



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh rozdružovače balíků slámy

Design of a straw bale splitter

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Petr PROCHÁZKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Martin Havlíček

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Procházka Jméno: Petr Osobní číslo: 484000
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávací katedra/ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor: bez oboru

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh rozdružovače balíků slámy

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a straw bale splitter

Pokyny pro vypracování:

V závěrečné práci proveďte rešerši koncepčních řešení rozdružovačů balíků slámy a míchacích krmných vozů. Navrhněte vlastní konstrukční řešení rozdružovače slámy, které bude poháněné pomocí hydromotoru. Návrh podložte kontrolními výpočty vybraných konstrukčních uzlů. Práci doplňte o 3D model sestavy a vybranou výkresovou dokumentaci.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02533-0
LEIVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. STROJNICKÉ TABULKY Páté upravené vydání. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2011. ISBN 978-80-7381-081-4.
JANOVSKÝ, Lubomír. Elevator mechanical design: Principles and concepts. Chichester: Ellis, 1987.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Havlíček, ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: 12.04.2021

Termín odevzdání bakalářské práce: 04.06.2021

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Martin Havlíček
podpis vedoucí(ho) práce

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

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh rozdrůžovače balíků slámy“ vypracoval(a) samostatně pod vedením Ing. Martina Havlíčka, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 4. 6. 2021 Petr Procházka

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Martinu Havlíčkovi za komunikaci, trpělivost a vstřícnost při řešení této práce. Zároveň bych chtěl poděkovat své rodině za vstřícnost a podporu v dosavadním studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Petr PROCHÁZKA
Název BP: Návrh rozdružovače balíků slámy
Anglický název: Design of a straw bale splitter
Rok: 2021
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Martin Havlíček

Bibliografické údaje: počet stran 60
počet obrázků 41
počet tabulek 7
počet příloh 1

Klíčová slova: míchací krmný vůz, rozdružovač, balík slámy, siláž
Keywords: mixing feed wagons, straw bale splitter, straw bale, silage

Anotace:

Obsahem této práce je přiblížit problematiku konzervování podestýlky a krmiva pro zemědělská zvířata. Následně poučit o míchacích krmných vozech a rozdružovačích slámy a popsat vybrané konstrukční prvky. V další části je úkolem navrhnout vlastní rozdružovač slámy a doplnit jej o kontrolní výpočty vybraných konstrukčních prvků.

Abstract:

This bachelor thesis' content is to approach the issue of canning litter and feed for farm animals. Then educate about mixing feed wagons and straw bale splitters and the selected structural elements. In the next part, the task is to design own straw bale splitter and complete it with control calculations of selected structural elements.

OBSAH

Seznam zkratk a symbolů	1
Úvod	4
1. Rozdružované materiály	5
1.1. Siláž a senáž.....	5
1.2. Balíky slámy.....	6
2. Důvody a předpoklady použití	7
2.1. Zásady použití.....	7
3. Rozdružovače a míchací krmné vozy	8
3.1. Rozdělení.....	8
3.1.1. Horizontální míchací krmné vozy	9
3.1.2. Vertikální míchací krmné vozy	9
3.1.3. Stacionární krmná zařízení.....	10
3.1.3.1. Žlabové dopravníky	10
3.1.3.2. Nadžlabové dopravníky	10
3.1.3.3. Elektrické krmné vozy.....	11
4. Součásti míchacích krmných vozů	12
4.1. Podvozky a pohony	12
4.2. Čechrače a míchače.....	13
4.3. Nakládání	13
4.3.1. Rotační frézy	14
4.3.2. Odřezávací a přihrnovací štít	15
4.3.3. Drapák jeřábového nakladače	15
4.3.4. Sklápěcí plošiny zadního čela	16
4.4. Vykládání	16
4.5. Vážící zařízení	17
5. Příklady.....	18
5.1. Rozdružovač balíků Kverneland Taarup TA 852	18
5.2. Rozdružovač balíků Primor 2060 H	18
5.3. Fliegl rozdružovač balíků Profi-Combi	19
5.4. MKV STORTI POITNER Greyhound	19
5.5. MKV Strautmann Verti-Mix	20
6. Návrh.....	21
6.1. Zadání	21
6.2. Pohledy a popis částí.....	21
6.3. Návrh rámu	22
6.4. Návrh hydromotoru čechrače a podavače.....	23
6.5. Návrh řetězového převodu čechrače a podavače	25
6.5.1. Výpočet prvního převodu	25
6.5.2. Výpočet druhého převodu	27
6.6. Silová analýza převodu.....	27
6.7. Kontrola čechrače	29
6.7.1. Silová analýza	30

6.7.2.	Pevnostní analýza bubnu	31
6.7.3.	Návrh svaru	32
6.7.4.	Kontrola ložisek.....	33
6.7.5.	Výpočet klínového spoje	33
6.8.	Návrh řetězového podavače.....	33
6.8.1.	Výběr řetězu	34
6.8.2.	Kontrola pevnosti hřídelí	35
6.8.3.	Kontrola pevnosti per	39
6.8.4.	Výpočet klínového spojení.....	39
6.8.1.	Kontrola životnosti ložisek.....	40
6.8.2.	Kontrola pevnosti os	40
6.9.	Kontrola vybraných šroubových spojů	42
6.9.1.	Ukázkový výpočet šroubového spojení u osy podavače	42
6.9.2.	Shrnutí dalších šroubových spojů.....	44
6.10.	Výběr hydromotoru pásového dopravníku	44
7.	Závěr.....	47
	Použitá literatura.....	48
	Seznam obrázků	50
	Seznam tabulek	52
	Seznam příloh.....	53

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličina	Jednotka	Popis
m	kg	Hmotnost balíku
b_{bal}	m	Šířka balíku slámy
ρ_{bal}	m	Objemová hmotnost balíku slámy
G	N	Gravitační síla balíku
g	$m \cdot s^{-2}$	Gravitační zrychlení
P_{γ}	$N \cdot cm^{-1}$	Rozdružovací síla
δ	cm	Šířka čepele
σ_b	$N \cdot cm^{-2}$	Mez kluzu
E	$N \cdot cm^{-2}$	Modul pružnosti v tahu
H	cm	Šířka odřezávané vrstvy
h	[1]	Primární zhutnění
$\mu_{tř}$	[1]	Koeficient tření
ν	[1]	Poissonovo číslo
β	°	Úhel ostří
σ_b	$N \cdot cm^{-2}$	Nejnižší hodnota pro mez kluzu stonku bojínku lučního
F	N	Rozdružovací síla pro 12 čepelí
$M_{řez}$	$N \cdot m$	Řezný moment
$n_{čechr}$	$ot \cdot min^{-1}$	Počet otáček čechrače
$P_{řez}$	W	Řezný výkon
F_{rot}	N	Rotační síla působící na balík
D_p	mm	Roztečný průměr poháněcího řetězového kola podavače
n_{pod}	$ot \cdot min^{-1}$	Počet otáček podavače
ω	s^{-1}	Úhlová rychlost
v_{pod}	$m \cdot s^{-1}$	Obvodovou rychlost podle
P_{pod}	W	Výkon podavače
$\eta_{řet}$	[1]	účinnost řetězového převodu
P_c	W	Celkový příkon
i_{12}	[1]	Převodový poměr mezi hydromotorem a čechračem
i_{34}	[1]	Převodový poměr mezi čechračem a podavačem
Z_i	[1]	Počet zubů řetězového kola
n_i	$ot \cdot min^{-1}$	Počet otáček řetězového kola
P	mm	Rozteč řetězu
q	kg/m	Měrná hmotnost řetězu
P_D	W	Korigovaný výkon
v_{ij}	$m \cdot s^{-1}$	Obvodová rychlost řetězu
p_p	$N \cdot mm^{-2}$	Tlak v kloubu řetězu
S	mm^2	Plocha kloubu řetězu
$F_{přet}$	N	Minimální síla nutná pro přetržení řetězu
k_s	[1]	Statický součinitel bezpečnosti
k_d	[1]	Dynamický součinitel bezpečnosti
Y	[1]	Součinitel rázů
F_{oi}	N	Obvodová síla od výkonu v řetězu



M_{ki}	N·mm	Kroutící moment
M_{k2D}	N·mm	Maximální kroutící moment na hřídeli čechrače
M_{oi}	N·mm	Ohybový moment
α_{ij}	°	Úhel svírající řetězy se zemí
F_{rot}	N	Síla způsobující rotaci balíku
α, β	°	Úhly působících sil od balíku slámy na čechrač a podavač
N_{ξ}	N	Normálová síla působící od balíku na čechrač
N_p	N	Normálová síla působící od balíku na podavač
$M_{\text{řezí}}$	N·m	Řezný moment na jeden nůž
$R_{iA,B,C,D}$	N	Reakce v ložisku
k_{ξ}	[1]	koeficient bezpečnosti čechrače
τ_o	N·mm ⁻²	Napětí ohybové na svar
τ_k	N·mm ⁻²	Smykové napětí od krutu
τ_v	N·mm ⁻²	Redukované napětí na svar
k_k	[1]	Koeficient bezpečnosti
C	N	Dynamická únosnost ložiska.
L_{10}	miliony otáček	Životnost ložiska v otáčkách
L_{10h}	hodiny	Životnost ložiska v hodinách
Q	N	Normálová síla působící na klín
Z	N	Zatlačovací síla pro klín
l_i	mm	Délkové souřadnice
W_o	mm ³	Průřezový modul v ohybu
W_k	mm ³	Průřezový modul v krutu
σ_o	N·mm ⁻²	Ohybové napětí
d_H	mm	Průměr hřídele u pera
h	mm	Výška pera
l_a	mm	Funkční délka pera
p	N·mm ⁻²	Namáhání na otláčení
τ	N·mm ⁻²	Namáhání na smyk
M_{os}	N·mm	Ohybové zatížení na osu
P	N	Celkové zatížení v ložisku
$\alpha_{\tau }$	[1]	Součinitel upravující hodnotu meze kluzu svaru v rovnoběžném zatížení
$\alpha_{\tau\perp}$	[1]	Součinitel upravující hodnotu meze kluzu svaru v kolmém zatížení
σ_D	N·mm ⁻²	Dovolené napětí
$F_{ostř}$	N	Třecí síla vyvolaná osovou silou ve šroubu
$F_{šros}$	N	Osová síla ve šroubu
$P_{šr}$	mm	Stoupání závitu
d_2	mm	Střední průměr závitu
d_3	mm	Malý průměr závitu
f	[1]	Součinitel tření ocel-ocel
γ	°	Úhel stoupání závitu
β	°	Vrcholový úhel závitu
β_n	°	Úhel boku závitu
k	[1]	Součinitel bezpečnosti šroubového spoje
$F_{přid}$	N	Přídavná osová síla na šrouby
φ'	°	Třecí úhel závitu



τ_{kOS}	$N \cdot mm^{-2}$	Namáhání od krutu ve šroubu
σ_{tah}	$N \cdot mm^{-2}$	Namáhání od tahové síly ve šroubu
σ_{redOS}	$N \cdot mm^{-2}$	Redukované napětí ve šroubu osy
k_{kOS}	[1]	Součinitel bezpečnosti šroubu
F_n	N	Normálová síla
F_t	N	Tečná síla
q_{sl}	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní tok slámy na výstupu
V_{sl}	$m^3 \cdot s^{-1}$	Objemový tok slámy na výstupu
$v_{pás}$	$m \cdot s^{-1}$	Obvodová rychlost pásu
$n_{pás}$	$ot \cdot min^{-1}$	Otáčky kladky výstupního pásu
d_{kl}	mm	Průměr kladky výstupního dopravníku
n_m	$ot \cdot min^{-1}$	Otáčky hydromotoru čechrače a podavače
p_D	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené namáhání na otláčení
τ_D	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené namáhání na smyk

Úvod

Rozdružovač, míchací zařízení či míchací krmný vůz, jsou stroje určené pro úpravu krmiva nebo podestýlky pro hospodářská zvířata.

V případě úpravy krmiva se jedná buď o promíchání dvou a více různých krmiv a doplňků potravy nebo o jeho rozdružení¹ z lisovaného balíku slámy nebo siláže. V případě podestýlky jde o jeho rozdružení z balíku a případně o jeho distribuci k ustájeným zvířatům např. pomocí metače.[1][2]

Tato práce si dává za úkol provést rešerši míchacích krmných vozů a rozdružovačů sena a slámy. Následně použitím těchto znalostí navrhnout rozdružovač balíků slámy poháněný hydromotory, vhodný pro použití v zemědělských aplikacích při krmení dobytka a jeho podestýlání. Rozdružovač má být navržen pro zavěšení za zemědělský manipulátor a pro kulaté balíky slámy. Bude vytvořen model v Autodesk Inventoru 2019, výkres sestavy a výkresy vybraných prvků. Dále bude provedena kontrola pevnosti vybraných součástí a styčniců. Poté bude proveden výpočet výkonu a výběr hydromotorů pro fungování stroje.

¹ rozdružení – načechrání/promíchání/rozebrání lisovaného materiálu do lehké načechrané podoby o nízké objemové hmotnosti

1. Rozdružované materiály

V zemědělství se pro konzervaci organických materiálů často používá lisování. Než se ale tyto materiály znovu použijí buď jako krmivo nebo jako podestýlka, je nutné je před použitím načechrát.

Typickými materiály, které musejí být před jejich použitím upraveny, jsou siláž, senáž a balíky slámy. Stále se ve větší míře používají směsné krmné dávky, které se sestávají obvykle z krmiv objemných (stébelnatá, volná, řezaná a lisovaná), jadrných (sypká šrotovaná nebo granulovaná) a dalších minerálních či vitamínových přísad. [1]

1.1. Siláž a senáž

Siláž je jedním ze způsobů konzervace krmiva pomocí působení mléčného kvašení cukrů v píci bez přístupu vzduchu. Konzervace uchovává šťavnatost krmiva a díky kyselině mléčné se zamezuje vzniku hnilobných procesů. Při špatném zakonzervování vzniká kyselina máselná, octová nebo mravenčí, což činí siláž nepoužitelnou. Siláž obsahuje až 50 % sušiny, při vyšším poměru se mluví o senáži. Jelikož v senáži je kvůli vyššímu obsahu sušiny menší vlhkost, omezuje se tak vznik kyseliny mléčné; tento způsob zakonzervování je tak založen spíše na principu zamezení přístupu kyslíku do krmiva než na výrobě kyseliny mléčné. Objemová hmotnost siláže a senáže se pohybuje od 550 do 800 kg/m³.



Obr. 1.: Ukrojená siláž odkrajovacím štítem.[17]

Siláž se připravuje z řezanky ne delší než 10 mm, ovšem platí, že čím drobnější, tím kvalitnější siláže se dosáhne. Dle množství, které se má zakonzervovat, se siláž pěchuje od sudů až po silážní žlaby a jámy. Po upěchování je nutné zamezit přístup vzduchu k siláži, a to buď víky nebo v případě žlabů a jam pomocí silážních plachet. Plachty jsou poté zatíženy, obvykle pneumatikami nebo zátěžovými pytli. Zrání siláže trvá 6 týdnů a každý den by se mělo alespoň 30 cm zkrmit.

Mezi lehce silážovatelné plodiny patří:

- bramborové hlízy,
- kukuřice,

- řepné skrojky,
 - slunečnice,
 - hrách a
 - pšenice s ječmenem;
- mezi středně silážovatelné plodiny zapadá:

- luční porost,
- krmná kapusta,
- jetel,
- hrách, boby, peluška a
- vikev zimní i jarní.

Nakonec mezi těžce silážovatelné plodiny patří:

- vojtěška, štírovník, kyselé trávy a
- mokřadní rostliny.[17]

1.2. Balíky slámy

Sláma v užším slova smyslu jsou vyschlé pomláčené stonky a stébla obilnin. Obvykle vzniká jako vedlejší produkt výroby zrn obilí. Po vyschnutí slámy na řádku se upravuje pomocí lisů do kulatých a hranolových balíků.

Obvykle se používá pro podestýlání. Dnes výroba slámy převyšuje její používání, je to tedy vhodný kandidát pro podestýlku. Vhodná je sláma ozimá (pšeničná, žitná), jelikož na sebe dobře váže čpavek a výkaly. Průměrná spotřeba na kus dobytku je 1,5 kg/den.[1]

Sláma nesmí být zaplísňená či vlhká, musí být kvalitní a nejlépe kvůli míchání i málo prašná. Kvůli nízké objemové hmotnosti, převozu a skladování je vhodné slámu lisovat. V tabulce jsou uvedeny objemové hmotnosti slámy v různých podobách.[1][2]

Tab. 1.: Průměrná objemová hmotnost slámy podle způsobu zpracování.[1]

Materiál	Objemová hmotnost [kg/m ³]
Sláma lisovaná nízkotlakým lisem	80 – 90
Sláma lisovaná vysokotlakým lisem	110 – 200
Sláma neřezaná ve stohu	40 – 50
Sláma pořezaná ve skladu	60 – 100
Suchá sláma na řádku	11 – 15

Pro kontrolní výpočty v návrhové části bude již zde definován balík slámy, který se bude považovat jako referenční balík, na který bude rozdrůžovač navržen. Jeho šířka bude 1,5 m a jeho průměr bude činit 1,2 m. Jako objemovou hmotnost se vybere prostřední hodnota z předešlé tabulky vysoce lisovaných balíků. Hmotnost balíku lze vypočítat jako:

$$m = \frac{\pi d_{bal}^2}{4} b_{bal} \rho_{bal} = \frac{\pi \cdot 1,2^2}{4} \cdot 1,5 \cdot 150 = 255,5 \text{ kg} \quad (1)$$

Z toho lze vypočítat působící sílu:

$$G = m \cdot g = 255,5 \cdot 9,81 = 2\,496,3 \text{ N} \cong 2500 \text{ N} \quad (2)$$

2. Důvody a předpoklady použití

Důvodem pro používání míchacích krmných vozů například snížení potřeby lidské práce, snížení potřebného času a umožnění proces mechanizovat. Dobře promíchaná směs omezuje vznik trávicích problémů skotu, omezuje zvířatům selektovat krmné složky, zlepšuje trávení a tím vším zvyšuje kvalitu produktů skotu a jejich užitkovost.

Hlavními předpoklady pro používání míchacích krmných vozů je volné ustájení zvířat a rozdělení stáda na skupiny podle různých nároků na výživu. Při konstrukci MKV je nutné vzít v úvahu i technické požadavky dané farmy, šířky chodeb stájí a podobu zakonzervovaného krmiva či podestýlky, například zda je nutné náklad i nařezat, nebo ji stačí zamíchat, pokud má podobu siláže nebo balíku. Použití ovlivňuje i fakt, jak bude farma zařízení využívat. Menší farmy obvykle použijí menší krmný vůz, jehož hlavní funkcí je rozebírání lisovaných balíků sena a slámy, a proto systémy inteligentního krmení, což je hlavně vážení a sofistikované míchaní a dávkování, jsou absentní.[2][3]

2.1. Zásady použití

Při používání MKV je nutno dodržet několik zásad:

- přesné dodržení váhy krmné dávky určené výživářským poradcem a dodržení přesného poměru jednotlivých komponent;
- pořadí vkládání jednotlivých komponentů pro zajištění optimální homogenity, obecně od suchých k vlhkým a od dlouhých po krátké. Doporučené pořadí je seno a sláma, jaderná krmiva, minerály, vitamíny, siláž, kukuřičná siláž; hlavní je naložení siláže jako poslední, aby nedošlo k jejímu rozmělnění;
- dodržet dobu míchání, nejméně 20 až 25 % částic by mělo být dlouhých 35 až 50 mm, stačí obvykle míchání 5 až 10 minut, 3 až 5 minut maximálně po naložení poslední komponenty;
- pravidelné krmení ve stejnou dobu (např. 2/12 hod.), jelikož už po 2 hodinách hladovění u skotu dochází ke změně bachorové mikroflóry[3]

3. Rozdružovače a míchací krmné vozy

Míchací krmné vozy (MKV), jsou stroje, jejichž hlavním úkolem je namíchat, nařezat a připravit krmivo pro ustájený skot pomocí integrovaného míchacího zařízení. Dnes obvykle obsahují počítačové systémy a váhy pro přesné namíchání krmiva.

Rozdružovače jsou stavbou a použitím jednodušší než MKV. Jejich úkolem je rozdružit a případně nařezat balíky slámy obvykle pro použití jako podestýlku pro ustájená zvířata.

Některé MKV jsou univerzální a lze je použít buď pro míchaní krmiva a jeho dopravení do krmných žlabů, tak i pro rozdružování balíků slámy a podestýlání dobytku pomocí metačů. [1][2]

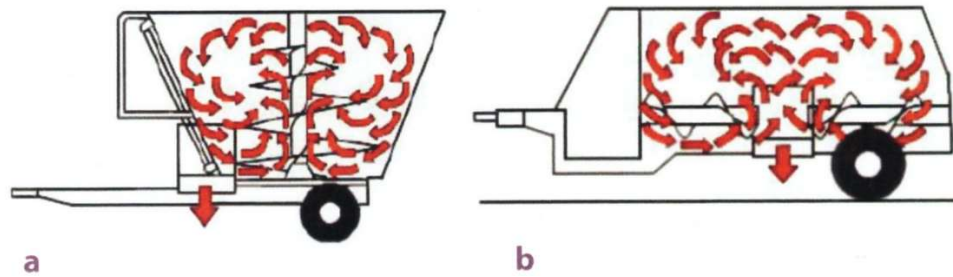


Obr. 2.: Rozdružovač balíků slámy s příčným výstupním dopravníkem.[1]

3.1. Rozdělení

Rozdružovače lze dělit dle

- konstrukce podvozku:
 - nesené na ramenech hydrauliky manipulátoru,
 - návěsné,
 - závěsné,
 - samojízdné a
 - stacionární;
- dle způsobu plnění náložného prostoru:
 - s vlastním nakládacím zařízením a
 - bez vlastního nakládacího zařízení;
- dle konstrukce míchacího ústrojí:
 - horizontální ústrojí a
 - vertikální ústrojí.[1]



Obr. 3.: Pracovní pohyb materiálu v a) vertikálním; b) horizontálním stroji.[2]

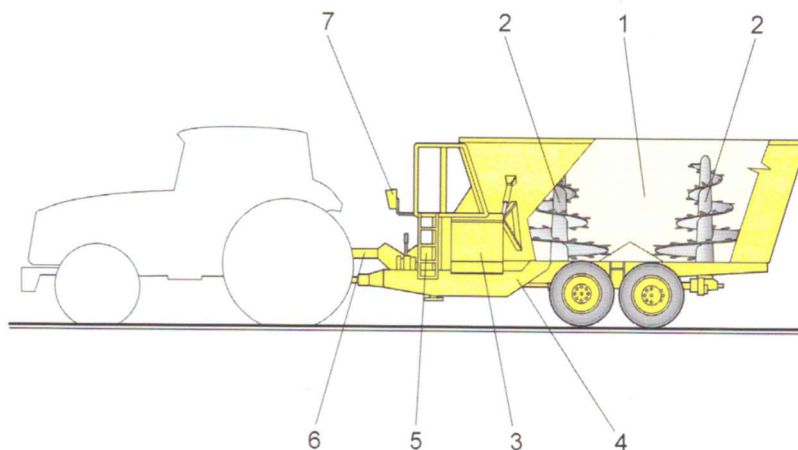
3.1.1. Horizontální míchací krmné vozy

Rozdružovače s horizontálním míchacím ústrojím jsou tvořeny jedním až čtyřmi horizontálně uloženými šnekami, které jsou vinuty podle směru, ve kterém se posouvá směs. Místo šneků mohou být použity holé válce osazené řadami nožů.

V případě vícešnekových provedení jsou šneky nebo nože vedeny v takovém směru, aby se materiál nesl zpravidla od zadní části korby do přední, popřípadě pro lepší míchání ještě jednou, a následně je vedena do středu korby, nebo opět do jejího předku, kde je obvykle vyveden vývod pro míchané krmivo.[1]

Frekvence otáček je obvykle mezi 15 až 18 za minutu. Výhodami horizontálního MKV je efektivita, stroj totiž nemá zpětnou větev a objem je využitý na 95 %; kompaktní rozměry, výborné řezání, míchání a vyprazdňování a dokáže pracovat i s malými dávkami. V případě čechračů s noži lze pomocí jejich nastavení měnit délku řezání stébel.

Nevýhodou je maximální objem – 22 m³, to je limitováno omezenou délkou, neboť se hřídel, na které jsou pověšeny nože nebo šnek, může prohýbat tak, že by se začala třít o dno. Šířkou a výškou je stroj obvykle limitován budovou, kde je skot ustájen.[2]



1 – ložný (míchací) prostor, 2 – vertikální míchací šnek, 3 – hradítko vykládacího otvoru, 4 – rám stroje, 5 – převodovka, 6 – kloubový hřídel pohonu pracovního ústrojí, 7 – klávesnice a displej vážícího zařízení

Obr. 4.: Schéma návěsného vertikálního MKV.[1]

3.1.2. Vertikální míchací krmné vozy

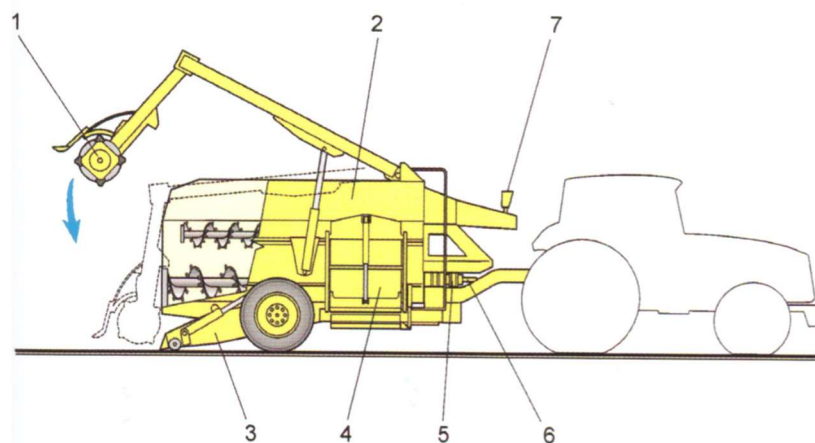
Míchací ústrojí těchto strojů je tvořeno jedním až třemi vertikálně uloženými šnekami. Šneky se otáčejí obvykle od 20 až do 35 otáček za minutu. Materiál je šneky vynášen nahoru

a vlivem gravitace opět padá zpět po stranách korby až k vyprazdňovacímu otvoru. Míchání se uskutečňuje různými obvodovými rychlostmi po délce šneku.[2]

Případné řezání delších stébelnatých částic je uskutečňováno přídatnými noži s křivkovým ostřím umístěným po stranách korby. Odpor proti řezání je zachycován protinoži ve tvaru podobajícím se kruhové výseči. Protinože jsou výkyvně uloženy svise na čepech, které mohou být ručně nebo hydraulicky nastavovány do vnitřního prostoru.[1]

Výhodami vertikálního uložení jsou nižší cena oproti horizontálnímu MKV, nižší příkon a náklady na údržbu, možnost přímého plnění hranatými balíky slámy a šetrnější míchání.

Hlavními nevýhodami jsou velká výška stroje, která omezuje jeho použití v některých vnitřních prostorech, nižší kvalita řezání, maximálně 80% využití objemu, nepravidelné vyprazdňování a malá schopnost pracovat s malými objemy krmiva, jelikož náklad zůstává mezi závitů šneku a zaseklý náklad degraduje kvalitu v následujících dnech.[2]



1 – plnicí fréza, 2 –
ložný (míchací)
prostor, 3 – výškově
přestavitelná
shrnovací radlice, 4 –
hradítko vykládacího
otvoru, 5 –
převodovka, 6 –
kloubový hřídel
pohonu pracovního
ústroj, 7 – klávesnice
a displej vážícího
zařízení

Obr. 5.: Schéma návěsného horizontálního MKV s vlastní plnicí frezou.[1]

3.1.3. Stacionární krmná zařízení

Pro úplnost uvádím i stacionární krmná zařízení, což jsou zařízení, která jsou nainstalována ve stáji po jedné nebo dvou řadách. Linky navazují na stacionární linku vyprazdňování nebo na jiná mobilní zařízení.

3.1.3.1. Žlabové dopravníky

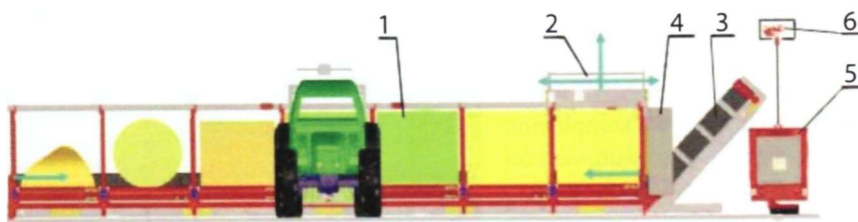
Toto provedení se používá ve vazných stájích pro střední nebo dlouhé stání či ve volném ustájení. Přístup zvířatům do žlabu je mechanicky zamezen pomocí zábran. Jako dopravníky se používají pásové, hrabičkové nebo vaničkové.

3.1.3.2. Nadžlabové dopravníky

Tyto dopravníky jsou umístěny nad krmné žlaby, používají se ve stájích na krátké stání a u volného ustájení. Jako dopravníky se používají pásové sklopné se shrnovacím vozíkem a šnekové dopravníky.

3.1.3.3. Elektrické krmné vozy

Tento systém, kterému se také říká automatická krmná linka (AKL), se skládá ze systému kolejnic. Krmné vozy se pohybují buď na nich nebo jsou na kolejnicích zavěšeny. Tento systém je to nejmodernější a nejefektivnější co zatím existuje. Vycházelo se ze systémů MKV, například systém šnekového míchání a řezný systém s protinoží. Systém je ovládaný počítačem a je tak odstraněn lidský faktor, jehož následnou jedinou povinností je doplňování krmné dávky do zásobovacích boxů.



1 – zásobovací boxy s posuvným dnem, 2 – řezací a dávkovací zařízení, 3 – dopravník s elektrickými vahami, 4 – počítačový systém, 5 – krmný robot, 6 – hnací ústrojí

Obr. 6.: Schéma automatické krmné linky.[2]

Systém se skládá ze 3 částí. První je příprava mixu krmiv v zásobovacích boxech, kde jsou uloženy jednotlivé složky krmiva. Další část tvoří řezání, kde systém nožů a protinožů odřezává části krmiva na dopravník, který okamžitě pomocí vážících jednotek vysílá zpětnou vazbu do počítače vyhodnocujícího váhu a poměr krmných komponentů. Třetí část se skládá z malého míchacího vozu na kolejnicové dráze, který pomocí šneků smíchá jednotlivé komponenty. Krmný robot následně zaveze směs do stáji. Celý systém je elektronicky ovládan počítačem s minimálním zásahem člověka a je tedy schopný krmit nepřetržitě. Dle výrobců dokáže krmit až 500 kusů dobytka. [2][3]



Obr. 7.: Zavěšený krmný robot ve stáji.[3]

4. Součásti míchacích krmných vozů

Části rozdružovače lze rozdělit na podvozky, čechrače, systémy nakládání, vykládání a vážících zařízení. Ne všechna zařízení ovšem obsahují všechny části, což se také odráží na příznivější ceně a jednodušší údržbě. Buď jsou poháněny hydraulicky hydromotory nebo mechanicky přes kloubovou hřídel.

4.1. Podvozky a pohony

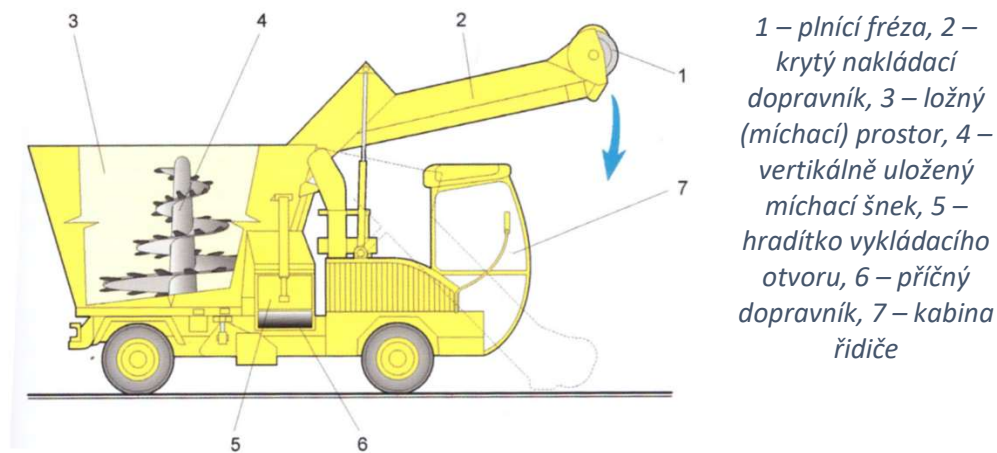
Podvozky musí splňovat určité podmínky. Díky jejich poměrně vysoké vytíženosti po celý rok je kladen důraz na jejich spolehlivost, manévrovatelnost, jednoduchost ovládání, regulaci a pohodu pracovní obsluhy.

Typ podvozku obvykle určuje i pohon rozdružovače. Závěsné a návěsné rozdružovače jsou obvykle poháněny manipulátorem nebo traktorem za kterým jsou zaháknuty. V katalogových listech se proto uvádí i minimální výkon traktoru či manipulátoru, který je nutný pro pohon míchacího zařízení.

Díky jednoduchosti a přístupnosti jsou závěsné rozdružovače nejrozšířenější. Obvykle mají menší úložný prostor a jednu nápravu. Pro delší přepravní vzdálenosti se používá i dvounápravový systém s odpružením, osvětlením, brzdami a dalším příslušenstvím umožňující vjezd na veřejné pozemní komunikace. Připojování bývá usnadněno hydraulickým nastavením ovládací podpěry, dále je vůz ovládán například pomocí táhel či bowdenů regulujících výkon hydromotorů. Novější systémy jsou ovládány pomocí elektromagnetických spínačů, jejichž ovládací prvky jsou vedeny do jedné ovládací skříňky.

Závěsná zařízení s objemem od 0,5 do 3 m³ jsou obvykle používána na menších farmách, zatímco návěsná zařízení s objemem do 45 m³ se používají na velkých statcích.[1]

Samohybné MKV dnes díky komfortu stále více rozšiřují svůj sortiment. Mají vlastní spalovací motor. Klade se důraz na kompaktnost, jelikož se stroj musí vejít do úzkých uliček stájí. V posledních letech se objevily samohybné MKV s obratným podvozkem, jejichž kompaktní rozměry a manévrovatelnost umožňují jeho fungování v budovách s úzkými a nízkými chodbami. Tyto stroje mají obvykle integrovaný systém nakládání. Jejich ložný prostor se pohybuje od 10 do 25 m³. [2]



Obr. 8.: Schéma samojízdného vertikálního MKV s vlastní plnicí frézou.[1]

Samostatnou již zmíněnou skupinu tvoří stacionární míchací zařízení, které většinou plní i funkci dávkovacího zařízení. Tato zařízení jsou obvykle poháněna elektrickými motory a jsou řazena do automatických systémů krmení a bioplynových stanic. [2]

4.2. Čechrače a míchače

Čechrače a míchače jsou hlavními součástmi míchacích zařízení. Jejich úkolem je rozebrat slisovanou siláž nebo balík slámy a případně je smíchat s dalšími složkami potravy pro skot. Ve většině případů míchací systém tvoří vertikálně nebo horizontálně uložená hřídel s plechem navařeným do šneku nebo v podobě rotačních lopatek, kombinací šneku a lopatek. V jiných případech bere podobu hřídele, na kterých jsou uchyceny nože, jejichž úkolem je materiál uvolnit z balíku nebo siláže, nařezat a zamíchat. V některých případech se pouhé rozdužení balíku děje pomocí turbíny uložené v zadní části vozu, která zároveň může i metat materiál až do 12m vzdálenosti v rozsahu 180 °.[1]

4.3. Nakládání

Nakládání do ložného prostoru je prováděno buď samostatným nakládacím zařízením, například čelním nebo jeřábovým nakladačem, nebo je nakládací zařízení součástí samotného vozu. Způsob nakládání je podřízen tvarem a velikostí nástavby vozu, typem míchacího a řezacího ústrojí, provedením skladů, možnostmi průjezdů jednotlivými oblastmi areálu a vlastnostem nakládaných krmiv či podestýlky.[1][3]



Obr. 9.: Bezezbytkové nakládání s přihrnovacím štítem samojízdného MKV.[3]

4.3.1. Rotační frézy

Rotační frézou s vhodně umístěnými noži na jejím plášti se obvykle odebírají silážovaná krmiva. Uvolněný materiál se na korbu nakládá dvěma způsoby.

Buď je materiál volně odhozen pohybem frézy a padá do korby. Pro naložení spodních vrstev siláže, lze mezi zadní hranou podlahy a dnem skladovacího prostoru nabrat materiál výškově nastavitelnou radlicí. Existují i technická řešení, kdy se podlaha nástavby sníží na úroveň podlahy skladu a umožní tak bezezbytkové nakládání.[1]



Obr. 10.: Nakládání siláže rotační frézou.[1]

V druhém případě je na výkyvných ramenech, na jejímž konci je umístěna fréza, položen dopravník, který vyfrézovanou siláž dopravuje uzavřeným systémem do korby. Materiál je tak chráněn proti vnějšímu prostředí, například proti větru. Tento způsob nakládání obvykle používají samohybné MKV.[1]

4.3.2. Odřezávací a přihrnovací štít

Štít na teleskopickém rameni se zařezává do siláže a v podobě bloku je shozen na korbu rozdružovače. K zaplnění přispívá i možnost změny sklonu štítu vzhledem k ramenům. Množství naložené siláže je omezeno podlahou skladu a výškou hrany zadní části korby. Výhodou je menší rozrušení siláže a tím menší oxidace, ovšem za vyšší pořizovací cenu.[1][3]



Obr. 11.: Nakládání siláže přihrnovacím štítem.[1]

4.3.3. Drapák jeřábového nakladače

Nakládací ústrojí s drapákem vychází z jeřábových nakladačů pro objemné hmoty s provozem v opakujících se cyklech. Délka ramen nakladače v rozmezí 360 ° okolo svislé osy je omezena zejména stabilitou vozu. [1]



Obr. 12.: Drapák pro balíky slámy.[4]

4.3.4. Sklápěcí plošiny zadního čela

Nakládání válcových nebo hranolových balíků probíhá tak, že se sklopí zadní bočnice korby a vytvoří tak rampu do prostoru stroje.[1][9]



Obr. 13.: Nakládání balíku pomocí sklopné plošiny.[9]

4.4. Vykládání

Vykládací, v případě inteligentního krmení i dávkovací ústrojí, má za úkol po dosažení homogenity směsi vykládat nebo popřípadě dávkovat směs ven ze stroje. Vykládání je obvykle provedeno řetězovo-lištovým dopravníkem nebo pásovým dopravníkem. Směr vykládání je obvykle kolmý na směr jízdy. Krmivo je tak vykládáno do krmných prostorů po stranách chodby. Pro eliminaci ztrát může být krmení doplněno přihrnovacími zařízeními, roboty nebo automaty, které krmivo přihrnoují ze středu chodby zpět do krmných prostorů.[1][2][3]



Obr. 14.: Míchací krmný vůz s integrovaným metačem.[3]

Některé způsoby vhodnější pro podestýlání se provedeny pomocí metače, který metá materiál pomocí klapek nebo kompresoru.



Obr. 15.: Detail metače s lopatkami.[6]

4.5. Vážící zařízení

Vážící zařízení je součástí všech MKV určených pro inteligentní krmení. Lze zadávat recepturu a různé komponenty krmných dávek, jejich fyzikální vlastnosti pro správné míchaní, nakládání a vykládání v zadaných krmných dávkách. Vážící zařízení obvykle pracuje v režimu základním nebo podle zvolené receptury.

Vážící systém se obvykle skládá z tenzometrických snímačů, vyhodnocovací jednotky, pamětí, displejem, klávesnice a zvukové signalizace, která pro pohodlí obsluhy signalizuje naplnění vozu obvykle mezi 85 a 100 %.[1][2]

5. Příklady

Jako příklady jsou zde uvedeny vybrané komerčně dostupné MKV a rozdrůžovače.

5.1. Rozdrůžovač balíků Kverneland Taarup TA 852

Nesený rozdrůžovač kulatých i kvádrových balíků o objemu 2 m³ poháněný kloubovým hřídelem pro výkon 40 kW. Vlastní hmotnost zařízení je 1300 kg a nosnost 800 kg. Balíky jsou přisunovány řetězovým dopravníkem. O rozdrůžování se starají 2 bubny s až 24 noži. Vývod koná metač se 6 lopatkami při 540 ot/min a dosahem až 18 m. Otočnou metačí koncovkou lze otáčet o 310°. [6]



Obr. 16.: Kverneland Taarup TA 852. [6]

5.2. Rozdrůžovač balíků Primor 2060 H

Jedná se o hydraulicky poháněný, závěsný rozdrůžovač o objemu 2 m³ a o prázdné váze 1200 kg. Požadavkem na pohon je minimálně 30 l/min při 150 bar a maximálně 45 l/min při 190 bar. Doporučený výkon traktoru je 51 kW. Metač má 8 lopatek, schopných odhazovat do výšky 2,35 m. O rozdrůžování se zde stará 1 válec a balíky jsou přisunovány řetězovým dopravníkem. Rozdrůžovač je vybavený přímým i elektronickým ovládním. [7]



Obr. 17.: Primor 2060 H. [7]

5.3. Fliegl rozdružovač balíků Profi-Combi

Nesený rozdružovač pro kulaté balíky o objemu 3,3 m³. Balíky jsou nakládány hydraulickými rameny. Závěs vyžaduje připojení na kloubový hřídel, vnitřní technika je poháněna 2 hydraulickými okruhy. Potřebný výkon traktoru je 38 kW. Rozdružování provádí buben se samostatně namontovanými výměnnými noži, posun materiálu provádí řetězový dopravník. Prázdná váha je 1050 kg.[8]



Obr. 18.: Fliegl Profi-Combi.[8]

5.4. MKV STORTI POINTER Greyhound

Jako zástupce samojízdných MKV jsem vybral tento samojízdný stroj. Vyrábí se o kapacitách 15 m³ a 20 m³ a rychlostech 15 km/hod (Standart), 25 km/hod (AS model) a 40 km/hod (HS model). Jako pohon slouží motor diesel Deutz 139 kW, 2100 ot/min a 6 válců. MKV je vybaven nakládací frézou, vykládání je zajištěno PVC dopravním pásem v zadní levé části korby. Řezání provádí horizontální asymetrická šnekovnice o průměru 850 mm s 2 pomocnými šnekovnicemi, jenž po stranách zajišťující míchání nakládky. Šneky jsou poháněny hydraulickou spojkou, kterou lze ovládat elektronicky z kabiny.[12]



Obr. 19.: STORTI POINTER Greyhound.[12]

5.5. MKV Strautmann Verti-Mix

Řada Verti-Mix je zástupce závěsných vertikálních míchacích vozů. Vyrábí se od objemu 7,5 m³ až do 31 m³ s nástavbou. Dle provedení se o míchaní stará 1 až 2 vertikální míchací šneky vybaveny magnety pro zachytávání cizích ocelových součástí, která se mohla přimíchat do nakládky. Vůz lze použít pro krmení i pro podestýlku pomocí příčného dopravníku vepředu nebo vzadu vybaveným podestýlacími válci pro metání. Stroj je vybaven i vahou. Návěs je poháněn kloubovým hřídelem, potřebný výkon traktoru se pohybuje od 26 kW až do 105 kW. Hmotnost se opět dle modelu pohybuje od 3 200 kg až do 5 000 kg.[11]



Obr. 20.: Strautmann Verti-Mix1801 Double.[11]

6. Návrh

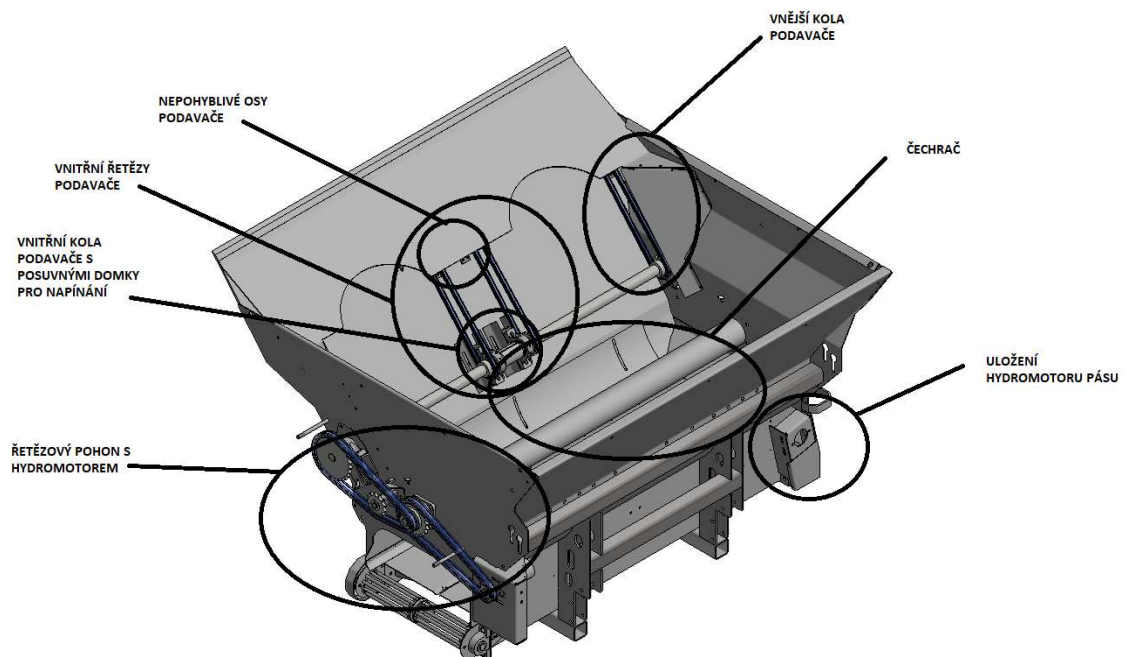
6.1. Zadání

Úkolem bylo navrhnout rozdružovač na kulaté balíky slámy, který bude splňovat následující body:

- korba – závěsná za zemědělský manipulátor,
- pohon – hydromotory se zásobováním z rozvaděče manipulátoru,
- čechrač – nožový s horizontálním uspořádáním a řetězovým podavačem s hřebly,
- nakládání – pomocí naklopení ramen manipulátoru a nabrání balíku do ložného prostoru,
- vykládání – pásovým dopravníkem poháněný hydromotorem.

Balík stačí rozdružit, stébla nemusí být nařezána. Čechrač byl již navržen zadavatelem, v návrhu se proto nachází jeho zjednodušený model bez vymodelovaných nožů. Bude provedena jeho pevnostní analýza.

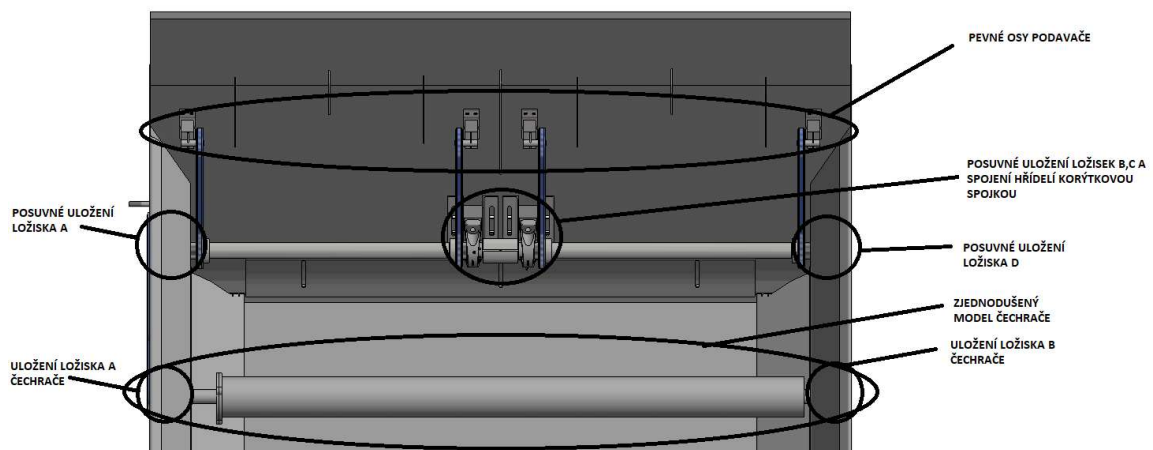
6.2. Pohledy a popis částí



Obr. 21.: Popis součástí rozdružovače bez krycích plechů pohonu.

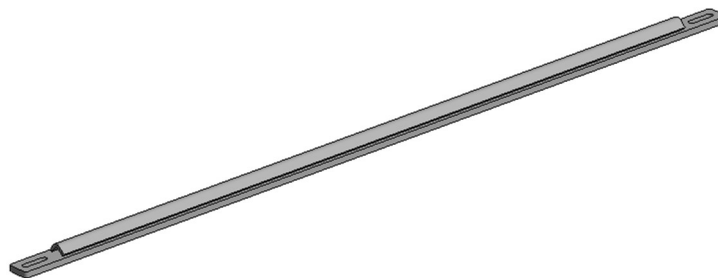
Na obrázku lze pozorovat hlavní konstrukční prvky navrženého rozdružovače. Čechrač je poháněn hydromotorem. Výkon z hydromotoru je přenášen řetězem, který lze napínat posunem uložení hydromotoru. Ze stejné hřídele čechrače je dále veden řetězový převod na hřídele podavače, jehož úkolem je usměrněně posunovat balík slámy na čechrač. Řetěz podavače je napínán posunem celé spodní větve hnacích hřídelí, zatímco řetěz pohonu podavače je napínán pomocí svařované konstrukce se třetím kolem. V tomto

napínacím kole je nalisováno ložisko a celé kolo nalisováno na osu, které je součástí této konstrukce. Podobné řetězové kolo je použito v nepohyblivých osách podavače. Výstupní pásový dopravník je poháněn hydromotorem a převod je uskutečněn řetězy (není vymodelováno). Pás je napínán posunem kladek. Pro všechna napínání je v plechu vypálen čtvercový otvor o délce straně 13 mm určený pro T-šrouby se čtvercovým krčkem DIN 186.



Obr. 22.: Pohled na rozduřovač bez krycích plechů podavače.

Na tomto obrázku lze vidět celou konstrukci samotného podavače bez krytů. Zároveň jsou zde vyznačena místa uložení součástí v ložiscích a spojení hřídelí podavače zjednodušeným modelem korýtkové spojky. Na spodním obrázku je vyobrazeno hřeblo podavače, které kvůli složitosti modelování není v modelu vyobrazeno.



Obr. 23.: Pohled na hřeblo podavače.

6.3. Návrh rámu

Rám byl navržen jako svařenec z plechů tloušťky 4 a 6 mm. Kryty pásů a rolen jsou připevněny šrouby. Rám byl navržen jako závěsný. Nakládání je navrženo tak, že se celý rozduřovač nakloní na ramenu manipulátoru a jako lžíce nabere balík.

6.4. Návrh hydromotoru čechrače a podavače

Pro výkon čechrače je nutné zjistit sílu pro vniknutí do balíku. Tyto síly se určí ze zdroje [4]. Hodnoty jsou sice určeny pro travinu bojínek luční, uvažují se ale podobné mechanické vlastnosti i pro slámu obilnin a seno.

Tab. 2.: Mechanické vlastnosti bojínku lučního.[10]

Vlastnosti	Rozsah	Vybraná hodnota
Mez kluzu σ_b [N/cm ²]	600 - 1250	600
Modul pružnosti E [N/cm ²]	3,5 - 4	3,5
Koeficient tření seno-ocel $\mu_{tř}$	0,35 - 0,5	0,5
Poissonovo číslo ν	0,35 - 0,45	0,35

Pro výpočet nutné síly rozdužení se použije následující vztah:

$$P_{\check{r}} = \delta \cdot \sigma_b + \left(\frac{E}{2H} \cdot h^2 \right) \cdot (\tan \beta + \mu_{tř} \sin^2 \beta + \nu(\mu_{tř} - \cos^2 \beta)) \quad (3)$$

Jelikož není nutné slámu nařezat, uvažují se nejnižší hodnoty pro mez kluzu, Poissonova čísla a modulu pružnosti. Koeficient tření byl zvolen 0,5. Délka nože byla zvolena 40 mm. Pro hodnotu primárního zhuštění se uvažuje $h/H = 0,133$. Úhel ostří se obvykle pohybuje okolo 12,5°. [10]

$$P_{\check{r}} = \frac{3}{10} \cdot 600 + \left(\frac{3,5}{2 \cdot \frac{40}{10}} \cdot 0,532^2 \right) \cdot (\tan(12,5^\circ) + 0,5 \sin^2(12,5^\circ) + 0,35(0,5 - \cos^2(12,5^\circ))) \cong$$

$$\cong 180 \frac{\text{N}}{\text{cm}}$$

Při zvolení 12 nožů při délce ostří 40 mm se odvodí vztah pro sílu:

$$F = P_{\check{r}} \cdot i \cdot H = 180 \cdot 12 \cdot 4 = 8\,640 \text{ N} \quad (4)$$

Při průměru trubky 127 mm a pokud se počítá s působící silou v polovině ostří, působící páka je dlouhá 103,5 mm. Vztah potřebný pro moment je:

$$M_{\check{r}ez} = F_{\check{r}ez} \cdot r = 8\,640 \cdot 0,1035 = 894,24 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

Maximální otáčky čechrače se zvolí maximálně 30 ot/min, potřebný výkon se vypočítá dle vztahu:

$$P_{\check{r}ez} = M_{\check{r}ez} \cdot \omega = M_{\check{r}ez} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{\check{c}echr}}{60} = 894,24 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{30}{60} = 2\,809 \text{ W} \quad (6)$$

Podavač musí zejména vyvozovat reakce proti tření od řezné síly. Sílu vyvozující rotaci balíku se vypočítá jako:

$$F_{rot} = F_{\check{r}ez} \cdot \mu_{tř} = 8\,640 \cdot 0,5 = 4\,320 \text{ N} \quad (7)$$

Roztečný průměr poháněcího řetězového kola podavače je $D_p = 97,647 \text{ mm}$. Skutečný převod mezi otáčkami čehrače a podavače je 2,7. Tato čísla jsou odvozena v kapitole návrhu pohonu. Počet otáček podavače je:

$$n_{pod} = \frac{n_{\check{c}echr}}{i_2} = \frac{30}{2,7} = 11,1 \text{ min}^{-1} \Rightarrow 0,185 \text{ s}^{-1} \quad (8)$$

Následně lze zjistit obvodovou rychlost:

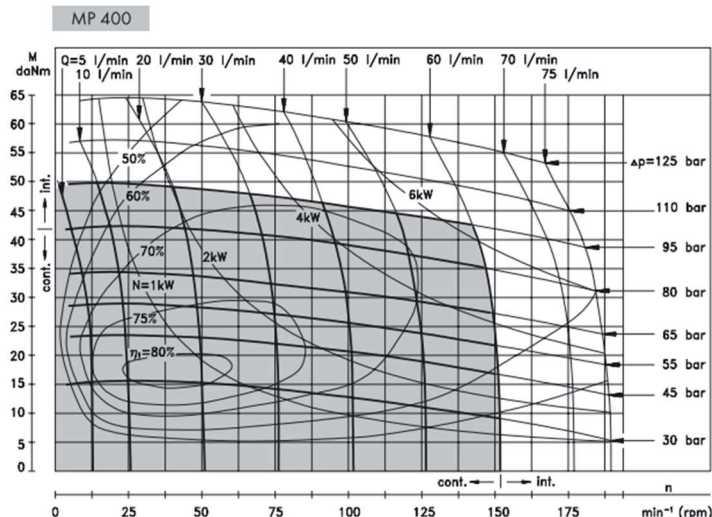
$$v_{pod} = \omega \cdot \frac{D_p}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_{pod} \cdot \frac{D_p}{2} = 2 \cdot \pi \cdot 0,185 \cdot \frac{0,097647}{2} = 0,0568 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9)$$

Výsledný výkon je:

$$P_{pod} = F_{rot} \cdot v_{pod} = 4\,320 \cdot 0,0568 = 245,4 \text{ W} \quad (10)$$

Při zahrnutí účinnosti řetězových převodů lze celkový nutný příkon vypočítat jako:

$$P_c = \frac{P_{\check{r}ez}}{\eta_{řet}} \cdot \frac{P_{pod}}{\eta_{řet}^2} = \frac{2\,809}{0,94} \cdot \frac{245,4}{0,94^2} = 3\,276,2 \text{ W} \quad (11)$$



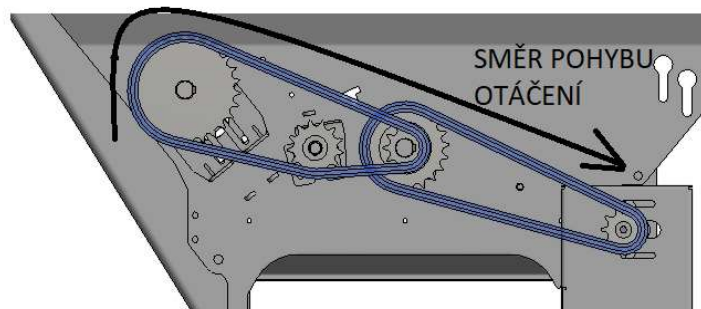
Obr. 24.: Pracovní charakteristika hydromotoru MP 400.[13]

Výpočet se zakládá na mnoha předpokladech. Jako pohonný hydromotor byl zvolen MP 400. Skutečný odebíraný výkon se ale může lišit, jelikož je výpočet založen na mnoha předpokladech, výkon hydromotoru se musí ověřit experimentálně.

6.5. Návrh řetězového převodu čehrače a podavače

Pro unifikaci se použije na oba převody stejný řetěz, výpočet je proveden na převod mezi hydromotorem a hřídelí čehrače. Přenášený výkon je po zaokrouhlení $P_c = 3,2$ kW.

Byl vybrán řetěz 16B jednořadý. Kontrola výběru řetězu je provedena dle [14].



Obr. 25.: Pohled na řetězový převod.

6.5.1. Výpočet prvního převodu

Při otáčkách hydromotoru okolo 60 ot/min, je nutné, aby převod byl $i_{12p} = 2$; jelikož je prostor omezený volným místem, byly zvoleny otáčky malého kola $z_1 = 10$; počet zubů pro velké kolo je zvoleno $z_2 = 21$. Skutečný převod činí $i_{12} = 2,1$. Vydělením otáček hydromotoru a převodu se získají otáčky velkého kola $n_2 = 28,6$ ot/min.

Jakožto součinitel provedení byl vybrán $\varphi = 1$; součinitel výkonu $\chi = 0,36$ a pro ruční mazání s rychlostí řetězu do 4 m/s bezvadné mazání $\mu = 1$. Bude se předpokládat, že ihned

při opuštění nožů z balíku ihned do něj vniknou další, proto součinitel pro rázy byl zvolen $Y = 2$.

Hodnota přenášeného korigovaného výkonu:

$$P_D = \frac{P_c}{\varphi\chi\mu} = \frac{3\,300}{1 \cdot 0,36 \cdot 1} = 8\,889 \text{ kW} \quad (12)$$

Dle diagramu vychází dvouřadý řetěz 20B. Výpočet ale je proveden pro jednořadý 16B pro menší rozměry. Rozteč řetězu 16B činí $P = 25,4 \text{ mm}$ a hmotnost $q = 2,75 \text{ kg/m}$. Obvodovou rychlost lze vypočítat jako:

$$v_{12} = \frac{P \cdot n_1}{19\,100 \cdot \sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4 \cdot 60}{19\,100 \cdot \sin \frac{180^\circ}{10}} = 0,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13)$$

Obvodová síla a zjistí jako součet síly od přenášeného výkonu a účinkem od odstředivé síly:

$$F_{O1} = \frac{P_c}{v_{12}} + q \cdot v_{12}^2 = \frac{3\,300}{0,26} + 2,75 \cdot 0,26^2 = 12\,692,5 \text{ N} \quad (14)$$

Plocha kloubu $S = 210 \text{ mm}^2$, z toho lze vypočítat tlak v kloubu řetězu:

$$p_p = \frac{F_{O1}}{S} = \frac{12\,692,5}{210} = 60,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \geq p_d = p_1 \cdot \lambda = 27 \cdot 0,5 = 13,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (15)$$

Z tohoto výpočtu, který je hodnocen pro 10 000 pracovních hodin, lze vidět, že řetěz je velmi poddimenzovaný a není určen pro 10 000 h. Nejbližší vyšší vyhovující řetěz je dvouřadý 24B s $S = 1\,109 \text{ N/mm}^2$.

Síla pro přetržení $F_{přet} = 60\,000 \text{ N}$. Statický součinitel bezpečnosti lze vypočítat jako:

$$k_s = \frac{F_{přet}}{F_{O1}} = \frac{60\,000}{12\,692,5} = 4,73 \quad (16)$$

Dynamický součinitel bezpečnosti je:

$$k_d = \frac{F_{přet}}{F_{O1} \cdot Y} = \frac{60\,000}{12\,692,5 \cdot 2} = 2,36 \quad (17)$$

Závěrem řetěz není dimenzovaný pro 10 000 h. Při provozu je nutné s touto skutečností počítat a řetěz pravidelně kontrolovat. Menší řetěz je volen pro jeho vyšší kompaktnost.

6.5.2. Výpočet druhého převodu

Jelikož se je třeba znát působící sílu od druhého převodového ústrojí, vypočítá se z předchozích vztahů. Kvůli požadovanému převodu byl zvolen počet zubů malého kola $z_3 = 10$. Pro omezený prostor bylo zvoleno $z_4 = 27$, převodový poměr tedy je $i_{34} = 2,7$. Otáčky malého kola jsou $n_3 = n_2 = 28,6$ ot/min.

$$v_{12} = \frac{P_{pod} \cdot n_2}{19\,100 \cdot \sin \frac{180^\circ}{z_3}} = \frac{25,4 \cdot 28,6}{19\,100 \cdot \sin \frac{180^\circ}{10}} = 0,123 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (18)$$

Obvodová síla působící v druhém převodu činí:

$$F_{O2} = \frac{P_{pod}}{\eta_{řet} \cdot v_{12}} + q \cdot v_{12}^2 = \frac{245,4}{0,94 \cdot 0,123} + 2,75 \cdot 0,123^2 = 2\,122,5 \text{ N} \quad (19)$$

6.6. Silová analýza převodu

V předchozí kapitole byly vypočítány obvodové síly $F_{O1} = 12\,692,5 \text{ N}$ a $F_{O2} = 2\,122,5 \text{ N}$. Kroutící moment z motoru lze vypočítat jako:

$$M_{K1} = \frac{P_c}{\omega} = \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60}} = \frac{3\,200}{2 \cdot \pi \cdot \frac{60}{60}} = 510 \text{ N} \cdot \text{m} = 510\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (20)$$

Kroutící moment na hřídeli čechrače lze zjistit jako:

$$M_{K2D} = M_{K1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{řet} = 510\,000 \cdot 2,1 \cdot 0,94 = 510 \text{ N} \cdot \text{m} = 1\,006\,740 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (21)$$

Kroutící moment na hřídeli podavače bude:

$$M_{K3} = \frac{P_{pod} \cdot 1000}{\omega} = \frac{P_{pod} \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60 \cdot i_{12} \cdot i_{34}}} = \frac{245,4 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{60}{60 \cdot 2,1 \cdot 2,7}} = 221\,451 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (22)$$

Kroutící moment, kterým je poháněn samotný čechrač, je:

$$M_{K2} = \frac{P_c - P_{pod}}{\omega} \cdot 1000 = \frac{3\,200 - 245,4}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{i_{12}}} \cdot 1000 = \frac{3\,200 - 245,4}{2 \cdot \pi \cdot \frac{60}{60 \cdot 2,1}} \cdot 1000 =$$

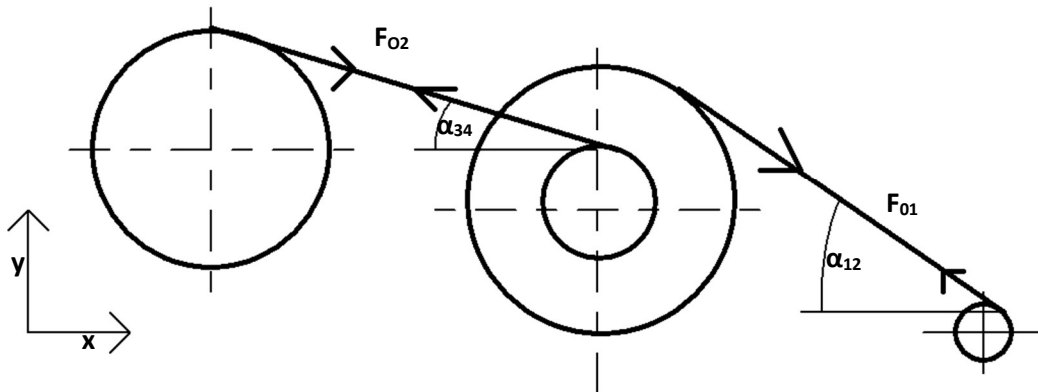
(23)

$$= 987\,502 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pro rozklad sil je třeba znát úhly řetězů. Ty jsou odečteny z modelu. Činí $\alpha_{12} = 25,6^\circ$ a $\alpha_{34} = 22,9^\circ$. Soustava rovnic vypadá:

$$\begin{aligned}
 x: F_{O1x} &= F_{O1} \cos \alpha_{12} = 12\,692,5 \cdot \cos 25,6^\circ = 11\,446,5 \text{ N} \\
 F_{O2x} &= F_{O2} \cos \alpha_{23} = 2\,122,5 \cdot \cos 22,9^\circ = 1\,955,2 \text{ N} \\
 y: F_{O1y} &= F_{O1} \sin \alpha_{12} = 12\,692,5 \cdot \sin 25,6^\circ = 5\,484,2 \text{ N} \\
 F_{O2y} &= F_{O2} \sin \alpha_{23} = 2\,122,5 \cdot \sin 22,9^\circ = 825,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

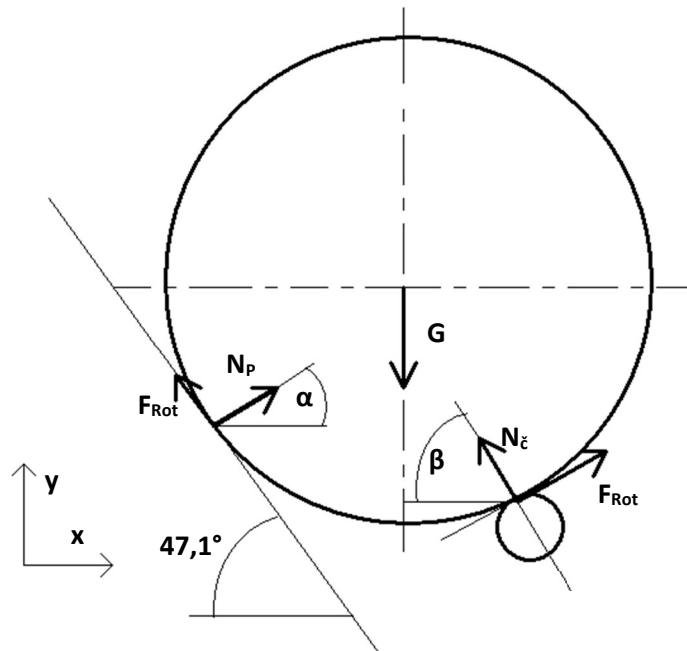
(24)



Obr. 26.: Schéma sil působících na převodech.

6.7. Kontrola čehrače

Nejprve je nutné zjistit síly působící od váhy balíku slámy na buben.

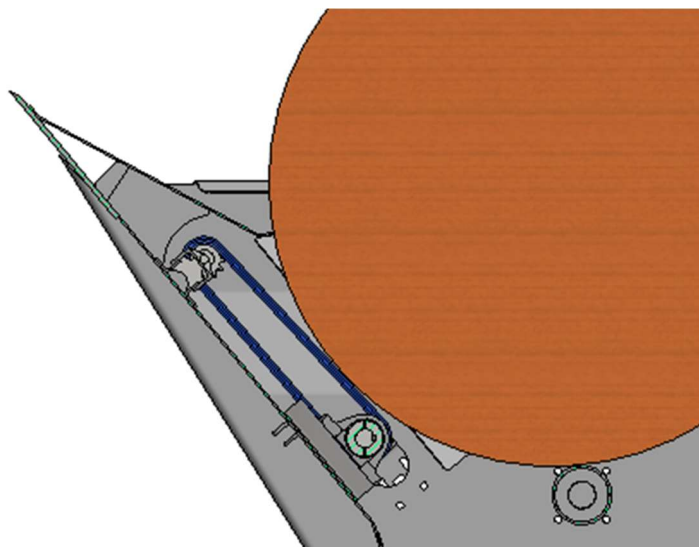


Obr. 27.: Schéma uvolnění sil působících od balíku.

Reakce lze vypočítat z následujících vztahů:

$$\begin{aligned}
 x: N_p \sin \alpha + N_\xi \sin \beta &= G \\
 y: N_p \cos \alpha - N_\xi \cos \beta &= G
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

Úhel $\alpha = 42,9^\circ$ a úhel $\beta = 85,4^\circ$. Úhly byly odměřeny z modelu. Po vyřešení rovnic vychází $N_\xi = 2333,6 \text{ N}$ a $N_p = 255,5 \text{ N}$. Pro úplnost je síla $F_{rot} = 4\,320 \text{ N}$ vypočtena v (7).

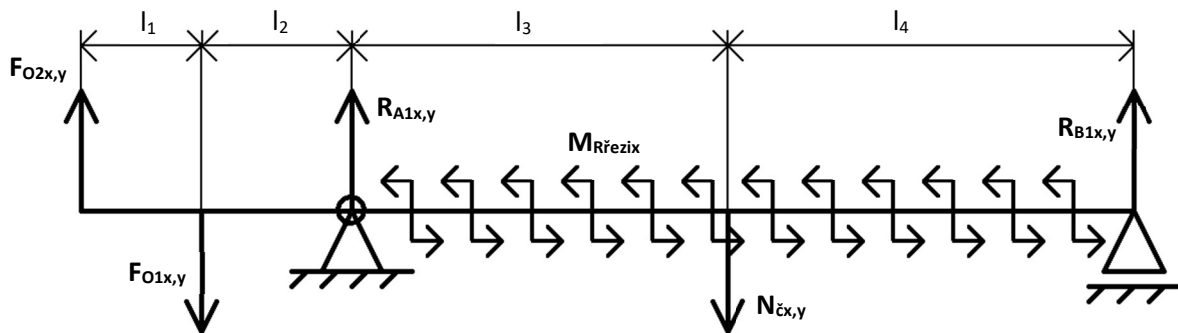


Obr. 28.: Pohled na balík v modelu.

6.7.1. Silová analýza

Jelikož je zatížení uprostřed bubnu symetrické, zjednoduší se síla od váhy balíku do jedné samostatné síly. Dále ještě působí moment od reakce tečné síly od řezání na páce poloměru trubky a půlky délky čepele. Ohybový moment od jednoho nože se vypočítá jako:

$$M_{R\check{r}ezi} = \frac{M_{R\check{r}ez}}{12} = \frac{P_{pod} \cdot \left(r_{trub} + \frac{l_{\check{c}ep}}{2} \right)}{12} = \frac{4\,320 \cdot \left(62,5 + \frac{40}{2} \right)}{12} = 29\,700 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (26)$$



Obr. 29.: Schéma uvolnění čehrače.

Sestavení rovnic ve směru x:

$$\begin{aligned}
 x: R_{Ax2} + F_{O2x} - F_{O1x} + R_{Bx2} - N_{\check{c}x} &= 0 \\
 M_B: -F_{O2x}(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_{O1x}(l_2 + l_3 + l_4) - R_{1Ax}(l_3 + l_4) + N_{\check{c}x}l_4 - M_{R\check{r}ez} &= 0
 \end{aligned} \quad (27)$$

Pro zjištění reakcí ve směru y:

$$\begin{aligned}
 x: R_{Ay2} + F_{O2y} - F_{O1y} + R_{By2} - N_{\check{c}y} &= 0 \\
 M_B: -F_{O2x}(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_{O1x}(l_2 + l_3 + l_4) - R_{1Ax}(l_3 + l_4) + N_{\check{c}x}l_4 &= 0
 \end{aligned} \quad (28)$$

Tab. 3.: Akční síly a reakce v ložiscích čehrače.

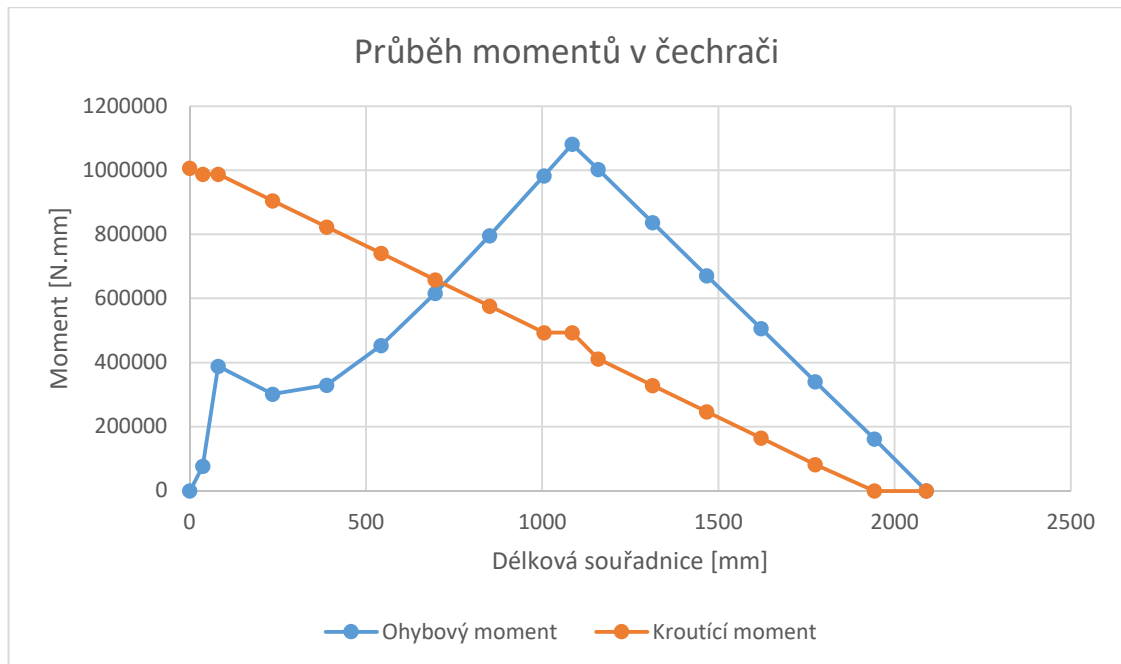
F_{1ox} [N]	F_{2ox} [N]	R_{1ax} [N]	$N_{\check{c}x}$ [N]	R_{1bx} [N]
11446,5	1955,2	9985,1	287,15	-206,615

F_{1oy} [N]	F_{2oy} [N]	R_{1ay} [N]	$N_{\check{c}y}$ [N]	R_{1by} [N]
5484,2	825,9	5908,6	2326,1	1075,808

6.7.2. Pevnostní analýza bubnu

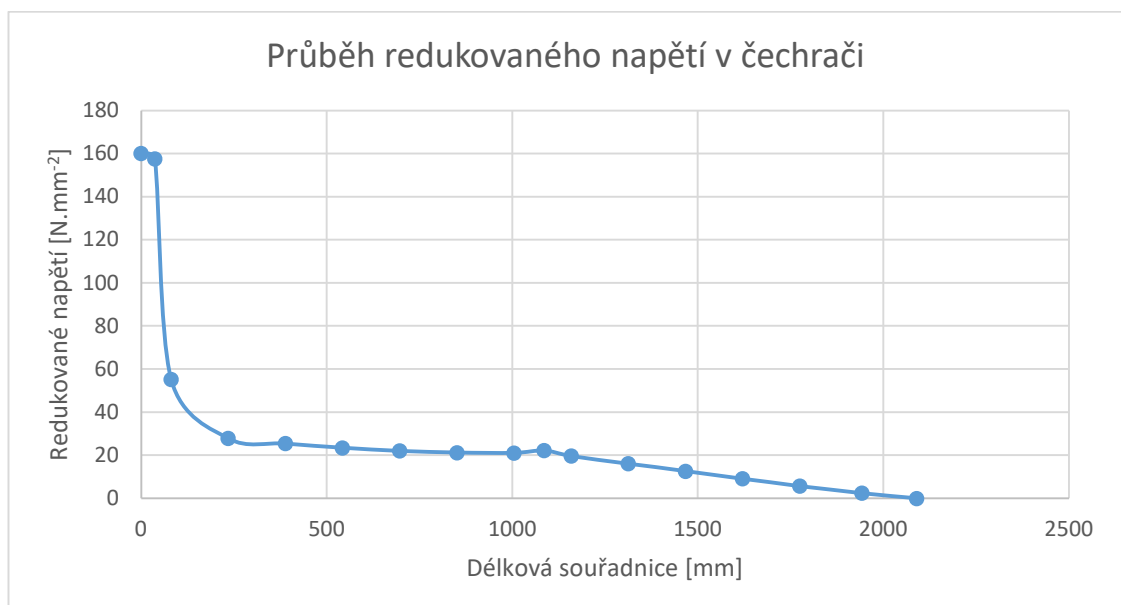
Po zjištění reakcí lze vypočítat ohybový moment. V každém směru ho lze spojit pomocí Pythagorovy věty. V grafu je uveden se spojitostí s krutem:

Graf 1.: Průběh momentů v čechrači



V následujícím grafu lze pozorovat redukované napětí pomocí teorie τ_{max} s ohledem na různé průřezy čechrače:

Graf 2.: Průběh redukovaného napětí v čechrači



Pevnostní kontrola nejnamáhanějšího místa při použití materiálu S235JR, jehož mez kluzu je $235 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$:

$$k_{\xi} = \frac{\sigma_D}{\tau_v} = \frac{235}{160,2} = 1,47 \quad (29)$$

Dimenzování čechrače vyhovuje.

6.7.3. Návrh svaru

V místě svaru působí ohybové zatížení $M_{o1} = 301\,356,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$ a kroutící moment $M_{k1} = 987\,502 \text{ N}\cdot\text{mm}$. Hodnoty byly odečteny z grafu. Byl zvolen svar $a = 5 \text{ mm}$.

Napětí od ohybu lze vypočítat jako:

$$\begin{aligned} \tau_o &= \frac{M_{o1}}{W_o} = \frac{M_{o1}}{\frac{\pi \cdot (d + 2a)^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{d + 2a} \right)^4 \right]} = \frac{301\,356,4}{\frac{\pi \cdot (44 + 2 \cdot 5)^3}{32} \left[1 - \left(\frac{44}{44 + 2 \cdot 5} \right)^4 \right]} = \\ &= 34,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{aligned} \quad (30)$$

Dále zatížení od krutu lze vypočítat jako:

$$\begin{aligned} \tau_k &= \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot (d + 2a)^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{d + 2a} \right)^4 \right]} = \frac{987\,502}{\frac{\pi \cdot (44 + 2 \cdot 5)^3}{16} \left[1 - \left(\frac{44}{44 + 2 \cdot 5} \right)^4 \right]} = \\ &= 57,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{aligned} \quad (31)$$

Redukované napětí je:

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_o}{\alpha_{\tau\perp}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\alpha_{\tau\parallel}} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{34,86}{0,75} \right)^2 + \left(\frac{57,12}{0,65} \right)^2} = 99,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (32)$$

Korigovaná mez kluzu:

$$\sigma_D = \sigma_k \cdot \alpha_{\tau\parallel} = 235 \cdot 0,65 = 152,75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (33)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_k = \frac{\sigma_D}{\tau_v} = \frac{152,75}{99,42} = 1,54 \quad (34)$$

Svar vyhovuje.

6.7.4. Kontrola ložisek

Dynamická únosnost ložisek činí 32 500 N. Ložiska jsou kuličková.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{\sqrt{R_{1Ax}^2 + R_{1Ay}^2}}\right)^p = \left(\frac{32\,500}{\sqrt{9985,1^2 + 5908,6^2}}\right)^3 = \quad (35)$$

= 21,98 milionů otáček

Pro převod na hodiny:

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{pod}} = 2\,498,2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 28,6} \cong 12\,808,86 \text{ hodin} \quad (36)$$

Pro úplnost pro ložisko B; toto ložisko při použití stejných vztahů ale hodnot působících na ložisko B $L_{10} = 26\,112,6$ milionů otáček a $L_{10h} = 15\,217\,117$ hodin.

6.7.5. Výpočet klínového spoje

Klín přenáší sílu převážně třením. Byl vybrán DIN 6885 1-B B 12 x 8 x 70. Normálovou sílu lze vypočítat ze vztahu:

$$Q = \frac{\pi \cdot M_{K2D}}{2 \cdot d_H \cdot f} = \frac{\pi \cdot 1\,006\,740}{2 \cdot 40 \cdot 0,175} \cong 226\,000 \text{ N} \quad (37)$$

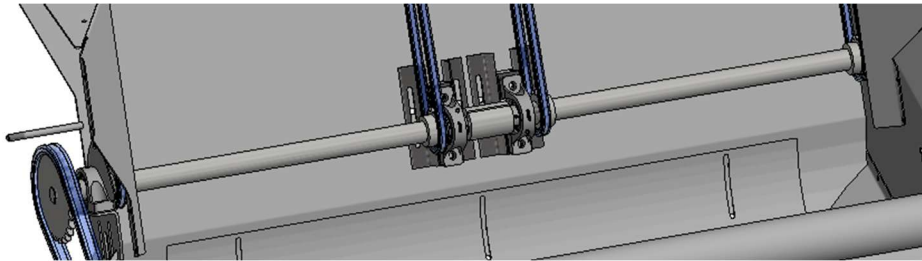
Zatlačovací sílu lze odhadnout jako:

$$Z = 0,3 \cdot Q = 0,3 \cdot 226\,000 = 67\,800 \text{ N} \quad (38)$$

Další výpočty či kontroly se u klínů obvykle neprovádějí.

6.8. Návrh řetězového podavače

Při vybírání řetězu pro podavače se musí přihlížet na požadavky, například nelze řetěz dostatečně mazat, jelikož by mohlo dojít ke kontaminaci slámy mazivem. Dále je nutné najít řetěz s unašeči pro hřebľa.



Obr. 30.: Pohled na hřídele podavače; vlevo poháněcí, vpravo poháněná.

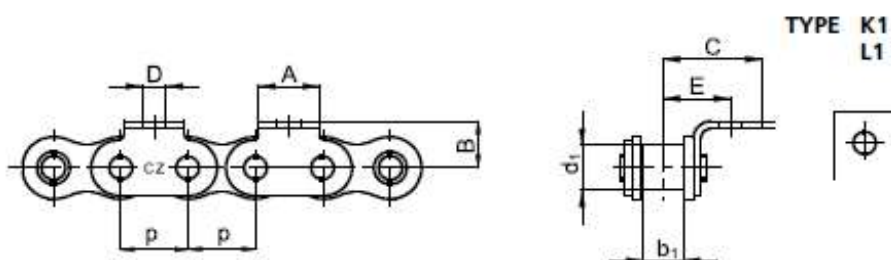
Spojení řetězového kola pohonu s hřídelí je provedeno pomocí klínu. Spojení řetězových kol podavačů s hnací hřídelí je provedeno pomocí těsných per. Poháněcí hřídele jsou rozděleny kvůli průhybu, uprostřed korby jsou podepřena dalšími ložisky a spojena pomocí korýtkové dělené spojky Haberkorn F36184. Spojení korýtkové spojky s hřídelí je kromě silového styku plněno i pomocí těsného pera.



Obr. 31.: Korýtkková dělená spojka Haberkorn.[15]

6.8.1. Výběr řetězu

Kvůli omezení mazání, je nutné vybrat řetěz nerezový, který neklade tak velké požadavky pro mazání. Pro aplikace s nedostatkem maziva vyhovují nerezové řetězy. Požadavku nerezového válečkového řetězu s unašeči odpovídá řetěz od ČZ Chains 12 B-1 K1. Díra v unašeči je o průměru 6,4 mm, což je hlavní důvod výběru tohoto řetězu.



Obr. 32.: Zobrazení řetězu s unašeči.[14]

Rozměry jsou uvedeny v tabulce:

Tab. 4.: Rozměry řetězu 12 B-1 K1. [14]

OZNAČENÍ	P [mm]	b ₁ [mm]	d ₁ [mm]	A [mm]	B [mm]	D [mm]	E [mm]	C [mm]	F [mm]	q [kg/m]	FB [N]
	rozteč	vnitřní šířka	průměr čepu			díra unašeče			tloušťka unašeče		síla pro přetržení
12 B-1 K1	19,05	11,68	12,07	17	13,45	6,4	19,05	28,05	1,8	1,53	18 000

6.8.2. Kontrola pevnosti hřídelí

Při výpočtu se uvažuje, že práci konají jen vnitřní ozubená kola na podavači, jelikož jsou hned pod balíkem. Vnější ozubená kola se považují pouze jako výpomocná. Dalším předpokladem je, že se výkon přenášený na obě vnitřní kola dělí rovnoměrně. Nejprve je nutné vypočítat obvodovou sílu od podavače. Rozteč řetězu 12B je 19,05 mm. Otáčky hřídele jsou 10,6 ot/min:

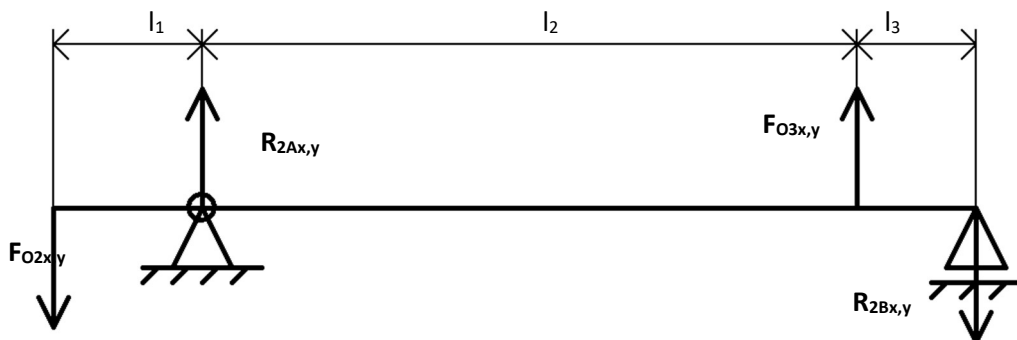
$$v_{pod} = \frac{P_{pod} \cdot n_{pod}}{19\,100 \cdot \sin \frac{180^\circ}{z_4}} = \frac{19,05 \cdot 10,6}{19\,100 \cdot \sin \frac{180^\circ}{16}} = 0,054 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (39)$$

Obvodová síla činí:

$$F_{O3} = \frac{P_{pod}}{2 \cdot v_{pod}} + q \cdot v_{12}^2 = \frac{245,4}{2 \cdot 0,054} + 1,53 \cdot 0,054^2 = 2\,272,2 \text{ N} \quad (40)$$

Při úhlu 47,1 ° lze rozdělit sílu do rovin (odměřeno z modelu):

$$\begin{aligned} x: F_{O3x} &= F_{O3} \cdot \cos 47,1^\circ = 2\,272,2 \cdot \cos 47,1^\circ = 1546,7 \text{ N} \\ y: F_{O3y} &= F_{O3} \cdot \sin 47,1^\circ = 2\,272,2 \cdot \sin 47,1^\circ = 1664,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (41)$$



Obr. 33.: Schéma uvolnění poháněcí hřídele.

Nyní lze sestavit statické rovnice ve směru x pro hnací hřídel:

$$\begin{aligned} x: R_{AX2} + F_{O3x} - F_{O2x} - R_{Ax2} &= 0 \\ M_B: F_{O2x}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{Ax2}(l_2 + l_3) - F_{O3x}(l_2 + l_3) &= 0 \end{aligned} \quad (42)$$

A ve směru y:

$$\begin{aligned} x: R_{Ay2} + F_{O3y} - F_{O2y} - R_{Ay2} &= 0 \\ M_B: F_{O2y}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{Ay2}(l_2 + l_3) - F_{O3y}(l_2 + l_3) &= 0 \end{aligned} \quad (43)$$

Po vyřešení rovnic se získají hodnoty reakcí v ložiscích:

Tab. 5.: Reakce v ložiscích hnací hřídele.

F_{Ox2} [N]	R_{2Ax} [N]	F_{Ox3} [N]	R_{2Bx} [N]
1955,2	2223,05	1546,7	1814,55

F_{Oy2} [N]	R_{2Ay} [N]	F_{Oy3} [N]	R_{2By} [N]
825,9	891,63	1664,5	1730,23

Rovnice pro výpočet ohybového momentu zní ve směru x:

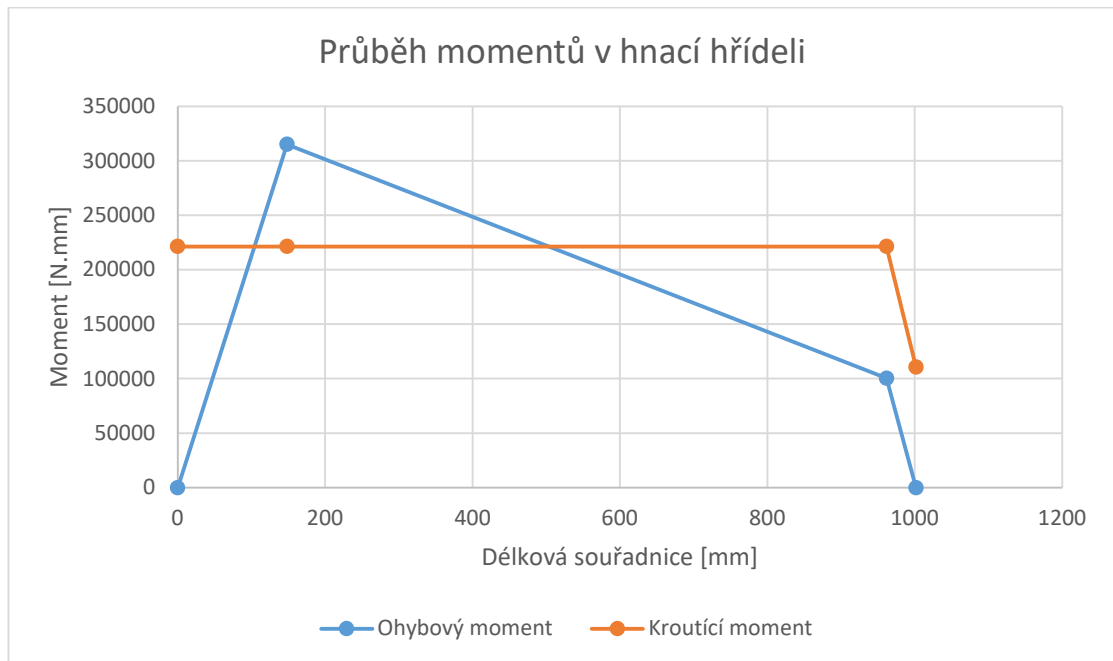
$$\begin{aligned} M_I &= F_{O2x} \cdot x; 0 \leq x < 148,5 \\ M_{II} &= F_{O2x} \cdot (x - 148,5) - R_{2Ax} \cdot x; 148,5 \leq x < 961,5 \\ M_{III} &= F_{O2x} \cdot (x - 961,5) - R_{2Ax} \cdot (x - 813,5) - F_{O3x} \cdot x; 961,5 \leq x \leq 1001,5 \end{aligned} \quad (44)$$

A následně ve směru y:

$$\begin{aligned} M_I &= F_{O2y} \cdot x; 0 \leq x < 148,5 \\ M_{II} &= F_{O2y} \cdot (x - 148,5) - R_{2Ay} \cdot x; 148,5 \leq x < 961,5 \\ M_{III} &= F_{O2y} \cdot (x - 961,5) - R_{2Ay} \cdot (x - 813,5) - F_{O3y} \cdot x; 961,5 \leq x \leq 1001,5 \end{aligned} \quad (45)$$

Výsledný moment se určí z Pythagorovy věty. Průběh ohybu spolu s kroutícím momentem vypadá:

Graf 3.: Průběh momentů v hnací hřídeli



Nejvyšší namáhání působí v místě prvního ložiska. V tomto místě je průměr hřídele $d = 40$ mm. Ohybové napětí v tomto místě je:

$$\sigma_o = \frac{M_I}{W_o} = \frac{F_{02y} \cdot l_1}{W_o} = \frac{1955,2 \cdot 148,5}{6284,8} = 46,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (46)$$

Namáhání krutem se vypočítá:

$$\tau_k = \frac{M_{kIII}}{W_k} = \frac{M_{kIII}}{W_o} = \frac{221\,451}{12\,566,371} = 17,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (47)$$

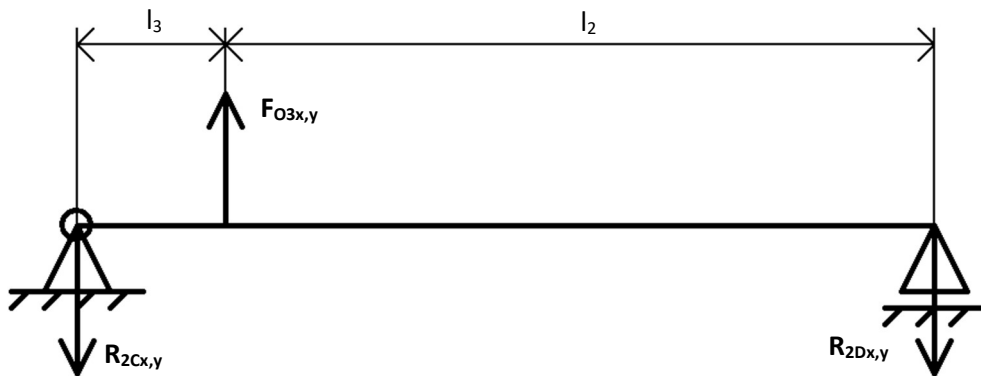
Redukované napětí dle teorie τ_{max} lze vypočítat jako:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{46,2^2 + 4 \cdot 17,6^2} = 58,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (48)$$

Při použití materiálu S235JR, jehož mez kluzu činí $235 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, lze vypočítat koeficient bezpečnosti:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{235}{58,1} = 4,04 \quad (49)$$

Následuje pevnostní výpočet poháněné hřídele:



Obr. 34.: Schéma uvolnění poháněné hřídele.

Pro výpočet druhé hřídele je nutno opět zjistit reakce v ložiscích ve směru x:

$$\begin{aligned}
 x: F_{03x} - R_{Cx2} - R_{Dx2} &= 0 \\
 M_D: R_{Ax2}(l_2 + l_3) - F_{03x} l_2 &= 0
 \end{aligned} \tag{50}$$

A analogicky ve směru y:

$$\begin{aligned}
 x: F_{03y} - R_{Cy2} - R_{Dy2} &= 0 \\
 M_D: R_{Ay2}(l_2 + l_3) - F_{03y} l_2 &= 0
 \end{aligned} \tag{51}$$

Po vyřešení rovnic se získá:

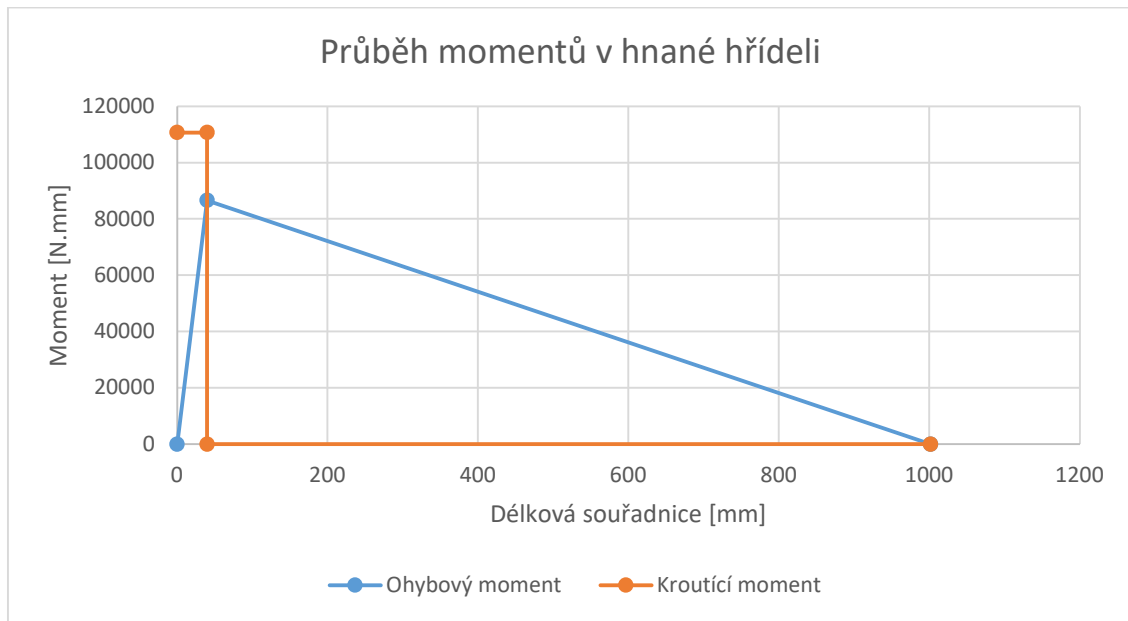
Tab. 6.: Reakce v ložiscích hnané hřídele.

R_{3ax} [N]	F_{0x3} [N]	R_{3bx} [N]
1474,17	1546,7	72,53

R_{3ay} [N]	F_{0y3} [N]	R_{3by} [N]
1586,446	1664,5	78,05

Při použití Pythagorovy věty a rovnic pro moment lze spolu s kroutícím momentem provést průběh napětí ve hřídeli.

Graf 4.: Průběh momentů v hnané hřídeli



Jelikož jsou rozměry hřídele téměř stejné, neprovádí se kontrola, jelikož působící síly pro ohyb i pro krut jsou menší než v předešlém případě, kde hřídel dostačuje.

6.8.3. Kontrola pevnosti per

Pro spojení mezi řetězovými koly a hřídelí byla využita pera ČSN 02 2562 12 x 8 – 32. Je zkontrolováno pero přenášející výkon na řetězový podavač na vnitřní části hřídele. Výkon se dělí na dvě pera, tedy stačí zkontrolovat jedno. Funkční délka pera je $32 - 12 = 20$ mm.

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{2 \cdot d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 221\,451}{42 \cdot 8 \cdot 20} = 65,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_D = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (52)$$

Kontrola na smyk:

$$\tau = \frac{M_{kIII}}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{221\,451}{42 \cdot 12 \cdot 20} \leq 21,97 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (53)$$

Pera vyhovují.

6.8.4. Výpočet klínového spojení

Klín přenáší sílu převážně třením. Byl vybrán DIN 6885 1-B B 12 x 8 x 50. Normálovou sílu lze vypočítat ze vztahu:

$$Q = \frac{\pi \cdot M_{kIII}}{2 \cdot d_H \cdot f} = \frac{\pi \cdot 221\,451}{2 \cdot 40 \cdot 0,175} \cong 50\,000 \text{ N} \quad (54)$$

Zatlačovací síla se odhadne jako:

$$Z = 0,3 \cdot Q = 0,3 \cdot 50\,000 = 15\,000 \text{ N} \quad (55)$$

6.8.1. Kontrola životnosti ložisek

Nyní se provede ukázková kontrola ložiska A, ostatní ložiska jsou uvedena v tabulce na konci této podkapitoly.

Z podkapitoly pevnosti hřídele byly zjištěny hodnoty reakcí, ty je nutné pomocí Pythagorovy věty sloučit dohromady. Byly vybrány ložiskové domky SKF UCP 208 s ložiskem s dynamickou únosností $C = 32,5 \text{ kN}$. Ložisko je kuličkové.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{\sqrt{R_{2Ax}^2 + R_{2Ay}^2}}\right)^p = \left(\frac{32\,500}{\sqrt{2\,223,05^2 + 891,63^2}}\right)^3 = \quad (56)$$

= 2 498,2 milionů otáček

Což lze převést na trvanlivost v hodinách:

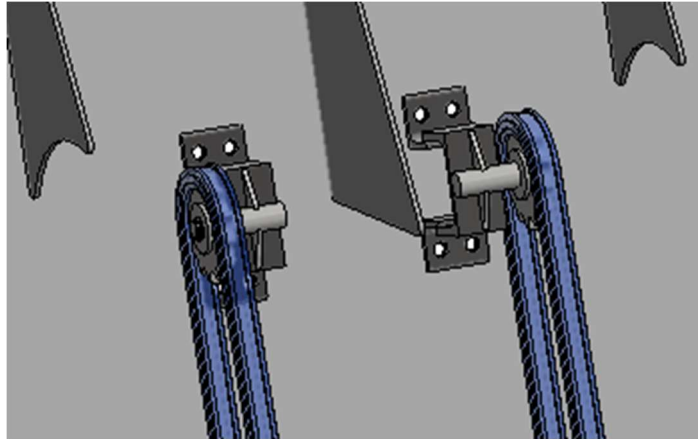
$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{pod}} = 2\,498,2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 10,6} \cong 4\,000\,000 \text{ hodin} \quad (57)$$

Tab. 7.: Výsledné životnosti ložisek podavače.

	A	B	C	D
P [N]	2395,20	2507,25	2165,64	106,55
L_{10} [mil. otáček]	2498	2178	3380	28378149
L_{10h} [hod]	3891270	3392524	5264503	44202723761

6.8.2. Kontrola pevnosti os

Tato část se bude zabírat kontrolou na ohyb osy a kontrola svaru. Bude se uvažovat, že úhel, který řetěz svírá s tečnou plochou stojanu osy, se rovná nule. Síla způsobující ohyb je síla od řetězu F_{O3} .



Obr. 35.: Pohled na osy podavače.

$$M_{os} = F_{03} \cdot l_{os} = 2\,272,2 \cdot 37 = 84\,064 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (58)$$

Průřez osy činí v nejnamáhanějším místě 30 mm.

$$\sigma_o = \frac{M_{os}}{W_o} = \frac{84\,064}{785,6} = 107 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (59)$$

Bezpečnost je:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_o} = \frac{235}{107} = 2,2 \quad (60)$$

Svar je namáhán na ohyb od momentu a na smyk od samostatné síly. Předpokládá se, že je namáhána část jenom kolem obvodu osy a svar kolem žeber je pouze pro zvýšení tuhosti. Bylo zvoleno $a = 4 \text{ mm}$.

Napětí od ohybu lze vypočítat jako:

$$\tau_o = \frac{M_{os}}{o_1 \cdot d \cdot a} = \frac{84\,064}{36 \cdot 20 \cdot 3} = 29,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (61)$$

Napětí od stříhu se vypočítá jako:

$$\tau_s = \frac{F_{03}}{2 \cdot o_1 \cdot a} = \frac{2\,272,2}{2 \cdot 36 \cdot 4} = 7,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (62)$$

Redukované napětí lze vypočítat:

$$\tau_O = \sqrt{\left(\frac{\tau_O}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_s}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{29,12}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{7,9}{0,75}\right)^2} = 46,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (63)$$

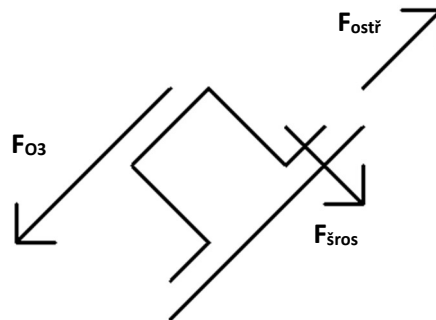
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2 se vypočítá jako:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_k}{k} \cdot \alpha_{\tau\parallel} = \frac{235}{2} \cdot 0,65 = 76,375 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \geq \tau_O = 46,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (64)$$

Svar vyhovuje.

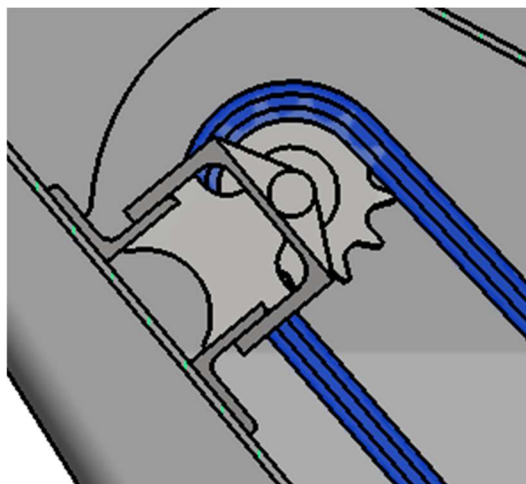
6.9. Kontrola vybraných šroubových spojů

6.9.1. Ukázkový výpočet šroubového spojení u osy podavače



Obr. 36.: Schéma sil na stojanu osy.

Pro výpočet u os se uvažuje, že úhel řetězu s tečnou plochou uložení s osou svírá 0° . Uvažuje se bezpečnost silového spojení 2. Jsou použity šrouby M10 s roztečí 1,5 mm a středním průměrem $d_2 = 9,026$ mm, malý průměr $d_3 = 8,160$ mm.



Obr. 37.: Pohled na osu podavače.

Nejdříve je nutné vypočítat parametry závitu, úhel stoupání závitu je:

$$\operatorname{tg}(\gamma) = \frac{i P_{\text{šr}}}{\pi d_2} = \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} \rightarrow \gamma = 3,02^\circ \quad (65)$$

Dále úhel boku závitu:

$$\beta_n = \operatorname{tg}^{-1}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \operatorname{tg}^{-1}(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 3,02^\circ) = 29,97^\circ \quad (66)$$

Třecí úhel se vypočte jako:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos(\beta_n)} = \operatorname{arctg} \frac{0,175}{\cos(29,97^\circ)} = 11,42^\circ$$

Osová síla činí:

(67)

$$F_{\text{šros}} = \frac{F_{03}}{f} \cdot k = \frac{2\,272,2}{0,175} \cdot 2 \cong 26\,000 \text{ N}$$

Sílu dělíme mezi 4 šrouby. Pro výpočet momentu použijeme vztah:

$$M_{\text{šros}} = \frac{F_{\text{šros}}}{i} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = \frac{26\,000}{4} \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,02^\circ + 11,42^\circ) \cong 7\,553,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (68)$$

Šrouby budou namáhané přídavnou osovou silou od momentu:

$$F_{\text{přid}} = \frac{F_{03} \cdot l_{1os}}{2 \cdot l_{2os}} = \frac{2\,272,2 \cdot 80}{4 \cdot 52} \cong 874 \text{ N} \quad (69)$$

Namáhání od krutu se vypočítá:

$$\tau_{kos} = \frac{M_{\text{šros}}}{W_k} = \frac{M_{\text{šros}}}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{7\,553,6}{\frac{\pi \cdot 8,160^3}{16}} = 70,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (70)$$

Namáhání od tahové síly zní:

$$\sigma_{tah} = \frac{\frac{F_{šros}}{4} + \frac{F_{příd}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{\frac{26\,000}{4} + \frac{874}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,160^2}{4}} = 132,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (71)$$

Redukované napětí se vypočítá:

$$\sigma_{redOS} = \sqrt{\sigma_{tah}^2 + 4 \cdot \tau_{kOS}^2} = \sqrt{70,8^2 + 4 \cdot 132,6^2} = 274,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (72)$$

Při použití šroubu o pevnosti 5.8, jejichž mez kluzu je $400 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, bezpečnost je:

$$k_{kOS} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{400}{274,6} = 1,46 \quad (73)$$

Šroubové spojení vyhovuje

6.9.2. Shrnutí dalších šroubových spojů

Další kontrola bude provedena pro spojení posuvného domku, kde jsou použity šrouby M12, jedná se o 8 šroubů, je nutné tvořit reakce proti tahu řetězu. Další výpočet je pro ložiska upevněná na domcích a dále na bočnicích rozdružovače. Nejdříve ale pro posuvný domek je třeba zjistit tečné a normálové síly. Ty se provedou sečtením sil v příslušných směrech a následně znovu rozděleny na tečnou a normálovou složku:

$$\begin{aligned} x: F_x &= R_{2BX} + R_{2CX} = 1814,55 + 1474,17 = 3\,288,72 \text{ N} \\ y: F_y &= R_{2B} + R_{2Cy} = 1730,23 + 78,05 = 1808,28 \text{ N} \\ n: F_n &= F_x \cos \varepsilon - F_y \sin \varepsilon = 3\,288,72 \cdot \cos 50,33^\circ - 1808,28 \sin 50,33^\circ = 945,06 \text{ N} \\ t: F_t &= F_x \sin \varepsilon + F_y \cos \varepsilon = 3\,288,72 \sin 50,33^\circ + 1808,28 \cos 50,33^\circ = 3923,33 \text{ N} \end{aligned} \quad (74)$$

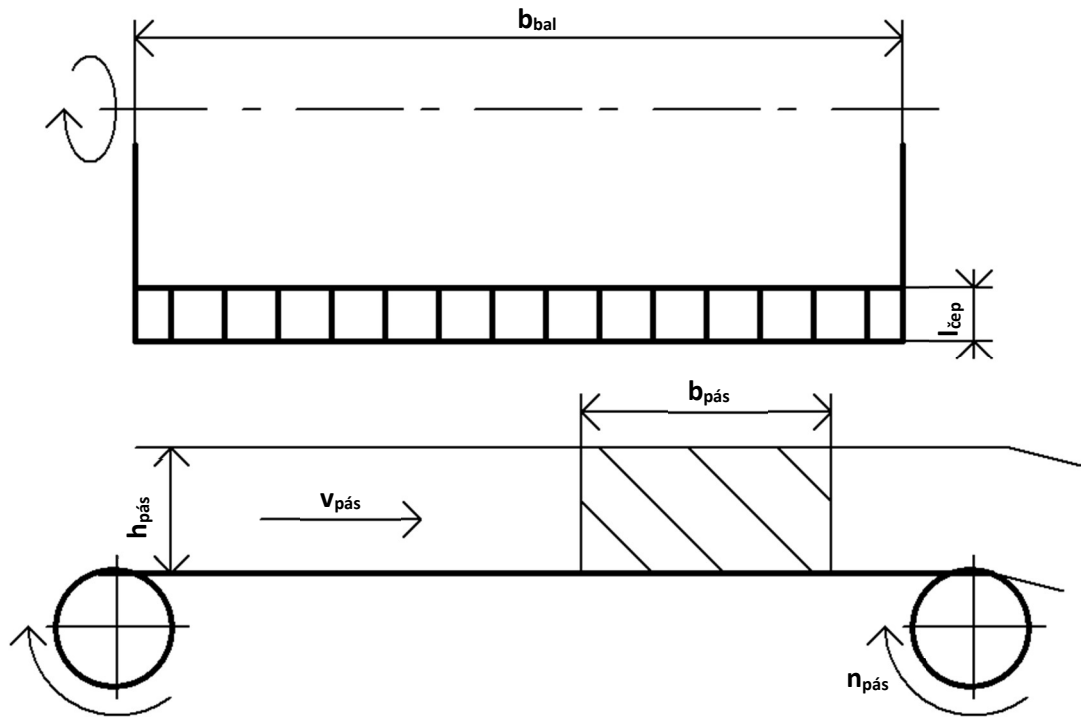
Na ložiscích čehrače nepůsobí žádné axiální síly, díky tomu je méně namáhán na tah. Pro tyto šroubová spojení ale byla zvolena bezpečnost na sílu 1,5; jelikož šrouby 5.8 by namáhání nevydrželi.

Vstupy a výstupy jsou uvedeny v tabulce v příloze 1.

6.10. Výběr hydromotoru pásového dopravníku

Jelikož rozdružená sláma má zanedbatelnou hmotnost, kontroluje se hlavně počet otáček, zda dopravník dokáže vynést slámu ven. Šířka dopravníku činí 650 mm, průměr kladek je 120 mm. Výška otvoru, jehož průřez lze považovat za čtverec, je zhruba 250 mm. Jako referenční objemovou hmotnost slámy po rozdružení se použije objemová hmotnost slámy na řádku, tedy 15 kg/m^3 . Hmotnostní tok je nutno odvodit z obvodové rychlosti

balíku, která je rovna rychlosti řetězu podavače (39), tloušťky odřezané vrstvy z balíku a rozdílných objemových hmotností.



Obr. 38.: Schéma uvolněného materiálu na výstupním dopravníku.

Hmotnostní tok:

$$\dot{q}_{sl} = v_{pod} \cdot l_{cep} \cdot b_{bal} \cdot \rho_{bal} = 0,054 \cdot 0,04 \cdot 1,5 \cdot 150 = 0,456 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (75)$$

Objemový tok:

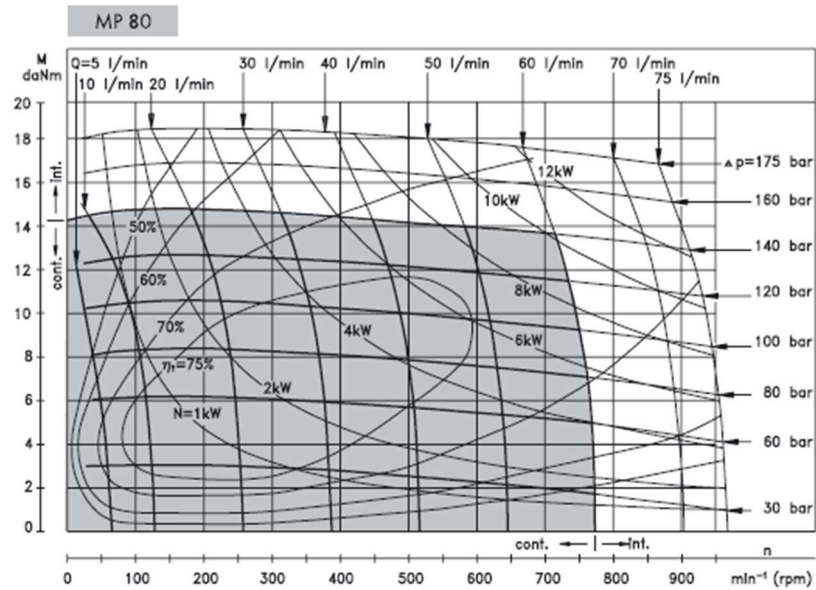
$$\dot{V}_{sl} = \frac{\dot{q}_{sl}}{\rho_{sl}} = \frac{0,456}{15} = 0,0324 \text{ m}^3 \quad (76)$$

Obvodová rychlost pásu:

$$v_{pás} = \frac{\dot{V}_{sl}}{b_{pás} \cdot h_{pás}} = \frac{0,0324}{0,65 \cdot 0,12} = 0,415 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (77)$$

Otáčky kladky:

$$n_{pás} = \frac{60 \cdot v_{pás}}{d_{kl} \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 0,415}{0,125 \cdot \pi} \cong 63,4 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (78)$$



Obr. 39.: Pracovní charakteristika hydromotoru MP 80.[13]

Byl zvolen motor MP 80, jelikož jeho předností je vysoká hodnota otáček. Další kontroly pro pásový dopravník nebudou prováděny z důvodu malých působících sil a zanedbatelné hmotnosti slámy na dopravníku.

7. Závěr

Na začátku byla provedena rešerše pro míchané a rozduřované materiály, tedy siláž, senáž a lisované balíky. Dále byly představeny míchací krmné vozy a rozduřovače a jejich hlavní funkce.

V další části bylo provedeno rozdělení rozduřovačů a míchacích krmných vozů dle různých parametrů. Byly zmíněny i stacionární krmné linky. Následně byly rozebrány jednotlivé konstrukční části MKV a rozduřovačů, a to podvozky a pohony, čechrače a míchače, způsoby nakládání a vykládání a vázící zařízení.

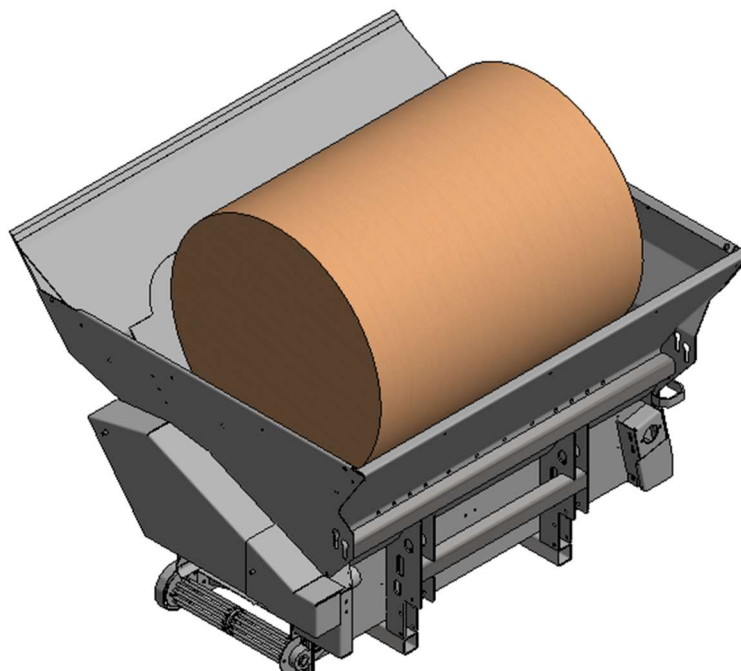
Následně byly představeny ukázky několika vybraných komerčně dostupných MKV a rozduřovačů s jejich krátkým popisem a jejich požadavky na pohon.

Poté byly definovány požadavky na návrh vlastního rozduřovače.

S ohlédnutím na požadavky byl v Autodesk Inventoru 2019 navržen vlastní rozduřovač kulatých balíků slámy se závěsnou svařovanou korbou, horizontálním uspořádáním míchacího zařízení a pohonem pomocí hydromotorů poháněných z rozvaděče vlastního zemědělského manipulátoru. Rozduřovač je vyroben zejména z plechových výpalků, dále z obráběných kulatin a kupovaných součástí: profilů, ložisek, řetězů, řetězových kol, hydromotorů a korýtkové spojky.

Byl proveden výběr hydromotorů a řetězu podavače a následně silová analýza a pevnostní kontrola čechrače, ložisek, konstrukčních prvků řetězového podavače jako jeho hřídelí a uložení řetězů; pevnostní kontrola vybraných namáhaných šroubových spojů, jako je uložení ložisek podavače a čechrače a pevnostní kontrola vybraných svarů.

Jako poslední byly vytvořeny výrobní výkresy hřídelí podavačů, hřebel, výkresy svařenců pevného a posuvného domku a napínáku pohonu, poté byl vytvořen sestavný výkres celé sestavy.



Obr. 40.: Pohled na kompletní rozduřovač s naloženým balíkem.

Použitá literatura

- [1] SYROVÝ, Otakar. *Doprava v zemědělství*. Praha: Profi Press, 2015. ISBN 978-80-86726-30-4.
- [2] GÁLIK, Roman. *Technika pre chov zvierat*. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2015. ISBN 978-80-552-1407-8.
- [3] FOJT, Miroslav. Výkrm skotu, druhy míchacích krmných vozů a zařízení. *Agroportal24h* [online]. 2019, 20. 12. 2019 [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://agroportal24h.cz/clanky/vykrm-skotu-druhy-michacich-krmnych-vozu-a-zarizeni>
- [4] PULKRAB, Miroslav. *Vliv způsobu nakládání krmiva do krmného míchacího vozu na životní prostředí* [online]. České Budějovice, 2017 [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: https://theses.cz/id/lwi65d/Diplomov_prce_Pulkrab_Miroslav_2017.txt. Diplomová práce. JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH, ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA. Vedoucí práce Ing. Marie Šístková, CSc.
- [5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] *KVERNELAND 852-853-856 Rozebírače balíků / samozakládací vozy* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://www.agrocentrumzs.cz/produkty/produkty/zavesna-technika/kverneland/sklizen-pice-a-rozdruzovace>
- [7] *Rozdružovač balíků Primor 2060 H* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://www.agrocentrumzs.cz/produkty/produkty/zavesna-technika/kuhn/rozebiraci-zastylaci-vozy/rozdruzovacky-s-hydr-pohanenym-rozdruzovacim-valcem/rozdruzovac-baliku-primor-2060-h-neseny>
- [8] *Fliegl rozdružovač balíků* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://www.agrozet.cz/e-shop/fliegl-rozdruzovac-baliku-d79298.html>
- [9] *CROSSCUT A* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://www.pal.cz/zemedelska-technika/krmivarska-technika/rozdruzovace-baliku-elho-stroje-pro-nastylani-a-kr/crosscut-a>
- [10] ALARI, Simon. *Forces in Cutting Compressed Forage Material* [online]. Montréal, 1990 [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://escholarship.mcgill.ca/concern/reports/jd472w616?locale=en>
Článek. McGill University. Vedoucí práce Grant Clark.
- [11] *STRAUTMANN VERTI-MIX 1501 DOUBLE* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <http://www.biso.eu/strautmann/strautmann-verti-mix-1501-double/>
- [12] *Greyhound* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://www.moreauvysocina.cz/katalog/zemedelska-technika/michaci-krmne-vozy/horizontalni-samochodny/greyhound/>
- [13] *Katalog hydromotorů M+S Hydraulic* [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: <https://www.eurofluid.cz/z4196-mp-400-c-4>
- [14] *Katalog ČZ Chains* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: http://czretezy.cz/docs/katalog_prumyslovych_retezu.pdf



- [15] *Katalog Haberkorn korýtkové spojky dělené* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z:
<https://eshop.haberkorn.cz/index.php?cl=details&anid=L7MP1001E1&pgNr=1>
- [16] *Katalog Haberkorn řetězová kola* [online firemní katalog]. [cit. 2021-5-22]. Dostupné z:
<https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/retezova-kola/>
- [17] *CO JE SILÁŽ?* [online]. Hrdějovice, 2015 [cit. 2021-5-22]. Dostupné z:
<https://www.zemedelske-potreby.cz/pytle-plachty-site-folie/co-je-silaz>
- [18] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-0300046-7.

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.: Ukrojená siláž odkrajobacím štítem.[17]
- Obr. 2.: Rozdružovač balíků slámy s příčným výstupním dopravníkem.[1]
- Obr. 3.: Pracovní pohyb materiálu v a) vertikálním; b) horizontálním stroji.[2]
- Obr. 4.: Schéma návěsného vertikálního MKV.[1]
- Obr. 5.: Schéma návěsného horizontálního MKV s vlastní plnicí frézou.[1]
- Obr. 6.: Schéma automatické krmné linky.[2]
- Obr. 7.: Zavěšený krmný robot ve stáji.[3]
- Obr. 8.: Schéma samojízdného vertikálního MKV s vlastní plnicí frézou.[1]
- Obr. 9.: Bezezbytkové nakládání s přihrnovacím štítem samojízdného MKV.[3]
- Obr. 10.: Nakládání siláže rotační frézou.[1]
- Obr. 11.: Nakládání siláže přihrnovacím štítem.[1]
- Obr. 12.: Drapák pro balíky slámy.[4]
- Obr. 13.: Nakládání balíku pomocí sklopné plošiny.[8]
- Obr. 14.: Míchací krmný vůz s integrovaným metačem.[3]
- Obr. 15.: Detail metače s lopatkami.[6]
- Obr. 16.: Kverneland Taarup TA 852.[6]
- Obr. 17.: Primor 2060 H.[7]
- Obr. 18.: Fliegl Profi-Combi.[8]
- Obr. 19.: STORTI POINTER Greyhound.[12]
- Obr. 20.: Strautmann Verti-Mix1801 Double.[11]
- Obr. 21.: Popis součástí rozdružovače bez krycích plechů pohonu.
- Obr. 22.: Pohled na rozdružovač bez krycích plechů podavače.
- Obr. 23.: Pohled na hřeblo podavače.
- Obr. 24.: Pracovní charakteristika hydromotoru MP 400.[13]
- Obr. 26.: Pohled na řetězový převod.
- Obr. 27.: Schéma sil působících na převodech.
- Obr. 28.: Schéma uvolnění sil působících od balíku.
- Obr. 29.: Pohled na balík v modelu.
- Obr. 30.: Schéma uvolnění čechrače.
- Obr. 31.: Pohled na hřídele podavače; vlevo poháněcí, vpravo poháněná.
- Obr. 32.: Korýtková dělená spojka Haberkorn.[15]
- Obr. 33.: Zobrazení řetězu s unašeči.[14]
- Obr. 34.: Schéma uvolnění poháněcí hřídele.
- Obr. 35.: Schéma uvolnění poháněné hřídele.
- Obr. 36.: Pohled na osy podavače.
- Obr. 37.: Schéma sil na stojanu osy.
- Obr. 38.: Pohled na osu podavače.
- Obr. 39.: Schéma uvolněného materiálu na výstupním dopravníku.



Obr. 40.: Pracovní charakteristika hydromotoru MP 80.[13]

Obr. 41.: Pohled na kompletní rozdrůžovač s naloženým balíkem.



SEZNAM TABULEK

- Tab. 1.: Průměrná objemová hmotnost slámy podle způsobu zpracování.[1]
- Tab. 2.: Mechanické vlastnosti bojínku lučního.[10]
- Tab. 3.: Akční síly a reakce v ložiscích čechrače.
- Tab. 4.: Rozměry řetězu 12 B-1 K1. [14]
- Tab. 5.: Reakce v ložiscích hnací hřídele.
- Tab. 6.: Reakce v ložiscích hnané hřídele.
- Tab. 7.: Výsledné životnosti ložisek podavače.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Tabulka shrnující šroubové spojení vybraných namáhaných konstrukčních prvků.

Seznam přiložené výkresové dokumentace:

Sestava rozdružovače

Sestava posuvného domku pro ložisko

Sestava napínáku pohonu

Sestava pevného domku pro osu

Sestava hřebel podavače

Výrobní výkres poháněcí hřídele podavače

Výrobní výkres poháněného hřídele podavače

Seznam příloh na CD:

3D model rozdružovače

Příloha číslo 1: Tabulka shrnující šroubové spojení vybraných namáhaných konstrukčních prvků

	F_t	F_n	Šroub	Osová síla [N]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	P_{sr} [mm]	γ [°]	θ_n [°]	φ' [°]	M [N.mm]	i	Redukované napětí [N.mm ⁻²]	Bezpečnost
Podavač														
Posuvný domek	3923,33	945,06	M12 5.8	44838,06	11,026	10,16	1,5	2,4796	29,977	11,421	7647,3	8	102,46583	3,9
Ložisko A	2395	0	M12 5.8	27371,43	11,026	10,16	1,5	2,4796	29,977	11,421	18673	2	247,76372	1,6
Ložisko D	106,54	0	M12 5.8	1217,6	11,026	10,16	1,5	2,4796	29,977	11,421	830,67	2	11,021606	36,3
Čechrač														
Ložisko A	11602,3	0	M14	99448,46	12,701	11,55	2	2,8695	29,969	11,421	40216	4	356,66971	1,1
Ložisko B	1095,47	0	M14	9389,743	12,701	11,55	2	2,8695	29,969	11,421	3797,1	4	33,676107	11,9