

Konstrukce mobilního špalíkovače

Václav Javora

Bakalářská práce
2016

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Václav Javora**
Osobní číslo: **T14669**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Konstrukce mobilního špalíkovače**

Zásady pro vypracování:

- 1. Vypracujte literární rešerži**
- 2. Navrhněte konstrukci mobilního špalíkovače**
- 3. Vypracujte technickou dokumentaci**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího práce

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.
Ústav výrobního inženýrství

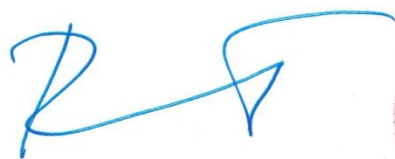
Datum zadání bakalářské práce:

8. ledna 2016

Termín odevzdání bakalářské práce:

20. května 2016

Ve Zlíně dne 29. ledna 2016



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.
děkan



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 12.5.2016



¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) *Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.*

(3) *Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.*

²⁾ *zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:*

(3) *Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).*

³⁾ *zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:*

(1) *Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.*

(2) *Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.*

(3) *Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.*

ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout konstrukci mobilního špalíkovače zejména pro zpracování lesního klestu, vznikajícího při těžbě dřeva. Špalíkovač jako mobilní stroj, bude nesen v třibodovém závěsu traktoru. Výkon pro chod stroje bude odebírán přes kardan, z vývodové hřídele traktoru. Teoretická část práce je zaměřena na rozdělení podle typu výsledného produktu, hlavních typů rozrušovacích mechanismů, hlavních rozdílů mezi nimi, jejich použití dle rozsahu prací a nakonec základní přehled strojů na trhu od českých i světových výrobců. V praktické části je řešena konstrukce samotného špalíkovače.

Klíčová slova: Špalíkovač, traktor, dopravník, setrvačnick, svěrné pouzdro

ABSTRACT

The aim of this work is to propose the construction of mobile chipper especially for processing forest brushwood, resulting from the extraction of timber. Chipper as a mobile unit, will be carried on a three-point hitch of the tractor. Power to run the machines will be removed via cardan shaft from the tractor PTO. The theoretical part is focused on the distribution by type of end product, the main types of the breaking mechanism, the main differences between them, their use according to the scope of work and finally an overview of machines on the market from Czech and foreign producers. The practical part deals with the structure itself chippers.

Keywords: Chipper, tractor, conveyor, flywheel, clamping sleeve

Chtěl bych tímto poděkovat panu Ing. Františku Volkovi CSc. za jeho pomoc, cenné rady a připomínky při zpracování této bakalářské práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	9
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 ROZDĚLENÍ ŠTĚPKOVAČŮ	11
1.1 PODLE ROZRUŠENÍ DŘEVNÍ HMOTY	11
1.1.1 Drtiče	11
1.1.2 Štěpkovače	12
1.1.3 Špalíkovače	13
1.2 KONCEPCE PRACOVNÍHO MECHANISMU.....	14
1.2.1 Jednorotorový štěpkovací mechanismus	14
1.2.2 Diskový štěpkovací mechanismus	15
1.2.3 Bubnový štěpkovací mechanismus	16
1.2.4 Šnekový štěpkovací mechanismus	18
1.2.5 Špalíkovací mechanismus	19
1.2.6 Kladívkový drtící mechanismus	20
1.2.7 Pomaloběžný drtící mechanismus	21
1.3 TYPY POHONNÝCH JEDNOTEK	23
1.3.1 Pohon elektromotorem	23
1.3.2 Pohon spalovacím motorem.....	23
1.3.3 Pohon vývodovou hřídelí traktoru	24
1.4 TYPY NOSNÝCH KONSTRUKCÍ	25
1.4.1 Nesené za traktorem	25
1.4.2 Na vlastním podvozku	25
1.4.3 Samojízdné	27
1.5 TYPY PODÁVACÍCH MECHANISMŮ	29
1.5.1 Bez podávacího mechanismu – ruční podávání	29
1.5.2 Bez podávacího mechanismu – se samočinným podáváním	29
1.5.3 S podávacím mechanismem	29
2 POUŽÍVANÉ MECHANISMY V PRAXI	30
2.1 Jednorotorový štěpkovací mechanismus	30
2.1.1 Bosch AXT 25D	30
2.2 Diskový štěpkovací mechanismus	31
2.2.1 Linddana TP 200	31
2.2.2 Laski LS 150D	32
2.3 Bubnový štěpkovací mechanismus	33
2.3.1 Bandit 1390 XP	33
2.3.2 Morbark 40/36 NCL	34
2.4 Šnekový štěpkovací mechanismus	35
2.4.1 Laimet HP - 21	35
2.4.2 Bystroň Pirana	36
2.5 Špalíkovací mechanismus	37
2.5.1 Rojek DH 10 SP	37
2.5.2 Urban TR110	38

2.6	Kladívkový drtící mechanismus	39
2.6.1	Bystroň Drtič kůry	39
2.7	Pomaloběžný drtící mechanismus	40
2.7.1	Odes DRT 1200	40
II	PRAKTICKÁ ČÁST	41
3	ZADÁNÍ	42
3.1	VÝPOČET CELKOVÉ PRÁCE POHONU	42
3.2	VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO PRŮMĚRU VKLÁDANÉHO DŘEVA	42
3.3	VÝPOČET OZUBENÝCH KOL	44
3.4	VÝPOČET REAKCÍ NA HŘÍDELI	46
3.5	VÝPOČET PRŮMĚRŮ HŘÍDELE	47
3.6	VÝPOČET DRÁŽKOVÁNÍ NA HŘÍDELI	48
3.7	VÝPOČET PERA NA HŘÍDELI POD OZUBENÝM KOLEM	49
3.8	NÁVRH LOŽISEK PRO PRACOVNÍ HŘÍDELE	50
3.9	VOLBA SVĚRNÉHO POUZDRA	50
3.10	NÁVRH SETRVAČNÍKU	51
3.11	VÝPOČET BEZPEČNOSTNÍHO STRÍŽNÉHO KOLÍKU PROTI PŘETÍŽENÍ STROJE	51
4	PRVKY STROJE	52
4.1	NÁSYPKA	52
4.2	DOPRAVNÍK	52
4.3	KRYTY STROJE	56
4.4	BEZ KRYTOVÁNÍ	57
4.5	TRANSPORTNÍ A PRACOVNÍ POLOHA	62
	ZÁVĚR	65
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	66
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	67
	SEZNAM OBRÁZKŮ	70
	SEZNAM TABULEK	72
	SEZNAM PŘÍLOH	73

ÚVOD

Mnoho z vás, kteří chodí do lesa tak jistě ví, že zejména po těžbě nebo i menší probírce stromů, vzniká v lese velké množství dřevěného odpadu ve formě klestu. Při probírkách je možno nechat tento klest volně ležet na zemi a po zetlení slouží jako hnojivo a cenný příjem živin pro les. Pokud je ale v daném místě těžba, musí se velké množství klestu, pro umožnění vysazení nového lesa, odstranit.

Obecně je klest velmi členitý materiál s nízkou objemovou hmotností a jeho manipulace, doprava a skladování značně neekonomické. Z těchto důvodů je potřeba změnit jeho rozměry. Rozrušením dřevní hmoty klestu na menší částice, podstatně zvýšíme objemovou hmotnost a lze s ním již efektivněji manipulovat. Takto rozrušený materiál se i lépe suší, protože má větší měrný povrch.

Dříve, když ještě nebyla takto vyvinuta štěpkovací technika, se klest páčil přímo v místě těžby. Dnes, kdy už v tomto odvětví existuje celý profesionální průmysl, se dřevěný odpad využívá hlavně k energetickým účelům k získání tepelné energie v elektrárnách a teplárnách jako náhrada za fosilní paliva. Můžeme se s ním setkat ale i v komunálním sektoru měst a obcí s využitím na povrch chodníků, pěšin a v parcích.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 ROZDĚLENÍ ŠTĚPKOVAČŮ

1.1 Podle rozrušení dřevní hmoty

Obecně se drtiče, štěpkovače a špalíkovače většinou směšují do jedné kategorie. To je ale chyba. Každý pracuje na zcela jiném principu a i výsledky jsou zcela odlišné a hodí se k jinému využití.

1.1.1 Drtiče

Drtiče dřevního odpadu se dělí na dvě základní skupiny použití:

Hobby - Válcové, někdy se jim říká i tiché, kdy větve "chroustá" válcová fréza.

- Nožové, u kterých se větve vkládají do rychle rotujících nožů.

Výsledkem těchto strojů bývá nejemno rozdrčená dřevní hmota, která je spíše vhodná pro mulčování záhonků nebo na kompost. Délka částic bývá 5 až 10 mm. Tyto stroje dosahují malého výkonu, jsou určeny pro drobné větve a nejsou stavěny pro objemné zpracování dřevního odpadu.

Průmyslové stroje - Pomaloběžné drtiče – Hrubě rozdrčená dřevní hmota, velkoobjemové zpracování dřevního odpadu



obr. 1.1 – Rozdrčená dřevní hmota po použití hobby drtiče (1)

1.1.2 Štěpkovače

Na trhu se objevují v mnoha typech a různých konstrukčních variantách. Štěpkovače obecně dělí vstupní materiál ostrými noži na homogenní štěpku.

Nejčastěji se jedná o štěpkovače s bubnovým nebo diskovým mechanismem, ale používají se i jednorotorové nebo šnekové štěpkovače, které jsou oproti s bubnovým nebo diskovým mechanismem výrazně tišší. Stroje mají obecně vysoké požadavky na výkon hnacího motoru. Štepkování má tu výhodu, že jednotlivé částice mají podobnou velikost a tvar. Výsledkem štěpkování jsou nasekané a nakráčené částice (štěpky) dlouhé 5 až 50 mm. Největší využití štěpek se nachází v oblasti pro energetické účely.



obr. 1.2 – Rozdrcená dřevní hmota po použití štěpkovače (2)

1.1.3 Špalíkovače

Špalíkovače slouží k hrubému zpracování dřevního odpadu tj. větve, prkna, náletové dřeviny, špičky stromů atd. Základem bývá mechanismus s protiběžnými noži, který krátí vstupní materiál na krátké špalíky.

Výsledkem špalíkování bývají špalíky o délce 5 – 14 cm. Špalíky se následně využívají jako kvalitní palivo. Výhodou těchto strojů je malý potřebný výkon pro svůj chod a vysoká produktivita.



obr. 1.3 – Nakrácené špalíky (3)

1.2 Koncepce pracovního mechanismu

1.2.1 Jednorotorový štěpkovací mechanismus

Tento mechanismus se skládá z jedné řezné hlavy ve tvaru frézy a opěrné desky. Mezera mezi pracovní řeznou částí a opěrnou deskou se volí co možná nejmenší.

Dělají se dvě různá konstrukční provedení štěpkovacího ústrojí. První provedení s válcovou frézou je na obr. 2.1. Druhé provedení s tzv. turbínovou frézou je na obr. 2.2.

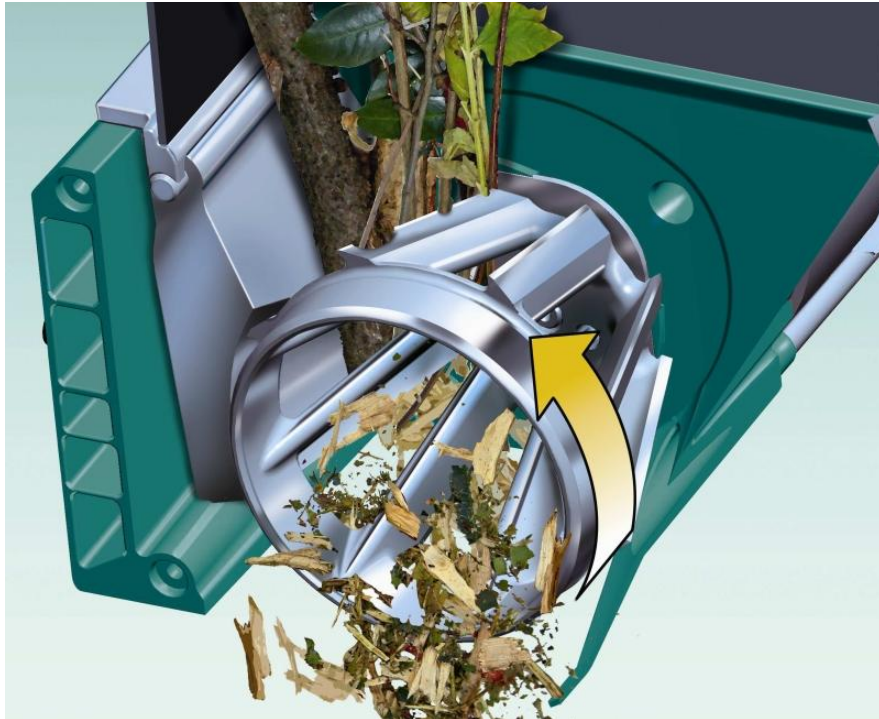
Výhoda tohoto mechanismu, jak je vidět již z principu tohoto mechanismu, je samostatné vtahování materiálu. Tento mechanismus používá ke svému chodu nižší pracovní otáčky, tudíž je i velmi tichý. Z konstrukčního hlediska není ani nějak zvláště pracovní ústrojí dynamicky namáháno.

Nevýhodou toho mechanismu, přestože je válcová řezná část natěsno přitlačena ke kovové desce, bývá s houževnatou kůrou některých dřevin. Proto se doporučuje dávat do stroje alespoň trochu proschlé větve, aby se kůra nesežvýkala a nedržela jednotlivé kousky dřeva pohromadě.

Použití většinou u hobby zahradních štěpkovačů do výkonu 3 kW.



obr. 1.4 – Válcová fréza s opěrnou deskou (4)



obr. 1.5 – Turbinová fréza s opěrnou deskou (5)

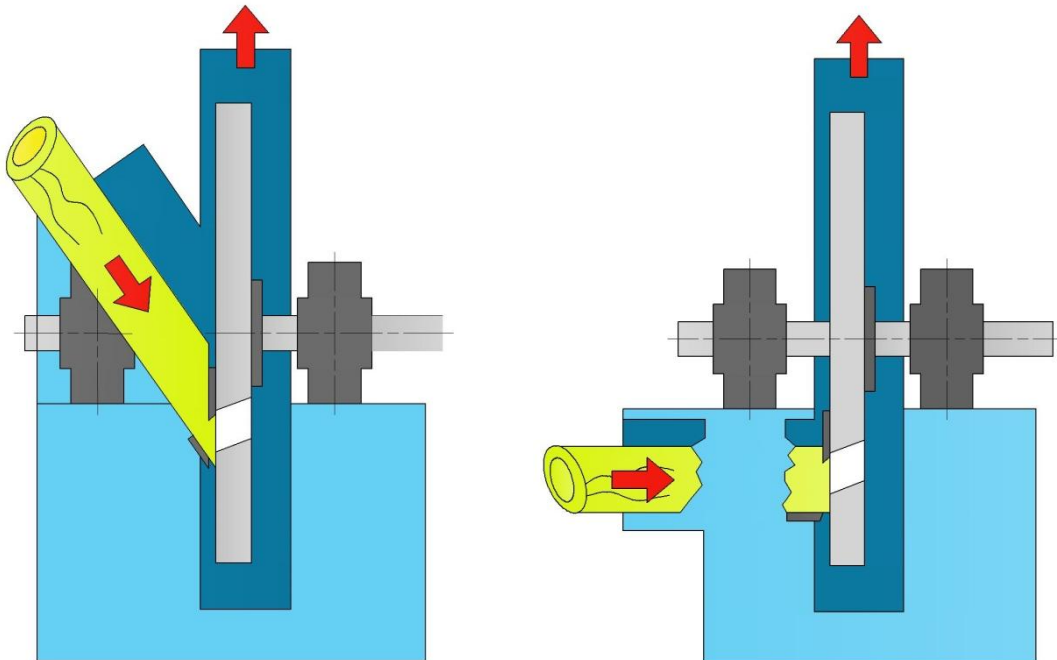
1.2.2 Diskový štěpkovací mechanismus

Někdy bývá označen také pod názvem kotoučový, kolový nebo talířový štěpkovací mechanismus. Jedná se o nejrozšířenější typ mechanismu. Charakteristickým znakem tohoto typu mechanismu je rotující kotouč (setrvačnick), osazený na čele kolmo k ose rotace dvěma až sedmi noži, které rotují proti pevnému protiostří. Průměr disku se pohybuje v rozmezí od 500 až 2000 mm. Diskový mechanismus nepotřebuje žádný další pomocný vyprazdňovací mechanismus. Rotor dodává štěpkám dostatečnou kinetickou energii a plní zároveň funkci metače, který štěpkovaný materiál vymrští do výfuku a dále např. na korbu nákladního automobilu. Tento typ konstrukce štěpkovače není vhodný pro nesourodý, chaoticky uspořádaný, materiál.

Díky velké rotující hmotě stačí menší výkon pohonu, než ve srovnání u bubnových štěpkovačů. Řezné části musí být obecně vhodně dimenzovány kvůli výraznému dynamickému namáhání.

Dělají se dvě různá konstrukční provedení. První provedení je s nakloněnou řeznou rovinou k ose dopravníku. Díky naklonění řezné roviny je materiál samostatně vtahován do stroje, ale štěpky nejsou stejně velké. Druhé provedení je s řeznou rovinou kolmou k ose

dopravníku. Toto provedení musí mít podávací mechanismus, řešený zpravidla horizontálními nebo vertikálními podávacími válci. Štěpky ze stroje jsou podobných velikostí.



obr. 1.6 – Schéma diskového štěpkovacího mechanismu (6)



obr. 1.7 – Diskový štěpkovací mechanismus (7)

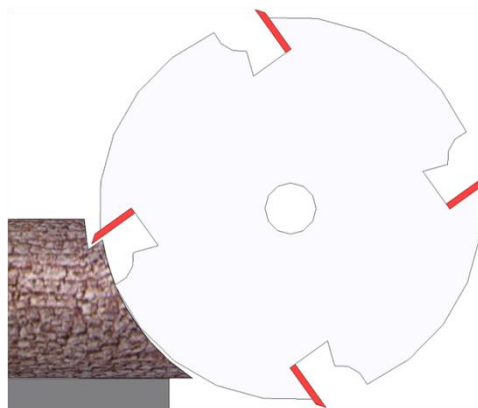
1.2.3 Bubnový štěpkovací mechanismus

Jak již vyplývá z názvu, tak základním prvkem konstrukce tohoto mechanismu je rotující buben, který má na svém obvodu rozmístěny a pevně ukotveny 2 až 20 sekacích nožů. Tyto nože mohou mít ostří rovnoběžné s osou bubnu nebo šikmo z důvodu menších rázů (nůž

lépe „krájí“). Velikosti bubnů se pohybují od 450 až po 1300 mm. A výkony strojů až 750 kW. Takto výkonné stroje jsou konstruovány jako návěsy za tahače o hmotnosti až 30 t.

Výhodou mechanismu je, že lze zvětšit vstupní otvor prodloužením nožů (bubnu) a není nutné zvětšovat vnější průměr bubnu.

Nevýhodou, ve srovnání s diskovými štěpkovači, je v menší rotující hmotě a pohon musí mít větší výkon. Tato konstrukce také musí mít podávací mechanismus, řešený zpravidla profilovanými válci. Větší stroje bývají většinou ještě vybaveny vkládacím stolem a přídatnými podávacími pásy. Obecně se tento typ štěpkovače hodí na štěpkování nesourodého, chaoticky upořádaného materiálu, klestu apod. Dále musí být vyřešen transport štěpky, protože materiál nemá dostatečnou kinetickou energii. Prvním řešením nechává štěpku volně padat pod stroj a odtud se musí někde odebrat. V druhém řešení je použito nějakého typu dopravníku nebo metače, který štěpkovaný materiál vymrští do výfuku a přímo např. na korbu nákladního automobilu.



obr. 1.8 – Schéma bubnového štěpkovacího mechanismu (8)

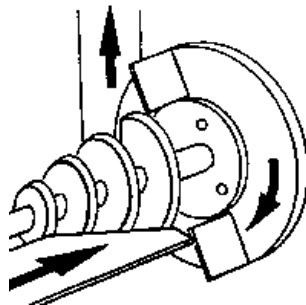


obr. 1.9 – Bubnový štěpkovací mechanismus (9)

1.2.4 Šnekový štěpkovací mechanismus

Jednoduchá konstrukce mechanismu je založena na kónickém tvaru šneku. Šneky mají vícechodý závit s velkým stoupáním. Díky kuželovitosti šneku a vhodné geometrii ostří je materiál samovolně posouván do stroje a šnek se do něj postupně „zařezává“ až dojde úplnému oddělení. Takto oddělená štěpka se poté dostane na lopatky metače, který plní zároveň i funkci setrvačníku a celý chod zařízení je tímto rovnoměrnější. Ten jí dodá kinetickou energii, vymrští do výfuku a přímo např. na připravenou vlečku.

Tento typ konstrukce nepotřebuje další přídavné podávací mechanismy. Velikost štěpky se pohybuje okolo 60 až 80 mm a je neměnná. Tuto velikost určuje stoupání šroubovice šneku. Štěpkovač se hodí pro všechny druhy dřevního odpadu, klestu. Pokud je ale o např. moc mokrý a drobný smrkový klest, může docházet k ucpávání stroje. V takovém případě je vhodné při štěpkování prokládat jemný klest s klestem většího podílu dřevní hmoty. Obecně tyto štěpkovače, v porovnání s diskovými a bubnovými, které mají obrovské výkony, patří tak tyto štěpkovače do kategorie s nižších výkonů.



obr. 1.10 – Schéma šnekového štěpkovacího mechanismu (10)

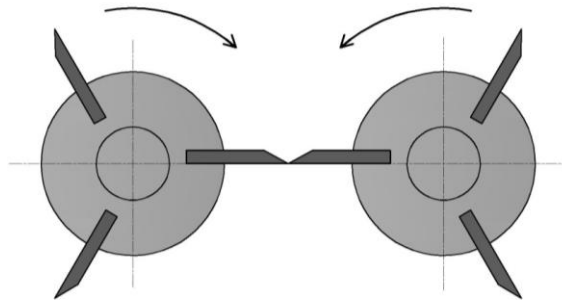


obr. 1.11 – Šnekový štěpkovací mechanismus (11)

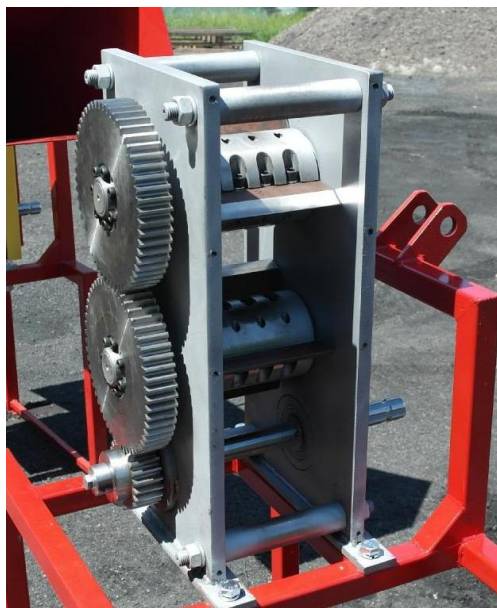
1.2.5 Špalíkovací mechanismus

Princip špalíkování je založen na potkávání se nožů v jednom bodě. Mechanismus se skládá ze dvou hřídelí, na každé z nich je radiálně ukotvených stejný počet nožů. Každá hřídel má zpravidla 3 až 4 nože. Tyto hřídele se otáčejí proti sobě tj. každá hřídel má jiný směr otáčení.

Výhodou této konstrukce, s minimálně třemi noži, je v samovolném posouvání materiálu do stroje. Nože se postupně „zakousávají“ a zároveň vtahují materiál do stroje až do daného bodu a následného přeseknutí. Špalíky ale nemají dostatečnou kinetickou energii a tak musí být vyřešen transport. První řešení nechává špalíky volně padat pod stroj a odtud se musí odebírat. Druhým řešením je použití např. dvojitého pytlavače, u kterého lze klapkou přepínat mezi plněním jednoho nebo druhého pytle. Třetím řešením je použití nějakého dopravníku, který materiál dopraví např. na připravenou vlečku. Délka špalíků se pohybuje v rozmezí 80 – 120 mm.



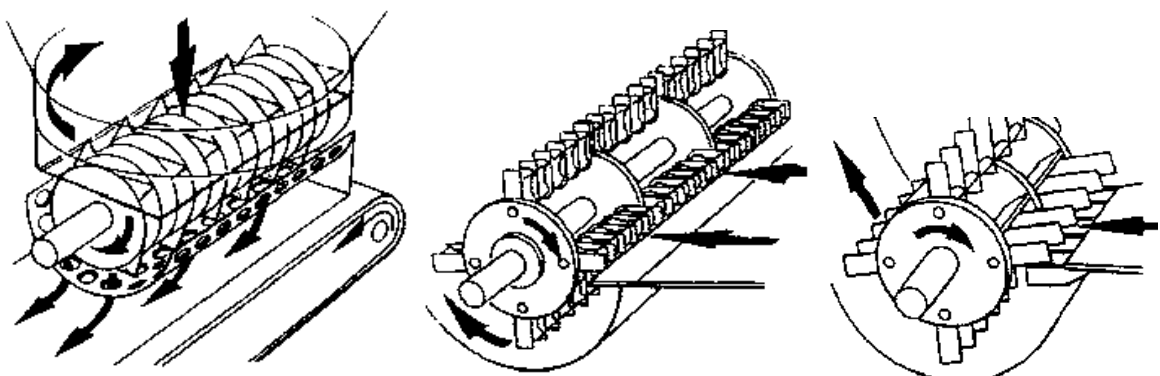
obr. 1.12 – Schéma špalíkovacího mechanismu (12)



obr. 1.13 – Špalíkovací mechanismus (13)

1.2.6 Kladívkový drtící mechanismus

Drtiče s kladívkovým drtícím ústrojím se většinou používají pro jemnou desintegraci dřevní hmoty. Na rotoru stroje jsou připevněny volně otáčející se kladívka (nože), kterými je materiál drcen. Jakmile částice dosáhnou požadované velikosti, propadnou sítím a zde jsou dále odebírány. Pro dosažení rovnoměrnosti velikosti částic bývají zpravidla tyto strojní zařízení konstruovány jako vícestupňové, např. dva sériově zařazené drtiče. Tyto drtiče jsou vhodné zejména pro drcení kůry, dřevních zbytků nebo větví do průměru 30 mm. Desintegrovaná frakce je vhodná k mulčování.



obr. 1.14 – Schémata typů kladívkového drtiče (14)



obr. 1.15 – Rotor kladívkového drtiče (15)

1.2.7 Pomaloběžný drtící mechanismus

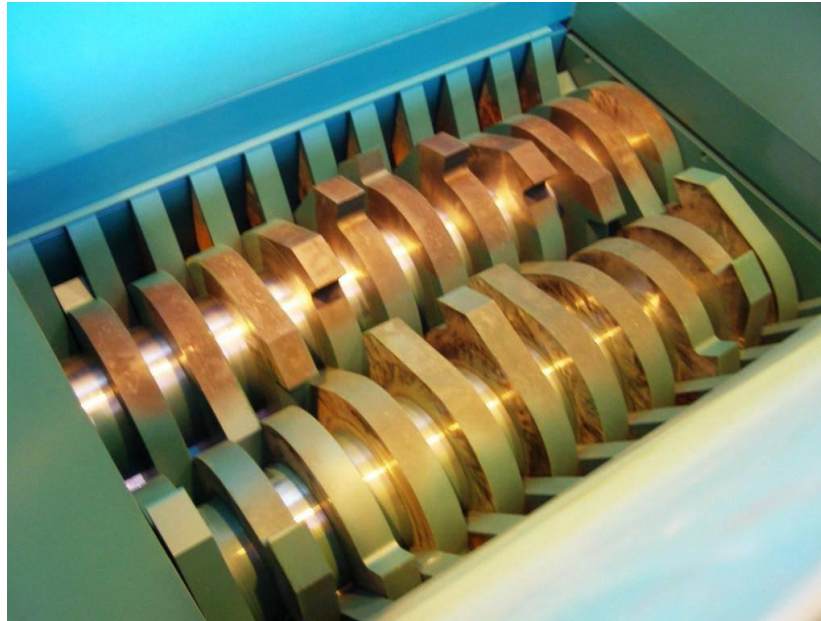
Drtiče na tomto principu jsou používány pro velkokapacitní drcení materiálu. Často jsou ve zpracovatelských linkách zařazeny a využívány jako první stroj, který slouží k tzv. předdrcení materiálu před jeho drcením nebo mletím najemno. Pracovní otáčky pomaloběžných drtičů se pohybují do maximálně 40 ot/min. Tyto velké stroje se hodí nejenom k drcení velkých pařezů, kmenů nebo velkých kusů dřevního odpadu, ale i pro drcení plastů, pneumatik a dokonce i celých automobilů.

Jednohřidelové drtiče – Pro drcení materiálů na malou homogenní frakci požadované výstupní velikosti v jednom stupni drcení. Pracují na principu stříhání materiálu mezi břity upevněnými na otáčejícím se rotoru a pevným ostřím ve tvaru hřebene. Materiál je pomocí hydraulického přitlačného zařízení natlačován na rotor a dochází tak k odfrézování vrstvy drceného materiálu. Výhodou těchto strojů je zpracování těžkých, neforemných a houževnatých materiálů.



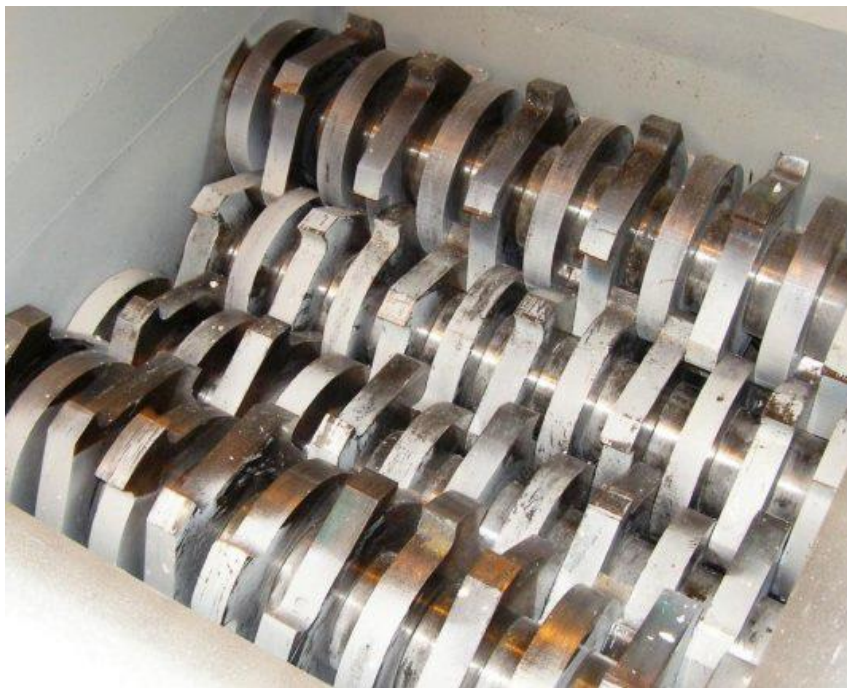
obr. 1.16 – Rotor jednohřidelového drtiče (16)

Dvouhřidelové drtiče – Stříhají a drtí materiál pomocí segmentů na hřidelích, které se pomalu otáčejí vůči sobě. Výstupem z drtiče jsou proužky nebo kousky odpadu, jejichž velikost závisí na charakteru vstupního materiálu a šíři segmentů. Drtiče jsou poháněny přes převodovku jedním nebo dvěma elektromotory, příp. hydromotory. Často využívány pro tzv. předdrcení.



obr. 1.17 – Dvouhřídelový drtič (17)

Čtyřhřídelové drtiče – Určeny pro drcení těžko držitelných materiálů na homogenní výstupní drť, kde nemůžou být použity jednohřídelové drtiče z důvodu poškození při drcení např. kusy kovu. Hlavní výhodou čtyřhřídelového principu drcení je v zamezení zanášení materiálem v prostoru mezi drticími segmenty. Prostor, vzhledem k naskládání segmentů na hlavních i pomocných hřídelích, se díky jejich vzájemnému prolínání neustále čistí a zároveň je materiál nadrcen na požadovanou velikost.



obr. 1.18 – Čtyřhřídelový drtič (18)

1.3 – Typy pohonných jednotek

1.3.1 – Pohon elektromotorem

Asynchronní elektromotory se objevují spíše u stacionárních nebo malých zahradních štěpkovačů. Motory jsou pevně uchyceny na rám stroje. Vyrábí se i kombinované konstrukce dvou typů pohonů. Např. pohon vývodovou hřídelí traktoru v kombinaci s pohonem elektromotoru. Pokud bude štěpkovač používán mobilně, tak využijeme pohon vývodovou hřídelí traktoru a když stacionárně nebo bude v blízkosti přívod el. energie, tak elektromotor.

Výhodou je levný provoz, motor může být krátkodobě přetížen a díky rotoru, který zároveň plní i funkci setrvačníku, tak i rovnoměrnější chod celého zařízení.

Nevýhodou je nutné zajištění přívodu elektrické energie.



obr. 1.19 – Pohon elektromotorem (19)

1.3.2 – Pohon spalovacím motorem

Pohonu spalovacím motorem se používá nejčastěji u mobilních štěpkovačů. U stacionárních až u velkých strojů, u kterých už svým výkonem nedostačuje pohon elektromotorem. Celý mechanismus i s motorem bývá upevněn na samostatném podvozku. Nejčastěji se používají vznětové motory, které jsou oproti zážehovým charakteristické vyšším kroutícím momentem a nižší spotřebou paliva, ale větší hmotností. Zážehové motory, tím, že jsou podstatně lehčí, jsou zejména vhodné pro menší a spíše zahradní stroje.



Obr. 1.20 – Štěpkovač s vlastním pohonem na podvozku (20)

1.3.3 – Pohon vývodovou hřídelí traktoru

Tento pohon je využíván u mobilních štěpkovačů, nesených v třibodovém závěsu traktoru. Výkon se z vývodové hřídele traktoru přenáší na štěpkovač pomocí kardanové hřídele. Na traktorech s vývodovou hřídelí bývá v souladu s mezinárodní normou ISO použito dvojího typu drážkování koncovek ($\phi = 35\text{mm}$). Pro přenos výkonu do 45k (30kW) je určena 6 drážková koncovka s otáčkami do 540 ot/min. Pro přenos výkonu nad 45k, tj. při max. otáčkách vývodové hřídele 1000 ot/min, je určena 21 drážková koncovka s evolventním drážkováním. Pokud stroj nemá ochranu proti přetížení, montují se kardany s přetěžovací spojkou, která při dosažení maximálního dovoleného momentu začne přeskakovat. Stroje pohaněné tímto pohonem mívají zpravidla nižší hmotnost než stroje s vlastním pohonnou jednotkou.

Výhodou tohoto pohonu bývá často, díky třibodovému závěsu traktoru, ve velkém rozsahu nastavení pracovní výšky štěpkovače pro obsluhu tzn., jak vysoko bude nad zemí. Pokud se ale podíváme z hlediska namáhání, tak ideální poloha pro kardan je v ose s vývodovou hřídelí traktoru. Čím více je mimo osu, tím více narůstá kombinované namáhání koncovek na ohyb.



obr. 1.21 – Pohon vývodovou hřídelí traktoru (21)

1.4 – Typy nosných konstrukcí

1.4.1 – Nesené za traktorem

Tyto typy strojů jsou nesené v tříbodovém závěsu traktoru. Při konstrukci stroje je nutno brát v potaz hmotnost celého zařízení. U traktoru jsme omezeni maximální zvedací silou hydraulického zařízení. Běžná síla na konci zvedacích ramen traktorů Zetor je 16000N. Často se tyto rámy konstruují i pro možnost připojení přípojného vozidla, což je velkou výhodou, protože štěpkovač s dopravníkem může rovnou dopravovat štěpku na připojenou vlečku.

1.4.2 – Na vlastním podvozku

Do této kategorie patří mobilní štěpkovače od malých až po velké výkony.

Malé, nebo spíše zahradní štěpkovače a drtiče, mívají pro transport ke svému rámu připevněny kolečka. Většinou se tyto stroje přemísťují ručně, protože dosahují malých výkonů a menších hmotností ve srovnání s výkonnějšími štěpkovači. Jejich výkon v jednotkách kW.



Obr. 1.22 – Zahradní drtič s kolečky (22)

Středně výkonné stroje na vlastním podvozku mohou být taženy za traktorem případně i často za automobilem. Tyto štěpkovače mají zpravidla vlastní pohonný agregát. Nejčastěji se jedná o benzínové (zážehové) motory. Díky pevnému podvozku se konstruují štěpkovače větších rozměrů i výkonů. Jejich výkony se pohybují v řádu desítek kW. Podvozky v této výkonové kategorii se zpravidla navrhují jako jednonápravové.



obr. 1.23 – Štěpkovač na jednonápravovém podvozku (23)

Velké průmyslové mobilní štěpkovače a drtiče jsou vyráběny jako návěsy za tahače. Běžně dosahují hnací agregáty těchto strojů výkonu 300 kW, ale vyrábí se i stroje s agregáty o výkonu až 750 kW a váze celého návěsu 40t. Jsou vhodné zejména pro velké masy těžebních zbytků. Materiál je nejčastěji vkládán do velké násypky kolovým nakladačem, ale jsou v provedení i s hydraulickou rukou s drapákem. Vzhledem k váze se tyto podvozky dělají až čtyřnápravové.



obr. 1.24 – Návěs s drtičem (24)

1.4.3 – Samojízdné

Samojízdné štěpkovače jsou určeny do terénu, kde se obtížně dostává ostatní technika. Vyráběny jsou verze s pásovým podvozkem, s pojezdovou rychlostí do 5 km/h, nebo kolové s pojezdovou rychlostí až 40 km/h. Pohyb bývá zajištěn hydromotory. Některé stroje většího výkonu bývají vybaveny bezpečnostní kabinou pro operátora, odkud vše řídí. Kabinu mohou mít vyjetím pomocí hydrauliky pracovní pozici nebo sjetím transportní pozici. Menší stroje středního výkonu mají ruční vkládání materiálu, zatímco velké jsou zpravidla vybaveny hydraulickou rukou s otočným drapákem. Jsou vyráběny ve verzích od středních až po velké výkony 900 kW, které na pásovém podvozku váží až 45t.

Pro pohyb ve svahu jsou vyráběny stroje s hydraulicky nastavitelnými pásy. Každý pás je samostatně nastavitelný a tím je možno se pohybovat po svahu se sklonem až 35°.



obr. 1.25 – Samojízdný pásový štěpkovač s hydraulickou rukou (25)



obr. 1.26 – Samojízdný pásový štěpkovač pro práci ve svahu (26)

1.5 – Typy podávacích mechanismů

1.5.1 – Bez podávacího mechanismu – ruční podávání

Podávací mechanismus většinou nebývá u jednoduchých štěpkovačů. To jsou například malé zahradní štěpkovače pro zpracování malého množství zahradního odpadu. Štěpkování bez podávacího ústrojí by totiž u většího objemu štěpkovaného materiálu bylo velmi fyzicky náročné, neboť štěpkovaný materiál „padá“ do stroje vlastní tíhou nebo přitlakem obsluhy stroje. Jak již bylo řečeno, štěpkování je vhodné pouze pro např. malé větve i z důvodu bezpečnosti obsluhy. U větších větví hrozí nebezpečí vtáhnutí a vážné poranění ruky.

1.5.2 – Bez podávacího mechanismu – se samočinným podáváním

Některé typy strojů mají zajištěno, jak již plyne z principu jejich funkce mechanismu, plynulé samočinné podávání štěpkovaného materiálu bez použití dalšího speciálního podávacího mechanismu. Tato funkce platí např. u špalíkovacího mechanismu konstrukčně s minimálně třemi noži na jedné hřídeli. Nože opisují kružnici a při řezu zároveň posouvají (podávají) materiál k dalšímu řezu. Dalším typem je šnekový štěpkovací mechanismus, u kterého je díky kuželovitosti šneku materiál plynule při řezu vtahován do stroje.

1.5.3 – S podávacím mechanismem

Pro správnou funkci mechanismu je jej potřeba použít např. u diskového nebo bubnového štěpkovacího mechanismu. U strojů středního výkonu jej pouze tvoří otáčející se profilované válce. Horní válec je uložen pohyblivě kvůli zajištění těsného kontaktu se štěpkovaným materiálem o různém průměru. Stroje většího výkonu jsou navíc vybaveny stolem s podávacími řetězy, které posouvají materiál k podávacím válcům a drtícímu ústrojí. Materiál je na stůl nejčastěji vkládán kolovým nakladačem nebo hydraulickou rukou s drapákem. Pohon těchto mechanismů je nejčastěji řešen pomocí hydromotorů nebo mechanickým převodem od hřídele rotoru stroje.

2 POUŽÍVANÉ MECHANISMY V PRAXI

2.1 Jednorotorový štěpkovací mechanismus

Do této kategorie patří hobby zahradní štěpkovače s výkonem do 3 kW. Přední výrobce strojů s tímto typem mechanismu je firma Bosch.

2.1.1 Bosch AXT 25D

Zahradní štěpkovač, složený z jedné řezné hlavy ve tvaru frézy. Jeho velkou předností, díky typu použitého štěpkovacího mechanismu, je tichý provoz. Při štěpkování je materiál samočinně vtahován do stroje. Součástí stroje je i sběrný koš o objemu 53 l. Vzhledem k nízké hmotnosti je se strojem snadná manipulace. [1]



obr. 2.1 – Bosch AXT 25D (27)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	40 mm
	Výkon	175 kg/h
	Hmotnost	31,3 kg
Pracovní ústrojí	Počet břitů	8
	Otáčky rotoru	40 ot/min
Podávací mechanismus	samočinné podávání	
Pohonná jednotka	Typ	Elektromotor
	Výkon	2500 W
Rozměry	Výška	670 mm
	Šířka	400 mm
	Délka	600 mm

tab. 1 – Parametry štěpkovače Bosch AXT 25D

2.2 - Diskový štěpkovací mechanismus

Mezi nejvýznamnější výrobce na trhu s diskovými štěpkovači patří Linddana, Greenmech, Farmi, JBM apod. Z českých výrobců Bystroň a Laski.

2.2.1 Linddana TP 200

Linddana je dánská firma, založena roku 1980. Zabývá se výrobou zejména diskových štěpkovačů v několika řadách a velikostech. Nejmenší štěpkovače jsou vyráběny od maximálního štěpkovaného průměru 130 mm až po 400 mm.[2]

TP 200 je diskový mobilní štěpkovač nesený za traktorem. Výkon jde z vývodové hřídele traktoru, přes kardan a na rotující disk stroje. Na rotoru jsou upevněny tři nože. Podávání materiálu do stroje zajišťují dva profilované válce, které jsou poháněny hydromotory. Vyrábí se i ve verzi na vlastním neseném podvozku nebo s otočným šasi.[2]



obr 2.2 – Linddana TP 200 (28)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	200 mm
	Výkon	18 m ³ /h
	Hmotnost	700 kg
	Délka štepky	4 - 10 mm
Pracovní ústrojí	Počet břitů	3
	Otáčky rotoru	540 nebo 1000 ot/min
Podávací mechanismus	Dva podávací válce, poháněné hydromotory	
	Velikost vstupního otvoru	210 x 265 mm
Pohonná jednotka	Typ	Traktor
	Výkon	30 - 85 kW
Rozměry	Výška	2440 mm
	Šířka	1424 mm
	Délka	2480 mm

tab. 2 – Parametry diskového štěpkovače Linddana TP 200

2.2.2 Laski LS 150D

Firma Laski, založená v roce 1992, je českým výrobcem profesionální lesní a komunální techniky. Mezi její hlavní výrobky patří štěpkovače, drtiče, frézy na pařezy apod. [3]

Tento typ diskového štěpkovače je vybaven dieslovým hnacím agregátem. Celý stroj i s hnacím agregátem je montován na vlastní dvounápravový podvozek. Mezi výhody tohoto typu štěpkovače, patří otočné šasi se dvanácti polohami otáčení v rozsahu 360°. Stroj má možnost, při startování motoru, odpojení rotoru štěpkovače. Rotor je osazen dvěma noži. Podávání materiálu zajišťují dva profilované válce, s možností regulace rychlosti posuvu, poháněné hydromotory.[3]



obr. 2.3 – Laski LS 150D (29)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	150 mm
	Výkon	12 m ³ /h
	Hmotnost	1170 kg
	Délka štepky	9 mm
Pracovní ústrojí	Počet břitů	2
	Průměr rotoru	560 mm
Podávací mechanismus	Dva podávací válce, poháněné hydromotory s regulací	
	Velikost vstupního otvoru	290 x 220 mm
Pohonná jednotka	Typ	Dieslový motor
	Výkon	21 kW
	Spotřeba	4 l/h
	Velikost nádrže	30 l
Rozměry	Délka	3895 mm
	Šířka	1800 mm
	Výška	2720 mm

tab. 3 – Parametry diskového štěpkovače Laski LS 150D

2.3 – Bubnový štěpkovací mechanismus

Tento typ mechanismu je obecně používán pro „větší“ průměry dřevní hmoty. Mezi nejvýznamější výrobce na trhu bubnových štěpkovačů patří Morbark, Bandit, Vermeer a Bieber.

2.3.1 Bandit 1390 XP

Společnost Bandit Industries, založená roku 1983 v americkém Michiganu, je jedním z největších světových výrobců profesionální lesní a dřevozpracující techniky. [4]

Tento model bubnového štěpkovače je speciálně určen pro těžký provoz. Je navržen pro zpracování „větších“ průměrů (do 330 mm). Je vybaven nožovým bubnem velkého průměru a hmotnosti. Buben řeže velkou část materiálu šikmo ve směru vláken a ne kolmo k nim. Tímto dochází k velké úspoře paliva a snížení vibrací. Podávání zajišťují dva, hydromotory poháněné, válce. Celý mechanismus stroje i s motorem je montován na vlastní, jednonápravový podvozek. [5]



Obr. 2.4 – Bandit 1390 XP (30)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	330 mm
	Hmotnost	2400 kg
Pracovní ústrojí	Počet břitů	4
	Průměr bubnu	940 mm
	Šířka bubnu	476 mm
	Otáčky bubnu	1080 ot/min
Podávací mechanismus	Dva podávací válce, poháněné hydromotory	
	Velikost vstupního otvoru	390 x 430 mm
Pohonná jednotka	Typ	Diesellový motor
	Výkon	50 - 105 kW
	Velikost nádrže	95 l
Rozměry	Délka	4500 mm
	Šířka	2300 mm
	Výška	2500 mm

tab. 4 – Parametry bubnového štěpkovače Bandit 1390 XP

2.3.2 Morbark 40/36 NCL

Americká společnost Morbark, se sídlem v Michiganu, byla založena roku 1957. Firma se specializuje na výrobu lesní zpracovatelské techniky.[6]

Tento typ bubnového štěpkovače patří do kategorie štěpkovačů velkého zpracovatelského výkonu. Jeho štěpkovací mechanismus dokáže zpracovat dřevní hmotu o průměru 50 cm. Podávání je řešeno podávacím stolem, který posouvá materiál k velkému podávacímu válci a ten pak do stroje. Štěpky jsou velmi rychle odváděny za pomoci tlakového vzduchu a tím se zvyšuje výkon stroje. Celý mechanismus včetně motoru, je montován na vlastní návěsový podvozek.[7]



obr. 2.5 – Morbark 40/36 NCL (31)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	508 mm
	Hmotnost	18300 kg
Pracovní ústrojí	Počet břitů	6
	Průměr bubnu	910 mm
	Šířka bubnu	1010 mm
	Otáčky bubnu	968 ot/min
Podávací mechanismus	Podávací stůl s pohyblivými pásy, podávací válec	
	Velikost vstupního otvoru	1010 x 610 mm
Pohonná jednotka	Typ	Diesellový motor
	Výkon	450 - 520 kW
	Velikost nádrže	1135 l
Rozměry	Délka	10260 mm
	Šířka	1980 mm
	Výška	3530 mm

tab. 5 – Parametry bubnového štěpkovače Morbark 40/36 NCL

2.4 – Šnekový štěpkovací mechanismus

Jedná se o stroje spíše středního nebo nižšího výkonu. Zahraničním výrobcem těchto typů štěpkovačů je např. firma Laimet. Nejznámější český výrobce je firma Bystroň.

2.4.1 Laimet HP – 21

Finská společnost Laitia Metal byla založena v roce 1973. Firma se specializuje na výrobu štěpkovačů a kotoučových pil na výrobu řeziva.[8]

Mobilní štěpkovač, nesený za traktorem. Založen na jednoduché konstrukci, s kónickým tvarem šneku. Tyto šneky vyrábí Laimet jako jednochodé. Materiál je již z principu zařízení, sám vtahován do stroje. Výkon je odebírán, přes kardan, z vývodové hřídele traktoru.[8]



obr. 2.6 – Laimet HP – 21 (32)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	170 mm
	Hmotnost	1000 kg
	Výkon	20 - 40 m ³ /h
Pracovní ústrojí	Počet chodů závitů	1
	Otáčky šneku	540 - 1000 ot/min
Podávací mechanismus	Samočinné podávání	
	Velikost vstupního otvoru	210 x 315 mm
Pohonná jednotka	Typ	Traktor
	Výkon	60 - 80 kW

tab. 6 – Parametry šnekového štěpkovače Laimet HP – 21

2.4.2 Bystroň Pirana

Česká firma Bystroň, založena v 90. letech, se zabývá výrobou zemědělské a lesnické techniky. Ve svém výrobním programu má šnekové štěpkovače, diskové štěpkovače, lanové navijáky, frézy na pařezy, štípače dřeva a mnoho další zemědělské techniky.[9]

Šnekový štěpkovač vyráběný v několika provedeních. Např. provedení za traktor, provedení za traktor v kombinaci s pohonem elektromotorem, nebo se spalovacím motorem. Šnek je vyráběn s dvouchodým závitem o velkém stoupání. Toto stoupání určuje zejména délku štěrky a také rychlost podávání materiálu do stroje.[9]



obr. 2.7 – Bystroň Pirana (33)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	70 mm
	Hmotnost	155 kg
	Výkon	5 m ³ /h
Pracovní ústrojí	Počet chodů závitu	2
	Otáčky šneku	540 - 1000 ot/min
Podávací mechanismus	Samočinné podávání	
Pohonná jednotka	Typ	Traktor
	Výkon	10 kW
Rozměry	Délka	1780 mm
	Šířka	1120 mm
	Výška	1650 mm

tab. 7 – Parametry šnekového štěpkovače Bystroň Pirana

2.5 – Špalíkovací mechanismus

Tento mechanismus, ve srovnání s ostatními typy mechanismů, nepotřebuje pro svůj chod tolik výkonu a může být připojen i k traktorům o menším výkonu. Je to dáno tím, že špalíky se krátí na větší délky. U předešlých typů je výsledný produkt výrazně jemnější a vykonaná práce stroje daleko vyšší.

2.5.1 Rojek DH 10 SP

Česká firma Rojek, založená roku 1921, se specializuje nejen na výrobu dřevoobráběcích strojů, ale i na výrobu drtičů, štípačů, briketovacích lisů, kotlů apod.[10]

Tento typ špalíkovače je určen pro hrubé krácení dřevní hmoty do průměru 80 mm. Vlastní drcení obstarávají dva nožové hřídele o průměru 120 mm, které se rovnoměrně otáčejí ostřím proti sobě. Při přetížení je stroj chráněn před poškozením talířovými pružinami na reakčním šroubu, které při přetížení nebo zakousnutí nožů propuží, čímž dojde k uvolnění klínových řemenů. Vyrábí se v provedení do třibodového závěsu traktoru.[10]



obr. 2.8 – Rojek DH 10 SP (34)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	80 mm
	Hmotnost	250 kg
	Výkon	1,5 m ³ /h
Pracovní ústrojí	Počet párů nožů	3
	Otáčky hřídelí	540 - 1000 ot/min
Podávací mechanismus	Samočinné podávání	
Pohonná jednotka	Typ	Benzínový motor
	Výkon	3,6 kW
	Spotřeba	0,6 l/h
Rozměry	Délka	1800 mm
	Šířka	1114 mm
	Výška	1840 mm

tab. 8 – Parametry špalíkovače Rojek DH 10 SP

2.5.2 Urban TR110

Česká firma Urban kovo, založená v roce 2011, se specializuje a věnuje pouze vývoji a výrobě špalíkovačů.[11]

TR110 je nesený mobilní špalíkovač v tříbodovém závěsu traktoru. Výkon je přenášen přes kardan s přetěžovací spojkou, z vývodové hřídele traktoru. Spojka je nastavena na kroutící moment 1600 Nm a chrání stroj před poškozením. Odtud se výkon přenáší na převodovku s olejovou náplní a hřídele špalíkovacího mechanismu. Při chodu si nože samy podávají materiál. Stroj se vyrábí v provedení s pytlavačem nebo pásovým dopravníkem.[11]



obr. 2.9 – Urban TR110 (35)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	120 mm
	Hmotnost	670 kg
	Výkon	10 m ³ /h
	Délka štěrky	70 - 220 mm
Pracovní ústrojí	Počet párů nožů	3
	Vstupní otáčky	540 - 1000 ot/min
Podávací mechanismus	Samočinné podávání	
	Velikost vstupního otvoru	290 x 290 mm
Pohonná jednotka	Typ	Traktor
	Výkon	40 kW
Rozměry	Délka	1560 mm
	Šířka	2480 mm
	Výška	1230 mm

tab. 9 – Parametry špalíkovače Urban TR110

2.6 – Kladívkový drtící mechanismus

2.6.1 Bystroň Drtič kůry

Drtič kůry, využívající kladívkového drtícího mechanismu, je strojní zařízení, určené k drcení dřevní kůry na frakci vhodnou k použití při sadbových úpravách nebo mulčování. Drceným materiálem mohou být dále dřevní zbytky nebo větve do průměru 30 mm. Drtič nemá podávací mechanismus, materiál „padá“ do stroje vlastní tíhou. Velikost (hrubost) drcené frakce lze měnit velikostí síta. Drtič je vyráběn ve třech šířkách pracovního bubnu. Dále jako stacionární, poháněný elektromotorem nebo mobilní, nesený v tříbodovém závěsu traktoru.[9]



obr. 2.10 – Bystroň Drtič kůry (36)

Základní parametry	Maximální průměr materiálu	30 mm
	Výkon	2, 3, 4 m ³ /h
	Velikost výsledné frakce	dle velikosti síta
Pracovní ústrojí	Šířka bubnu	200, 400, 600 mm
Podávací mechanismus	Bez podávacího mechanismu	
Pohonná jednotka	Typ	Elektromotor
	Výkon	4, 5,5, 7,5 kW

tab. 10 – Parametry Drtiče kůry Bystroň

2.7 – Pomaloběžný drtící mechanismus

Výsledným produktem je hrubá štěpka. Často se tyto stroje využívají k tzv. předdrcení materiálu. Vyrábí se jako jednohřídelové, dvouhřídelové, čtyřhřídelové. Maximální otáčky hřídelů jsou do 40 ot/min. Drtiče tohoto typu jsou vyráběny jako stacionární stroje.

2.7.1 Odes DRT 1200

Firma Odes, založena v roce 1993, patří mezi přední výrobce a dodavatele drtících, dopravních, třídících a separačních zařízení v ČR.[12]

Drtiče řady DRT jsou nejsilnější dvouhřídelové drtiče s jedním pohonem. Drcení probíhá mezi dvěma otáčejícími se hřídeli osazenými segmenty. Materiál se drtí na střížných stranách. Výstupem jsou kousky nebo proužky materiálu dle šíře segmentů. Drtič nemá podávací mechanismus. Materiál je pouze dopravován do násypky kolovým nakladačem nebo pásovým dopravníkem.[12]



obr. 2.11 – Odes DRT 1200 (37)

Základní parametry	Pracovní plocha	1200 x 590 mm
	Hmotnost	3900 kg
	Výkon	1500 - 2500 kg/h
Pracovní ústrojí	Šířka segmentů	32 nebo 64 mm
	Počet hřídelí	2
Podávací mechanismus	Bez podávacího mechanismu	
Pohonná jednotka	Typ	Elektromotor
	Výkon	22, 30 kW
	Počet motorů	1

tab. 11 – Parametry drtiče Odes DRT 1200

II. PRAKTICKÁ ČÁST

3 ZADÁNÍ

Cílem této práce je navrhnout konstrukci mobilního špalíkovače. Špalíkovač jako mobilní stroj, bude nesen v třibodovém závěsu traktoru. Výkon pro chod stroje bude odebírán přes kardan, z vývodové hřídele traktoru.

Parametry pohonu:

Výkon traktoru

$$P = 30 \text{ kW} = 30000 \text{ W}$$

Otáčky vývodové hřídele traktoru

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

3.1 – Výpočet celkové práce pohonu

Výpočet doby trvání 1 otáčky hřídele:

$$n_{VH} = 540 \text{ ot/min} = 9 \text{ ot/s}$$

$$n_{VH} = \frac{1}{t} \rightarrow t = \frac{1}{n} = \frac{1}{9} = \underline{0,11 \text{ s}}$$

Celková práce pohonu:

$$P = \frac{W_C}{t} \rightarrow W_C = P \cdot t = 30000 \cdot 0,11 = \underline{3333,3 \text{ J}}$$

Pohon je teoreticky schopen dodat maximálně energii 3333,3 J.

3.2 – Výpočet maximálního průměru vkládaného dřeva

Výpočet maximálního vkládaného průměru dřeva vychází z celkové práce pohonu, kterou je schopen dodat. Za sílu je dosazena střižná síla F_s a za dráhu v tomto případě dosazen náš hledaný průměr d . Celý výpočet je ještě vynásoben celkovým počtem nožů.

$$W_C = F_s \cdot d \cdot n_{noží}$$

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} \rightarrow F_s = \tau_s \cdot S = \frac{\tau_s \cdot \pi \cdot d^2}{4}$$

Pokud dosadíme vyjádřenou sílu F_s do původní rovnice, můžeme z ní vyjádřit náš hledaný průměr d .

$$W_C = \frac{\tau_s \cdot \pi \cdot d^2 \cdot d \cdot n_{noží}}{4} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot W_C}{\tau_s \cdot \pi \cdot n_{noží}}}$$

Řezné parametry:

Počet nožů $n_{\text{nožů}} = 3$

Pevnost dřeva ve smyku:

akát, tis – $\tau_{\text{tvrdé}} = 14 \text{ MPa}$

dub, buk – $\tau_{\text{střední}} = 8 \text{ MPa}$

smrk, topol – $\tau_{\text{měkké}} = 3 \text{ MPa}$

Teoretický výpočet průměru pro tvrdé, akátové, tisové dřevo:

$$d_{\text{tvrdé}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot W_C}{\tau_{\text{tvrdé}} \cdot \pi \cdot n_{\text{nožů}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3333,3}{14 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 3}} = 0,047 \text{ m} = \underline{47 \text{ mm}}$$

Středně tvrdé, dubové, bukové dřevo:

$$d_{\text{střední}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot W_C}{\tau_{\text{střední}} \cdot \pi \cdot n_{\text{nožů}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3333,3}{8 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 3}} = 0,056 \text{ m} = \underline{56 \text{ mm}}$$

Měkké, smrkové, topolové dřevo:

$$d_{\text{měkké}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot W_C}{\tau_{\text{měkké}} \cdot \pi \cdot n_{\text{nožů}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3333,3}{3 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 3}} = 0,078 \text{ m} = \underline{78 \text{ mm}}$$

Výpočet střížné síly:

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} \rightarrow F_s = \tau_s \cdot S = \frac{\tau_{\text{tvrdé}} \cdot \pi \cdot d^2}{4} = \frac{14 \cdot \pi \cdot 47^2}{4} = \underline{24289 \text{ N}}$$

Tvrdé, akátové, tisové dřevo: 24289 N

Středně tvrdé, dubové, bukové dřevo: 19000 N

Měkké, smrkové, topolové dřevo: 14000 N

Při špalíkování měkkého dřeva může být teoreticky použita kulatina o průměru až 78mm. Vypočtené průměry kulatin se přibližně shodují s hodnotami běžně vyráběných typů špalíkovačů.

3.3 – Výpočet ozubených kol

Výpočet je proveden dle normy ČSN 91 4686, která poohlíží na poškození zubů jako výsledek únavového procesu a respektuje řadu vlivů, např. počet a velikost zubů, počet cyklů, únavovou pevnost kol a jiné.

Jelikož se jedná o otevřený převod, tak je směřodatný především výpočet na ohyb. Nebezpečí pittingů zde prakticky nehrozí a kontrola na dotyk se běžně neprovádí.

Zadané hodnoty: $P = 30 \text{ kW}$; $n_{vH} = n = 540 \text{ ot/min}$; $M_k = M_t = 530 \text{ Nm}$, $L_h = 5000 \text{ h}$

Počet cyklů:

$$N = 60 \cdot L_h \cdot n = 60 \cdot 5000 \cdot 540 = \underline{1,6 \cdot 10^8}$$

Volba počtu zubů $z = 40$, předběžná volba obou kalených kol, tj. $HB > 350$

Z přílohy 1 bylo odečteno: $k_\alpha = 1,8$ při posunutí $x = 0$

$$Y_F = 2,1$$

Volba materiálu oz. kol: 12 050, zušlechtěno na $\sigma_{Pt} = 700 \text{ MPa}$, povrch kalený na 48 HRC; viz. příloha 2

Protože N je větší než $N_0 = 4 \cdot 10^6$, patří kola do oblasti dlouhodobé únavové pevnosti.

Mez dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu:

$$\sigma_{CN} = \sigma_{C(0)} \approx 0,6 \cdot \sigma_{Pt} = 0,6 \cdot 700 = \underline{420 \text{ MPa}} \quad [14]$$

Součinitel vrubu:

$$k_\beta = \eta'_c \cdot k_\alpha = 0,85 \cdot 1,8 = \underline{1,53}$$

η'_c – Součinitel citlivosti materiálu na vruby; 1 – objemově kalená kola, 0,75 -0,85 normalizačně žíhaná, zušlechtěná a povrchově kalená kola; 0,7 – 0,75 cementovaná a nitridovaná kola

k_α – součinitel tvaru (*příloha 1*)

Předběžná volba: $S_{Fmin} = 2$

$$Y_R = 0,9$$

$$Y_M = 1$$

S_{Fmin} – Minimální součinitel bezpečnosti na ohyb $S_{Fmin} = 1,5 - 2$

Y_R – Součinitel jakosti povrchu: 0,6 – 1,2 (hodnoty $Y_R > 1$ při jemném broušení a leštění)

Y_M – Součinitel velikosti: Při $d_a < 400 \text{ mm}$ nebo při $m < 10 \text{ mm}$, je možno dosadit $Y_M = 1$; při $400 < d_a < 2000 \text{ mm}$ je $Y_M = 1,05 - 0,000125d_a$.

Dovolené namáhání v ohybu:

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{CN} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F\min} \cdot k_\beta} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1}{2 \cdot 1,53} = \underline{123,5 MPa}$$

Návrh modulu:

Předběžná volba: $K_F = 1,5$
 $\psi_m = 10$ z přílohy 3

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_t \cdot Y_F}{\sigma_{FD} \cdot \psi_m \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 530 \cdot 10^3 \cdot 2,1}{123,5 \cdot 10 \cdot 40}} = 4,1 mm \rightarrow \underline{\text{volba } 5 mm}$$

Pro soukolí volím modul 5 mm. Provoz v praxi dokázal, že u běžně vyráběných konstrukcí těchto strojů, je tato velikost modulu plně dostačující.

Základní rozměry soukolí:

$$d = m \cdot z = 5 \cdot 40 = 200 mm$$

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (200 + 200) = 200 mm$$

$$b_w = \psi_m \cdot m = 10 \cdot 5 = 50 mm$$

Kontrola na ohyb:

Upřesnění součinitele zatížení K_F :

$$K_F = K_I \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,7 \cdot 1,42 \cdot 1 \cdot 1,05 = \underline{2,54}$$

$K_I = 1,7$ – viz příloha 4 - Součinitel vnějších dynamických sil

$K_V = 1,42$ – viz příloha 5 pro $v = 5,65$ m/s a pro 8. stupeň přesnosti – Součinitel vnitřních dynamických sil

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 540}{60} = \underline{5,65 m/s}$$

$K_{F\alpha} = 1$ – Součinitel pro namáhání na ohyb. Pro soukolí o nižší přesnosti platí: $K_{F\alpha} = 1$

$K_{F\beta} = 1,05$ – viz příloha 6 pro $\psi_d = b_w/d = 0,25$ a pro soukolí V – součinitel vlivu koncentrace napětí v závislosti na uložení

Obvodová síla:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 530 \cdot 10^3}{200} = \underline{5300 N}$$

Výpočtové nominální napětí σ_F a kritické napětí σ_{Fkrit} :

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_F}{b_w \cdot m} = \frac{2,54 \cdot 5300 \cdot 2,1}{50 \cdot 5} = \underline{113 MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit} = \frac{\sigma_{CN} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_\beta} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,53} = \underline{247 MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb:

$$S_F = \frac{\sigma_{Fkrit}}{\sigma_F} = \frac{247}{113} = 2,18 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Vypočítané soukolí s $m = 5 \text{ mm}$ vyhovuje s bezpečností na ohyb $S_F = 2,18$.

3.4 - Výpočet reakcí na hřídeli

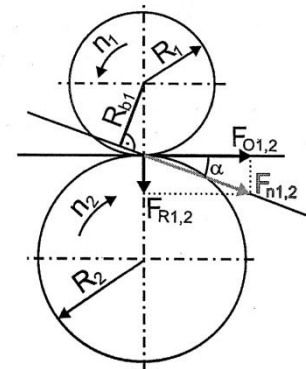
Aby mohl být proveden výpočet, musí být ještě zjištěna radiální síla v ozubení, zatěžující ložiska a hřídel na ohybové namáhání.

Síla v ozubení:

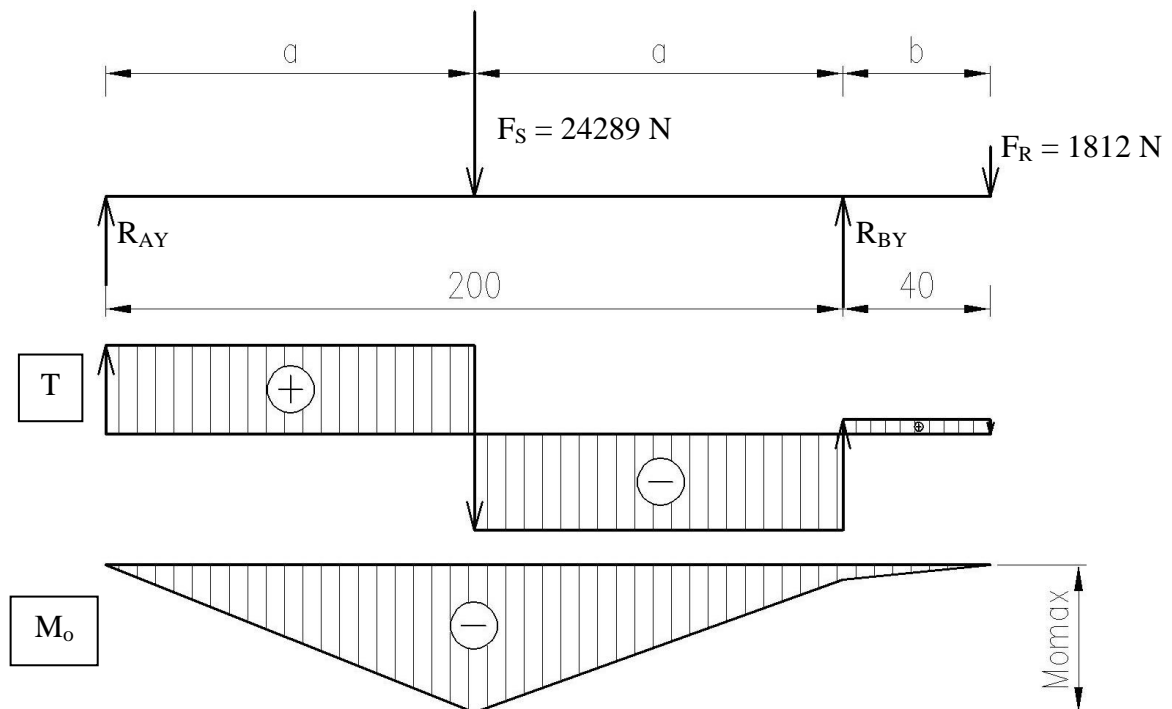
$$F_{oz} = F_n = \frac{2 \cdot M_K}{d} = \frac{2 \cdot 530 \cdot 10^3}{200} = \underline{5300 N}$$

Normalizovaný úhel záběrové úsečky $\alpha = 20^\circ$

$$F_R = F_{oz} \cdot \sin \alpha = 5300 \cdot \sin 20^\circ = \underline{1812 N}$$



obr. 3.1 – Síly v ozubení (38)



obr. 3.2 – Průběh posouvajících sil T a ohybového momentu M_o (39)

$$\sum F_{iy} = 0 \quad R_{AY} - F_S + R_{BY} - F_R = 0 \rightarrow R_{AY}$$

$$\sum M_{iA} = 0 \quad -F_S \cdot a + R_{BY} \cdot 2a - F_R \cdot (2a + b) = 0 \rightarrow R_{BY}$$

$$R_{BY} = \frac{F_S \cdot a + F_R \cdot (2a + b)}{2a} = \frac{24289 \cdot 0,1 + 1812 \cdot (2 \cdot 0,1 + 0,04)}{2 \cdot 0,1} = \underline{14319 \text{ N}}$$

$$R_{AY} = F_S + F_R - R_{BY} = 24289 + 1812 - 14319 = \underline{11782 \text{ N}}$$

$$M_{OA} = -F_S \cdot a = -24289 \cdot 0,1 = -2429 \text{ Nm} = M_{O_{\max}}$$

$$M_{OB} = -F_R \cdot b = -1812 \cdot 0,04 = -73 \text{ Nm}$$

3.5 - Výpočet průměrů hřídele

Jelikož se jedná o velmi rázově namáhané součásti, je nutno ve výpočtu počítat i s cyklickým namáháním.

Výpočet dovoleného cyklického napětí v ohybu:

Volba materiálu: uhlíková ocel 11600; $\sigma_{Pt} = 650 \text{ MPa}$

$$\sigma_{DCO} = \frac{\sigma_{CO} \cdot \xi \cdot \chi}{\beta} = \frac{275 \cdot 0,85 \cdot 0,81}{1,65} = \underline{115 \text{ MPa}}$$

$\sigma_{CO} = 275 \text{ MPa}$ – viz příloha 7 pro 11600 – Dovolené ohybové cyklické napětí

$\xi = 0,85$ – viz příloha 8 pro jemně soustružený povrch – Součinitel jakosti povrchu

$\chi = 0,81$ – viz příloha 9 pro průměr 60 mm – Součinitel velikosti

$\beta = 1,65$ – viz příloha 10 pro ohyb – Součinitel velikosti vrubu

Výpočet redukovaného momentu: $M_{O_{\max}} = 2429 \text{ Nm}$

$$M_k = 530 \text{ Nm}$$

$$M_{O_{\text{red}}} = \sqrt{M_{O_{\max}}^2 + 0,75 \cdot M_k^2} = \sqrt{2429^2 + 0,75 \cdot 530^2} = \underline{2472 \text{ Nm}}$$

Výpočet průměru hřídele v hlavní pracovní části: $\sigma_{DCO} = 115 \text{ MPa}$

$$\sigma_o = \frac{M_{O_{\text{red}}}}{W_o} \leq \sigma_{DCO}$$

$$\frac{32 \cdot M_{O_{\text{red}}}}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{DCO} \rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O_{\text{red}}}}{\pi \cdot \sigma_{DCO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2472 \cdot 10^3}{\pi \cdot 115}} = 60 \text{ mm} \rightarrow \underline{\text{volba } 60 \text{ mm}}$$

Volím průměr hřídele v hlavní pracovní části 60 mm. Provoz běžně vyráběných typů v praxi ukázal, že tento průměr je plně dostačující a jeho navyšování není třeba.

Kontrola průměru pod ložisky: $M_o = 73 \text{ Nm}$
 $M_k = 530 \text{ Nm}$

Z výsledků je jasně patrné, že hřídel v tomto průřezu je jasně namáhána na krut. Proto budeme kontrolovat průřez cyklicky namáhaným krutem.

$$\tau_{DCK} = \frac{\tau_{CK} \cdot \xi \cdot \chi}{\beta} = \frac{155 \cdot 0,85 \cdot 0,76}{1,5} = \underline{100 \text{ MPa}}$$

$\tau_{DC} = 155 \text{ MPa}$ – viz příloha 7 – Dovolené smykové cyklické napětí

$\xi = 0,85$ – viz příloha 8 pro jemně soustružený povrch – Součinitel jakosti povrchu

$\chi = 0,73$ – viz příloha 9 pro průměr 60 mm – Součinitel velikosti

$\beta = 1,65$ – viz příloha 10 pro krut – Součinitel velikosti vrubu

$$\tau_K = \frac{M_k}{W_K} \leq \tau_{DCK}$$

$$\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{DCK} \rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DCK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 530 \cdot 10^3}{\pi \cdot 100}} = \underline{30 \text{ mm}} < 60 \text{ mm} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Z výsledku je jasně patrné, že průměr pod ložiskem z pevnostního hlediska vyhovuje.

3.6 – Výpočet drážkování na hřídeli

Drážkovaný spoj bude přenášet krouticí moment od setrvačnicku na pracovní hřídele.

Předběžná volba: rovnoboké drážkování; střední řada; 8x52x60

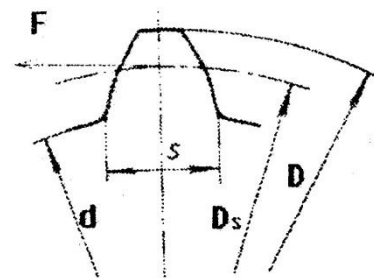
$$M_K = \frac{F \cdot D_s}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot M_K}{D_s}$$

$$D_s = \frac{D + d}{2} \quad S = A' \cdot l$$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$\frac{2 \cdot M_K}{D_s \cdot A' \cdot l} = \frac{4 \cdot M_K}{(D + d) \cdot A' \cdot l} \leq p_D \rightarrow l$$

$$l \geq \frac{4 \cdot M_K}{(D + d) \cdot A' \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 530 \cdot 10^3}{(60 + 52) \cdot 18 \cdot 50} = 21 \text{ mm} \rightarrow \underline{\text{volba } 40 \text{ mm}}$$



obr. 3.3 – Drážka (40)

$A' = 18 \text{ mm}^2$ – viz příloha 11 - Činná plocha drážek na 1 mm délky; $A' = 0,75h \cdot z$

$p_D = 50 \text{ MPa}$ – viz příloha 12 – Dovolенý tlak na bocích

Kontrola na stříh: $\tau_{DS} = 70 \text{ MPa}$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_K}{D_s \cdot S} = \frac{4 \cdot M_K}{(D+d) \cdot b \cdot l \cdot z} = \frac{4 \cdot 530 \cdot 10^3}{(60+52) \cdot 10 \cdot 40 \cdot 8} = \underline{5,9 \text{ MPa}} < 70 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

volím: ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 52g7 x 60a11 x 10f7

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 52H7 x 60H11 x 10H11

3.7 – Výpočet pera na hřídeli pod ozubeným kolem

Předběžná volba pera pro průměr 60 mm: $b = 18 \text{ mm}$
 $t = 6,8 \text{ mm}$
 $t_1 = 4,2 \text{ mm}$
 $\tau_{DS} = 70 \text{ MPa}$ – viz [15]
 $p_{DOV} = 150 \text{ MPa}$ – viz [15]

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS}$$

$$\frac{2 \cdot M_K}{d \cdot b \cdot l} \leq \tau_{DS} \rightarrow l \geq \frac{2 \cdot M_K}{d \cdot b \cdot \tau_{DS}} = \frac{2 \cdot 530 \cdot 10^3}{60 \cdot 18 \cdot 70} = 14 \text{ mm} \rightarrow \underline{\text{volba } 40 \text{ mm}}$$

Kontrola na otlačení pera v hřídeli:

$$p_1 = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot t \cdot l} = \frac{2 \cdot 530 \cdot 10^3}{60 \cdot 6,8 \cdot 40} = \underline{64 \text{ MPa}} < 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otlačení pera v náboji:

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot 530 \cdot 10^3}{60 \cdot 4,2 \cdot 40} = \underline{105 \text{ MPa}} < 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

volím: PERO 18e7 x 11 x 40 ČSN 02 2562

3.8 – Návrh ložisek pro pracovní hřídele

Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení ložiska:

$$P_r = X \cdot F_R + Y \cdot F_{AX} = 0,56 \cdot 14319 = \underline{8019 N}$$

$$F_R = R_{By} = 14319 N$$

$$F_{AX} = 0$$

$X = 0,56$ – viz [15] – pro radiální kuličkové ložisko

Předběžná volba: Ložisko 6312, požadovaná $L_H = 5000 h$

$$L_H = \left(\frac{C}{P_r} \right) \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{63000}{8019} \right) \cdot \frac{10^6}{540 \cdot 60} = \underline{14966 h} > 5000 h \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$C = 63000 N$ – viz katalog ložisek - Základní dynamická únosnost ložiska

3.9 – Volba svěrného pouzdra

Pro správnou funkci mechanismu je nutno nastavit nože tak, aby se při otáčení potkávaly v jednom bodě. Při montáži musí být umožněno natáčení hřídelů vůči sobě. Pro umožnění natáčení volím svěrné pouzdro, které zaručuje přenos krouticího momentu silovým stykem.

Z katalogu Řetězy Olomouc volím:

svěrné pouzdro RCK 13-60x90

$$M_{k_{max}} = 3350 Nm$$

$$d = 60 mm$$

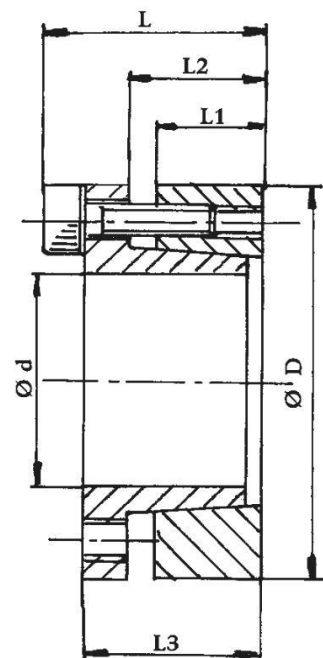
$$D = 90 mm$$

$$L1 = 20 mm$$

$$L2 = 25 mm$$

$$L3 = 33 mm$$

$$L = 41 mm$$



obr. 3.4 – Svěrné pouzdro (41)

3.10 – Návrh setrvačnicku

$$\rho = 7300 \text{ kg/m}^3 - \text{litina}$$

$$d = 380 \text{ mm}$$

$$D = 450 \text{ mm}$$

$$b_1 = 30 \text{ mm}$$

$$b_2 = 80 \text{ mm}$$

$$n = 9 \text{ ot/s}$$

Výpočet hmotnosti:

$$m_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot b_1 \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 0,38^2}{4} \cdot 0,03 \cdot 7300 = \underline{25 \text{ kg}}$$

$$m_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot b_2 \cdot \rho = \frac{\pi \cdot (0,45^2 - 0,38^2)}{4} \cdot 0,08 \cdot 7300 = \underline{26,5 \text{ kg}}$$

Výpočet momentu setrvačnosti:

$$I_1 = \frac{m \cdot d^2}{8} = \frac{25 \cdot 0,38^2}{8} = \underline{0,45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$I_2 = \frac{m \cdot (D^2 + d^2)}{8} = \frac{26,5 \cdot (0,45^2 + 0,38^2)}{8} = \underline{1,15 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$I_{\text{CELK}} = I_1 + I_2 = 0,45 + 1,15 = \underline{1,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Výpočet energie setrvačnicku:

$$E_R = \frac{1}{2} \cdot I_{\text{CELK}} \cdot \omega^2 = \frac{I \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot n^2}{2} = \frac{1,6 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 9^2}{2} = \underline{2558 \text{ J}}$$

3.11 – Výpočet bezpečnostního střížného kolíku proti přetížení stroje

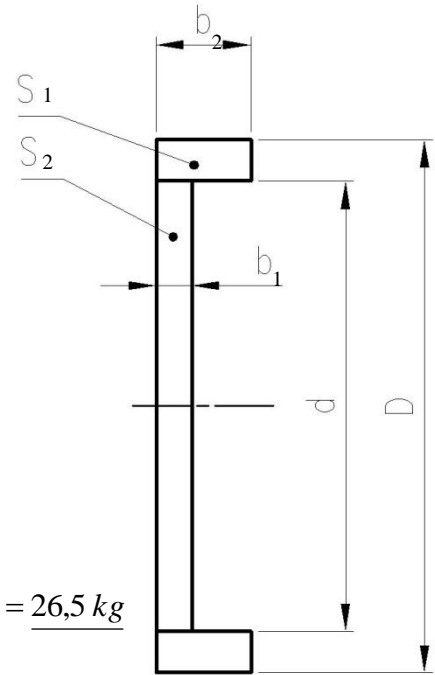
$$M_k = 530 \text{ Nm}$$

$$D_s = 35 \text{ mm}$$

$$\tau_{DS} = 310 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{4 \cdot M_k}{D_s \cdot \pi \cdot d_k^2} = \tau_{DS} \rightarrow d_k$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot M_k}{D_s \cdot \pi \cdot \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 530000}{35 \cdot \pi \cdot 310}} = 7,8 \text{ mm} \rightarrow \underline{\text{volba } 8 \text{ mm}}$$

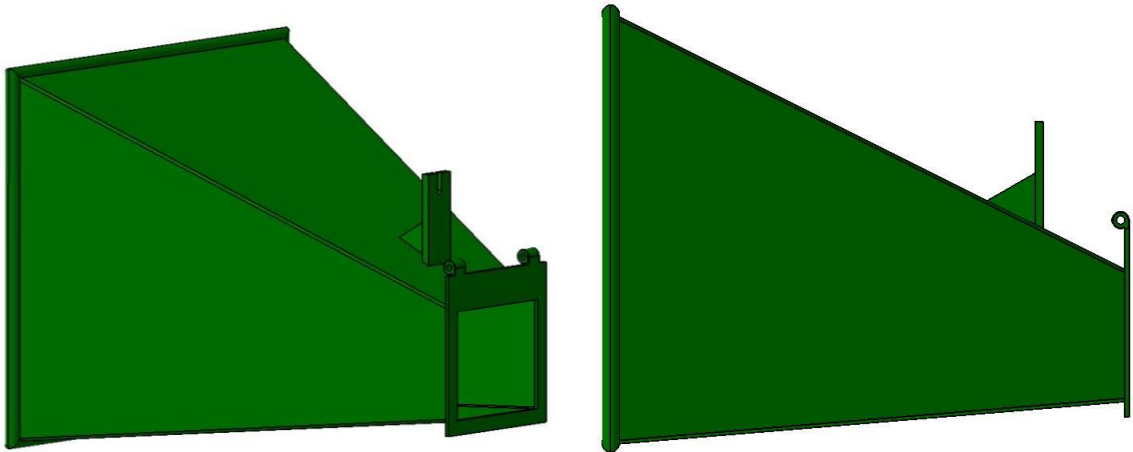


obr. 3.5 – Setrvačnick (42)

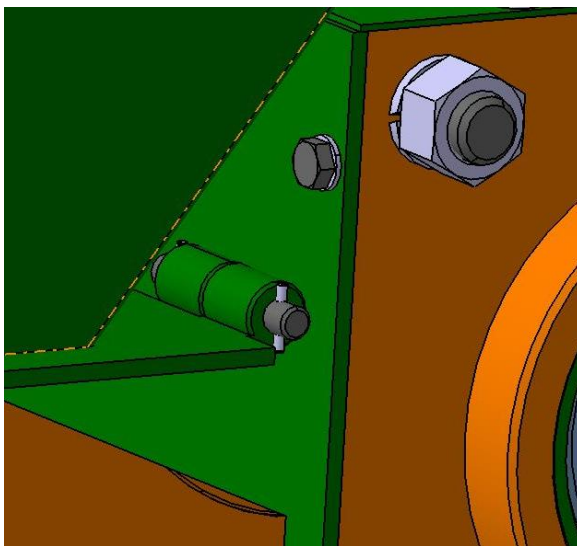
4 PRVKY STROJE

4.1 – Násypka

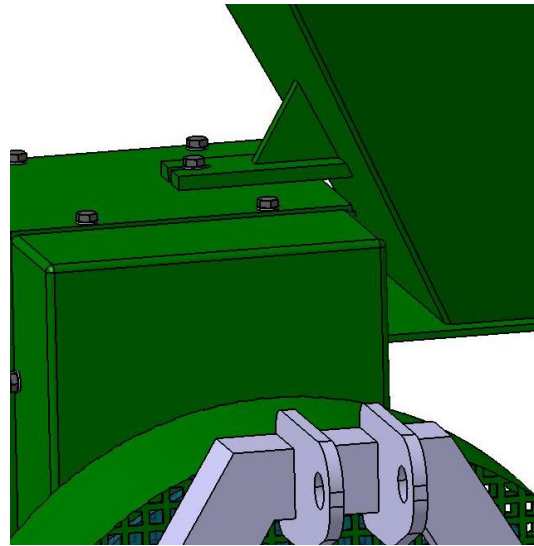
Z důvodu lepší mobility je násypka řešena jako výklopná.



obr 4.1 – Násypka (43)



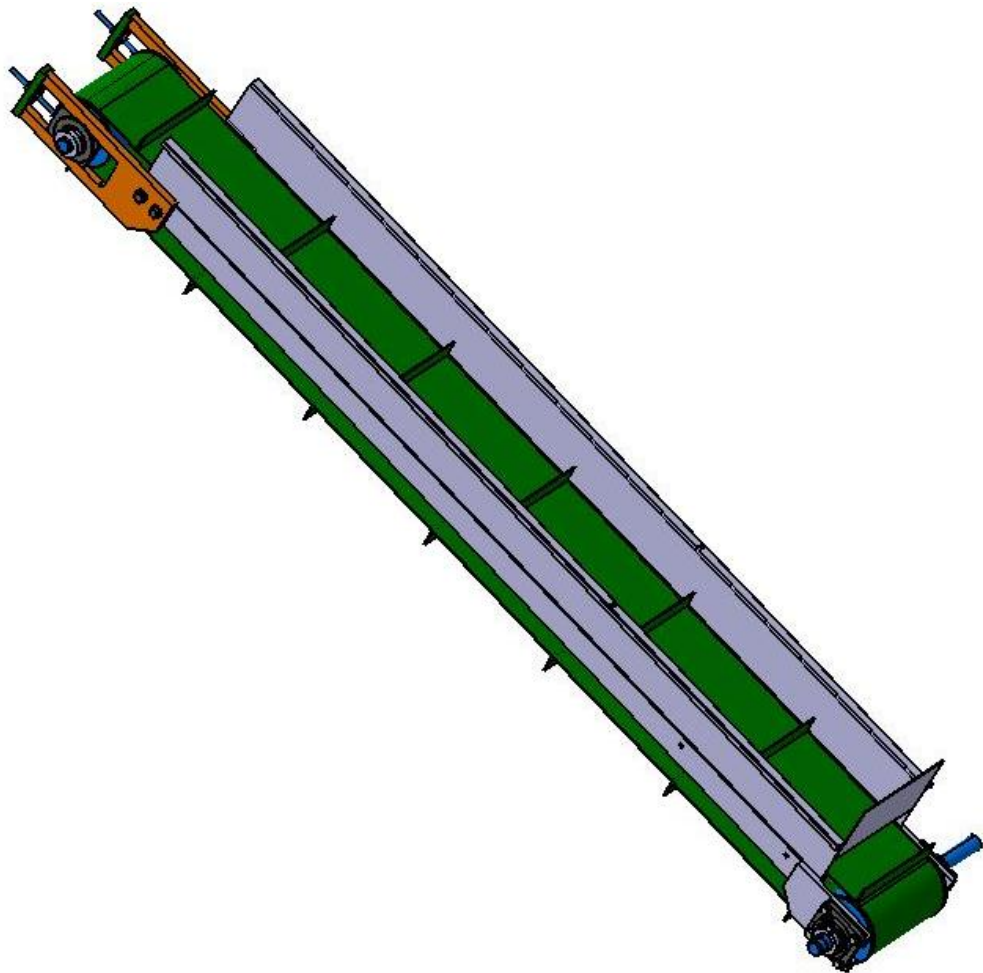
obr 4.2 – Pant násypky (44)



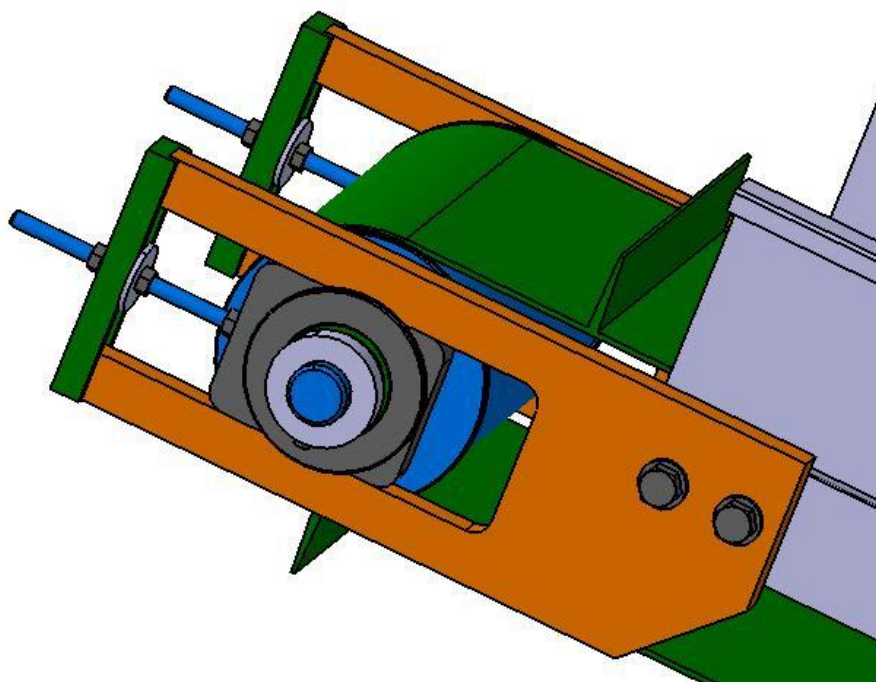
obr 4.3 – Zajištění transportní polohy (45)

4.2 – Dopravník

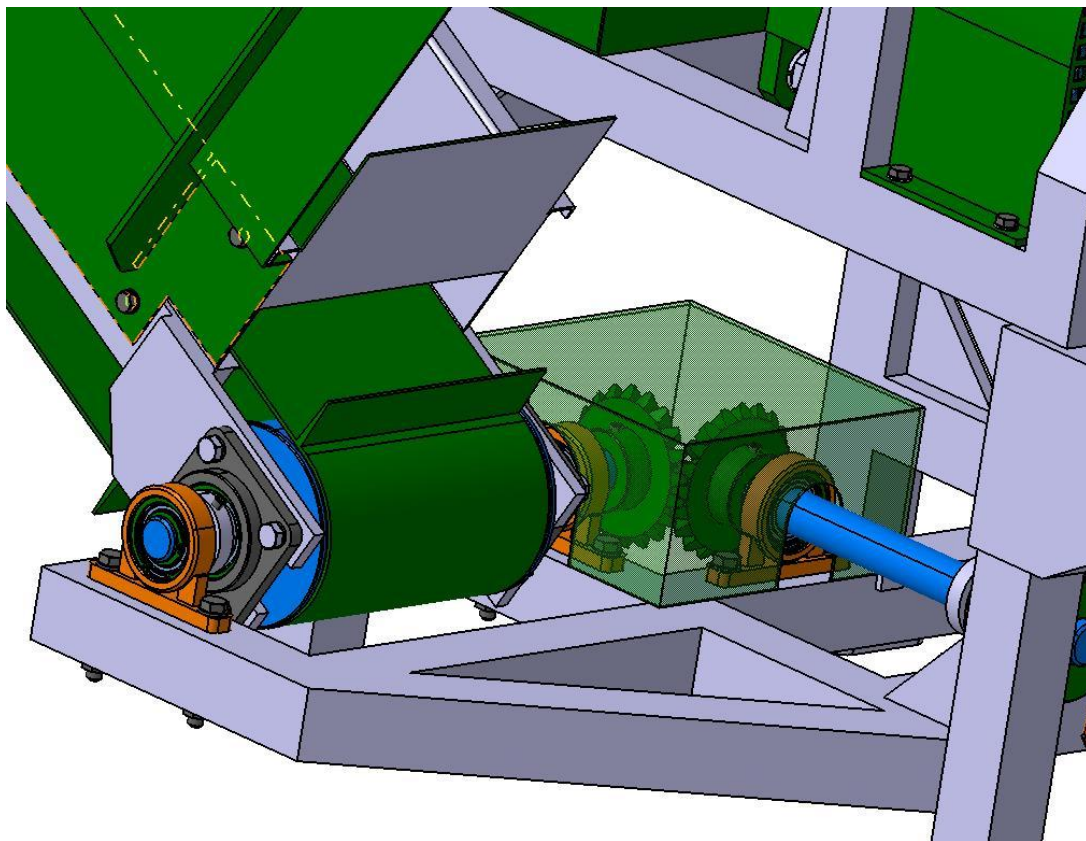
Dopravník o délce 2 m je osazen pásem o šířce 200 mm a lopatkami o výšce 40 mm. U dopravníku lze nastavit libovolnou pracovní polohu. Dopravník je poháněn z hřídele setrvačnicku, přes klínový řemen a kuželové ozubení.



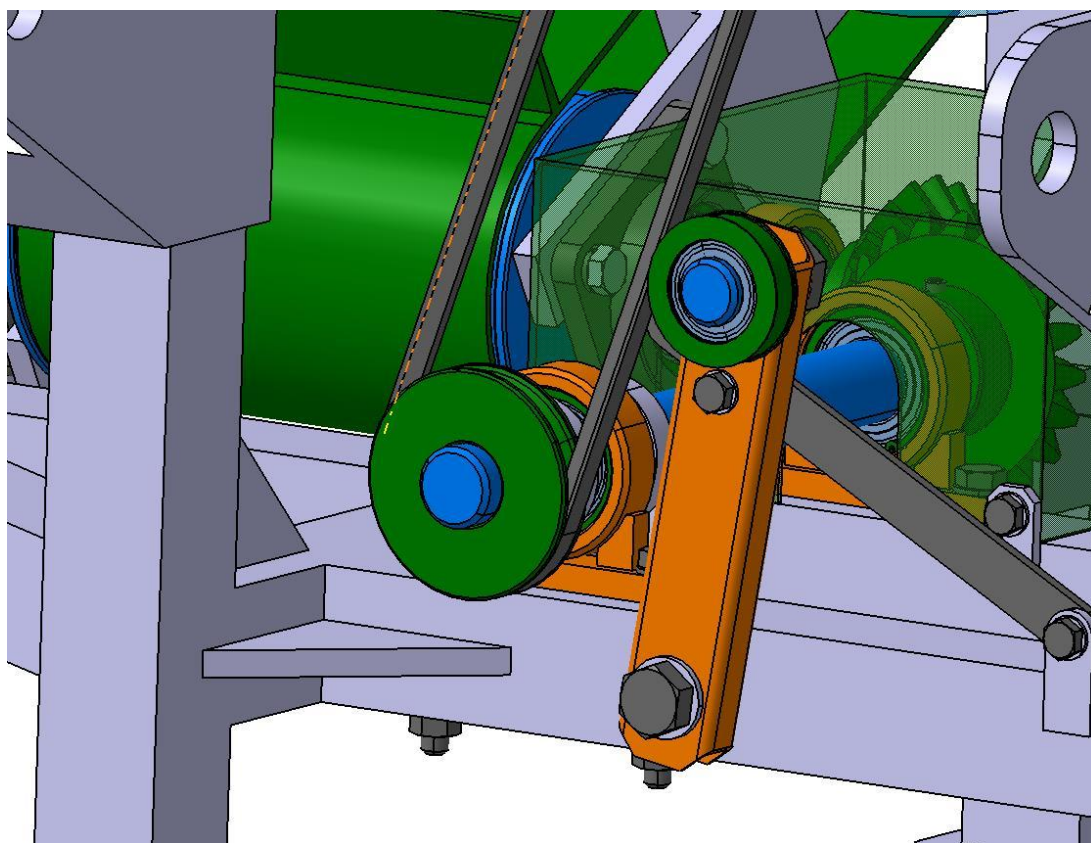
obr 4.4 – Dopravník (46)



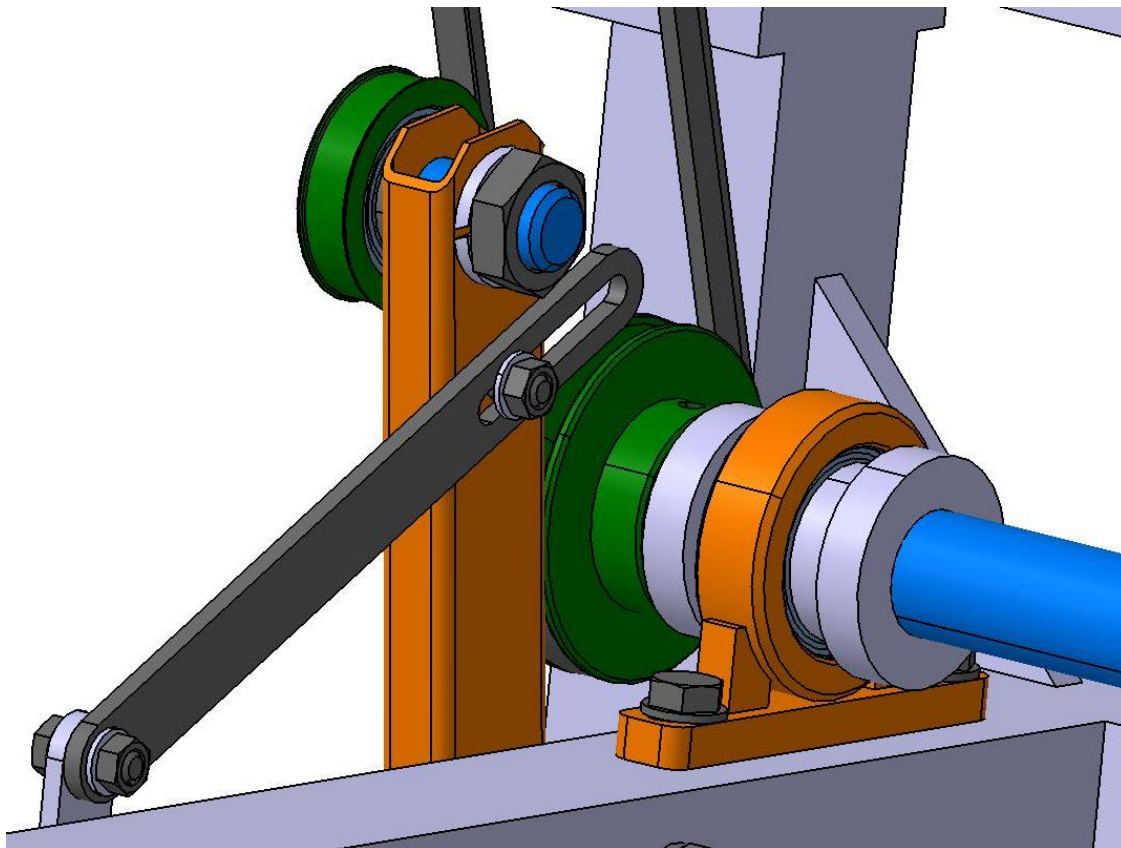
obr 4.5 – Napínání pásu dopravníku (47)



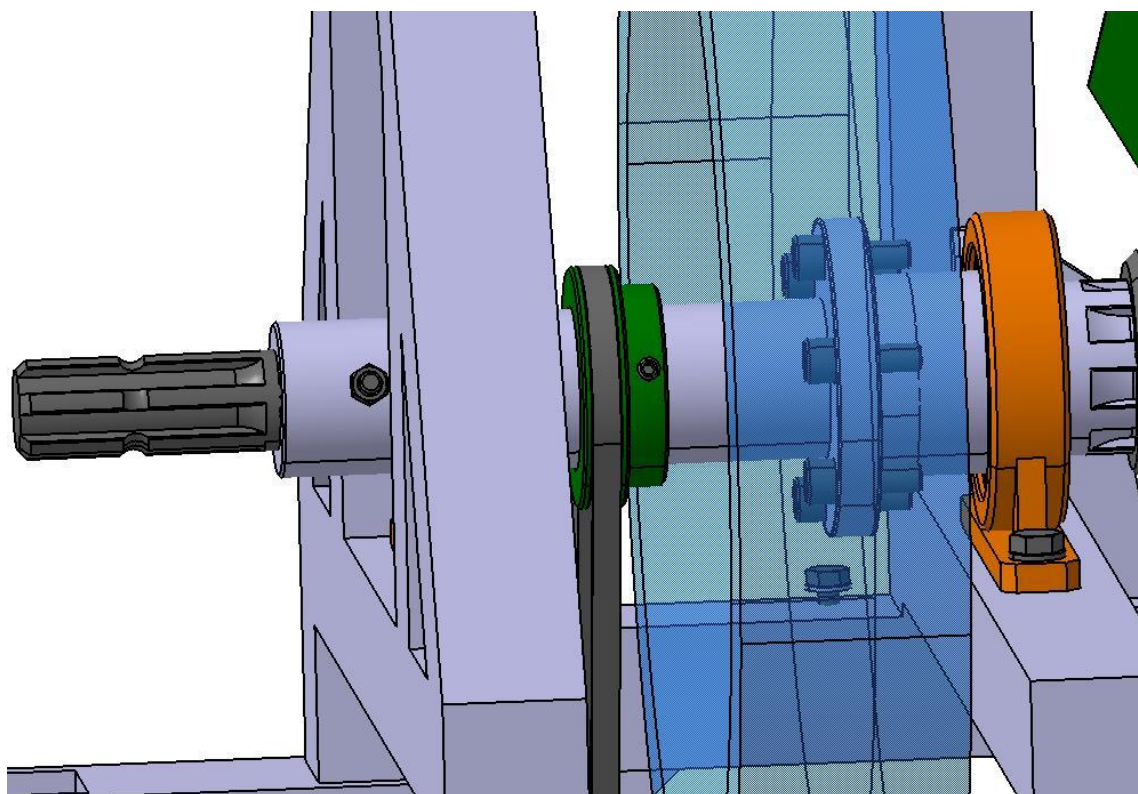
obr. 4.6 – Pohon dopravníku přes kuželové soukolí (48)



obr. 4.7 – Napínák klínového řemene pohonu dopravníku (49)

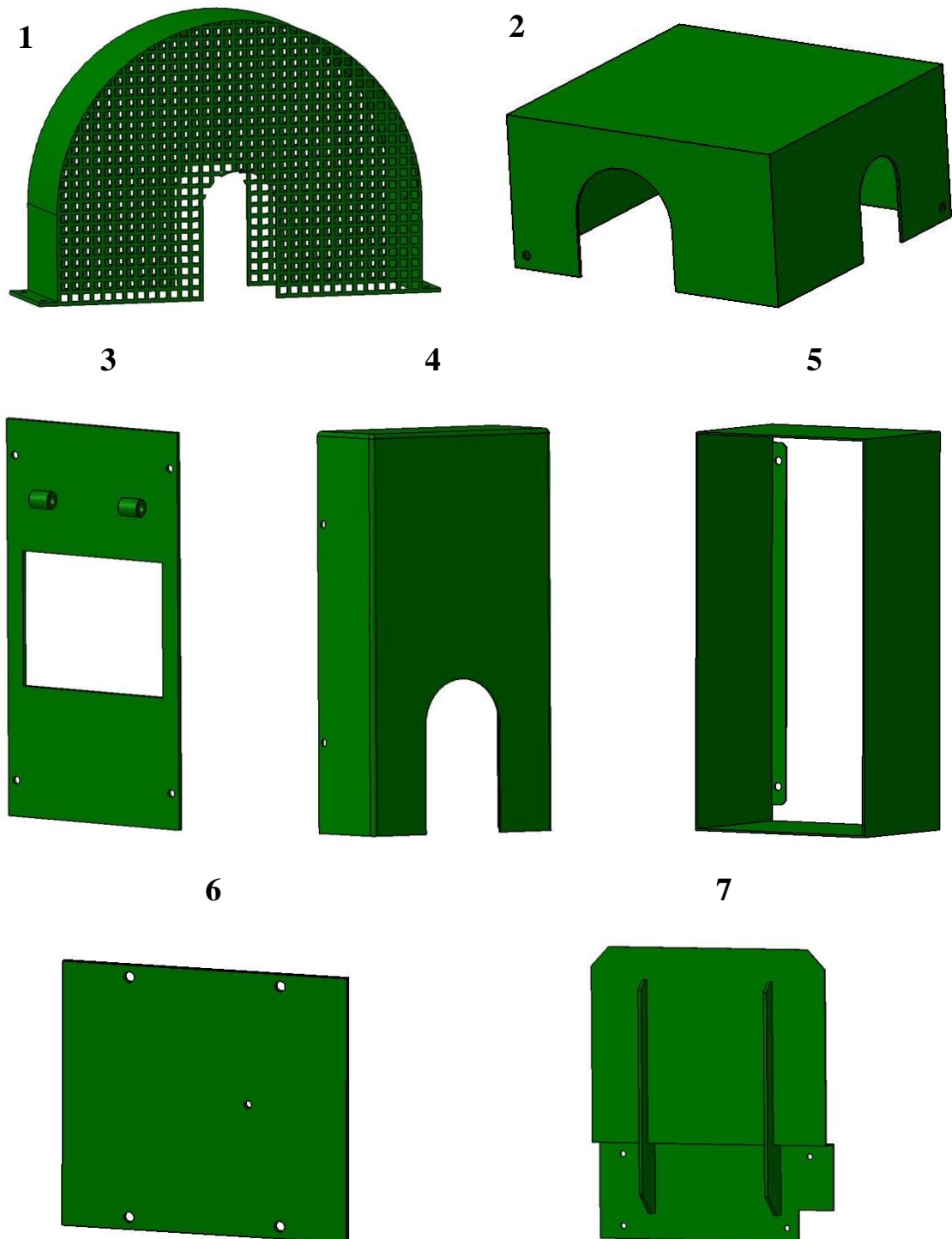


obr. 4.8 – Napínací kladka klínového řemene (50)



obr. 4.9 – Horní řemenice na hřídeli setrvačnicku (51)

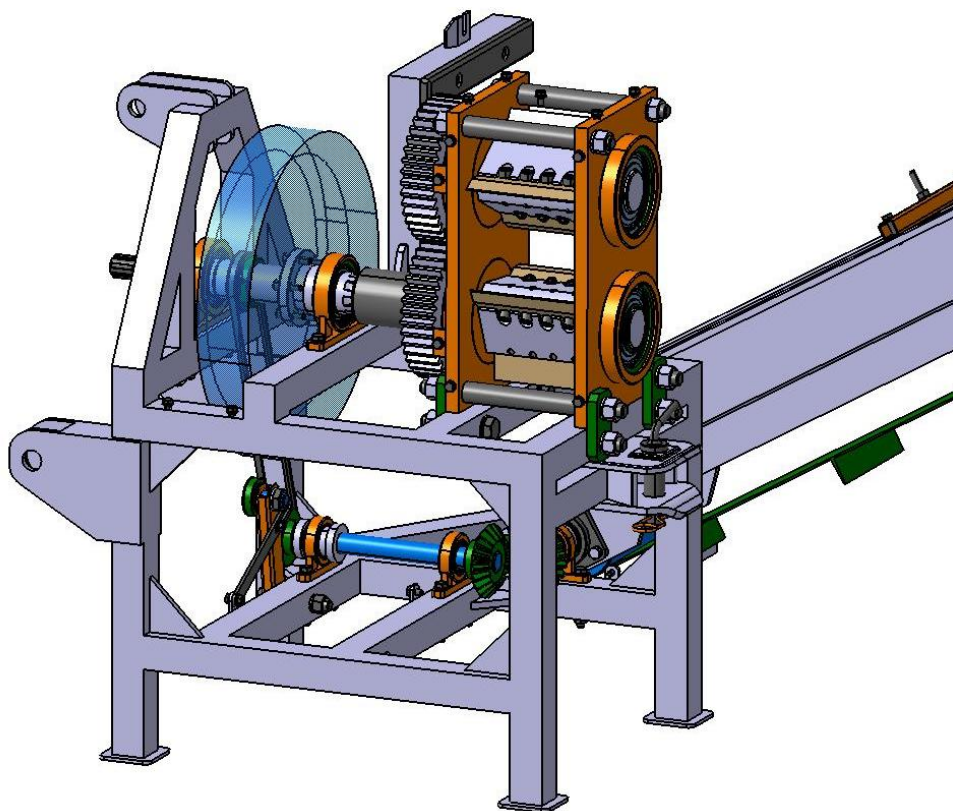
4.3 – Kryty stroje



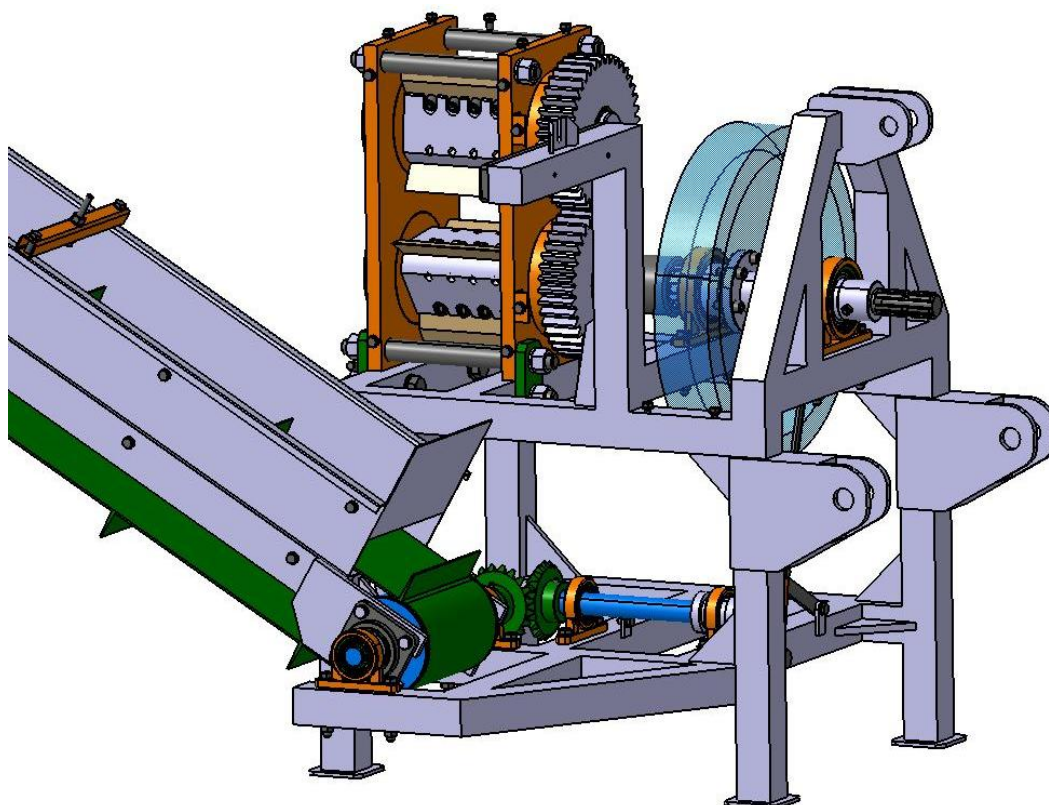
obr. 4.10 – Krytování stroje (52)

1 – Kryt setrvačnicku; 2 – Kryt kuželového soukolí; 3 – Levý kryt se vstupním otvorem k násypce; 4 – Kryt ozubených kol; 5 – Pravý kryt; 6 – Horní kryt špalíkovací jednotky; 7 – Boční kryt dopravníku

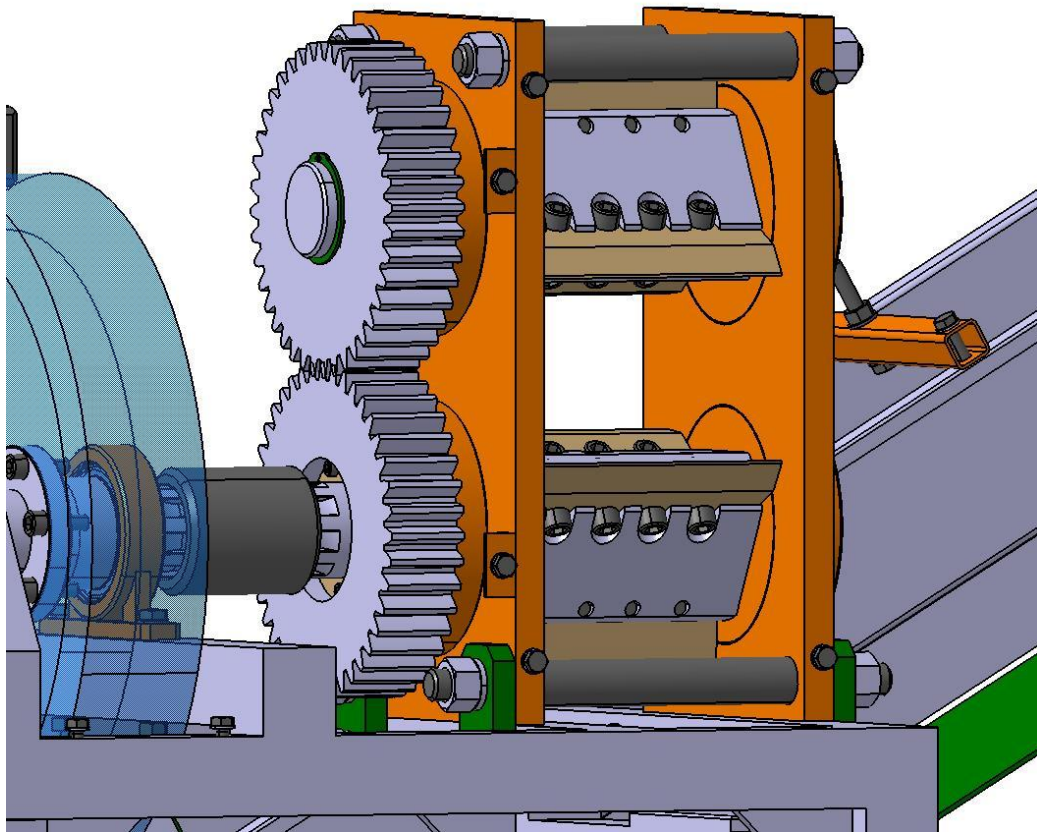
4.4 – Bez krytování



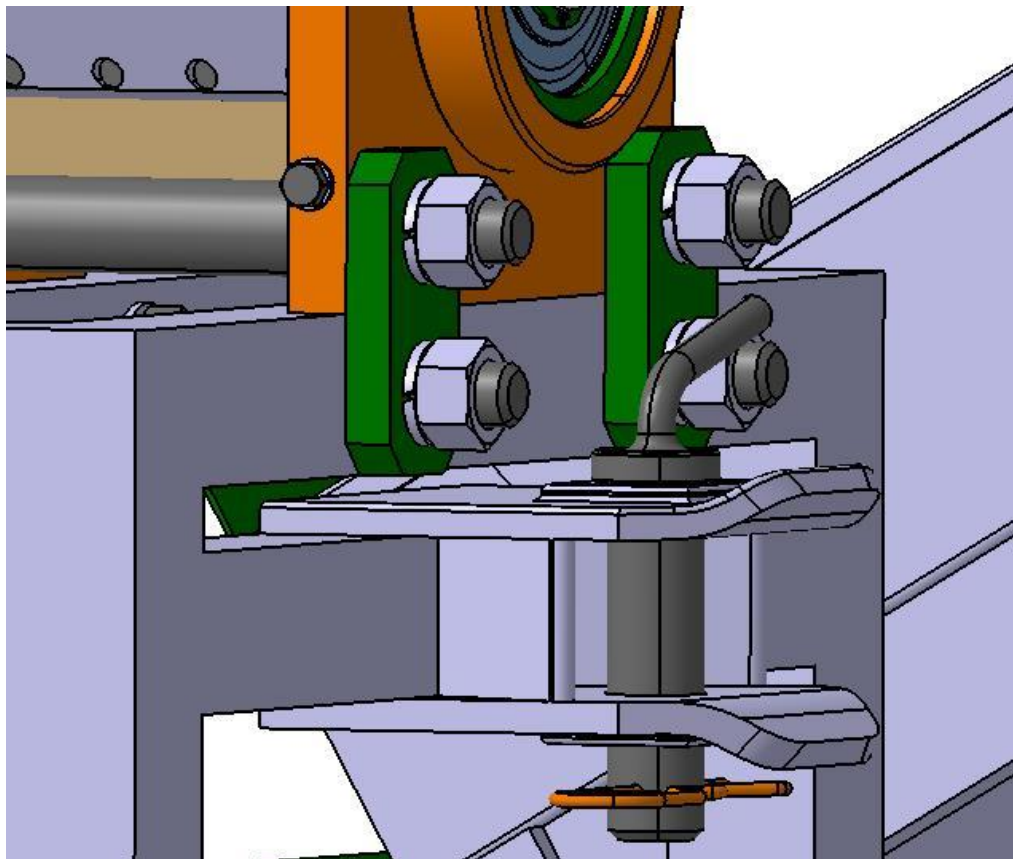
obr. 4.11 – Pohled zezadu bez krytování (53)



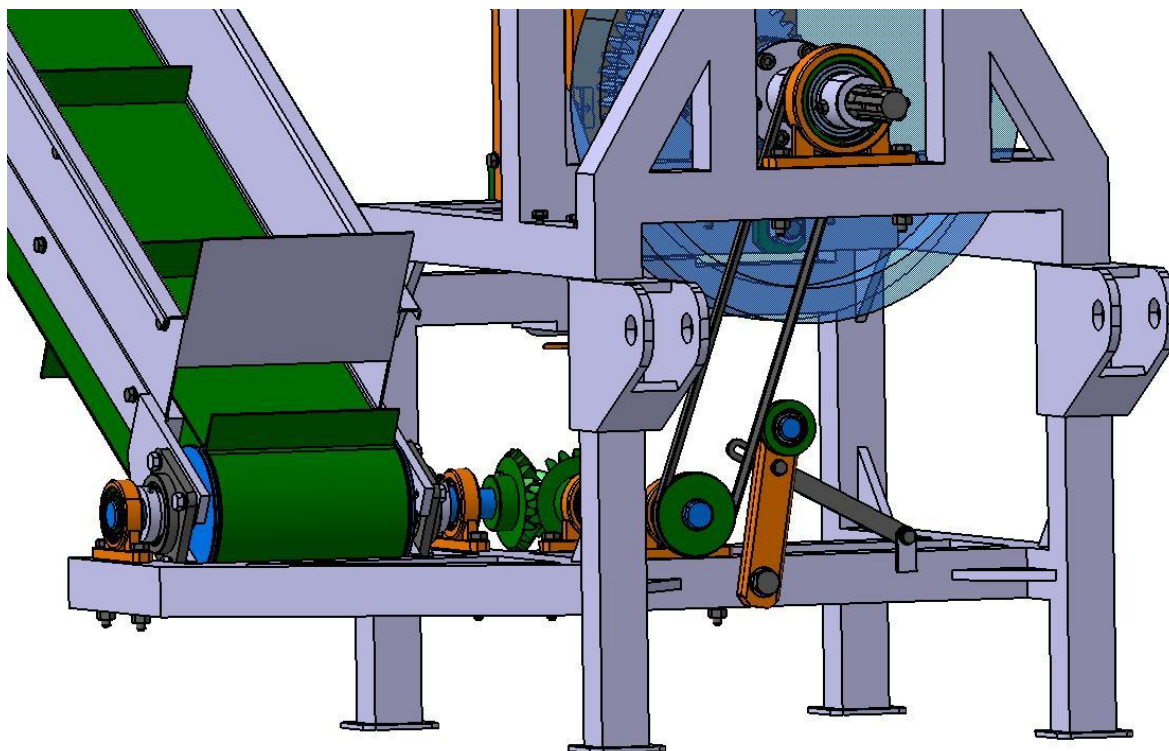
obr. 4.12 – Pohled zepředu bez krytování (54)



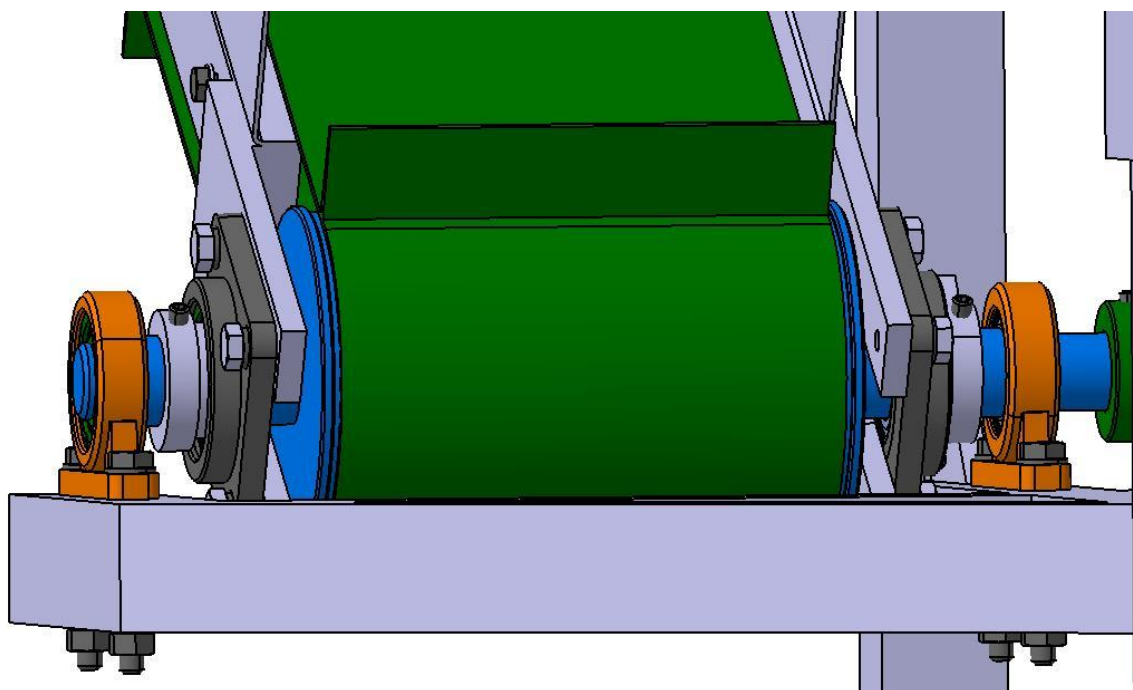
obr. 4.13 – Pohled na špalíkovací jednotku (55)



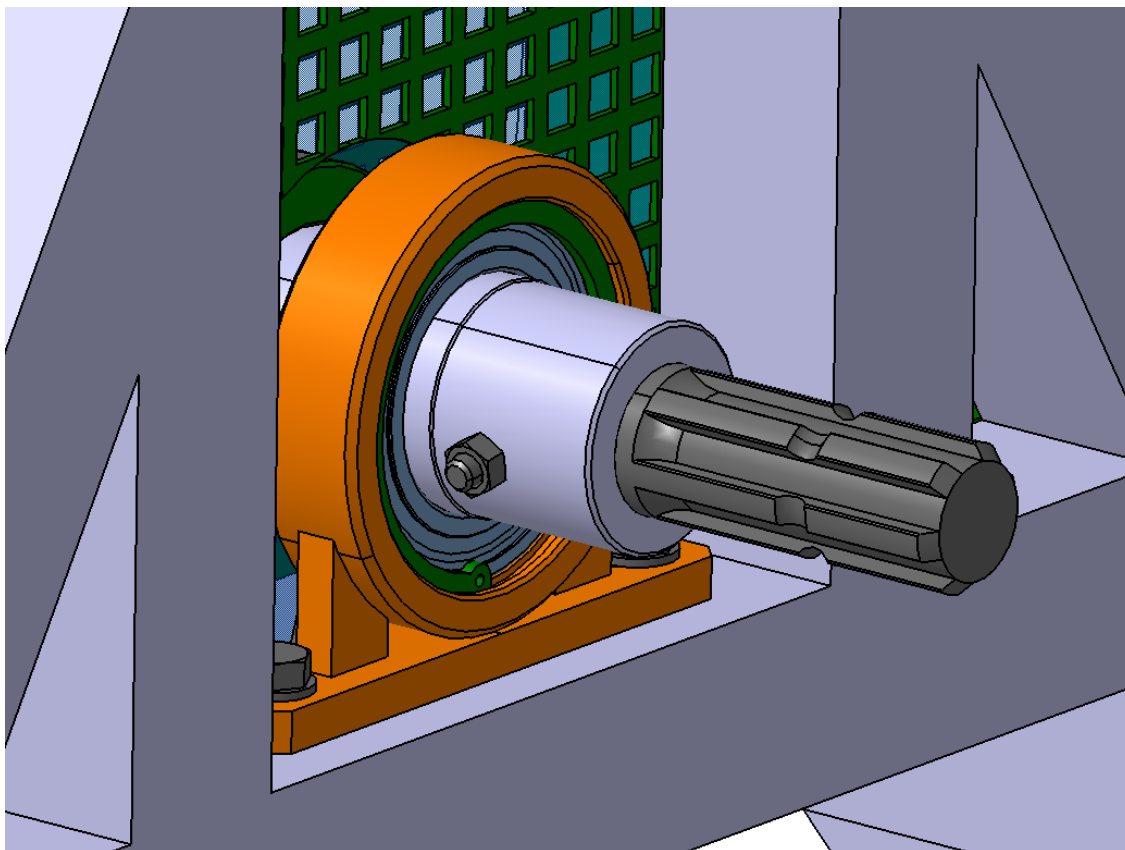
obr. 4.14 – Detail uchycení špalíkovací jednotky (56)



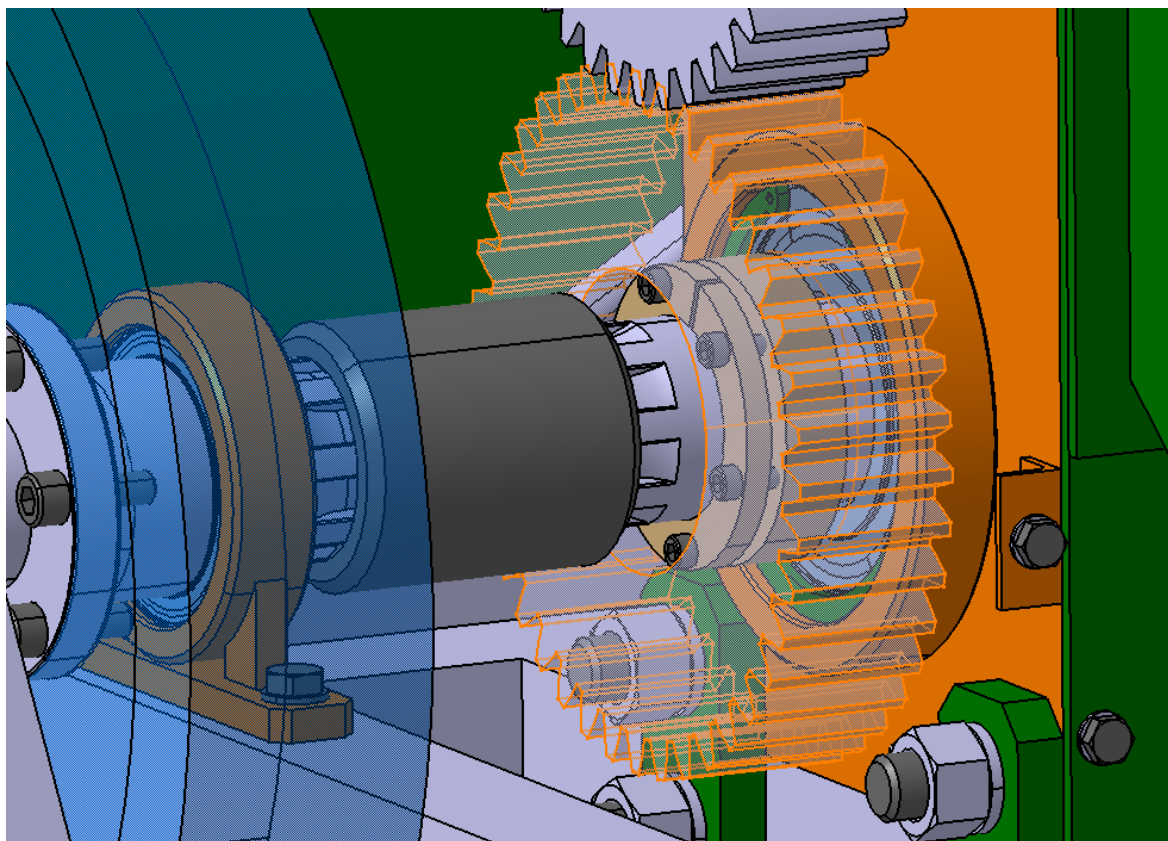
obr. 4.15 – Pohled na pohon dopravníku (57)



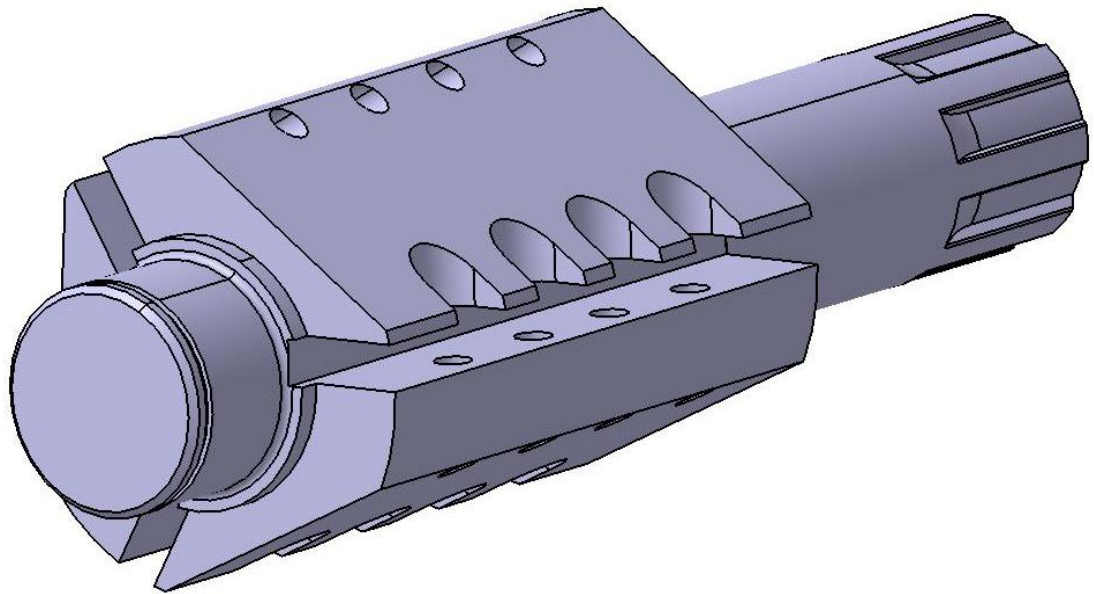
obr. 4.16 – Pohled na uložení dopravníku (58)



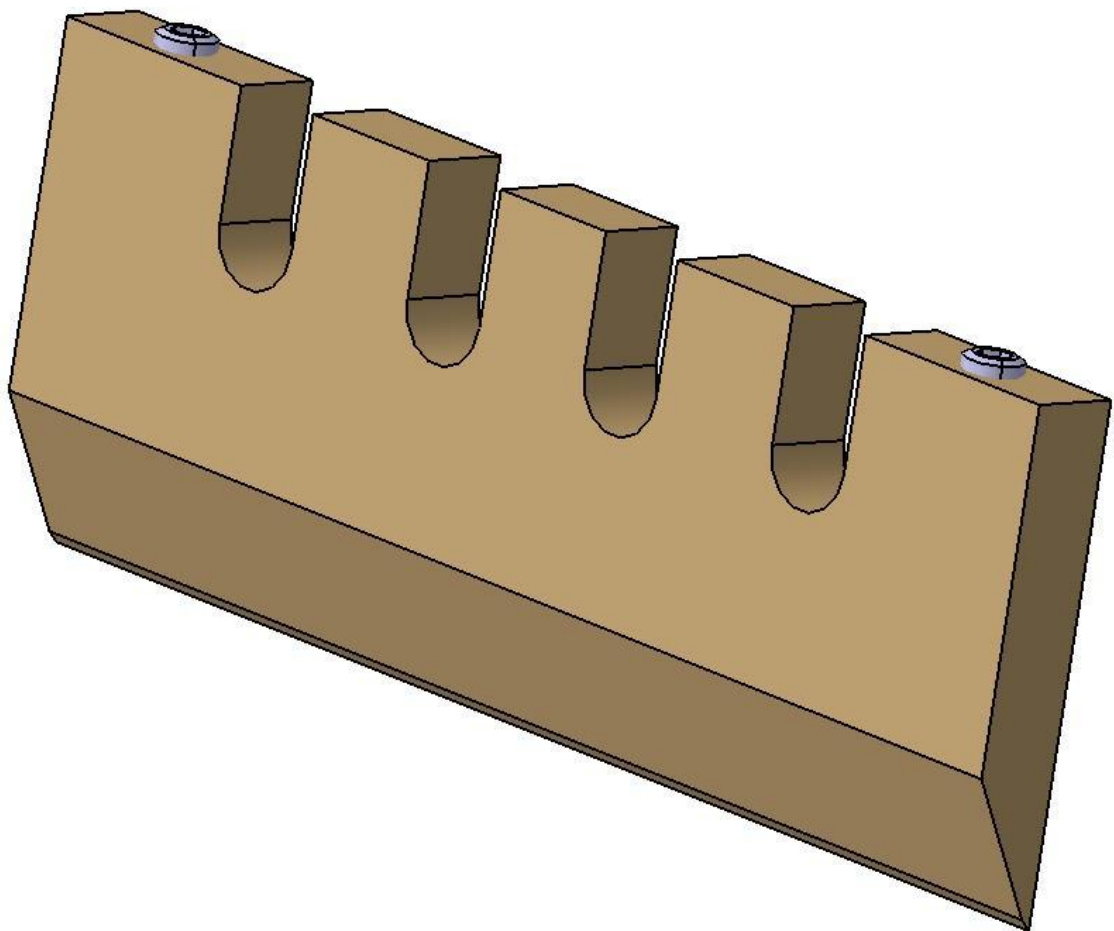
obr. 4.17 – Šestidrážková koncovka se střížným kolíkem (59)



obr. 4.18 – Spoj ozubeného kola s hřídelí pomocí svěrného pouzdra (60)

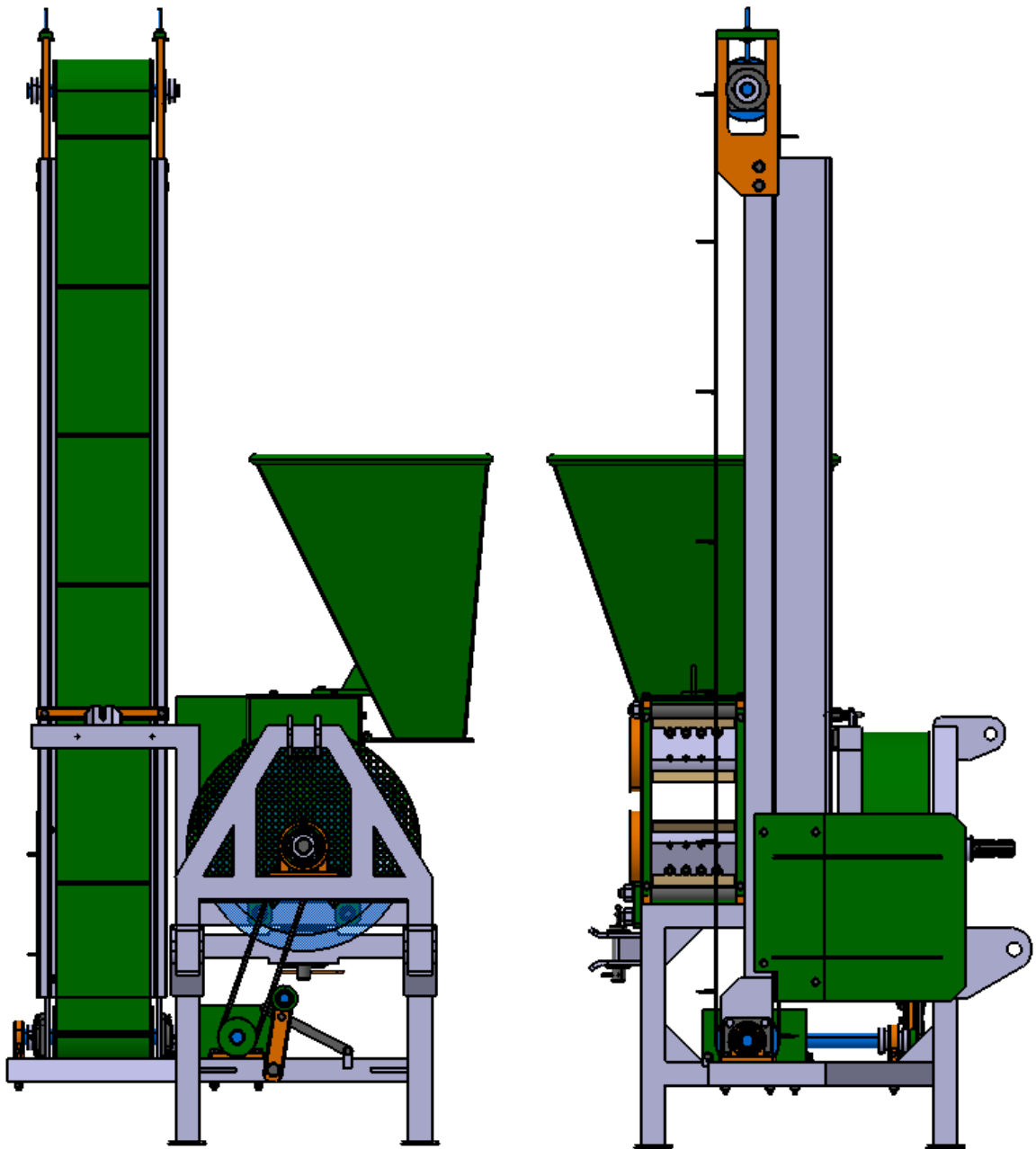


obr. 4.19 – Spodní nožová hřídel (61)

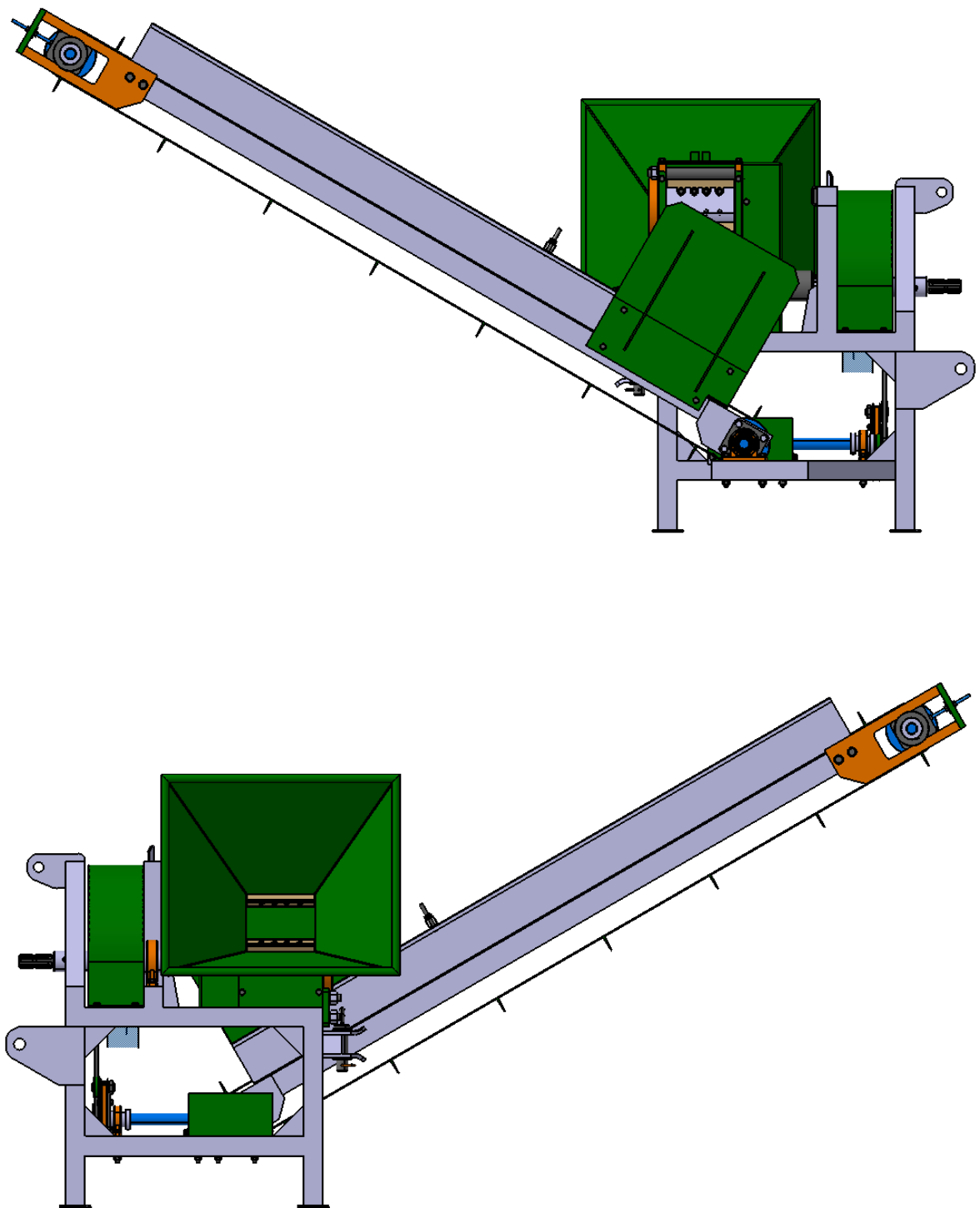


obr. 4.20 – Nůž (62)

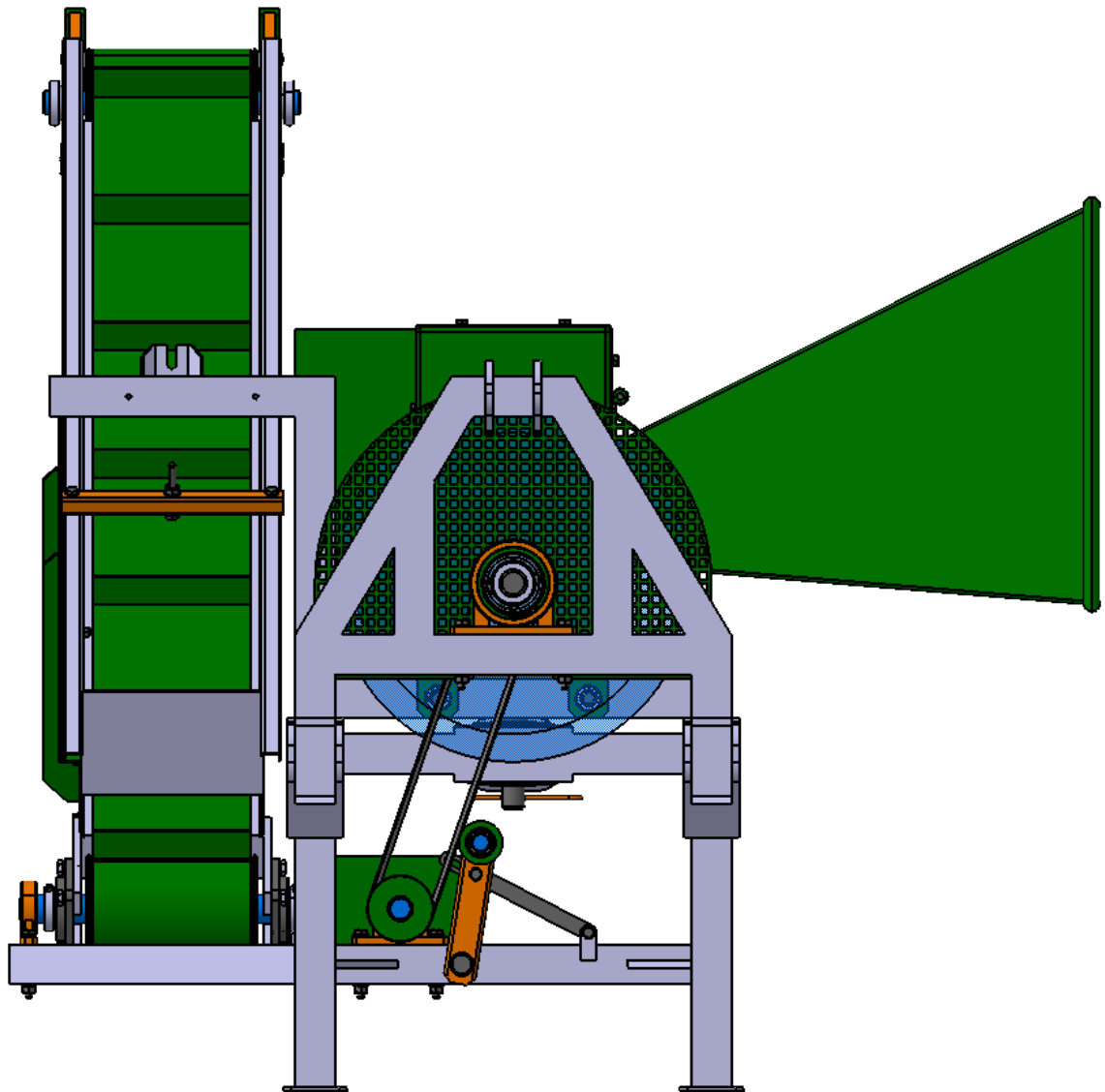
4.5 – Transportní a pracovní poloha



obr. 4.21 – Transportní poloha (63)



obr. 4.22 – Pracovní poloha (64)



obr. 4.22 – Pracovní poloha (65)

ZÁVĚR

První část práce je zaměřena na typy výsledného produktu dle velikosti, rozbor koncepcí mechanismů, pohonů strojů, mobility, nosných konstrukcí a podávacích mechanismů. Závěr této první kapitoly je věnován základnímu přehledu používaných strojů v praxi od českých i světových výrobců.

Druhá část práce je věnována výpočtům a samotné konstrukci špalíkovače. Ten je zkonstruován jako mobilní a pro zpracování kulatiny do průměru 8 cm. Doplnkem je např. závěs pro připojení vlečky nebo dvoumetrový pásový dopravník s lopatkami, který se dá polohovat v závislosti na typu zapřažené vlečky. Velkou výhodou této kombinace je ekonomičnost, protože nemusí být přistaven žádný další traktor s vlečkou nebo nákladní automobil. Špalíky jsou rovnou dopravovány na zapřaženou vlečku. Dalším důležitým doplňkem stroje je použití 50kg setrvačnicku, který vyrovnává velké rázy dané typem a konstrukcí mechanismu. Díky tomu je výrazně šetřena převodová skříň pohonu (tj. traktoru).

Popis zařízení: Výkon je přenášen z vývodové hřídele traktoru, přes kardan a na šestidrážkovou ISO koncovku. Výkon z této koncovky je přenášen přes střížný kolík, který slouží zároveň i jako ochrana proti přetížení stroje i traktoru, na hřídel setrvačnicku. Dále za setrvačnickem je tato hřídel spojena s nožovou hřídelí drážkováním. Aby bylo možno při montáži nastavit nože proti sobě, je zajištěn přenos krouticího momentu na ozubené kolo pomocí svěrného pouzdra silovým stykem. Horní ozubené kolo má drážku pro pero těsné. Výkon pro pohon dopravníku je brán z hřídele setrvačnicku, přes řemenový převod na spodní hřídel a přes kuželové soukolí na hřídel válce dopravníku.

Na konci praktické části je vloženo několik snímků z 3D modelu vytvořeného v programu CATIA V5R19. Tyto snímky dávají podobu o mé konstrukci mobilního špalíkovače za traktor, který je vybaven dopravníkem.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Zahradní drtiče větví Hecht a Bosch. *Nako.cz* [online]. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z <http://www.nako.cz/4059-bosch-axt-25-d-zahradni-drtic-kompostovac-0600803100.html>
- [2] Štěpkovače dřeva Linddana. *Forestmeri.cz* [online]. [cit. 2016-03-11]. Dostupné z <http://www.forestmeri.cz/linddana/>
- [3] Štěpkovače Laski. *Laski.cz* [online]. [cit. 2016-03-12]. Dostupné z <http://www.laski.cz>
- [4] Bandit Industries, Inc. *Banditchippers.com* [online]. [cit. 2016-03-13]. Dostupné z <http://www.banditchippers.com/>
- [5] Bandit. *profistroje.cz* [online]. [cit. 2016-03-14]. Dostupné z <http://www.profistroje.cz/katalog/lesni-technika/stepkovace-a-drtice/bandit/>
- [6] Morbark, Inc. *morbark.com* [online]. [cit. 2016-03-15]. Dostupné z <http://www.morbark.com/about-us/who-we-are/>
- [7] Morbark. *profistroje.cz* [online]. [cit. 2016-03-16]. Dostupné z http://www.profistroje.cz/bubnovy-stepkovac-morbark-40-36-ncl_1448.html
- [8] Laimet. *laimet.com* [online]. [cit. 2016-03-17]. Dostupné z <http://en.laimet.kummeli.fi/index.html?n=4463>
- [9] Štípač dřeva, drtič větví, štěpkovač. *bystron.cz* [online]. [cit. 2016-03-18]. Dostupné z <http://www.bystron.cz/>
- [10] Rojek dřevoobráběcí stroje. *rojek.cz* [online]. [cit. 2016-03-19]. Dostupné z <http://rojek.cz/rojek.asp?jazyk=cz>
- [11] ŠTĚPKOVAČE URBAN. *stepkovac.com* [online]. [cit. 2016-03-19]. Dostupné z <http://www.stepkovac.com/>
- [12] Zpracování komunálního odpadu | Drcení různých odpadů. *odes.cz* [online]. [cit. 2016-03-20]. Dostupné z <http://www.odes.cz/>
- [13] BOLEK Alfred, KOCHMAN Josef a kol. *Části strojů 1. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7
- [14] BOLEK Alfred, KOCHMAN Josef a kol. *Části strojů 2. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8
- [15] SPŠ Zlín. *Výběr z norem pro obor strojírenství*
- [16] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. 1. vydání. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

3 Zadání

P	Výkon	[W]
n_{VH}	Otáčky vývodové hřídele	[ot/min]

3.1 - Výpočet celkové práce pohonu

t	Čas	[s]
W_C	Celková práce pohonu	[J]

3.2 - Výpočet maximálního průměru vkládaného dřeva

F_S	Střížná síla	[N]
d	Průměr dřeva	[mm]
$n_{\text{nožů}}$	Počet nožů	[-]
τ_S	Mez pevnosti dřeva ve smyku	[Mpa]

3.3 - Výpočet ozubených kol

M_k	Krouticí moment pohonu	[Nm]
L_h	Trvanlivost soukolí	[h]
N	Počet cyklů	[-]
n	Otáčky vývodové hřídele	[ot/min]
k_α	Součinitel tvaru -teoretický součinitel koncentrace napětí	[-]
Y_F	Součinitel tvaru zubu	[-]
σ_{Pt}	Mez pevnosti v tahu	[N]
σ_{CN}	Mez dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu	[Mpa]
k_β	Součinitel vrubu	[-]
η'_C	Součinitel citlivosti materiálu na vruby	[-]
S_{Fmin}	Minimální součinitel bezpečnosti na ohyb	[-]
Y_R	Součinitel jakosti povrchu	[-]
Y_M	Součinitel velikosti	[-]
σ_{FD}	Dovolené namáhání v ohybu	[Mpa]
K_F	Součinitel zatížení	[-]
ψ_m	Poměrná šířka věnce	[-]
m	Modul	[mm]
z	Počet zubů	[-]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
a	Osová vzdálenost oz. Kol	[mm]
b_w	Šířka ozubení	[mm]
K_I	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]

K_V	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
v	Obvodová rychlost kol	[m/s]
$K_{F\alpha}$	Součinitel pro namáhání na ohyb	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel vlivu koncentrace napětí v závislosti na uložení	[-]
F_t	Obvodová síla	[N]
σ_F	Výpočtové nominální napětí	[Mpa]
σ_{Fkrit}	Výpočtové kritické napětí	[Mpa]
S_F	Součinitel bezpečnosti na ohyb	[-]

3.4 - Výpočet reakcí na hřídeli

F_{OZ}	Síla v ozubení	[N]
M_k	Krouticí moment pohonu	[Nm]
d	Průměr roztečné kružnice	[-]
α	Úhel záběrové úsečky	[°]
F_R	Radiální síla v ozubení	[N]

3.5 - Výpočet průměrů hřídele

σ_{DCO}	Dovolené cyklické napětí v ohybu	[Mpa]
ξ	Součinitel jakosti povrchu	[-]
χ	Součinitel velikosti	[-]
β	Součinitel velikosti vrubu	[-]
M_{Omax}	Maximální ohybový moment	[Nm]
M_k	Krouticí moment pohonu	[Nm]
M_{Ored}	Redukovaný moment	[Nm]
d	Průměr hřídele	[-]
τ_{DCK}	Dovolené cyklické napětí ve smyku	[Mpa]

3.6 - Výpočet drážkování na hřídeli

l	Délka drážkování	[mm]
A'	Činná plocha drážek	mm ²
p_D	Dovolený tlak na bocích	[Mpa]

3.8 - Výpočet pera na hřídeli pod ozubeným kolem

l	Délka pera	[mm]
p_1	Tlak pera v hřídeli	[Mpa]
p_2	Tlak pera v náboji	[Mpa]

3.8 - Návrh ložisek pro pracovní hřídele

Pr	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
X	Součinitel pro radiální kuličkové ložisko	[-]
F _R	Radiální síla v ozubení	[N]
L _h	Trvanlivost ložiska	[h]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[N]

3.10 - Návrh setrvačníku

ρ	Hustota materiálu	[kg/m ³]
n	Otáčky vývodové hřídele	[ot/s]
m	Hmotnost	[kg]
I	Moment setrvačnosti	[kg.m ²]
E _R	Energie setrvačníku	[J]

3.11 - Výpočet bezpečnostního střížného kolíku proti přetížení stroje

M _k	Krouticí moment pohonu	[Nm]
D _S	Průměr hřídele ve střížném místě	[mm]
τ _{DS}	Dovolené napětí ve stříhu	[Mpa]
d _k	Průměr kolíku	[mm]

SEZNAM OBRÁZKŮ

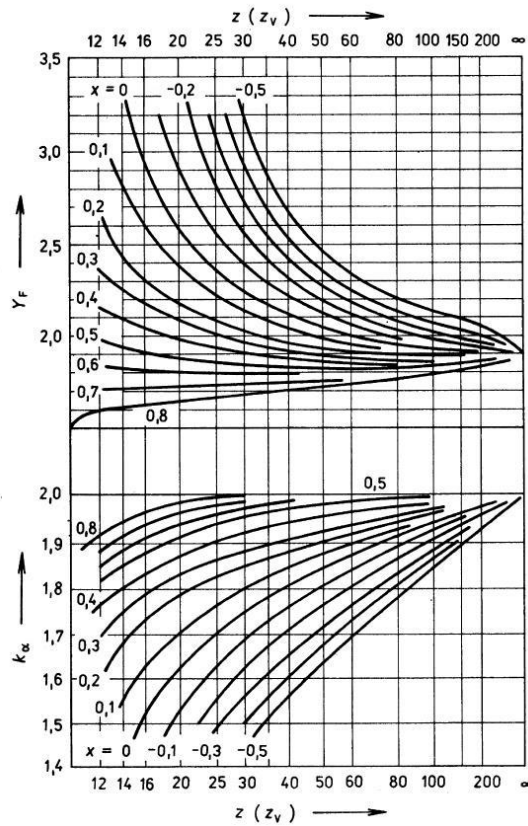
obr. 1.1 – Rozdrcená dřevní hmota po použití hobby drtiče (1).....	11
obr. 1.2 – Rozdrcená dřevní hmota po použití štěpkovače (2)	12
obr. 1.3 – Nakráčené špalíky (3).....	13
obr. 1.4 – Válcová fréza s opěrnou deskou (4)	14
obr. 1.5 – Turbínová fréza s opěrnou deskou (5)	15
obr. 1.6 – Schéma diskového štěpkovacího mechanismu (6)	16
obr. 1.7 – Diskový štěpkovací mechanismus (7)	16
obr. 1.8 – Schéma bubnového štěpkovacího mechanismu (8)	17
obr. 1.9 – Bubnový štěpkovací mechanismus (9)	17
obr. 1.10 – Schéma šnekového štěpkovacího mechanismu (10)	18
obr. 1.11 – Šnekový štěpkovací mechanismus (11)	18
obr. 1.12 – Schéma špalíkovacího mechanismu (12)	19
obr. 1.13 – Špalíkovací mechanismus (13)	19
obr. 1.14 – Schémata typů kladívkového drtiče (14)	20
obr. 1.15 – Rotor kladívkového drtiče (15)	20
obr. 1.16 – Rotor jednohřídelového drtiče (16)	21
obr. 1.17 – Dvouhřídelový drtič (17)	22
obr. 1.18 – Čtyřhřídelový drtič (18)	22
obr. 1.19 – Pohon elektromotorem (19)	23
obr. 1.20 – Štěpkovač s vlastním pohonem na podvozku (20)	24
obr. 1.21 – Pohon vývodovou hřídelí traktoru (21)	25
obr. 1.22 – Zahradní drtič s kolečky (22)	26
obr. 1.23 – Štěpkovač na jednonápravovém podvozku (23).....	26
obr. 1.24 – Návěs s drtičem (24)	27
obr. 1.25 – Samojízdný pásový štěpkovač s hydraulickou rukou (25)	28
obr. 1.26 – Samojízdný pásový štěpkovač pro práci ve svahu (26)	28
obr. 2.1 – Bosch AXT 25D (27)	30
obr. 2.2 – Linddana TP 200 (28)	31
obr. 2.3 – Laski LS 150D (29)	32
obr. 2.4 – Bantit 1390 XP (30)	33
obr. 2.5 – Morbark 40/36 NCL (31)	34
obr. 2.6 – Laimet HP – 21 (32)	35

obr. 2.7 – Bystroň Pirana (33)	36
obr. 2.8 – Rojek DH 10 SP (34).....	37
obr. 2.9 – Urban TR110 (35)	38
obr. 2.10 – Bystroň Drtič kůry (36)	39
obr. 2.11 – Odes DRT 1200 (37)	40
obr. 3.1 – Síly v ozubení (38)	46
obr. 3.2 – Průběh posouvajících sil T a ohybového momentu Mo (39)	46
obr. 3.3 – Drážka (40)	48
obr. 3.4 – Svěrné pouzdro (41)	50
obr. 3.5 – Setrvačnick (42)	51
obr. 4.1 – Násypka (43)	52
obr. 4.2 – Pant (44)	52
obr. 4.3 – Zajištění transportní polohy (45)	52
obr. 4.4 – Dopravník (46)	53
obr. 4.5 – Napínání pásu dopravníku (47)	53
obr. 4.6 – Pohon dopravníku přes kuželové soukolí (48)	54
obr. 4.7 – Napínák klínového řemene pohonu dopravníku (49)	54
obr. 4.8 – Napínací kladka klínového řemene (50)	55
obr. 4.9 – Horní řemenice na hřídeli setrvačnicku (51)	55
obr. 4.10 – Krytování stroje (52)	56
obr. 4.11 – Pohled zezadu bez krytování (53)	57
obr. 4.12 – Pohled zepředu bez krytování (54)	57
obr. 4.13 – Pohled na špalíkovací jednotku (55)	58
obr. 4.14 – Detail uchycení špalíkovací jednotky (56)	58
obr. 4.15 – Pohled na pohon dopravníku (57)	59
obr. 4.16 – Pohled na uložení dopravníku (58)	59
obr. 4.17 – Šestidrážková koncovka se střížným kolíkem (59)	60
obr. 4.18 – Spoj ozubeného kola s hřídelí pomocí svěrného pouzdra (60)	60
obr. 4.19 – Spodní nožová hřídel (61)	61
obr. 4.20 – Nůž (62)	61
obr. 4.21 – Transportní poloha (63)	62
obr. 4.22 – Pracovní poloha (64)	63
obr. 4.23 – Pracovní poloha (65)	64

SEZNAM TABULEK

tab. 1 – Parametry štěpkovače Bosch AXT 25D	30
tab. 2 – Parametry diskového štěpkovače Linddana TP 200	31
tab. 3 – Parametry diskového štěpkovače Laski LS 150D	32
tab. 4 – Parametry bubnového štěpkovače Bandit 1390 XP	33
tab. 5 – Parametry bubnového štěpkovače Morbark 40/36 NCL	34
tab. 6 – Parametry šnekového štěpkovače Laimet HP - 21	35
tab. 7 – Parametry šnekového štěpkovače Bystroň Pirana	36
tab. 8 – Parametry špalíkovače Rojek DH 10 SP	37
tab. 9 – Parametry špalíkovače Urban TR110	38
tab. 10 – Parametry Drtiče kůry Bystroň	39
tab. 11 – Parametry drtiče Odes DRT 1200	40

SEZNAM PŘÍLOH:



příloha 1 – Velikost koeficientů k_{α} , Y_F v závislosti na počtu zubů

Materiál		Jádro zubu		Tvrдость povrchu
stav	označení	σ_{P1} (MPa)	HB	
Ocel normalizačně žiháno	11 500	500	150	viz tvrдость jádra
	11 600	600	176	
	11 700	700	208	
	12 040	580	170	
	12 050	660	195	
	12 060	720	214	
	12 061	780	232	
	42 2630	360	103	
	42 2640	440	127	
42 2660	590	167		
Ocel zušlechťeno	12 050	650 až 800	183 až 235	
	12 060	700 až 850	208 až 253	
	13 141	650 až 750	183 až 223	
	13 240	800 až 950	235 až 285	
	13 251	1 000 až 1 150	300 až 345	
	15 231	900 až 1 050	269 až 331	
	15 261	900 až 1 100	269 až 317	
	15 340	1 000 až 1 150	300 až 345	
	16 250	800 až 900	235 až 269	
	16 420	950 až 1 150	285 až 345	
42 2715.5	610 až 710	174 až 214		
42 2725.6	790 až 980	235 až 295		
42 2750.6	640 až 830	190 až 250		

příloha 2 – Přehled materiálů

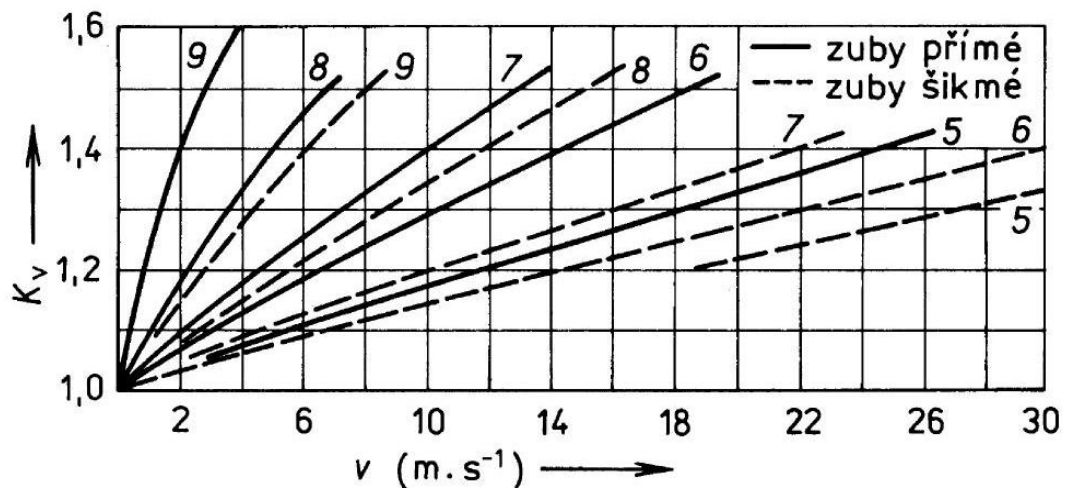
Součinitel	Kola se zuby			$\psi_d \approx \frac{\psi_m}{z_1} \approx \psi_a \cdot \frac{i \pm 1}{2}$
	přímými	šikmými	dvojitě šikmými	
$\psi_m = \frac{b_w}{m}$	10 až 20	15 až 30	30 až 60	čím větší z_1 , tím větší ψ_m
$\psi_d = \frac{b_w}{d_1}$	0,7 až 1,2	1,0 až 1,5	1,5 až 2,5	ψ_d větší při symetrickém uložení kol, menší – při nesymetrickém a letmém
$\psi_a = \frac{b_w}{a}$	0,2 až 0,6	0,2 až 0,6	0,6 až 0,8	čím větší i , tím menší ψ_a

příloha 3 – Velikost poměrné šířky věnce ψ_m

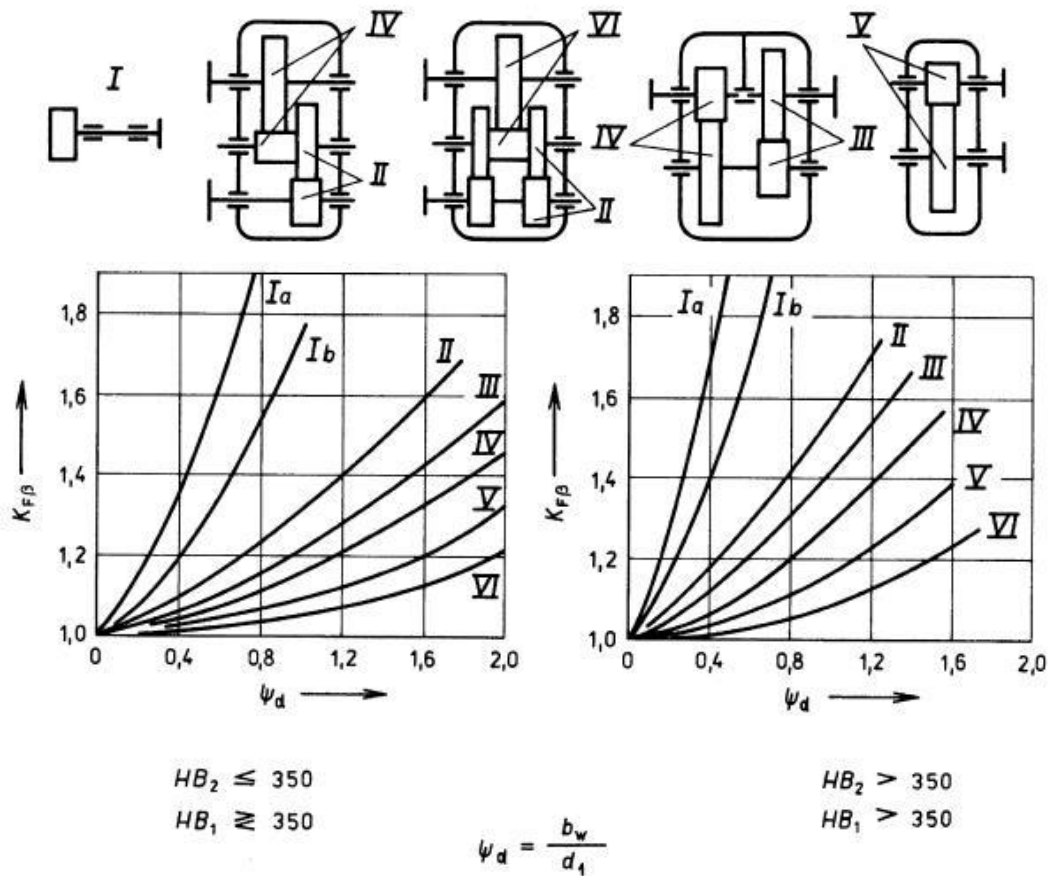
Chod soustrojí	Pracovní stroj	K_1	
		A	B
Rovnoměrný	Rotační kompresory a dmychadla, generátory a dynama, vrtačky, soustruhy, brusky aj.	1,0 až 1,1	1,05 až 1,2
Nerovnoměrný	Uhelné mlýny, zdvihací a transportní zařízení, jeřáby, pístové kompresory aj.	1,1 až 1,3	1,2 až 1,6
S rázy	Drtiče, pístová čerpadla, zemní stroje, výstředníkové lisy aj.	1,3 až 1,7	1,4 až 2,0

A – při pohonu elektromotorem nebo turbínou, B – při pohonu pístovým spalovacím motorem.

příloha 4 – Součinitel vnějších dynamických sil K_1



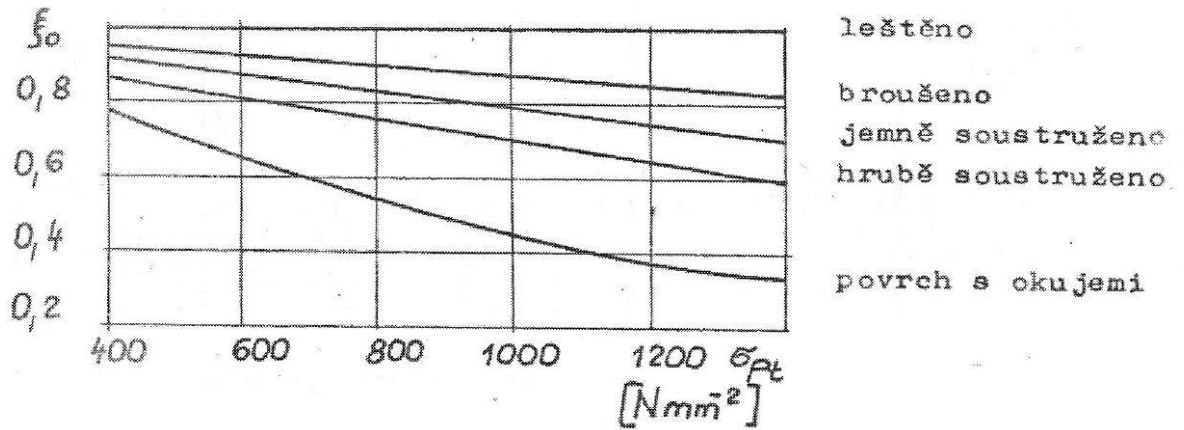
příloha 5 – Součinitel vnitřních dynamických sil K_v



příloha 6 – Součinitel vlivu koncentrace napětí v závislosti na uložení $K_{\sigma B}$

PŘEHLED VLASTNOSTÍ NĚKTERÝCH OCELÍ [σ_{Nmm}^{-2}]									
Materiál dle ČSN	Tah			Ohyb		Krut		tah tlak ohyb	smyk krut
	σ_{Pt}	σ_{kt}	σ_C	σ_{KO}	σ_{OC}	τ_K	τ_C	σ_{Dtdb}	τ_{Dsk}
11 370	400	195	120	250	160	135	98	160	80
11 500	550	260	170	365	235	185	135	190	100
11 600	650	280	195	425	275	215	155	210	120
11 700	750	330	225	490	315	255	185	260	150
12 040	580	275	175	370	245	175	135	195	97
12 050	650	335	200	425	275	225	165	215	125
12 060	720	345	215	-	-	210	125	230	130
13 240.6	925	545	280	-	-	325	165	420	200
16 240.6	835	495	255	625	355	330	215	270	210
16 640.3	1100	915	345	1000	455	535	275	440	315
Šedá litina	400-500							50-100	

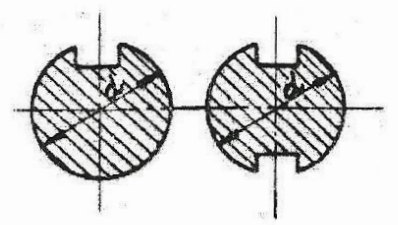
příloha 7 – Přehled vlastností některých ocelí



příloha 8 – Součinitel jakosti povrchu ξ

Průměr d v mm		Uhlíkové oceli		Legované oceli	
Přes	do	R_{σ}	R_{τ}	R_{σ}	R_{τ}
20	30	0,91	0,89	0,83	0,89
30	40	0,88	0,81	0,77	0,81
40	50	0,84	0,78	0,73	0,78
50	60	0,81	0,76	0,70	0,76
60	70	0,78	0,74	0,68	0,74
70	80	0,75	0,73	0,68	0,73
80	100	0,73	0,72	0,64	0,72
100	120	0,70	0,70	0,62	0,70
120	150	0,68	0,68	0,60	0,68
150	500	0,60	0,60	0,54	0,60

příloha 9 – Součinitel velikosti χ pro ohyb a krut

	Mez pevnosti [N mm ⁻²]	β_g Ohyb	β_k Krut
	500	1,50	1,40
600	1,60	1,50	
700	1,72	1,60	
800	1,80	1,70	
900	1,90	1,80	
1000	2,00	1,90	

příloha 10 – Součinitel velikosti vrubu β

Střední řada		Rozměry v mm							
$z \times d \times D$	d	D	b	d_{\min}	a_{\min}	f	r_{\max}	$A^{(1)}$	Počet zubů z
6 × 11 × 14	11	14	3	9,9	—	0,3	0,2	4	6
6 × 13 × 16	13	16	3,5	12	—	0,3	0,2	4	6
6 × 16 × 20	16	20	4	14,5	—	0,3	0,2	6,3	6
6 × 18 × 22	18	22	5	16,7	—	0,3	0,2	6,3	6
6 × 21 × 25	21	25	5	19,5	1,95	0,3	0,2	6,3	6
6 × 23 × 28	23	28	6	21,3	1,34	0,3	0,2	7,9	6
6 × 26 × 32	26	32	6	23,4	1,65	0,4	0,3	9,9	6
6 × 28 × 34	28	34	7	25,9	1,7	0,4	0,3	9,9	6
8 × 32 × 38	32	38	6	29,4	—	0,4	0,3	13,2	8
8 × 36 × 42	36	42	7	33,5	1,02	0,4	0,3	13,2	8
8 × 42 × 48	42	48	8	39,5	2,57	0,4	0,3	13,2	8
8 × 46 × 54	46	54	9	42,7	—	0,5	0,5	18	8
8 × 52 × 60	52	60	10	48,7	2,44	0,5	0,5	18	8
8 × 56 × 65	56	65	10	52,2	2,5	0,5	0,5	21	8
8 × 62 × 72	62	72	12	57,8	2,4	0,5	0,5	24	8
10 × 72 × 82	72	82	12	67,4	—	0,5	0,5	30	10
10 × 82 × 92	82	92	12	77,1	3	0,5	0,5	30	10
10 × 92 × 102	92	102	14	87,3	4,5	0,5	0,5	30	10
10 × 102 × 112	102	112	16	97,7	6,3	0,5	0,5	30	10
10 × 112 × 125	112	125	18	106,3	4,4	0,5	0,5	41	10

příloha 11 – Střední řada rovnobokého drážkování

Druh spojení ¹⁾		Pracovní podmínky ²⁾	Dovolený tlak na boky p_D (MPa)	
			netvrzené	tvrzené
Náboj posuvný na hřídeli	při zatížení	nepříznivé	—	3 až 10
		střední	—	5 až 10
		příznivé	—	10 až 20
	bez zatížení	nepříznivé	15 až 20	20 až 35
		střední	20 až 30	30 až 60
		příznivé	25 až 40	40 až 70
Náboj neposuvný na hřídeli		nepříznivé	35 až 50	40 až 70
		střední	60 až 100	100 až 140
		příznivé	80 až 120	120 až 140

příloha 12 – Dovolený tlak na bocích drážkování

Příloha 13 – Výkresová dokumentace, vložená do desek