:

$$v_{2v} = \pi \cdot d \cdot n_{k2} = \pi \cdot 0,12 \cdot 21,212 = 7,996 \doteq 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.34)$$

8.5.3 Podávací rychlost 10 m.min⁻¹

Otáčky motoru: $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$

Převodový poměr šnekové převodovky (8.18): $i_{šnek} = 30 [-]$

Převodový poměr v kyvném mechanismu (8.6): $i_{km} = 2,75 [-]$

Průměr kola: $d = 120 \text{ mm}$

- Převodový poměr vyměnitelných ozubených kol (multiplikátor):

$$i_{ok2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{40} = 0,625 [-] \quad (8.35)$$

- Otáčky na výstupu ze šnekové převodovky:

$$i_{šnek} = \frac{n_1}{n_{šv3}} \rightarrow n_{šv3} = \frac{n_1}{i_{šnek}} = \frac{1400}{30} = 46,666 \text{ min}^{-1} \quad (8.36)$$

- Otáčky na výstupu ze zaměnitelných ozubených kol:

$$i_{ok2} = \frac{n_{šv3}}{n_{r3}} \rightarrow n_{r3} = \frac{n_{šv3}}{i_{ok2}} = \frac{46,666}{0,625} = 74,666 \text{ min}^{-1} \quad (8.37)$$

- Otáčky podávacího kola:

$$i_{km} = \frac{n_{r3}}{n_{k3}} \rightarrow n_{k3} = \frac{n_{r3}}{i_{km}} = \frac{74,666}{2,75} = 27,151 \text{ min}^{-1} \quad (8.38)$$

- Obvodová rychlost podávacího kola:

$$v_{3v} = \pi \cdot d \cdot n_{k3} = \pi \cdot 0,12 \cdot 27,151 = 10,235 \div 10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.39)$$

8.5.4 Podávací rychlost 20 m.min⁻¹

Otáčky motoru: $n_2 = 2800 \text{ min}^{-1}$

Převodový poměr šnekové převodovky (8.18): $i_{šnek} = 30 [-]$

Převodový poměr v kyvném mechanismu (8.6): $i_{km} = 2,75 [-]$

Průměr kola: $d = 120 \text{ mm}$

Převodový poměr vyměnitelných ozubených kol (8.35): $i_{ok2} = 0,625 [-]$

- Otáčky na výstupu ze šnekové převodovky:

$$i_{šnek} = \frac{n_2}{n_{šv4}} \rightarrow n_{šv4} = \frac{n_2}{i_{šnek}} = \frac{2800}{30} = 93,333 \text{ min}^{-1} \quad (8.40)$$

- Otáčky na výstupu ze zaměnitelných ozubených kol:

$$i_{ok2} = \frac{n_{šv4}}{n_{r4}} \rightarrow n_{r4} = \frac{n_{šv4}}{i_{ok2}} = \frac{93,333}{0,625} = 149,333 \text{ min}^{-1} \quad (8.41)$$

- Otáčky podávacího kola:

$$i_{km} = \frac{n_{r4}}{n_{k4}} \rightarrow n_{k4} = \frac{n_{r4}}{i_{km}} = \frac{149,333}{2,75} = 54,303 \text{ min}^{-1} \quad (8.42)$$

- Obvodová rychlost podávacího kola:

$$v_{4v} = \pi \cdot d \cdot n_{k4} = \pi \cdot 0,12 \cdot 54,303 = 20,471 \div 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.43)$$

Vypočítané hodnoty se mírně liší od požadovaných hodnot posuvové rychlosti obrobku. Rozdíly jsou však velmi malé a není nutné je uvažovat.

8.6 Výpočet požadované obvodové síly na podávacích kolech

Pro výpočet sil působících v hnacích součástech uvažujeme jako model obrobku dubový hranol. Parametry obrobku:

- Rozměry: $500 \times 200 \times 150 \text{ mm}$
- Hmotnost: $m_{obrobek} = 8,4 \text{ Kg}$

8.6.1 Výpočet síly na obvodu nástroje obráběcího stroje

Pro výpočet síly, kterou působí nástroj na obrobek je uvažováno použití spodní frézky o následujících parametrech [30]:

- Výkon motoru: $P_{motor} = 7500 \text{ W}$
- Otáčky vřetene: $n_{vřeteno} = 6000 \text{ min}^{-1}$
- Průměr nástroje: $d_{nástroj} = 120 \text{ mm}$
- Obvodová rychlost nástroje:

$$v_{ob} = \pi \cdot d_{nástroj} \cdot \frac{n_{vřeteno}}{60} = \pi \cdot 0,12 \cdot \frac{6000}{60} = 37,699 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.44)$$

- Síla na obvodu nástroje:

$$P_{motor} = F_{fréza} \cdot v_{ob} \rightarrow F_{fréza} = \frac{P_{motor}}{v_{ob}} = \frac{7500}{37,699} = 198,944 \doteq 200 \text{ N} \quad (8.45)$$

8.6.2 Výpočet požadované obvodové síly na jedno kolo

Statický součinitel tření mezi obrobkem a stolem stroje: $f_d = 0,55 [-]$

Přítlačná síla vyvozená zkrutnou pružinou na kolo: $F_{pk} = 200 \text{ [N]}$

- Normálová síla:

$$N = F_g + F_{pk} = m_{obrobek} \cdot g + F_{pk} = 8,4 \cdot 9,81 + 200 = 282,404 \text{ N} \quad (8.46)$$

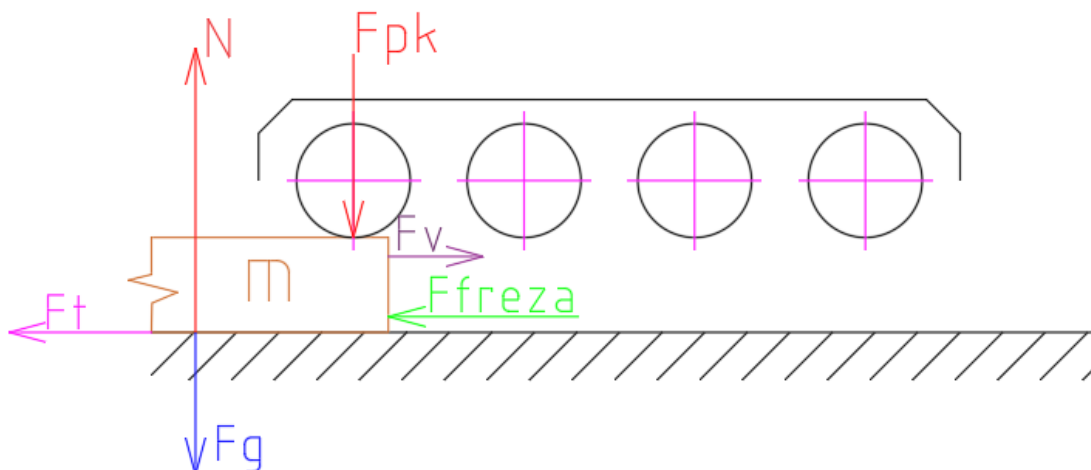
- Třecí síla:

$$F_t = N \cdot f_d = 282,404 \cdot 0,55 = 155,322 \text{ N} \quad (8.47)$$

- Potřebná obvodová síla na kole pro posun obrobku:

$$F_v = F_t + F_{fréza} = 155,322 + 200 \doteq 360 \text{ N} \quad (8.48)$$

Tato síla bude vstupním údajem pro následný výpočet sil a točivých momentů působících v převodech, rozvodu točivého momentu a hnacích hřídelí.



Obr. 8-1 Rozbor sil

8.7 Výpočet sil a momentů působících v hnacích součástech

- Požadovaný točivý moment v ose kola:

$$M_{kolo} = F_v \cdot \frac{d}{2} = 360 \cdot \frac{0,12}{2} = 21,6 \text{ Nm} \quad (8.49)$$

- Požadovaná síla v řetězu v kyvném mechanismu:

$$F_{r1} = \frac{M_{kolo} \cdot 2}{d_2} = \frac{21,6 \cdot 2}{0,06693} = 645,450 \text{ N} \quad (8.50)$$

$$F_{r1} \leq F_b \quad (8.51)$$

Řetěz vyhovuje.

- Točivý moment na ose hřídele v ose kyvného mechanismu:

$$M_{hh} = F_{r1} \cdot \frac{d_1}{2} = 645,450 \cdot \frac{0,02489}{2} = 8,033 \text{ Nm} \quad (8.52)$$

- Síla v řetězech v rozvodu točivého momentu:

$$F_{r2} = \frac{M_{hh} \cdot 2}{d_3} = \frac{8,033 \cdot 2}{0,03680} = 436,576 \text{ N} \quad (8.53)$$

$$F_{r2} \leq F_b \quad (8.54)$$

Řetěz vyhovuje.

8.8 Výpočet potřebného točivého momentu:

Pro výpočet potřebného točivého momentu je zvolena vzájemná poloha vyměnitelných ozubených kol tak, aby vytvořily převod do rychla. Otáčky motoru jsou nastaveny na $n_2 = 2800 \text{ min}^{-1}$.

Převodový poměr ozubeného převodu (8.35): $i_{ok2} = 0,625 [-]$

Točivý moment na hnaném ozubeném kole (8.52): $M_{hok} = M_{hh} = 8,033 \text{ Nm}$

- Nutný točivý moment na výstupu ze šnekové převodovky:

$$i_{ok2} = \frac{M_{hok}}{M_{vp}} \rightarrow M_{vp} = \frac{M_{hok}}{i_{ok2}} = \frac{8,033}{0,625} = 12,853 \text{ Nm} \quad (8.55)$$

- Skutečný točivý moment na výstupu ze šnekové převodovky:

Účinnost šnekové převodovky zvolena pro převodový poměr (8.18) $i_{šnek} = 30$:

$$\eta_{sp} = 0,64 [-] [29]$$

$$i_{šnek} = \frac{M_{smsp}}{M_{k2} \cdot \eta_{sp}} \rightarrow M_{smsp} = i_{šnek} \cdot M_{k2} \cdot \eta_{sp} = 30 \cdot 2,046 \cdot 0,64 = 39,283 \text{ Nm} \quad (8.56)$$

$$M_{smsp} \geq M_{vp} \quad (8.57)$$

Maximální moment na výstupu ze šnekové převodovky je vyšší než potřebný točivý moment. Motor vyhovuje.

8.9 Rozdíl sil ve větvích řetězu v kyvném mechanismu

Otáčky ozubených kol rozvodu točivého momentu (8.41): $n_{r4} = 149,333 \text{ min}^{-1}$

- Výkon přenášený řetězovým převodem:

$$P_{ř1} = M_{hh} \cdot \omega_{r4} = M_{hh} \cdot 2\pi n_{r4} = 8,033 \cdot 2\pi \cdot \frac{149,333}{60} = 125,621 \text{ W} \quad (8.58)$$

- Rychlost řetězu:

$$v_{ř1} = \pi d_1 n_{r4} = \pi \cdot 0,02489 \cdot 149,333 = 11,677 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,195 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.59)$$

- Tahová síla v řetězu způsobená odstředivou silou:

$$F_{c1} = \rho_l \cdot v_{ř1}^2 = 0,4 \cdot 0,195^2 = 0,015 \text{ N} \quad (8.60)$$

- Rozdíl sil v napjaté a ochablé části opásání:

$$\Delta F_1 = \frac{P_{ř1}}{v_{ř1}} = \frac{125,621}{0,195} = 644,210 \text{ N} \quad (8.61)$$

- Síla v napjaté části řetězu:

$$F_{1A} = F_{c1} + \Delta F_1 = 0,015 + 644,210 = 644,225 \text{ N} \quad (8.62)$$

$$F_{1A} \leq F_b \quad (8.63)$$

Řetěz vyhovuje.

- Síla v ochablé části řetězu:

$$F_{2A} = F_{c1} = 0,015 \text{ N} \quad (8.64)$$

8.10 Rozdíl sil ve větvích řetězu v rozvodu točivého momentu

Otáčky ozubených kol rozvodu točivého momentu (8.41): $n_{r4} = 149,333 \text{ min}^{-1}$

- Výkon přenášený řetězovým převodem:

$$P_{ř2} = M \cdot \omega_{r4} = M \cdot 2\pi n_{r4} = 8,033 \cdot 2\pi \cdot \frac{149,333}{60} = 125,621 \text{ W} \quad (8.65)$$

- Rychlost řetězu:

$$v_{ř2} = \pi d_3 n_{r4} = \pi \cdot 0,03680 \cdot 149,333 = 17,264 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,288 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.66)$$

- Tahová síla v řetězu způsobená odstředivou silou:

$$F_{c2} = \rho_l \cdot v_{ř2}^2 = 0,4 \cdot 0,288^2 = 0,033 \text{ N} \quad (8.67)$$

- Rozdíl sil v napjaté a ochablé části opásání:

$$\Delta F_2 = \frac{P_{ř2}}{v_{ř2}} = \frac{125,621}{0,288} = 436,184 \text{ N} \quad (8.68)$$

- Síla v napjaté části řetězu:

$$F_{1B} = F_{c2} + \Delta F_2 = 0,033 + 436,184 = 436,217 \text{ N} \quad (8.69)$$

$$F_{1B} \leq F_b \quad (8.70)$$

Řetěz vyhovuje.

- Síla v ochablé části řetězu:

$$F_{2B} = F_{c2} = 0,033 \text{ N} \quad (8.71)$$

8.11 Pevnostní výpočet hnací hřídele v kyvném mechanismu

Výpočet pevnosti je proveden pro nejdelší hnací hřídel, na kterou je přes ozubená kola přiveden točivý moment z výstupu šnekové převodovky.

8.11.1 Výpočet síly na obvodu ozubeného kola

Točivý moment na výstupu ze šnekové převodovky (8.55): $M_{vp} = 12853 \text{ Nmm}$

Točivý moment na hnaném ozubeném kole (8.52): $M_{hok} = 8033 \text{ Nmm}$

Průměr roztečné kružnice malého ozubeného kola: $d_{ok1} = 50 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice velkého ozubeného kola: $d_{ok2} = 80 \text{ mm}$

Úhel záběru ozubených kol $\alpha = 20^\circ$

- Síla na obvodu ozubeného kola:

$$F_{ok} = \frac{2 \cdot M_{vp}}{\cos \alpha \cdot d_{ok2}} = \frac{2 \cdot M_{hok}}{\cos \alpha \cdot d_{ok1}} = \frac{2 \cdot 12853}{\cos 20^\circ \cdot 80} = \frac{2 \cdot 8033}{\cos 20^\circ \cdot 50} = 341,947 \text{ N} \quad (8.72)$$

8.11.2 Výsledné vnitřní účinky

Vzhledem ke skutečnosti, že úhel záběru ozubených kol je 20° , musí se síla na obvodu ozubených kol, rozložit do dvou navzájem kolmých rovin. Z tohoto důvodu se musí výsledné vnitřní účinky vyhodnotit v obou těchto rovinách. Výsledné maximální napětí je složeno z maximálních hodnot v jednotlivých rovinách.

- Složka síly na obvodu ozubeného kola v rovině XY:

$$F_{K_{XY}} = F_{ok} \cdot \cos \alpha = 341,947 \cdot \cos 20^\circ = 321,325 \text{ N} \quad (8.73)$$

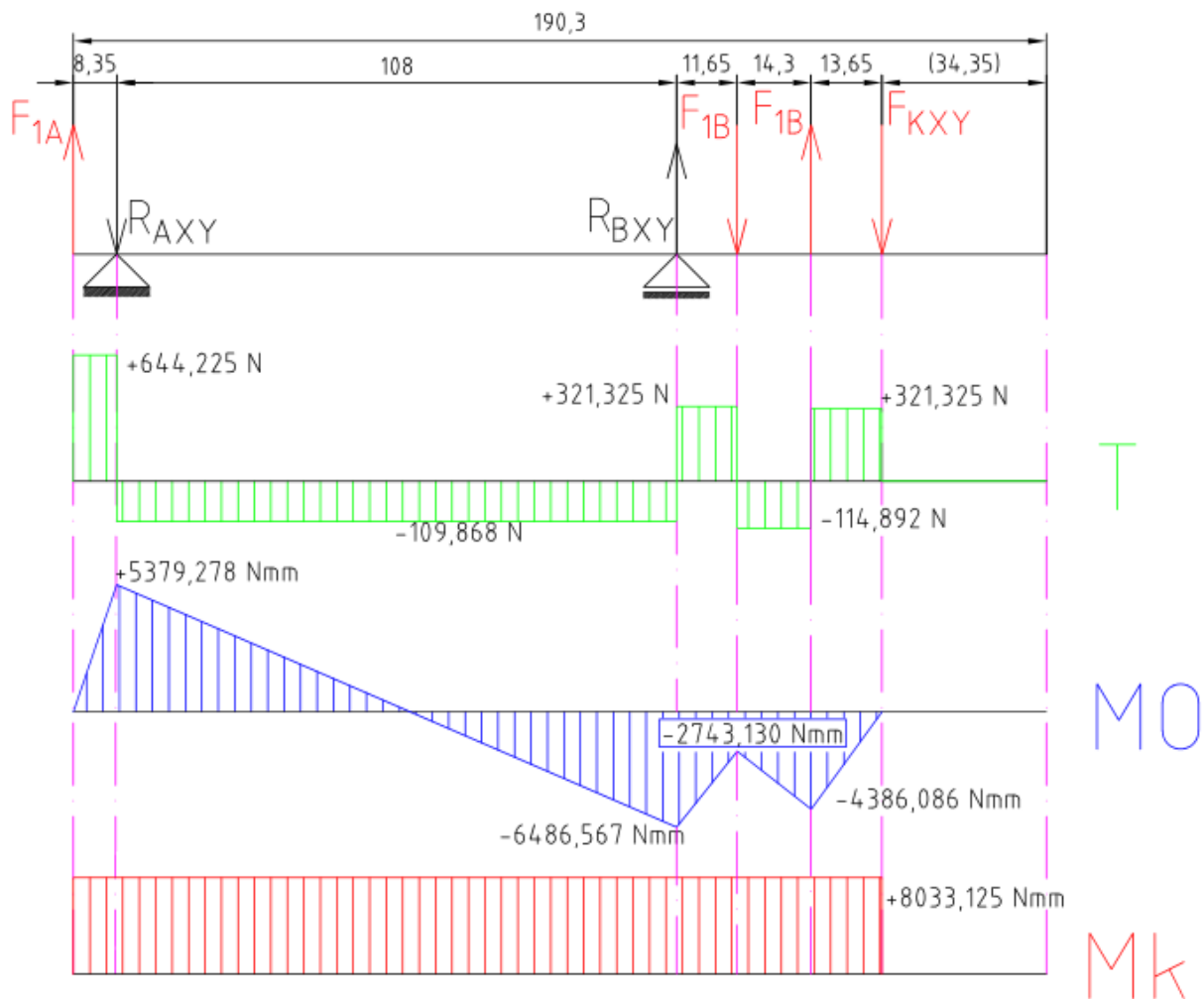
$$\sum F_Z = 0 \rightarrow F_{1A} - R_{A_{XY}} + R_{B_{XY}} - F_{1B} + F_{1B} - F_{K_{XY}} = 0 \quad (8.74)$$

$$\sum M_{A_{XY}} = 0 \rightarrow$$

$$-F_{1A} \cdot 8,35 + R_{B_{XY}} \cdot 108 - F_{1B} \cdot 119,65 + F_{1B} \cdot 133,95 - F_{K_{XY}} \cdot 147,6 = 0 \quad (8.75)$$

$$R_{A_{XY}} = 754,093 \text{ N}$$

$$R_{B_{XY}} = 431,193 \text{ N}$$



Obr. 8-2 Výsledné vnitřní účinky v hřídeli – rovina XY

- Složka síly na obvodu ozubeného kola v rovině XZ:

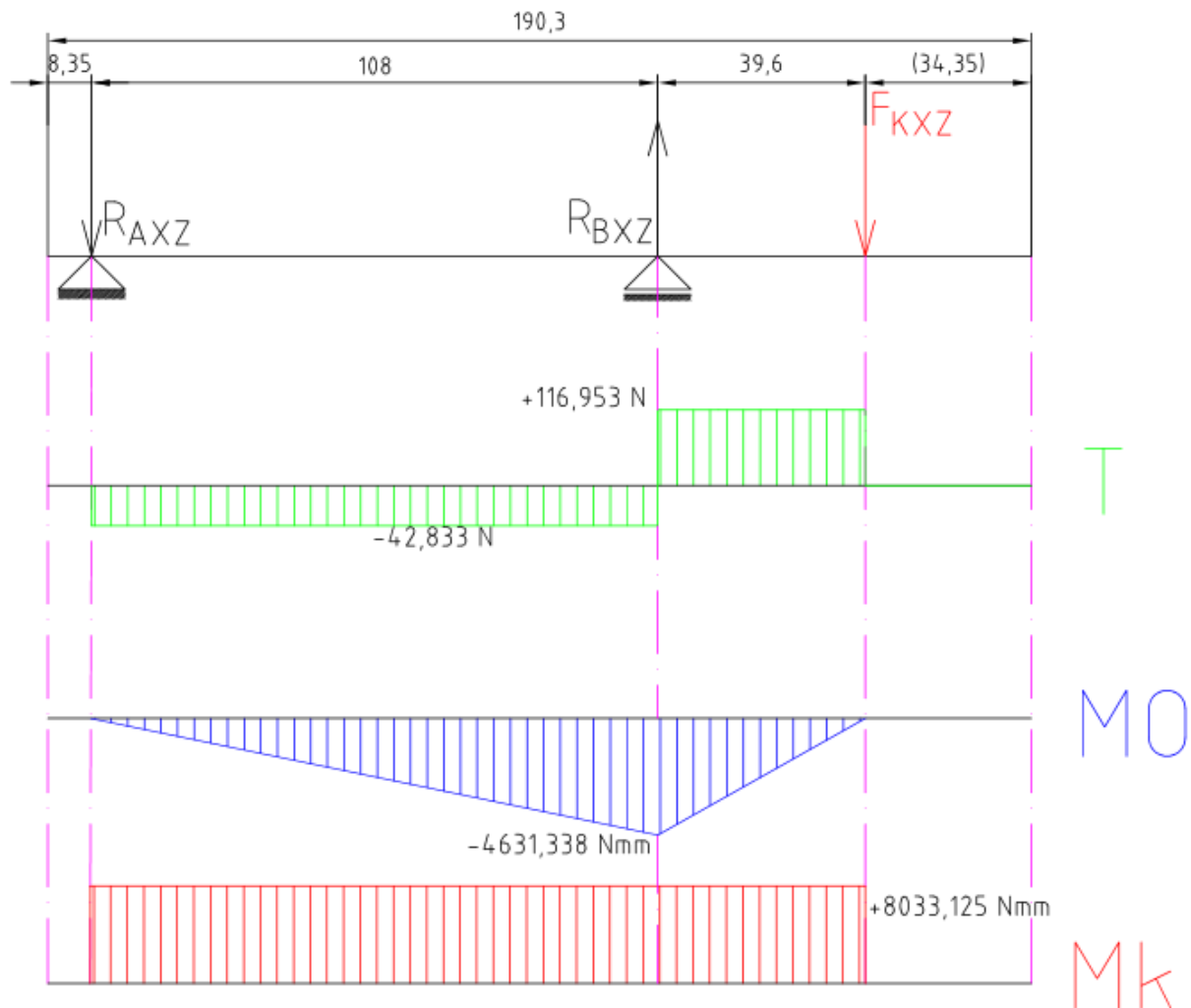
$$F_{K_{XZ}} = F_{ok} \cdot \sin \alpha = 341,947 \cdot \sin 20^\circ = 116,953 \text{ N} \quad (8.76)$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -R_{A_{XZ}} + R_{B_{XZ}} - F_{K_{XZ}} = 0 \quad (8.77)$$

$$\sum M_{Axz} = 0 \rightarrow R_{Bxz} \cdot 108 - F_{Kxz} \cdot 147,6 = 0 \quad (8.78)$$

$$R_{Axz} = 42,883 \text{ N}$$

$$R_{Bxz} = 159,836 \text{ N}$$



Obr. 8-3 Výsledné vnitřní účinky v hřídeli – rovina XZ

8.11.3 Pevnostní výpočet hřídele

Průměr hřídele: $d_{hř} = 14 \text{ mm}$

- Materiál hřídele [31]:

1.0114

Mez kluzu: $R_e = 235 \text{ MPa}$

Mez pevnosti $R_m = 340 \text{ MPa}$

- Ohybový moment:

Na hřídeli se nachází drážka pro pero, která je velkým koncentrátorem napětí. Ohybový moment, který je v místě drážky je složen z hodnot ohybového momentu v jednotlivých rovinách.

Ohybový moment v místě drážky v rovině XY: $M_{oxy} = -4386,086 \text{ Nmm}$

Ohybový moment v místě drážky v rovině XZ: $M_{oxz} = -1596,408 \text{ Nmm}$

$$M_{omax} = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(-4386,086)^2 + (-1596,408)^2} = 4667,576 \text{ Nmm} \quad (8.79)$$

- Kroutící moment:

$$M_{kmax} = \frac{F_{Kxy} \cdot d_{ok1}}{2} = \frac{321,325 \cdot 50}{2} = 8033,125 \text{ Nmm} \quad (8.80)$$

- Nominální napětí v ohybu:

$$\sigma_{onom} = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d_{hř}^3}{32}} = \frac{32 \cdot 4667,576}{\pi \cdot 14^3} = 17,326 \text{ MPa} \quad (8.81)$$

- Nominální napětí v krutu:

$$\tau_{knom} = \frac{M_{kmax}}{W_k} = \frac{M_{kmax}}{\frac{\pi \cdot d_{hř}^3}{16}} = \frac{16 \cdot 8033,125}{\pi \cdot 14^3} = 14,909 \text{ MPa} \quad (8.82)$$

- Maximální napětí v ohybu:

Koncentrátor napětí v ohybu $\alpha_o = 2,14 [-]$ [31]

$$\sigma_{omax} = \alpha_o \cdot \sigma_{onom} = 2,14 \cdot 17,326 = 37,078 \text{ MPa} \quad (8.83)$$

- Maximální napětí v krutu:

Koncentrátor napětí v krutu $\alpha_k = 3 [-]$ [31]

$$\tau_{knom} = \alpha_k \cdot \tau_{knom} = 3 \cdot 14,909 = 44,727 \text{ MPa} \quad (8.84)$$

- Redukované napětí podle HMH:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{omax}^2 + 3 \cdot \tau_{kmax}^2} = \sqrt{37,078^2 + 3 \cdot 44,727^2} = 85,885 \text{ MPa} \quad (8.85)$$

- Bezpečnost vůči MSP v místě drážky pro pero:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{235}{85,885} = 2,736 [-] \quad (8.86)$$

Bezpečnost vůči MSP je dostatečně vysoká, hřídel vyhovuje.

Kontrola hřídele vůči MSÚ

- Mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace:

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 340 = 171,36 \text{ MPa} \quad (8.87)$$

- Součinitel vlivu jakosti povrchu:

$$k_a = aR_m^b = 4,51 \cdot 340^{-0,265} = 0,962 [-] \quad (8.88)$$

- Součinitel vlivu velikosti tělesa:

$$k_b = 1,24d^{-0,107} = 1,24 \cdot 14^{-0,107} = 0,935 [-] \quad (8.89)$$

- Ostatní součinitele zohledňující hodnotu korigované meze únavy:

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1 [-] \quad (8.90)$$

- Korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti:

$$\begin{aligned} \sigma'_{co} &= k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{co} = \\ &= 0,962 \cdot 0,935 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 171,36 = 154,133 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.91)$$

- Součinitel vrubu v ohybu:

$$\beta_o = \frac{\alpha_o}{1 + \frac{2(\alpha_o - 1)}{\alpha_o} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{2,14}{1 + \frac{2(2,14 - 1)}{2,14} \cdot \frac{\frac{104}{340}}{\sqrt{2,5}}} = 1,774 [-] \quad (8.92)$$

- Součinitel vrubu v krutu:

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{1 + \frac{2(\alpha_k - 1)}{\alpha_k} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{3}{1 + \frac{2(3 - 1)}{3} \cdot \frac{\frac{104}{340}}{\sqrt{2,5}}} = 2,385 [-] \quad (8.93)$$

- Amplituda napětí:

$$\sigma_A = \sigma_a = \beta_o \cdot \frac{M_{omax}}{W_o} = \beta_o \cdot \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d_{hř}^3}{32}} = \frac{1,774 \cdot 32 \cdot 4667,576}{\pi \cdot 14^3} = 30,737 \text{ MPa} \quad (8.94)$$

- Střední napětí:

$$\sigma_M = \sigma_m = \beta_k \cdot \sqrt{3} \cdot \frac{M_{omax}}{W_o} = \beta_k \cdot \sqrt{3} \cdot \frac{M_{kmax}}{W_k} = \beta_k \cdot \sqrt{3} \cdot \frac{M_{kmax}}{\frac{\pi \cdot d_{hř}^3}{16}} =$$

$$= \frac{2,385 \cdot \sqrt{3} \cdot 16 \cdot 8033,125}{\pi \cdot 14^3} = 61,591 \text{ MPa} \quad (8.95)$$

- Součinitel bezpečnosti vůči MSÚ podle Goodmanova kritéria:

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{co}} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{1}{\frac{30,737}{154,133} + \frac{61,591}{340}} = 2,627 [-] \quad (8.96)$$

Bezpečnost vůči MSÚ je dostatečně vysoká, hřídel vyhovuje.

8.11.4 Kontrola těsného pera v hnací hřídeli

Na hnací hřídeli jsou za sebou nasazeny dvě řetězová kola a ozubené kolo. Kontrolní výpočet otlačení náboje je proveden pro ozubené kolo, které má ze všech součástí na hřídeli nejmenší šířku.

Dovolený tlak na bocích drážek v náboji: $p_{dov} = 120 \text{ MPa}$ [31]

Krouticí moment působící v hřídeli (8.80): $M_{kmax} = 8033,125 \text{ Nmm}$

Délka náboje: $l = 10 \text{ mm}$

Hloubka drážky v náboji: $t_1 = 2,1 \text{ mm}$

- Obvodová síla na povrchu hřídele:

$$F_{obv} = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_{hř}} = \frac{2 \cdot 8033,125}{14} = 1147,589 \text{ N} \quad (8.97)$$

$$p_{dov} \geq \frac{F_{obv}}{t_1 \cdot l} \quad (8.98)$$

$$120 \geq \frac{1147,589}{2,1 \cdot 10} = 54,647 \text{ MPa} \quad (8.99)$$

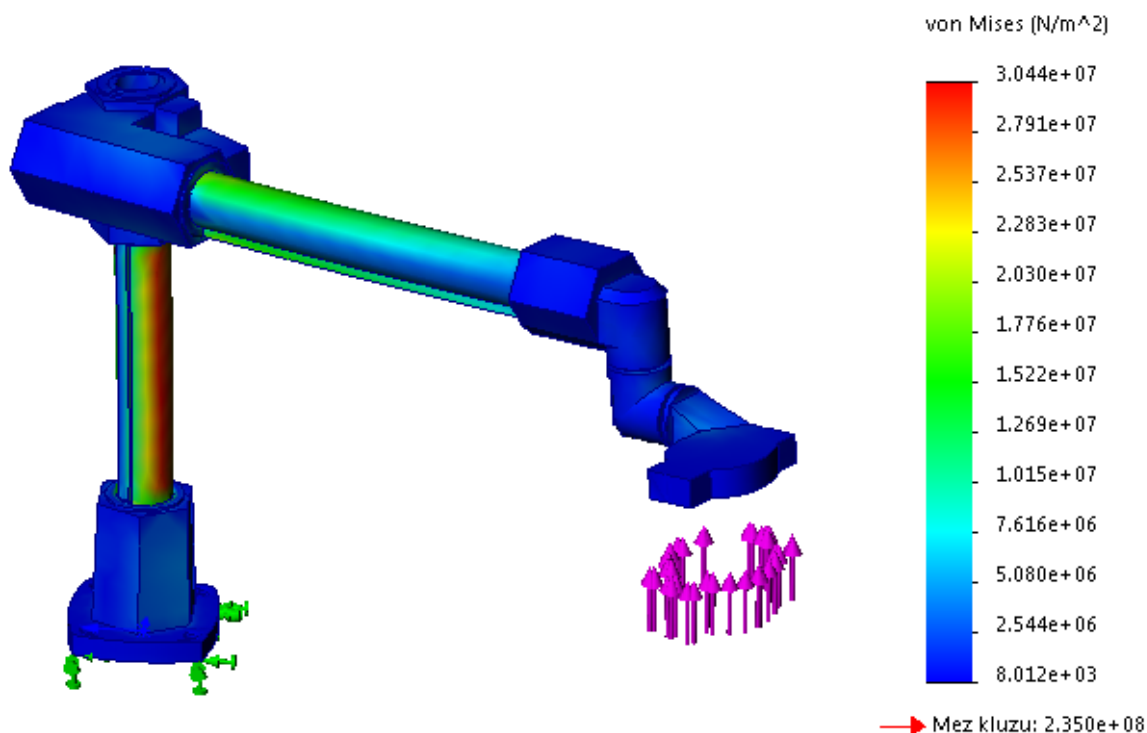
Pero vyhovuje.

9 PEVNOSTNÍ ANALÝZA STOJANU

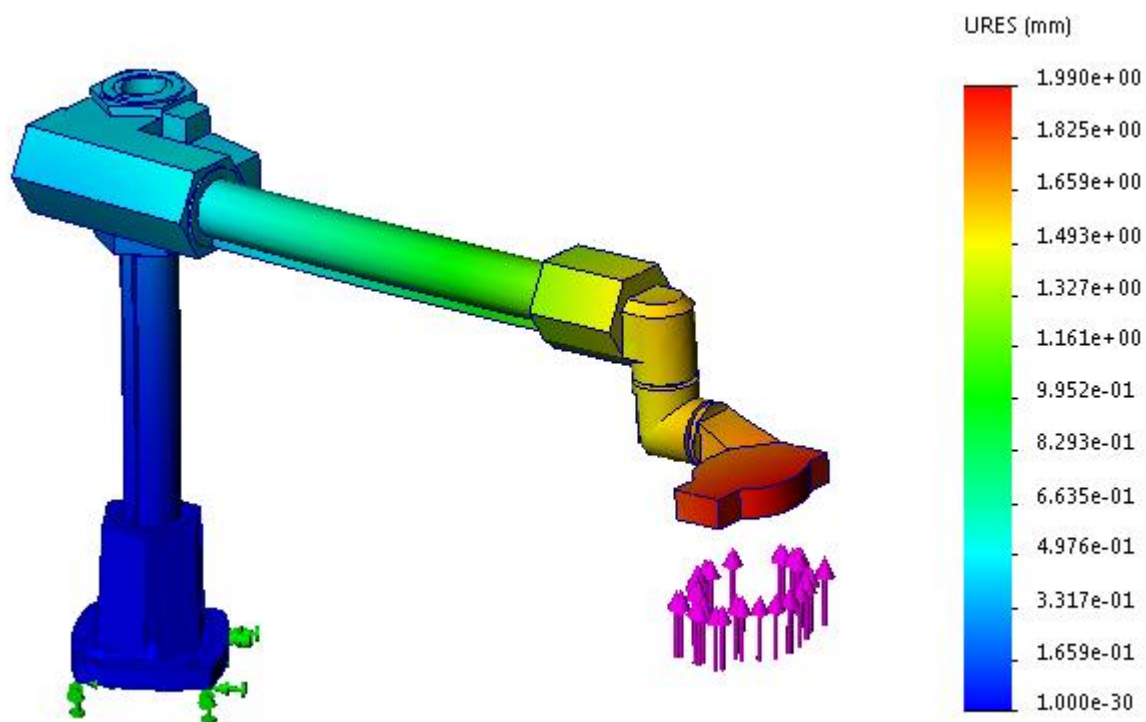
Během procesu obrábění dochází z důvodu přitlačení a posouvání obrobku k zatěžování podávacího zařízení a stojanu. Pro ověření, že navržená konstrukce stojanu dané zatížení vydrží, je nutné provést pevnostní analýzu. Pevnostní analýza je provedena pomocí SimulationXpress, která je součástí programu SolidWorks. Výchozím předpokladem pro pevnostní analýzu stojanu je nastavení podávacího zařízení do nejkrajnější polohy, při které je nastaveno největší výškové a délkové vysunutí ramene. Tato poloha zajistí největší rameno, na kterém působí zatěžovací síla, což vede k nejvyšším hodnotám napětí v materiálu stojanu. Během provozu se nepředpokládá, že by se podávací zařízení nastavovalo do takové krajní polohy, proto hodnoty deformace a napětí v materiálu budou při reálném provozu nižší než ty, které vyšly z pevnostní analýzy.

Tab. 9-1 Pevnostní analýza stojanu

Pevnostní analýza	
Maximální napětí von Mises	$\sigma_{RED} = 30,44 \text{ MPa}$
Nejnižší bezpečnost vůči MSP	7,719
Maximální deformace	1,99 mm



Obr. 9-1 Maximální napětí von Mises



Obr. 9-2 Maximální deformace

Výsledky z pevnostní analýzy ukazují, že navržená konstrukce stojanu je dostatečně dimenzovaná. Hodnoty maximální deformace jsou přípustné pro provoz přídatného podavače materiálu.

10 ZÁVĚR A DOPORUČENÍ PRO PRAXI

Hlavním cílem práce bylo navrhnout řešení přídatného podavače materiálu pro spodní frézky nebo jiné stroje truhlářského provozu. V první části práce byla probírána problematika týkající se obrábění dřeva. Zmíněny byly příklady z praxe, kde mají přídatné podavače materiálu vliv na zvýšení efektivity a produktivity práce. Podrobněji bylo popsáno použití přídatných podavačů materiálu u spodních frézek a byl kladen důraz, na jejich přínos v oblasti bezpečnosti práce.

Samotný návrh přídatného podavače materiálu, byl založen na požadavku jednoduché obsluhy, přijatelných rozměrů a aby mohl být využit pro co největší rozsah činností, které se provádí v truhlářské výrobě. Byl zvolen návrh přídatného podavače materiálu se čtyřmi nastavitelnými rychlostmi posouvání obrobku při obrábění a se čtyřmi podávacími koly. Základem je elektromotor s dvojnásobným vinutím s označením: **SIEMENS 1LE1011-0DJ23 IMB34** s rychlostmi otáčení 1400 resp. 2800 min⁻¹ a výkonem 480 resp. 600 W. Změna rychlosti otáčení podávacích kol je skoková a provádí se kombinací změny rychlosti otáčení již zmíněného elektromotoru a záměnou pozice dvou ozubených kol pod odnímatelným krytem. Stojan byl navržen ze dvou základních částí: sloupu s upínací patkou a výsuvného ramene s pevným kloubem a nastavitelnými klouby. Pro sloup a rameno byl vybrán profil mezikruhového průřezu o vnějším průměru 58 mm a tloušťce stěny 6 mm. Upínací patka, pevný kloub a nastavitelné klouby jsou vyrobeny jako odlitky z litiny a určité jejich části byly navrženy jako svěrné spoje zajišťující fixaci pohyblivých součástí. Pro výškové nastavení ramene byla zvolena kombinace pohybového rovnoramenného lichoběžníkového šroubu s otočným kolem s klikou. K délkovému vysunutí ramene byl zvolen hřebenový převod ovládaný rovněž otočným kolem s klikou. Díky výškovému nastavení ramene je možné tento podavač materiálu používat pro obrobky o celkové výšce 170 mm. Délkové vysunutí ramene je možné až do hodnoty 430 mm. Pevnostní výpočet dokazuje, že všechny navržené součásti jsou dostatečně dimenzovány. Tato konfigurace podavače materiálu je jednoduchá na obsluhu a umožňuje snadnou údržbu všech funkčních součástí.

Při výběru přídatného podavače materiálu, je nutné zvážit několik skutečností. Nejdříve je nutné si ujasnit na jakých strojích chceme přídatný podavač používat. Na základě výběru stroje, u kterého bude podavač materiálu využíván, je zvolen počet podávacích kol. Nejčastěji se na trhu vyskytují podavače materiálu se třemi, čtyřmi, ale i šesti koly. V případě použití přídatného podavače materiálu na malých strojích, jako jsou olepovačky hran nebo malé frézky, je možné vybírat z podavačů materiálu menších velikostí se třemi podávacími koly. Pokud chceme používat stroje jako jsou profesionální spodní frézky, pily nebo srovnávačky je lepší volit podavače materiálu větších velikostí se čtyřmi nebo šesti podávacími koly. Dále je nutné zvážit, zda pro dané použití bude dostačovat verze podavače materiálu s přednastavenými rychlostmi otáčení podávacích kol nebo je lepší zvolit verzi s plynulou regulací otáček. Obecně lze říct, že verze podavače materiálu s plynulou regulací otáček je pro obsluhu výhodnější z důvodu rychlejší změny rychlosti otáčení podávacích kol. Jeho nevýhodou je vyšší pořizovací cena.

Na trhu jsou k dispozici různé druhy přídatných podavačů materiálu. Jejich cena se v závislosti na velikosti a způsobu regulace otáčení podávacích kol pohybuje od cca. 10000 Kč do 50000 Kč.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] IGM Instalační deska pro podavače M3 a AF32. *Igm.cz* [online]. Praha: IGM nástroje a stroje s.r.o., c2018 [cit. 2018-10-14]. Dostupné z: <https://www.igm.cz/igm-instalacni-deska-pro-podavace-m3-a-af32/>
- [2] IGM je rodinná česká firma stojící na perfektním zákaznickém servisu. *Igm.cz* [online]. Praha: IGM nástroje a stroje s.r.o., c2018 [cit. 2018-10-14]. Dostupné z: <https://www.igm.cz/dokument/profil-spolecnosti/>
- [3] Podavače. *Igm.cz* [online]. Praha: IGM nástroje a stroje s.r.o., c2018 [cit. 2018-10-14]. Dostupné z: <https://www.igm.cz/kategorie/truhlarske-stroje/podavace/>
- [4] Rodina Felder se už po několik generací zabývá výrobou strojů a obráběním kovů. *Felder-group.com* [online]. Praha: FELDER GROUP CZ [cit. 2018-10-14]. Dostupné z: <https://www.felder-group.com/cz-cz/o-firme/historie.html>
- [5] IGM M3 Podavač materiálu. *Igm.cz* [online]. Praha: IGM nástroje a stroje s.r.o., c2018 [cit. 2018-10-15]. Dostupné z: <https://www.igm.cz/igm-m3-podavac-materialu/>
- [6] IGM DC40 EASY Podavač materiálu. *Igm.cz* [online]. Praha: IGM nástroje a stroje s.r.o., c2018 [cit. 2018-10-15]. Dostupné z: <https://www.igm.cz/igm-dc40-easy-podavac-materialu/>
- [7] Podavače. *Felder-group.com* [online]. Praha: FELDER GROUP CZ [cit. 2018-10-15]. Dostupné z: <https://www.felder-group.com/cz-cz/vyroby/podavace.html>
- [8] S308. *Felder-group.com* [online]. Praha: FELDER GROUP CZ [cit. 2018-10-15]. Dostupné z: <https://www.felder-group.com/cz-cz/vyroby/podavace/standardni-podavac-s308.html#lightbox-content-34943>
- [9] Variofeed 4. *Felder-group.com* [online]. Praha: FELDER GROUP CZ [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: <https://www.felder-group.com/cz-cz/vyroby/podavace/podavac-pro-prumyslove-provozy-variofeed-4.html>
- [10] Italian Woodworking Machinery SINCE 1963. *Maggi-technology.com* [online]. CERTALDO: Maggi Technology s.r.l., c2018 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: <http://www.maggi-technology.com/en/home>
- [11] Steff. *Maggi-technology.com* [online]. CERTALDO: Maggi Technology s.r.l., c2018 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: http://www.maggi-technology.com/documents/ProdCateg/122/STEFF_2018_2.pdf
- [12] Steff 2034. *Maggi-technology.com* [online]. CERTALDO: Maggi Technology s.r.l., c2018 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: <http://www.maggi-technology.com/en/prod/117/Steff%202034>
- [13] Steff 2068. *Maggi-technology.com* [online]. CERTALDO: Maggi Technology s.r.l., c2018 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: <http://www.maggi-technology.com/en/prod/122/Steff%202068>
- [14] Obrábění dřeva. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2018 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Obr%C3%A1b%C4%9Bn%C3%AD_d%C5%99eva
- [15] JOSTEN, Elmar, Thomas REICHE a Bernd WITTCHEN. Dřevo a jeho obrábění. 1. vyd. Praha: Grada, 2010. Průvodce truhláře. ISBN 978-80-247-2961-9
- [16] Jaké řezné podmínky jsou nejlepší pro frézování? *Igm.cz* [online]. Praha: IGM nástroje a stroje s.r.o., c2018 [cit. 2018-11-02]. Dostupné z: <https://www.igm.cz/tematicke-clanky/jake-rezne-podminky-jsou-nejlepsi-pro-frezovani/>

- [17] Šneková převodovka. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2016 [cit. 2018-11-05]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0nekov%C3%A1_p%C5%99evodovka
- [18] Maggi Podávací zařízení STEFF 2034 - podavač. *Simek.eu* [online]. Klatovy: ŠIMEK proficentrum s.r.o. [cit. 2018-11-05]. Dostupné z: <https://www.simek.eu/podavaci-zarizeni-steff-2034-podavac/>
- [19] FELDER® Odklopné uchycení podavače. *Cz.feldershop.com* [online]. Hall in Tirol: Felder KG [cit. 2018-11-06]. Dostupné z: <http://cz.feldershop.com/cs/cz/Fr-zov-n/Podava-e/P-slu-enstv/FELDER-Odklopn-uchycen-podava-e.html>
- [20] IGM. *Igm.cz* [online]. Praha: IGM nástroje a stroje s.r.o. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: <https://www.igm.cz/userdata/images/logo.png>
- [21] FELDER GROUP. *Felder-group.com* [online]. Praha: FELDER GROUP CZ [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: <https://www.felder-group.com/assets/images/logo-felder-int.png>
- [22] MAGGI TECHNOLOGY. *Maggi-technology.com* [online]. CERTALDO: Maggi Technology s.r.l. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: <http://www.maggi-technology.com/jsp/Template4/images/logo.png>
- [23] Maggi Podávací zařízení STEFF 2068 - podavač. *Simek.eu* [online]. Klatovy: ŠIMEK proficentrum s.r.o. [cit. 2018-11-21]. Dostupné z: <https://www.simek.eu/podavaci-zarizeni-steff-2068-podavac/>
- [24] Felder S308 Changing Gears Transmission Speed. *Youtube.com* [online]. San Bruno, Kalifornie, USA: Google [cit. 2018-11-21]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=_ueM_nrjUEQ
- [25] S308 Standardní podavač. *Cz.feldershop.com* [online]. Hall in Tirol: Felder KG [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <http://cz.feldershop.com/cs/cz/Fr-zov-n/Podava-e/S308-Standardn-podava.html>
- [26] Variofeed 4 Podavač pro průmyslové provozy 3x 400 V. *Http://cz.feldershop.com* [online]. Hall in Tirol: Felder KG [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <http://cz.feldershop.com/cs/cz/Fr-zov-n/Podava-e/Variofeed-4-Podava-pro-pr-myslov-provozy.html>
- [27] STEFF SUPERSONIC 3. *Maggi-technology.com* [online]. CERTALDO: Maggi Technology s.r.l., c2018 [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <http://www.maggi-technology.com/en/prod/125/Steff%20Supersonic%203>
- [28] STAND V. *Maggi-technology.com* [online]. CERTALDO: Maggi Technology s.r.l., c2018 [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <http://www.maggi-technology.com/en/prod/136/Stand%20V>
- [29] VÝKONY RT/MRT 30. *VÝKONY RT/MRT 30* [online]. Moravské náměstí 4 602 00 Brno, 2017 [cit. 2019-03-01]. Dostupné z: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/snekove-prevodovky/snekove-prevodovky-mrt-a/vykon-mrt-30/>
- [30] Spodní frézka FS 550 INDUSTRY 9. *Spodní frézka FS 550 INDUSTRY 9* [online]. ROJEK prodej, spol. s r.o. Masarykova 16 517 50 Častolovice [cit. 2019-03-01]. Dostupné z: <https://www.rojekstroje.cz/rojekstroje/eshop/0/0/5/255-Spodni-frezka-FS-550-INDUSTRY-9>

- [31] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [32] Norelem-Sady šnekových kol, pravochodých rozteč os 40 mm. Norelem.com [online]., c2019 [cit.2019-04-14]. Dostupné z:
<https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/P%C5%99ehled-v%C3%BDrobk%C5%AF/Syst%C3%A9my-a-komponenty-pro-v%C3%BDrobu-stroj%C5%AF-a-za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD/22000-Technika-hnac%C3%ADch-%C3%BAstroj%C3%AD/%C5%A0neky-a-%C5%A1nekov%C3%A1-kola/22500-Sady-%C5%A1nekov%C3%BDch-kol-pravochod%C3%BDch-rozte%C4%8D-os-40-mm.html>
- [33] Variátor (převodovka). In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z:
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_\(p%C5%99evodovka\)#/media/File:Pivgetriebe.png](https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_(p%C5%99evodovka)#/media/File:Pivgetriebe.png)
- [34] TRAPÉZOVÉ ŠROUBY Z OCELI. Wwww.teatechnik.cz [online]. Popůvky u Brna: T.E.A. TECHNIK, c2019 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z:
<https://www.teatechnik.cz/trapezove-srouby-1/>
- [35] Ozubená Tyč S Ozubeným Věncem. Http://cz.cnxlmachinery.com [online]. Taizhou Xuli Machinery Co [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://cz.cnxlmachinery.com/gear-rack/spur-gear-rack/gear-rack-spur-gear-grinding-rack.html>
- [36] HAMMER, Miloš. Elektrotechnika a elektronika: přednášky. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 134 s. : il. ISBN 80-214-3334-5.
- [37] Komutátor (elektrotechnika). In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017, 13. 2. 2017 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Komut%C3%A1tor_\(elektrotechnika\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Komut%C3%A1tor_(elektrotechnika))
- [38] Sériový elektromotor. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2016, 6. 4. 2016 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/S%C3%A9riov%C3%BD_elektromotor
- [39] Brushless DC electric motor. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019, 11.5.2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Brushless_DC_electric_motor

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Osová vzdálenost mezi řetězovými koly	[mm]
a_1	Osová vzdálenost mezi řetězovými koly – 1.část	[mm]
a_2	Osová vzdálenost mezi řetězovými koly – 2.část	[mm]
a_3	Osová vzdálenost mezi řetězovými koly – 3.část	[mm]
d	Průměr podávacího kola	[mm]
d_0	Průměr dosedací plochy	[mm]
d_1	Průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola	[mm]
d_2	Průměr roztečné kružnice hnaného řetězového kola	[mm]
d_3	Průměr roztečné kružnice řetězového kola	[mm]
$d_{nástroj}$	Průměr frézy	[mm]
d_{2tr}	Střední průměr lichoběžníkového rovnoramenného šroubu	[mm]
d_{3tr}	Malý průměr lichoběžníkového rovnoramenného šroubu	[mm]
d_{ok1}	Průměr roztečné kružnice malého ozubeného kola	[mm]
d_{ok2}	Průměr roztečné kružnice velkého ozubeného kola	[mm]
F_{obv}	Síla na povrchu hnací hřídele	[N]
F_b	Minimální pevnost řetězu v tahu	[N]
F_{osova}	Síla způsobena hmotností zvedaných součástí	[N]
$F_{fréza}$	Síla na obvodu nástroje	[N]
F_{pk}	Přítlačná síla od podávacího kola	[N]
F_g	Gravitační síla	[N]
F_v	Potřebná obvodová síla na obvodu podávacího kola	[N]
$F_{ř1}$	Požadovaná síla v řetězu v kyvném mechanismu	[N]
$F_{ř2}$	Síla v řetězech v rozvodu točivého momentu	[N]
F_{c1}	Síla v řetězu způsobená odstředivou silou	[N]
F_{c2}	Síla v řetězu způsobená odstředivou silou	[N]
F_{1A}	Síla v napjaté části řetězu	[N]
F_{2A}	Síla v ochablé části řetězu	[N]
F_{1B}	Síla v napjaté části řetězu	[N]
F_{2B}	Síla v ochablé části řetězu	[N]
F_{ok}	Síla na obvodu ozubeného kola	[N]
F_{KXY}	Síla na obvodu ozubeného kola v rovině XY	[N]
F_{KXZ}	Síla na obvodu ozubeného kola v rovině XZ	[N]
f_{tr}	Součinitel tření v závitu	[–]

f_0	Součinitel tření na dosedací ploše	[–]
f_d	Statický součinitel tření mezi obrobkem a stole stroje	[–]
i_{km}	Převodový poměr v kyvném mechanismu	[–]
i_{ok1}	Převodový poměr vyměnitelných ozubených kol – reduktor	[–]
i_{ok2}	Převodový poměr vyměnitelných ozubených kol – multiplikátor	[–]
$i_{šnek}$	Převodový poměr šnekové převodovky	[–]
k_{ktr}	Bezpečnost lichoběžníkového rovnoramenného šroubu	[–]
k_k	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti	[–]
k_u	Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy	[–]
k_a	Součinitel vlivu jakosti povrchu	[–]
k_b	Součinitel vlivu velikosti tělesa	[–]
k_c	Součinitel vlivu způsobu zatěžování	[–]
k_d	Součinitel vlivu teploty	[–]
k_e	Součinitel spolehlivosti	[–]
k_f	Součinitel zahrnující další vlivy	[–]
l	Délka náboje	[mm]
M_{k1}	Točivý moment elektromotoru	[Nm]
M_{k2}	Točivý moment elektromotoru	[Nm]
M_{zv}	Moment pro zvedání břemene	[Nmm]
M_{kolo}	Požadovaný točivý moment na ose podávacího kola	[Nm]
M_{hh}	Točivý moment na hřídeli v ose kyvného mechanismu	[Nm]
M_{hok}	Točivý moment na hnáném ozubeném kole	[Nm]
M_{vp}	Nutný točivý moment na výstupu ze šnekové převodovky	[Nm]
M_{smsp}	Skutečný točivý moment na výstupu ze šnekové převodovky	[Nm]
M_{oxy}	Ohybový moment v místě drážky v rovině XY	[Nmm]
M_{oxz}	Ohybový moment v místě drážky v rovině XZ	[Nmm]
M_{omax}	Ohybový moment	[Nmm]
M_{kmax}	Kroutící moment	[Nmm]
$m_{obrobek}$	Hmotnost obrobku	[kg]
N	Normálová síla	[N]
n_1	Otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n_{hk}	Rychlost otáčení hnacího řetězového kola	[min ⁻¹]
n_{ok1}	Rychlost otáčení vstupní hřídele šnekové převodovky	[min ⁻¹]
n_{ok2}	Rychlost otáčení velkého ozubeného kola	[min ⁻¹]
n_{hh}	Rychlost otáčení hnací hřídele	[min ⁻¹]
$n_{šv1}$	Otáčky výstupu šnekové převodovky – 1. rychlost	[min ⁻¹]

n_{sv2}	Otáčky výstupu šnekové převodovky – 2.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{sv3}	Otáčky výstupu šnekové převodovky – 3.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{sv4}	Otáčky výstupu šnekové převodovky – 4.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{r1}	Otáčky na výstupu z převodu s ozubenými koly – 1.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{r2}	Otáčky na výstupu z převodu s ozubenými koly – 2.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{r3}	Otáčky na výstupu z převodu s ozubenými koly – 3.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{r4}	Otáčky na výstupu z převodu s ozubenými koly – 4.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{k1}	Otáčky podávacího kola – 1.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{k2}	Otáčky podávacího kola – 2.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{k3}	Otáčky podávacího kola – 3.rychlost	$[min^{-1}]$
n_{k4}	Otáčky podávacího kola – 4.rychlost	$[min^{-1}]$
$n_{vřeteno}$	Otáčky vřetene spodní frézky	$[min^{-1}]$
o_k	Obvod podávacího kola	$[m]$
o_{d1}	Obvod hnacího řetězového kola	$[m]$
o_{d2}	Obvod hnaného řetězového kola	$[m]$
P	Rozteč řetězu	$[mm]$
P_1	Výkon elektromotoru	$[W]$
P_2	Výkon elektromotoru	$[W]$
P_h	Stoupání lichoběžníkového rovnoramenného šroubu	$[mm]$
P_{motor}	Výkon elektromotoru spodní frézky	$[W]$
$P_{ř1}$	Výkon přenášený řetězovým převodem	$[W]$
$P_{ř2}$	Výkon přenášený řetězovým převodem	$[W]$
p_{dov}	Dovolený tlak na bocích drážky v náboji	$[MPa]$
R_e	Mez kluzu	$[MPa]$
R_m	Mez pevnosti	$[MPa]$
R_{AXY}	Síla ve vazbě A v rovině XY	$[N]$
R_{AXZ}	Síla ve vazbě A v rovině XZ	$[N]$
R_{BXY}	Síla ve vazbě B v rovině XY	$[N]$
R_{BXZ}	Síla ve vazbě B v rovině XZ	$[N]$
t_1	Hloubka drážky v náboji	$[mm]$
v_1	Posouvací rychlost 4 m.min ⁻¹	$[m \cdot min^{-1}]$
v_2	Posouvací rychlost 8 m.min ⁻¹	$[m \cdot min^{-1}]$
v_3	Posouvací rychlost 10 m.min ⁻¹	$[m \cdot min^{-1}]$
v_4	Posouvací rychlost 20 m.min ⁻¹	$[m \cdot min^{-1}]$
v_{1v}	Obvodová rychlost na podávacím kole – 1.rychlost	$[m \cdot min^{-1}]$
v_{2v}	Obvodová rychlost na podávacím kole – 2.rychlost	$[m \cdot min^{-1}]$
v_{3v}	Obvodová rychlost na podávacím kole – 3.rychlost	$[m \cdot min^{-1}]$

v_{4v}	Obvodová rychlost na podávacím kole – 4. rychlost	$[m \cdot min^{-1}]$
v_{ob}	Obvodová rychlost nástroje	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{d2}	Obvodová rychlost hnaného řetězového kola	$[m \cdot min^{-1}]$
$v_{ř1}$	Rychlost řetězu	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_{ř2}$	Rychlost řetězu	$[m \cdot s^{-1}]$
x	Počet článků řetězu v kyvném mechanismu	$[-]$
x_1	Počet článků řetězu – 1. část	$[-]$
x_2	Počet článků řetězu – 2. část	$[-]$
x_3	Počet článků řetězu – 3. část	$[-]$
$z_{ř1}$	Počet zubů hnacího řetězového kola	$[-]$
$z_{ř2}$	Počet zubů hnaného řetězového kola	$[-]$
$z_{ř3}$	Počet zubů řetězového kola	$[-]$
z_1	Počet zubů malého ozubeného kola	$[-]$
z_2	Počet zubů velkého ozubeného kola	$[-]$
ΔF_1	Rozdíl sil v napjaté a ochablé části řetězu	$[N]$
ΔF_2	Rozdíl sil v napjaté a ochablé části řetězu	$[N]$
β_o	Součinitel vrubu v ohybu	$[-]$
β_k	Součinitel vrubu v krutu	$[-]$
η_{sp}	Účinnost šnekové převodovky	$[-]$
ρ_l	Délková hmotnost řetězu	$[kg \cdot m^{-1}]$
σ_A, σ_a	Amplituda napětí	$[MPa]$
σ_M, σ_m	Střední napětí	$[MPa]$
σ_{tr}	Normálové napětí v ose šroubu	$[MPa]$
σ_{redtr}	Redukované napětí ve šroubu podle HMM	$[MPa]$
σ_{onom}	Nominální napětí v ohybu	$[MPa]$
σ_{omax}	Maximální napětí v ohybu	$[MPa]$
σ_{RED}	Redukované napětí podle HMM	$[MPa]$
σ_{co}	Mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace	$[MPa]$
σ'_{co}	Korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti	$[MPa]$
τ_{knom}	Nominální napětí v krutu	$[MPa]$
τ_{knom}	Maximální napětí v krutu	$[MPa]$
τ_{tr}	Smykové napětí ve šroubu od kroutícího momentu	$[MPa]$
ω_1	Úhlová rychlost hřídele elektromotoru	$[rad \cdot s^{-1}]$
ω_2	Úhlová rychlost hřídele elektromotoru	$[rad \cdot s^{-1}]$
ω_{r4}	Úhlová rychlost řetězových kol	$[rad \cdot s^{-1}]$

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Přídavný podavač materiálů	15
Obr. 2-1 Spodní frézka s přídavným podavačem materiálu [5]	18
Obr. 3-1 Podávací zařízení STEFF supersonic 3 [27].....	19
Obr. 3-2 Kaučukové kolo [12]	19
Obr. 3-3 Ocelové kolo [12]	19
Obr. 3-4 Stojan [28]	20
Obr. 3-5 IGM instalační deska pro podavače M3 a AF32 [1]	21
Obr. 3-6 MAGGI Odklápěcí patka [12].....	22
Obr. 4-1 Šnekové soukolí [32]	25
Obr. 4-2 Variátor [33]	25
Obr. 4-3 Pohybový šroub [34]	26
Obr. 4-4 Hřebenový převod [35].....	27
Obr. 5-1 Logo společnosti IGM [20]	29
Obr. 5-2 Logo společnosti FELDER GROUP [21]	29
Obr. 5-3 Logo společnosti MAGGI [22].....	29
Obr. 5-4 Podavač materiálu IGM M3 [5].....	30
Obr. 5-5 Podavač materiálu IGM DC40 EASY [6]	31
Obr. 5-6 Podavač FELDER S308 [8].....	32
Obr. 5-7 Podavač FELDER Variofeed 4 [9].....	33
Obr. 5-8 Podavač STEFF 2034 [12]	34
Obr. 5-9 Podavač STEFF 2068 [13]	35
Obr. 7-1 Návrh konstrukce podávacího zařízení.....	39
Obr. 7-2 Nosná plechová konstrukce	40
Obr. 7-3 Návrh uložení podávacích kol	41
Obr. 7-4 Řetězový rozvod točivého momentu	41
Obr. 7-5 Návrh konstrukce stojanu	42
Obr. 7-6 Upínací patka	42
Obr. 7-7 Pevný kloub	43
Obr. 7-8 Sada nastavitelných kloubů	44
Obr. 7-9 Zvedací mechanismus.....	44
Obr. 7-10 Posuvový mechanismus.....	45
Obr. 8-1 Rozbor sil.....	55
Obr. 8-2 Výsledné vnitřní účinky v hřídeli – rovina XY	58
Obr. 8-3 Výsledné vnitřní účinky v hřídeli – rovina XZ.....	59
Obr. 9-1 Maximální napětí von Mises	63
Obr. 9-2 Maximální deformace	64

SEZNAM TABULEK

Tab. 5-1 Parametry podavače IGM M3 [5].....	30
Tab. 5-2 Parametry podavače IGM DC40 EASY [6]	31
Tab. 5-3 Parametry podavače FELDER S308 [8].....	32
Tab. 5-4 Parametry podavače FELDER Variofeed 4 [9].....	33
Tab. 5-5 Parametry podavače STEFF 2034 [11]	34
Tab. 5-6 Parametry podavače STEFF 2068 [11], [13].....	35
Tab. 6-1 Tabulka hodnocení	37
Tab. 9-1 Pevnostní analýza stojanu.....	63

SEZNAM PŘÍLOH

Typ výkresu	Název výkresu	Číslo výkresu
Výkres sestavení	Přídavný podavač materiálu	A2-PPM-00
Výkres sestavení	Hnací hřídel	A3-PPM-01
Kusovník	Hnací hřídel	A4-PPM-01-K
Výkres součásti	Upínací patka	A3-PPM-02
Výkres odlitku	Upínací patka	A3-PPM-03
Výkres součásti	Plech 1	A3-PPM-04
Výkres sestavení	Nosná plechová konstrukce	A0-PPM-05
Výkres sestavení	Podávací zařízení	A1-PPM-06
Kusovník	Podávací zařízení	A4-PPM-06-K
Výkres sestavení	Uložení podávacího kola	A2-PPM-07
Kusovník	Uložení podávacího kola	A4-PPM-07-K