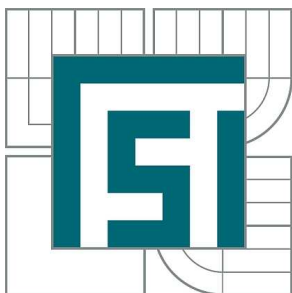


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

KONSTRUKČNÍ NÁVRH DRTIČE VĚTVÍ

DESIGN OF WOOD BRANCHES CRUSHER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ LABSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. TOMÁŠ NOVOTNÝ

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Labský

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

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

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

Konstrukční návrh drtiče větví

v anglickém jazyce:

Design of wood branches crusher

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem je provést konstrukční návrh drtiče větví (štěpkovače) poháněného traktorem ZETOR 3011. Student provede rešerši v oblasti štěpkovačů za traktor, na základě které zvolí technické parametry konstruovaného drtiče. Provede potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci štěpkovače v podobě 3D modelu.

Součástí diplomové práce bude výkres sestavy drtiče a výkresy vybraných (hlavních) součástí. Dále student provede základní technicko-ekonomické zhodnocení navrženého řešení a jeho analýzu rizik.

Cíle diplomové práce:

Rozsah diplomové práce:

- rešerše konstrukčních řešení drtičů větví;
- návrh konstrukce štěpkovače větví;
- konstrukční výpočty;
- 3D model navrženého štěpkovače větví;
- výkres sestavy, výkresy vybraných součástí;
- technicko-ekonomické zhodnocení navrženého řešení;
- analýza rizik navrženého konstrukčního řešení.

3D model navrženého štěpkovače větví včetně animace jeho pohyblivých součástí bude jednou z elektronických příloh diplomové práce.

Seznam odborné literatury:

Shigley, J. E.; Mischke, Ch. R.; Budynas, R. G.: Konstruování strojních součástí. Vysoké učení technické v Brně, VUTUM: 2010. ISBN 978-80-214-2629-0

Gandelová, L.; Horáček, P.; Šlezingerová, J.: Nauka o dřevě. MZLU Brno: 2004.

www stránky výrobců drtičů větví

www.infozdroje.cz

www.agronavigator.cz

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Novotný

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 29.11.2010

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je provést konstrukční návrh štěpkovače větví, připojovaného za traktor ZETOR 3011. V úvodu práce je popsáno k čemu štěpkovače slouží. První část práce obsahuje rešerši v oblasti štěpkovačů větví. Poté následuje popis vlastní konstrukce štěpkovače se základními konstrukčními výpočty. Součástí práce je 3D model navrženého stroje a výkresová dokumentace vybraných částí. Další část je věnována technicko-ekonomickému zhodnocení navrženého řešení. V poslední části práce je provedena analýza rizik projektu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Štěpkovač větví, diskový rotor, úhlová převodovka, mechanické podávání, rešerše

ABSTRACT

The aim of this master's thesis is to design of wood chipper connected to the tractor ZETOR 3011. In the introduction of this thesis it is described the general use of wood chippers. First part of thesis contains recherche from wood chippers' area. Then it is followed with the description of the own chipper design and with the basic design calculations. Part of the thesis is 3D model of the machine and drawing documentation of selected parts. Next part is given economic evaluation. In the last part of thesis is made analysis of risk.

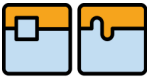
KEYWORDS

Wood chipper, disc rotor, bevel gear, mechanical feed, recherche

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

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LABSKÝ, J. *Konstrukční návrh drtiče větví*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 56 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Novotný

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

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Tomášovi Novotnému za cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu ve studiu.

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

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s využitím doporučené literatury a uvedených podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

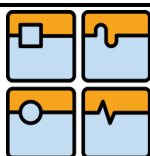
V Brně dne

.....
Bc. Jiří Labský

Obsah

1	Úvod	11
2	Rozdělení štěpkovačů	12
2.1	Rozdělení podle typu štěpkovacího mechanismu	12
2.1.1	Štěpkovací mechanismus diskový	12
2.1.2	Štěpkovací mechanismus bubnový	13
2.1.3	Štěpkovací mechanismus s konickou šroubovitou čepelí	13
2.1.4	Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli	14
2.2	Rozdělení podle typu pohonu	14
2.2.1	Poháněné traktozem	14
2.2.2	Poháněné spalovacím motorem	15
2.2.3	Poháněné elektromotorem	15
2.3	Rozdělení podle typu nosné konstrukce	16
2.3.1	Nesený	16
2.3.2	S vlastním podvozkem	16
2.3.3	Stacionární	16
2.4	Rozdělení podle typu podávacího ústrojí	16
2.4.1	Bez podávacího ústrojí	16
2.4.2	Se samočinným podávacím ústrojím	16
2.4.3	S poháněným podávacím mechanismem	16
3	Přehled strojů dostupných na trhu	17
3.1	Firma LASKI	17
3.1.1	Štěpkovací stroj LS 150T	17
3.1.2	Štěpkovací stroj LS 150 D	18
3.2	Firma Eschlböck	19
3.2.1	Štěpkovací stroje BIBER 7	19
3.3	Firma FARMI	20
3.3.1	Štěpkovací stroj CH180	20
3.4	Firma LAIMET	21
3.4.1	Štěpkovací stroj LAIMET HP-21	21
3.5	Firma TEKNAMOTOR	22
3.5.1	Skorpion 280 RB	22
4	Zhodnocení a výběr vhodného typu konstrukce	23
4.1	Štěpkovací mechanismus	23
4.2	Pohon štěpkovače	23
4.3	Nosná konstrukce štěpkovače	23

4.4	Podávací mechanismus štěpkovače	23
5	Návrh konstrukce štěpkovače větví	24
5.1	Výpočet řezných podmínek	25
5.1.1	Volba převodové skříně	26
5.2	Konstrukční výpočty sekacího mechanismu	26
5.2.1	Hlavní hřídel rotoru	27
5.2.2	Ložiska hlavního hřídele	29
5.3	Základní konstrukční výpočty podávacího mechanismu	31
5.3.1	Otáčky podávacích válců	32
5.3.2	Výpočet řetězového převodu podávacích válců	32
5.3.3	Výpočet řetězu vloženého převodu	34
5.3.4	Omezovač kroutícího momentu	35
5.3.5	Napínací řetězové kolo	36
5.3.6	Napínání řetězového převodu podávacích válců	36
5.3.7	Kontrola životnosti ložisek podávacího mechanismu	38
5.4	Doplňující prvky stroje	39
5.4.1	Podávací hubice	39
5.4.2	Krytování stroje	40
5.4.3	Zdvihová páka	40
5.4.4	Vyprazdňovací ústrojí	41
5.4.5	Protiostrčí	41
5.4.6	Odnímatelná horní skříň	42
6	Technicko-ekonomické zhodnocení	43
7	Analýza rizik	47
8	Závěr	49
9	Seznam použitých zdrojů	50
10	Seznam použitých symbolů a zkratek	51
11	Seznam obrázků	53
12	Seznam tabulek	54
13	Seznam příloh	54



1 ÚVOD

Nejen při těžbě dřeva, ale i při prořezávání porostů v parcích a kolem silničních komunikací vzniká velké množství dřevěného odpadu ve formě klestu. Klest je dřevěný odpad, jako jsou větve, vrcholky stromů a plevelové křoviny. Tento klest znemožňuje na vytěžené lesní ploše vysazení nového porostu, při probírkách kolem silničních komunikací a v parcích rovněž nemůže zůstat klest na místě, proto je třeba ho odstranit. Klest je velice členitý materiál a špatně se s ním manipuluje. Z tohoto důvodu se většinou nepřeváží a likviduje se na místě. Jednou z možností je pálení přímo na místě těžby či prořízky. Další způsob je zpracování klestu pomocí štěpkovačů.

Tyto stroje dezintegrují dřevní hmotu a vytváří z ní dřevní štěpku. Štěpkou se rozumí nakrácené a nasekané kusy dřeva o velikosti 5 – 50 mm. Štěpka v této formě se převáží a skladuje mnohem lépe než klest v přirozené formě. Tento zpracovaný klest je možno použít pro další účely, jako je získávání tepelné energie ve spalovacích kotlích, kompostování, jako povrchový materiál cest, k mulčování, případně se lisuje do pelet a briket. Štěpkovače jsou vyráběny v široké škále velikostí, typů a výkonů.



Obr. 1.1 - Štěpky(1)

Firmy zabývající se výrobou štěpkovačů větví jsou například:

- LASKI s.r.o.
- Eschlböck GmbH
- Bystroň s.r.o.
- FARMi Forest OY
- AMD Konstrukt s.r.o.
- Laitilan Metalli Laine Oy
- NHS Maskinfabrik A/S
- TEKNAMOTOR Sp. z o.o.

2 ROZDĚLENÍ ŠTĚPKOVAČŮ

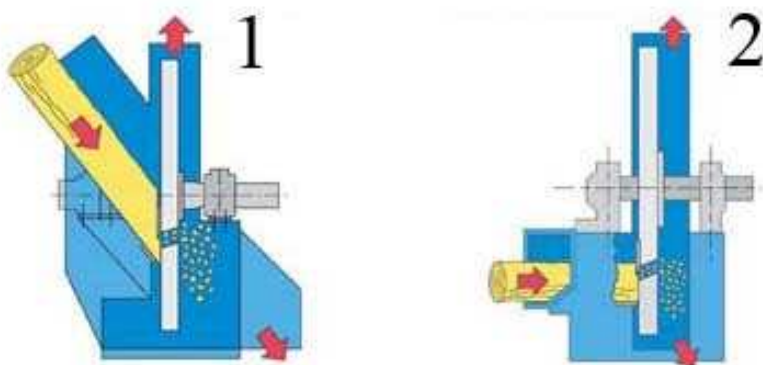
Na trhu jsou tyto stroje dostupné v různých konstrukčních typech a variantách. Štěpkovače se skládají z několika základních částí. Štěpkovací mechanismus zajišťuje rozrušení dřevní hmoty. Pohon dodává energii celému zařízení. Podávací mechanismus zajišťuje přísun materiálu ke štěpkovacímu ústrojí. Vyprazdňovací mechanismus odvádí štěpku od štěpkovacího ústrojí, aby nedocházelo k ucpávání stroje. A v neposlední řadě rám, na kterém jsou všechny tyto prvky osazeny.

Štěpkovače lze rozdělit z různých hledisek.

2.1 Rozdělení podle typu štěpkovacího mechanismu

2.1.1 Štěpkovací mechanismus diskový

Také se mu říká talířový či kolový mechanismus. Tento mechanismus je založen na principu rotujícího disku, který je na čele kolmo k ose rotace osazen dvěma až sedmi noži. Průměr takového disku se pohybuje v rozmezí od 500 – 2000 mm. Nože rotují proti pevnému ostří, díky čemuž je materiál odsekáván. Diskový štěpkovací mechanismus je většinou užit i jako vyprazdňovací, a to tak, že druhá strana rotoru je vybavena „lopatkami“, které rozsekaný materiál vymrští do vyprazdňovací trubice („výfuku“). Díky tomu je možné štěpku dopravit od štěpkovacího mechanismu přímo na vlečku. Tyto štěpkovače mají poměrně jednoduchou konstrukci. Používají se pro zpracování menších objemů těžebních zbytků. Mají menší hodinový výkon.



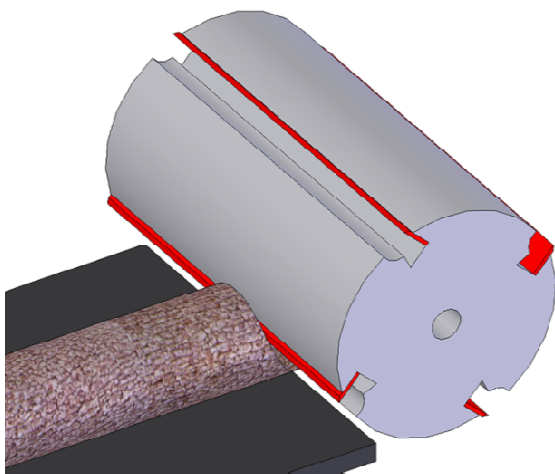
Obr. 2.1 – Diskový štěpkovací mechanismus (2)



Obr. 2.2 – Příklad konstrukcí diskových rotorů firmy BIBER (3)

2.1.2 Štěpkovací mechanismus bubnový

Zde se používá rotující buben, který má sekací nože uložené na svém obvodu. To znamená, že jsou připevněny rovnoběžně s osou rotace. Díky tomuto způsobu uložení délka nože neovlivňuje velikost průměru bubnu. To znamená, že se zvětšováním vstupního otvoru z důvodu průchodnosti materiálu o větším průměru se ještě nutně nemusí zvětšovat průměr rotujícího bubnu. Pokud se na stroji použije tento štěpkovací mechanismus, jsou dvě možnosti vyprazdňování. První způsob odvodu je nechat štěrky volně vypadávat vlastní tíhou pod stroj a odtud je dále odebírat. Druhou možností je zařazení vyprazdňovacího mechanismu za štěpkovací mechanismus. To umožní dopravu štěrky například do připravené vlečky.



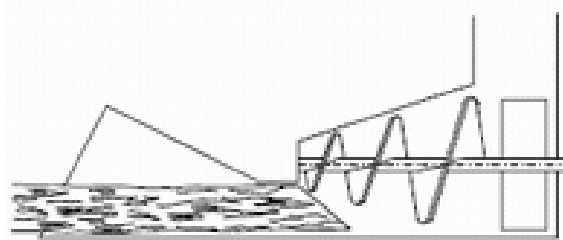
Obr. 2.3 – Bubnový štěpkovací mechanismus(4)



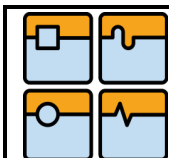
Obr. 2.4 – Příklad konstrukce bubnového rotoru(5)

2.1.3 Štěpkovací mechanismus s konickou šroubovitou čepelí

Pro tento mechanismus je charakteristický rotující šnek (závit), který má kónický tvar. Tento šroub rotuje nad pevným dnem. Šnek postupně vtahuje materiál a tím, jak se rozšiřuje, se zařezává hlouběji do materiálu. Tímto se materiálová struktura naruší. Na konci šneku dojde k přeražení materiálu.

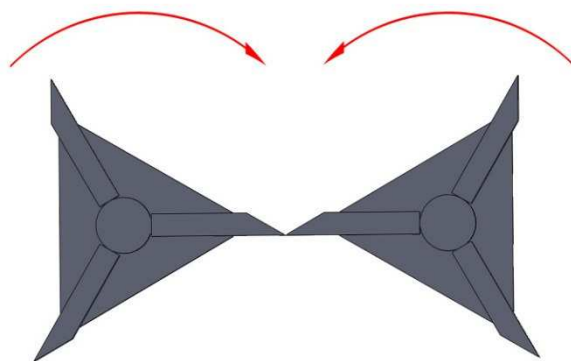


Obr. 2.5 – Štěpkovací mechanismus s konickou šroubovicí (6)



2.1.4 Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli

V tomto mechanismu pracují dvě hřídele, které se otáčejí v opačném smyslu vůči sobě. Na každé hřídeli je stejný počet nožů, které jsou na hřídelích umístěny radiálně. Hřídele jsou nastaveny tak, že ostří nožů se vždy setkává v jednom bodě. Tím dojde k přeseknutí materiálu. Tento mechanismus si materiál podává svým rotujícím pohybem samočinně.



Obr. 2.6 – Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli

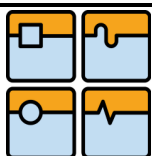
2.2 Rozdělení podle typu pohonu

2.2.1 Poháněné traktorem

Výkon je na štěpkovač přenášen z vývodového hřídele traktoru pomocí kardanového hřídele. Stroj s takto řešeným pohonem má zpravidla nižší hmotnost, jelikož nemusí být osazen pohonnou jednotkou. V tom případě ovšem musí traktor, za kterým je stroj veden, splňovat výkonové požadavky stroje.



Obr. 2.7 – Pohon kardanovým hřídelem (7)



2.2.2 Poháněné spalovacím motorem

Další možností je osadit štěpkovač vlastním spalovacím motorem. V tom případě se zvýší celková hmotnost stroje. Štěpkovače s vlastním motorem jsou tedy zpravidla montovány na vlastní podvozek.



Obr. 2.8 – Pohán vlastní spalovacím motorem (8)

2.2.3 Poháněné elektromotorem

Stroje poháněné elektromotorem mají pohonnou jednotku rovněž připevněnou přímo ke svému rámu. Elektromotory se osazují především stacionární štěpkovače, jelikož stroj musí ke své činnosti mít v blízkosti zdroj elektrické energie.



Obr. 2.9 – Poháněný elektromotorem (8)

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

2.3 Rozdělení podle typu nosné konstrukce

2.3.1 Nesený

Nesené štěpkovače jsou konstruované pro zavěšení na třibodový nosný systém traktoru. Takto konstruované štěpkovače mají omezenou velikost z důvodu své hmotnosti (traktor, za který se připojí, je musí unést)

2.3.2 S vlastním podvozkem

Štěpkovače s vlastním podvozkem se připojují na závěs traktoru, případně je možné je připojit i za závěs (kouli) u osobního automobilu. Na podvozek je možné namontovat vlastní pohonnou jednotku (například spalovací motor). Podvozek unese větší hmotnost, tudíž štěpkovače mohou být rozměrnější a mít větší výkon. Tyto podvozky mohou mít až tři nápravy. Dále mohou být osazeny doplňujícími atributy, jako například mechanická ruka, atd.

2.3.3 Stacionární

Stacionární štěpkovače se používají z velké části jako likvidátory zahradního odpadu, protože mají malý výkon. Tyto stroje se obtížně převážejí. Zpravidla jsou vybaveny elektrickým pohonem.

2.4 Rozdělení podle typu podávacího ústrojí

2.4.1 Bez podávacího ústrojí

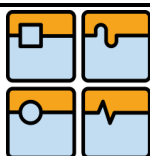
Nejjednodušší štěpkovače nejsou vybaveny podávacím ústrojím. Podávání materiálu je zajištěno pouze lidskou nebo tíhovou silou. Tento způsob je nejen náročný, ale i nebezpečný pro obsluhu. Narážením štěpkovacího mechanismu na materiál může dojít k vymrštění materiálu z hubice stroje nebo přimáčknutí ruky obsluhy k podávací hubici stroje. To může znamenat vážné poranění ruky.

2.4.2 Se samočinným podávacím ústrojím

Samočinné podávání má štěpkovač s konickou šroubovitou čepelí. Rotací tohoto mechanismu dochází k plynulému vtahování materiálu k štěpkovacímu mechanismu.

2.4.3 S poháněným podávacím mechanismem

Tyto mechanismy jsou zpravidla tvořeny dvěma podávacími válci. U štěpkovačů vyšších výkonů může být spodní válec nahrazen dopravníkem. Na ten může být materiál vkládán mechanickou rukou. Tyto mechanismy se pohánějí pomocí hydromotorů nebo mechanickým převodem od hřídele rotoru.



3 PŘEHLED STROJŮ DOSTUPNÝCH NA TRHU

3.1 Firma LASKI

Firma LASKI spol. s r.o. vznikla v roce 1992 jako obchodní organizace, zabývající se prodejem náhradních dílů na zemědělské stroje. (9)

3.1.1 Štěpkovací stroj LS 150T

Tento stroj je navržen pro zavěšení na třibodový závěsný systém traktoru. Poháněn je náhonem traktoru. Na řezné ústrojí je výkon přenášen pomocí kardanového hřídele a řemenového převodu. Konstrukce je umístěna na otočném zařízení, umožňujícím natočení násypky do požadovaného směru v rozsahu 180°. Podávání je zajištěno dvěma vodorovnými válci, které jsou samostatně poháněné hydromotory. Štěpkovač je opatřen antiblokovacím zařízením No-Stress. (9)



Obr. 3.1 – Štěpkovač LS 120T (9)

Tab. 1 – Parametry štěpkovače LS 120T

Specifikace	Maximální průměr materiálu	160 mm
	Výkonnost	7 – 12 m ³ /hod
	Hmotnost	778 kg
Řezací ústrojí	Průměr	560 mm
	Počet nožů	2
	Řezná rychlost	42 m/s
	Výkon PTO	30 – 50 HP
	Otáčky PTO	540 ot/min
Podávací ústrojí	Rozměr otvoru	290 x 220 mm
	Počet válců	2
	Rychlost podávání	12 – 40 m/min

3.1.2 Štěpkovací stroj LS 150 D

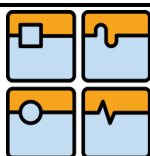
Tento stroj je navržen na vlastním podvozku, který je možno připojit nejen za traktor, ale i za osobní automobil. Dále je opatřen vlastním spalovacím čtyřtákním vzduchem chlazeným motorem. Stroj má možnost odpojení náhonu při startu kotouče a je rovněž vybaven antiblokovacím zařízením No-Stress. Na řezný kotouč je výkon přenášán pomocí řemenového převodu. Podávání zajištěno dvěma válci. (9)



Obr. 3.2 – Štěpkovač LS 150 D (9)

Tab. 2 – Parametry štěpkovače LS 150 D

Specifikace	Maximální průměr materiálu	150 mm
	Výkonnost	7 – 12 m ³ /hod
	Celková hmotnost	1100 kg
Řezací ústrojí	Průměr	560 mm
	Počet nožů	2
	Řezná rychlost	42 m/s
Podávací ústrojí	Rozměr otvoru	290 x 220 mm
	Počet válců	2
	Rychlost podávání	12 – 40 m/min
Motor	Výkon	21KW při 3000 ot/min
	Palivo	Nafta
	Spotřeba paliva	4,9 l/hod



3.2 Firma Eschlböck

V České republice je výhradním zástupcem této rakouské společnosti pro prodej mobilních štěpkovacích strojů firma BIBER s.r.o. Štěpkovací stroje řady BIBER 2 mají nižší výkonnost. Stroje řady BIBER 3, 5 a 7 zastupují střední výkonnostní skupinu. Vysokou výkonnost mají stroje řady BIBER 70, 80 a 90, tyto jsou vybaveny i mechanickou rukou.(3)

3.2.1 Štěpkovací stroje BIBER 7

Tyto stroje jsou robustní, spolehlivé a mají vysoký výkon. Štěpkovač má vlastní jednoosý podvozek a naháněn je kardanovým hřídelem z traktoru. Sekání materiálů je zajištěno bubnovým systémem. Bubnová sekačka se svým necitlivým sekáním dovoluje zpracovávat i silně znečištěné odpady ze dřeva jako např. dřevo z demolic, odpady z pilařských provozů, palety, bedny, kůru apod. Přenos výkonu na sekací buben je řešen řemenovým převodem, který tlumí nárazy při sekání. Bezobslužné plně hydraulické podávání je tvořeno horním podávacím válcem a spodním krátkým dopravníkem, který umožňuje nejjednodušší posouvání i krátkých kusů. (3)



Obr. 3.3 – Štěpkovač BIBER 7 (3)

Tab. 3 – Parametry štěpkovače BIBER 7

Specifikace	Maximální průměr materiálu	350 mm
	Výkonnost	15 – 20 m ³ /hod
	Hmotnost	2950 kg
Řezací ústrojí	Průměr	560 mm
	Počet nožů	8
	Výkon PTO	min 44 KW
	Otáčky PTO	1000 ot/min
Podávací ústrojí	Rozměr otvoru	560 x 350 mm
	Počet válců	1+dopravník

3.3 Firma FARMÍ

FARMÍ je finská společnost založena v roce 1962. Jako jedna z prvních firem se zabývala vývojem lesní techniky, montované na zemědělské traktory. Firma vyrábí štěpkovací stroje všech výkonnostních kategorií.(10)

3.3.1 Štěpkovací stroj CH180

Stroj je navržen pro třibodový nosný systém. Je vybaven dvojitým diskem a dvounožovým rotorem s nastavitelnou velikostí štěrky. Štěpkovač s typovým označením CH 180 F není vybaven automatickým podáváním. Přísun materiálu je zajištěn pouze silou lidské ruky, která vkládá větve do stroje. Oproti tomu stroj CH 180 HF má zajištěno hydraulické podávání. (10)



Obr. 3.4 – Štěpkovač FARMÍ CH 180 F (10)

Tab. 4 – Parametry štěpkovače FARMÍ CH180

Specifikace	Maximální průměr materiálu	180 mm
	Výkonnost	5 -15 m ³ /hod
	Hmotnost	380 kg
Řezací ústrojí	Počet nožů	2
	Řezná rychlost	42 m/s
	Výkon PTO	30 - 70 KW
	Otáčky PTO	540 - 1000 ot/min
Podávací ústrojí	Rozměr otvoru	220 x 180 mm
	Počet válců	2
	Rychlost podávání	12 – 40 m/min

3.4 Firma LAIMET

LAIMET je finská společnost založena v roce 1973, zabývající se výrobou strojů pro zpracování dřeva.

3.4.1 Štěpkovací stroj LAIMET HP-21

Tento stroj štěpkuje dřevo pomocí konické šroubovitě čepele, která zajišťuje stále stejnou kvalitu štěrky. Tento systém sekání zároveň plní podávací funkci, takže není nutné podávací zařízení. Štěpkovač je navržen pro tříbodový závěsný systém traktoru a výkon je na něho přenášen z traktoru pomocí kardanového hřídele. (5)



Obr. 3.5 – Štěpkovač LAIMET HP-21 (5)

Tab. 5 – Parametry štěpkovače LAIMET HP-21

Specifikace	Maximální průměr materiálu	170 mm
	Výkonnost	20 - 40 m ³ /hod
	Hmotnost	1000 kg
Řezací ústrojí	Počet nožů	Konická šroubovitá čepel
	Výkon PTO	60 – 80 KW
	Otáčky PTO	540 - 1000 ot/min
Podávací ústrojí	Rozměr otvoru	210 -315 mm
	Počet válců	Konická šroubovice
	Rychlost podávání	0,4 – 0,8 m/s

3.5 Firma TEKNAMOTOR

Polská firma TEKNAMOTOR se zabývá výrobou štěpkovacích strojů od roku 1992.

3.5.1 Skorpion 280 RB

Štěpkovač Skorpion 280 RB je navržen pro připojení na třibodový závěsný systém. Je zde použit bubnový sekací systém s dvěma až třemi noži. Pro pohon je využit vývodový hřídel traktoru. Podávací ústrojí je poháněno vlastním hydraulickým okruhem. Pro přesun štěrky slouží přidružený ventilátor. (11)



Obr. 3.6 – Štěpkovací stroj SKORPION 280 RB (11)

Tab. 6 – Parametry štěpkovače SKORPION 280 RB

Specifikace	Maximální průměr materiálu	140 mm
	Výkonnost	8 m ³ /hod
	Hmotnost	860 kg
Řezací ústrojí	Průměr	420 mm
	Počet nožů	2/3
	Výkon PTO	60 HP
	Otáčky PTO	540 ot/min
Podávací ústrojí	Rozměr otvoru	285 x 165 mm
	Počet válců	2
	Rychlost podávání	m/min

4 ZHODNOCENÍ A VÝBĚR VHODNÉHO TYPU KONSTRUKCE

4.1 Štěpkovací mechanismus

Mechanismus s konickou šroubovitou čepelí je konstrukčně relativně jednoduchý tím, že není zapotřebí samostatného podávacího mechanismu. Má však má vyšší nároky na výkon poháněcího stroje, jelikož zde dochází k velkému tření mezi šroubovicí a zpracovávaným materiálem. Bubnový mechanismus je složitější konstrukce a užívá se převážně pro vyšší výkonnostní kategorie. Hřídel s protiběžnými hřídeli má jednoduchou konstrukci, avšak zpracovává materiál menších průměrů a vzniklá štěrpková má větší délku (kolem 70 mm). Diskový mechanismus se proto jeví pro požadovaný účel jako nejvhodnější. Konstrukce mechanismu je jednoduchá a dostačující pro potřebný výkon.

4.2 Pohon štěpkovače

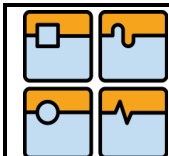
V zadání je dáno, že štěpkovač je konstruován pro traktor. Proto je výhodné použít vývodový hřídel traktoru pro pohon štěpkovače. Osazovat stroj vlastním spalovacím motorem by bylo nákladné a zbytečně by tak stoupla výsledná cena stroje.

4.3 Nosná konstrukce štěpkovače

Již z požadavku mobility štěpkovače odpadá možnost stacionární nosné konstrukce. Konstrukce s vlastním podvozkem je možná, ale konstrukčně složitější a ekonomicky nevýhodná. Odhadovaná velikost štěpkovacího mechanismu však dovolí užít konstrukci pro tříbodový nosný systém traktoru. Tato je finančně nenáročná a konstrukčně jednoduchá.

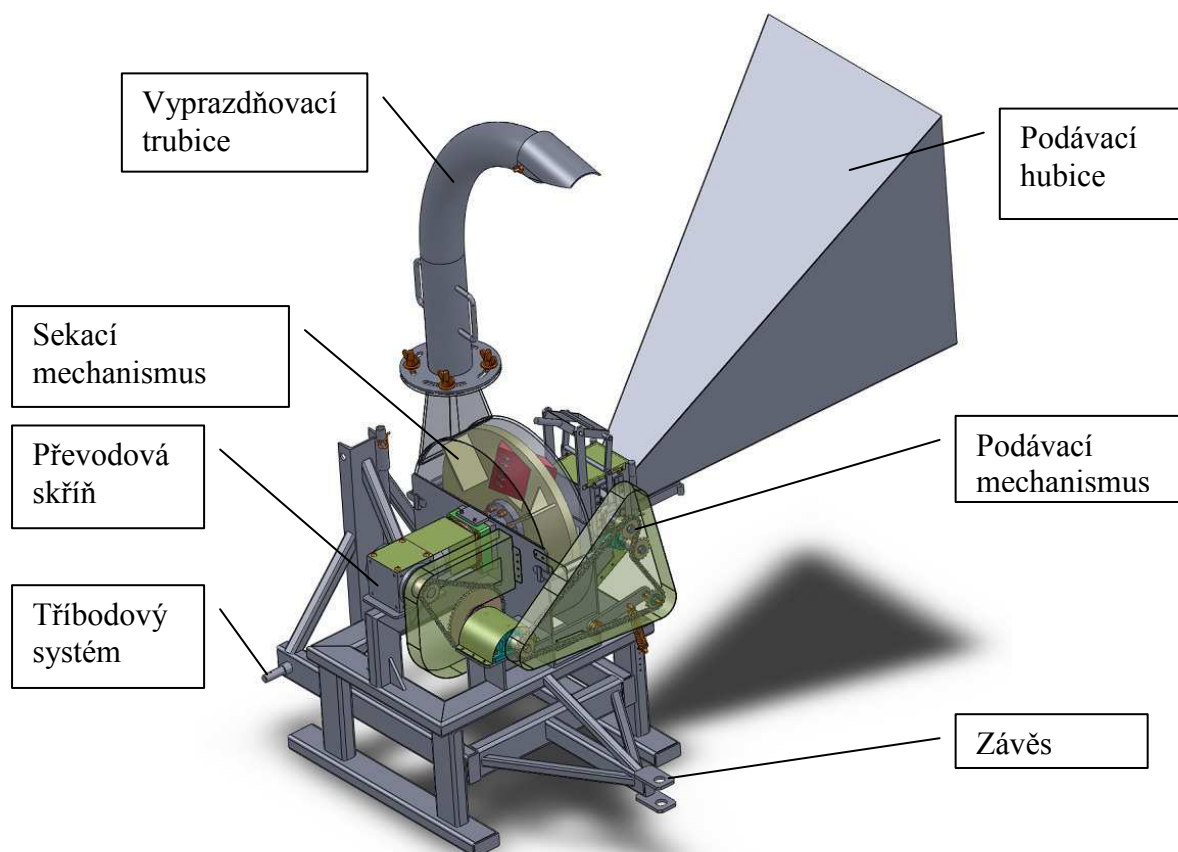
4.4 Podávací mechanismus štěpkovače

Přibližný zpracovatelný průměr stroje je 80mm. Stroj nebude vybaven mechanickou rukou, ale do podávací hubice bude materiál obsluha vkládat ručně. Proto nejvhodnější bude použít dvou podávacích válců. Pohon válců je volen mechanicky (řetězovým převodem). Při použití hydraulického pohonu je nebezpečí ekologického znečištění. Při případné poruše se mechanický převod na místě opraví snáze, než hydraulický okruh.



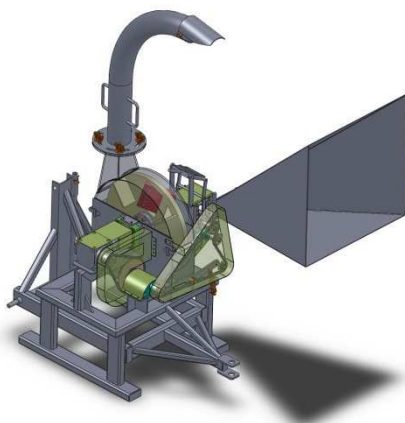
5 NÁVRH KONSTRUKCE ŠTĚPKOVAČE VĚTVÍ

Stroj je navržen pro tříbodový závěsný systém traktoru. Poháněn je přes kardanový hřídel z vývodového hřídele traktoru. Je vybaven podávacím mechanismem, poháněným řetězovým převodem. Stroj má možnost připojení vozíku, do kterého přímo odchází štěpky. To znamená, že stačí jeden tažný stroj pro štěpkovač i vozík.



Obr. 5.1 – Popis štěpkovače

Štěpkovač má sklápěcí podávací hubici, aby se snížila jeho šířka a zvýšila se tak mobilita stroje.



Obr. 5.2 – Štěpkovač v převozní poloze

5.1 Výpočet řezných podmínek

Parametry poháněcího stroje:

Traktor ZETOR 3011

$P=30 \text{ HP} = 22,4 \text{ KW} = 22400 \text{ W}$

$n_{\text{PTO}}=540 \text{ ot/min}$

Maximální průměr zpracovatelného materiálu:

$d_{\text{materiálu}} = 80 \text{ mm}$

Mez pevnosti ve smyku tvrdého dřeva

$\tau_{\text{materialu}} = 3 \text{ MPa}$

Zvolené parametry rotoru

$d_{\text{rotoru}} = 600 \text{ mm}$

$h_{\text{rotoru}} = 30 \text{ mm}$

materiál: 11 373 $\Rightarrow \rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Průřez materiálu (větve)

$$S = \frac{\pi \cdot d_{\text{materiálu}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5026,55 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

Síla potřebná pro ustřížení materiálu

$$\tau_{\text{materialu}} = \frac{F}{S} \Rightarrow F = \tau_{\text{materialu}} \cdot S = 3 \cdot 5026,55 = 15079,65 \text{ N} \quad (2)$$

Potřebná energie na useknutí materiálu na 1 otáčku (l-dráha – zde použit průměr materiálu)

Rotor má dva nože, proto je energie potřebná na useknutí jednoho průměru vynásobena dvěma

$$E_s = 2 \cdot F \cdot l = 2 \cdot 15079,65 \cdot 0,08 = 2412,74 \text{ J} \quad (3)$$

Z výkonu stroje a potřebné energie na useknutí se vypočítají potřebné otáčky rotoru štěpkovače.

$$P = \frac{E_s}{t} \Rightarrow t = \frac{E_s}{P} = \frac{2412,74}{22400} = 0,1077 \text{ s} \quad (4)$$

$$n'_{\text{rotoru}} = \frac{1}{t} = \frac{1}{0,1077} = 9,284 \cdot 10^{-3} \text{ ot/s} \Rightarrow 557 \text{ ot/min} \quad (5)$$

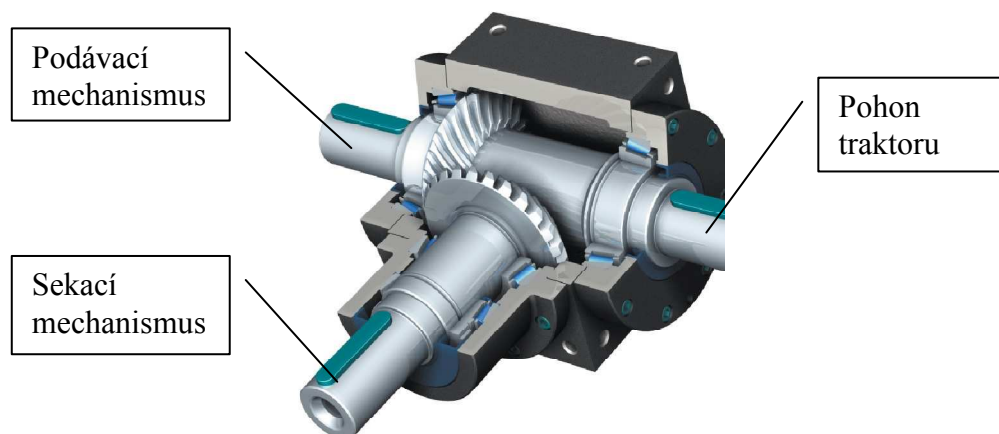
Vývodový hřídel traktoru má otáčky 540 ot/min, což je velice blízké spočítaným otáčkám. Proto se použije převod 1:1 a rotor bude mít 540 ot/min.

$$n_{\text{rotoru}} = 540 \text{ ot/min} \quad (6)$$

5.1.1 Volba převodové skříně

Na základě vypočteného potřebného převodu 1 : 1 je vybrána úhlová převodová skříň. Ta musí přenést požadovaný výkon stroje. Skříň má tři hřídele. Na první hřídel se připojí pohon traktoru, druhý je spojen se sekacím mechanismem stroje a třetí zajistí pohon podávacího mechanismu.

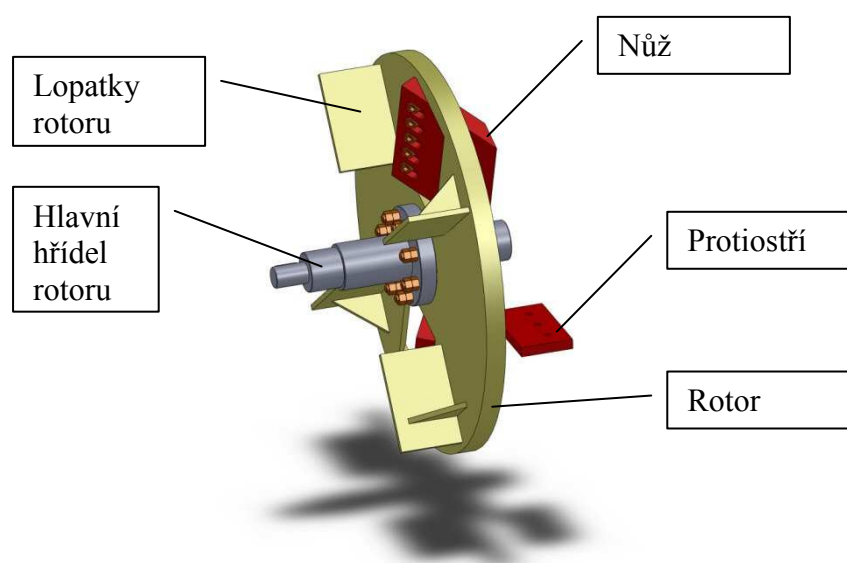
Vybrána je převodová skříň od firmy GRAESSNER s typovým označením P140L.



Obr. 5.3 – Převodová skříň GRAESSNER P140L (12)

5.2 Konstrukční výpočty sekacího mechanismu

Sekací mechanismus se skládá z hlavního hřídele rotoru, rotoru a nožů. Na rotoru jsou připevněny dva nože. Díky jejich oválným drážkám pro šrouby je možno seřizovat vůli mezi noži a protiostrí. Na spodní skřini je připevněno protiostrí. Při každé půlotáčce tedy dojde k useknutí vloženého materiálu. Rotor je dále vybaven lopatkami, které vymršťují vzniklou štěpku do vyprazdňovací trubice.

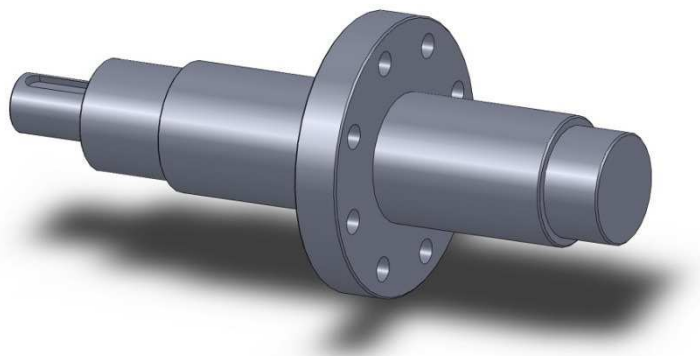


Obr. 5.4 – Sekací mechanismus

5.2.1 Hlavní hřídel rotoru

Hlavní hřídel rotoru přenáší výkon z převodové skříně na rotor. Hřídel je uložen rotačně pomocí dvou kuželíkových ložisek s typovým označením SKF 33112. Ty jsou uchyceny pomocí dvou domků, přišroubovaných ke spodní skříni. K převodové skříni je hřídel na jednom konci připojen přírubovou spojkou, krouticí moment přenáší těsné pero. S rotorem je spojen osmi šrouby. Materiál hřídele volen 11 523.

Dovolené napětí v ohybu pro ocel 11 523: $\sigma_{DO} = 85 \text{ MPa}$ (13)

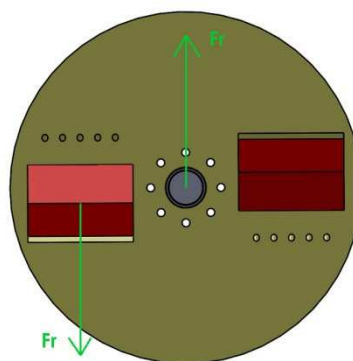


Obr. 5.5 – Hlavní hřídel rotoru

Hřídel je namáhán na ohyb a krut.
Krouticí moment přenášený hřídelem.

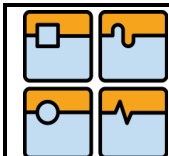
$$M_k = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{rotoru}} = \frac{22400 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 540} = 396,11 \text{ Nm} \quad (7)$$

Při nárazu nože na dřevěný materiál vzniká v hřídeli ohybová síla, která je rovna síle potřebné k useknutí materiálu, jelikož síla na noži netvoří silovou dvojici.



Obr. 5.6 – Ohybové zatížení od rotoru

$$F_r = F = 15079,65 \text{ N} \quad (8)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet reakčních sil v podporách.

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_a - F_r + R_b = 0 \quad (9)$$

$$R_a = F_r - R_b \quad (10)$$

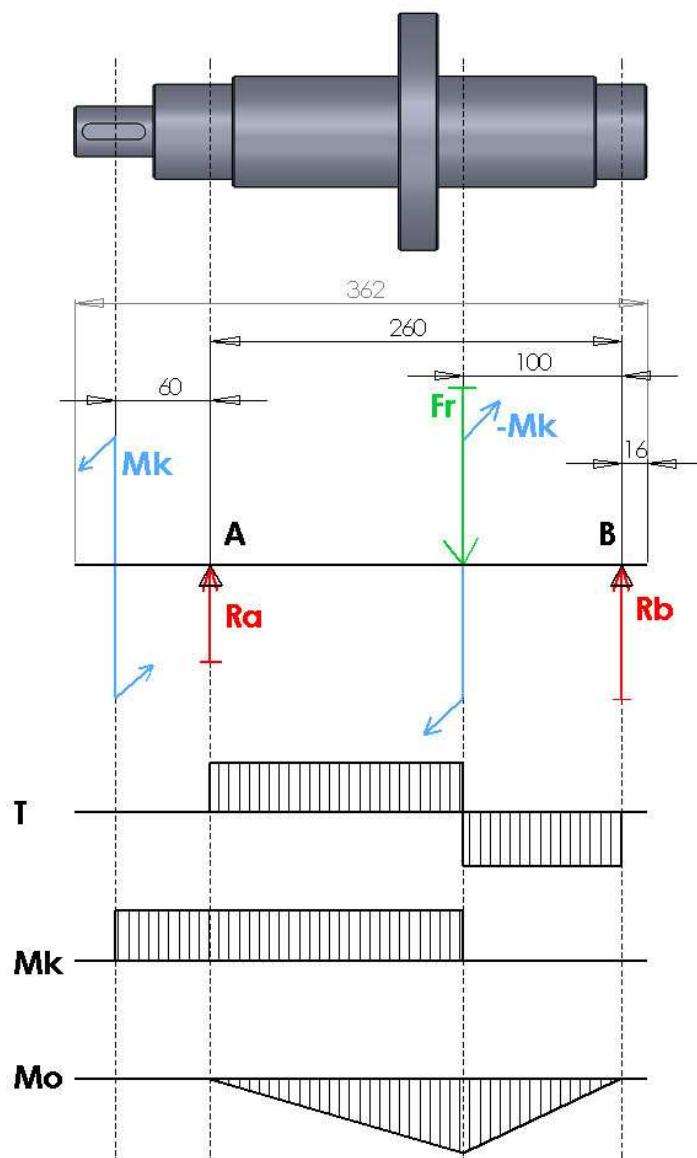
$$\sum M_{oA} = 0 \Rightarrow -F_r \cdot 160 + R_b \cdot 260 = 0 \quad (11)$$

$$R_b = \frac{F_r \cdot 160}{260} = \frac{15079,65 \cdot 160}{260} = 9279,78 \text{ N} \quad (12)$$

$$R_a = 15079,65 - 9279,78 = 5799,87 \text{ N} \quad (13)$$

Maximální ohybový moment se nachází v místě působení síly F_r

$$M_{oMAX} = R_b \cdot 100 = 9279,78 \cdot 100 = 927978 \text{ Nmm} \quad (14)$$



Obr. 5.7 – Průběh zatížení na hřídeli

Redukovaný moment

$$M_{red} = \sqrt{M_{oMAX}^2 + 0,75 \cdot M_k^2} = \sqrt{927978^2 + 0,75 \cdot 396110^2} = 989353,59 \text{ Nmm} \quad (15)$$

Modul průřezu

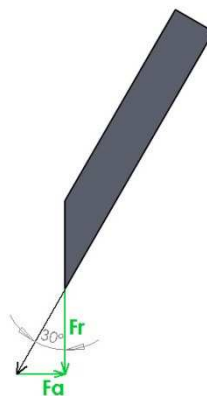
$$\sigma_{DO} = \frac{M_{red}}{W_o} \Rightarrow W_o = \frac{M_{red}}{\sigma_{DO}} = \frac{989353,59}{85} = 11639,45 \text{ mm}^3 \quad (16)$$

Minimální průměr hřídele

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{W_o \cdot 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{11639,45 \cdot 32}{\pi}} = 49,13 \text{ mm} \quad (17)$$

5.2.2 Ložiska hlavního hřídele

Ložiska hlavního hřídele jsou namáhána reakčními silami R_a a R_b v podporách A a B. Tyto síly působí v radiálním směru. Díky tvaru ostří však mohou být namáhány i silou axiální.



Obr. 5.8 – Rozložení sil na ostří nože

Axiální síla

$$\tan 30^\circ = \frac{F_a}{F_r} \Rightarrow F_a = F_r \cdot \tan 30^\circ = 15079,65 \cdot \tan 30^\circ = 8706,24 \text{ N} \quad (18)$$

Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení ložiska

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (19)$$

Určení součinitelů X a Y z ST (13)

X=1, Y=0

$$P_r = 1 \cdot 15079,65 + 0 \cdot 8706,24 = 15079,65 \text{ N} \quad (20)$$

Ze základní trvanlivosti ložiska se určí základní požadovaná dynamická únosnost ložiska.
Základní trvanlivost ložiska $L = 25\,000$ h.

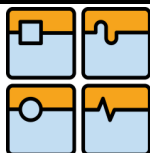
$$L = \left(\frac{C_d}{P_r}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \Rightarrow \quad (21)$$

$$C_d = P_r \cdot \left(\frac{L \cdot 60 \cdot n}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}} = 15079,65 \cdot \left(\frac{25000 \cdot 60 \cdot 540}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}} = 112444,12 \text{ N} \quad (22)$$

Ze základní požadované dynamické únosnosti bylo zvoleno kuželíkové ložisko SKF 33112.

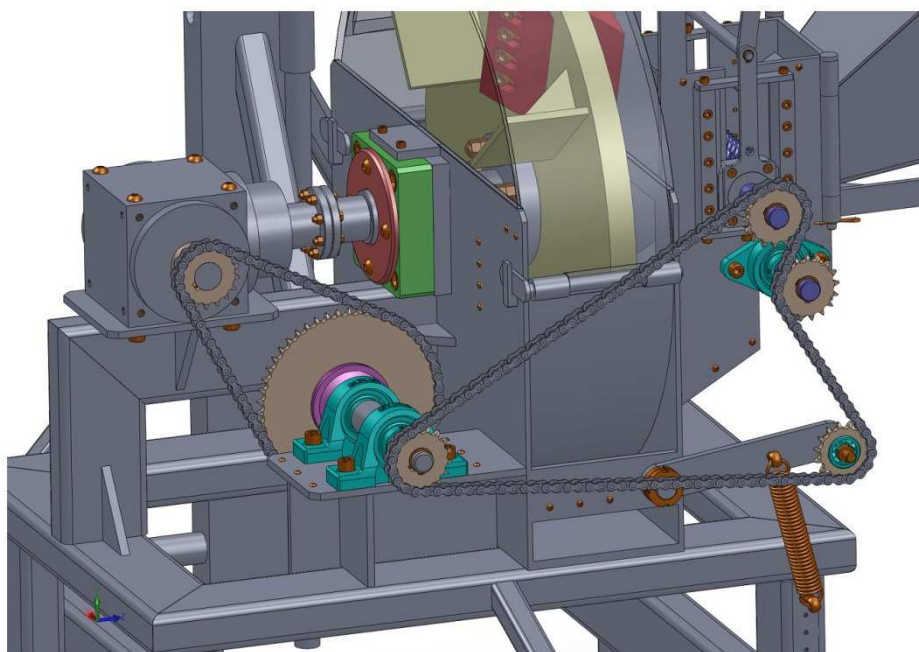


Obr. 5.9 – Ložisko SKF 33112



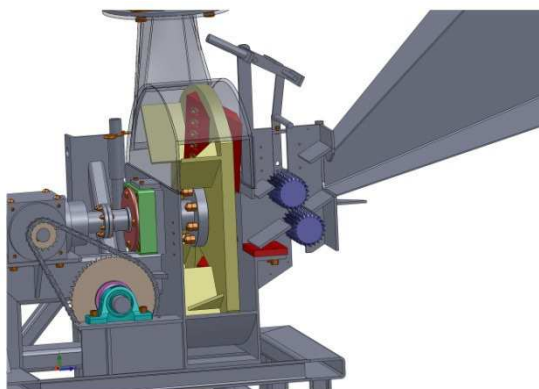
5.3 Základní konstrukční výpočty podávacího mechanismu

Podávací mechanismus je tvořen dvěma válci, na kterých jsou vyfrézovány zuby, aby nedocházelo ke snadnému prokluzování po materiálu. Spodní válec má možnost pouze rotovat. Avšak hornímu válci je umožněn i vertikální pohyb. Tím je zajištěno podávání i při různých průměrech materiálu. Tyto podávací válce jsou poháněny řetězovým převodem. Napínání řetězu při pohybu horního válce zajišťuje páka s řetězovým kolem pomocí pružiny. Převod však není spojen přímo s válcem, jelikož otáčky podávacích válců musí být pomalejší než otáčky rotoru. Při přímém převodu by tedy řetězová kola měla velký průměr, což je z prostorového hlediska nemožné. Proto je mezi převodem podávání a převodovou skříní umístěn vložený hřídel, který zajišťuje potřebný převod. V převodu z hřídele na převodovou skříní je použit nastavitelný omezovač kroutícího momentu.



Obr. 5.10 – Podávací mechanismus

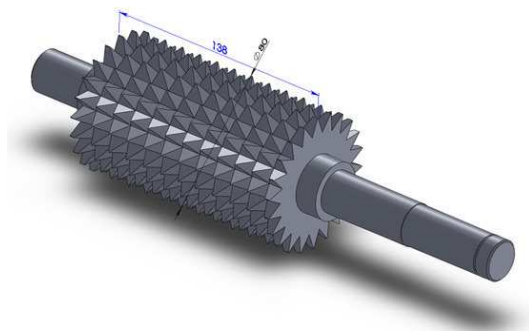
Podávání je navrženo pro šikmý přísun materiálu k rotoru z důvodu snížení sil, potřebných na jeho useknutí.



Obr. 5.11 – Šikmé podávání materiálu

5.3.1 Otáčky podávacích válců

Podávací válec se musí otáčet právě takovou rychlostí, aby při jedné otáčce rotoru došlo k posunutí materiálu o dvojnásobnou velikost požadované štěpky.



Obr. 5.12 – Podávací válec

Požadovaná velikost štěpky: $l = 40 \text{ mm}$

Průměr podávacích válců: $d = 80 \text{ mm}$

Obvod podávacího válce:

$$o_v = \pi \cdot d = \pi \cdot 80 = 251,33 \text{ mm} \quad (23)$$

To znamená, že válec o průměru 80 mm posune na jednu svou otáčku materiál o 251,33 mm.

$$n_v = \frac{o_v}{2 \cdot l} = \frac{251,33}{2 \cdot 40} = 3,14 \text{ otáček rotoru na 1 otáčku podávacího válce} \quad (24)$$

Převodový poměr

$$i = \frac{1}{3,14} \doteq \frac{1}{3} \quad (25)$$

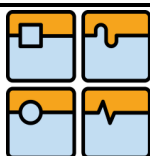
5.3.2 Výpočet řetězového převodu podávacích válců

Podávací válce v podstatě nahrazují přísun materiálu lidskou silou, proto se od nich požaduje, aby tuto sílu nahradily. Všeobecně člověk vyvine rukou sílu přibližně sílu 300 N.

Moment na podávacím válci

$$M_{pod} = F_{pod} \cdot \frac{d}{2} = 300 \cdot \frac{80}{2} = 12000 \text{ Nm} \quad (26)$$

Jelikož řetězová kola musí mít průměr přibližně stejný jako podávací válce, bude tažná síla řetězu přibližně stejná jako podávací síla.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Řetězy se vybírají podle síly při přetržení F_{Pt}

Součinitel bezpečnosti pro válečkové řetězy je $k = 7$

$F_{\check{R}} = 300 \text{ N}$

$$k = \frac{F_{Pt}}{F_{\check{R}}} \Rightarrow F_{PtMIN} = k \cdot F_{\check{R}} = 7 \cdot 300 = 2100 \text{ N} \quad (27)$$

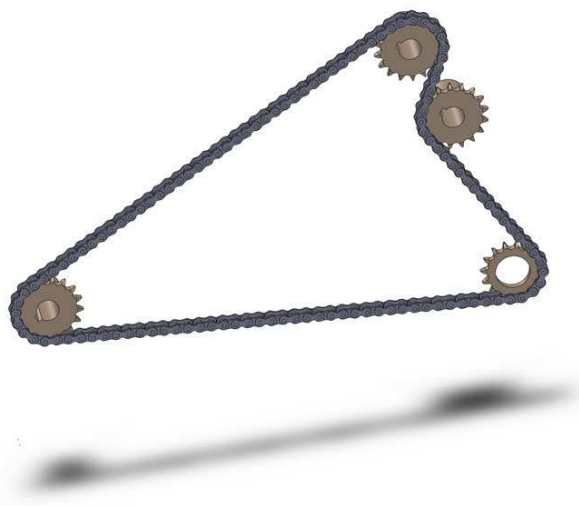
Dle normy ČSN 02 3311 vybrán válečkový řetěz 08 B. Při volbě bylo přihlédnuto nejen k síle přetržení řetězu, ale i k rozměrovým vlastnostem.

Parametry zvoleného řetězu (13):

Rozteč článku $P_{\check{c}} = 12,7 \text{ mm}$

Průměr válečku $d = 8,51 \text{ mm}$

Síla přetržení $F_{Pt} = 17,8 \text{ KN}$



Obr. 5.13 – Řetěz podávacích válců

Přepočet tažné síly v řetězu podle reálných rozměrů řetězového kola.

Počet zubů řetězového kola volen $z = 17$ zubů.

Průměr roztečné kružnice

$$D_t = \frac{P_{\check{c}}}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{17}} = 69,12 \text{ mm} \quad (28)$$

Skutečná tažná síla v řetězu

$$F_{\check{R}sk} = \frac{M_{pod}}{\frac{D_t}{2}} = \frac{12000}{\frac{69,12}{2}} = 347,22 \text{ N} \quad (29)$$

Rozdíl skutečné síly a síly počáteční je vzhledem ke zvolenému řetězu zanedbatelná. Proto není třeba předchozí výpočet opakovat.

5.3.3 Výpočet řetězu vloženého převodu

Vložený převod dodává požadované otáčky vloženému hřídeli. Ty je pak možné využít pro podávací převod v poměru 1 : 1. Převodový poměr vloženého převodu je 1 : 3. Jedná se o převod „do pomala“, tudíž menší kolo je umístěno na převodové skříní a větší kolo na vloženém hřídeli.

Na převodu je použit stejný válečkový řetěz jako na převodu podávacích válců.

Počet zubů malého kola volen $z_1 = 17$ zubů

Počet zubů velkého kola získán z převodového poměru

$$i = \frac{z_1}{z_2} \Rightarrow z_2 = \frac{z_1}{i} = \frac{17}{\frac{1}{3}} = 51 \text{ zubů} \quad (30)$$

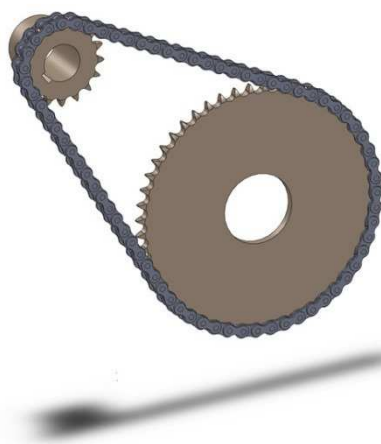
Výpočtový průměr velkého řetězového kola

$$D_t = \frac{P_{\check{c}}}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{51}} = 206,3 \text{ mm} \quad (31)$$

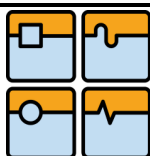
Tažná síla v řetězu

$$F_{\check{R}} = \frac{M_{pod}}{\frac{D_t}{2}} = \frac{12000}{\frac{206,3}{2}} = 116,34 \text{ N} \quad (32)$$

Tažná síla v tomto řetězu je menší než v řetězu podávacích válců. Proto není potřeba dalších výpočtů.

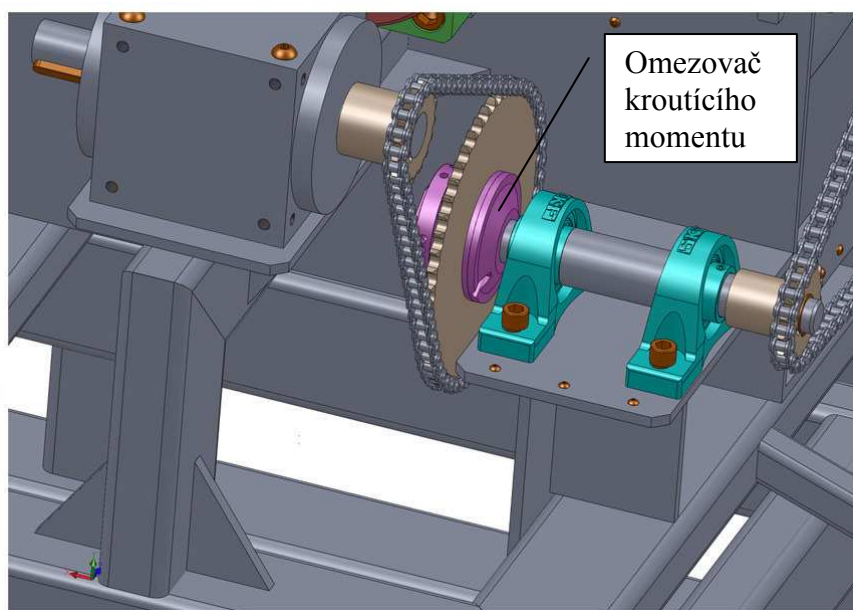


Obr. 5.14 – Vložený převod



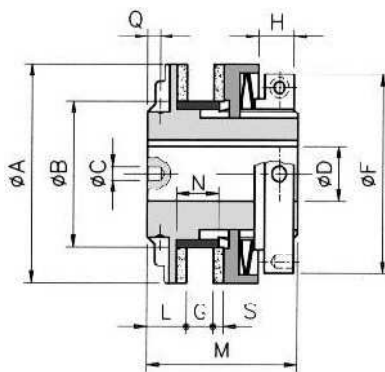
5.3.4 Omezovač kroutícího momentu

Krouticí moment z vloženého hřídele na velké řetězové kolo je přenášén pomocí omezovače kroutícího momentu s možností nastavení velikosti přenášeného momentu. Slouží zde jako pojistka, aby nedošlo k přetržení řetězu.



Obr. 5.15 – Umístění omezovače kroutícího momentu

Vybrán byl omezovač kroutícího momentu od firmy COMINTEC s typovým označením DF 2.90 A2G2. Jedná se o omezovač s třecím principem. Velikost přenášeného momentu se nastavuje pomocí přitlačení třecího podložky přes talířové pružiny.



Obr. 5.16 – Omezovač kroutícího momentu Comintec DF 2.90 A2G2(14)

5.3.5 Napínací řetězové kolo

Napínací řetězové kolo je rotačně uloženo pomocí kuličkového ložiska na šroubu, který je ke spodní skříni připevněn pomocí páky vlastní konstrukce. Tento mechanismus je od firmy RESATEC.

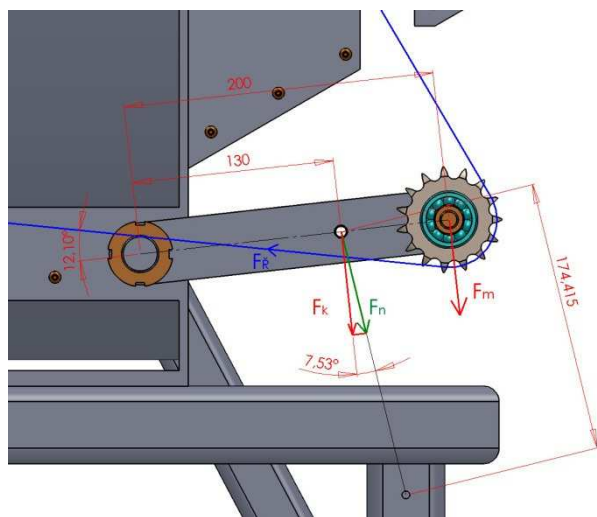


Obr. 5.17 – Napínací řetězové kolo KS 1/2" x 5/16" – M12 Z15 Simplex(14)

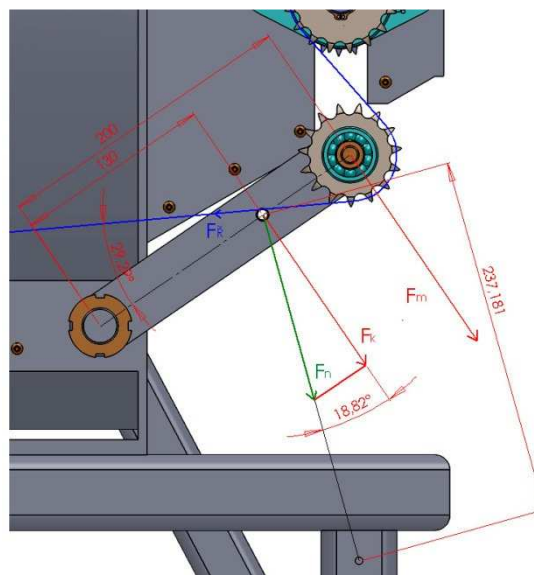
5.3.6 Napínání řetězového převodu podávacích válců

Napínání převodu zajišťuje tažná šroubovitá pružina připevněná ke spodní skříni a napínací páce.

Parametry pro výpočet požadavků na pružinu se odečetli ze softwaru SOLIDWORKS 2010.



Obr. 5.18 – Napínací minimum



Obr. 5.19 – Napínací maximum

Spodní poloha označena číslem 1, horní poloha označena číslem 2.

Délka pružiny: $l_1 = 174,42 \text{ mm}$

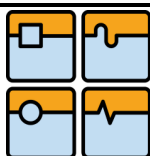
$l_2 = 237,18 \text{ mm}$

Úhel mezi řetězem a osou páky: $\alpha_1 = 12,1^\circ$

$\alpha_2 = 29,29^\circ$

Úhel odklonění k ose pružiny: $\varphi_1 = 7,53^\circ$

$\varphi_2 = 18,82^\circ$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Pro výpočet potřebné síly v pružině se dojde postupně přes sílu F_m , F_k až k síle F_n .

$$F_{m1} = F_{\check{r}sk} \cdot \sin \alpha_1 = 347,22 \cdot \sin 12,1^\circ = 72,78 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_{m2} = F_{\check{r}sk} \cdot \sin \alpha_2 = 347,22 \cdot \sin 29,29^\circ = 169,87 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{k1} = \frac{F_{m1} \cdot 200}{130} = \frac{72,78 \cdot 200}{130} = 111,97 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{k2} = \frac{F_{m2} \cdot 200}{130} = \frac{169,87 \cdot 200}{130} = 261,34 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{n1} = \frac{F_{k1}}{\cos \varphi_1} = \frac{111,97}{\cos 7,53^\circ} = 112,94 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{n2} = \frac{F_{k2}}{\cos \varphi_2} = \frac{261,34}{\cos 18,82^\circ} = 276,1 \text{ N} \quad (38)$$

Z těchto parametrů nyní získáme požadovanou tuhost pružiny.

$$c = \frac{F_{n2} - F_{n1}}{l_2 - l_1} = \frac{276,1 - 112,94}{237,18 - 174,42} = 1,96 \text{ N/mm} \quad (39)$$

Dle získaných informací vybrána pružina z norem (13) PRUŽINA 3,15 x 28,15 x 150 x 32

Parametry pružiny

Průměr drátu: $d = 3,15 \text{ mm}$

Průměr pružiny: $D = 28,15 \text{ mm}$

Síla ve stavu plně zatíženém: $F_8 = 275 \text{ N}$

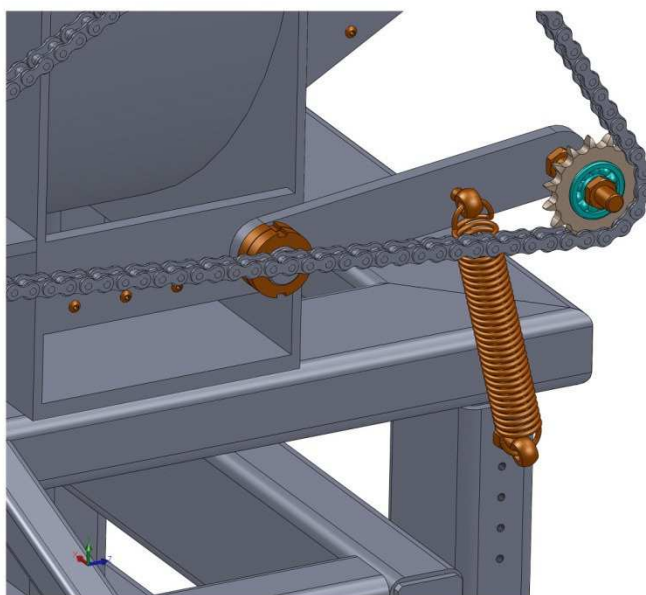
Předpětí: $F_0 = 32 \text{ N}$

Délka ve volném stavu: $l_0 = 150 \text{ mm}$

Délka ve stavu plně zatíženém: $l_8 = 274 \text{ mm}$

Počet závitů: $z_p = 32$

Tuhost pružiny: $c = 1,98 \text{ N/mm}$



Obr. 5.20 – Umístění pružiny

5.3.7 Kontrola životnosti ložisek podávacího mechanismu

Základní trvanlivost ložisek musí být větší než 25 000h.

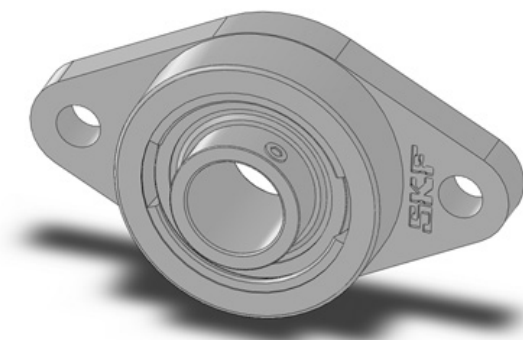
Ložiskové těleso **SKF FYTB 25 TF**. V těchto ložiskách je uložen spodní podávací válec.

Otáčky $n = 180 \text{ ot/min}$

Radiální síla $F_r = 347,22 \text{ N}$

Dynamická únosnost $C_d = 14 \text{ KN}$

$$L = \left(\frac{C_d}{F_r} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14000}{347,22} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 180} = 7,08 \cdot 10^{14} \text{ h} \quad (40)$$



Obr. 5.21 – Ložiskové těleso SKF FYTB 25 TF

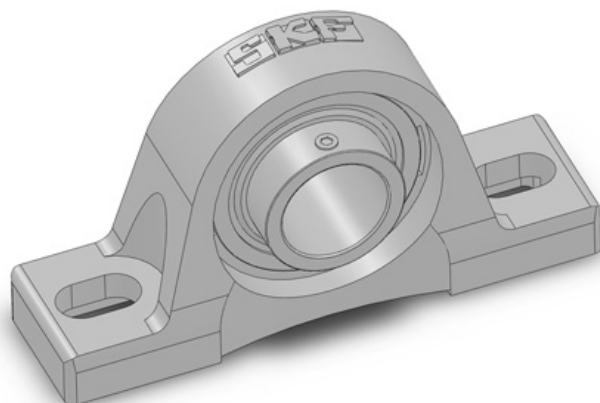
Ložiskové těleso **SKF SY 30 TF**. Tato ložiska zajišťují rotaci vloženého hřídele.

Otáčky $n = 180 \text{ ot/min}$

Radiální síla $F_r = 347,22 \text{ N}$

Dynamická únosnost $C_d = 11,2 \text{ KN}$

$$L = \left(\frac{C_d}{F_r} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{11200}{347,22} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 180} = 3,62 \cdot 10^{14} \text{ h} \quad (41)$$



Obr. 5.22 – Ložiskové těleso SKF SY 30 TF

Ložisko **SKF 6205**. V těchto je uložen horní podávací válec.

Otáčky $n = 180 \text{ ot/min}$

Radiální síla $F_r = 347,22 \text{ N}$

Dynamická únosnost $C_d = 14,8 \text{ kN}$

$$L = \left(\frac{C_d}{F_r} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14800}{347,22} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 180} = 8,36 \cdot 10^{14} h \quad (42)$$



Obr. 5.23 – Ložisko SKF 6205

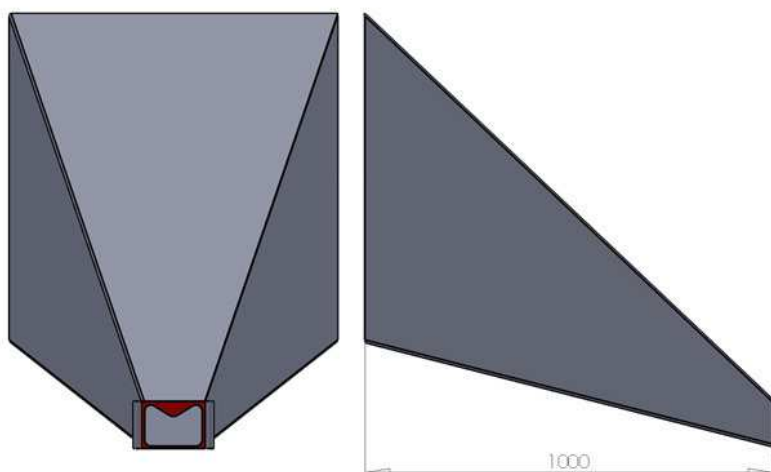
Ložiska přenáší malé síly při nízkých otáčkách, proto je jejich životnost velmi vysoká.

5.4 Doplnující prvky stroje

Štěpkovač je vybaven doplňujícími prvky, usnadňujícími jeho činnost a snižují nebezpečí vzniku úrazu, způsobené strojem.

5.4.1 Podávací hubice

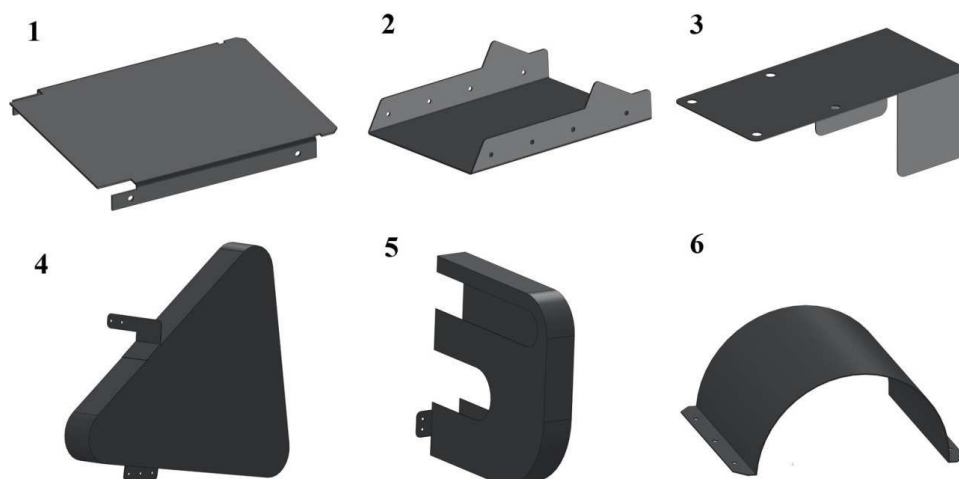
Podávací hubice štěpkovače má délku 1000 mm, což by mělo zamezit možnosti, že se lidská ruka dostane až k podávacím válcům. Její užší konec je dále vybaven tzv. brýlemi pro vyloučení možnosti vložení většího průměru zpracovávaného materiálu.



Obr. 5.24 – Podávací hubice

5.4.2 Krytování stroje

Dalším bezpečnostním prvkem je zakrytování točivých a pohyblivých součástí stroje.

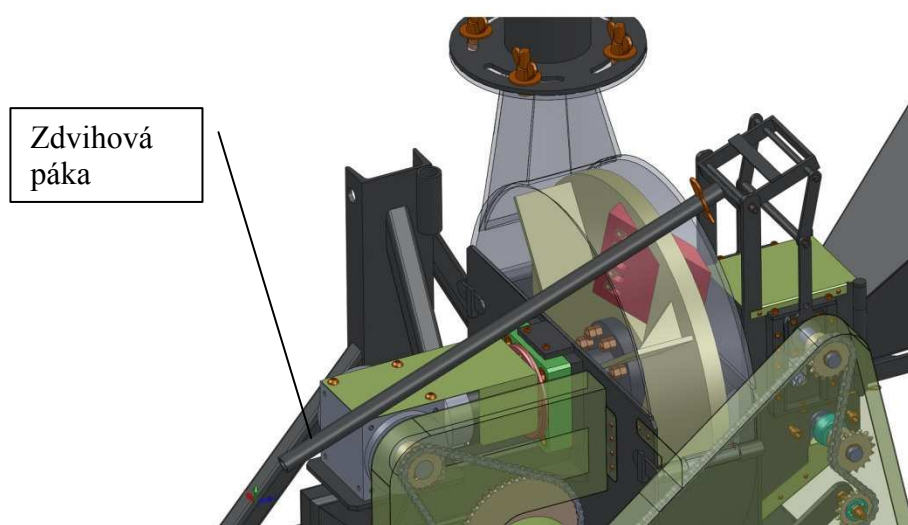


Obr. 5.25 – Krytování stroje

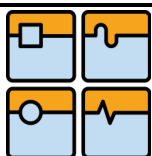
1 – horní kryt podávacího mechanismu; 2 – dolní kryt podávacího mechanismu; 3 – kryt spojky; 4 – kryt řetězu podávacího mechanismu; 5 – kryt řetězu vloženého převodu; 6 – kryt vloženého hřídele

5.4.3 Zdvihová páka

Pokud dojde k zaseknutí materiálu v rotoru, využije se zdvihový mechanismus, umístěný na horním podávacím válci. Ten umožňuje zdvih válce a jeho zajištění v horní poloze. Mechanismus má odnímatelnou páku pro snazší zdvih. Pokud není páka nasazena na mechanismu, je uložena v připravené drážce na rámu stroje.

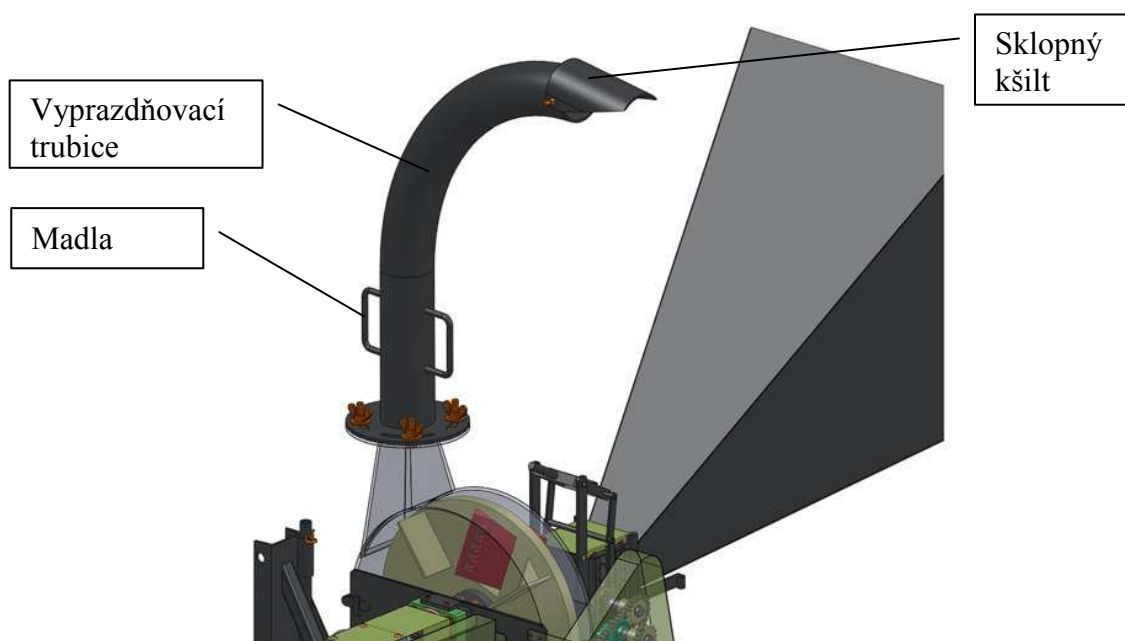


Obr. 5.26 – Zdvihová páka



5.4.4 Vyprazdňovací ústrojí

Štěpky jsou vymršťovány pomocí lopatek rotoru do vyprazdňovací trubice (tzv. komína). Trubice je připevněna k horní skříni stroje pomocí šroubů a křídlových matic. Natáčení trubice do požadovaného směru zajišťuje obsluha ručně pomocí madel, umístěných ve spodní části trubice. Konec trubice je opatřen sklopným kšiltem rovněž připevněným šrouby s křídlovými maticemi, který ovlivňuje, do jaké vzdálenosti štěpky dopadají. Díky tomu je možné štěpky rovnoměrně rozdělit na celou plochu vozíku.

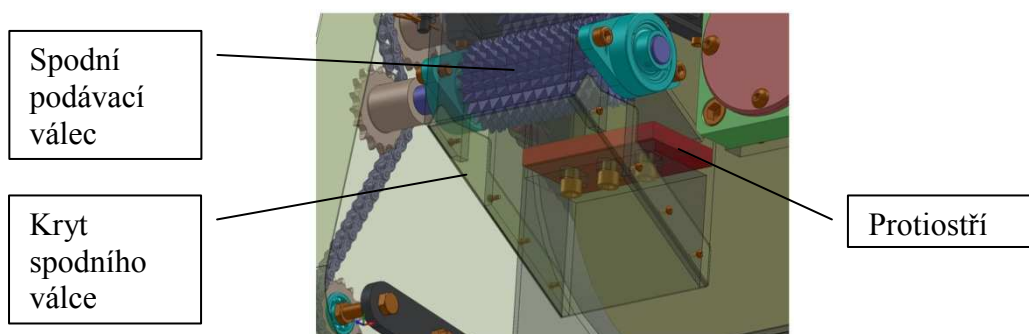


Obr. 5.27 – Vyprazdňovací ústrojí

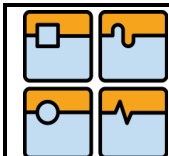
Deska trubice, která dosedá na desku horní skříně štěpkovače, má v sobě vytvořeny drážky umožňující rotaci vyprazdňovací trubice kolem své osy pouze v omezeném úhlu. Je však možno ji přesadit a tím pokrýt další plochu. Tímto způsobem se dá trubice nastavit do čtyř poloh. Z toho v každé má pokrytý šedesátý stupňový úhel.

5.4.5 Protiostrží

Protiostrží je umístěno pod spodním podávacím válcem. Pro jeho seřízení či výměnu je tedy nutné odšroubovat kryt spodního válce.

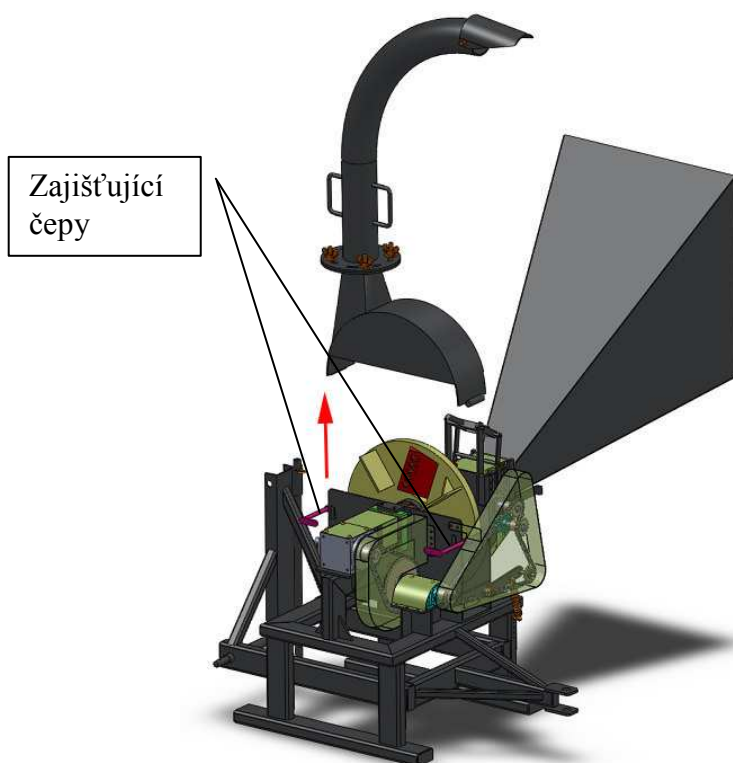


Obr. 5.28 – Protiostrží



5.4.6 Odnímatelná horní skříň

Pro případ zaseknutí materiálu mezi nožem a protiosťřím, ucpáním prostoru rotoru, výměnu nožů nebo jejich seřízení, má štěpkovač možnost jednoduše odklopit (případně úplně odejmout) horní skříň štěpkovače. Tu drží dva čepy zajištěné v dorazech spodní skříň.



Obr. 5.29 – Odnímání horní skříně



Obr. 5.30 – Odklápění horní skříně

6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Při odhadu ceny výroby dílů se vychází z hmotnosti součásti, ta je vynásobena přibližnou cenou materiálu za kilogram. Dále je odhadnut přibližný čas, potřebný na výrobu dílu a vynásoben hodinovou taxou.

Tab. 7 - Kalkulace vyráběných dílů

Název dílu	Mn.	Hm. [kg]	Cena materiálu [Kč]	Odhad času výroby [h]	Cena práce [Kč]	Cena součástí [Kč]
Spodní skříň	1	192,6	4815,75	30	12000	16815,75
Rotor	1	58,22	3493,2	8	3200	6693,2
Hřídel	1	11,55	288,75	4	1600	1888,75
Domek ložiska	2	4,99	124,75	1	400	1049,5
Nůž	2	5,97	597	1,5	600	2394
Protiostrží	1	1,29	129	1,2	480	609
Zajištění hřídele	2	0,67	16,75	0,5	200	433,5
Plné víčko	1	1,1	27,5	0,5	200	227,5
Průchozí víčko	1	1,03	25,75	0,5	200	225,75
Horní skříň	1	25,06	626,5	5	2000	2626,5
Komín	1	29,29	732,25	1	400	1132,25
Podávací válec	2	4,53	339,75	4	1600	3879,5
Podávací hubice	1	49,67	1241,75	1	400	1641,75
Vložený hřídel	1	1,64	41	1	400	441
Posuvný domek ložiska	2	0,37	9,25	0,5	200	418,5
Vedení domku	4	0,59	14,75	0,5	200	859
Napínací páka	1	0,68	17	0,4	160	177
Čep 1	1	0,2	5	0,2	80	85
Doraz podávání	4	0,09	2,25	0,15	60	249
Úchyt zvedání podavače	2	0,25	6,25	0,3	120	252,5
Páka	1	0,97	24,25	0,6	240	264,25
Táhlo	2	0,11	2,75	0,15	60	125,5
Čep 2	1	0,11	2,75	0,2	80	82,75
Čep 3	1	0,13	3,25	0,2	80	83,25
Čep 4	1	0,25	6,25	0,2	80	86,25

Název dílu	Mn.	Hm. [kg]	Cena materiálu [Kč]	Odhad času výroby [h]	Cena práce [Kč]	Cena součástí [Kč]
Čep 5	2	0,13	3,25	0,2	80	166,5
Čep 6	2	0,33	8,25	0,2	80	176,5
Přírubová spojka	2	0,66	16,5	0,5	200	433
Kšilt	1	2,12	53	0,5	200	253
Trubka páky	1	1,89	47,25	0,1	40	87,25
Kryt hřídele	1	0,37	22,2	0,15	60	82,2
Kryt 1	1	0,41	24,6	0,2	80	104,6
Kryt 2	1	0,57	34,2	0,25	100	134,2
Kryt řetězu 1	1	2,38	142,8	0,4	160	302,8
Kryt řetězu 2	1	2,19	131,4	0,4	160	291,4
Kryt spojky	1	0,48	28,8	0,25	100	128,8
Celkem za vyráběné díly:						44901,2

Tab. 8 - Kalkulace nakupovaných dílů

Název	Mn.	Cena za 1 ks	Cena součástí [Kč]
Převodová skříň	1	25300	25300
Omezovač kroutícího momentu	1	1967	1967
Pero 10e7 x 8 x 40; DIN 6885	1	6,2	6,2
Pero 10e7 x 8 x 45; DIN 6885	3	9,2	27,6
Pero 8e7 x 7 x 40; DIN 6885	4	7,1	28,4
Šroub M10 x 20; ISO 7380	12	1,82	21,84
Šroub M8 x 40; ISO 4014	2	1,14	2,28
Matice M8; DIN 315	2	8,7	17,4
Pojistný kroužek 10; DIN 471	6	0,22	1,32
Pojistný kroužek 24; DIN 471	3	1,1	3,3
Šroub M12 x 35; ISO 4762	10	3,03	30,3
Šroub M16 x 50; ISO 4762	8	9,11	72,88
Šroub M6 x 20; ISO 4762	12	0,6	7,2
Šroub M6 x 12; ISO 4762	4	0,41	1,64
Šroub M6 x 25; ISO 4762	20	0,54	10,8

Název	Mn.	Cena za 1 ks	Cena součástí [Kč]
Šroub M5 x 10; ISO 10642	8	0,3	2,4
Šroub M10 x 20; ISO 4762	4	1,74	6,96
Šroub M12 x 25; ISO 4762	11	3,2	35,2
Šroub M6 x 30; ISO 4014	8	0,62	4,96
Matice M6; ISO - 4034	8	0,11	0,88
Matice M8; ISO - 4034	2	0,13	0,26
Pružina 3,15x28,15x150x32	1	94	94
Pružinová závlačka pro 30	1	24	24
Šroub M8 x 40; DIN 444	2	1,69	3,38
Pružinová závlačka pro 10	2	3	6
Šroub M4 x 8; ISO 7380	12	0,23	2,76
Šroub M12 x 80; ISO 4014	1	5,54	5,54
Matice M12; ISO - 4035	3	0,7	2,1
Matice M24x1,5; DIN 1804	2	5,26	10,52
Šroub M16 x 65; ISO 4014	4	10	40
Podložka 16; ISO 7093	4	0,8	3,2
Matice M16; DIN 315	4	15,5	62
Šroub M12 x 80 - 30; ISO 4014	8	5,54	44,32
Matice M12; ISO - 4032	16	0,13	2,08
Řetěz 08B-1 L – 914,4 ; 72 článků	1	110	110
Řetěz 08B-1 L – 1498,6 ; 118 článků	1	180	180
Řetězové kolo s ložiskem KS 1/2“ 5/16“ – M12 Z15	1	524	524
Řetězové kolo - 17Z 08B-1 --17SB40H50L24.0R1	3	370	1110
Řetězové kolo - 17Z 08B-1 --17SB50H50L32.0R1	1	385	385
Řetězové kolo - 51Z 08B-1 --51SA60.0N	1	584	584
Ložisko SKF - FYTB 25 TF	2	676	1352
Ložisko SKF - SY 30 TF_VA201	2	815	1630
Ložisko SKF – 6301	1	123	123
Ložisko SKF - 6205	2	140	280
Ložisko SKF - 33112	2	1613	3226
Celkem za nakupované díly:			37352,72

Tab. 9 – Celková kalkulace

Položka	Cena [Kč]
Vyráběné díly	44901,2
Nakupované díly	37352,72
Montáž 10 hodin	4000
Celkem	86253,92

Výsledný odhad ceny se vztahuje ke kusové výrobě. Pokud by se jednalo o sériovou výrobu, cena by klesla díky použití přípravků, které by urychlily výrobu, nebo změnou technologie výroby součástí.

Tab. 10 - Ceny strojů dostupných na trhu.

Název	Firma	Průměr materiálu [mm]	Pohon [KW]	Cena [Kč]
Murena	Bystroň	90	min 30	140 000
LS 150T	LASKI	150	30 - 40	222 000
CH 180 F	FARMI	180	30 - 70	127 400
Skorpion 280 RB	TEKNAMOTOR	140	45	247 500
HP-21	LAIMET	170	60 - 80	200 000

Tyto stroje mají vyšší výkon než stroj navržený v této práci. Nejvíce se blíží zpracovatelným průměrem štěpkovač Murena od firmy Bystroň. Má od 10 mm vyšší zpracovatelný průměr, avšak cena je rozdílná o 53 000 Kč.

Navržený stroj spadá do nižší výkonové kategorie a je ekonomicky výhodné stroj vyrobit.

7 ANALÝZA RIZIK

Pro zjištění možných vzniku vad a jejich následků je použita metoda FMEA (Failure Mode and Effects Analysis)

Tab. 11 - Hodnocení významu vady při návrhu výrobku

Následek vady	Význam vady	Hodnocení
Nebezpečný – bez výstrahy	Vada bez výstrahy ovlivňuje bezpečnost výrobku nebo dodržování zákonných požadavků.	10
Nebezpečný – s výstrahou	Vada ovlivňuje bezpečnost výrobku nebo zákonných požadavků s výstrahou.	9
Velmi vážný	Nefunkční výrobek se ztrátou hlavní funkce.	8
Vážný	Funkční výrobek se sníženou výkonností. Zákazník je nespokojen.	7
Střední	Funkční výrobek s nefunkční částí zajišťující pohodlí. Zákazník pociťuje nepohodlí.	6
Nízký	Funkční výrobek, ale nefunkční částí zajišťující pohodlí. Zákazník pociťuje určitou nepohodlnost.	5
Velmi nízký	Ozdobné nebo tlumící prvky neodpovídají. Vadu zaznamenaná většina zákazníků.	4
Malý	Ozdobné nebo tlumící prvky neodpovídají. Vadu zaznamenaná průměrný zákazník.	3
Velmi malý	Ozdobné nebo tlumící prvky neodpovídají. Vadu zaznamenaná náročný zákazník	2
Žádný	Žádný následek	1

Tab. 12 - Pravděpodobnost výskytu vady

Pravděpodobnost výskytu vady	Možný výskyt	Hodnocení
Velmi vysoká. Vada je téměř nevyhnutelná	1-2 ze 2	10
	1 ze 3	9
Vysoká: opakované vady	1 z 8	8
	1 z 20	7
Střední: občasné vady	1 z 80	6
	1 ze 400	5
	1 z 2 000	4
	1 z 15 000	3
Nízká: relativně málo vad	1 ze 150 000	2
	Méně než 1 z 1 500 000	1
Vzdálená: vada je nepravděpodobná		

Tab. 13 - Pravděpodobnost odhalení vad

Odhalitelnost	Hodnocení
Absolutně nemožná	10
Velmi vzdálená	9
Vzdálená	8
Velmi malá	7
Malá	6
Průměrná	5
Mírně nadprůměrná	4
Vysoká	3
Velmi vysoká	2
Téměř jistá	1

Tab. 14 – FMEA-D (Design) Štěpkovače

Prvek	Možná vada	Možné následky vady	Možné příčiny vady	Význam vady	Výskyt vady	Odhalitelnost vady	Rizikové číslo	Doporučená opatření	Význam vady	Výskyt vady	Odhalitelnost vady	Rizikové číslo
Štěpkovač	Netočí se rotor stroje	Nefunkčnost stroje	Poddimenzování převodové skříně	8	2	3	48	Výměna za převodovou skřín pro větší výkon	8	1	3	24
			Selhání pohonu stroje	8	2	5	80	Oprava pohonu stroje	8	2	5	80
			Přehlcení stroje	8	5	2	80	Návod k obsluze	8	5	2	80
			Destrukce ložisek	8	3	6	144	Odolnější ložiska	8	2	4	64
			Destrukce spojky	8	2	6	96	Pevnější materiál spojky	8	1	3	24
			Destrukce hlavního hřídele	8	2	6	96	Materiál s vyšší pevností	8	1	5	40
			Destrukce těsného pera	8	2	6	96	Zvětšení délky pera	8	1	6	48
	Nefunkční podávací mechanismus	Stroj si nepodává materiál	Přetržení řetězu	7	3	3	63	Větší řetěz	7	2	2	28
			Poškození řetězových kol	8	2	5	80	Výměna řetězových kol	8	2	3	48
			Destrukce ložisek	6	2	4	48	Odolnější ložiska	6	1	4	24
			Vzpříčení materiálu	7	6	2	84	Návod k obsluze	7	6	2	84
			Nefunkční napínání řetězu	6	3	2	36	Silnější napínací pružina	6	2	2	24
			Destrukce podávacích válců	8	2	6	96	Použití pevnějšího materiálu	8	1	6	48
			Destrukce těsného pera	6	2	6	72	Zvětšení pera	6	1	6	36
			Destrukce omezovače kroutícího momentu	6	2	7	84		6	2	7	84
	Extrémní vibrace stroje	Porušení částí stroje	Nevyvážený rotor	7	4	3	84	Vyvážení rotoru	7	4	2	56
			Poškození uložení hřídele	7	2	6	84	Zvýšení jakosti materiálu	7	2	4	56
			Poškození rámu stroje	7	4	4	112	Výztuhy rámu stroje	7	3	3	68
	Štěpky neodcházejí ze stroje	Zaseknutí stroje	Ucpané vyprazdňovací ústrojí	8	5	2	80	Návod k obsluze	8	4	2	64
	Velké rázy při štěpkování	Poškození součástí stroje	Uvolněný nůž	7	4	5	140	Konstrukční úprava zajištění nože	7	4	3	84
			Otupený nůž	7	7	3	147	Nabroušení	7	6	3	126
			Uvolněné protiosťří	7	4	5	140	Konstrukční úprava zajištění protiosťří	7	4	3	84
			Otupené protiosťří	7	7	3	147	Nabroušení	7	6	3	126
	Odkryté rotující součásti	Zranění obsluhy	Ztráta krytování	9	5	1	45	Konstrukční úprava zajištění krytů	9	5	1	45
			Poškozené krytování	9	5	3	135	Výměna krytů za nové	9	2	2	36
Součet rizikových čísel:							2317					1481

Po zavedených opatřeních klesla rizikovitost stroje o 36,08%.

8 ZÁVĚR

V úvodu práce je popsáno, k jakému účelu štěpkovače slouží a na co se využívá jejich produkt (štěpka). V další části jsou popsány jednotlivé typy konstrukcí stroje. Následuje pár příkladů, a to ze sortimentu dostupném na trhu. Poté je vybrán nejvhodnější typ konstrukce a popsány důvody volby.

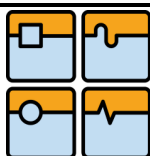
Hlavní částí práce je vlastní konstrukce štěpkovače se základními konstrukčními výpočty a popisem důležitých komponent, jako je štěpkovací mechanismus, podávací ústrojí atd. K této části patří 3D model a výkresy vybraných součástí. Jedná se o výkres sestavy, hlavní hřídel rotoru, rotor, nože, domek hlavního ložiska a vložený hřídel.

V poslední části práce je vyhotoven odhad ceny stroje. Odhad je vypočítán z ceny materiálu a odhadované časové náročnosti výroby součástí. Zároveň je vyhotovena analýza možných vad a jejich následků (FMEA).

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

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. Peterson an Astec Industries Co. [Online] Peterson Pacific Corp, 2011. [Citace: 16. Březen 2011.]
http://www.petersoncorp.com/index.php?option=com_content&view=article&id=957:biomass-fuel-processing&catid=155:applications&Itemid=834.
2. Bruks. [Online] BRUKS Group. [Citace: 13. Leden 2011.]
<http://www.bruks.com/en/Industry-Segments/Saw-Mill/Chippers/?collapsed=3>.
3. BIBER s.r.o. [Online] 2003-2010. [Citace: 13. Prosinec 2010.] <http://www.biber.cz/>.
4. Wood Energy. [Online] Coford, 2006. [Citace: 23. Únor 2011.]
<http://www.woodenergy.ie/woodharvestingequipment/>.
5. FOREST MERI s.r.o. [Online] [Citace: 10. Leden 2011.] <http://www.forestmeri.cz>.
6. Carborobot. [Online] 2010. [Citace: 16. Leden 2011.]
<http://www.carborobot.hu/EN/Apriteken.htm>.
7. Štěpkovače URBAN. [Online] [Citace: 18. Leden 2011.] <http://stepkovac.com>.
8. Bystroň - Integrace s.r.o. [Online] 2007. [Citace: 16. Leden 2011.] <http://www.bystron.cz>.
9. LASKI s.r.o. [Online] 2006 - 2010. [Citace: 12. Prosinec 2010.] <http://www.laski.cz/>.
10. FARMI Forest Oy. [Online] 2008. [Citace: 13. Prosinec 2010.]
<http://www.farmiforest.fi/en/>.
11. TEKNAMEOTOR. [Online] 2008/2009. [Citace: 20. Leden 2011.]
<http://www.teknamotor.pl/en>.
12. Stromag. [Online] 2005. [Citace: 15. Duben 2011.]
<http://www.stromag.cz/cs/c/prevodovky/prevodovky.htm>.
13. **LEINVEBER, Jan, ŘASA, Jaroslav a VÁVRA, Pavel.** *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, 2000. 80-7183-164-6.
14. Habekorn Ulmer. [Online] Habekorn Ulmer s.r.o., 2010. [Citace: 20. Duben 2011.]
<http://www.haberkorn.cz/>.
15. NHS Woodchipper. [Online] [Citace: 15. Leden 2011.] <http://www.nhs-flishugger.dk>.
16. Laitilan Metalli Laine Oy. [Online] 2006. [Citace: 12. Leden 2011.]
<http://en.laimet.kummeli.fi>.
17. Agriimport. [Online] Agriimport s.r.o. [Citace: 14. Prosinec 2010.]
<http://www.agriimport.cz/stepkovace/>.
18. biom.cz. [Online] CZ Biom, 2001-2009. [Citace: 12. Leden 2011.]
<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/technologie-pro-zpracovani-dendromasy-tezebnich-zbytku-ii>.
19. Merimex s.r.o. [Online] 2011. [Citace: 25. Leden 2011.]
<http://www.merimex.cz/produkty/dutch-dragon/>.
20. NHS. [Online] [Citace: 23. Leden 2011.] <http://www.nhs-flishugger.dk/Default.aspx?ID=84>.
21. Odvozené a technologické vlastnosti. *Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva*. [Online] [Citace: 19. Březen 2011.] <http://wood.mendelu.cz/cz/sections/Props/?q=node/58>.
22. Pevnost dřeva. *Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva*. [Online] [Citace: 19. Březen 2011.] <http://wood.mendelu.cz/cz/sections/Props/?q=node/56>.
23. SKF. [Online] SKF Group, 2011. [Citace: 23. Duben 2011.]
<http://www.skf.com/portal/skf/home>.



10 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Tab. 15 - Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Název
P	W	výkon
n	ot/min	otáčky
d	mm	průměr
τ	MPa	smykové napětí
h_{rotoru}	mm	tloušťka rotoru
S	mm ²	obsah
ρ	kg/m ³	hustota
F	N	síla
E_s	J	energie na useknutí materiálu
l	mm	délka
t	s	čas
σ_{DO}	MPa	dovolené napětí v ohybu
M_k	Nm	krouticí moment
F_r	N	radiální síla
F_y	N	síla v ose y
R_a	N	reakční síla v podpoře A
R_b	N	reakční síla v podpoře B
M_{oA}	Nm	ohybový moment k podpoře A
M_{oMAX}	Nm	maximální ohybový moment
M_{red}	Nm	redukovaný moment
W_o	mm ³	modul průřezu v ohybu
d_{min}	mm	minimální průměr
F_a	N	axiální síla
P_r	N	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
L	h	základní trvanlivost ložiska
C_d	N	základní dynamická únosnost ložiska
o_v	mm	obvod válce
M_{pod}	Nm	podávací moment
F_{pod}	N	podávací síla
k	-	součinitel bezpečnosti
$F_{\check{R}}$	N	tažná síla v řetězu
i	-	převodový poměr
z	-	počet zubů
D_t	mm	roztečný průměr
$P_{\check{c}}$	mm	rozteč článků
F_{Pt}	N	síla přetržení řetězu
α	°	úhel mezi řetězem a osou páky
φ	°	úhel odklonění k ose pružiny
F_m	N	síla na konci páky
F_k	N	síla v čepu páky
F_n	N	napínací síla v ose pružiny
c	N/mm	tuhost pružiny
F_8	N	síla pružiny v plně zatíženém stavu

F_0	N	síla předpětí pružiny
l_0	mm	délka ve volném stavu
l_g	mm	délka ve stavu plně zatíženém
z_p	-	počet závitů pružiny

Tab. 16 - Seznam zkratk

Zkratka	Název
PTO	Vývodový hřídel traktoru (power také off)
ST	Strojnické tabulky

11 SEZNAM OBRÁZKŮ

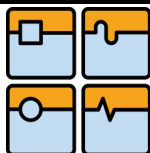
Obr. 1.1 - Štěpky(1)	11
Obr. 2.1 – Diskový štěpkovací mechanismus (2)	12
Obr. 2.2 – Příklady konstrukcí diskových rotorů firmy BIBER (3)	12
Obr. 2.3 – Bubnový štěpkovací mechanismus(4)	13
Obr. 2.4 – Příklad konstrukce bubnového rotoru(5)	13
Obr. 2.5 – Štěpkovací mechanismus s konickou šroubovicí (6).....	13
Obr. 2.6 – Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli	14
Obr. 2.7 – Pohon kardanovým hřídelem (7)	14
Obr. 2.8 – Pohon vlastním spalovacím motorem (8).....	15
Obr. 2.9 – Poháněný elektromotorem (8)	15
Obr. 3.1 – Štěpkovač LS 120T (9).....	17
Obr. 3.2 – Štěpkovač LS 150 D (9)	18
Obr. 3.3 – Štěpkovač BIBER 7 (3)	19
Obr. 3.4 – Štěpkovač FARMI CH 180 F (10)	20
Obr. 3.5 – Štěpkovač LAIMET HP-21 (5)	21
Obr. 3.6 – Štěpkovací stroj SKORPION 280 RB (11)	22
Obr. 5.1 – Popis štěpkovače.....	24
Obr. 5.2 – Štěpkovač v převozní poloze	24
Obr. 5.3 – Převodová skříň GRAESSNER P140L (12)	26
Obr. 5.4 – Sekací mechanismus	26
Obr. 5.5 – Hlavní hřídel rotoru	27
Obr. 5.6 – Ohybové zatížení od rotoru	27
Obr. 5.7 – Průběh zatížení na hřídeli	28
Obr. 5.8 – Rozložení sil na ostří nože	29
Obr. 5.9 – Ložisko SKF 33112	30
Obr. 5.10 – Podávací mechanismus.....	31
Obr. 5.11 – Šikmé podávání materiálu	31
Obr. 5.12 – Podávací válec	32
Obr. 5.13 – Řetěz podávacích válců	33
Obr. 5.14 – Vložený převod.....	34
Obr. 5.15 – Umístění omezovače kroutícího momentu	35
Obr. 5.16 – Omezovač kroutícího momentu Comintec DF 2.90 A2G2(14)	35
Obr. 5.17 – Napínací řetězové kolo KS 1/2“ x 5/16“ – M12 Z15 Simplex(14)	36
Obr. 5.18 – Napínací minimum	36
Obr. 5.19 – Napínací maximum.....	36
Obr. 5.20 – Umístění pružiny	37
Obr. 5.21 – Ložiskové těleso SKF FYTB 25 TF	38
Obr. 5.22 – Ložiskové těleso SKF SY 30 TF	38
Obr. 5.23 – Ložisko SKF 6205	39
Obr. 5.24 – Podávací hubice	39
Obr. 5.25 – Krytování stroje	40
Obr. 5.26 – Zdvihová páka	40
Obr. 5.27 – Vyprazdňovací ústrojí.....	41
Obr. 5.28 – Protiosťří	41
Obr. 5.29 – Odnímání horní skříně	42
Obr. 5.30 – Odklápění horní skříně	42

12 SEZNAM TABULEK

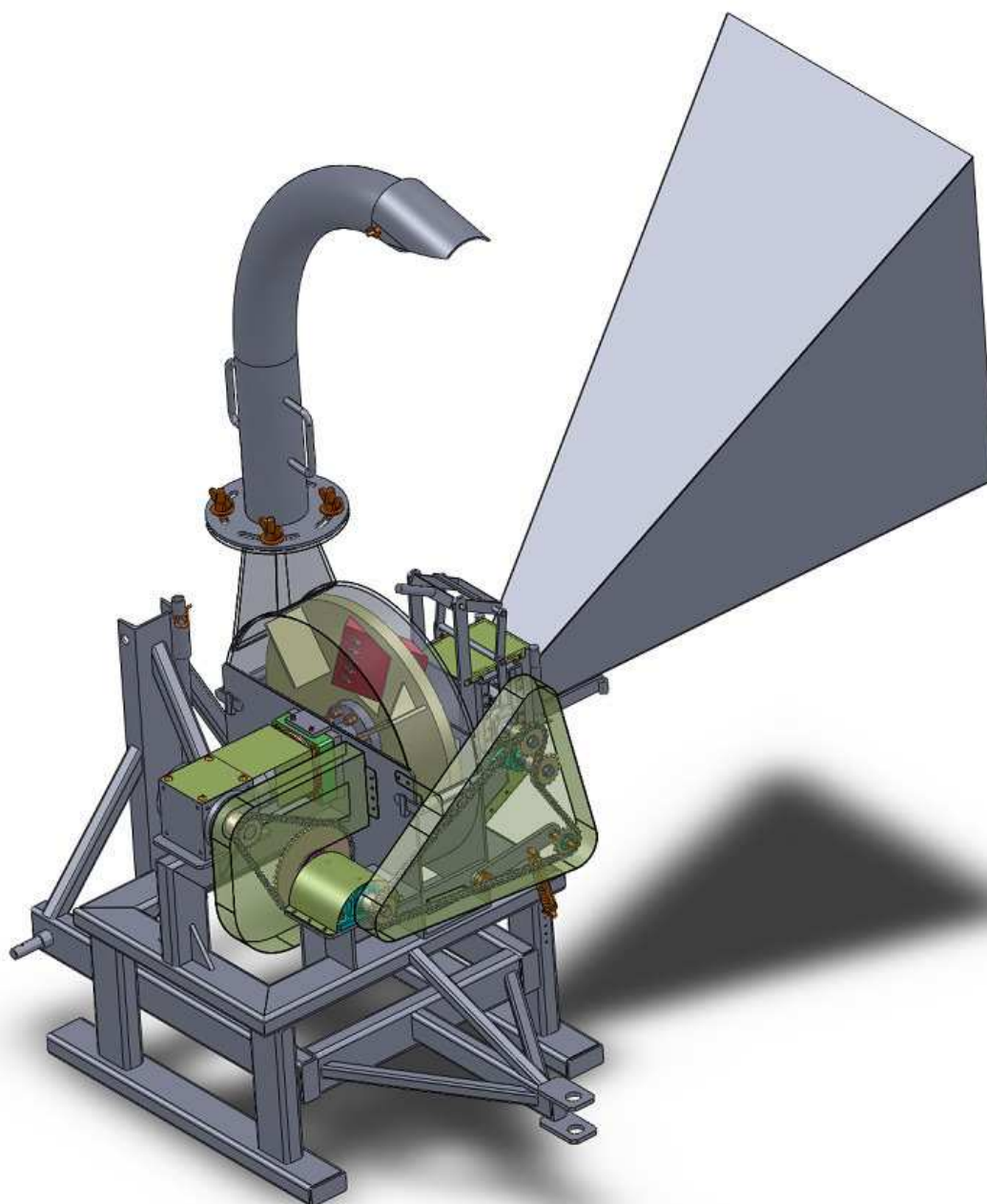
Tab. 1 – Parametry štěpkovače LS 120T	17
Tab. 2 – Parametry štěpkovače LS 150 D	18
Tab. 3 – Parametry štěpkovače BIBER 7	19
Tab. 4 – Parametry štěpkovače FARMI CH180.....	20
Tab. 5 – Parametry štěpkovače LAIMET HP-21	21
Tab. 6 – Parametry štěpkovače SKORPION 280 RB.....	22
Tab. 7 - Kalkulace vyráběných dílů.....	43
Tab. 8 - Kalkulace nakupovaných dílů	44
Tab. 9 – Celková kalkulace	46
Tab. 10 - Ceny strojů dostupných na trhu.....	46
Tab. 11 - Hodnocení významu vady při návrhu výrobku.....	47
Tab. 12 - Pravděpodobnost výskytu vady.....	47
Tab. 13 - Pravděpodobnost odhalení vad	47
Tab. 14 – FMEA-D (Design) Štěpkovače	48
Tab. 15 - Seznam použitých symbolů.....	51
Tab. 16 - Seznam zkratk	52

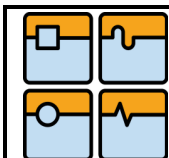
13 SEZNAM PŘÍLOH

- 1 – Obrazová příloha
- 2 – Výkresová dokumentace



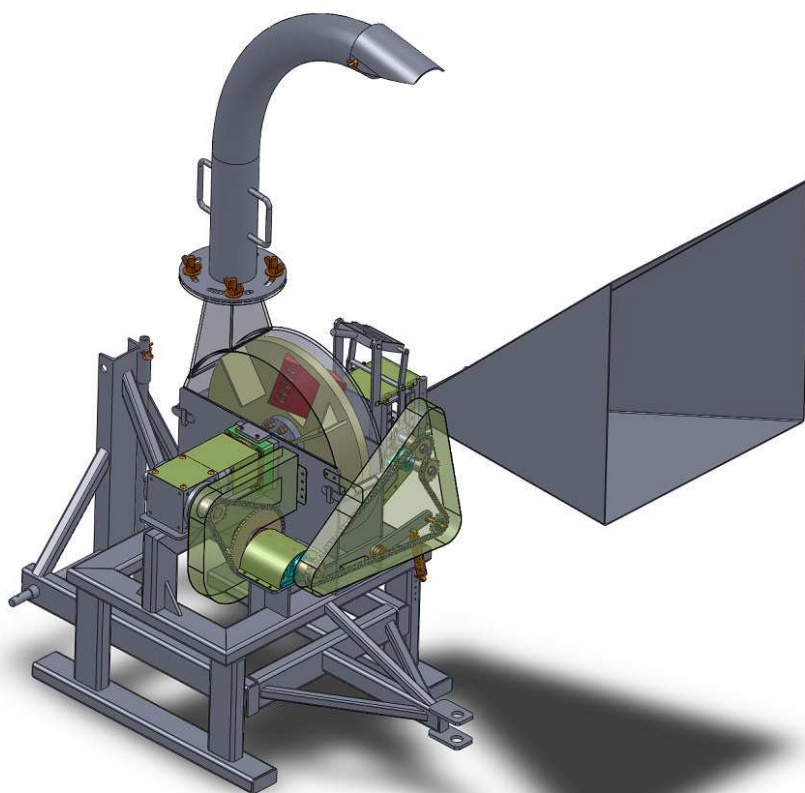
Celkový pohled





DIPLOMOVÁ PRÁCE

Převozní stav štěpkovače



Půdorys

