



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Konstrukční návrh drtiče natě brambor

Design of potato haulm topper

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2023

Bc. Petr DLOUHÝ

Studijní program: NDTT Dopravní a transportní technika

Studijní obor: N071TTTE Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Martin Havlíček

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dlouhý** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **483258**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Konstrukční návrh drtiče natě brambor

Název diplomové práce anglicky:

Design of potato haulm topper

Pokyny pro vypracování:

V závěrečné práci proveďte rešerši konstrukčních řešení drtičů natě brambor a ostatních věcí týkající se problematiky. Na základě poznatků z rešerše navrhnete konstrukční řešení drtiče bramborové natě s vhodně zvolenými provozními parametry.

Zpracujte 3D model vámi zvoleného řešení. Výsledný model podrobte analýze pomocí MKP v příslušném výpočtovém software.

V závěrečné části diskutujte výsledky MKP analýzy a navrhnete případnou optimalizaci stroje.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008, 170 s. ISBN 978-80-01-04138-3.

POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 84 s. ISBN 978-80-01-03214-52008.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Martin Havlíček ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **11.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.08.2023**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Martin Havlíček
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Konstrukční návrh drtiče natě brambor“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Havlíčka, s použitím literatury uvedené na konci diplomové práce v seznamu literatury.

V Praze dne 5. 8. 2023

.....

Bc. Petr Dlouhý

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Martinu Havlíčkovi za veškeré rady a připomínky k práci, a především za ochotu a trpělivost při konzultacích.

V neposlední řadě také patří velké poděkování mé rodině za podporu po celou dobu studia a za pochopení při tvorbě závěrečné práce. Speciální dík je věnován přítelkyni Elišce za psychickou podporu v závěru psaní práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Bc. Petr DLOUHÝ
Název DP:	Konstrukční návrh drtiče natě brambor
Anglický název:	Design of potato haulm topper
Rok:	2023
Studijní program:	NDTT Dopravní a transportní technika
Obor studia:	N071TTTE Transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Martin Havlíček
Bibliografické údaje:	počet stran 98 počet obrázků 110 počet tabulek 11 počet příloh 1
Klíčová slova:	drtič natě brambor, drtič, mulčovač, sklizeň brambor, mechanické převody, svařenec
Keywords:	potato haulm topper, grinder, mulcher, potato harvest, mechanical transmissions, welded

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem drtiče bramborové natě. Jedná se o stroj, který se používá jako předstupeň při sklizni brambor. Jeho úlohou je rozdrcení bramborové natě, čímž je zjednodušeno následné konečné vyorání brambor. V teoretické části je proveden rozbor zemědělských strojů, s užším zaměřením na samotné drtiče a jim příbuzné mulčovače. V závěru této části jsou popsány jednotlivé prvky hnacího mechanismu drtiče. Praktická část se poté věnuje již samotnému konstrukčnímu návrhu drtiče. V první části jsou provedeny návrhové analytické výpočty a následně je ukázán 3D model stroje. V závěru práce jsou vybrané celky podrobeny kontrolním výpočtům. Výpočty poté doplňuje MKP analýza vytvořeného modelu.

Abstract:

This thesis deals with the design of a potato crusher. It is a machine that is used as a preliminary stage in the harvesting of potatoes, its role is to crush the potato haulm, thus simplifying the subsequent final ploughing of potatoes. In the theoretical part, an analysis of agricultural machinery is made, with a narrower focus on the crushers themselves and their related mulchers. At the end of this section, the various elements of the crusher drive mechanism are described. The practical part is then devoted to the design of the crusher itself. In the first part, design analytical calculations are performed and then a 3D model of the machine is shown. At the end of the thesis, the selected units are subjected to control calculations. The calculations are then complemented by FEM analysis of the developed model.

OBSAH

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	4
2. Teoretická část práce	5
2.1. Historie a vývoj v oblasti zemědělství	5
2.2. Zemědělské stroje	6
2.2.1. Dělení zemědělských strojů z hlediska využití	6
2.2.2. Dělení zemědělských strojů z hlediska připojení	8
2.2.2.1. Nesené stroje	9
2.2.2.2. Polonesené stroje	9
2.2.2.3. Návěsné stroje	10
2.2.3. Tříbodový závěs	11
2.2.3.1. Kategorie tříbodových závěsů	11
2.2.3.2. Konstrukční a připojovací rozměry strojů	12
2.2.3.3. Prvky tříbodového závěsu	14
2.2.3.4. Spodní ramena	14
2.2.3.5. Táhlo třetího bodu	15
2.2.3.6. Rychloupínací závěsné háky	15
2.2.3.7. Závěsné koule	16
2.2.3.8. Zdvihací mechanismus tříbodového závěsu	16
2.2.3.9. Vývodový hřídel	17
2.3. Zemědělské plodiny	17
2.3.1.1. Obilniny	17
2.3.1.2. Luskoviny	18
2.3.1.3. Olejniny	18
2.3.1.4. Pícniny	19
2.3.1.5. Okopaniny	19
2.3.2. Lilek brambor	19
2.3.2.1. Pěstování a sklizeň	20
2.3.2.2. Rozteče řádků	22
2.4. Drtiče natě brambor	23
2.4.1. Základní popis konstrukce drtičů	23
2.4.2. Dělení drtičů	25
2.4.3. Dílčí celky	26
2.4.3.1. Rám	26
2.4.3.2. Rotor	26
2.4.3.3. Vstupní převodovka	28
2.4.3.4. Řemenový převod	29
2.4.3.5. Kardan	31
2.4.3.6. Prvky proti přetížení	31
2.4.3.7. Technické parametry vybraných drtičů	32
2.5. Třecí řemenové převody	33
2.5.1. Převody s klínovým řemenem	35

2.5.1.1.	Kinematika řemenového převodu	36
2.5.1.2.	Řemeny	37
2.6.	Kloubové hřídele.....	37
2.6.1.	Prvky proti přetížení.....	39
2.6.1.1.	Konstrukční řešení spojek.....	39
2.6.1.2.	Vidlice se střížným šroubem	40
2.6.1.3.	Třecí lamelová spojka	42
2.6.1.4.	Přetěžovací spojka	44
3.	Praktická část práce.....	46
3.1.	Volba a diskuze nad vstupními parametry	46
3.2.	Návrhové analytické výpočty.....	47
3.2.1.	Stanovení potřebného výkonu	47
3.2.2.	Volba převodovky	47
3.2.3.	Výpočet řemenového převodu	49
3.3.	Konstrukční návrh stroje	56
3.3.1.	Základní rám	57
3.3.2.	Hřídel.....	63
3.3.3.	Horní hřídelový domek.....	64
3.3.4.	Rotor a ložiskové domky.....	65
3.3.5.	Řemenový převod	69
3.3.6.	Závěs kola	71
3.3.7.	Volba kardanu.....	73
3.4.	Kontrolní výpočty	74
3.4.1.	Převodovka	74
3.4.2.	Hřídel.....	75
3.4.3.	Pera	80
3.4.3.1.	Kontrola pera hnací řemenice.....	80
3.4.3.2.	Kontrola pera hnané řemenice	81
3.5.	MKP analýza	82
3.5.1.	Rotor	83
3.5.2.	Celek drtiče.....	84
4.	Závěr.....	89
	Seznam použité literatury	91
	Seznam obrázků	96
	Seznam tabulek	98
	Seznam příloh.....	98

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Popis
A	$[mm^2]$	plocha průřezu
a	$[mm]$	osová vzdálenost
b	$[mm]$	šířka těsného pera
C_1	-	součinitel úhlu opásání
C_2	-	provozní součinitel řemenového převodu
C_{2er}	-	bezpečnost řemenového převodu
C_3	-	součinitel délky řemenu
D_{p1}	$[mm]$	výpočtový průměr hnací řemenice
D_{p2}	$[mm]$	výpočtový průměr hnané řemenice
D_s	$[mm]$	střední průměr třecí lamely
d_H	$[mm]$	průměr hřídele
d_{w1}	$[mm]$	průměr hnací řemenice
d_{w2}	$[mm]$	průměr hnané řemenice
d_{wg}	$[mm]$	průměr velké řemenice
d_{wk}	$[mm]$	průměr malé řemenice
d_3	$[mm]$	průměr dřívku šroubu
e	$[mm]$	excentricita (vyosení)
F	$[N]$	síla
F_u	$[N]$	efektivní tah v řemenech
F_v	$[N]$	napínací síla řemenů
f	$[Hz]$	frekvence
f_B	$[s^{-1}]$	frekvence ohybu řemene
f_{bud_1}	$[Hz]$	první budící frekvence
f_{bud_2}	$[Hz]$	druhá budící frekvence
f_{bud_3}	$[Hz]$	třetí budící frekvence
f_2	$[Hz]$	druhá modální frekvence
h	$[mm]$	výška těsného pera
h_b	$[mm]$	výška řemenu
i_c	-	celkový převodový poměr hnacího řetězce
i_G	-	geometrický převodový poměr



i_k	-	kinematický převodový poměr
$i_{př}$	-	převodový poměr kuželové převodovky
$i_{řem}$	-	převodový poměr řemenového převodu
i_{skut}	-	skutečný převodový poměr
L_b	[mm]	normalizovaná délka řemenu
L_w	[mm]	výpočtová délka řemenu
l_a	[mm]	funkční délka těsného pera
k_1	-	součinitel napnutí řemene
k_2	-	součinitel odstředivé síly
M	[Nm]	kroučící moment na vstupu
M_k	[Nm]	kroučící moment
$M_{k\ hř}$	[Nm]	kroučící moment na hřídeli horní osy
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_{rot}	[Nm]	kroučící moment na rotoru
M_t	[Nm]	třecí moment lamelové spojky
N	[N]	normálová (přítlačná) síla
n	[min ⁻¹]	otáčky
n_{bud_1}	[min ⁻¹]	první budící otáčky
n_{bud_2}	[min ⁻¹]	druhé budící otáčky
n_{bud_3}	[min ⁻¹]	třetí budící otáčky
n_g	[min ⁻¹]	otáčky hnací řemenice
n_k	[min ⁻¹]	otáčky hnané řemenice
n_1	[min ⁻¹]	vstupní otáčky
n_2	[min ⁻¹]	výstupní otáčky
$n_{hř}$	[min ⁻¹]	otáčky hřídele horní osy stroje
n_{rot}	[min ⁻¹]	otáčky rotoru drtiče
$n_{výv.hř}$	[min ⁻¹]	otáčky vývodové hřídele
P	[kW]	přenášený výkon
P_R	[kW]	jmenovitý výkon jednoho řemenu
p	[MPa]	kontaktní tlak
p_D	[MPa]	dovolený kontaktní tlak
S_3	[mm ²]	průřez dřívku šroubu



T	$[N]$	posouvající síla/třecí síla
u	$[mm]$	průhyb hřídele
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost řemenu
v_1	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost hnací řemenice
v_2	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost hnané řemenice
x	$[mm]$	středové seřízení x
y	$[mm]$	středové seřízení y
Z_{er}	-	počet řemenů

Řecká abeceda

Symbol	Jednotka	Popis
α	$[^\circ]$	úhel rozevření klínové drážky
β	$[^\circ]$	úhel opásání řemenice
μ	-	součinitel tření
μ_0	-	součinitel tření plochého řemenu
μ'	-	součinitel tření v klínové drážce
ξ	-	skluz řemenu
π	-	Ludolfovo číslo
σ	$[N \cdot mm^{-2}]$	normálové napětí
σ_D	$[N \cdot mm^{-2}]$	dovolené napětí
σ_o	$[N \cdot mm^{-2}]$	ohybové napětí
σ_{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí
τ	$[N \cdot mm^{-2}]$	smykové napětí
τ_D	$[N \cdot mm^{-2}]$	dovolené smykové napětí
ω	$[s^{-1}]$	úhlová rychlost (úhlová frekvence)
ω_{bud_1}	$[s^{-1}]$	první budící úhlová frekvence
ω_{bud_2}	$[s^{-1}]$	druhá budící úhlová frekvence
ω_{bud_3}	$[s^{-1}]$	třetí budící úhlová frekvence
φ	$[^\circ]$	úhel natočení hřídele

Zkratka**Význam**

MKP	Metoda konečných prvků
FEM	Finite element method

1. Úvod

Zemědělství přestavuje pro člověka již od dávných dob neodmyslitelnou součást jeho života. Od počátku věků totiž bylo a do dnešní doby je jeden z hlavních zdrojů obživy. S postupem času přirozeně přicházely zvyšující se požadavky a nároky na získávání zemědělských plodin, na které už lidská síla nestačila. Na základě toho se objevil první náznak mechanizace v podobě zapojení domácích zvířat a prvních primitivních přípravků, z jejichž myšlenek se vyvinuly první zemědělské stroje. Tyto stroje se neustále zdokonalovaly a přetvářely až do podoby, ve které je známe dnes. Jelikož se podobný evoluční vývoj odehrál i na straně možných pěstovaných zemědělských plodin, existuje v dnešní době velmi široké spektrum zemědělských strojů, které jsou svojí funkcí pro obstarání těchto plodin uzpůsobeny, počínaje jejich vysetím, resp. vysazením a konče sklizní. Jednou z klíčových zemědělských plodin pro lidskou civilizaci byl odjakživa lilek brambor, jehož hlízy – brambory – hrají klíčovou roli pro člověka, jednak z hlediska potravy, jednak jako krmivo pro hospodářská zvířata nebo vstupní surovina chemického a potravinářského průmyslu. Z toho vyplývají požadavky na co největší efektivitu a výtěžnost při jejich pěstování. Z těchto důvodů jsou pro jejich výsadbu i sklizeň navrženy zemědělské stroje, které těmto požadavkům vyhovují. Jedním z těchto strojů je drtič bramborové natě, jehož úlohou je mechanické rozrušení, tedy rozdrčení natě. Díky tomu je dosaženo řádově lepších podmínek pro konečné vyorání bramborových hlíz z řádků. Je tedy zřejmé, že drtiče bramborové natě zastávají při jejich sklizni neodmyslitelnou roli.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem takového drtiče, který je navržen na základě požadovaných parametrů a skutečností získaných zmapováním současných typů příbuzných strojů a jejich provozních možností. Mezi hlavní cíle závěrečné práce tedy patří seznámení se s řešenou problematikou v podobě rešerše zemědělských strojů, s užším zaměřením na zmíněné drtiče a bližší popis jejich dílčích konstrukčních celků. Dalším stanoveným cílem je již samotný konstrukční návrh daného stroje, pro jehož tvorbu poslouží informace získané rešerší v teoretické části práce. Posledním cílem je ověření funkčnosti a možné provozuschopnosti navrženého drtiče kontrolními analytickými výpočty vybraných celků. Tyto výpočty jsou v závěru doplněny o modální analýzu metodou konečných prvků, kterou jsou do jisté míry nasimulovány a prověřeny provozní podmínky stroje.

2. Teoretická část práce

Teoretická část diplomové práce je věnována rozboru a popisu současného stavu a funkčních možností zemědělských strojů. Na úvod je krátce rozebrána historie a vývoj v oblasti zemědělství. Poté již následuje kapitola věnovaná zemědělským strojům. Nejprve jsou zemědělské stroje rozděleny do skupin podle účelu jejich využití a podle způsobu připojování k tažným strojům – traktorům. Na základě tohoto rozdělení jsou jednotlivé skupiny strojů blíže popsány ve svých kapitolách. V neposlední řadě je zde zmíněn a rozebrán tříbodový závěs, jakožto spojovací člen traktoru a všech strojů k němu připojovaných. Rozdělení do jednotlivých kategorií dle příslušné normy je provedeno i v tomto případě. Na popis zemědělských strojů poté navazuje kapitola věnovaná zemědělským produktům, a především lilku bramboru, jehož způsob pěstování, ale hlavně sklizně je velmi důležitou znalostí pro praktickou část diplomové práce. Následující část je již zaměřena na rozbor problematiky úzce spojené s praktickou částí, jsou zde popsány jednotlivé typy mulčovačů a jim příbuzné drtiče bramborové natě. Jelikož je předmětem praktické části práce návrh tohoto drtiče, je v této kapitole detailně rozebrána jeho konstrukce a dílčí celky hnacího mechanismu. Posloupnost kapitol, které se tomuto popisu věnují, je volena tak, jak jdou jednotlivé prvky v mechanismu po sobě. První je tedy věnována vstupní úhlové převodovce, poslední poté rotoru drtiče. Závěr teoretické části je věnován popisu vybraných prvků hnacího mechanismu. Jedná se především o bližší popis řemenových převodů, kloubových hřídelí a prvkům proti přetížení.

2.1. Historie a vývoj v oblasti zemědělství

Zemědělství má pro člověka nezaměnitelný význam a z historického hlediska sehrálo klíčovou roli při samotném utváření civilizací. Původní společnost lovců a sběračů kvůli své kočovné podstatě nemohla budovat rozsáhlá trvalá sídla, ani se věnovat činnostem nesouvisejícím se získáním potravy. Příchod zemědělství umožnil vázání společnosti ke konkrétní oblasti, kde poté došlo k postupnému formování civilizací. Část obyvatel původních osad se musela naučit vyprodukovat dostatek potravin, díky němuž mohla být značná skupina lidí osvobozena od zemědělství a získat ve společnosti nové role.

Tato nutnost produkce dostatku potravin, z ní vyplývající potřeba zvýšení efektivity práce a snaha o snížení množství vynaložené lidské síly, byly jedním z hlavních důvodů vzniku primitivních zemědělských nástrojů. Již Řekové kolem roku 1 000 př. n. l. používali dřevěné nástroje jako např. rádlo, tedy jednoduchý typ pluhu. K rozšíření železných nástrojů potom došlo kolem roku 594 př. n. l. v Číně, kde byly vyvinuty nové pluh s železnými radličkami. Lidé se postupem času naučili využívat tažnou sílu zvířat (volů a později i koní), a tím výrazně zefektivnili svou činnost a lépe využili potenciál tehdejší úrodné půdy. Zdokonalovali také své nástroje, např. již zmíněný pluh prošel mnoha proměnami a vylepšeními.

Rychlejší pokrok přišel na přelomu 18. a 19. století s průmyslovou revolucí, kdy začaly být využívány žací stroje, mlátičky, ruchadla a také parní pluhy zvané lokomobily. Právě lokomobily lze označit za přímé předchůdce traktorů, které byly uvedeny na trh již na počátku 20. století díky vynalezení spalovacích motorů. Od této doby prošla zemědělská technika značným rozvojem. Došlo k dalšímu vývinu spalovacích motorů, které umožnily vzniknout novým strojům – samohybným mechanickým sklízecím strojům, secím a sázecím strojům a dalším zařízením. V současnosti je vlivem pokroku velká část činností v zemědělství plně mechanizovaná. [1]

2.2. Zemědělské stroje

V oblasti zemědělství se zemědělským strojem označuje takový stroj, který je svou povahou a vlastnostmi určen pro zvyšování produktivity a efektivity práce, a to zejména pro práci na polích, kde je z důvodu jejich rozsáhlých ploch zapotřebí nasazení mechanizace. Těchto strojů existuje celá škála, počínaje stroji například pro přípravu půdy a konče stroji pro sklizeň v případě odvětví pěstování zemědělských plodin. Společným znakem všech zemědělských strojů je ale vždy snaha o snížení náročnosti práce a zvýšení efektivity. [2]

2.2.1. Dělení zemědělských strojů z hlediska využití

Jak bylo zmíněno v odstavci výše, ve světě existuje velké množství strojů pro nejrůznější aplikace. Jednotlivé stroje lze rozdělit do jednotlivých skupin podle jejich společných vlastností. Dělení je provedeno následovně: [3]

- Energetické stroje – tvoří hlavní pilíř v oblasti pohonu a tažení připojovaných strojů, které poté slouží k dále uvedeným procesům; typickým zástupcem této skupiny je traktor (Obr. 1)



Obr. 1: Traktor [4]

- Stroje pro zpracování půdy – slouží k přípravě půdy na polích před vysetím zemědělských plodin, příkladem strojů pro zpracování půdy jsou např. pluh (Obr. 2), radličkový a dlátový kypřič a diskový podmítač



Obr. 2: Otočný pluh [5]

- Secí a sázecí stroje – jsou určeny pro setí osiva a sázení sadby do půdy připravené již výše zmíněnými stroji, názorná ukázka je na Obr. 3



Obr. 3: Secí stroj [6]

- Stroje pro sklizeň plodin – jejich úlohou je sklizeň vypěstovaných zemědělských plodin, zástupci této skupiny jsou např. samojízdná řezačka (Obr. 4), samojízdná sklízecí mlátička – kombajn



Obr. 4: Samojízdná řezačka [7]

- Postřikovací stroje – slouží pro ochranu vysetých zemědělských plodin; do této skupiny lze pro příklad zařadit samojízdný postřikovač (Obr. 5)



Obr. 5: Samojízdný postřikovač [8]

- Žací stroje – jsou určeny pro sklizeň píce (jetel, vještěška, zelená kukuřice); příkladem stroje z této skupiny je diskový čelní žací stroj (Obr. 6)



Obr. 6: Čelní diskový žací stroj [9]

- **Ostatní stroje** – další skupiny strojů, které slouží k jiným účelům než výše zmíněné – rozmetací stroje, plecí stroje, balíkovače apod.

2.2.2. Dělení zemědělských strojů z hlediska připojení

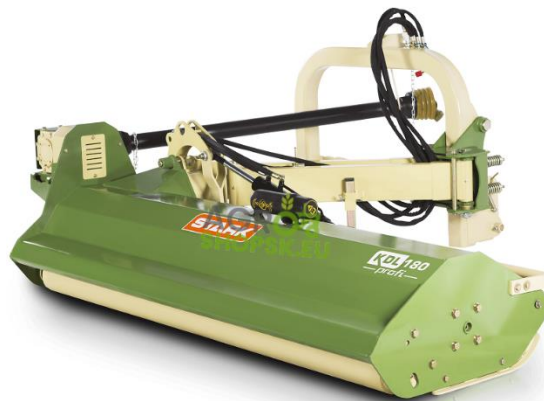
Dalším kritériem, podle kterého lze rozdělit zemědělské stroje, nyní již jen připojované, je způsob jejich připojení k traktoru. Způsob připojení na traktor je pro jeho další použití poměrně zásadní, jelikož připojený stroj svoji hmotností může značně ovlivnit provozní schopnosti traktoru v terénu. Podle způsobu připojení dělíme zemědělské stroje na:

- Nesené stroje
- Polonesené stroje
- Návěsné stroje

Jednotlivým způsobům připojení se věnují podkapitoly níže.

2.2.2.1. Nesené stroje

Za nesený stroj je v oblasti zemědělství považován takový, který je připojen k traktoru prostřednictvím tříbodového závěsu a jeho součástí není vlastní podvozek, resp. jiný opěrný bod. Veškerá hmotnost stroje je tedy nesena traktorem. Z toho je patrné, že celková hmotnost stroje je velmi důležitým údajem pro volbu správného traktoru. V případě, že by byl stroj příliš těžký, byla by přetěžována zadní náprava traktoru a odlehčována přední. Tím by došlo ke snížení ovladatelnosti traktoru a zhoršení trakčních schopností. Pokud by taková situace měla nastat, umístí se na přední tříbodový závěs přídavné závaží, které zajistí dostatečný přítlak přední nápravy. Ukázkou neseného stroje je mulčovač (Obr. 7) určený pro montáž na přední i zadní tříbodový závěs. [10]



Obr. 7: Nesený mulčovač [11]

2.2.2.2. Polonesené stroje

Další skupinou jsou stroje polonesené, které se od nesených liší přítomností vlastního podvozku. Díky tomu je značně odlehčen tříbodový závěs a tím i samotný traktor. Snížení zatížení traktoru má kladný vliv na jeho provozní podmínky a ovladatelnost, není již také většinou zapotřebí montáže přídavného protizávaží na přední tříbodový závěs. Dalším přínosem tohoto řešení je i menší deformace terénu vlivem zatížení pneumatik traktoru, jelikož je rovnoměrněji rozložená hmotnost mezi nápravy traktoru. Příkladem poloneseného stroje je např. drtič bramborové natě ukázaný na obrázku níže (Obr. 8). Je zde patrná přítomnost vlastního podvozku i připojovacích bodů tříbodového závěsu. [10]



Obr. 8: Polonesený drtič bramborové natě [12]

2.2.2.3. Návěsné stroje

Posledním typem jsou stroje návěsné. Oproti předchozím zmíněným typům se vyznačují svou jednoduchostí připojování k traktoru. Další podstatná konstrukční změna se objevuje u podvozku, návěsný stroj disponuje vlastním podvozkem, který nese celou jeho hmotnost. Existují i varianty strojů, které mají nápravu posunutou od těžiště směrem dozadu a pevnou oj. V tomto případě i zde traktor nese část hmotnosti stroje. Příkladem takového stroje je například jednonápravová cisterna. Připojování k tažnému stroji již není řešeno přes tříbodový závěs, ale pouze pomocí čepu a oka. Ukázkou návěsného stroje s vlastním podvozkem, nesoucím veškerou jeho hmotnost, je dvounápravový valník (Obr. 9).



Obr. 9: Dvounápravový valník [13]

2.2.3. Tříbodový závěs

Následující podkapitola je věnována jednomu ze způsobů připojování zemědělských strojů k traktoru. Tříbodový závěs je funkční celek traktoru, který je určen pro připojování zemědělských strojů a dalšího nářadí, vyžadující zdroj tažné síly. Nalezneme jej v zadní části každého traktoru. Většina moderních typů traktorů dnes již standardně disponuje i předním tříbodovým závěsem, který může být využíván jak pro připojení daného stroje, tak pro osazení přídavného protizávaží, v případě odlehčení přední nápravy traktoru vlivem vysoké hmotnosti stroje připojeného na zadním tříbodovém závěsu. Celek tříbodového závěsu je tvořen dvěma spodními závěsnými rameny, jejichž výška je plynule nastavitelná přímočarými hydromotory. Tím dochází k požadovanému nastavení výšky spodních připojovacích bodů. Vrchol pomyslného trojúhelníku připojovacích bodů tvoří táhlo třetího bodu. Veškeré rozměry a rozdělení do jednotlivých kategorií předepisuje norma ISO 730:2009. Ukázka celku tříbodového závěsu je na následujícím obrázku (Obr. 10). [14]



Obr. 10: Tříbodový závěs [15]

2.2.3.1. Kategorie tříbodových závěsů

V následující tabulce (Tab. 1) je provedeno rozdělení tříbodových závěsů do jednotlivých kategorií podle výkonu motoru traktoru. Rozdělení určuje norma ISO 789-1. [14]

Kategorie	Výkon motoru podle ISO 789-1 [kW]
1N	do 35
1	do 48
2N/2	30 až 92
3N/3	60 až 185
4N/4	110 až 350

Tab. 1: Rozdělení kategorií podle výkonu motoru [16]

2.2.3.2. Konstrukční a přípojovací rozměry strojů

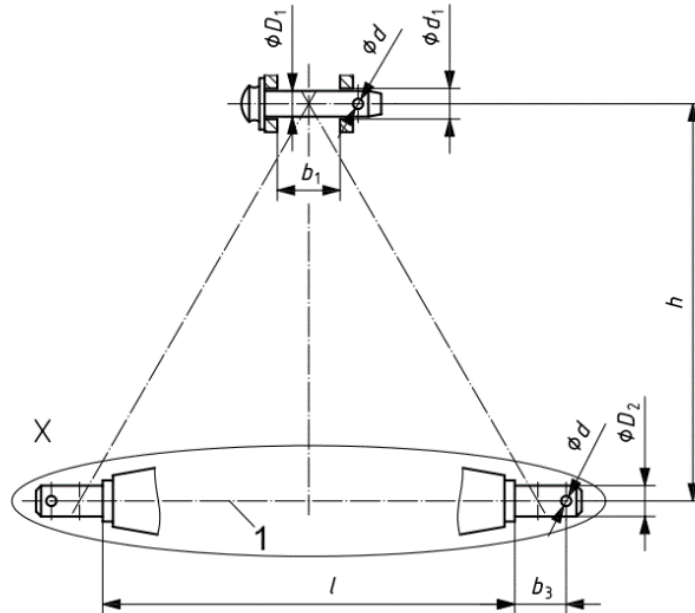
Jedním z výchozích a zároveň nejdůležitějších bodů při konstrukčním návrhu nového stroje je stanovení způsobu připojování na traktor. V případě volby tříbodového závěsu je zapotřebí dodržet předepsané rozměry a vzdálenosti přípojovacích bodů. Veškeré požadované rozměry předepisuje norma ISO 730:2009, viz Tab. 2. Norma uvažuje dva způsoby připojení na traktor, první způsob, ukázaný na Obr. 11, představuje připojení pomocí čepů na stroji a kloubových hlavic na spodních závěsných ramenech traktoru. Druhá varianta uvažuje připojování rychloupínacími závěsnými háky, na straně stroje je tedy patrná sada montážních otvorů pro čepy (Obr. 12), na kterých jsou nasazeny upínací koule. Tyto koule poté zapadají do rychloupínacích háků na spodních ramenech. Připojení třetího bodu je pro obě varianty řešeno stejně, a to pomocí čepu. [14]

rozměry v milimetrech

Označení	Název	Kategorie				
		1N	1	2	3	4
Horní závěsný bod						
D_1	Průměr u horního táhla	$19_{-0,08}^0$	$19_{-0,08}^0$	$25,5_{-0,13}^0$	$31,75_{-0,2}^0$	$45_{-0,8}^0$
b_1	Šířka uchycení u horního táhla	52 min.	52 min.	52 min.	52 min.	65 min.
Dolní závěsný bod						
D_2	Průměr otvoru u koule dolního táhla	$22_{-0,2}^0$	$22_{-0,2}^0$	$28_{-0,2}^0$	$36,6_{-0,2}^0$	$50,8_{-1,1}^0$
b_3	Vzdálenost díry u dolního kolíku	49 min.	49 min.	49 min.	52 min.	69 min.
b_5	Šířka uchycení u koulí	65_{0}^{+2}	65_{0}^{+2}	65_{0}^{+2}	$72,5_{0}^{+2}$	$96,5_{0}^{+2}$
l	Vzdálenost mezi uchycením u koulí	400 $\pm 1,5$	683 $\pm 1,5$	825 $\pm 1,5$	965 $\pm 1,5$	1165,5 $\pm 1,5$
Ostatní rozměry						
d	Průměr otvoru pro závlačku: horní úchyt dolní úchyt	12 min. 12 min.	12 min. 12 min.	12 min. 12 min.	12 min. 17 min.	17 min. 17 min.
h	Vzdálenost mezi dolním a horním uchycením	360 $\pm 1,5$	460 $\pm 1,5$	610 $\pm 1,5$	685 $\pm 1,5$	1100 $\pm 1,5$

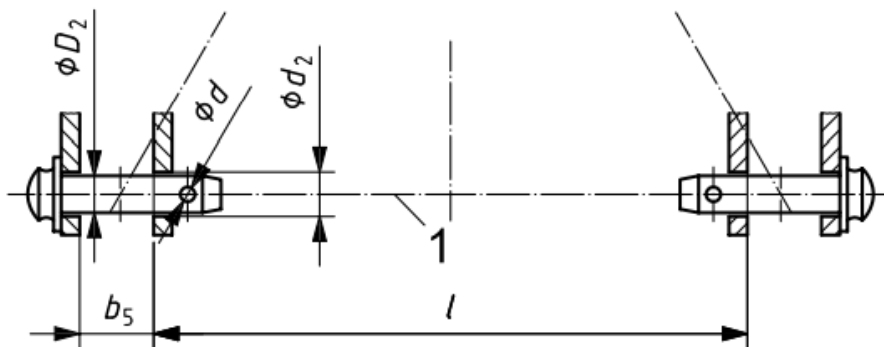
Tab. 2: Připojovací rozměry na straně stroje [16]

Následující obrázek (Obr. 11) ukazuje první popisovanou variantu připojení. Je zde zřejmá dvojice čepů pro spodní závěsné body, které se nasunují do kloubových hlavice na koncích závěsných ramen traktoru. Zajištění v požadované poloze je řešeno pomocí závlaček. Horní bod je připojován pomocí čepu.



Obr. 11: Připojovací rozměry stroje – varianta A [16]

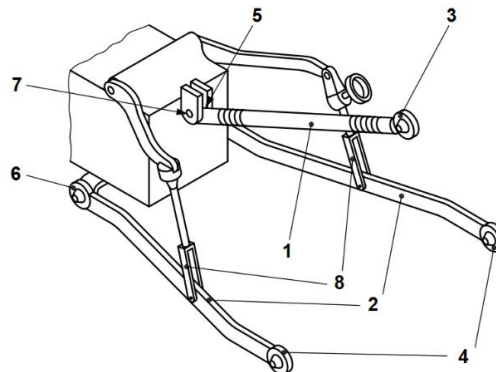
Druhá popisovaná varianta připojení je znázorněna na níže uvedeném obrázku (Obr. 12). Jsou zde patrné dvě dvojice plechů s otvory pro zasunutí čepů. Prostor pro výše zmíněné upínací koule je vyznačen kótou b_5 . Připojení třetího bodu je shodné s předchozí variantou.



Obr. 12: Připojovací rozměry stroje – varianta B [16]

2.2.3.3. Prvky tříbodového závěsu

Funkční celek tříbodového závěsu je tvořen z několika prvků. Jeho hlavní a nejdůležitější prvky jsou ukázány na následujícím schématickém obrázku (Obr. 13).



Obr. 13: Prvky tříbodového závěsu [16]

1. táhlo třetího bodu (horní táhlo)
2. spodní ramena
3. horní závěsný bod
4. dolní závěsné body
5. horní připojovací bod
6. dolní připojovací body
7. horní spojovací čep
8. zvedací táhla/vidlice

Vybrané prvky tříbodového závěsu jsou dále popsány v jednotlivých podkapitolách.

2.2.3.4. Spodní ramena

Jedním z nejdůležitějších prvků tříbodového závěsu jsou spodní závěsná ramena. Na Obr. 13 jsou značena pozicí č. 2. Z hlediska zatížení se jedná o nejnamáhanější součást závěsu, jelikož nese většinu hmotnosti připojeného stroje. Musí být proto dostatečně masivní, aby odolávala provoznímu zatížení, jehož dominantní složkou je ohyb. Ramena mohou být ve dvojitě provedení, jejich společným znakem je ukládání přes kloubové oko na straně traktoru, což je patrné z následujících obrázků. Hlavní rozdíl se pak odehrává na konci pro připojení stroje, kdy první varianta (Obr. 14) využívá spojení přes rychloupínací hák a závěsnou kouli na stroji. Druhé provedení (Obr. 15) je na tomto konci opatřeno kloubovým okem a spojení se strojem je zajištěno pomocí čepu. [14]



Obr. 14: Rameno s rychloupínacím hákem [17]



Obr. 15: Rameno s kloubovými oky [18]

2.2.3.5. Táhlo třetího bodu

Táhlo třetího bodu tvoří v sestavě tříbodového závěsu horní spojovací prvek. Jeho konstrukce je velmi podobná spodním ramenům, podstatný rozdíl je zde ovšem ve způsobu namáhání – oproti spodním ramenům bývá táhlo třetího bodu namáháno téměř čistě tahem, resp. tlakem. Způsob uložení na straně traktoru je také řešen pomocí kloubového oka, na straně pro stroj je opět dvojitý způsob. První variantou (Obr. 16) je rychloupínací hák, druhou (Obr. 17) poté kloubové oko. [14]



Obr. 16: Táhlo s rychloupínacím hákem [19]



Obr. 17: Táhlo s kloubovým okem [20]

2.2.3.6. Rychloupínací závěsné háky

Jak bylo již zmíněno v popisech výše, jedním ze způsobů, jak připojit stroj k traktoru, je použití rychloupínacích závěsných háků. Jde o prvek, který nalezneme na koncích spodních ramen a táhel třetího bodu. Jak je patrné z následujících obrázků, rozlišujeme závěsné háky pro spodní body (Obr. 18) a pro horní body (Obr. 19). Háky spodních bodů bývají na příslušných ramenech nejčastěji přivařeny, oproti tomu háky horních bodů bývají šroubované. Podmínkou pro připojení stroje pomocí háků je přítomnost závěsných koulí na jeho připojovacích bodech. Oba typy rychloupínacích háků obsahují pojišťovací prvek, který drží správně usazenou závěsnou kouli v požadované poloze během provozu. Velikosti háků se liší pro každou kategorii tříbodového závěsu. [14]



Obr. 18: Spodní hák [21]



Obr. 19: Horní hák [22]

2.2.3.7. Závěsné koule

Nutnou součástí pro upínání rychloupínacími háky jsou závěsné koule. Tyto koule se umísťují na přípojovací body stroje a slouží jako protikus do závěsných háků. Obdobně jako v případě háků rozlišujeme koule pro spodní body (Obr. 20) a pro horní body (Obr. 21). Velikost koulí je opět dána kategorií tříbodového závěsu. [14]



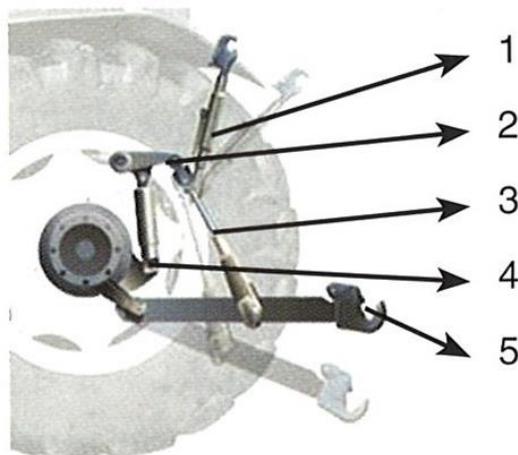
Obr. 20: Koule spodních bodů [23]



Obr. 21: Koule třetího bodu [24]

2.2.3.8. Zdvihací mechanismus tříbodového závěsu

Nezbytnou funkcí tříbodového závěsu je, kromě nesení připojeného stroje, také možnost regulace jeho výšky nad terénem. Z tohoto důvodu je celek tříbodového závěsu doplněn o dva přímočaré hydromotory, které slouží pro zdvih spodních ramen. Schéma celého mechanismu je vidět na Obr. 22, je zde patrná pozice hydromotorů, které přes vahadlo působí na táhlo připojené na spodní rameno. [14]



Obr. 22: Zdvihací mechanismus [14]

1. Táhlo třetího bodu
2. Zdvihací ramena
3. Zdvihací táhla
4. Přímočarý hydromotor
5. Spodní ramena

2.2.3.9. Vývodový hřídel

Posledním důležitým prvkem v oblasti tříbodového závěsu je vývodový hřídel traktoru. Vývodový hřídel slouží pro pohon mechanismů připojovaných strojů. Jedná se o standardizovanou drážkovou hřídel vystupující z traktoru pod horním upínacím bodem tříbodového závěsu. Profil a velikost drážkování určuje norma. Přesné umístění hřídele je patrné z následujícího obrázku (Obr. 23). U moderních typů traktorů nalezneme vývodový hřídel i u předního tříbodového závěsu. [14]



Obr. 23: Zadní vývodový hřídel [25]

2.3. Zemědělské plodiny

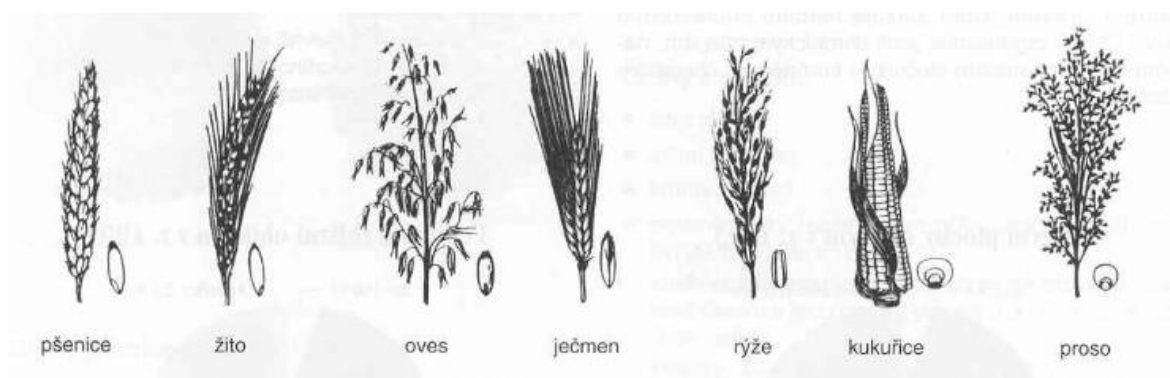
Tato kapitola je věnována popisu a rozdělení zemědělských plodin do jednotlivých skupin. Vyskytují se zde plodiny pěstované výhradně na polích. Pojmeme polní plodiny se obecně označují užitkové rostliny pěstované na poli zejména za účelem získání potravy nebo krmiva. Podle povahy poskytovaných produktů se plodiny dělí do pěti hlavních skupin: na obilniny, luskoviny, olejniny, píceiny a okopaniny. Každá z uvedených plodin je blíže popsána ve vlastní podkapitole níže. [26] [27]

2.3.1.1. Obilniny

Obilniny patří celosvětově mezi nejrozšířenější plodiny zastoupené na orné půdě 50–60% podílem. Z botanického hlediska do této kategorie spadá několik čeledí trav; nejvýznamněji zastoupená je čeleď lipnicovitých. Obilí tedy koření mělce, má dlouhá dutá stébla s kolénky a květy jsou uspořádány v klas. Hlavním produktem obilnin jsou obilky vyznačující se vysokým podílem sacharidů, zejména škrobu (60–70 %). Díky tomu slouží produkce převážně k výživě – zrna mohou být konzumována přímo, dále zpracována (mouka, výroba potravin a nápojů) či mohou sloužit jako krmivo pro hospodářská zvířata.

Vedlejším produktem je poté sláma využívaná jako krmivo, stelivo, nebo zaorávaná do půdy.

Mezi hlavní druhy obilnin (Obr. 24) v České republice se řadí pšenice obecná, pšenice špalda, žito seté, ječmen setý, oves setý, kukuřice setá, čirok, proso seté a pohanka setá. Ve světě je jednou z nejhojněji pěstovaných plodin také rýže setá. Pěstitelské požadavky se napříč jednotlivými zástupci obilnin významně liší. [26]



Obr. 24: Vybrané druhy obilnin [28]

2.3.1.2. Luskoviny

Luskoviny představují z agronomického hlediska významnou skupinu plodin zejména díky jejich botanickým vlastnostem. Jedná se převážně o rostliny z čeledi bobovitých, jejichž důležitou schopností je vázat v půdě díky symbióze s hlízkovitými bakteriemi vzdušný dusík, a tím zvyšovat její úrodnost pro další plodiny. Kořenový systém sahá hlouběji než u ostatních plodin, čímž je zlepšována půdní struktura.

Produktem luskovin je lusk, semena v něm jsou nazývána luštěniny. Obsahují významný podíl bílkovin (více než 20 %), proto jsou často pěstovány pro krmné účely; v menší míře také jako potravina.

Nejrozšířenějšími luskovinami jsou čočka jedlá, sója luštinatá, bob obecný, hrách setý, fazol obecný, vikev setá, vlčí bob (lupina), ve světě také cizrna beraní. [26]

2.3.1.3. Olejniny

Olejnin jsou pěstovány pro jejich schopnost syntetizovat v plodech a semenech oleje a tuky. Patří k mnoha různým botanickým čeledím, v mírném pásmu se pěstují zejména brukvovité a hvězdnicovité. Většina olejin se používá k výrobě olejů, ať už pro potravinářské, nebo technické účely; vedlejší produkty této výroby (extrahované šroty) představují složku krmiv. Další možností využití je zelené hnojení.

V ČR se hojně pěstuje například brukev řepka olejka, slunečnice roční, mák setý, len setý a hořčice bílá. [26]

2.3.1.4. Pícniny

Pícniny jsou pěstovány na orných půdách přímo za účelem výživy hospodářských zvířat. Ke krmení slouží nadzemní části rostlin, které mají vyšší podíl bílkovin a vlákniny, ale jejich výživové hodnoty jsou proměnlivé v závislosti na ročním období. Obsahují malý podíl sušiny, což zvyšuje obtížnost posklizňového zpracování a skladování (je nutná konzervace: siláže, senáže či sušení).

Mezi pícniny patří jetel luční, jetel plazivý, štírovník růžkatý, trávy (bojínek, jílek, kostřava); jako pícniny se však využívají také ostatní kategorie plodin. [26]

2.3.1.5. Okopaniny

Okopaniny jsou skupinou polních plodin dosahující nejvyšších hospodářských výnosů. Z botanického hlediska se opět jedná o zástupce více kategorií (například lilkovité či merlíkovité), častěji se vyskytuje rozlišení okopanin podle užitkových částí na bulevnaté, hlíznaté a tykvovité. Okopaniny mají vysokou schopnost produkce organických látek (cukry, škrob, inulin) ukládaných do zásobních orgánů rostliny (přeměněné oddenky, kořeny, stonky, zdužnatělé orgány).

V lidské výživě jsou využívány přímo (stolní brambory) či jako vstupní suroviny pro zpracování potravinářským průmyslem (cukrovary, lihovary, škrobárny). Některé okopaniny slouží také ke krmení hospodářských zvířat.

Produkty okopanin mají obecně nízký obsah sušiny, což ovlivňuje postupy jejich pěstování, sklizně i skladování, protože jsou náchylné k mechanickému poškození a chorobám. Vyžadují navíc stejnoměrné rozmístění rostlin v porostu a intenzivní ošetřování a zpracovávání půdy mezi řádky i mezi rostlinami v řádku, což z nich dělá náročnější plodiny na pěstování.

Do této kategorie se řadí lilek brambor, cukrová řepa, krmná řepa, krmná mrkev a čekanka obecná. [26]

2.3.2. Lilek brambor

Lilek brambor, označovaný také jako brambor hlíznatý, je polní plodina pěstovaná pro její oddenkové hlízy (Obr. 25) zvané brambory. Samotná rostlina (Obr. 26) může dorůst až do výšky jednoho metru; vyznačuje se četnými květy, po jejichž odkvětu vytváří nejedlé bobule.



Obr. 25: Bramborová hlíza [29]

Lilek brambor se do Evropy rozšířil z amerického kontinentu v 16. století, a již v 18. století bylo zaznamenáno jeho pěstování za účelem získání potravy i v Českých zemích. V současné době brambory spolu s rýží a pšenicí patří mezi nejvýznamnější plodiny pro lidskou spotřebu, ale používají se také jako krmivo pro hospodářská zvířata nebo suroviny pro výrobu lihu a škrobu.

Bramborové hlízy obsahují vysoké množství vody (průměrně 76 %), tudíž je z nich možné získat malé množství sušiny (průměrně 24 %). Významně jsou v nich zastoupené polysacharidy, zejména škrob, který tvoří v průměru 13,5 % hmotnosti. Dvěma procenty se na jejich hmotnosti podílí dusíkaté látky, 0,7 % vláknina, jedním procentem minerální látky, 0,5 % jednoduché sacharidy a 0,1 % zaujímá tuk. Obsah organických látek kolísá v závislosti na odrůdě, dosahovat může i více než dvou procent. Z těchto látek je v největší míře zastoupen vitamín C, který z brambor činí důležitou potravinu – v hlíze o hmotnosti 100 g je v syrovém stavu asi 20 mg vitamínu C.

Lilek brambor se pěstuje v mnoha kultivarech, jež je možné dělit například dle doby zralosti hlíz (na rané, polorané a pozdní odrůdy), způsobu použití (na sadbové, konzumní a průmyslové), tvaru hlíz, barvy slupky, a nebo konzistence dužiny. [30] [31]



Obr. 26: Lilek brambor [32]

2.3.2.1. Pěstování a sklizeň

Pro úspěšné pěstování je potřeba splnit mnoho kritérií: vhodně vybrat pozemky, připravit půdu, optimalizovat hnojení, zvolit sadbu vhodné odrůdy, správný postup výsadby a následné péče o porost (v souladu se specifiky uvedenými v následující podkapitole), uvážit dostatečnou a vhodnou ochranu proti chorobám a škůdcům. Kombinace tohoto množství komplexních nároků po praktické i finanční stránce velmi znesnadňuje dosažení kvalitní a vysoké produkce.

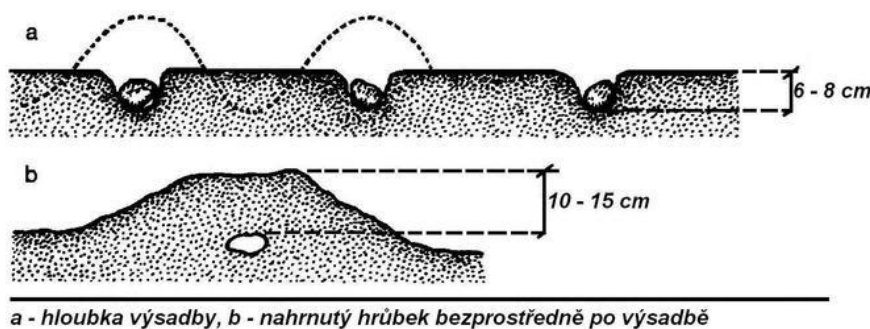
Pro brambory jsou nejvhodnější lehčí až středně těžké půdy s propustnou spodinou, které by neměly být zamokřené (vyšší riziko výskytu plísně bramborové) a které by pro mechanizovanou sklizeň neměly být ani příliš kamenité (jinak by docházelo k narušení hlíz

a poruchám strojů). Brambory by neměly být pěstovány po sobě – tím by došlo ke snížení výnosů a zvýšení výskytu rizika napadení škodlivými činiteli.

Půda musí být pro pěstování brambor připravena, tj. musí být optimalizován její fyzikální, biologický i chemický stav. Po sklizni předplodiny se půda mělce zkypří, ve druhé polovině října je zorána do hloubky 20-28 cm, přičemž se do půdy zapraví organická i minerální hnojiva. Na jaře je nutné dostatečné prokypření půdy a následně je prováděno její odkameňování.

Předem připravená sadba, respektive sadba, která prošla mechanickou přípravou (odstranění nežádoucích příměsí, velikostní třídění), biologickou přípravou (narašování a předkličování) a chemickým ošetřením proti napadení chorobami a škůdci, je sázena od konce března do druhé poloviny května. Konkrétní doba se odvíjí od teploty a stavu půdy – teplota by měla být v hloubce výsadby 6-8 °C.

Hloubka sázení hlíz se pohybuje v rozmezí 5 až 6 cm, přičemž bezprostředně po výsadbě u řádků s roztečí 75 cm se má zhruba rovnat velikosti hlízy zvětšené o 1 až 2 centimetry. Důležité je nahrnutí ornice nad hlízami – to by se mělo rovnat přibližně 10 až 15 centimetrům. Proces sázení ukazuje následující obrázek (Obr. 27).



Obr. 27: Výsadba [33]

V průběhu vegetace je možné provádět plnou či omezenou mechanickou kultivaci, případně užít bezkultivační způsob pěstování. Kultivace má za cíl odplevelení za snížené spotřeby herbicidů. Rizikem mechanické kultivace je ovšem vysoká pravděpodobnost zasažení části vlastní sadby a s ní související snížení celkových výnosů, proto se poslední zásah v případě plně mechanické kultivace provádí při výšce porostu do 15 cm.

Sklizeň brambor je náročná vzhledem k vysokému riziku mechanického poškození hlíz, kvůli němuž se hlízy stávají náchylné k infekcím. Nejvhodnější je sklizeň v plné zralosti porostu, která je na první pohled rozeznatelná podle žloutnoucí a zasyhající natě. Zmíněnou nať je před sklizní vhodné rozrušit mechanicky (pomocí drtiče natě brambor) či chemicky. Způsob sklizně zásadně ovlivňuje trvanlivost hlíz a náchylnost k infekcím, proto by sklizeň měla probíhat za suchého počasí a nejlépe odpovídající variantou sklizně pro danou odrůdu brambor (ručním sběrem, nebo pomocí sklízeče). Po sklizni jsou hlízy

zbavovány nežádoucích příměsí, tříděny podle velikosti a následně dopravovány do skladů nebo k odběratelům. [34]

2.3.2.2. Rozteče řádků

Brambory patří ke sponovým polním plodinám, jejichž pěstebním specifíkem je nutnost přesného založení porostu s vhodným rozmístěním doporučeného počtu rostlin, které je určené šířkou a vzdáleností rostlin v řádku. Zpočátku je nezbytné vzhledem k pomalému růstu jejich pravidelné ošetřování mezi řádky a v řádku.

Spon výsadby je definován šířkou řádků a vzdáleností hlíz v řádku. Jeho vymezení se liší podle odrůdy, kvality výsadby, půdních podmínek a mnoha dalších faktorů. Obecně však brambory pro efektivní sklizeň potřebují hustotu porostu v rozmezí 40 až 60 tisíc rostlin na 1 hektar.

Rozteče řádků se celosvětově pohybují mezi 500 až 1050 milimetry. V České republice jednoznačně převažují řádky s roztečí 750 mm, z čehož vychází zpracování konstrukčního návrhu drtiče v praktické části této práce. Hlavní výhodou této vzdálenosti hrůbků spočívá ve zvýšení produktivity práce při sázení i sklizni a v možnosti využití těžších mechanizačních prostředků, přičemž nedojde k negativnímu ovlivnění výnosu. [35]

2.4. Drtiče natě brambor

Následující kapitola je věnována podrobnému rozboru a popisu jednotlivých typů a konstrukčních variant drtičů bramborové natě. V základu jsou tyto stroje konstrukčně velmi podobné mulčovačům, které jsou určeny povětšinou pro sekání travních porostů. Drtiče bramborové natě jsou polonesené přípojné zemědělské stroje určené pro rozdrčení natě brambor, která roste nad řádkem, v němž jsou brambory pěstovány. Rozdrčení natě je velmi důležité pro zjednodušení a zefektivnění pozdějšího vyorání brambor z řádku. Samotné sklizni brambor byla věnována kapitola výše.

Proces drcení natě je patrný na následujícím obrázku (Obr. 28).



Obr. 28: Proces drcení bramborové natě [36]

Na trhu existují i víceúčelové typy drtičů, resp. mulčovačů. V praxi to znamená, že jedním strojem lze drtit nať více zemědělských plodin. Příkladem takových strojů jsou drtiče od nizozemského výrobce Baselier, které jsou určeny pro drcení natě brambor, cibule, mrkve a čekanky. [37]

2.4.1. Základní popis konstrukce drtičů

Naprostá většina drtičů, které jsou na trhu, je konstruována jako polonesený přípojný stroj s připojením na třibodový závěs traktoru. Tuto definici stroje podtrhuje přítomnost vlastního podvozku v podobě dvou opěrných kol, který bývá nejčastěji výškově stavitelný pro nastavení požadované výšky pracovního orgánu stroje nad terénem. Hlavním nosným prvkem všech strojů bývá základní rám. V prostoru rámu je poté v ložiskových domcích uložen pracovní orgán stroje – rotor. Rotor představuje spodní osu rotace, horní osa je tvořena pohonným řetězcem složeným z výstupní hřídele převodovky a hřídele (nejčastěji

kloubové), která přenáší kroutící moment. Obě osy jsou vzájemně spřaženy mechanickým převodem; nejčastěji klínovými řemeny. Převod klínovými řemeny bývá obvykle na jedné straně stroje; toto řešení je patrné na ukázce stoje níže na obrázku (Obr. 29). Pohon mechanismu zajišťuje vývodový hřídel traktoru.

Fyzické parametry stroje poté určuje především počet řádků brambor, na nichž je nať drcena, resp. šířka záběru a rozteč řádků. Nejčastější provedení strojů pro použití v České republice je pro 4 řádky s roztečí 75 cm. Nicméně setkat se lze i s variantou až pro 8 řádků, určených pro velmi rozsáhlé plochy polí. Naopak nejmenším zástupcem je dvouřádkové provedení. [37]



Obr. 29: Drtič natě s jedním pohonem rotoru [38]

V případě výkonnějších strojů je vstupní výkon rozváděn hřídelí na obě strany stroje a rotor je poté poháněn na obou svých koncích. Toto konstrukční řešení lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 30). Příkladem takového stroje je drtič 4LKB320 od nizozemského výrobce Baselier. [39]



Obr. 30: Drtič natě s dvojitým pohonem rotoru [39]

Bližšímu popisu jednotlivých dílčích konstrukčních celků drtičů jsou věnovány kapitoly níže. Dále jsou také uvažovány již jen stroje s pohonem na jednom konci rotoru, jelikož toto konstrukční řešení je použito při návrhu drtiče v praktické části.

2.4.2. Dělení drtičů

Jak již bylo zmíněno v textech výše, hlavní úlohou drtičů je mechanické rozrušení bramborové natě před konečnou sklizní bramborových hlíz. Podle způsobu ukládání rozdrčené natě lze rozdělit drtiče do dvou hlavních skupin na: [37]

- Drtiče s ukládáním natě mezi řádky – častější provedení, kdy rozdrčená nať je v prostoru rotoru nasměrována mezi řádky brambor naváděcími plechy; jejich podoba je ukázána na následujícím obrázku (Obr. 31). Příkladem tohoto stroje je drtič na Obr. 29.



Obr. 31: Naváděcí plechy [40]

- Drtiče s bočním výhozem rozdrčené natě – méně časté řešení, kdy rozdrčená nať je vyhazována bočním otvorem; názorná ukázka takového stroje je na Obr. 32.



Obr. 32: Drtič s bočním výhozem natě [41]

2.4.3. Dílčí celky

V následujících podkapitolách jsou blíže rozebrány a popsány jednotlivé dílčí celky strojů, které byly již zmíněny při základním popisu konstrukce drtičů.

2.4.3.1. Rám

Hlavním nosným prvkem většiny drtičů je základní rám. Jedná se o svařenec z ocelových vypalovaných plechů a normalizovaných profilů. Společným znakem pro téměř všechny zmiňované stroje je tvar základního rámu. Dominantní částí rámu je dlouhý půlválcový plech, který je na koncích uzavřen bočnicemi. V tomto prostoru je uložen pracovní orgán stroje – rotor. Tento svařenec bývá velmi často dále vyztužen podélnými a příčnými výztuhami pro zvýšení tuhosti celého rámu. Další nedílnou součástí základního rámu je rám tříbodového závěsu. Ten může být v zásadě dvojího provedení podle možnosti připojení na traktor. První variantou je možnost montáže pouze na zadní tříbodový závěs, druhou poté na přední i zadní závěs. Provedení rámu pro tzv. dvoumontáž je ukázáno na Obr. 33.



Obr. 33: Rám pro přední i zadní montáž [42]

Z obrázku je patrná dvojice rámu tříbodového závěsu s připojovacími body. Součástí základního rámu také často bývá příruba pro vstupní úhlovou převodovku. Tu lze ve většině případů nalézt jako součást rámu tříbodového závěsu.

2.4.3.2. Rotor

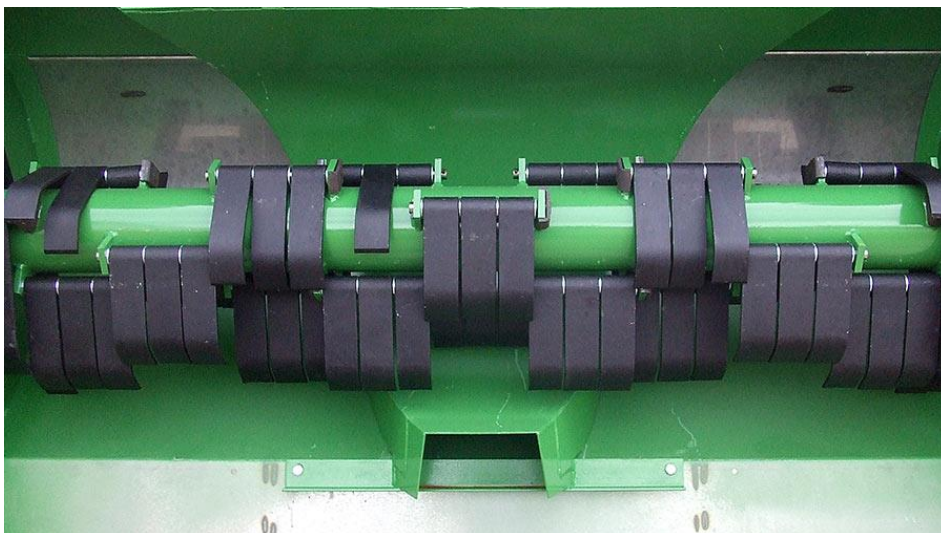
Jedním z nejdůležitějších konstrukčních celků drtičů je jejich pracovní orgán – rotor. Rotor tvoří spodní osu stroje a je na svých koncích uložen v ložiskách, nejčastěji ložiskových jednotkách (domcích). Základem rotoru je silnostěnná trubka, která je na svém povrchu opatřena množstvím úchyťů. Tyto úchyty jsou následně využity pro montáž nožů. Otočné uchycení nožů je zajištěno díky čepům. Existují dva základní typy nožů, a to zahnuté a přímé. První variantu nožů, zahnuté, je možné vidět na následujícím obrázku (Obr. 34). Je patrné, že skladba nožů se zde mírně liší. Pro toto konstrukční řešení je charakteristické, že při otáčení rotoru, díky němuž dochází vlivem odstředivé síly k natočení nožů do pracovní

pozice, kopírují nože tvar řádku s hlízami brambor. Výhodou tohoto řešení je efektivnější drcení bramborové natě.



Obr. 34: Zahnuté nože [43]

Druhým konstrukčním provedením jsou nože přímé, jejich podoba je vidět na Obr. 35. Oproti předchozí zmíněné variantě zde nedochází ke kopírování tvaru řádku. Všechny nože při tomto řešení rotují na stejném poloměru. Výhodou je zde ale možnost použití stroje i pro drcení natě jiných plodin. Drtič se tím stává více všestranný pro další použití. Zmínka o víceúčelových drtičích byla již v úvodu této kapitoly.



Obr. 35: Přímé nože [41]

2.4.3.3. Vstupní převodovka

Prvním členem hnacího mechanismu drtičů je vstupní úhlová převodovka. Podle konstrukce drtičů se vyskytují dva hlavní typy převodovek. Pro oba typy je společným znakem úhel os vstupní a výstupní hřídele 90° . První typ převodovky (Obr. 36) má jednu vstupní a výstupní hřídel, mezi kterými je svírán zmíněný úhel 90° . Použití této převodovky na drtiči, resp. jiném dalším stroji umožňuje pohon pouze z jednoho místa. Tato varianta připadá v úvahu tedy pouze pro stroje určené k montáži na přední nebo zadní třibodový závěs.



Obr. 36: Úhlová převodovka s jedním vstupem [44]

Druhou variantou (Obr. 37) je převodovka se dvěma vstupy a jedním výstupem, resp. jedním vstupem a dvěma výstupy. Při použití na popisovaných drtičích je tímto umožněno navrhnout stroj pro montáž na přední i zadní třibodový závěs. V tomto případě jsou za vstupní hřídel považovány dva sousedé konce vystupující ze skříně převodovky. Výstupní hřídel otočený o 90° vůči vstupním je poté určen pro přenos výkonu na hnací řemenici řemenového převodu na straně stroje, a tvoří horní osu rotace stroje.



Obr. 37: Úhlová převodovka s dvěma vstupy [45]

Vstupní i výstupní hřídele jsou v případě použití na drtičích a jiných zemědělských strojích velmi často opatřeny standardizovaným rovnobokým drážkováním pro snadnou montáž dalších prvků pro přenos výkonu, resp. kroutícího momentu. Jednotlivé velikosti drážkování jsou popsány v kap. 2.6.

2.4.3.4. Řemenový převod

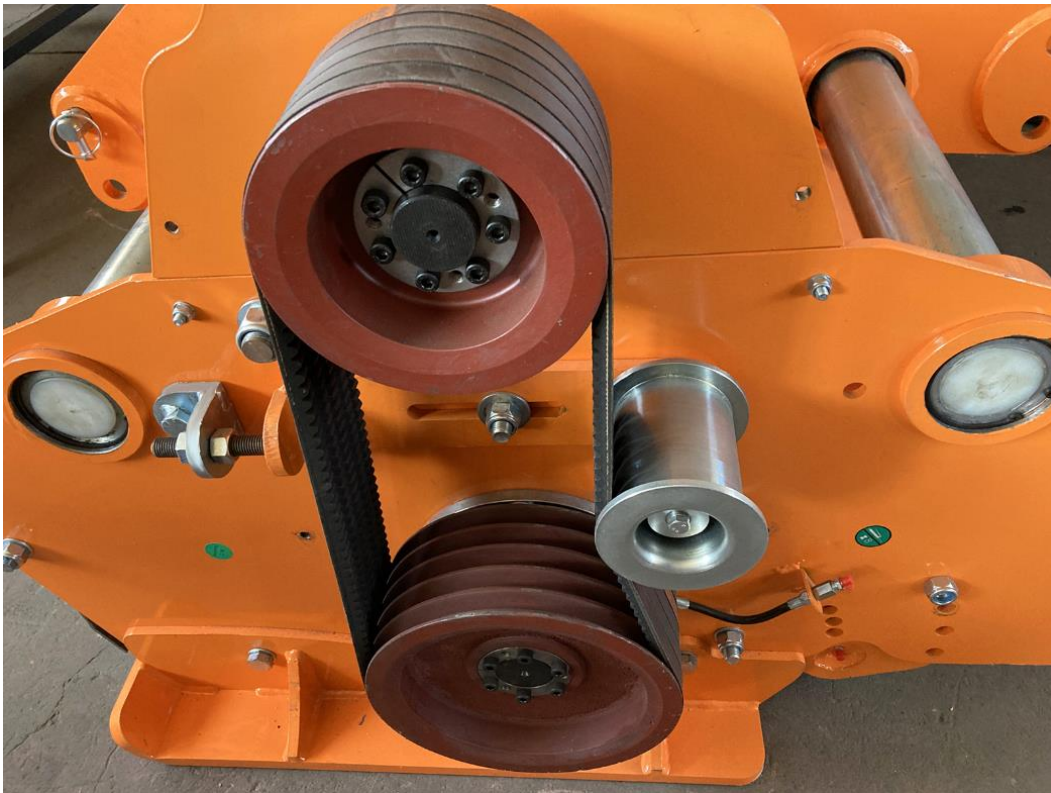
Dalším významným prvkem hnacího mechanismu je řemenový převod. Jedná se o mechanickou vazbu mezi horní a spodní osou rotace stroje. Hnaná řemenice tedy pohání přímo rotor drtiče. Nejčastěji se u zemědělských strojů používá převodů s klínovými řemeny. Teorii o řemenových převodech se více věnuje kap 2.5. Pro správnou funkci řemenového převodu je zapotřebí dostatečné předpětí řemenů. Správného napnutí řemenů lze dosáhnout dvěma základními způsoby, z nichž každý svojí povahou ovlivní konstrukci stroje.

Prvním způsobem napínání řemenů je posun jedné z os. Z konstrukčního hlediska je velmi nevhodné volit posuv spodní osy, tedy rotoru. Jelikož se jedná o poměrně značnou hmotu, musí být při rotaci dostatečně pevně uložen. Přizpůsobení uložení pro svislý posuv by negativně ovlivnilo jeho tuhost. Z tohoto důvodu se nejčastěji volí posuvná horní osa. Napínání řemenů je poté zajištěno napínacím šroubem. Ukázka konstrukčního provedení s posuvnou horní osou je na Obr. 38.



Obr. 38: Řemenový převod s posuvnou osou [46]

Další variantu představuje napínání řemenů pomocí napínáku. Toto konstrukční provedení je parné na následujícím obrázku (Obr. 39). Výhodou napínání pomocí napínáku je možnost pevného uložení os, a tím dosažení požadované tuhosti uložení. Této varianty napínání je využíváno nejčastěji u strojů určených pro větší výkony. Toto tvrzení dokazuje i rozdíl počtu řemenů u obou variant napínání. Z počtu řemenů lze totiž odvodit výkonovou kapacitu převodu.



Obr. 39: Řemenový převod s napínákem [47]

Velikost převodového poměru se liší u každého výrobce stroje. Lze se setkat s převodem větším, menším i rovným jedné. U některých strojů lze převodový poměr měnit záměnou hnací řemenice za hnanou. Toto řešení nabízí např. drtiče od německého výrobce ROPA Maschinenbau. [48]

2.4.3.5. Kardan

Kloubový hřídel, někdy jen také kardan, je spojovacím členem výstupní hřídele převodovky a hnané řemenice v hnacím řetězci horní osy rotace drtičů. Jeho přesná pozice na stroji je patrná z následujícího obrázku (Obr. 40 - ve žlutém krytu). Kloubový hřídel na horní ose je použit ze dvou hlavních důvodů. V první řadě je nutné jej použít v případě, že stroj disponuje posuvnou horní osou, kvůli napínání řemenů. Po napnutí řemenů totiž již výstupní hřídel převodovky není souosý s osou hnací řemenice. Druhým důvodem použití je přítomnost drobných vychylek již zmíněných os vlivem deformace rámu při provozu stroje.

Podrobnému popisu problematiky kloubových hřídelů je věnována samostatná kapitola níže.



Obr. 40: Umístění kardanu [49]

2.4.3.6. Prvky proti přetížení

Součástí pohonu drtičů, resp. jakýchkoliv jiných zemědělských strojů vyžadujících pohon, mohou být prvky sloužící proti přetížení pracovních orgánů strojů. V případě drtiče se jedná o rotor. Smyslem těchto prvků je přerušení toku výkonu na pracovní orgán stroje v případě jeho zastavení nebo přetížení při provozu. Příčinou přetížení rotoru, resp. hnacího mechanismu u drtiče, může být např. zaklínění cizího předmětu mezi rotor a rám stroje. V případě absence prvku proti přetížení by mohlo dojít k destrukci stroje nebo některého prvku hnacího mechanismu. Konkrétně u drtičů by s velkou pravděpodobností došlo k prokluzu řemenů a jejich následnému zničení vlivem vysoké teploty vyvolané třením. Vhodným umístěním pojistného prvku do hnacího řetězce lze těmito situacím předejít.

Rozboru a popisu prvků proti přetížení je také věnována samostatná kapitola níže.

2.4.3.7. Technické parametry vybraných drtičů

V této části je sepsán souhrn technických informací a specifikací vybraných typů drtičů. Pro souhrn zde volím stroje o takových parametrech, aby následně posloužily jako srovnávací při návrhu drtiče v praktické části.

Jako první stroj zde uvádím čtyřřádkový drtič od německého výrobce ROPA Maschinenbau s označením **KS 475**. [50]

Rozměry stroje:	délka: 190 cm šířka: 355 cm výška: 145 cm
Hmotnost:	1 150 kg
Pracovní záběr:	4 řádky rozteč řádků 75 cm
Připojení:	tříbodový závěs kategorie 2 přední i zadní montáž
Požadovaný výkon:	pro traktory od výkonu motoru 50 kW
Pohon:	z vývodového hřídele traktoru, otáčky 540/750/1000·min ⁻¹ pohon rotoru klínovými řemeny

Druhým příbuzným strojem je drtič od nizozemského výrobce Baselier s označením **4LKB 310**. [37]

Rozměry stroje:	délka: 190 cm šířka: 360 cm výška: 140 cm
Hmotnost:	1 050 kg
Pracovní záběr:	4 řádky rozteč řádků 75 cm
Připojení:	tříbodový závěs kategorie 2 přední i zadní montáž
Požadovaný výkon:	pro traktory od výkonu motoru 48 HP (35,79 kW)
Pohon:	z vývodového hřídele traktoru, otáčky 540/750/1000·min ⁻¹ pohon rotoru klínovými řemeny

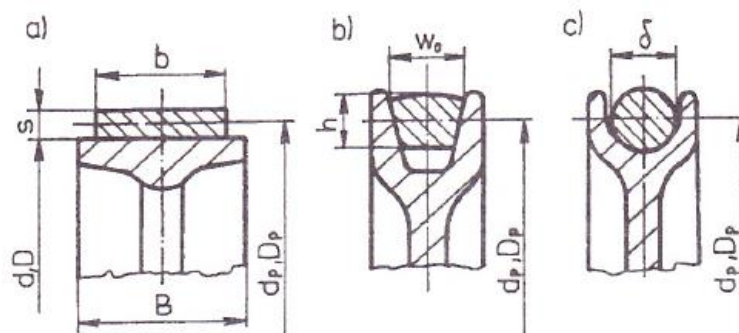
Otáčky rotoru drtičů se pohybují v rozmezí 1150·min⁻¹ až 2150·min⁻¹

2.5. Třecí řemenové převody

Tato kapitola je věnována rozboru problematiky třecích řemenových převodů. Jejich nejčastější typ, převod klínovým řemenem, je totiž nedílnou součástí většiny zemědělských strojů vyžadujících pohon. V případě mulčovačů a drtičů bramborové natě, které jsou si svou konstrukcí velmi podobné, se jedná o jeden z hlavních prvků hnacího mechanismu, jenž přenáší výkon z traktoru na pracovní orgán stroje – v tomto případě rotor s noži. Jejich hlavní předností pro použití v zemědělské technice je především konstrukční jednoduchost, nízké provozní náklady a snadná údržba.

Řemenové převody jsou odvětvím mechanických převodů, které slouží pro přenos mechanického výkonu a jeho transformaci. Jejich použití nalezneme u převodů s velikostí přenášeného výkonu do 30 až 50 kW. Skládají se z hnací a hnané řemenice, které mechanicky spojuje předepjatý pružný ohebný člen – řemen. Obě řemenice jsou pevně uloženy na rovnoběžných hřídelích, nejčastěji pomocí tvarových spojů (těsné pero, drážkování, klíny), případně nalisování. Přenos výkonu z hnací na hnanou řemenici je zajišťován třením mezi řemenem a danou řemenicí. Dostatečné tření s kinematickou a silovou vazbou mezi řemenicí a řemenem je zajištěno správným předpětím řemenů, resp. přitlaku řemenů na řemenici. Tato teorie vychází ze základního vztahu pro třecí a normálovou sílu. Základní rozdělení třecích řemenových převodů lze provést podle profilu použitého řemenu. Jejich podobu můžeme na Obr. 41 (a) plochý řemen, b) klínový řemen, c) kruhový řemen) [51]

- Ploché řemeny – Používají se pro menší přenášené výkony oproti klínovým řemenům. Jejich hlavní předností jsou poměrně vysoce ohebné řemeny, díky čemuž mohou pracovat na řemenicích malého průměru a při vysokých otáčkách. Řemeny bývají nejčastěji vyráběny z pryže, kůže (nyní spíše na ústupu) a z různých druhů plastů. Tloušťka řemene závisí na konkrétním použitém materiálu, ale obecně bývá v rozmezí 2 až 20 mm; výjimečně lze vidět i tloušťky v řádu desetin milimetru.
- Kruhové řemeny – Nyní velmi málo používané, jejich uplatnění nalezneme spíše v historii.
- Klínové řemeny – Nejčastěji používaný řemenový převod, podrobně probrán v podkapitole níže.



Obr. 41: Druhy řemenových převodů [51]

Mezi hlavní přednosti řemenových převodů patří následující vlastnosti: [51]

- Plynulý a tichý chod
- Možnost použití i pro větší osové vzdálenosti hnací a hnané řemenice
- Možnost pracovat i při vysokých otáčkách, resp. rychlostech řemenu
- Možnost pohonu více zařízení (hřídelí) z jednoho zdroje mech. výkonu
- Schopnost tlumit rázy a mírnit výchylky proměnného zatížení
- Konstrukční jednoduchost
- Nízké výrobní a provozní náklady

Oproti tomu mezi hlavní nedostatky patří: [51]

- Neschopnost dodržení přesného převodového poměru i v důsledku skluzu řemenu
- Nutnost předpětí řemenů, čímž vzniká přídavné zatížení hřídelí v podobě ohybu a dále zvýšené namáhání ložisek
- Nutnost stálého předpínání řemenů v důsledku jejich natažení
- Nižší účinnost oproti dalším mechanickým převodům, např. ozubení
- Citlivost řemenů na vlhkost, olej a další chemické vlivy
- Vznik statické elektřiny vlivem tření – nemožnost použití v nebezpečném prostředí

Jednou z výše popisovaných předností řemenových převodů je možnost pohonu více strojů. Při tomto způsobu pohonu uvažujeme jeden zdroj mechanického výkonu, který je pomocí řemenu předáván na poháněná zařízení, jejichž řemenice leží ve stejné rovině s hnací řemenicí zdroje mechanického výkonu (elektromotor, spalovací motor, výstupní hřídel převodovky). Hlavní uplatnění tohoto způsobu přenosu výkonu najdeme především v automobilovém průmyslu a u rozvodového mechanismu spalovacích motorů a pohonu přídavných zařízení od klikové hřídele (alternátor, čerpadlo chladící kapaliny, kompresor klimatizace). Názorná ukázka rozvodového mechanismu je patrná na obrázku níže Obr. 42. Využití pohonu více zařízení z jednoho zdroje výkonu nalezneme i u řady zemědělských strojů, např. v pohonném mechanismu sklízecího ústrojí sklízecí mlátičky – kombajnu.



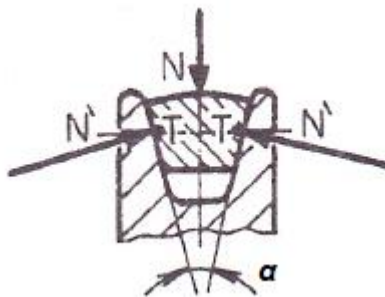
Obr. 42: Vícenásobný řemenový pohon [52]

Z již zmíněných skutečností lze odvodit hlavní nároky na vlastnosti řemenu: [51]

- Vysoká pevnost v tahu při proměnném zatížení
- Odolnost proti opotřebení otěrem
- Vysoký součinitel tření
- Nízká ohybová tuhost
- Vysoká příčná tuhost (u klínových řemenů)

2.5.1. Převody s klínovým řemenem

Převody s klínovým řemenem jsou nejčastějším typem řemenového třecího převodu. V porovnání se zbývajícími dvěma typy řemenových převodů jsou nejúnosnější a zvládají přenášet i vyšší výkony. Tato skutečnost je dána vhodným tvarem klínové drážky řemenice, resp. úhlem jejího rozevření. Správný úhel klínové drážky totiž poskytuje přibližně 3krát vyšší součinitel tření oproti srovnatelnému plochému řemeni. Toto tvrzení popisuje následující obrázek (Obr. 43) a jemu odpovídající vztah. Úhel klínové drážky α je dán normou a jeho rozmezí je 34° až 40° . Dále uvažujeme základní součinitel tření $\mu_0 = 0,35$ mezi plochým řemenem a kovovou řemenicí, součinitel tření mezi klínovým řemenem a řemenicí je poté μ' . [51]



Obr. 43: Silové poměry v klínové drážce [51]

Ze silové rovnováhy tohoto modelu získáme úpravou vztah (1) pro součinitel tření

$$\mu' = \frac{\mu_0}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (1)$$

Po dosazení uvedených hodnot do výpočtového vztahu (2) získáme porovnání obou uvažovaných součinitelů tření

$$\mu' = \frac{\mu_0}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,35}{\sin \frac{40^\circ}{2}} = 1,0233 \quad (2)$$

Z výpočtu je patrné, že součinitel tření v klínové drážce je přibližně 3krát vyšší oproti identickému plochému řemenu. Z toho vyplývá, že klínový řemen zvládne přenést násobně vyšší výkon bez rizika prokluzu. [51]

2.5.1.1. Kinematika řemenového převodu

Kinematika řemenových převodů vychází ze základních výpočtových vztahů pro mechanické převody. Jelikož ale u tohoto druhu převodu tvoří mechanickou vazbu pružný řemen, dochází k mírnému skluzu řemenu. Tento skluz řemenu se projeví drobným snížením obvodové rychlosti hnané řemenice. Pokud budeme uvažovat obvodovou rychlost hnací řemenice v_1 a hnané řemenice v_2 , lze velikost skluzu popsat následujícím vztahem (3). [51]

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} \quad (3)$$

Skluz řemenu může teoreticky nabývat hodnot od 0 do 1, přičemž při $\xi = 0$ by se jednalo o ideální převod bez prokluzu. Oproti tomu při $\xi = 1$ dochází k „totálnímu prokluzu“ řemenu vůči hnané řemenici a její obvodová rychlost v_2 je tedy rovna nule.

Na základě této skutečnosti je zřejmé, že u řemenových převodů je zapotřebí rozlišovat dvojí převodový poměr. Prvním je převodový poměr kinematický daný vztahem (4).

$$i_k = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4)$$

Dále, na základě znalosti výpočtových průměrů řemenic, lze stanovit geometrický převodový poměr (5).

$$i_G = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \quad (5)$$

Oba popsané převodové poměry jsou vázány následujícím vztahem (6) pomocí výše definovaného skluzu řemenu. [51]

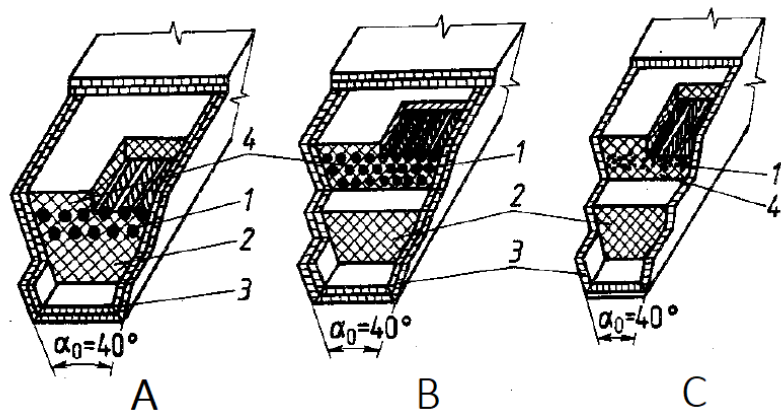
$$i_{skut} = i_k = \frac{n_1}{n_2} = \frac{i_G}{1 - \xi} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \cdot \frac{1}{1 - \xi} \quad (6)$$

2.5.1.2. Řemeny

Na trhu existuje velké množství typů klínových řemenů. Společným charakteristickým znakem všech vyráběných klínových řemenů je jejich podoba příčného průřezu, která odpovídá rovnoramennému lichoběžníku. Pro všechny řemeny také platí stejný způsob konstrukce, resp. složení. Jejich jádro, sloužící pro přenos sil, je tvořeno různými typy tkanin. Nejčastěji jde o textilní vložky či tkaniny, ale lze se setkat i s kevlarovou výztuží. Nosné jádro je doplněno o pryžovou výplň, která jej chrání před vnějšími vlivy a zároveň díky své materiálové povaze zajišťuje dostatečně vysoký součinitel tření v kombinaci s materiálem řemenice. Názorné složení řemenů je patrné na Obr. 44. Klínové řemeny lze rozdělit podle průřezu do dvou skupin na: [53]

- Řemeny klasického průřezu (označení Z, A, B, C, D, E)
- Řemeny úzké (označení SPZ, SPA, SPB, SPC)

Porovnání klasického a úzkého řemenu je ukázáno na Obr. 44, kde řemeny značené A a B představují třídu klasického průřezu, a řemen C typ úzký. [53]



1- textilní tažná část, 2 - pryžové jádro, 3 – opryžovaný textilní obal, 4 – pryžový nárazník

Obr. 44: Typy a konstrukce klínových řemenů [53]

2.6. Kloubové hřídele

Kloubová hřídel, někdy také označovaná jako kardan, je strojní součást určená pro přenos kroučícího momentu. Hlavní předností hřídele je její možnost přenášet kroučící moment mezi dvěma nesouosými hřídeli. Osy spojovaných hřídelí mohou být vzájemně natočené i pod určitým úhlem; musí ovšem vždy ležet v jedné rovině. Základní konstrukční celek kloubové hřídele je tvořen dvěma kardanovými klouby a trubkou, resp. trubkami, které tyto klouby spojují. Takovouto hřídel můžeme vidět na následujícím obrázku (Obr. 45). Pro zajištění bezpečnosti jsou oba klouby hřídele i spojovací trubka schovány pod ochrannými kryty, které jsou také patrné z obrázku.

Kloubové hřídele mají v zemědělství široké spektrum využití, nejčastěji slouží ale k pohonu mechanismu strojů připojovaných za traktor z jeho vývodového hřídele. Na

vývodový hřídel se hřídel připojuje pomocí standardizovaného rovnobokého drážkování; v případě připojení na poháněný stroj v drtivé většině případů také.



Obr. 45: Kloubová hřídel [54]

Samotný kloub je tvořen dvěma vidlicemi, které jsou vzájemně spojeny křížem. V tomto případě je poté jedna vidlice pomocí drážkování, případně jiného vhodného profilu, nasunuta na pevnou hřídel a druhá vidlice následně slouží již pro nasunutí na vývodový hřídel traktoru, resp. na vstupní hřídel pohonného mechanismu stroje. Ukázka tohoto kloubu je na Obr. 46.



Obr. 46: Kardanův kloub [55]

Trubka spojující oba klouby bývá nejčastěji dělená a obě části jsou s vůlí nasunuty v sobě. Je tedy zřejmé, že vnější trubka musí mít větší vnější průměr. Této skutečnosti jsou přizpůsobeny klouby na jejich koncích, kdy vidlice pro vnější trubku musí mít větší otvor pro její nasunutí než vidlice pro vnitřní trubku. Profil spojovacích trubek je dán normou; mezi nejčastěji používané patří tzv. trojúhelník (Obr. 47), ozubený profil, profil „citron“ a čtyřhranný profil. Dělení spojovacích trubek je využito z důvodu možnosti jejich vzájemného axiálního posuvu, díky čemuž je zajištěna plynulá změna délky hřídele, což umožňuje velkou variabilitu jejího použití.



Obr. 47: Spojovací trubka s trojúhelníkovým profilem [56]

2.6.1. Prvky proti přetížení

Následující část kapitoly je věnována prvkům sloužícím proti přetížení poháněných pracovních orgánů strojů, samotného pohonného mechanismu strojů a pohonného ústrojí traktorů. Jedná se o různé druhy spojek, které se montují na vývodový hřídel traktoru a slouží k přerušení toku výkonu na poháněné orgány v případě jejich přetížení či úplného zastavení během provozu. Pokud by spojka v pohonu použita nebyla, mohlo by dojít k destrukci pracovních orgánů, případně některé části pohonného ústrojí. V lepším případě by došlo jen ke zničení např. kloubové hřídele, v horším případě k destrukci převodovky traktoru či pohonného mechanismu stroje.

Příkladem strojů, u kterých jsou spojky používány:

- štěpkovače poháněné z vývodového hřídele,
- mulčovače,
- drtiče natě,
- sekačky,
- balíkovače,
- rozmetadla,
- a dále velké množství strojů vyžadujících pohon

Na trhu existuje několik typů spojek, resp. součástí kloubové hřídele proti přetížení pracovních orgánů. Liší se od sebe zejména způsobem přerušení toku výkonu na poháněné orgány pracovního stroje. Jedná se o:

- Vidlici se střižným šroubem,
- Třecí lamelovou spojku,
- Přetěžovací spojku

2.6.1.1. Konstrukční řešení spojek

Společným znakem pro všechny typy spojek, které budou v této kapitole popisovány, je jejich konstrukční provedení z hlediska montáže do soustavy kloubové hřídele. Jsou totiž řešeny jako vidlice, které se z jedné strany přes oka připojí na čepy kříže kardanova kloubu,

a z druhé strany se přes drážkování nasune přímo na vývodový hřídel traktoru. Po montáži na kloubovou hřídel s ní tvoří celek a je bez problému přenositelná mezi různými stroji a traktory.

Existuje ovšem i další konstrukční řešení, kdy má spojka na vstupu i na výstupu rovnoboké drážkování.

Na vývodový hřídel traktoru se spojky nasouvají pomocí standardizovaného rovnobokého drážkování, které má nejčastěji následující rozměry:

- 1" 1/8 Z6 (28,5 mm, 6zubů), [57]
- 1" 3/8 Z6 (35 mm, 6 zubů), [58]
- nebo pro větší přenášené momenty 1" 3/4 Z6 (6 zubů).

Případně je možné použít redukční pouzdro, které umožní na jednu drážkovanou hřídel připojit různé rozměry spojek. Redukční pouzdro je z konstrukčního hlediska trubka, která na sobě má vnitřní i vnější drážkování a slouží pro vymezení vůle při potřebě montáže spojky s drážkováním o větším roztečném průměru na vývodový hřídel s menším roztečným průměrem. Názorná ukázka redukčního pouzdra je na Obr. 48.



Obr. 48: Redukční pouzdro [59]

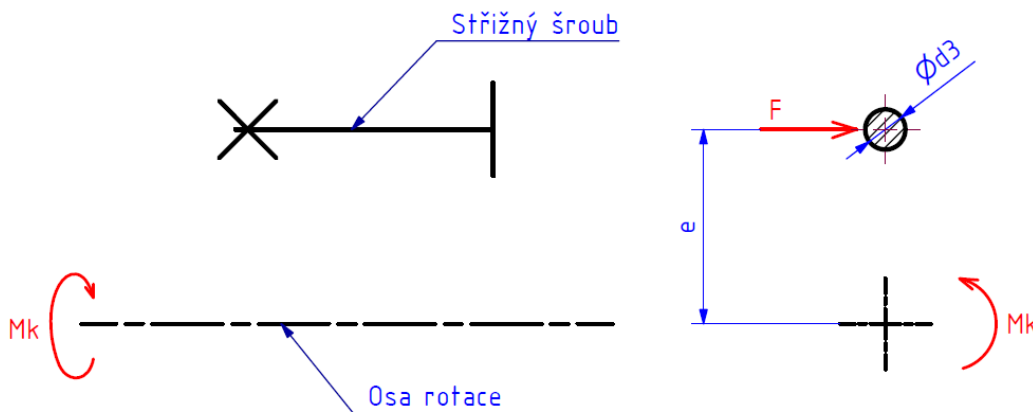
2.6.1.2. Vidlice se střížným šroubem

Nejjednodušším pojištěním zařízení proti přetížení je použití střížného šroubu. Šroub bývá nejčastěji přímo součástí vidlice u kříže kardanového hřídele. Vidlice (Obr. 49) je tvořena dvěma částmi, které jsou vzájemně spojeny šroubem. Při přetížení zařízení dojde k přestřížení šroubu a část vidlice, která je zároveň nábojem s drážkováním, se bude volně otáčet vůči vidlici u kardanova kloubu. Výhodou tohoto řešení je především pořizovací cena; značnou nevýhodou zde je, že při každém přestřížení je třeba osadit nový šroub.



Obr. 49: Vidlice se střížným šroubem [60]

Základní zjednodušený výpočet velikosti střížného šroubu lze provést z velikosti maximálního přenášeného kroutícího momentu podle následujícího výpočtového modelu (Obr. 50), ve kterém není uvažováno tření mezi oběma částmi spojky.



Obr. 50: Zjednodušený výpočtový model střížného šroubu

Velikost síly působící na střížný šroub vypočteme z podílu (7) kroutícího momentu a excentricity (vyosení) šroubu od osy rotace.

$$F = \frac{M_k}{e} \quad (7)$$

Ze vztahu (8) pro smykové napětí můžeme dále vypočítat minimální průměr dřívku střížného šroubu.

$$\tau = \frac{F}{S_3} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \rightarrow d_3 \quad (8)$$

2.6.1.3. Třecí lamelová spojka

Dalším typem spojky proti přetížení je třecí lamelová spojka (Obr. 51). Provedení spojky z hlediska montáže na vývodový hřídel traktoru je obdobné jako v předchozím případě, tj. jde opět o vidlici, která tvoří část kardanova kloubu. Z konstrukčního hlediska je spojka řešena dvěma kotouči, které mezi sebou svírají lamely umístěné na třetím kotouči. Tento kotouč je zároveň nábojem s drážkováním, skrze nějž se nasouvá na vývodový hřídel traktoru.

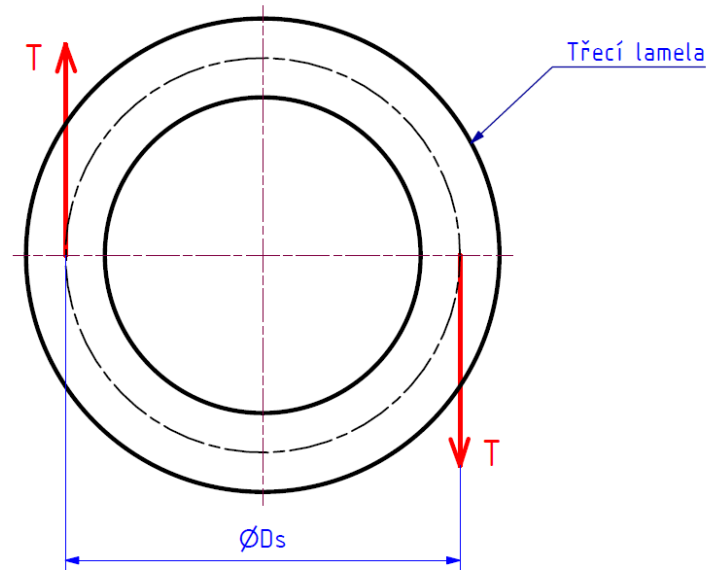
Výhodou oproti pojištění střížným šroubem je možné okamžité opětovné použití spojky po jejím prokluzu bez nutnosti výměny pojistného členu. Naopak nevýhodou zde mohou být větší zástavbové rozměry oproti vidlici se střížným šroubem.



Obr. 51: Třecí lamelová spojka [61]

Kotoúče, které svírají lamely, mají po svém obvodu několik děr, jimiž prochází šrouby s pružinami. Díky tomuto řešení je možné utažením či povolením šroubů měnit přitlačnou sílu kotoúčů na lamely a měnit velikost maximálního možného přenášeného kroutícího momentu. Při jeho překročení spojka proklouzne a nedojde k poškození pracovních orgánů poháněného stroje, nebo pohonného ústrojí traktoru. Při přílišném opotřebení lamel dojde k poklesu přitlačné síly a je proto nutné je vyměnit.

K prokluzu spojky dojde, pokud přenášený kroutící moment překročí velikost třecího momentu, který je dán velikostí spojky, materiálem lamel a přitlačnou silou kotoúčů. Velikost třecího momentu lze vypočítat z modelu, který je patrný na Obr. 52.



Obr. 52: Výpočtový model třecí lamelové spojky

Třecí moment pro jednu plochu lamely je dán součinem (9) normálové (přítlačné síly), součinitele tření mezi lamelou a kotoučem a středním průměrem lamely.

$$M_t = N \cdot \mu \cdot D_s \quad (9)$$

Součinem (10) normálové síly a součinitele tření dostáváme třecí sílu.

$$T = N \cdot \mu \quad (10)$$

Výsledný vztah (11) pro třecí moment obou lamel dostaneme ze vztahu:

$$M_t = 2 \cdot N \cdot \mu \cdot D_s = 2 \cdot T \cdot D_s \quad (11)$$

K prokluzu spojky dojde, pokud nastane situace: $M_k > M_t$

Lamely (Obr. 53) musí být obecně vyrobeny z materiálu s dostatečně vysokým součinitelem tření, aby nedocházelo k prokluzu spojky. Dále musí materiál dostatečně odolávat otěru, ke kterému při prokluzu spojky dojde. Dalším hlavním požadavkem na materiál lamel je i odolnost vůči vysokým teplotám, jimž jsou lamely v důsledku tření vystavovány. V neposlední řadě je nutné brát v potaz i dostatečnou odolnost materiálu spojky v tlaku. Použité materiály jsou na podobné bázi jako u automobilových suchých třecích spojek.



Obr. 53: Lamela třecí spojky [62]

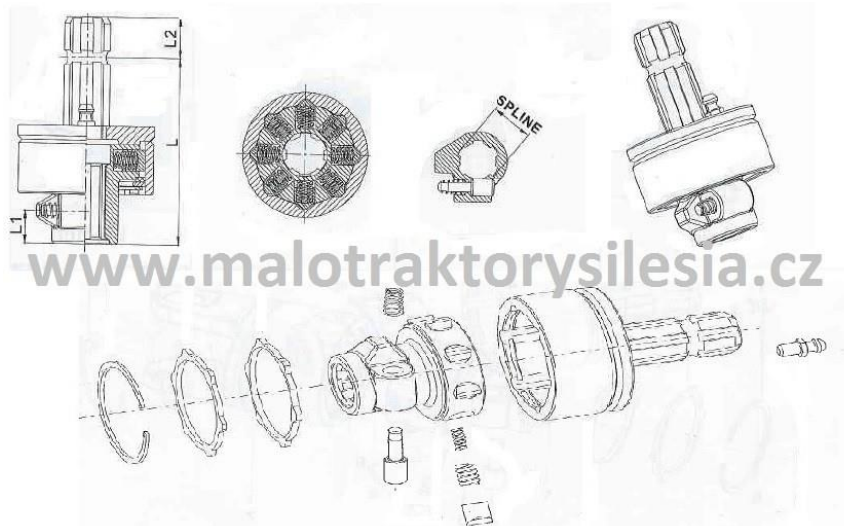
2.6.1.4. Přetěžovací spojka

Posledním typem z nejpoužívanějších spojek je spojka přetěžovací (Obr. 54), která bývá lidově označována jako „řehtačka“. Pojištění proti přetížení je zde řešeno pomocí soustavy kolíků na pružinách, jejichž oblé vrcholy zapadají do protikusu, který obsahuje kulové drážky. Při překročení dovoleného přenášeného momentu dojde k zatlačení kolíků, čímž je umožněno přeskokování obou částí spojek vůči sobě.

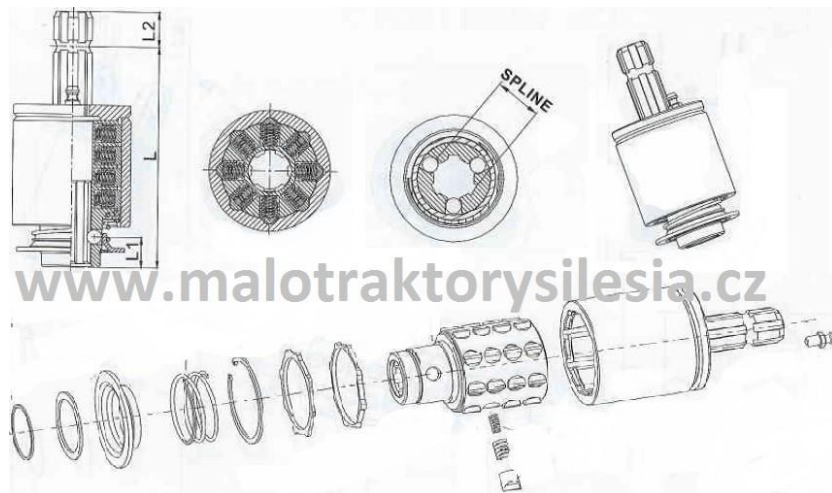


Obr. 54: Přetěžovací spojka [63]

Velikost maximálního možného přenášeného momentu závisí na počtu řad kolíků (viz Obr. 55 a Obr. 56) a tuhosti pružin, které kolíky tlačí do protikusu. Z hlediska montáže na vývodový hřídel jde o identické řešení jako v předchozích případech. Nejčastěji jde tedy o vidlici, která se z jedné strany připojí přímo do kardanova kloubu a z druhé strany se pomocí drážkování nasune na vývodový hřídel traktoru.



Obr. 55: Jedna řada kolíků [64]



Obr. 56: Čtyři řady kolíků [65]

Hlavní výhodou přetěžovací spojky je především možnost jejího neustálého opětovného používání po přeskočení. Další značnou výhodou je poměrně vysoká životnost a malé zástavbové rozměry. Tyto výhody mají ovšem za následek vyšší pořizovací cenu.

3. Praktická část práce

Praktická část diplomové práce se zabývá samotným konstrukčním návrhem drtiče natě brambor, který byl vypracován na základě poznatků vycházejících z teoretické části. Postup návrhu je zde popsán v několika kapitolách. V prvních z těchto kapitol jsou voleny a diskutovány vstupní parametry pro návrhové analytické výpočty. Poté následuje detailní popis konstrukce doplněný o náhledy ze software Autodesk Inventor, v němž byl stroj modelován. Následuje kapitola věnovaná kontrolním pevnostním analytickým výpočtům vybraných součástí. V závěru praktické části je navržený model drtiče podroben modální analýze metodou konečných prvků, a poté jsou diskutovány výsledky analýzy.

3.1. Volba a diskuze nad vstupními parametry

Prvním krokem při návrhu stroje je volba požadovaných parametrů a vstupních veličin. Před návrhem stroje byly určeny následující požadavky na jeho konstrukci a technické parametry.

- Provedení pro 4 řádky
- Rozteč řádků 75 cm
- Montáž na traktor prostřednictvím tříbodového závěsu (přední i zadní)
- Polonesený stroj
- Vstupní otáčky $1000 \cdot \text{min}^{-1}$
- Otáčky rotoru cca $2100 \cdot \text{min}^{-1}$
- Vstupní výkon 20 kW
- Hmotnost do 1200 kg
- Ukládání rozdrčené natě mezi řádky
- Volba přímých nožů pro zvýšení variability použití drtiče

Velikost vstupního výkonu je volena na základě rešerše a poznatků z teoretické části práce. Tento přístup ke stanovení velikosti výkonu je vybrán z důvodu jejího obtížného stanovení početně, jelikož se jedná o poměrně specifickou aplikaci, v níž se objevuje velké množství proměnných. Mezi hlavní parametry, které hrají zásadní roli při analytickém výpočtu a zároveň jsou poměrně obtížně stanovitelné, patří: řezný odpor natě brambor (závisí i na tvaru nože), míra vysušení natě a z toho vyplývající tuhost stonku, hustota porostu řádku na jednotku délky/plochy.

Metodu pro přesné stanovení minimálního potřebného výkonu představuje jeho změření na zkušebním přípravku. Pro měření by nebylo nutné uvažovat celou šířku rotoru, ale stačila by zde šířka pouze pro jeden řádek. Výkon potřebný pro víceřádkovou variantu by poté byl dopočítán. Jeden z důležitých parametrů měření by tvořilo zkoumání závislosti tvaru nože na velikosti odebíraného výkonu. Obdobně lze přistupovat i k výkonové bilanci při různých mírách vysušení stonku. Vysušený stonek má oproti čerstvému řádově vyšší tuhost, a tím i větší řezný odpor. Samotné měření, jehož výsledkem by byl minimální

potřebný výkon otáčení rotoru, by poté probíhalo za kombinace nejméně příznivých variant. Celkový vstupní výkon navrhovaného drtiče bychom poté stanovili dopočítáním pro uvažovaný počet řádků, navýšením o ztráty v kuželové převodovce, řemenovém převodu a v ložiskách. Pro zajištění výkonové rezervy při neočekávaných provozních podmínkách bychom celkový výkon násobili vhodně zvoleným koeficientem.

Vstupní výkon 20 kW volím podle stroje navrženého pro stejný počet řádků s podobnými parametry. Výrobce udává minimální výkon traktoru 50 kW. Uvažuji tedy, že většina výkonu je využívána na pojezd traktoru a pohon jeho hydraulických systémů. Velmi pravděpodobně také sám výrobce již uvažuje při této hodnotě výkonovou rezervu traktoru.

3.2. Návrhové analytické výpočty

V této kapitole jsou navrženy jednotlivé části hnacího mechanismu stroje. Jako výchozí parametry zde poslouží vstupní výkon o velikosti 20 kW a otáčky vývodové hřídele $1000 \cdot \text{min}^{-1}$. Do hnacího mechanismu spadají následující komponenty:

- Kuželová převodovka na vstupu
- Kloubová hřídel (kardan)
- Řemenový převod

3.2.1. Stanovení potřebného výkonu

Proces stanovení minimálního potřebného výkonu pro otáčení rotoru je popsán v kapitole 3.1.

3.2.2. Volba převodovky

Převodovka je v hnacím řetězci prvním, tj. vstupním členem. Podle požadavku na použití stroje pro přední i zadní montáž na traktoru volím kuželovou převodovku s uspořádáním hřídelí do „T“, kdy jedna z hřídelí prochází skrze skříň převodovky a umožňuje pohon, resp. odebírání výkonu z obou konců. Druhá hřídel je poté orientována kolmo na ni. Ukázka zvolené koncepce je patrná z následujícího obrázku (Obr. 57).



Obr. 57: Kuželová převodovka [66]

Při volbě převodovky uvažují vstupní otáčky $1000 \cdot \text{min}^{-1}$ a požadované otáčky rotoru přibližně $2100 \cdot \text{min}^{-1}$. Z toho mohou určit (12) celkový převodový poměr i_c hnacího řetězce, ve kterém je zahrnut i řemenový převod.

$$i_c = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1\,000}{2\,100} = 0,476 \quad (12)$$

Pro další postup uvažují, že multiplikace otáček je z velké části realizována v kuželové převodovce. Řemenový převod je poté navržen s malým rozdílem průměrů řemenic, tj. převodový poměr je blízký jedné.

Při návrhu byla použita převodovka S2050 s převodovým poměrem 1,91:1 od výrobce Bondioli & Pavesi S.p.A. Její přesné parametry jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 3). Z hlediska konstrukce, jež je patrná z přiloženého schématu, považují za vstupní hřídel tu, která je značena jako n_2 a výstupní n_1 . Tento způsob použití je volen na základě výše uvedeného požadavku, který ukládá, aby vstupní hřídel bylo možné pohánět z přední i zadní strany drtiče. Výstupní hřídel pak navazuje již přímo na kloubový hřídel.

Úhlová převodovka S2050

Použití

- zametací stroje
- mulčovače
- sběráky
- různé použití v zemědělské a lesní technice

Popis

- šedá litina
- tvrzené, kalené, kuželové ozubení
- limitní počet otáček: $n = 3\,000 \text{ 1/min}$
- hmotnost: cca 20 kg (bez oleje)
- plnicí množství oleje: cca 0,95l
- druh oleje: SAE90EP
- dodání bez oleje
- dodatečné provedení: prodloužení na vyžádání

Údržba

1. výměna oleje po 50 pracovních hodinách, poté v intervalu 500-800 hodin, případně 1x ročně

Číslo zboží	Překlad	n1 (1/min.)	n2 (1/min.)	Výkon max. (PS/KW)	Točivý moment (Nm)	Množ.
41SS2050100G11	1:1	540	540	540 1/min.: 66 / 49 1000 1/min.: 102 / 75	540 1/min.: n1 = 859, n2 = 859 1 000 1/min.: n1 = 717, n2 = 717	1
41SS2050146G11	1,46:1	540	370	540 1/min.: 38 / 28 1000 1/min.: 58 / 43	540 1/min.: n1 = 494, n2 = 722 1 000 1/min.: n1 = 408, n2 = 595	1
41SS2050191G11	1,91:1	540	283	540 1/min.: 25 / 18 1000 1/min.: 38 / 28	540 1/min.: n1 = 325, n2 = 621 1 000 1/min.: n1 = 267, n2 = 510	1
41SS2050256G11	2,56:1	540	211	540 1/min.: 14 / 10 1000 1/min.: 22 / 16	540 1/min.: n1 = 182, n2 = 466 1 000 1/min.: n1 = 155, n2 = 396	1
41SS2050068G11	1:1,46	540	788	540 1/min.: 50 / 37 1000 1/min.: 77 / 57	540 1/min.: n1 = 651, n2 = 446 1 000 1/min.: n1 = 541, n2 = 371	1
41SS2050053G11	1:1,91	540	1031	540 1/min.: 40 / 29 1000 1/min.: 62 / 46	540 1/min.: n1 = 520, n2 = 272 1 000 1/min.: n1 = 436, n2 = 228	1

Tab. 3: Parametry zvolené převodovky [67]

Převodový poměr při záměně vstupní hřídele za výstupní je dán převrácenou hodnotou poměru v katalogu, resp. podílem (13) otáček n_2 a n_1 .

$$i_{př} = \frac{1}{\frac{n_1}{n_2}} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{283}{540} = 0,524 \quad (13)$$

Pro otáčky $1000 \cdot \text{min}^{-1}$ je maximální možný přenášený výkon uváděný výrobcem 28 kW. Kroutící moment na vstupu poté nesmí překročit 510 Nm (při záměně výstupní hřídele za vstupní). Na výstupu je kroutící moment poté redukován na 267 Nm.

3.2.3. Výpočet řemenového převodu

Při návrhu řemenového převodu vycházím ze znalosti celkového převodového poměru hnacího řetězce mechanismu a převodového poměru převodovky. Pro celkový převodový poměr platí následující vztah (14).

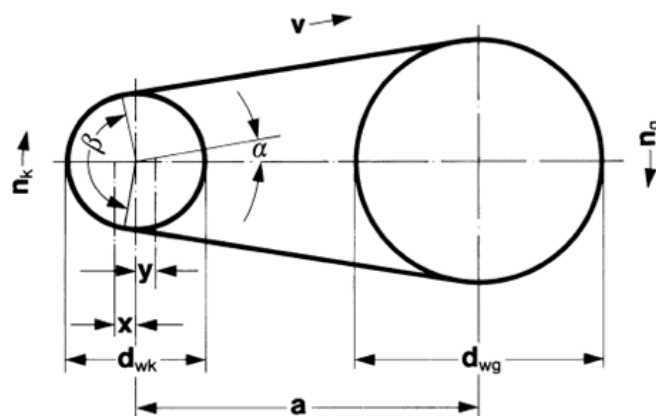
$$i_c = i_{př} \cdot i_{řem} \quad (14)$$

Převodový poměr pro řemenový převod vyjádříme jednoduchou úpravou uvedené rovnice (15).

$$i_{řem} = \frac{i_c}{i_{př}} = \frac{0,476}{0,524} = 0,908 \quad (15)$$

Na základě tohoto výpočtu je řemenový převod navržen co nejbližše uvedené hodnotě.

Samotný návrh je proveden na základě manuálu od výrobce CONTITECH podle následujícího výpočtového modelu (Obr. 58). [68]



Obr. 58: Výpočtový model řemenového převodu [68]

Prvním krokem je volba provozního součinitele c_2 , který je volen z následující tabulky (Tab. 4) v závislosti na způsobu zatěžování, resp. prostředí, kde je převod provozován, a době provozu během 24 hodin.

Service factor c_2

Table 13

	Types of driven machines	Types of driving units: Single-phase and three phase AC motors with normal torque (up to 2 x rated torque), e.g. synchronous and single-phase motors with split-phase starting, three-phase AC motors with full-voltage, star-delta or slip-ring starter; DC shunt-wound motors; internal combustion engines and turbines with $n > 600 \text{ min}^{-1}$			Single-phase and three-phase AC motors with high torque (above 2 x rated torque), DC series-wound and compound-wound motors; internal combustion engines and turbines with $n < 600 \text{ min}^{-1}$.		
		Daily operating period			Daily operating period		
		10 hours or less	over 10 to 16 hours inclusive	over 16 hours	10 hours or less	over 10 to 16 hours inclusive	over 16 hours
Light-duty	Centrifugal pumps and compressors, light-duty conveyor belts, fans and pumps up to 7.5 kW.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Medium-duty	Plate shears, presses, heavy-duty chain conveyors and conveyor belts, oscillating screens, generators and existers, automatic kneaders, machine tools (turning and grinding machines), laundry machines, printing machines, fans and pumps over 7.5 kW	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Heavy-duty	Grinding gear, reciprocating piston compressors, heavy-duty overshot loaders and reciprocating conveyors (worm conveyors, apron conveyors, bucket elevators, shovel loaders), elevators, briquetting presses, textile machines, paper-making machines, piston pumps, dredging pumps, reciprocating saws, hammer mills.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra heavy-duty	heavy-duty grinding gear, rock crushers, calenders, mixers, winches, cranes, excavators.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Tab. 4: Provozní součinitel [68]

Pro případ navrhovaného drtiče volím součinitel $c_2 = 1,3$.

V následujícím kroku jsou na základě požadovaného převodového poměru zvoleny průměry řemenic. Z předchozího výpočtu uvažuji převodový poměr 0,908. Podle manuálu dále určuji otáčky malé (hnané) řemenice (16) (17).

Otáčky hnací řemenice

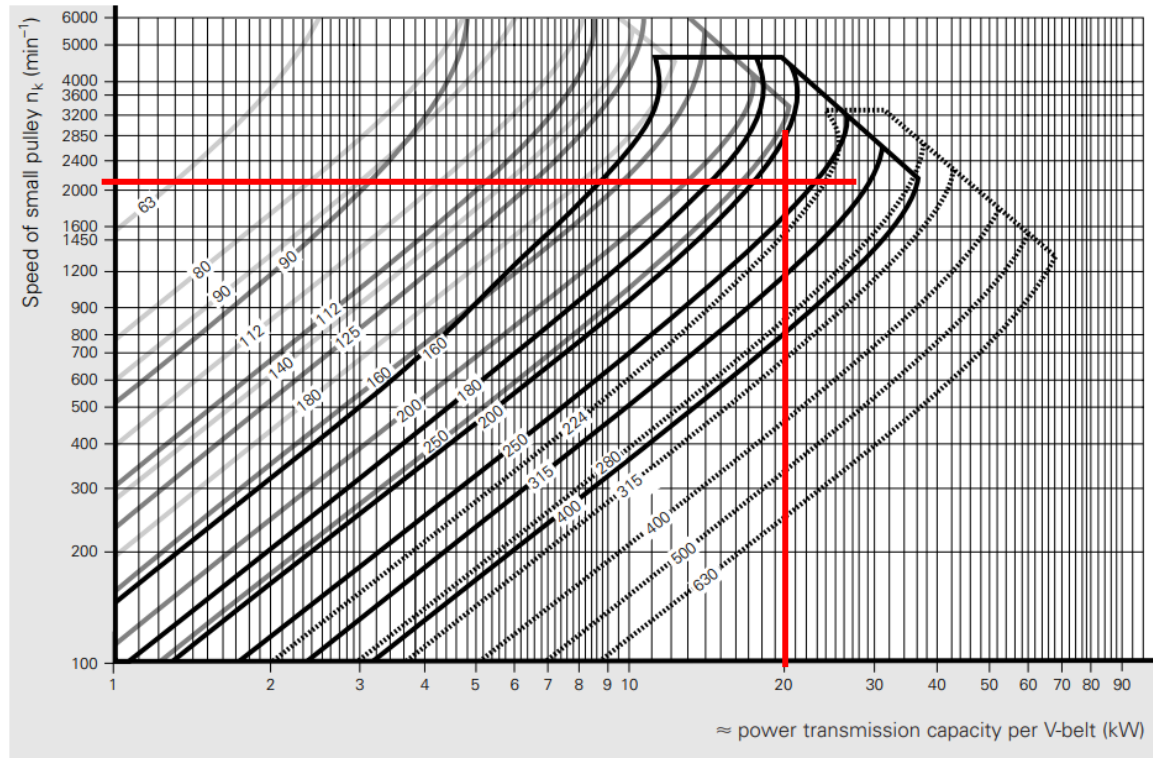
$$n_1 = \frac{n_{výv.hř}}{i_{př}} = \frac{1\,000}{0,524} = 1\,908,39 \cdot \text{min}^{-1} \quad (16)$$

Otáčky hnané řemenice

$$n_2 = n_{rot} = \frac{n_1}{i_{řem}} = \frac{1\,908,39}{0,908} = 2\,101,75 \cdot \text{min}^{-1} \quad (17)$$

Z následující grafické závislosti otáček malé řemenice na přenášeném výkonu (Obr. 59) určí typ řemene a průměr malé řemenice.

CONTI ULTRAFLEX® narrow-section wrapped V-belts SPZ — SPA — SPB — SPC Fig. 9



Obr. 59: Oblasti použití jednotlivých typů řemenů [68]

Volím řemen SPB a malou řemenici o průměru 200 mm. Průměr velké řemenice volím tak, aby výsledný převodový poměr by co nejlíže poměru navrhovanému ve výpočtu výše. Z tabulky výrobce tomuto návrhu nejvíce vyhovuje řemenice o průměru 224 mm.

Následujícím výpočtem (18) (19) ověřím, zdali převodový poměr vyhovuje.

$$i = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{200}{224} = 0,893 \quad (18)$$

$$\frac{0,908}{0,893} = 1,017 \rightarrow \Delta = 1,7 \% \quad (19)$$

Výsledný převodový poměr vyhovuje návrhu, jelikož se od navrhovaného liší jen o 1,7 %.

Na základě stanovení konečného převodového poměru $i_{rem} = 0,893$ dopočítám odpovídající otáčky rotoru (20).

$$n_{rot} = \frac{n_1}{i_{rem}} = \frac{1\,908,39}{0,893} = 2\,137,055 \cdot \text{min}^{-1} \quad (20)$$

Dalším krokem je stanovení předběžné osové vzdálenosti podle následujících vztahů (21) a (22).

$$a_{max} \leq 2 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) = 2 \cdot (224 + 200) = 848 \text{ mm} \quad (21)$$

$$a_{min} \geq 0,7 \cdot (224 + 200) = 296,8 \text{ mm} \quad (22)$$

volím 550 mm

Po vypočtení předběžné osové vzdálenosti lze přistoupit k volbě vhodného řemenu. Výpočtovou délku řemenu stanovíme z níže uvedené rovnice (23), a z tabulky (Tab. 5) od výrobce poté volíme nejbližší délku normalizovaného řemenu.

$$L_w \approx 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4a} \quad (23)$$

$$= 2 \cdot 550 + \frac{\pi}{2} \cdot (224 + 200) + \frac{(224 - 200)^2}{4 \cdot 550} = 1766,28 \text{ mm}$$

L_w	mm	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000	5600	6300	7100	7500	8000
c_3		0.88	0.85	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.09	1.11	1.12	1.13

Tab. 5: Délky řemenů a součinitel délky řemenu [68]

Volím nejbližší výrobní délku 1 800 mm.

Po vybrání konkrétního řemenu lze přejít k dopočtení skutečné osové vzdálenosti, která bude dána následujícím vztahem (24).

$$a = \frac{1}{4} \cdot \left(L_b - \frac{d_{wg} + d_{wk}}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(L_b - \frac{d_{wg} + d_{wk}}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (d_{wg} - d_{wk})^2}$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \left(1800 - \frac{224 + 200}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1800 - \frac{224 + 200}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (224 - 200)^2} = 566,864 \text{ mm} \quad (24)$$

Následujícím výpočtem (25) stanovíme úhel opásání malé řemenice

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{d_{wg} - d_{wk}}{2 \cdot a}\right) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{224 - 200}{2 \cdot 566,864}\right) = 177,57^\circ \quad (25)$$

Ze znalosti úhlu opásání malé řemenice, typu a délky řemenů lze stanovit středové seřízení x a y podle vztahů (26) a (27). Vypočtené hodnoty představují osové posunutí pro nasazení a napínání řemenů.

$$x = \frac{0,01 \cdot L_w}{\sin \frac{\beta}{2}} = \frac{0,01 \cdot 1\,800}{\sin \frac{177,57^\circ}{2}} = 18,004 \text{ mm} \quad (26)$$

$$y = \frac{0,005 \cdot L_w + \pi \cdot h_b \cdot \frac{\beta}{360}}{\sin \frac{\beta}{2}} = \frac{0,005 \cdot 1\,800 + \pi \cdot 13 \cdot \frac{177,57}{360}}{\sin \frac{177,57^\circ}{2}} = 29,151 \text{ mm} \quad (27)$$

Pro další výpočty je zapotřebí vypočítat rychlost řemenu podle následující rovnice (28).

$$v = \frac{\pi \cdot d_w \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 224 \cdot 1\,908,39}{60 \cdot 10^3} = 22,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (28)$$

Na základě stanovení rychlosti řemenu určíme frekvenci ohybu řemene ze vztahu (29.)

$$f_B = \frac{10^3 \cdot v \cdot k}{L_w} = \frac{10^3 \cdot 22,38 \cdot 2}{1\,800} = 24,87 \text{ s}^{-1} \quad (29)$$

Z tabulek (Tab. 5 a Tab. 6) lze dále určit koeficienty.

$$c_1 = 0,99$$

$$c_3 = 0,89 \dots \text{dáno délkou řemenu}$$

Arc of contact factor c_1

Table 12

$\frac{d_{bg} - d_{bk}}{a}$	Arc of contact β ° (degrees)	Arc of contact factor c_1
0	180	1.00
0.05	177	0.99
0.10	174	0.99
0.15	171	0.98
0.20	169	0.97
0.25	166	0.97
0.30	163	0.96
0.35	160	0.95
0.40	157	0.94

Tab. 6: Součinitel úhlu opásání [68]

V následujícím kroku stanovíme z Tab. 7 jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem pro určení výsledného počtu řemenů v závislosti na požadovaném přenášeném celkovém výkonu.

CONTI ULTRAFLEX® SPB

Table 34

d_{wk} (mm)	i or 1:i	Speed of small pulley n_k (min ⁻¹)																	
		50	100	200	350	500	700	800	950	1200	1450	1600	1800	2000	2500	2850	3500	4000	5000
140.0	1.00	0.36	0.66	1.20	1.93	2.60	3.43	3.82	4.38	5.25	6.04	6.48	7.03	7.52	8.52	9.02	9.43	9.25	7.38
	1.05	0.36	0.67	1.21	1.95	2.64	3.48	3.88	4.45	5.34	6.15	6.60	7.16	7.66	8.70	9.22	9.68	9.53	7.74
	1.20	0.38	0.70	1.29	2.09	2.83	3.76	4.19	4.82	5.81	6.72	7.23	7.86	8.45	9.69	10.34	11.06	11.11	9.71
	1.50	0.39	0.73	1.33	2.17	2.94	3.90	4.36	5.02	6.06	7.02	7.56	8.24	8.87	10.21	10.93	11.78	11.94	10.74
160.0	3.00	0.40	0.74	1.36	2.22	3.02	4.01	4.48	5.17	6.25	7.25	7.81	8.52	9.18	10.60	11.38	12.33	12.56	11.53
	1.00	0.46	0.85	1.56	2.54	3.45	4.58	5.12	5.89	7.10	8.21	8.83	9.60	10.30	11.73	12.44	13.03	12.77	10.06
	1.05	0.46	0.85	1.57	2.56	3.48	4.63	5.17	5.96	7.19	8.32	8.95	9.73	10.44	11.91	12.64	13.28	13.06	10.42
	1.20	0.48	0.89	1.65	2.70	3.68	4.90	5.49	6.33	7.66	8.89	9.58	10.44	11.23	12.89	13.77	14.66	14.63	12.39
180.0	1.50	0.49	0.91	1.69	2.77	3.78	5.05	5.65	6.53	7.91	9.19	9.91	10.81	11.64	13.41	14.36	15.39	15.46	13.42
	3.00	0.50	0.93	1.73	2.83	3.86	5.16	5.78	6.68	8.10	9.41	10.16	11.09	11.96	13.80	14.80	15.93	16.09	14.20
	1.00	0.56	1.04	1.92	3.14	4.28	5.71	6.39	7.38	8.92	10.33	11.11	12.08	12.97	14.74	15.58	16.15	15.59	
	1.05	0.56	1.04	1.93	3.17	4.32	5.76	6.45	7.45	9.00	10.43	11.23	12.21	13.11	14.92	15.79	16.40	15.88	
200.0	1.20	0.58	1.08	2.01	3.30	4.51	6.04	6.77	7.82	9.47	11.00	11.86	12.92	13.90	15.91	16.91	17.78	17.45	
	1.50	0.59	1.10	2.05	3.38	4.62	6.18	6.93	8.02	9.72	11.30	12.19	13.30	14.31	16.42	17.50	18.51	18.28	
	3.00	0.60	1.12	2.08	3.43	4.70	6.29	7.06	8.17	9.91	11.53	12.44	13.58	14.62	16.81	17.95	19.05	18.91	
	1.00	0.65	1.22	2.27	3.74	5.11	6.83	7.66	8.84	10.69	12.39	13.33	14.48	15.52	17.54	18.43	18.74	17.63	
224.0	1.05	0.66	1.23	2.29	3.76	5.15	6.88	7.71	8.91	10.78	12.49	13.44	14.61	15.66	17.72	18.64	18.99	17.92	
	1.20	0.68	1.27	2.37	3.90	5.34	7.16	8.03	9.28	11.25	13.06	14.07	15.32	16.45	18.71	19.76	20.37	19.49	
	1.50	0.69	1.29	2.41	3.97	5.45	7.30	8.19	9.48	11.50	13.36	14.40	15.69	16.86	19.22	20.35	21.09	20.32	
	3.00	0.69	1.30	2.44	4.03	5.52	7.41	8.32	9.63	11.69	13.59	14.65	15.97	17.17	19.62	20.79	21.64	20.95	
250.0	1.00	0.77	1.44	2.70	4.45	6.09	8.16	9.15	10.57	12.78	14.79	15.89	17.23	18.41	20.60	21.41	21.07		
	1.05	0.77	1.45	2.71	4.47	6.13	8.21	9.21	10.64	12.87	14.89	16.01	17.36	18.56	20.78	21.62	21.33		
	1.20	0.79	1.49	2.79	4.61	6.33	8.49	9.52	11.01	13.34	15.46	16.63	18.07	19.34	21.77	22.74	22.70		
	1.50	0.80	1.51	2.83	4.68	6.43	8.63	9.69	11.21	13.59	15.76	16.97	18.44	19.76	22.29	23.33	23.43		
280.0	3.00	0.81	1.53	2.86	4.74	6.51	8.74	9.81	11.36	13.78	15.99	17.22	18.72	20.07	22.68	23.78	23.98		
	1.00	0.89	1.68	3.15	5.21	7.15	9.58	10.74	12.40	14.98	17.29	18.54	20.04	21.33	23.52	24.06			
	1.05	0.90	1.69	3.17	5.23	7.18	9.63	10.80	12.47	15.07	17.40	18.66	20.17	21.47	23.70	24.27			
	1.20	0.92	1.73	3.25	5.37	7.38	9.91	11.11	12.85	15.54	17.97	19.29	20.88	22.26	24.68	25.39			
315.0	1.50	0.93	1.75	3.29	5.44	7.48	10.05	11.28	13.04	15.79	18.27	19.62	21.25	22.67	25.20	25.98			
	3.00	0.94	1.77	3.32	5.50	7.56	10.16	11.40	13.19	15.98	18.50	19.87	21.53	22.99	25.59	26.43			

Tab. 7: Jmenovitý výkon řemenu [68]

Jmenovitý výkon pro daný typ řemen při vypočteném převodovém poměru vychází následovně.

$$P_R = 16,45 \text{ kW}$$

Po určení jmenovitého výkonu jednoho řemenu lze přejít k vypočtení (30) potřebného počtu řemenů pro přenos požadovaného výkonu:

$$z_{er} = \frac{P \cdot c_2}{P_R \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{20 \cdot 1,3}{16,45 \cdot 0,99 \cdot 0,89} = 1,794 \quad (30)$$

Z důvodu zajištění dlouhodobé spolehlivosti a výkonové rezervy řemenového převodu volím 3 řemeny SPB. Po stanovení celkového počtu řemenů mohu vypočítat (31) bezpečnost navrhovaného převodu.

$$c_{2er} = z \cdot \frac{P_R \cdot c_1 \cdot c_3}{P} = 3 \cdot \frac{16,45 \cdot 0,99 \cdot 0,89}{20} = 2,174 \quad (31)$$

Z výsledku je patrné, že řemenový převod vyhovuje s dostatečnou provozní výkonovou rezervou.

V dalších krocích je popsán výpočet silových poměrů převodu, který je důležitý pro další kontrolní výpočty. Hlavními hledanými silami jsou: tah v řemenech, vznikající přenášením výkonu a napínací síla řemenů.

První silovou veličinou je efektivní tah v řemenu, který vzniká v důsledku přenosu výkonu:

$$F_u = \frac{P \cdot 10^3}{v} = \frac{20 \cdot 10^3}{22,38} = 893,655 \text{ N} \quad (32)$$

Po vypočtení efektivního tahu lze přejít k určení napínací síly podle níže uvedených rovnic. Ještě před samotným výpočtem je zapotřebí stanovit z tabulek příslušné koeficienty k_1 a k_2 . Koeficient k_1 určíme z Tab. 8, k_2 poté z Tab. 9.

 Belt tension factor k_1

Table 14

β ° (degrees)	Service conditions		
	Light-duty drives Constant load	Medium load	Heavy-duty drives High dynamic lading High starting frequency
180	1.50	1.70	1.90
175	1.53	1.73	1.93
170	1.56	1.76	1.96
165	1.59	1.79	1.99
160	1.63	1.83	2.03
155	1.67	1.87	2.07
150	1.71	1.91	2.11
145	1.75	1.95	2.15
140	1.80	2.00	2.20
135	1.85	2.05	2.25
130	1.91	2.11	2.31
125	1.97	2.17	2.37
120	2.04	2.24	2.44
115	2.11	2.31	2.51
110	2.19	2.39	2.59
105	2.28	2.48	2.68
100	2.38	2.58	2.78
95	3.49	2.69	2.89
90	3.62	2.82	3.02

Tab. 8: Součinitel napnutí řemene [68]

 Centrifugal force factor k_2

Table 15

CONTI FO®-Z heavy-duty cogged raw edge V-belts

Section	5/-	6/Y	8/-	XPZ	XPA	XPB	XPC
Centrifugal force factor k_2	0.015	0.023	0.041	0.072	0.112	0.192	0.370

CONTI ULTRAFLEX® narrow-section wrapped V-belts

Section	SPZ	SPA	SPB	SPC
Centrifugal force factor k_2	0.073	0.100	0.178	0.380

CONTI MULTIFLEX® classical-section wrapped V-belts

Section	8/-	10/Z	13/A	17/B	20/-	22/C	25/-	32/D	40/E
Centrifugal force factor k_2	0.040	0.060	0.105	0.170	0.240	0.300	0.430	0.630	0.970

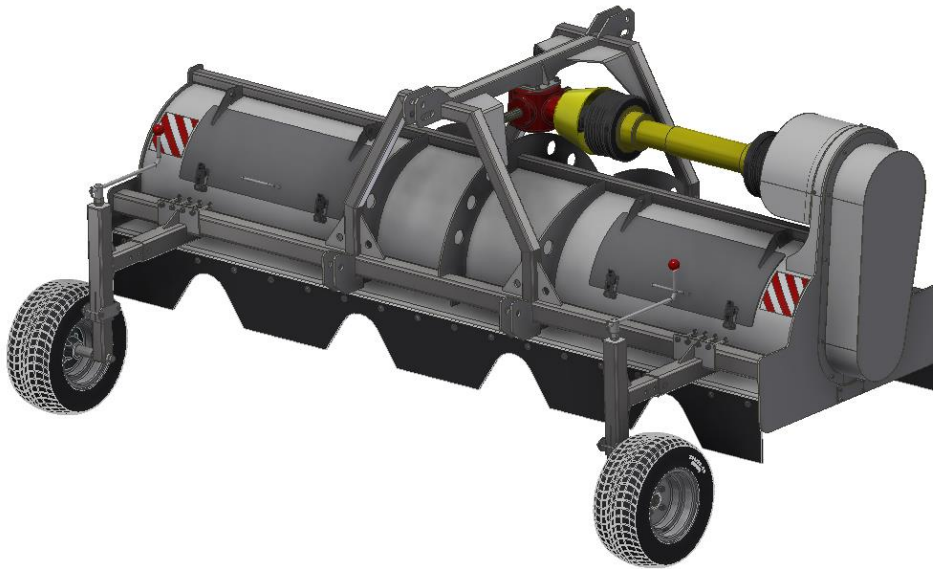
Tab. 9: Součinitel odstředivé síly [68]

Koeficienty získané z tabulek poté dosadíme do uvedené rovnice (33), jejíž výsledkem je hledaná napínací síla.

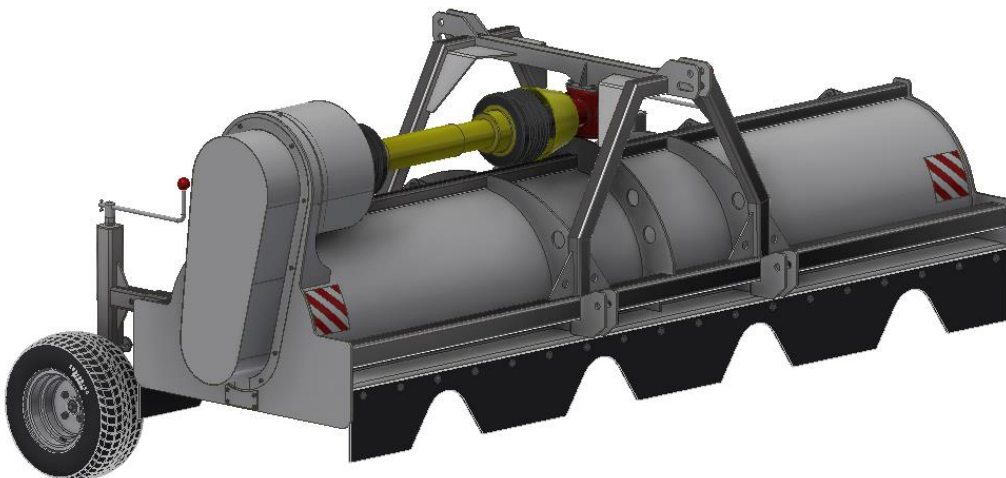
$$F_v = (k_1 \cdot F_u + 2 \cdot z \cdot k_2 \cdot v^2) \cdot \sin \frac{\beta}{2} = (1,73 \cdot 893,655 + 2 \cdot 3 \cdot 0,178 \cdot 22,38^2) \cdot \sin \frac{177,57^\circ}{2} = 2\,080,479 \text{ N} \quad (33)$$

3.3. Konstrukční návrh stroje

V této kapitole je popsán již samotný navržený drtič bramborové natě. Stroj byl modelován v prostředí aplikace Autodesk Inventor. Stroj je svou koncepcí navržen jako polonesený s připojením na třibodový závěs energetického stroje – traktoru. Rozteče připojovacích bodů jsou navrženy v souladu s normou pro kategorii 2. Konstrukce stroje je z převážné části navržena z ocelových ohýbaných plechů a výpalků, doplněná o normalizované profily, tzv. jekly. Jekly zde tvoří pomyslnou páteř, čímž dodávají stroji potřebnou tuhost. Základní pohled na stroj z přední a zadní části je patrný z následujících obrázků (Obr. 60 a Obr. 61). Jednotlivé části a sestavy drtiče jsou popsány v kapitolách níže. Celková hmotnost drtiče dosahuje 1 061,43 kg. Jeho šířka poté 3,434 m; výška 1,45 m a délka 1,83 m.



Obr. 60: Pohled na drtič ze zadní strany



Obr. 61: Pohled na drtič z přední strany

3.3.1. Základní rám

Základním nosným prvkem navrženého drtiče je základní rám. Jedná se o svařenec z ocelových vypalovaných a ohýbaných plechů, doplněný o normalizované tyčové profily – jekly. Náhled svařence můžeme vidět na níže uvedených obrázcích (Obr. 62 a Obr. 63). Je patrné, že hlavním nosným prvkem je zde obloukový plechový kryt rotoru, na který navazují bočnice, jejichž úkolem je uzavření prostoru, v němž rotují nože rotoru. Bočnice zároveň slouží pro uchycení ložiskových domků.



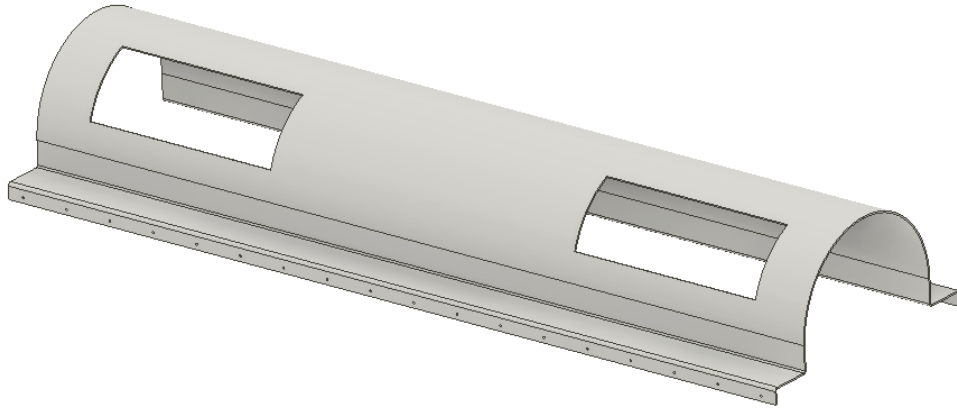
Obr. 62: Základní rám – zadní pohled



Obr. 63: Základní rám – přední pohled

Na následujícím obrázku (Obr. 64) je zachycený samotný kryt rotoru. Jedná se o ocelový ohýbaný výpalek z materiálu S235JR o tloušťce 6 mm. Prostor pro rotor je zakroužen do poloměru 340 mm na vnějším povrchu. Na oblouk plynule navazují dvě obruby o hloubce 160 mm, zakončené menšími obrubami, které jsou určeny pro montáž

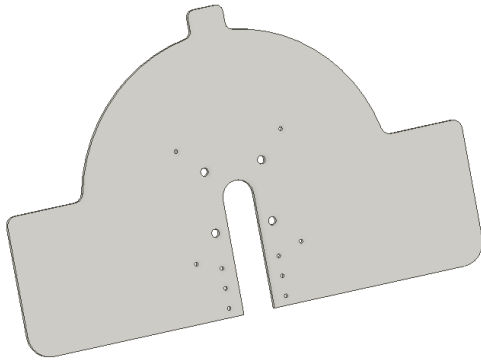
gumových zástěrek. Z tohoto důvodu jsou malé obruby doplněny o množství děr pro šrouby. Dále jsou z obrázku patrné dva větší obdélníkové otvory, sloužící jako inspekční dvířka, jimiž je možné provádět vizuální kontrolu rotoru, případně konečnou úpravy výšky osy rotace nad terénem.



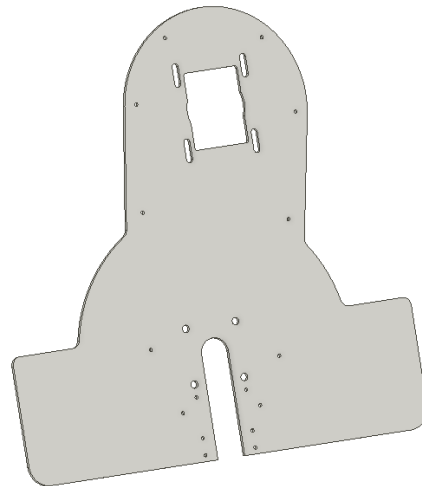
Obr. 64: Kryt rotoru

Dalšími hlavními nosnými částmi stroje jsou již zmíněné bočnice. Z níže uvedených obrázků je patrné, že pro každou stranu je určena jiná bočnice. První, jednodušší typ bočnice je znázorněn na Obr. 65. Jedná se o ocelový plechový výpalek o tloušťce 8 mm. Z náhledu je patrná poměrně hluboká drážka sloužící pro montáž rotoru ze spodní strany stroje. Toto tvrzení podtrhuje přítomnost čtyř děr rozmístěných do čtverce, které jsou určeny pro montáž ložiskového domku. Zbývající otvory slouží pro uchycení krytu ložiskového domku a záslepky drážky.

Druhým typem je bočnice (Obr. 66), která navíc, oproti výše uvedené, slouží i pro montáž domku hřídele. Hřídelovému domku je dále věnována samostatná kapitola níže. Pro domek hřídele je určen obdélníkový otvor v horním oblouku bočnice. Vedle tohoto otvoru jsou patrné čtyři drážky, sloužící pro svislý posuv celé sestavy domku z důvodu nasazování a napínání klínových řemenů. Řemenovému převodu je taktéž věnována samostatná kapitola. Ostatní díry v bočnici jsou určeny taktéž pro montáž krytu ložiska, resp. řemenů a záslepky drážky. Materiál i tloušťka plechu jsou shodné s předchozím typem bočnice.

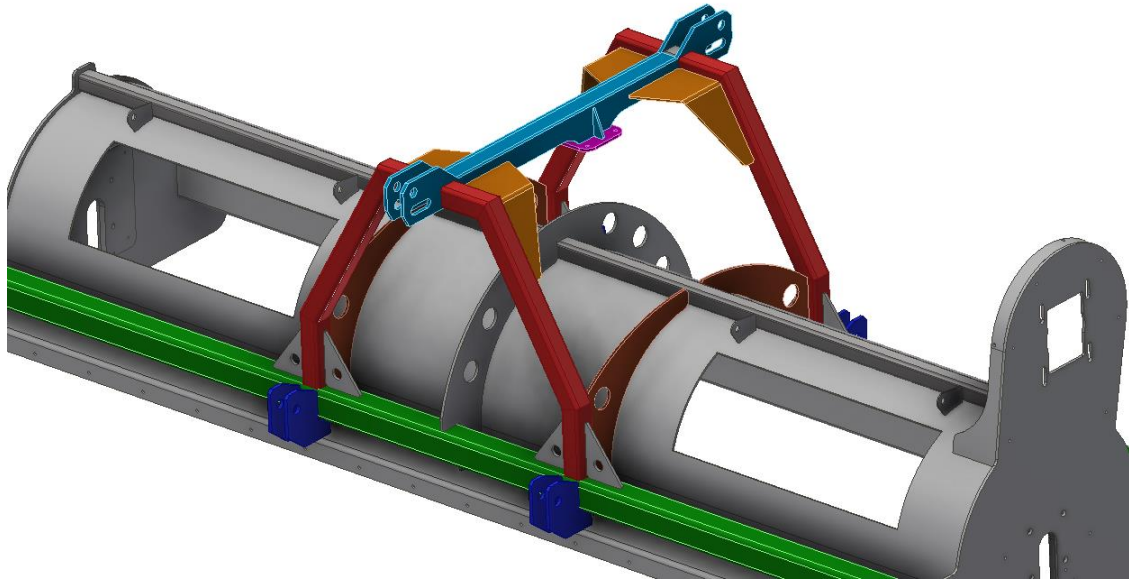


Obr. 65 První typ bočnice



Obr. 66 Druhý typ bočnice

Dalším dominantním prvkem základního rámu je rám tříbodového závěsu (Obr. 67). Je tvořen jako svařenec z ocelových jeklů (červené) o rozměru 60x60x5 mm, doplněný o ocelové výpalky. Z následujícího obrázku je patrné, že je celek rámu tvořen dvěma dílčími rámy, určenými pro přední a zadní montáž drtiče na traktor. Oba tyto rámy (červené) jsou vzájemně spojeny svařencem (modrá) z dvou dlouhých výpalků, které jsou na obou koncích opatřeny sadou otvorů. Tyto otvory jsou určeny pro připojení táhla horního (třetího) bodu. Z obrázku jsou viditelné dva druhy otvorů. První, kruhový, je určen pro pevné spojení čepem; oproti tomu drážka umožňuje mírný posuv horního bodu při jízdě v terénu, díky čemuž je do jisté míry eliminováno namáhání stroje, které by v důsledku pevného spojení vznikalo. V oblasti horního bodu jsou rámy doplněny o výztuhy (oranžová) pro zvýšení tuhosti. Součástí spojovacího svařence rámu je také příruba (fialová) pro uchycení kuželové převodovky. Sestava obou rámu spojená výpalkem horního bodu je ustavena na dva podélné jekly (zelené) o rozměru 80x80x6 mm. Jejich poloha je určena výztuhami (hnědé), tvořícími pevné spojení s obloukovým krytem rotoru. Podélné jekly, spojující obě bočnice, jsou ve spodních částech rámu tříbodového závěsu přivařeny pomocí dvou párů výpalků (tmavě modré), které zároveň tvoří dva spodní připojovací body, k obrubě krytu rotoru. Jelikož se jedná o dva hlavní nosné body celého stroje, jsou spoje rámu tříbodového závěsu a podélných jeklů vyztuženy osmi trojúhelníkovými výztuhami (šedé) s kruhovým otvorem. Jejich přesné umístění je patrné z obrázku.



Obr. 67: Rám tříbodového závěsu

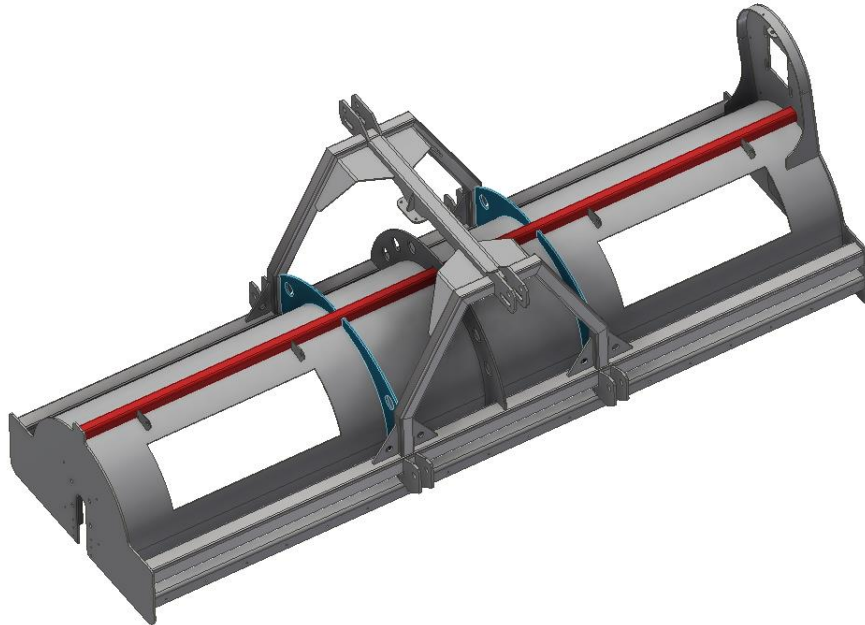
Na následujícím obrázku (Obr. 68) je znázorněn detail spojovacího prvku horních připojovacích bodů. Jsou patrné dva dlouhé výpalky s otvory, popisované již v textu výše. Jejich vzájemná rozteč je definována obdélníkovým výpalkem, který je mezi ně navařen. Spodní stranu tvoří zmiňovaná příruba pro převodovku. Její spojení s výpalky je dodatečně vyztuženo trojúhelníkovými výztuhami. Zbývající dutinu na spodní straně uzavírají ohýbané plechy, které na svých koncích kopírují profil obou horních výpalků v místě pro přírubu. V místě, kde u horního bodu navazuje rám tříbodového závěsu, je do prostoru mezi výpalky doplněn stejný profil, jímž je tvořen samotný rám. Tento profil zde plní funkci rozpěry mezi oběma polovinami rámu.



Obr. 68: Svařenec spojovacího prvku horních bodů

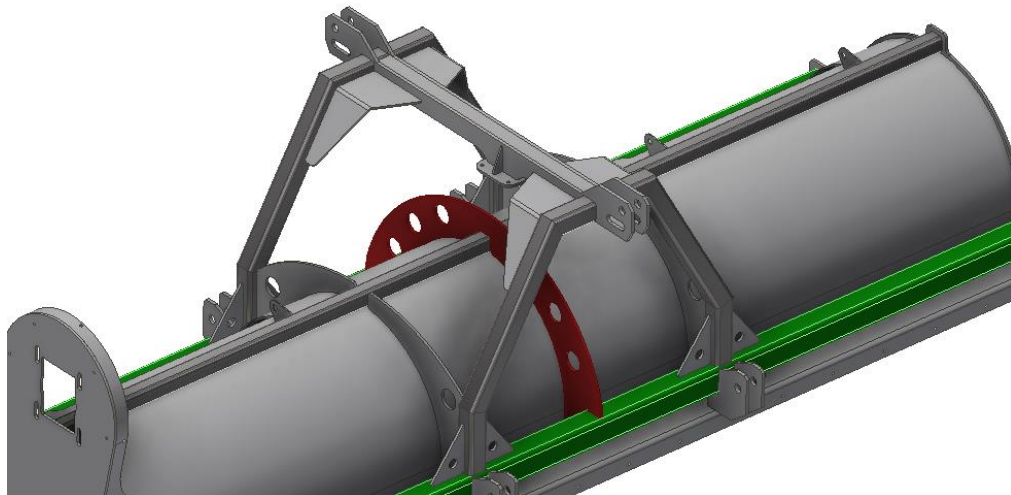
V závěru kapitoly věnované základnímu rámu zmíním jednotlivé vyztužení rámu, které nebyly popsány v odstavcích výše. V první řadě se jedná o jekl (červený) o rozměru 50x50x5 mm, který je navařen na vnější straně krytu rotoru v jeho nejvyšším bodě. Přesné umístění tohoto vyztužného jeklu můžeme vidět na následujícím obrázku (Obr. 69). Jeho

funkce je dodat základnímu rámu tuhost v podélném směru. Jak je patrné z obrázku, navazuje na něj čtveřice výztuh (modré) od rámu tříbodového závěsu. Tyto výztuhy, připomínající pomyslný čtvrtoblouk, jsou zároveň přivařeny k vnějšímu plášti krytu rotoru, díky čemuž vzniká pevný uzavřený skelet. Výztužný jekl slouží také jako doraz pro výpalky závěsů pantů dvířek inspekčních otvorů v krytu rotoru.



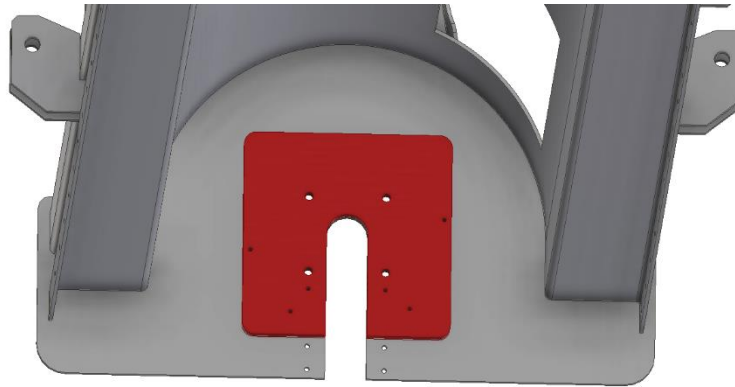
Obr. 69: Pohled na horní výztužný jekl

Za zmínku dále stojí výztuha (červená), kterou nalezneme přesně v polovině šířky stroje, tj. pod převodovkou v ose rotace vstupní hřídele. Tato výztuha, připomínající půl oblouk kopíruje celý oblouk krytu rotoru od přední obruby k zadní obrubě. Její přesné umístění lze vidět na níže uvedeném obrázku (Obr. 70). Na svých koncích je mimo jiné přivařena k podélným jeklům (zelené) a v prostředku oblouku na jekl popisovaný výše. Toto řešení zaručuje dostatečnou tuhost konstrukce v oblasti převodovky a připojovacích bodů na traktor.



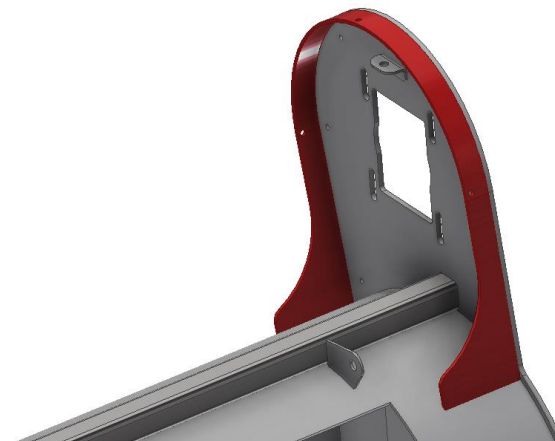
Obr. 70: Příčná půlkruhová výztuha

Další ze zásadních vyztužení rámu jsou dvě masivní ocelové plotny (červená) pod ložiskové domky, v nichž je uložen rotor. Umístění jedné plotny můžeme vidět na obrázku níže (Obr. 71). Obě plotny nalezneme uvnitř prostoru pro rotor. K bočnici je každá plotna přivařena koutovým svarem po celém jejím obvodu s výjimkou drážky, která je zde ze stejného důvodu, jako u bočnic. Plotny jsou vypáleny z plechu o tloušťce 18 mm a mají v sobě vyhotoveno několik otvorů. Čtveřice největších děr slouží pro montáž ložiskových domků, zbývající otvory jsou, stejně jako u bočnic, určeny pro uchycení krytů a záslepek. Plotny jsou na konstrukci voleny z důvodu zvýšení tuhosti v místě ložiskového domku a roznesení zatížení, které ložisko přenáší, do větší plochy.



Obr. 71: Plotna pod ložiskový domek

Poslední zmíněnou výztuhou je obruba na bočnici (červená) v místě ložiskového domku. Její umístění je patrné na Obr. 72. Tato výztuha je volena pro zvýšení tuhosti uložení horního ložiskového domku a pro zachování vyhovující rovnoběžnosti horní i spodní osy rotace, tj. osa rotace hřídele a osa rotace rotoru. Obruba je realizována z vypalovaného ohýbaného plechu o tloušťce 8 mm, stejně jako všechny předchozí uvedené výztuhy. Její šířka je po většině délky 40 mm a směrem dolů, k místům přivaření na kryt rotoru, se rozšiřuje. V nejširším místě má šířku 140 mm. Toto provedení je voleno na základě teorie ohybu, kdy maximálního ohybového napětí je dosaženo právě ve spoji obruby a krytu rotoru.



Obr. 72: Obruba bočnice v místě pro ložiskový domek

3.3.2. Hřídel

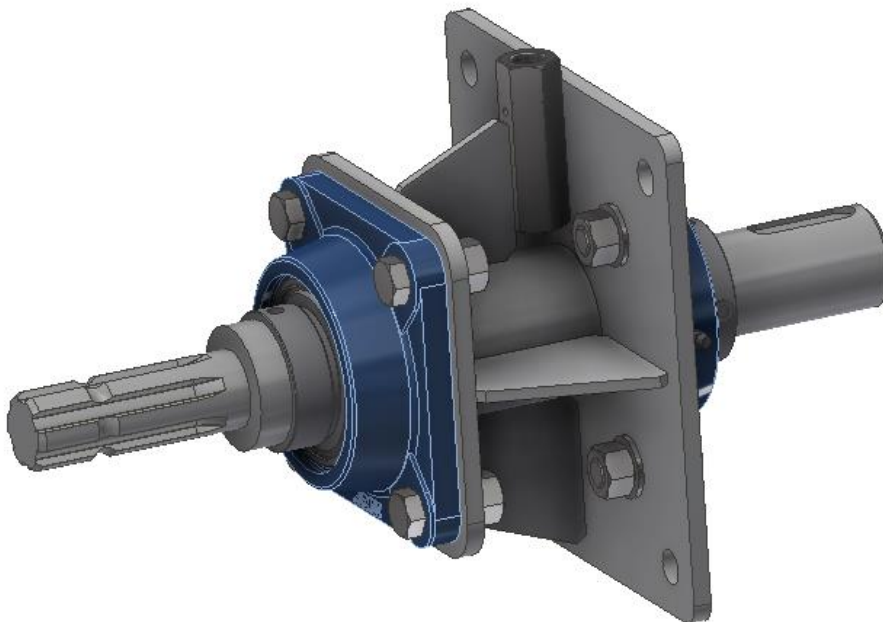
Tato kapitola se věnuje popisu navrhované hřídele (Obr. 73), která je součástí hnacího řetězce v horní ose rotace. Jedná se o hřídel, jež je na jednom konci opatřena standardizovaným rovnobokým drážkováním pro zemědělské stroje o rozměru 1" 3/8 Z6. Díky tomuto drážkování lze na hřídel libovolně nasadit kloubovou hřídel s drážkováním o stejném rozměru. Opačný, válcový, konec hřídele slouží pro nasazení hnací řemenice řemenového převodu. Přenos kroutícího momentu je zajištěn normalizovaným těsným perem o rozměru 14x6x50 mm. Dále je na čele hřídele patrná závitová díra pro šroub M12, který je určen pro axiální zajištění hnací řemenice. Provedení hřídele s odstupňovanou velikostí průřezu je patrné na obrázku. Velký průměr uvedeného drážkování je 35 mm, dále můžeme na hřídeli vidět osazení o průměru 55 mm a šířce 15 mm sloužící jako opěrná plocha ložiska v ložiskovém domku. Detailnímu popisu ložiskových domků horní osy je věnována kapitola níže. Od osazení až po konec s perodrážkou má hřídel konstantní průřez 45 mm. Navýšení průřezu oproti konci s drážkováním volím z důvodu přidavného ohybu hřídele, který vzniká v důsledku tahu v řemenech a jejich napnutí. Na vstupu uvažuji namáhání čistě krutem, na výstupu kombinaci krutu s ohybem. Na základě této skutečnosti je v kapitole o kontrolních výpočtech provedena pevnostní kontrola hřídele. Celková délka hřídele je 402 mm, z čehož 100 mm připadá pro drážkovaný konec a 287 mm na válcovou část. Povrch hřídele v místě pro ložiska je broušen kvůli dosažení tolerance h6, určené výrobcem ložisek.



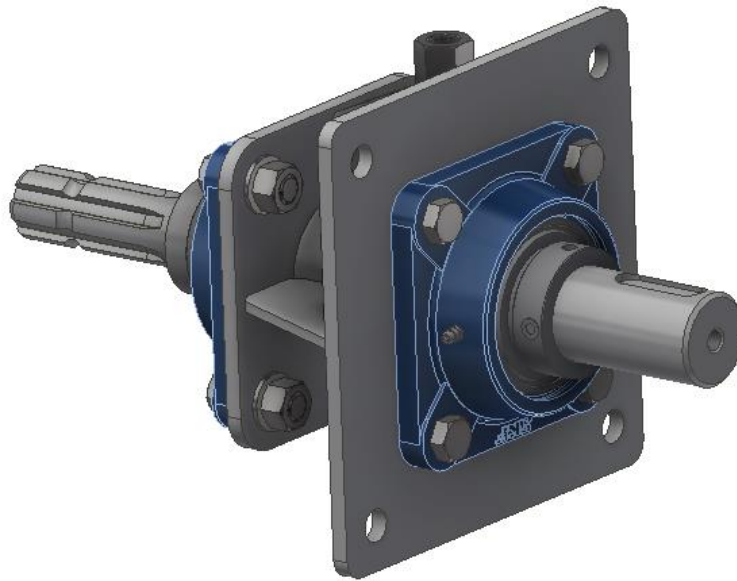
Obr. 73: Hřídel horní osy

3.3.3. Horní hřídelový domek

Dalším důležitým konstrukčním celkem stroje je hřídelový domek horní osy s ložiskovými domky. Jeho podoba je patrná z následujících obrázků (Obr. 74 a Obr. 75). Základním prvkem tohoto celku je svařenec dvou čtvercových desek s otvory pro hřídel a trubky, která je mezi deskami vevařena a jíž prochází hřídel popisovaná v předchozí kapitole. Obě desky jsou vypáleny z plechu o tloušťce 8 mm. Svařenec těchto dvou desek a trubky je dovyztužen čtveřicí výztuh pro zajištění tuhosti domku při ohybu. U paty horní výztuhy můžeme vidět dlouhou šestihrannou matici, která je určena pro zašroubování napínacího šroubu řemenového převodu. Právě z důvodu napínání řemenů, tj. posuvu horní osy, musí být domek samostatným celkem. Problematice napínání řemenů se věnuje kapitola níže. Menší deska je opatřena čtyřmi děrami sloužícími pro montáž ložiska, které je zobrazeno na prvním obrázku. Druhá, větší, deska je určena mimo jiné pro uchycení celého hřídelového domku do drážek v příslušné bočnici základního rámu stroje. Pro tuto montáž jsou určeny čtyři díry, které jsou patrné na druhém obrázku. Pro uložení hřídele jsou voleny ložiskové domky (jednotky) typu FY 45 FM od renomovaného výrobce SKF. Jedná se o kuličková ložiska. Jejich uspořádání je voleno dosedacími plochami proti sobě. Mezi jejich hlavní technické parametry patří základní statická únosnost, která je v tomto případě 21,6 kN a základní dynamická únosnost 33,2 kN. Maximální dovolené otáčkou jsou $4300 \cdot \text{min}^{-1}$. Uchycení ložiskových jednotek ke svařenci je zajištěno pomocí čtyř šroubů M14 s maticemi.



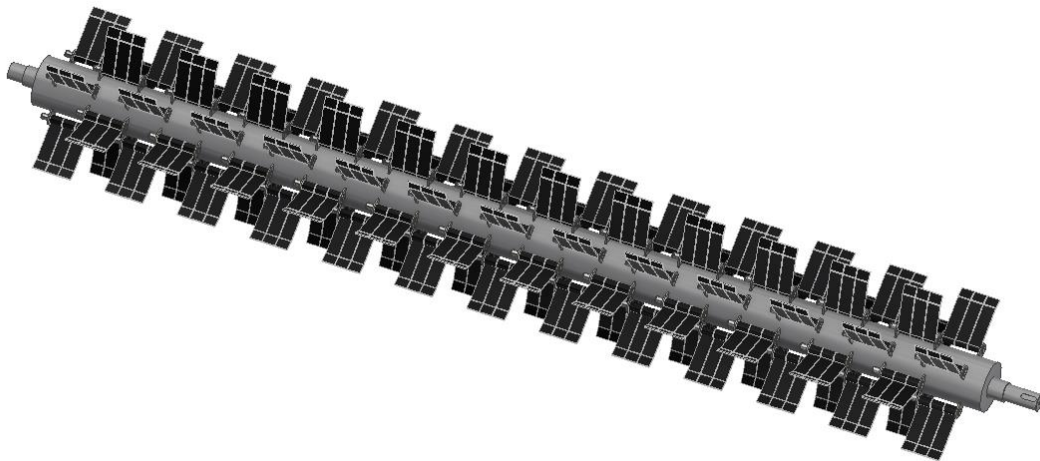
Obr. 74: Hřídelový domek – pohled na vstupní část



Obr. 75: Hřidelový domek – pohled na výstupní část

3.3.4. Rotor a ložiskové domky

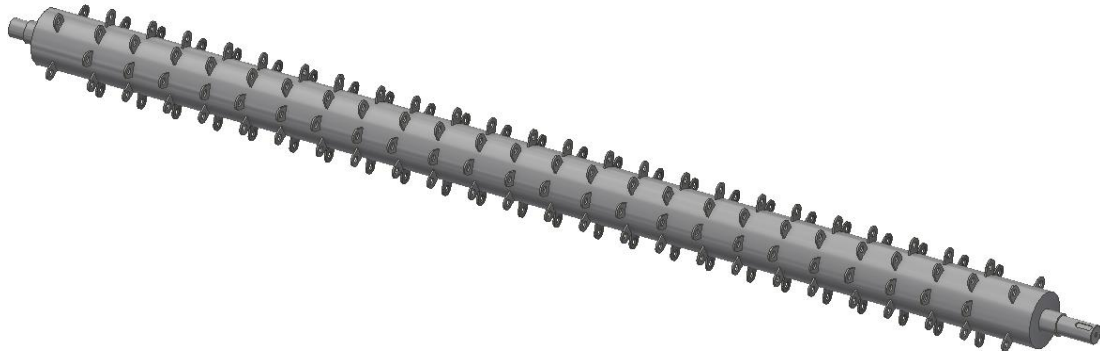
Tato kapitola je věnována jednomu z nejdůležitějších konstrukčních celků – rotoru, dle dalšího používaného označení také takzvaně bubnu. Jedná se o rotační součást stroje složenou ze základního svařence a nožů, které jsou na něj pomocí čepů upevněny. Sestava kompletního rotoru je patrná na následujícím obrázku (Obr. 76). Šířka záběru rotoru (vzdálenost krajích nožů) je 2980 mm. Na rotoru nalezneme celkem 8 řad nožů, vzájemně natočených o 45°. Celková hmotnost včetně nožů dosahuje 292 kg.



Obr. 76: Sestava rotoru

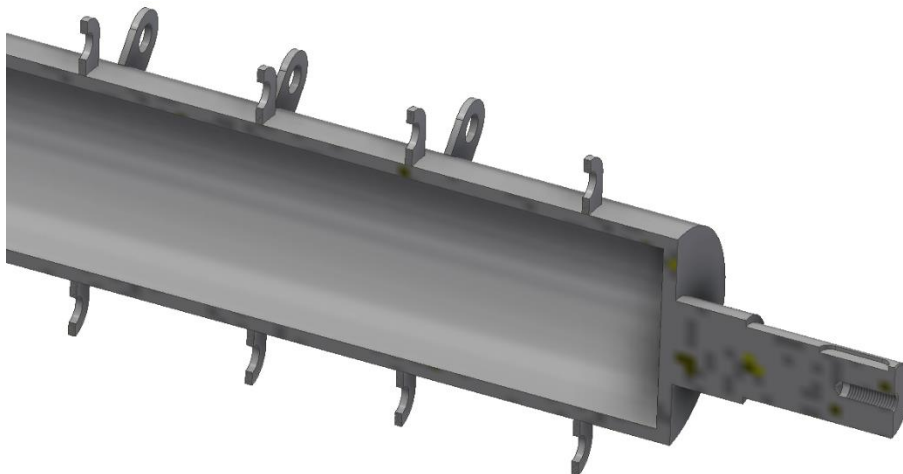
Základem celé sestavy je již výše zmíněný svařenec rotoru. Jeho podobu můžeme vidět na následujícím obrázku (Obr. 77). Hlavním prvkem sestavy, který přenáší kroutící moment, je silnostěnná trubka o vnějším průměru 160 mm a tloušťce stěny 10 mm. Na svých koncích je trubka opatřena čely, jež uzavírají její vnitřní prostor a na něž jsou zároveň

navařeny hřídelové čepy sloužící pro uložení do ložisek. Na vnější povrch trubky je dále přivařeno velké množství úchyťů, které slouží pro montáž řezných nožů. Délka trubky je 3120 mm.



Obr. 77: Svařenec rotoru

Na následujícím obrázku (Obr. 78) je znázorněn v řezu detail konstrukčního provedení napojení trubky pomocí čela na hřídelový čep. Čep je určen především pro uložení rotoru. Podrobnému popisu uložení rotoru se více věnuje odstavec níže. Hřídelový čep má v tomto místě průměr 55 mm; poté následuje osazení na průměr 65 mm. Zvýšení průměru pro uložení do ložisek, oproti hřídeli horní osy, je zde voleno z důvodu značně vyššího zatížení vlivem provozních podmínek rotoru. Dále je v řezu patrná přítomnost drážky pro těsné pero o rozměru 16x7x50 mm. Nelze opomenout ani závitovou díru pro šroub M14, jímž je pomocí pojistné desky axiálně zajištěna hnaná řemenice.



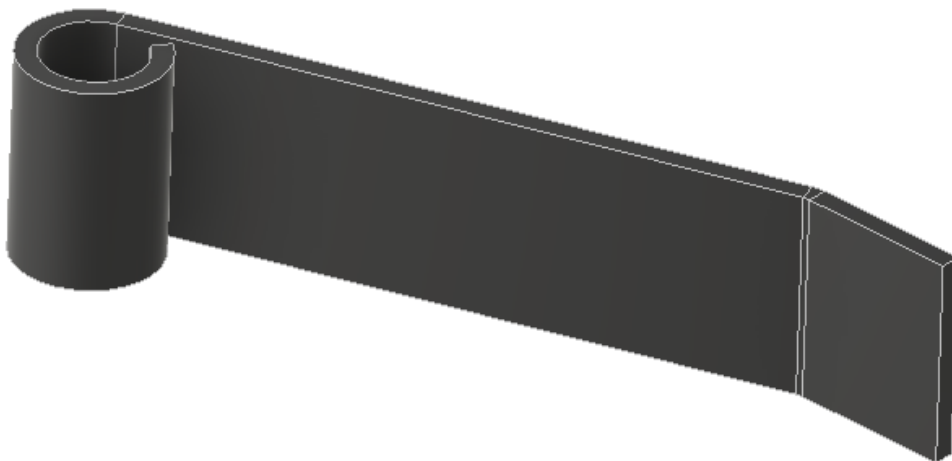
Obr. 78: Řez svařencem – hřídel s drážkou

Další náhled (Obr. 79) v řezu ukazuje provedení opačného konce rotoru. Způsob napojení trubky na čelo s hřídelovým čepem je v tomto případě identický jako výše popisovaný konec rotoru s hřídelovým čepem pro řemenici. Z obrázku je opět patrné odstupňování velikosti průřezu čepu. Menší průřez čepu je určen pro nasazení ložiskového domku, poté následuje osazení na 65 mm.



Obr. 79: Řez svařencem – opačný konec

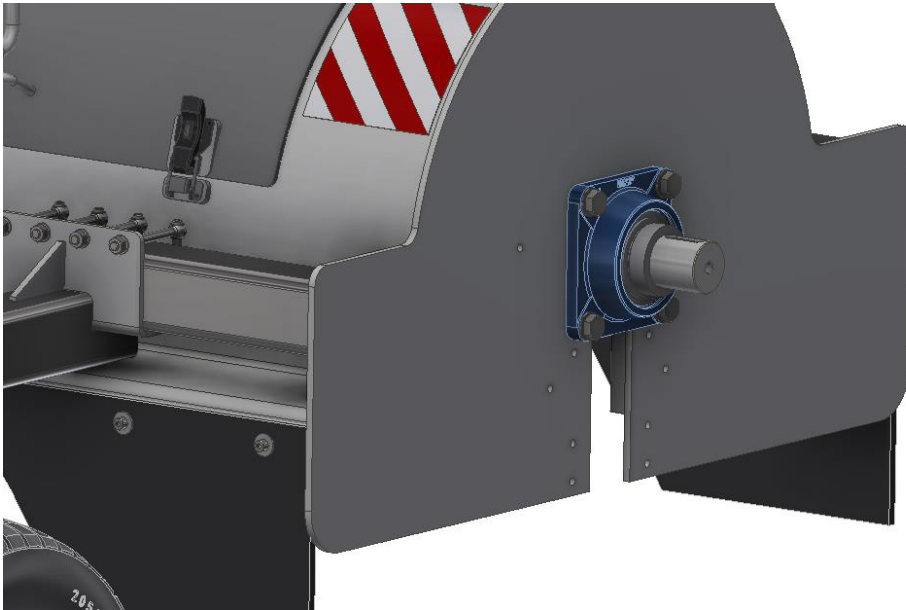
Další součástí rotoru je samotný nůž, sloužící pro odřezávání bramborové natě. Jeho podobu najdeme na níže uvedeném obrázku (Obr. 80). Jedná se o ohýbaný díl z plechu o tloušťce 4 mm. Základem nože je obdélník plechu o rozměrech 225x40 mm. Ten je následně na jednom konci zakroužen do válce o vnitřním průměru 20 mm. Otvor vzniklý zakroužením je určen pro usazení do držáků na rotoru pomocí čepu. Axiální zajištění čepu je řešeno pomocí závlačky. Na opačném konci je nůž ohnut o úhel 18°. Délka ohnuté části je 30 mm. Tato úprava je volena z důvodu efektivnějšího odřezávání natě po nabroušení ostří na noži. Celková délka nože po zmíněných úpravách je přibližně 160 mm od osy válcového otvoru k ostří.



Obr. 80: Nůž rotoru

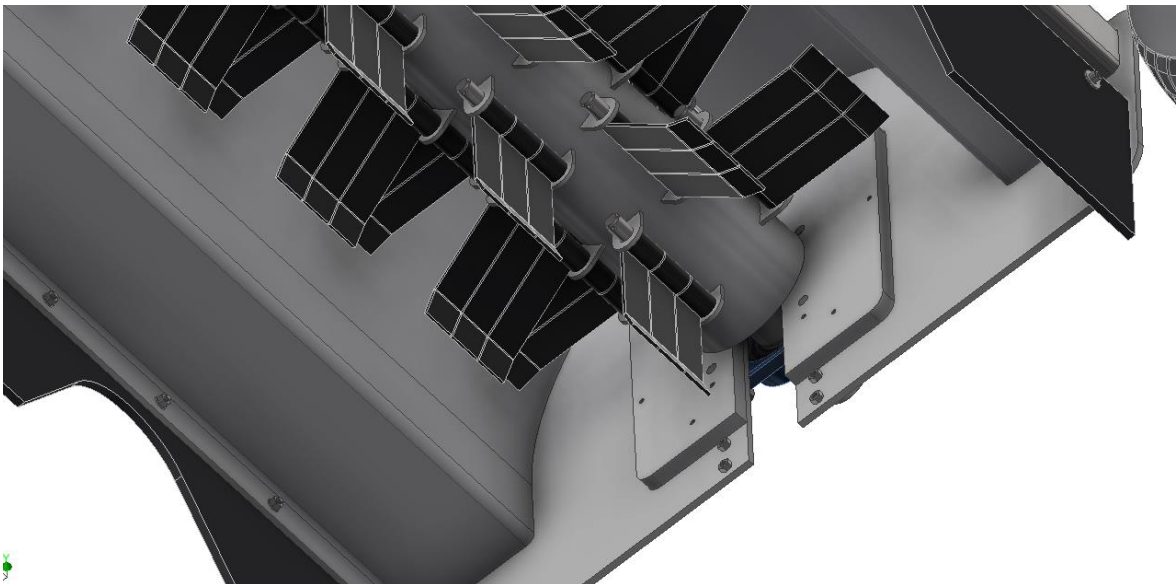
V následujícím odstavci je rozebrána problematika uložení rotoru. Obdobně jako pro hřídel horní osy, popisované výše, jsou voleny ložiskové domky (jednotky). Jedná se v tomto případě o jednotky s označením FY 55 FM, taktéž od výrobce SKF. Ložiskové domky jsou montovány z vnější strany na bočnici čtyřmi šrouby M16, které prochází skrze bočnici a

zašroubovány jsou do výztužné plotny, což je patrné z Obr. 81. Základními technickými daty ložiska jsou jeho základní statická únosnost, která je v tomto případě 29 kN a základní dynamická únosnost 43,6 kN. Maximální přípustné otáčky udává výrobce 3600·min⁻¹.



Obr. 81: Uložení rotoru v ložiskovém domku

Na následujícím obrázku (Obr. 82) je demonstrována výztužná plotna po montáži rotoru a ložiska.



Obr. 82: Plotna pod ložiskovým domkem

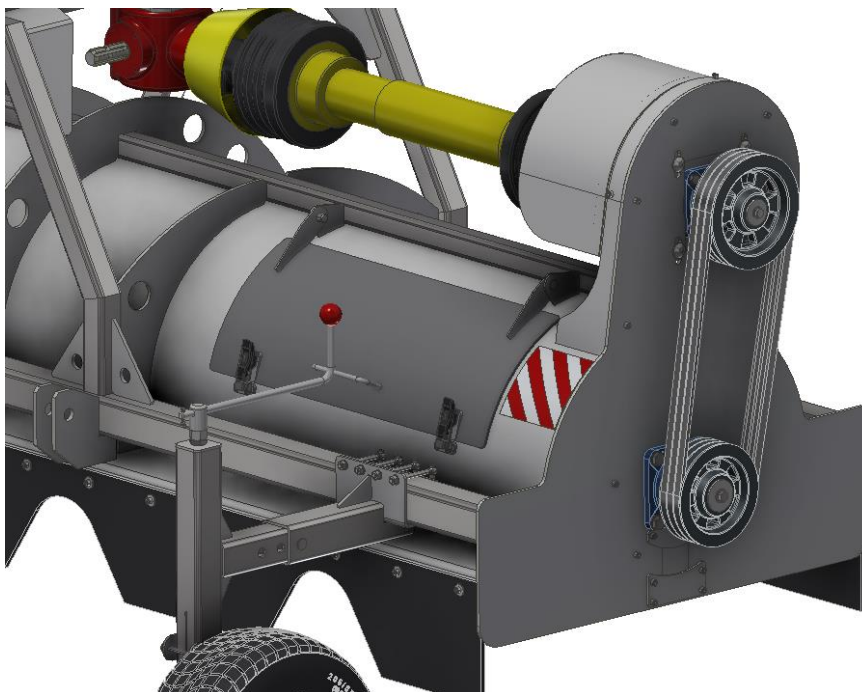
V závěru kapitoly je ukázáno provedení zakrytování ložiskových domků. Na obrázku níže (Obr. 83) je možno vidět jednotku pod samostatným krytem, který je držen čtyřmi šrouby. Dále je zde patrná záslepka drážky v bočnici umístěná pod krytem ložiskového domku. Úlohou obou těchto součástí je dostatečná ochrana ložiska před vniknutím nečistot během provozu stroje.



Obr. 83: Kryt ložiska a záslepka drážky

3.3.5. Řemenový převod

Následující kapitola je věnována detailnímu popisu řemenového převodu a dalších celků, které s tímto tématem souvisí. Řemenový převod je navržen na základě vypočtených parametrů z návrhových výpočtů v začátku teoretické části práce. Převod najdeme na pravé straně stroje, pro jeho přítomnost je přizpůsobena bočnice. Hnací řemenice je poháněna hřídelí a kardanem z kuželové vstupní převodovky. Její průměr je 224 mm podle tabulky výrobce. Hnaná řemenice o průměru 200 mm je nasazena na hřídeli rotoru a je opírána o opěrný kroužek ložiskového domku. Přenos kroutícího momentu na obou řemenicích je zajištěn těsnými pery, axiální zajištění řemenic je realizováno pomocí pojistných desek se šrouby. Přenos výkonu z hnané na hnací řemenici zajišťují 3 klínové řemeny SPB 1800 dle DIN 7753. Náhled popisovaného řemenového převodu je patrný na následujícím obrázku (Obr. 84). Osa hnané řemenice je pevná, napínání a nasazování řemenů je zajištěno svislým posuvem hřídelového domku, který tvoří horní osu.

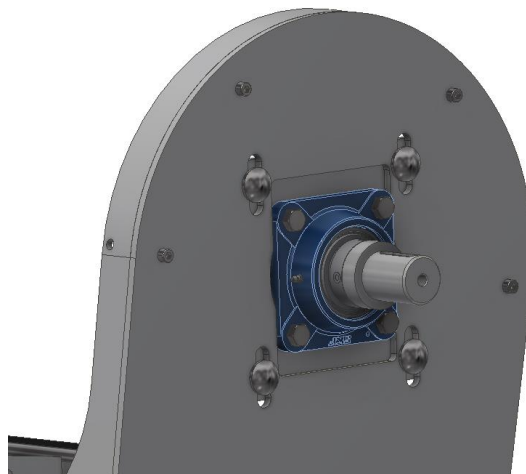


Obr. 84: Základní náhled na řemenový převod

Na následujícím obrázku (Obr. 85) je ukázán způsob uložení hřídelového domku na bočnici stroje. Jelikož pro správnou funkci řemenového převodu je důležité jeho předpětí, bylo nutné osu hnací řemenice zkonstruovat jako svisle posuvnou. Dalším důvodem pro volbu posuvné osy je nutnost přiblížení řemenic při nasazování řemenů. Na základě těchto požadavků byl hřídelový domek s ložisky navržen jako samostatný celek. Dále je pro montáž domku přizpůsobena bočnice stroje, jak je patrné na následujících obrázcích (Obr. 85 a Obr. 86). Jsou zde zřejmé čtyři drážky, ve kterých je domek uchycen vratovými šrouby. Vratové šrouby jsou voleny pro zjednodušení obsluhy, aby při povolování a utahování matic, držících domek v požadované poloze, nedocházelo k protáčení hlavy šroubu. Pro samotný posuv osy je tedy zapotřebí povelání čtyř matic, které můžeme vidět na Obr. 85, a utažení napínacího šroubu. Po dosažení správného předpětí řemenů se matice opět dotáhnou, čímž dojde k pevnému zajištění domku v dané poloze. Rozsah posuvu domku je 50 mm.

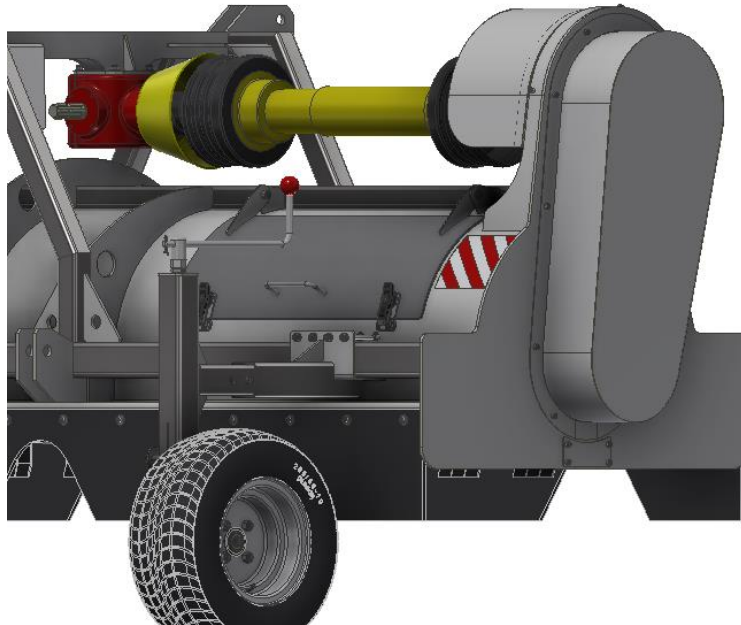


Obr. 85: Uložení hřídelového domku a napínací šroub



Obr. 86: Uložení hřídelového domku

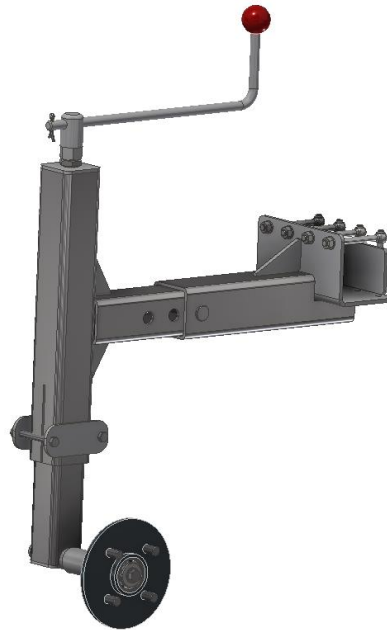
Z důvodu bezpečnosti je celý řemenový převod uzavřen vlastním krytem. Provedení a umístění bezpečnostního krytu je zřejmé z níže uvedeného obrázku (Obr. 87). Tento kryt zároveň chrání ložiskový domek před vnikáním nečistot během provozu. Mimo jiné je zde patrná i záslepka montážní drážky pro rotor. Záslepka slouží primárně pro uzavření prostoru kolem ložiska, a tím také k zabránění vnikání nečistot. Její druhou funkcí je vyztužení bočnice v oblasti drážky.



Obr. 87: Kryt řemenů

3.3.6. Závěs kola

Posledním z navrhovaných konstrukčních celků jsou závěsy pojezdových kol. Jejich úlohou je nést část hmotnosti stroje, díky čemuž je sníženo zatížení traktoru a tříbodového závěsu. Dalším přínosem použití opěrných kol je zvýšení stability jak samotného stroje, tak i celé sestavy stroje s traktorem. Kompletní sestavu pravého závěsu (bez kola) můžeme vidět na obrázku níže (Obr. 88). Z náhledu je patrné, že se jedná o svařenec převážně z ocelových normalizovaných jeleků a ohýbaných vypalovaných plechů. Výška osy kola je plynule stavitelná, což značí přítomnost páky. Převod rotace páky na svislý posuv kola je řešen pomocí závitové tyče ve funkci pohybového šroubu. Závěs se montuje na stroj na podélný jelek pomocí svěrné desky, jejíž přítlak zajišťuje čtveřice šroubů s okem.



Obr. 88: Sestava závěsu kola

Detail vnitřního uspořádání pohybového šroubu je vidět na následujícím obrázku (Obr. 89). Svisle pohyblivý je zde vnitřní jekl, který je na svém konci opatřen navařenou dlouhou šestihrannou maticí. Na vrchu pevného vnějšího jeklu je poté přes redukční pouzdro připojena závitová tyč na otočnou páku. Otáčením páky dochází k zašroubování, resp. vyšroubování tyče ze šestihranné matice, a tím i k posuvu vnitřního jeklu. Po nastavení požadované výšky se utáhnou dva šrouby na svěrné desky, čímž dojde k sevření vnitřního jeklu. Vnější je totiž opatřen svislou drážkou, jak je patrné z Obr. 89.



Obr. 89: Řez závěsem kola

3.3.7. Volba kardanu

Poslední volbou při konstrukčním návrhu bylo vybrání vhodné kloubové hřídele – kardanu, který spojuje výstup z převodovky s hřídelí horní osy a hnanou řemenicí. Z důvodu navržení hnacích celků stroje na vstupní výkon 20 kW je zapotřebí, aby tato hladina nebyla překročena, případně jen minimálně a po krátkou dobu. Použití kloubové hřídele na horní ose je nutné také z důvodu jejího posuvu při napínání, resp. nasazování řemenů. Při napínání totiž osa výstupní hřídele není kolineární s osou hřídelového domku.



Obr. 90: Kardan s přetěžovací spojkou [69]

Pro tuto aplikaci volím kardan s přetěžovací spojkou, který je ukázán na Obr. 90 s následujícími parametry. Jedná se o katalogovou hřídel, která svými parametry (viz Tab. 10) nejvíce vyhovuje požadavkům.

Kategorie	2
Výkon při 540 rpm	15
Výkon při 1000 rpm	23
Výkon při 540 rpm - HP	21
Výkon při 1000 rpm - HP	31

Tab. 10: Parametry zvoleného kardanu [70]

Při volbě hřídele uvažuji otáčky $1000 \cdot \text{min}^{-1}$ a přenášený výkon 20 kW. Tato konkrétní hřídel je při daných otáčkách určena pro maximální výkon 23 kW. Tento výkon pro stroj není z dlouhodobého hlediska problematický, jelikož maximální možný přenášený výkon převodovkou výrobce stanovuje na 28 kW a řemenový převod je napočítán s dostatečnou výkonovou kapacitou, resp. vyhovujícím součinitelem bezpečnosti.

3.4. Kontrolní výpočty

Kapitola o kontrolních výpočtech je věnována pevnostním kontrolám vybraných součástí nebo dílčích celků navrženého drtiče. Jelikož se jedná o poměrně složitě zařízení s obtížným stanovením přesného zatížení vybraných součástí, jsou výpočty provedeny pouze na součástech, kde je možné zatížení výpočtem stanovit.

Pro následující výpočty uvažují výkon na vstupu do převodovky 23 kW a otáčky 1000·min⁻¹. Volba těchto parametrů vychází z diskuze o volbě kardanu s přetěžovací spojkou. Na základě znalosti těchto dvou základních veličin mohou stanovit vstupní kroutící moment z rovnice (34) pro mechanický výkon.

$$P = M \cdot \omega \rightarrow M = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}} = \frac{23\,000}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,000}{60}} = 219,63 \text{ Nm} \quad (34)$$

3.4.1. Převodovka

Nyní je zapotřebí ověřit srovnáním s tabulkou od výrobce, zdali vypočtený kroutící moment na vstupu nepřekračuje maximální možný udávaný výrobcem. Pro zvolenou převodovku S2050 jsou dány následující parametry:

Úhlová převodovka S2050

Použití

- zametací stroje
- mulčovače
- sběráky
- různé použití v zemědělské a lesní technice

Popis

- sedlá litina
- tvrzené, kalené, kuželové ozubení
- limitní počet otáček: n = 3 000 1/min
- hmotnost: cca 20 kg (bez oleje)
- plnicí množství oleje: cca 0,95l
- druh oleje: SAE90EP
- dodání bez oleje
- dodatečné provedení: prodloužení na vyžádání

Údržba

1. výměna oleje po 50 pracovních hodinách, poté v intervalu 500-800 hodin, případně 1x ročně

Číslo zboží	Překlad	n1 (1/min.)	n2 (1/min.)	Výkon max. (PS/KW)	Točivý moment (Nm)	Množ.
41SS2050100G111	1:1	540	540	540 1/min.: 66 / 49 1000 1/min.: 102 / 75	540 1/min: n1 = 859, n2 = 859 1 000 1/min: n1 = 717, n2 = 717	1
41SS2050146G111	1,46:1	540	370	540 1/min.: 38 / 28 1000 1/min.: 58 / 43	540 1/min: n1 = 494, n2 = 722 1 000 1/min: n1 = 408, n2 = 595	1
41SS2050191G111	1,91:1	540	283	540 1/min.: 25 / 18 1000 1/min.: 38 / 28	540 1/min: n1 = 325, n2 = 621 1 000 1/min: n1 = 267, n2 = 510	1
41SS2050256G111	2,56:1	540	211	540 1/min.: 14 / 10 1000 1/min.: 22 / 16	540 1/min: n1 = 182, n2 = 466 1 000 1/min: n1 = 155, n2 = 396	1
41SS2050068G111	1:1,46	540	788	540 1/min.: 50 / 37 1000 1/min.: 77 / 57	540 1/min: n1 = 651, n2 = 446 1 000 1/min: n1 = 541, n2 = 371	1
41SS2050053G111	1:1,91	540	1031	540 1/min.: 40 / 29 1000 1/min.: 62 / 46	540 1/min: n1 = 520, n2 = 272 1 000 1/min: n1 = 436, n2 = 228	1

Tab. 11: Parametry zvolené převodovky [67]

Z tabulky (Tab. 11) je patrné, že maximální kroutící moment na vstupu pro variantu otáček 1000·min⁻¹ výrobce udává 510 Nm. Srovnáním s vypočteným kroutícím momentem je dokázáno, že zvolená převodovka vyhovuje kontrole.

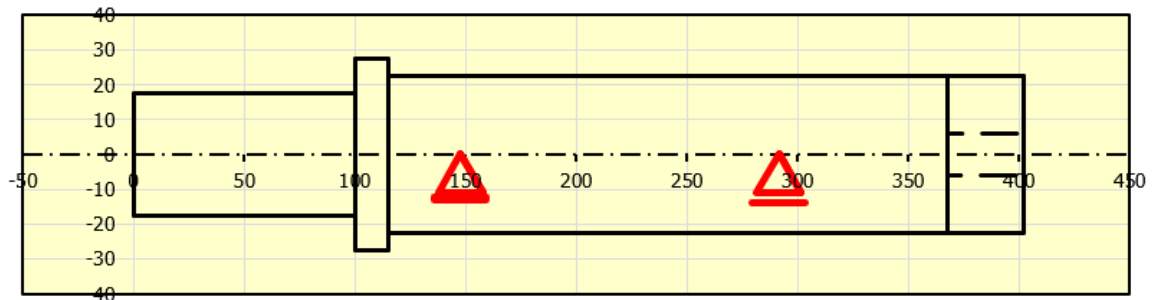
3.4.2. Hřídel

Další kontrolovaná součást hnacího řetězce je hřídel horní osy, která je spojovacím členem mezi kardanem a řemenovým převodem. Jelikož je hřídel zatěžována kombinací krutu a přídavného ohybu, který zatěžuje hřídel vlivem přenosu výkonu řemeny a v důsledku jejich napínání. Mimo jiné hřídel obsahuje řadu normalizovaných prvků, jako je např. rovnoboké drážkování na vstupní straně, zápichy, drážku pro pero a odstupňované průměry jednotlivých částí; proto je její pevnostní kontrola analytickými výpočty poměrně obtížná a zjednodušený výpočtový model by nemusel plně odpovídat reálnému stavu. Z tohoto důvodu je kontrola provedena ve výpočtovém software MITcalc. Na následujícím obrázku (Obr. 91) je vidět sestrojený výpočtový model přímo z výpočtového programu.

Jako vstupní parametry pro kontrolu poslouží otáčky a kroutící moment. Obě tyto veličiny přepočteme (35) (36) ze vstupních díky znalosti převodového poměru převodovky.

$$n_{hř} = \frac{n_{výv.hř.}}{i_{př}} = \frac{1\,000}{0,524} = 1\,908,39 \cdot \text{min}^{-1} \quad (35)$$

$$M_{khř} = M \cdot i_{př} = 219,63 \cdot 0,524 = 115,08 \text{ Nm} \quad (36)$$



Obr. 91: Výpočtový model hřídele

Při tvorbě výpočtového modelu jsou dále uvažovány všechny normalizované prvky na hřídeli, které jsou brány jako koncentrátoři napětí. Jde o rovnoboké drážkování, zápichy a drážku pro pero. Náhled (Obr. 92) s příslušnými výpočtovými koeficienty je patrný níže.

3.0 Vrub a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (S_u, R_m) 595,0 [MPa]

3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q) 0,45

3.3 **A. Průchozí díra**

X[mm]	d[mm]	β_c	β_b	β_t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.4 **B. Zápich**

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β_c	β_b	β_t
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

3.5 **C. Obecný vrub**

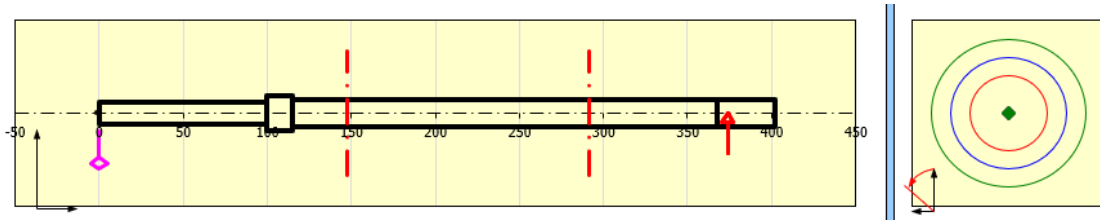
X[mm]	b[mm]	β_c	β_b	β_t	
0,00	77,00	2,25	2,25	1,45	Rovnoboké drážkování
346,00	50,00	1,64	1,64	1,37	Drážka pro pero (čepová fréza)
		1,00	1,00	1,00	Vlastní hodnoty
		1,00	1,00	1,00	Vlastní hodnoty
		1,00	1,00	1,00	Vlastní hodnoty

3.6 **D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_c	4,92	4,80	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_b	4,20	4,25	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_t	2,68	2,63	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Obr. 92: Vrub a zápichy na hřídeli

V dalším kroku je definováno zatížení hřídele (viz Obr. 93). Již při zadávání vstupních parametrů je uvažován přenášený výkon 23 kW a otáčky $1\,908,39 \cdot \text{min}^{-1}$, což představuje kroutící moment 115,08 Nm. Příkladným zatížením, definovaným níže v náhledu, je tah v řemenecích 893,655 N a napínací síla řemenů 2 080,479 N. Kroutící moment zde představuje růžová šipka, zátěžné síly jsou poté definovány červenou.



Obr. 93: Model hřídele s definovaným zatížením

Aby se výpočtový model co nejvíce blížil reálnému problému, je při návrhu uvažován i vliv rotující hmoty na konci hřídele, představující hnací řemenici. Přesné definování rotující hmoty je patrné v náhledu níže (Obr. 94).

5.0 Rotující hmoty

5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)

5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu? Ano

5.3

	X	D	d	b	R_o	m
	[mm]				[kg/m ³]	[kg]
M1	346,60	0,00	0,00	63,00	7800,0	10,87
M2	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00

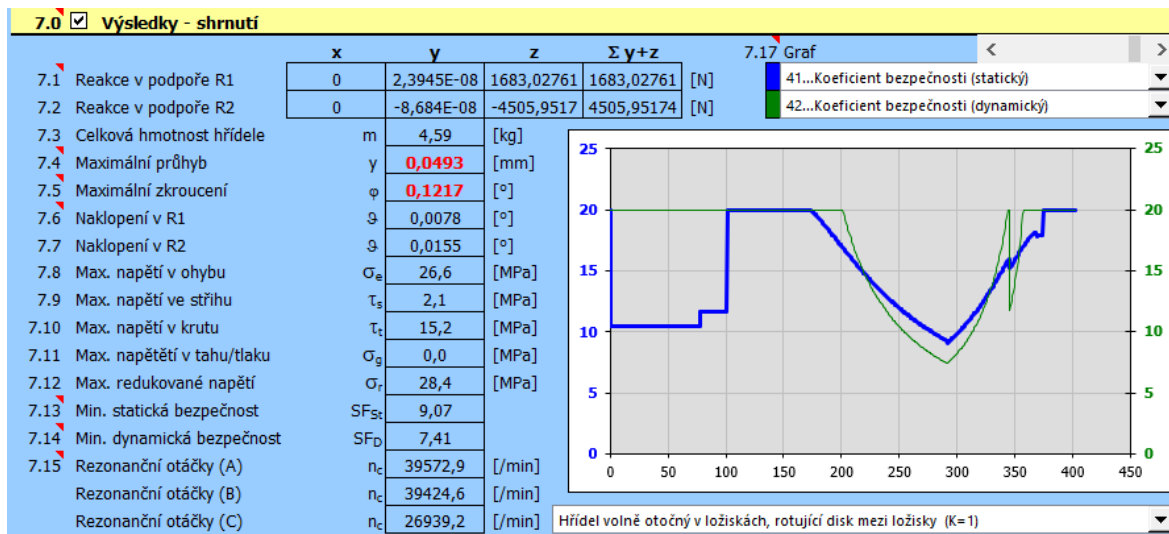
Obr. 94: Definování rotujících hmot

Při návrhu uvažuji statické zatížení vstupním kroutícím momentem a symetricky střídavý ohyb na výstupu od zatížení řemeny. Přiřazení jednotlivých součinitelů ukazuje náhled níže (Obr. 95).

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Materiál a způsob namáhání			
6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)			
B...Zušlechtněná a legovaná ocel (500 - 1400)		1130	[MPa]
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	595	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
6.3 Mez kluzu v tahu	Sy/Re	387	[MPa]
6.4 Mez kluzu v ohybu	Syb/Reb	464	[MPa]
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	271	[MPa]
6.6 Pro střídavé zatížení			
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_C	214	[MPa]
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{eC}	286	[MPa]
6.9 Mez únavy - krut	τ_C	179	[MPa]
6.10 Pro mříjivé zatížení			
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hC}	321	[MPa]
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehC}	428	[MPa]
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hC}	250	[MPa]
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m ³]
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]
6.17 Zatížení vlastní vahou		Ano	
6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti		20	
6.19 Součinitel namáhání	α_0	0,70	<input checked="" type="checkbox"/>
6.20 Součinitel max. zatížení			
6.21 Ohyb		1,70	
6.22 Posouvající síla		1,70	
6.23 Krut		1,70	
6.24 Tah/Tlak		1,70	
6.25 Zatěžovací podmínky			
6.26 Zatížení ohybovým momentem		C...Střídavé	
6.27 Zatížení posouvající silou		A...Statické	
6.28 Zatížení kroutícím momentem		A...Statické	
6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou		A...Statické	
6.30 Dynamická kontrola			
6.31 Vliv povrchu hřídele		Ano	
6.32 Vliv velikosti hřídele		Ano	
6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)		Ano	

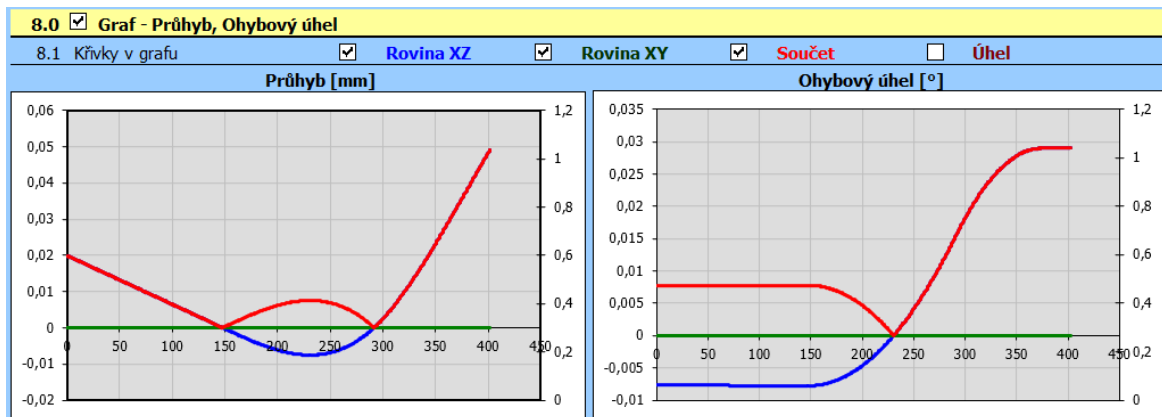
Obr. 95: Definování způsobu namáhání

Výsledkem výpočtu jsou níže ukázané grafické závislosti hledaných veličin po délce hřídele. Grafické výsledky jsou doplněny o následující číselné shrnutí (Obr. 96).



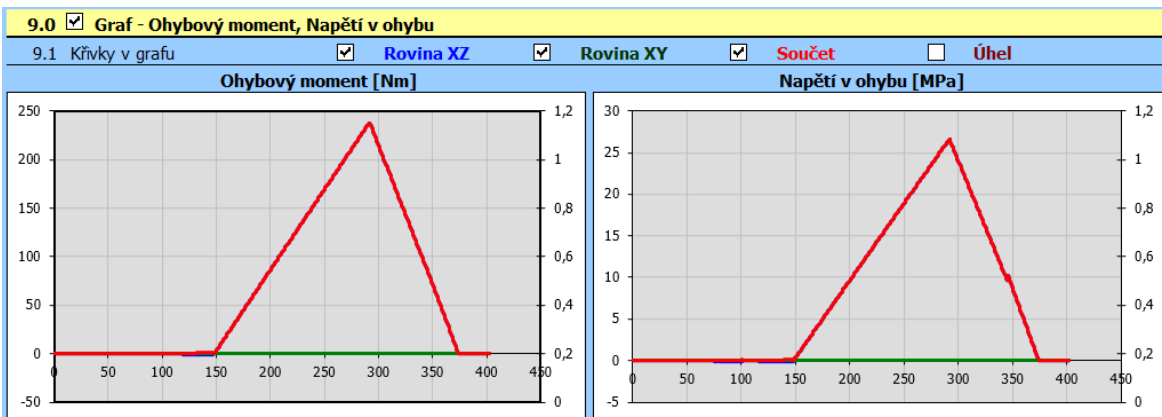
Obr. 96: Souhrn výsledků

První graf (Obr. 97) ukazuje průběh průhybu hřídele (u) ve dvou rovinách a poté jeho součet, který je znázorněn červenou křivkou. Stejně tvrzení platí i pro úhel natočení hřídele (φ), resp. ohybový úhel. Z prvního grafu je patrné, že maximálního ohybu je dosaženo na konci hřídele s hnací řemenicí. Průhyb zde dosahuje 0,0493 mm, což je naprosto zanedbatelná hodnota. Z hlediska přetvoření pod zatížením hřídel vyhovuje.



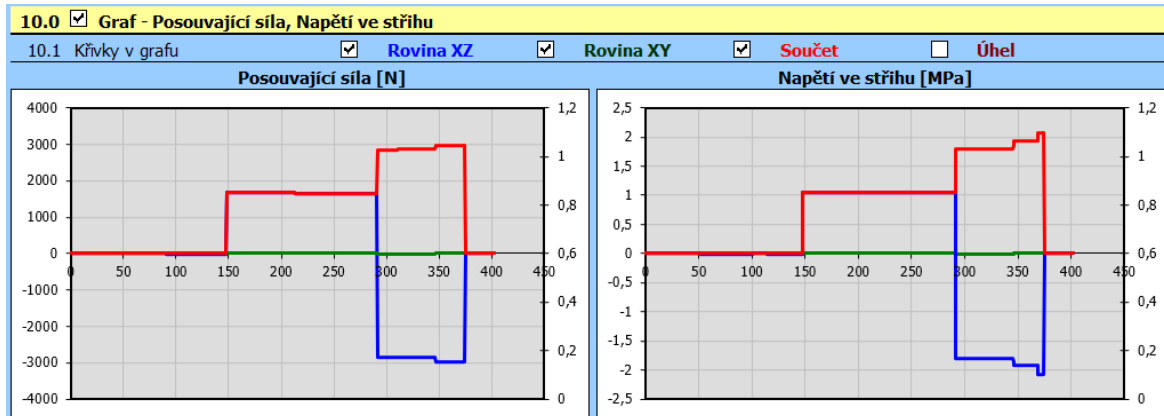
Obr. 97: Průhyb hřídele

Následující grafická závislost (Obr. 98) ukazuje průběh ohybového momentu (M_o) a napětí (σ_o) po délce hřídele. Průběh ohybového momentu je patrný v prvním grafu; červeně je zobrazen součet momentů v obou rovinách. Závislost z roviny XZ splývá se součtem. Stejná situace je i v případě ohybového napětí ve vedlejším grafu. U obou veličin je patrné, že svého maxima dosahují v místě ložiska, které je blíže řemenům. Tato skutečnost odpovídá předpokladu a teorii ohybu. Maximum ohybového momentu je přibližně 235 Nm, napětí jím vyvolané je poté necelých 27 N·mm⁻².



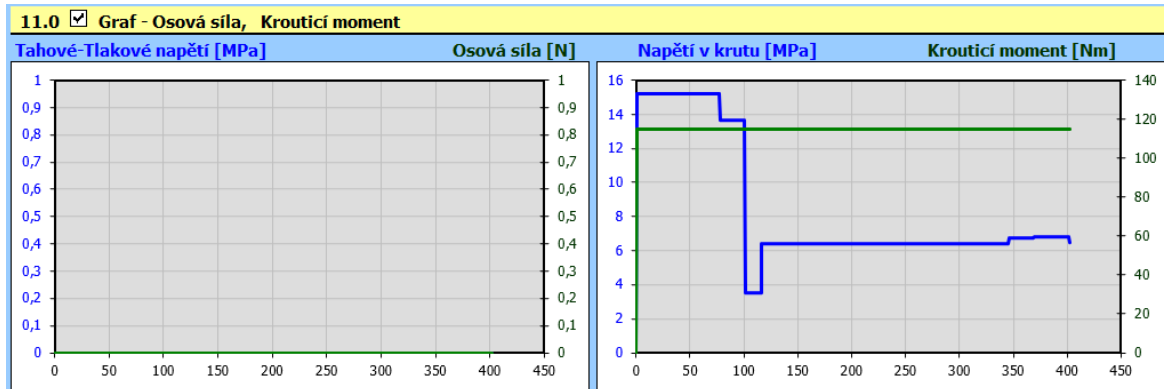
Obr. 98: Ohybový moment a napětí

Další grafická závislost (Obr. 99) znázorňuje průběh posouvající síly (T) a napětí ve stříhu (τ). Pro orientaci v obou grafech zde platí stejné podmínky. Maximum posouvající síly odpovídá součtu napínací síly řemenů a tahu v nich. Na vedlejším grafu lze posoudit napětí ve stříhu, které je v tomto případě spíše zanedbatelné.



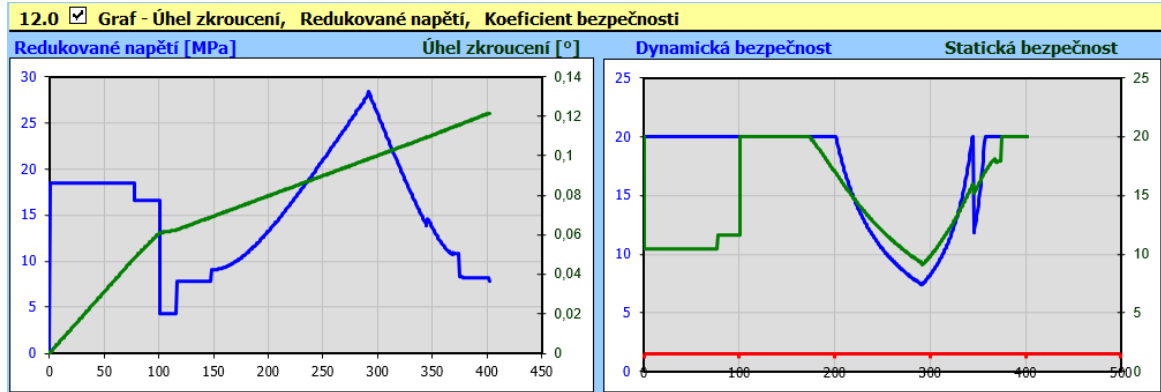
Obr. 99: Posouvající síla a napětí ve stříhu

Předposlední zkoumanou závislostí (Obr. 100) je průběh tahového, resp. tlakového napětí (σ) a napětí v krutu (smykové napětí) (τ) po délce hřídele. V prvním případě je patrná nula po celé délce, jelikož hřídel není zatěžována osovou silou. Průběh smykového napětí je patrný na vedlejším grafu.



Obr. 100: Tahové a smykové napětí

Výsledkem celé kontrolní analýzy hřídele je průběh redukovaného napětí (σ_{red}), které je součtem napětí uvedených v předchozích závislostech, a celkové bezpečnosti (statické a dynamické) vůči mezi kluzu daného materiálu. Jeho průběh je patrný z Obr. 101. V prvním grafu je patrné maximum redukovaného napětí opět v místě již dříve diskutovaného ložiska. Tato skutečnost také odpovídá teorii o ohybu, resp. kombinaci ohybu s krutem. Hodnota redukovaného napětí nepřesahuje $30 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, a proto hřídel z pevnostního hlediska vyhovuje. Toto tvrzení podtrhují číselné výsledky součinitelů bezpečnosti (viz. Obr. 96). Vedlejší graf ukazuje jejich průběh po délce hřídele.



Obr. 101: Redukované napětí a bezpečnost

3.4.3. Pera

Následující kapitola je věnována pevnostní kontrole těsných per na vstupní a výstupní hřídeli řemenového převodu. Pro každé pero je proveden dvojitý kontrolní výpočet, a to kontrola na stříh a na otláčení. Při kontrole pera na otláčení uvažují dovolený kontaktní tlak $p_D = 80 \text{ MPa}$. V případě kontroly na stříh je dovolené smykové napětí $\tau_D = 60 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Před samotnou kontrolou per je zapotřebí stanovit kroutící momenty na obou hřídelích. Pro hřídel hnací řemenice je již kroutící moment stanoven z předchozí úlohy ($M_{k_{hř}}$). Kroutící moment na hřídeli hnané řemenice, resp. na rotoru drtiče, dopočteme ze znalosti převodového poměru řemenového převodu podle následující rovnice (37).

$$M_{rot} = M_{k_{hř}} \cdot i_{řem} = 115,8 \cdot 0,893 = 102,7 \text{ Nm} \quad (37)$$

Jelikož se jedná o poměrně malý přenášený moment vzhledem k průměrům hřídelí, není zde uvažován vliv účinnosti převodů. Při jejím uvažování by výsledný moment byl nepatrně nižší. Tento přístup se přiklání více na stranu bezpečnosti.

3.4.3.1. Kontrola pera hnací řemenice

Pevnostní kontrola je provedena pro pero hnací řemenice o rozměru 14x6x50 mm dle ISO 2491. Nejprve je provedena kontrola na otláčení (38).

$$p = \frac{4 \cdot M_{k_{hř}}}{d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 115,8 \cdot 10^3}{45 \cdot 6 \cdot 36} = 47,7 \text{ MPa} < p_D \quad (38)$$

Výpočtem bylo ověřeno, že navržené pero vyhovuje podmínce na otláčení.

V následujícím výpočtu je provedena kontrola pera na stříh (39).

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{k_{hř}}}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 115,8 \cdot 10^3}{45 \cdot 14 \cdot 36} = 10,21 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} < \tau_D \quad (39)$$

Výpočtem bylo ověřeno, že navržené pero vyhovuje podmínce na stříh.

3.4.3.2. Kontrola pera hnané řemenice

Ve druhém kroku je provedena pevnostní kontrola pera hnané řemenice. Rozměry kontrolovaného pera jsou 16x7x50 mm. Postup výpočtu je identický s předchozí variantou, první je provedena kontrola na otláčení (40).

$$p = \frac{4 \cdot M_{rot}}{d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 102,7 \cdot 10^3}{55 \cdot 7 \cdot 34} = 31,4 \text{ MPa} < p_D \quad (40)$$

Výpočtem bylo ověřeno, že navržené pero vyhovuje podmínce na otláčení.

V následujícím výpočtu je provedena kontrola pera na stříh (41).

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{rot}}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 102,7 \cdot 10^3}{55 \cdot 16 \cdot 34} = 6,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_D \quad (41)$$

Výpočtem bylo ověřeno, že navržené pero vyhovuje podmínce na stříh.

3.5. MKP analýza

Následující kapitola se zabývá analýzou navrženého drtiče pomocí metody konečných prvků. Jelikož drtič, resp. součásti jeho pohonného mechanismu, obsahují značné množství rotačních hmot, lze očekávat přítomnost vibrací nebo přesněji kmitání. Na základě této úvahy bude model podroben modální analýze, jejíž cílem je nalezení tzv. spektra modálních frekvencí.

Modální frekvence, jiným označení také vlastní frekvence, je taková frekvence, při níž dosáhne analyzovaný model kmitání vlastními tvary kmitu. V praxi toto znamená, že pro danou soustavu existuje spektrum vlastních frekvencí. Pokud budící frekvence (v případě drtiče např. frekvence otáčení rotoru) bude velmi blízká či přímo shodná s danou vlastní frekvencí, dojde tím k vybuzení vlastních kmitů a jednotlivé výchylky porostou teoreticky do nekonečna, čímž dochází k destrukci stroje. Tento jev bývá také označován jako rezonance.

Na základě této úvahy je provedena modální analýza samotného zjednodušeného rotoru drtiče a poté zjednodušeného výpočtového modelu celého drtiče. Analýza je provedena ve výpočtovém modulu „Modální analýza“ v aplikaci Autodesk Inventor.

Před začátkem analýzy je zapotřebí stanovit jednotlivé budící frekvence, které mohou být potenciálně nebezpečnými. Jedná se o následující:

- Frekvence otáčení vstupní kloubové hřídele, resp. vstupní hřídele převodovky. Jedná se o nejméně nebezpečnou frekvenci, jelikož při ní dochází k rotaci drobných hmot. Její výpočet provedeme z následujících vztahů pro otáčky (42) (43), úhlovou rychlost (43) a frekvenci (44) (45).

$$n_{bud_1} = n_{výv.hř.} = 1\,000 \cdot \text{min}^{-1} \quad (42)$$

$$\omega_{bud_1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{bud_1}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 104,719 \cdot \text{s}^{-1} \quad (43)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \rightarrow f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (44)$$

$$f_{bud_1} = \frac{\omega_{bud_1}}{2 \cdot \pi} = \frac{104,719}{2 \cdot \pi} = 16,667 \text{ Hz} \quad (45)$$

- Druhou potenciálně nebezpečnou budící frekvencí je frekvence otáčení kloubové hřídele, hřídele v ložiskových domcích horní osy a hnací řemenice. K frekvenci otáčení těchto prvků je zapotřebí nahlížet již s vyšším důrazem, protože se v celku jedná o značně větší rotující hmotu, oproti předchozímu případu. Výpočet frekvence (45) (46) (47) je zde proveden identickým způsobem.

$$n_{bud_2} = n_{hř} = 1\,908,39 \cdot \text{min}^{-1} \quad (45)$$

$$\omega_{bud_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{bud_2}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,908,39}{60} = 199,846 \cdot \text{s}^{-1} \quad (46)$$

$$f_{bud_2} = \frac{\omega_{bud_2}}{2 \cdot \pi} = \frac{199,846}{2 \cdot \pi} = 31,806 \text{ Hz} \quad (47)$$

- Poslední frekvencí, na kterou je zapotřebí brát největší zřetel, je frekvence otáčení rotoru. Tu již lze označit za vysoce nebezpečnou, jelikož celek rotoru představuje značně velkou rotační hmotu se schopností vybudit vlastní kmity. Jej výpočet (48) (49) (50) je opět totožný s předchozími variantami.

$$n_{bud_3} = n_{rot} = 2\,137,055 \cdot \text{min}^{-1} \quad (48)$$

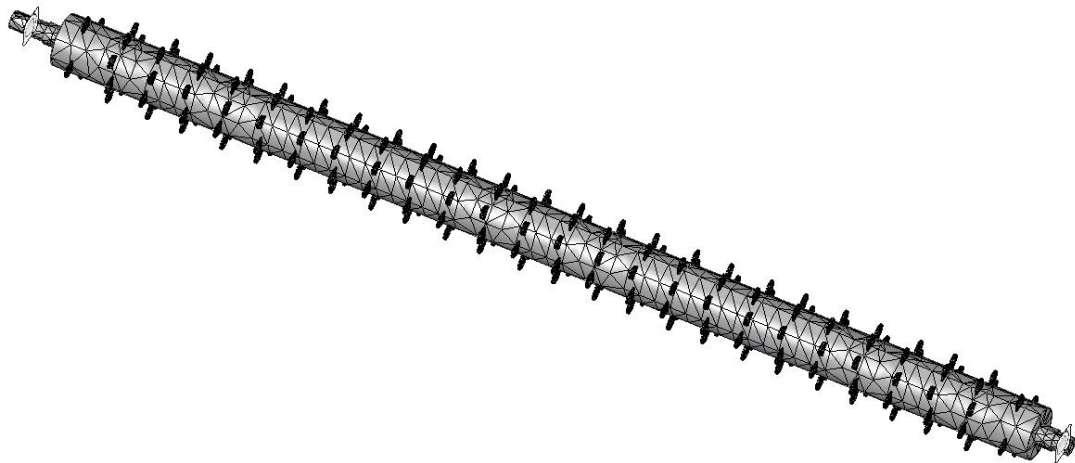
$$\omega_{bud_3} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{bud_3}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2\,137,055}{60} = 223,792 \cdot \text{s}^{-1} \quad (49)$$

$$f_{bud_3} = \frac{\omega_{bud_3}}{2 \cdot \pi} = \frac{223,792}{2 \cdot \pi} = 35,618 \text{ Hz} \quad (50)$$

Předmětem následujících analýz bude tedy nalezení spektra modálních frekvencí a ověření, zdali se některá z nich neblíží potenciálně nebezpečně jedné, či více z vypočtených budících.

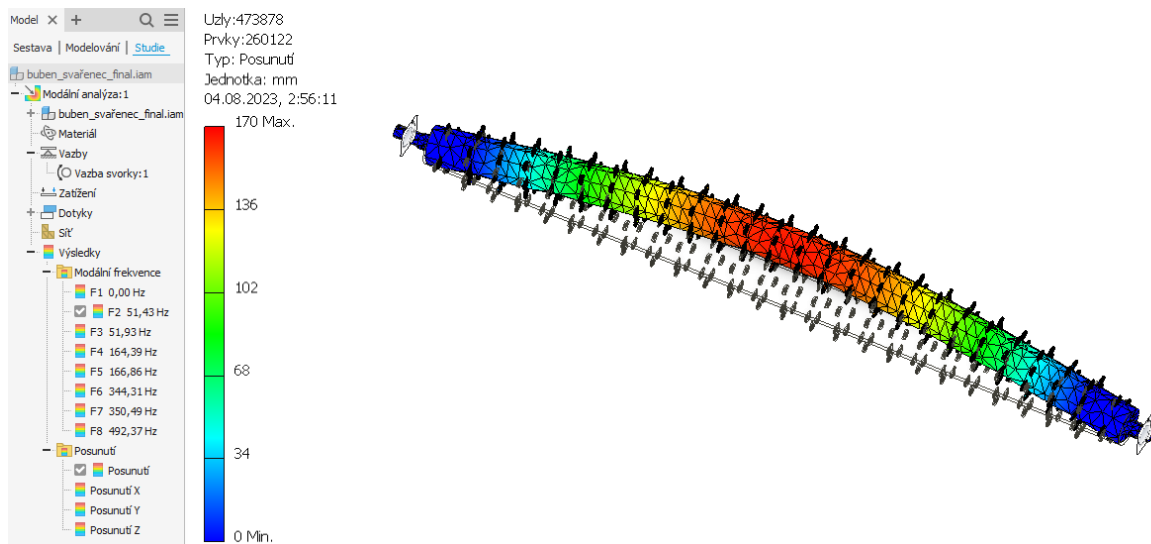
3.5.1. Rotor

V první části modální analýzy je provedena kontrola samotného rotoru. V případě rotoru považujeme za kritickou modální frekvenci pouze tu, která by se blížila frekvenci jeho otáčení. Pro výpočet je použit holý svařenec rotoru, jehož podoba je vidět na následujícím obrázku (Obr. 102). Je zde patrné také síťování modelu a definování okrajových podmínek. Uložení rotoru je provedeno za pomoci vazby umožňující úhlové natočení. Použití této vazby více odpovídá reálnému stavu, jelikož zvolené ložiskové domky taktéž umožňují provozní úhlové výchylky.



Obr. 102: Vysíťovaný svařenec rotoru

Výsledky výpočtu jsou patrné na následujícím obrázku (Obr. 103). Vidíme zde vlastní tvar kmitu při druhé vlastní (modální) frekvenci, která je číselně nejbližší provozní.



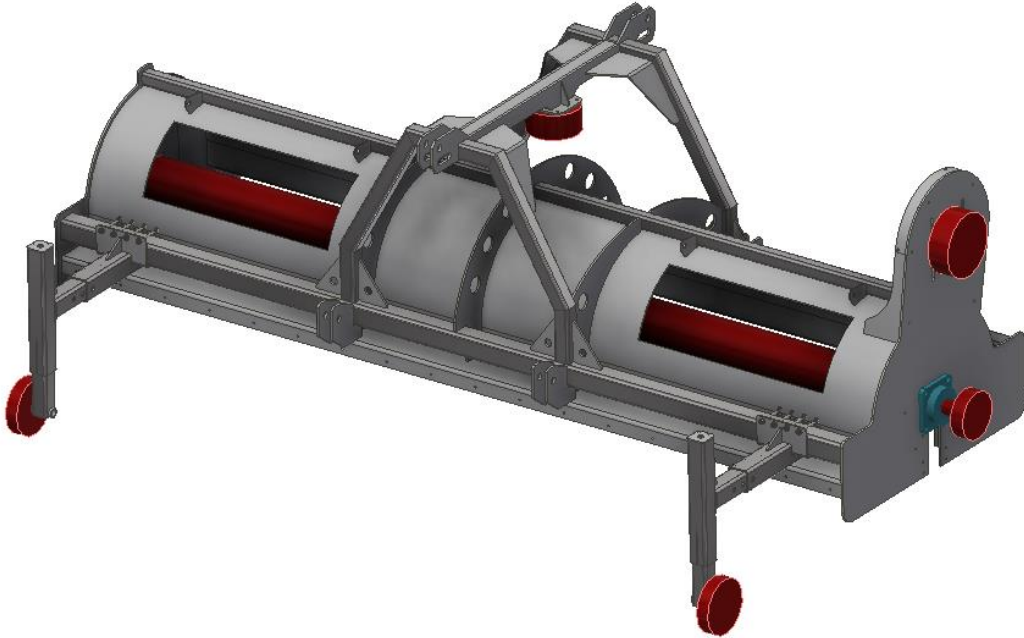
Obr. 103: Druhý vlastní tvar kmitu

Z vypočteného spektra modálních frekvencí je patrné, že nejbližší nebezpečná frekvence 51,43 Hz je natolik vzdálené od f_{bud_3} , že nehrozí její dosažení za provozu stroje. Rotor na základě této analýzy vyhovuje provozním otáčkám.

3.5.2. Celek drtiče

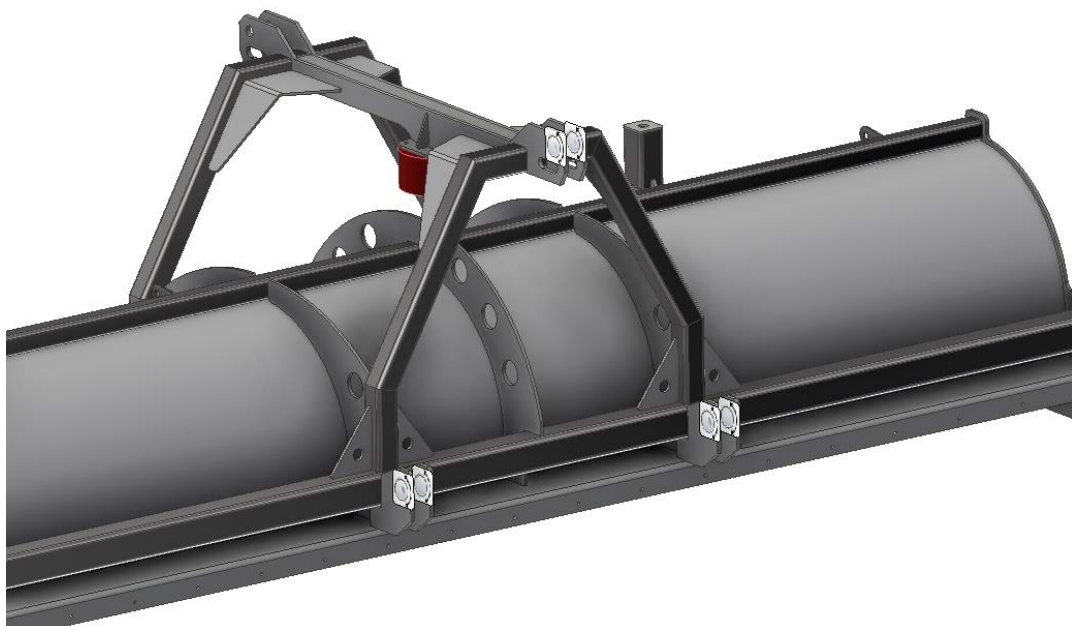
V následující části je modální analýze podroben celek navrženého drtiče. V tomto případě je předmětem analýzy prověření širšího spektra modálních frekvencí, poněvadž na celku stroje je již nutné uvažovat všechny tři zdroje budící frekvence. Aby byl zjednodušen samotný výpočtový proces, byl tomuto požadavku uzpůsoben výpočtový model drtiče. Ten je ukázán na následujícím obrázku (Obr. 104), z něhož je patrné, že došlo k odstranění tvarově složitých hmotných součástí. Jejich náhrada je provedena soustředěnými hmotami v podobě červených kotoučů s jednoduchou geometrií, která zjednoduší následný proces vytváření sítě konečných prvků. Během tvorby modelu došlo k náhradě vstupní

převodovky, hřídelového domku včetně hnací řemenice, hnané řemenice a pojezdových kol. Ke zjednodušení došlo i v případě rotoru, který je taktéž představován soustředěnou hmotou a uložen je v ložiskách (modré). Geometrie a tvar základního rámu zůstaly zachovány.



Obr. 104: Výpočtový model drtiče

Okrajové podmínky, resp. uložení rámu je voleno pomocí vazeb kloubu ve všech třech bodech rámu tříbodového závěsu, konkrétní umístění je patrné z Obr. 105 . Důvodem volby těchto okrajových podmínek je opět snaha přiblížit se co nejvíce reálnému způsobu uložení, resp. připojení stroje. To je v praxi realizováno pomocí upínacích koulí a háků. Díky této kombinaci je zaručeno kloubové spojení umožňující úhlové vychylky při provozu stroje.



Obr. 105: Definování okrajových podmínek

Následujícím krokem je síťování samotného modelu. Vzhled sítě a přítomnost okrajových podmínek jsou ukázány na obrázku níže (Obr. 106).

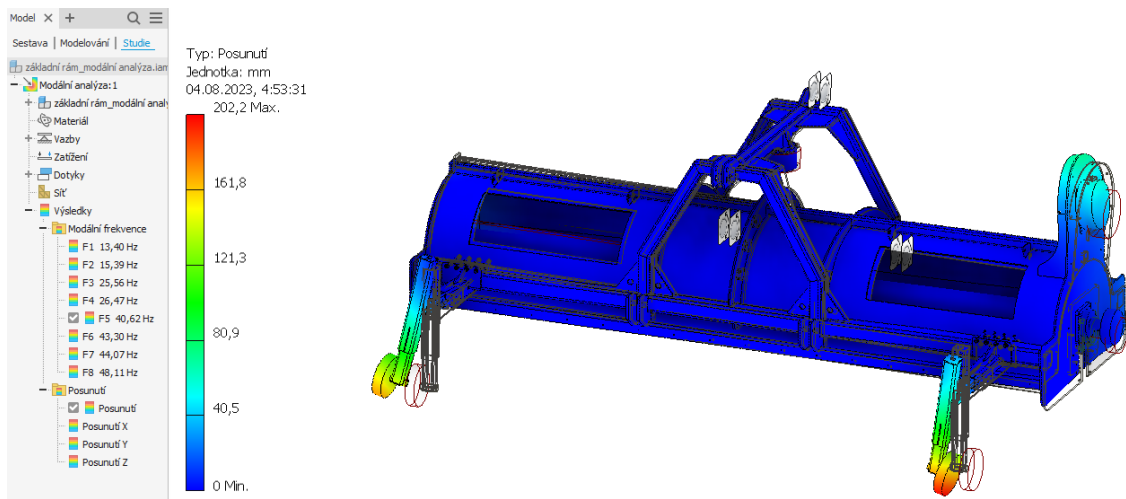


Obr. 106: Vysítovaný model

Výsledek modální analýzy celku drtiče je patrný na následujících obrázcích. Hlavním zkoumaným parametrem zde jsou dvě modální frekvence, které jsou z hlediska svého pořadí ve vypočteném spektru nejbližší frekvenci otáčení rotoru f_{bud_3} . Pro obě tyto modální frekvence jsou na obrázcích znázorněny vlastní tvary kmitu

Na prvním obrázku (Obr. 107) je zobrazen vlastní tvar kmitu při páté modální frekvenci 40,62 Hz. Z výsledků je zřejmé, že k největšímu výkmitu dochází v oblasti soustředěné hmoty reprezentující pojezdové kolo. Oproti reálnému provozu zde není definovaná vazba, která by představovala kontakt kola s terénem. V případě jejího uvažování by došlo k významnému utlumení kmitů v této oblasti. Celek základního rámu je téměř bez výchylky, problematické místo představuje jen oblast hřídelového domku a hnací řemenice.

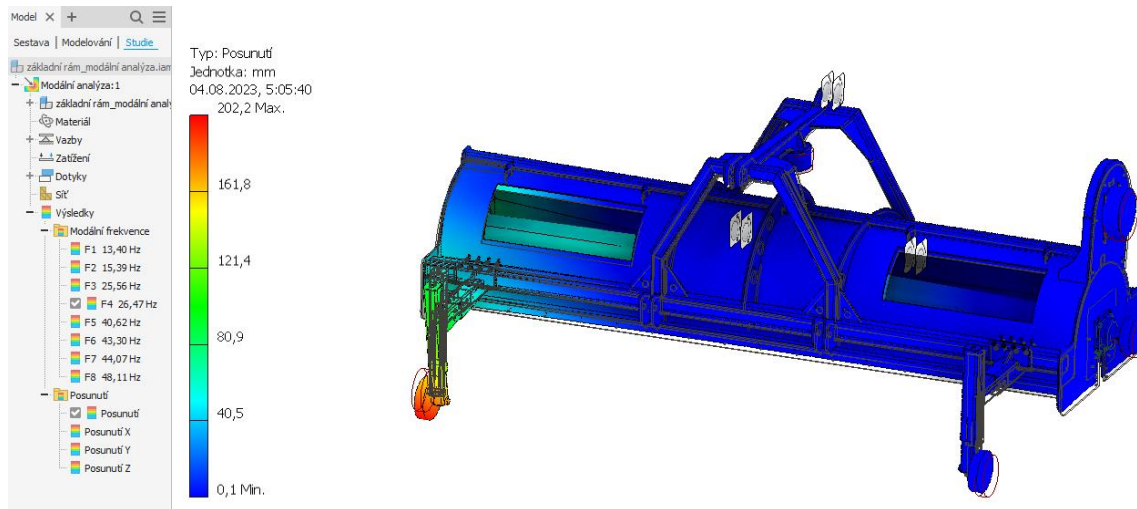
Jelikož je ale tato modální frekvence dostatečně vzdálená od provozní frekvence rotoru (f_{bud_3}), a její dosažení není během provozu možné, není pro provoz drtiče nebezpečná.



Obr. 107: Pátý vlastní tvar kmitu

Druhá nejbližší modální frekvence (čtvrtá ve spektru) je 26,47 Hz. Vlastní tvar kmitu při jejím dosažení je patrný z následujícího obrázku (Obr. 108). Podobně jako v předchozím případě, i zde dochází k největšímu výkmitu v oblasti pojezdového kola, tentokrát jen u levého. Pro výchylku kola a její ztlumení zde platí stejné podmínky jako v předchozím případě. Ostatní části modelu jsou téměř bez výchylek.

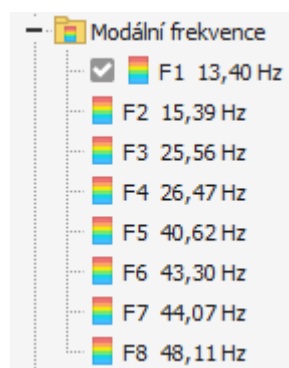
Z provozního hlediska je ale i tato frekvence poměrně nevýznamná, jelikož se neblíží žádné ze tří budících frekvencí vypočtených na začátku této kapitoly. Frekvence otáčení rotoru, jako zdroj buzení potenciálně nejvíce nebezpečný, je v tomto případě vzdálená přibližně dvojnásobně oproti předchozí zmíněné modální frekvenci.



Obr. 108: Čtvrtý vlastní tvar kmitu

Z této analýzy proto vyplývá, že bezpečné pásmo kolem budící frekvence $f_{bud_3} = 35,618$ Hz je dostatečně široké, aby i při mírné změně provozních otáček nedošlo k vybudění vlastních kmitů.

Pro úplnost a znalost celého spektra modálních frekvencí je přiložen obrázek níže (Obr. 109).

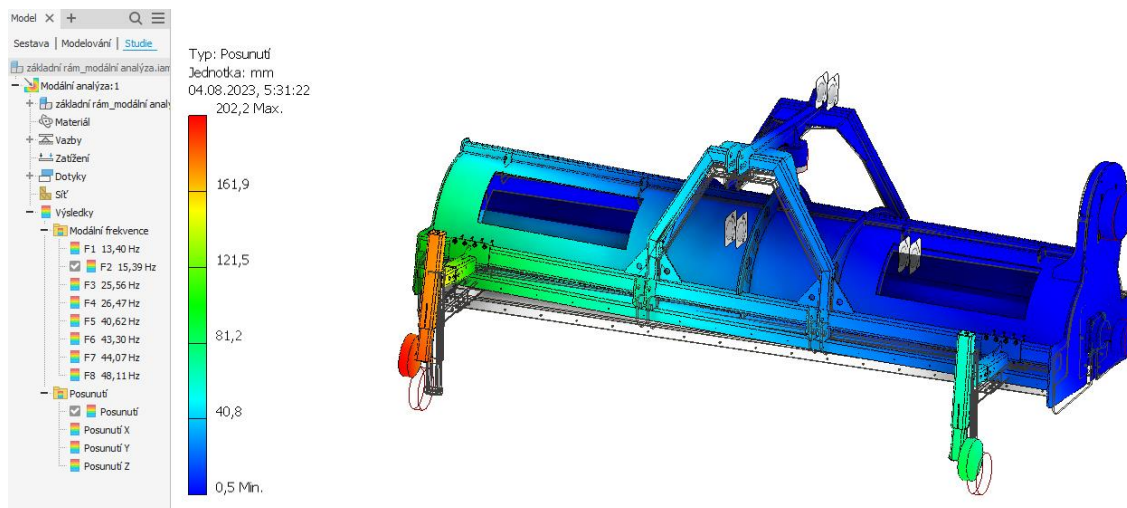


Obr. 109: Vypočtené spektrum modálních frekvencí

Vliv budící frekvence $f_{bud_2} = 31,806$ Hz, dané rotací hmoty na horní ose stroje, lze taktéž zanedbat. Při porovnání s výsledky v obrázku výše je totiž zřejmá její dostatečná vzdálenost od nejbližších modálních frekvencí a široké bezpečné pásmo kolem ní.

Za potenciálně nebezpečnou lze označit budící frekvenci $f_{bud_1} = 16,667$ Hz. Ze všech tří vypočtených budících frekvencí je totiž číselně nejbližší některé ze seznamu modálních frekvencí, konkrétně druhé. Rozdíl zde činí 1,277 Hz, což představuje zhruba 76,5 otáček za minutu.

Následující obrázek (Obr. 110) ukazuje tvar kmitů při dosažení druhé modální frekvence.



Obr. 110: Druhý vlastní tvar kmitu

K poklesu otáček o výše zmíněnou hodnotu během provozu a tím dosažení shodné budící frekvence s druhou modální, může dojít vlivem krátkodobého přetížení rotoru. Jelikož ale touto frekvencí rotuje jen malé množství hmot (vstupní hřídel převodovky; vliv rotující hmoty vstupní kloubové hřídele je poměrně malý), je riziko vybudění vlastních kmitů poměrně malé.

Posunutí této modální frekvence níže, či výše v daném spektru modálních frekvencí a tím vytvoření bezpečného pásma, je možné přidáním, resp. odebráním hmoty v místě největšího výkmitu. Druhým přístupem je změna tuhosti. Je ale nutné brát v potaz, že tyto popsané konstrukční úpravy znamenají změnu všech modálních frekvencí v daném spektru. V krajním případě může dojít k nežádoucímu posunutí více potenciálně nebezpečné modální frekvence.

V závěru vyvstává otázka rozbíhání stroje. Je zřejmé, že stroj musí do doby náběhu na provozní otáčky rotoru projít některými vypočtenými modálními frekvencemi. S touto skutečností z konstrukčního hlediska téměř nelze cokoli dělat, jelikož jednotlivé modální frekvence nelze odstranit, ale jen vhodně posunout v již zmiňovaném spektru. Dále uvažujme, že stroj svých provozních otáček dosáhne v řádu nízkých jednotek sekund. To znamená, že průchod jednotlivými kritickými frekvencemi je natolik rychlý, že nestihne dojít k vybudění vlastních kmitů a vzniku rezonance.

4. Závěr

Předmětem diplomové práce byl konstrukční návrh drtiče bramborové natě. Tento drtič má své nezastupitelné pracovní místo při sklizni brambor, jelikož mechanicky rozruší – rozdrtí nať rostoucí nad řádkem s hlízy. Díky tomu jsou značně zlepšeny podmínky pro pozdější vyorání hlíz a není zvýšeno riziko jejich mechanického poškození, kvůli kterému by docházelo k pozdější degradaci hlíz.

Práce byla rozčleněna do dvou hlavních částí, a to teoretické a praktické. Teoretická část byla věnována rozboru a popisu řešené problematiky. V jejím úvodu lze nalézt krátké shrnutí historického vývoje v oblasti zemědělství a zemědělských strojů. Díky tomu je zřejmý důvod neustálého vývoje a důležitosti zemědělství po celá staletí až do současnosti. V dalším kroku byl proveden rozbor a popis zemědělských plodin s pozdějším zaměřením na lilek brambor. Následně již bylo přistoupeno k rešerši zemědělských strojů a jejich rozdělení, s užším zaměřením na rozbor drtičů bramborové natě. Jim je věnována samostatná kapitola obsahující popisy jednotlivých konstrukčních typů a dílčích mechanických funkčních celků těchto strojů. Vybrané funkční celky, které tvoří pohonný mechanismus strojů, byly blíže rozebrány v dalších kapitolách.

Informace a technické specifikace získané rešeršními činnostmi v teoretické části následně posloužily jako vstupní podklady při konstrukčním návrhu drtiče v praktické části práce. Samotná praktická část byla rozdělena do několika sekcí. V úvodu proběhla volba vstupních parametrů, včetně jejího odůvodnění. Na tu bylo následně navázáno návrhovými výpočty vybraných celků stroje, případně byly voleny nakupované součásti. V další sekci praktické části práce je ukázán již samotný navržený drtič. Jeho popis je rozčleněn do jednotlivých kapitol, kdy každá kapitola představuje samostatný významný konstrukční celek stroje. Jedná se např. o popis základního rámu, sestavy hřídelového domku, detailní popis pracovního orgánu stroje – rotoru, řemenového převodu a dalších prvků. V závěru popisu stroje je diskutována volba pojišťovacího prvku sloužícího proti přetížení stroje.

Následující sekce je věnována kontrolním výpočtům. Jelikož není známo přesné zatížení stroje při provozních podmínkách, jsou zde provedeny kontrolní výpočty pouze na součástech a celcích, pro které lze velikost zatížení odvodit ze vstupních parametrů. Jedná se především o ověření maximálního možného zatížení převodovky, kontrolu hřídele v hřídelovém domku a kontrolu těsných per na horní i spodní ose.

Závěrečným krokem bylo podrobení navrženého modelu modální analýze. Protože drtič obsahuje značné množství rotačních hmot, bylo zapotřebí ověřit, zdali frekvence otáčení některé z nich, tedy budící frekvence, není nebezpečně blízka vlastní (modální) frekvenci stroje. V případě shody budící frekvence s některou ze spektra modálních by mohlo dojít k vybuzení vlastních kmitů, resp. k rezonanci, a tím k možnému poškození stroje. Pro modální analýzu byly vypočteny tři budící frekvence, a to pro rotaci vstupní hřídele převodovky, rotaci hmoty na horní ose stroje a pro rotaci rotoru. Za nejvíce důležitou pro ověření lze považovat frekvenci otáčení rotoru, jelikož sám rotor představuje značně velkou budící hmotu. Výsledkem analýzy bylo zjištění, že frekvence otáčení rotoru

se nachází v dostatečně širokém bezpečném pásmu a není tedy blízká některé z modálních. To samé platí i pro druhou budící frekvenci – rotace hmoty horní osy. I tato frekvence nepředstavuje z hlediska vzdálenosti od nejbližší modální významný provozní problém. Za jedinou potenciálně nebezpečnou lze označit první budící frekvenci, tj. rotaci vstupní hřídele převodovky. Její hodnota $f_{bud_1} = 16,667$ Hz je od nejbližší modální frekvence (druhé, $f_2 = 15,39$ Hz) vzdálena o 1,277 Hz, což odpovídá rozdílu otáček zhruba $76,5 \cdot \text{min}^{-1}$. Jelikož ale touto frekvencí rotuje jen velmi malá hmota (vstupní hřídel převodovky) v porovnání s hmotou stroje, je riziko vybudení vlastních kmitů velmi malé. Dalším faktorem je také její zatlumení např. vlivem otáčení rotoru. Možné posunutí této modální frekvence bylo popsáno v závěru modální analýzy, čímž byla také zároveň navržena možná optimalizace stroje.

Výsledkem práce je navržený drtič bramborové natě, který vyhověl kontrolním výpočtům a popisované analýze. Dalším krokem by mohlo být vyrobení prototypu a jeho další testování při provozních podmínkách a především ověření (změření) požadovaného výkonu na jeho provoz. Na základě toho by byl stroj nadále optimalizován.

Seznam použité literatury

- [1] TAUGER, Mark B. *Agriculture in World History* [online]. 0 vyd. B.m.: Routledge, 2010 [vid. 2023-08-05]. ISBN 978-1-136-94161-0. Dostupné z: doi:10.4324/9780203847480
- [2] R S, Bello. *Agricultural Machinery & Mechanization*. 2012.
- [3] UHLÍŘ, Roman. *Úvod k zemědělským strojům, základní principy zemědělské výroby*. 5. březen 2020
- [4] *zetur_major_hs.jpg (820×615)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.profistroje.cz/storage/photo/eshop/large/zetur_major_hs.jpg
- [5] *rolex1.jpg (1000×667)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://recarprofi.cz/wp-content/uploads/2019/09/rolex1.jpg>
- [6] *img.php (800×600)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://polagro.cz/img.php?foto=aHR0cHM6Ly9hcGxleG1hc3p5bnl3ZWluYXp1cmV3ZWJzaXRlcy5uZXQvYXBpL2ltYWdlP29pZD000TE5>
- [7] *csm__MG_2770_166450_0a95d182a5.png (1000×667)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.moreauvysocina.cz/wp-content/uploads/2022/01/csm__MG_2770_166450_0a95d182a5.png
- [8] *samojizdne-postrikovace-rogator-635-fendt(16).jpg (640×426)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: [https://www.lectura-specs.cz/models/renamed/orig/samojizdne-postrikovace-rogator-635-fendt\(16\).jpg](https://www.lectura-specs.cz/models/renamed/orig/samojizdne-postrikovace-rogator-635-fendt(16).jpg)
- [9] *441089ec455fd0bea4ab1e2f8d13f28e.jpg (1200×799)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.agrocentrumzs.cz/storage/catalog/items/4176/o/441089ec455fd0bea4ab1e2f8d13f28e.jpg>
- [10] Rozdíly mezi nesenými a polonesenými stroji | Mechanizaceweb.cz - odborný web o zemědělské a lesní technice. <https://mechanizaceweb.cz/> [online]. 15. říjen 2018 [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://mechanizaceweb.cz/rozdily-mezi-nesenyimi-a-polonesenyimi-stroji/>
- [11] *_vyr_783_KDL180bv1-compressor.png (800×621)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.agroshopsk.eu/fotky35008/fotos/_vyr_783_KDL180bv1-compressor.png
- [12] *1903-Scotts_new_3-bed_topper_B.jpg (1000×647)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://cn87de.n3cdn1.secureserver.net/wp-content/uploads/2019/03/1903-Scotts_new_3-bed_topper_B.jpg
- [13] *Privesy.aspx (700×455)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.zdt.cz/getattachment/13e4d0ec-ef3d-4c5f-a223-b23f6fdccb8c/Privesy.aspx?width=700>
- [14] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [15] *536894e4-3956-4cc3-8142-728c9a069538.jpg (800×600)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné

- z: <https://cdn.dealerspike.com/imglib/v1/800x600/imglib/Assets/Blog/53/68/536894e4-3956-4cc3-8142-728c9a069538.jpg>
- [16] ISO 730. *Agricultural wheeled tractors — Rear-mounted three-point linkage — Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4*. 2009
- [17] *Vetovarsi-1.jpg (1024x576)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://lhlift.com/lataukset/Vetovarsi-1.jpg>
- [18] *Vetovarsi-2.jpg (1024x576)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://lhlift.com/lataukset/Vetovarsi-2.jpg>
- [19] *tyontotanko1.jpg (1024x576)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://lhlift.com/lataukset/tyontotanko1.jpg>
- [20] *Työntövarsi-a-sarja.jpg (1024x576)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://lhlift.com/lataukset/Ty%C3%B6nt%C3%B6varsi-a-sarja.jpg>
- [21] *Lower_Link_HookCat3_Forged-e1570537901104-645x631.png (645x631)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://lhlift.com/lataukset/Lower_Link_HookCat3_Forged-e1570537901104-645x631.png
- [22] *Työntövarren_koura-e1570538159243-645x466.png (645x466)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://lhlift.com/lataukset/Ty%C3%B6nt%C3%B6varren_koura-e1570538159243-645x466.png
- [23] *Pallo-44.jpg (1024x576)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://lhlift.com/lataukset/Pallo-44.jpg>
- [24] *Pallo-51.jpg (1024x576)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://lhlift.com/lataukset/Pallo-51.jpg>
- [25] *pohled_na_zadni_vyvodovy_hridel_a_tribodovy_zaves.jpg (1000x664)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://bagry.cz/var/ezwebin_site/storage/images/clanky/aktuality/rypadlonakladac_jcb_midi_cx_splni_s_prehledem_i_funkci_maleho_traktoru/pohled_na_zadni_vyvodovy_hridel_a_tribodovy_zaves/189940-1-cze-CZ/pohled_na_zadni_vyvodovy_hridel_a_tribodovy_zaves.jpg
- [26] TICHÁ, Markéta a Petra VYZÍNOVÁ. *Polní plodiny*. B.m.: Veterinární a farmaceutická univerzita. 2006
- [27] JEDLIČKOVÁ, Helena a Ivana HIKLOVÁ. *Polní plodiny - Přednáška č.7*
- [28] *obili.jpg (1034x326)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <http://papu.ssss.cz/w/kp/images/pv/kopie/obili.jpg>
- [29] *801647_1.jpg (800x800)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://eshop.sklizeno.cz/data/images/product/800x800/801/801647_1.jpg?-62167222664
- [30] ČR, ÚZIS. *Brambory*. *NZIP.cz* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.nzip.cz/clanek/993-brambory>

- [31] *Technologie zpracování brambor a výroba škrobu* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://web2.mendelu.cz/af_291_projekty2/vseo/print.php?page=6889&typ=html
- [32] *f56123bc0855172865558907f608fafe.jpg (1600×1600)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.cojeco.cz/images/descript/f56123bc0855172865558907f608fafe.jpg>
- [33] *SMEP 3.1* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://agrobiologie.cz/SMEP3/Okopaniny/okopaniny/php/skripta/objekt797b.html?titul_key=5&obj=1161&no=Img.%2018.6%20-%201
- [34] JŮZL, Miroslav a Petr ELZNER. *Pěstování okopanin*. B.m.: Mendelova univerzita v Brně. 2014
- [35] *18.6 Založení porostu brambor* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://agrobiologie.cz/SMEP3/Okopaniny/okopaniny/php/skripta/kapitola7fbc.html?titul_key=5&idkapitola=54
- [36] *ropa_krautschlaeger_heckanbau_n8x_8615.jpg (1920×1080)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.ropa-maschinenbau.de/site/assets/files/35896/ropa_krautschlaeger_heckanbau_n8x_8615.jpg
- [37] *Drtiče bramborové natě Baselier | Sklizeň | DAGROS, s.r.o.* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.dagros.cz/drtice-nate-baselier>
- [38] *ropa_krautschlaeger_img_0514.jpg (1920×1080)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.ropa-maschinenbau.de/site/assets/files/35937/ropa_krautschlaeger_img_0514.jpg
- [39] *Haulm topper | BASELIER | Producer of cultivators* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://baselier.com/en/haulm-toppers/haulm-topper/>
- [40] *ropa_krautschlager_wartung_d7k_4177.jpg (1920×1080)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.ropa-maschinenbau.de/site/assets/files/35923/ropa_krautschlager_wartung_d7k_4177.jpg
- [41] *Loofklapper-met-zijafvoer-1A.jpg (900×675)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.dagros.cz/data/filecache/ee/@900x0/Loofklapper-met-zijafvoer-1A.jpg>
- [42] *ropa_krautschlaeger_frontanbau_img_9895-1.jpg (1920×1080)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.ropa-maschinenbau.de/site/assets/files/35895/ropa_krautschlaeger_frontanbau_img_9895-1.jpg
- [43] *ropa_krautschlager_werkzeug_produktkompass.jpg (1920×1080)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.ropa-maschinenbau.de/site/assets/files/35923/ropa_krautschlager_werkzeug_produktkompass.jpg
- [44] *uhlova-prevodovka.jpg (600×600)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-uhlova/uhlova-prevodovka.jpg
- [45] *uhlova-prevodovka-.jpg (750×750)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-uhlova/uhlova-prevodovka-.jpg

- [46] *ropa_krautschlager_riemenantrieb_d7k_4137.jpg (1920×1080)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.ropa-maschinenbau.de/site/assets/files/35917/ropa_krautschlager_riemenantrieb_d7k_4137.jpg
- [47] *Adjustable sideshift Mower for tractors, Shredder, Mulcher, reversible or frontal use* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.deleks.de/en/p/659/adjustable-sideshift-mower-for-tractors-shredder-mulcher-buffalo-230>
- [48] *Drtič natě ROPA – NOVÝ PROSPEKT A NOVÉ PŘEDSTAVENÍ VÝROBKU S VIDEI JSOU ONLINE!* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.ropa-maschinenbau.de/cz/novinky/ropa-drti-nat-nov-prospekt-a-nov-pedstaven-vrobku-s-videi-jsou-online/>
- [49] *Baselier_LKB.jpg (990×601)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://standen.co.uk/images/uploads/Baselier_LKB.jpg
- [50] *Drtiče bramborové natě ROPA | Sklizeň brambor | DAGROS, s.r.o.* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.dagros.cz/drtice-bramborove-nate-ropa>
- [51] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1999. ISBN 978-80-01-01934-4.
- [52] *rozvody-768x432.jpg (768×432)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://prahaautoservis.cz/wp-content/uploads/2019/05/rozvody-768x432.jpg>
- [53] HLOŽANKA, Dušan. *Řemenové převody*. B.m.: Střední průmyslová škola Ostrava. 2014
- [54] *PTOS1.jpg (2000×2000)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.maxflow.co.uk/images/product/xl/PTOS1.jpg?t=1659713746>
- [55] *kompletni-kloub-na-trubku-citron-1-3.jpg (550×375)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-komple/kompletni-kloub-na-trubku-citron-1-3.jpg
- [56] *trubka-profil-trojuhelnik-2-10.jpg (700×397)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-trubka/trubka-profil-trojuhelnik-2-10.jpg
- [57] S.R.O, AiVision. *Hřidel jednostranně drážkovaná, 100mm* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/hridel-jednostranne-drazkovana-54396>
- [58] S.R.O, AiVision. *Hřidel jednostranně drážkovaná, 120mm* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/hridel-jednostranne-drazkovana-21097>
- [59] *redukce-1-3-8z6-1-1-8z6-1.jpg (550×411)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-reduk/redukce-1-3-8z6-1-1-8z6-1.jpg
- [60] *vidlice-se-striznym-sroubem-1-2.jpg (550×480)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-vidlic/vidlice-se-striznym-sroubem-1-2.jpg
- [61] *vidlice-s-lamelovou-spojku-1-2.jpg (532×550)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-vidlic/vidlice-s-lamelovou-spojku-1-2.jpg

- [62] S.R.O, Zemědělské potřeby M+S. Třecí lamela spojky Walterscheid K92 91x150x3 pro kloubové hřídele. *Zemědělské potřeby M+S s.r.o.* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/treci-lamela-spojky-walterscheid-k92-91x150x3-pro-kloubove-hridele-p19483/>
- [63] *vidlice-s-pretezovaci-spojku-1-2.jpg (550x413)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-vidlic/vidlice-s-pretezovaci-spojku-1-2.jpg
- [64] *clutch_spojka__cas1_large.jpg (843x520)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.malotraktorysilesia.cz/media/thumbs/clutch_spojka__cas1_large.jpg
- [65] *spojka_cas4_large.jpg (855x508)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.malotraktorysilesia.cz/media/thumbs/spojka_cas4_large.jpg
- [66] *85001522.jpg (800x800)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.granit-parts.eu/media/image/800x800/GP/85001522.jpg>
- [67] GRANIT QUALITY PARTS. *Katalog* [online]. Dostupné z: https://okat.granit-parts.com/index.php?customer=granitparts&shopLanguage=GT&articleNumbers=415S1020100R330&catalogLanguage=cz_CZ&catalogName=Fricke_Katalog_12&sid=&onlinekatpage=475&im=1
- [68] CONTITECH DIVISION OF CONTINENTAL AG. *CONTI V-Belts*. B.m.: ContiTech Antriebssysteme GmbH. 2002
- [69] *kardanova-hridel-s-pretezovaci-spojku-700-mm-15-kw-800-nm-2.jpg (700x398)* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-kardan/kardanova-hridel-s-pretezovaci-spojku-700-mm-15-kw-800-nm-2.jpg
- [70] S.R.O, AiVision. *Kardanová hřídel s přetěžovací spojkou, 700 mm, 15 kW, 800 Nm* [online]. [vid. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/kardanova-hridel-s-pretezovaci-spojku-700-mm-15-kw-800-nm-20949>

Seznam obrázků

Obr. 1: Traktor [4].....	6
Obr. 2: Otočný pluh [5].....	7
Obr. 3: Secí stroj [6].....	7
Obr. 4: Samojízdná řezačka [7].....	7
Obr. 5: Samojízdný postřikovač [8].....	8
Obr. 6: Čelní diskový žací stroj [9].....	8
Obr. 7: Nesený mulčovač [11].....	9
Obr. 8: Polonesený drtič bramborové natě [12].....	9
Obr. 9: Dvounápravový valník [13].....	10
Obr. 10: Tříbodový závěs [15].....	11
Obr. 11: Připojovací rozměry stroje – varianta A [16].....	13
Obr. 12: Připojovací rozměry stroje – varianta B [16].....	13
Obr. 13: Prvky tříbodového závěsu [16].....	14
Obr. 14: Rameno s rychloupínacím hákem [17].....	14
Obr. 15: Rameno s kloubovými oky [18].....	14
Obr. 16: Táhlo s rychloupínacím hákem [19].....	15
Obr. 17: Táhlo s kloubovým okem [20].....	15
Obr. 18: Spodní hák [21].....	15
Obr. 19: Horní hák [22].....	15
Obr. 20: Koule spodních bodů [23].....	16
Obr. 21: Koule třetího bodu [24].....	16
Obr. 22: Zdvihací mechanismus [14].....	16
Obr. 23: Zadní vývodový hřídel [25].....	17
Obr. 24: Vybrané druhy obilnin [28].....	18
Obr. 25: Bramborová hlíza [29].....	19
Obr. 26: Lilek brambor [32].....	20
Obr. 27: Výsadba [33].....	21
Obr. 28: Proces drcení bramborové natě [36].....	23
Obr. 29: Drtič natě s jedním pohonem rotoru [38].....	24
Obr. 30: Drtič natě s dvojím pohonem rotoru [39].....	24
Obr. 31: Naváděcí plechy [40].....	25
Obr. 32: Drtič s bočním výhozem natě [41].....	25
Obr. 33: Rám pro přední i zadní montáž [42].....	26
Obr. 34: Zahnuté nože [43].....	27
Obr. 35: Přímé nože [41].....	27
Obr. 36: Úhlová převodovka s jedním vstupem [44].....	28
Obr. 37: Úhlová převodovka s dvěma vstupy [45].....	28
Obr. 38: Řemenový převod s posuvnou osou [46].....	29
Obr. 39: Řemenový převod s napínákem [47].....	30
Obr. 40: Umístění kardanu [49].....	31
Obr. 41: Druhy řemenových převodů [51].....	33
Obr. 42: Vícenásobný řemenový pohon [52].....	35
Obr. 43: Silové poměry v klínové drážce [51].....	35
Obr. 44: Typy a konstrukce klínových řemenů [53].....	37
Obr. 45: Kloubová hřídel [54].....	38
Obr. 46: Kardanův kloub [55].....	38
Obr. 47: Spojovací trubka s trojúhelníkovým profilem [56].....	39
Obr. 48: Redukční pouzdro [59].....	40
Obr. 49: Vidlice se střížným šroubem [60].....	41
Obr. 50: Zjednodušený výpočtový model střížného šroubu.....	41
Obr. 51: Třecí lamelová spojka [61].....	42
Obr. 52: Výpočtový model třecí lamelové spojky.....	43



Obr. 53: Lamela třecí spojky [62].....	44
Obr. 54: Přetěžovací spojka [63].....	44
Obr. 55: Jedna řada kolíků [64].....	45
Obr. 56: Čtyři řady kolíků [65]	45
Obr. 57: Kuželová převodovka [66]	47
Obr. 58: Výpočtový model řemenového převodu [68].....	49
Obr. 59: Oblasti použití jednotlivých typů řemenů [68]	51
Obr. 60: Pohled na drtič ze zadní strany.....	56
Obr. 61: Pohled na drtič z přední strany.....	56
Obr. 62: Základní rám – zadní pohled.....	57
Obr. 63: Základní rám – přední pohled.....	57
Obr. 64: Kryt rotoru	58
Obr. 65 První typ bočnice	59
Obr. 66 Druhý typ bočnice.....	59
Obr. 67: Rám tříbodového závěsu	60
Obr. 68: Svařenec spojovacího prvku horních bodů.....	60
Obr. 69: Pohled na horní výztužný jekl	61
Obr. 70: Příčná půlkruhová výztuha	61
Obr. 71: Plotna pod ložiskový domek	62
Obr. 72: Obruba bočnice v místě pro ložiskový domek.....	62
Obr. 73: Hřídel horní osy	63
Obr. 74: Hřídelový domek – pohled na vstupní část	64
Obr. 75: Hřídelový domek – pohled na výstupní část.....	65
Obr. 76: Sestava rotoru	65
Obr. 77: Svařenec rotoru	66
Obr. 78: Řez svařencem – hřídel s drážkou	66
Obr. 79: Řez svařencem – opačný konec.....	67
Obr. 80: Nůž rotoru	67
Obr. 81: Uložení rotoru v ložiskovém domku	68
Obr. 82: Plotna pod ložiskovým domkem.....	68
Obr. 83: Kryt ložiska a záslepka drážky.....	69
Obr. 84: Základní náhled na řemenový převod	69
Obr. 85: Uložení hřídelového domku a napínací šroub	70
Obr. 86: Uložení hřídelového domku	70
Obr. 87: Kryt řemenů.....	71
Obr. 88: Sestava závěsu kola	72
Obr. 89: Řez závěsem kola.....	72
Obr. 90: Kardan s přetěžovací spojkou [69].....	73
Obr. 91: Výpočtový model hřídele.....	75
Obr. 92: Vruby a zápichy na hřídeli.....	76
Obr. 93: Model hřídele s definovaným zatížením	76
Obr. 94: Definování rotujících hmot	76
Obr. 95: Definování způsobu namáhání	77
Obr. 96: Souhrn výsledků	77
Obr. 97: Průhyb hřídele	78
Obr. 98: Ohybový moment a napětí.....	78
Obr. 99: Posouvající síla a napětí ve stříhu.....	79
Obr. 100: Tahové a smykové napětí	79
Obr. 101: Redukované napětí a bezpečnost.....	80
Obr. 102: Vysítovaný svařenec rotoru.....	84
Obr. 103: Druhý vlastní tvar kmitu	84
Obr. 104: Výpočtový model drtiče.....	85
Obr. 105: Definování okrajových podmínek.....	85

Obr. 106: Vysíťovaný model	86
Obr. 107: Pátý vlastní tvar kmitu	86
Obr. 108: Čtvrtý vlastní tvar kmitu	87
Obr. 109: Vypočtené spektrum modálních frekvencí	87
Obr. 110: Druhý vlastní tvar kmitu	88

Seznam tabulek

Tab. 1: Rozdělení kategorií podle výkonu motoru [16]	11
Tab. 2: Připojovací rozměry na straně stroje [16]	12
Tab. 3: Parametry zvolené převodovky [67]	48
Tab. 4: Provozní součinitel [68]	50
Tab. 5: Délky řemenů a součinitel délky řemenu [68]	52
Tab. 6: Součinitel úhlu opásání [68]	53
Tab. 7: Jmenovitý výkon řemenu [68]	54
Tab. 8: Součinitel napnutí řemene [68]	55
Tab. 9: Součinitel odstředivé síly [68]	55
Tab. 10: Parametry zvoleného kardanu [70]	73
Tab. 11: Parametry zvolené převodovky [67]	74

Seznam příloh

Příloha 1: DRTIČ_sestava_final.stp – kompletní 3D sestavný model navrženého drtiče ve formátu STEP.