



**FAKULTA  
ŠTOJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh samovazacího zařízení**

**Design of Self-knotter Device**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2022**

**Daniel KLIMEŠ**

**Studijní program:** B2341 STROJÍRENSTVÍ

**Studijní obor:** 3901R051 Konstruování podporované počítačem

**Vedoucí práce:** Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Klímeš** Jméno: **Daniel** Osobní číslo: **483192**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Strojirenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh samovazacího zařízení**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Self-knotter Device**

Pokyny pro vypracování:

Hlavním cílem práce je koncepční návrh konstrukce samovazacího zařízení, který by mohl být využit v lisech na pícniny. Za tímto účelem proveďte rešerši v oblasti lisů na pícniny a zaměřte se na funkcionality samotných samovazačů. Na základě zjištěných informací a vhodně zvolených parametrů navrhnete konstrukci samovazače pro zajištění a realizaci potřebných funkcí. Vytvořte 3D parametrický model a sestavte k němu konstrukčně-technický popis. Vytipujte kritická místa konstrukce a proveďte pevnostní kontrolu vybraných uzlů samovazače. Vytvořte 2D sestavný výkres jednotky samovazače popř. také jeho nadřazené sestavy.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spojení a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.  
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.  
KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Roman Uhlíř, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **24.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.  
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

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 na téma „Návrh samovazacího zařízení“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, která je uvedena na konci bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

Daniel Klimeš



## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D., za věcné připomínky k obsahové stránce a cenné rady. Také bych rád poděkoval rodině za veškerou podporu během mého bakalářského studia.

## Anotační list

Jméno autora: Daniel KLIMEŠ

Název BP: Návrh samovazacího zařízení

Anglický název: Design of Self-knotter Device

Rok: 2022

Studijní program: B2341 Strojírenství

Obor studia: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

Konzultant:

Bibliografické údaje: počet stran 47  
počet obrázků 41  
počet tabulek 5  
počet příloh 3

Klíčová slova: Samovazací zařízení, lis na balíky, návrh, uzlovač

Keywords: Self-knotter device, baler, design, knotter

### Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem samovazacího mechanismu. Teoretická část obsahuje rozdělení lisů na balíky a co je samovazací mechanismus a jak pracuje. Obsahem praktické části jsou potřebné výpočty určených uzlů a konstrukční návrh. Součástí bakalářské práce je zhotovení 3D modelu a výkresové dokumentace.

### Abstract:

This bachelor thesis deals with the design of the self-knotter mechanism. The theoretical part contains distribution of balers and what is a self-knotter mechanism and how it works. The content of the practical part is the necessary calculations of the designated nodes and the structural design. Part of the bachelor thesis is the production of a 3D model and drawing documentation.



## Obsah

1.	Úvod .....	1
1.1.	Historie .....	1
2.1.	Seno .....	2
2.2.	Sláma .....	2
3.	Sběrací lisy .....	4
4.	Lisy na válcové balíky .....	4
4.1.	Konstrukční řešení lisů na válcové balíky .....	5
4.1.1.	Konstrukce svinovacího lisu s variabilní komorou .....	5
4.1.2.	Konstrukce svinovacího lisu s pevnou komorou .....	7
5.	Lisy na hranolovité balíky .....	9
5.1.	Konstrukční řešení lisů na hranolovité balíky .....	10
6.	Speciální lisy .....	12
7.	Samovázací mechanismus .....	13
7.1.	Činnost vázacího mechanismu .....	14
7.2.	Systém dvojitého vázání .....	16
7.3.	Poruchy vázání .....	18
8.	Koncepční návrh konstrukce samovázacího zařízení .....	20
8.1.	Konstrukce rámu .....	21
8.2.	Řetězový převod .....	22
8.2.1.	Návrh řetězového převodu .....	23
8.3.	Hlavní hřídel .....	26
8.3.1.	Návrh hřídele .....	26
8.3.2.	Návrh těsného pera .....	27
8.4.	Ložiskové těleso .....	29
8.5.	Těleso uzlovače .....	30
8.6.	Svěrný spoj (Objímka) .....	31
8.7.	Kluzná ložiska .....	35



---

8.8. Vázací roubík.....	36
8.9. Přidržovač motouzu.....	37
8.10. Hnací kotouč .....	37
8.11. Pastorky .....	39
8.12. Rám tělesa uzlovače .....	39
9. Závěr.....	40
Seznam použité literatury .....	41
Seznam zkratk a symbolů .....	43
Seznam obrázků.....	45
Seznam tabulek.....	46
Seznam příloh .....	46

## 1. Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem samovázacího zařízení, který by mohl být využit v lisech na pícniny. V první polovině práce se zaměřím na základní typy sběracích lisů na balíky, které se používají, funkcionalitu těchto lisů a samovázacího mechanismu. Ve druhé polovině práce se zabývám koncepčním návrhem konstrukce samovazače a popisem mechanismu. Lisy na pícniny, jako mnoho dalších zemědělských strojů, jsou v dnešní době nedílnou součástí většiny družstev a zemědělských farem. Klady spočívají v efektivnosti, úspoře práce pracovníků těchto farem a zlepšení skladovatelnosti sebraného materiálu.

### 1.1. Historie

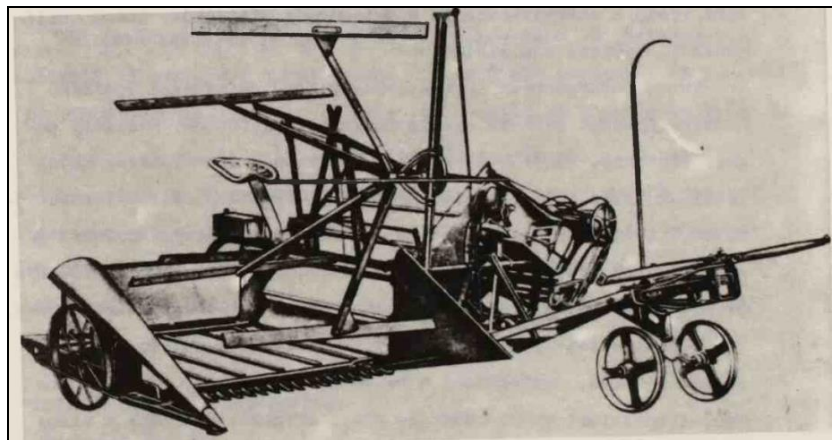
Vývoj samovazače navazuje na vývoj žacího stroje. Jeden z prvních sériově vyráběných žacích strojů je od McCormicka z roku 1831. Ke sklizni obilovin se žací stroj nejdříve vylepšil samoodkladačem, díky kterému se ušetřila jedna pracovní síla (1854). Dále bylo cílem vyrobit stroj, který by obilniny rovnou vázal. Za předchůdce samovázacího stroje lze pokládat žací stroj, který obilí dával na stranu, kde ho dva farmáři vázali do snopů (1858). Vázací mechanismus vymyslel J.F.Appleby (1858). Sériově začal samovázací stroje vyrábět McCormick od roku 1878 (Obr. 1). Jedny z prvních vazačů vázaly obilí drátem. V roce 1881 předvádí McCormick samovazač, který váže obilí i provázkem. Následující období se značilo vylepšováním jednotlivých mechanismů samovazače. Jako první zemědělský stroj byl v roce 1919 samovazač poháněn od traktoru přes kloubový hřídel. K rozšíření samovazačů v Evropě dochází však až ve dvacátých letech tohoto století. [1]

Sklizeň slámy i zrna vázacím strojem měla nedostatky. Vznikaly velké ztráty na zrnu a potřeba ruční práce byla stále nezbytnou součástí. Ke sklizení samovázacím strojem se přistupovalo ve voskové zralosti zrna. Obilí sklizené samovázacím strojem a svázané do otepí se pomocí pracovníků sbíralo a ukládalo do panáků. Tímto způsobem uložené obilí se sušilo a dozrávalo. Potom se dováželo ke stacionárním mlátičkám buď na farmě nebo na poli. [1]

Dalším důležitým strojem tohoto pracovního postupu je stacionární mlátička. Jedny z prvních mlátiček byly velmi prosté. Měly mechanismus na vymláčení zrna z klasů. Další činnost se dělala mimo stroj ručně. Později byly vyrobeny komplikovanější



mlátičky, které obilí oddělily od slámy a vyčistily. Nakonec vývoj dospěl k automatickým stacionárním mlátičkám, které obilí vyčistí, vymlátí a roztřídí. [1]



Obr. 1.: Ukázka jednoho z prvních samovazačů [1]

## 2.1. Seno

Seno je nazelenalá tráva (Obr. 2) sečená na naturálních nebo umělých loukách a sušená na slunci. Umělé louky vznikají po zásahu člověka například vykácením lesů a umělým udržováním. Naturální louky vznikají bez zásahu člověka. Udrží si nejen barvu, ale také spoustu atributů čerstvých rostlin. U sena se struktura látek vyskytujících se ve stoncích a listech rostlin, ze kterých se připravuje, v podstatě nemění. Seno se využívá jako krmivo pro přežvýkavce v období, kdy není čerstvá tráva. Přidává se také do stravy koz, koní, ovcí a drtí pro drůbež. [2]

## 2.2. Sláma

Sláma (Obr. 3) jsou vymlácené vyschlé stonky a stébla. Pšeničná sláma má pokaždé zlatavě medovou barvu, žitná sláma je šedavě žlutá, ječná sláma má tmavší barvu, specificky jsou zabarveny také luštěniny a rýže. Sláma není zelená: chlorofyl, který poskytuje rostlinám zelenou barvu, nesetrvává ve stoncích, které schnou až ke kořeni.

Sláma má nulovou nutriční hodnotu a využívá se hlavně jako podestýlka pro zvířata, což je obzvlášť důležité v zimě.

Novodobý postup sklizně sena a slámy značně usnadňuje proces sklizně a ulehčuje uskladnění. Prostřednictvím lisu je uschlý materiál zabalen do balíků, které lze uložit v podstatě kdekoliv. [2]



*Obr. 2.: Sušená píce – seno [2]*



*Obr. 3.: Sušená píce – sláma [3]*

### 3. Sběrací lisy

Cílem sběracích lisů je plynule posbírat z řádků vyschlý nebo zavadlý stébelnatý materiál (seno, slámu), slisovat jej a svázat do stejných balíků, kdy můžeme nastavit velikosti balíku a slisovatelnost. Lisováním naroste objemová hmotnost materiálu. Úměrně s tím se vylepší využití nosnosti transportních prostředků a využití skladovacích prostor. [4]

### 4. Lisy na válcové balíky

Lisy na válcové balíky (Obr. 4) jsou mnohdy používány, když chceme dále využívat slisovaný materiál v zemědělské produkci. Vysoká oblíbenost je důsledkem především nízké pořizovací ceny. Významnou roli hraje také skutečnost, že lisu stačí pro použití traktor s malým výkonem. [5]

Šíře balíků se častokrát pohybuje na úrovni 120 až 125 cm. Rozměr balíků, závisí na použitém zařízení a jeho nastavení, je v širokém rozhraní 60 až 180 cm. Pro použití válcových balíků v zemědělské prvovýrobě jsou na výběr i vhodná rozdrůžovací zařízení. A to při využití pro stelivové i krmné záměry. [5]

Jestliže se lisuje vyschlý materiál (do 15 % obsahu vody), balíky mají vysokou slisovanost a jsou omotány motouzem, dochází k navlhání jen krajních vrstev balíků (do hloubky asi 10–15 cm) a hmota vevnitř balíku zůstává suchá, a tím pádem imunní proti nežádoucím plísním a hnilobám. [5]



Obr. 4.: Ukázka lisy na válcové balíky CLAAS Rollant 540 RC [6]

## 4.1. Konstrukční řešení lisů na válcové balíky

Sběrací lisy na válcové balíky se dělí na lisy:

- a) podle typu lisovací komory
  - s variabilní komorou
  - s pevnou komorou
- b) podle způsobu lisování
  - utahující jádro balíku
  - neutahující jádro balíku

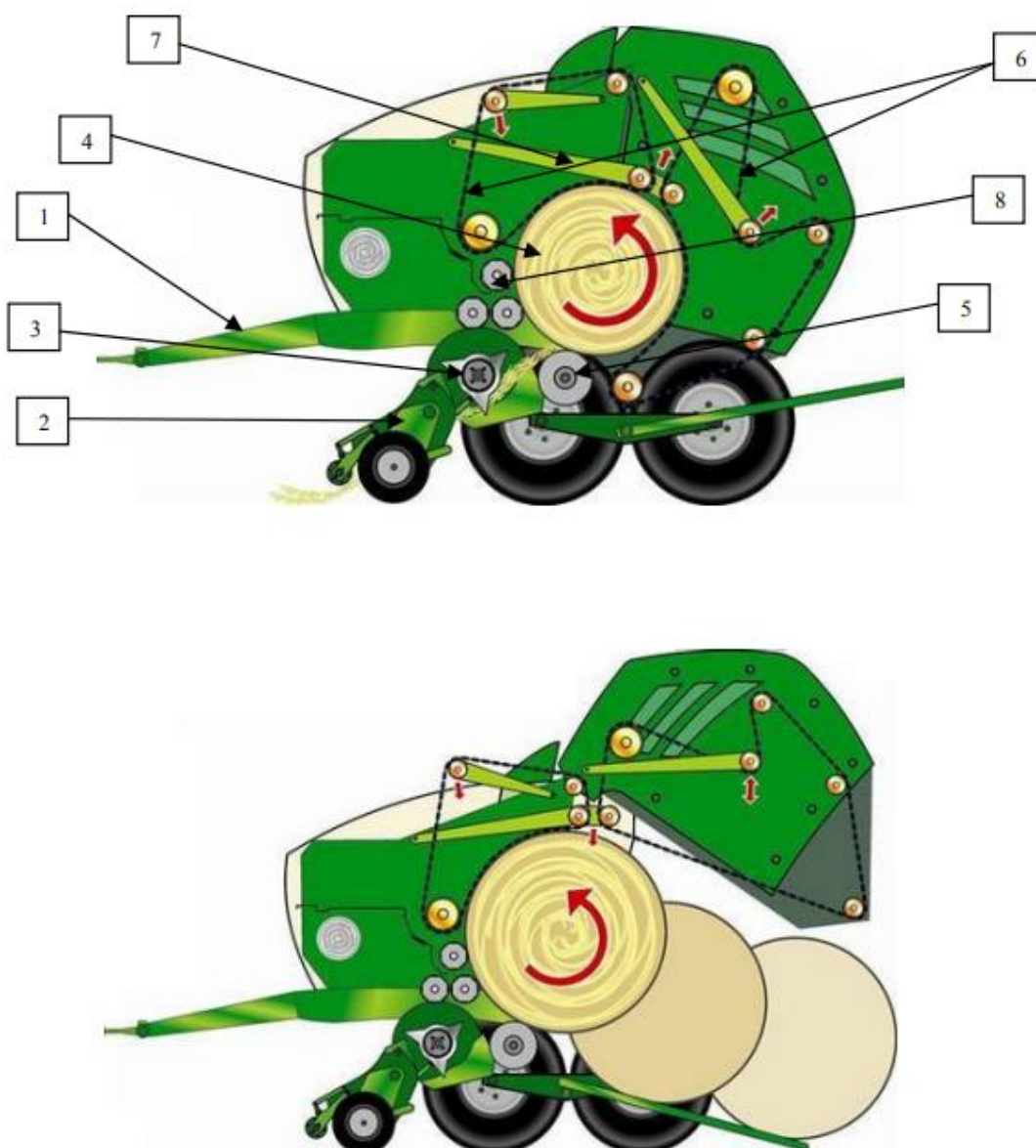
Na rozdíl od lisů na hranolovité balíky, musí pracovník po každém vytvořeném balíku stroj zastavit, spustit vázací mechanismus a balík vyklopit zadní částí lisu na pole. To značí, že čas strávený na poli bude o něco delší než při použití lisů pístových. Jsou i lisy kontinuální bez nutnosti zastavení stroje, které mají dvě lisovací komory, ale ty v České republice nejsou příliš běžné.[7]

### 4.1.1. Konstrukce svinovacího lisu s variabilní komorou

Variabilní lisovací komora má proměnlivý prostor, ve kterém se posbíraný materiál lisuje. V průběhu činnosti lisu se komora ustavičně zvětšuje, tak jak v komoře narůstá materiál. Materiál se ze středu balíku ke kraji stlačuje rovnoměrně. Lisovací komora se nejčastěji skládá z řemenů nebo řetězových (prutových) dopravníků. Lisy s variabilní komorou jsou určeny obzvláště pro sklizeň slámy a sena.[8]

Na obrázku 5 (Obr. 5) je vyobrazen lis na válcové balíky s variabilní lisovací komorou. Je složen z rámu (1) s jednonápravovým podvozkem a závěsem, sběracího mechanismu (2), vkládacích válců nebo řezacího ústrojí (3), ze svinovací komory (4) s výklopnou zadní částí, pohyblivého dna (5), svinovacích pásů (6), napínacího mechanismu (7) a z vázacího mechanismu (8). [7]



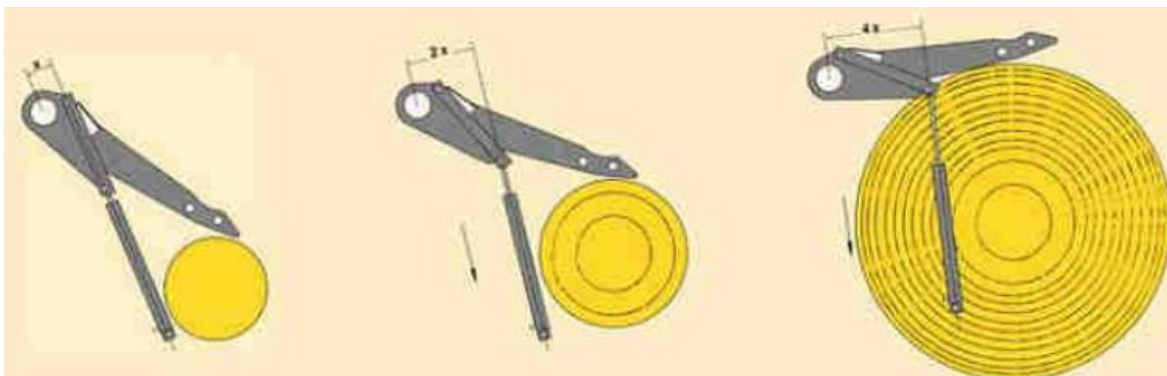


Obr. 5.: Svinovací lis s variabilní lisovací komorou (KRONE) [10]

Píce je ze země sbírána sběracím mechanismem (2). Dále hmota postupuje do vkládacího ústrojí (3), díky kterému můžeme nejen vkládat materiál do lisovací komory, ale umožňuje i nařezání materiálu. Během řezání se hydraulicky vsune do vkládacího kanálu nosník s řezacími noži (Obr. 7). Materiál zachycený ocelovými hroty je přesouvaný v kanále a protlačovaný systémem nožů s tvarovaným hrotem.

Po nahromadění určitého množství materiálu v lisovací komoře uvede pohyblivé dno lisu spolu se svinovacími pásy hmotu do rotačního pohybu a startuje proces svinování (tlak pásů na materiál lze nastavit ručně). Takřka od začátku (od jádra balíku)

je zajištěno lisování. Balíkům se pak také říká „s utuženým jádrem“. Téměř stálý lisovací tlak obstarává napínací mechanismus (7), skládající se z ocelových ramen a pružin, který se stará o napínání nekonečných pásů (Obr. 6). Pásky se postupně protahují a mění tak objem lisovací komory.[7]



Obr. 6.: Zvětšující se síla přitlaku pružin napínacího ramene při zvětšení průměru balíku [9]

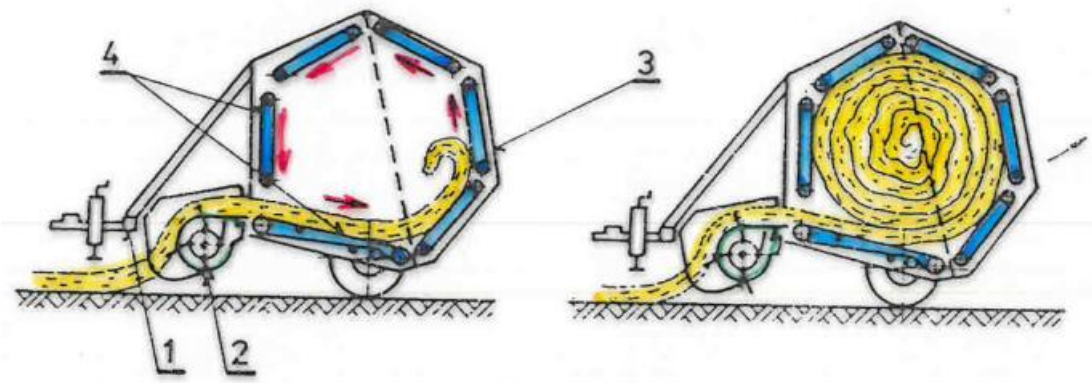


Obr. 7.: Řezací ústrojí – Nosník s řezacími noži

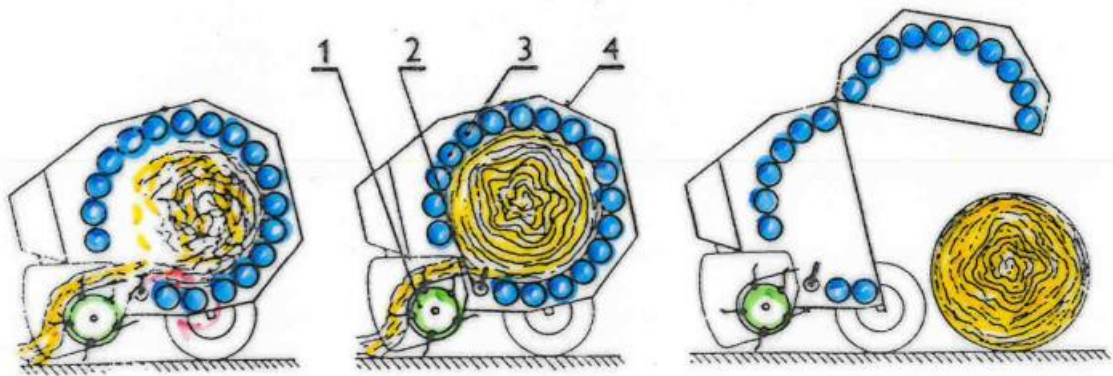
#### 4.1.2. Konstrukce svinovacího lisu s pevnou komorou

Na obrázcích 8, 9 a 10 jsou svinovací lisy s pevnou lisovací komorou. Nejvýznamnější části lisu s pevnou lisovací komorou jsou takřka totožné s lisem s variabilní lisovací komorou. Odlišuje se zhotovením lisovací komory, není zde napínací mechanismus pro napínání pásových dopravníků nebo pásů. Ta je tvořena nejčastěji kovovými profilovými válci na obvodu svinovací komory na (Obr. 9), pásovými dopravníky na (Obr. 8) nebo válečkovými dopravníky (Obr. 10). [7]

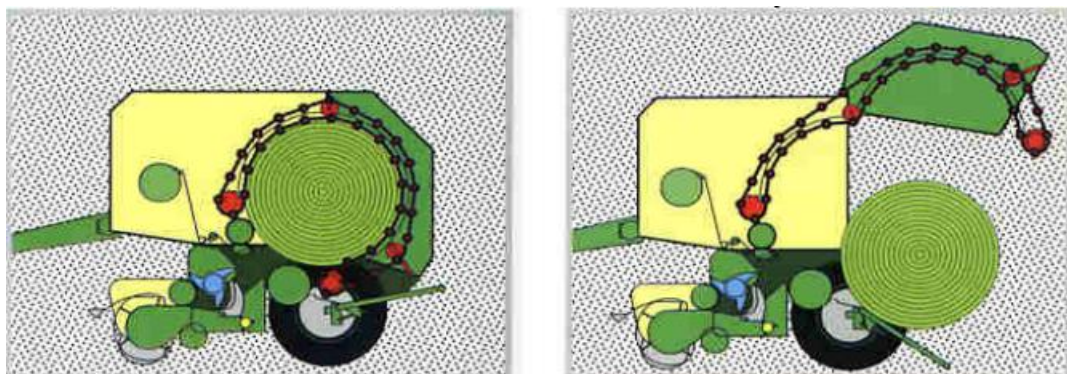
Hmota je na začátku formována volně, jádro balíku není stlačováno – balíky se tak nazývají s „neutuženým jádrem“. Přísunem materiálu dochází k zaplnění lisovací komory a k rotaci materiálu. Jakmile se hmota začne hýbat po válcích po obvodu komory, startuje proces lisování. Slisovanost tedy roste od středu po obvod balíku, kde je největší. Celková hmotnost a slisovanost balíků je menší než u lisů s variabilní lisovací komorou.[7]



Obr. 8.: Svinovací lis s pevnou lisovací komorou (pásové dopravníky) [7]



Obr. 9.: Svinovací lis s pevnou lisovací komorou (svinovací válce) [7]



Obr. 10.: Svinovací lis s pevnou lisovací komorou (svinovací tyčové dopravníky) [7]



## 5. Lisy na hranolovité balíky

Lisy na hranolovité balíky jsou používány k lisování uschlých stébelnin, zejména sena a slámy pro další využití v živočišné produkci, nebo pro jiné technické či energetické využití. Díky konstrukčnímu řešení přísunu paliva do velkých kotlů při spalování rostlinné biomasy mají lisy na hranolovité balíky převládající postavení při lisování za cílem přímého spalování. Lisovací ústrojí je obvykle pístové. Balík je lisován díky pohybu pístu v lisovací komoře ve směru kolmém na nejmenší průřez balíků. Délku balíku a jeho slisovanost můžeme obvykle nastavit. Aby balík zachoval svůj tvar i po vypuštění z lisovací komory, je omotán motouzem. Lisy na hranolovité balíky jsou dražší než lisy na válcové balíky a většinou kladou i větší nároky na výkon pohonné jednotky. Předností je schopnost efektivního skladování ve více vrstvách. [5]

Při produkci senáže se lisy na hranolovité balíky v podmínkách českého zemědělství takřka nevyskytují. Využívají-li se k senážování, mají obvykle řezací ústrojí a rozměry balíku jsou nastaveny tak, aby s nimi byla snadná manipulace. Rozměry lisovací komory u pístových lisů se pohybují v rozmezí 0,5 x 0,8 m až 1,2 x 0,8 m. V praxi se délka upravuje podle podmínek manipulace, dopravy a skladování. Mnohdy bývá v rozmezí 1,7 až 2,2 m. Pro produkci senáže se používají lisy s malými rozměry lisovací komory, naopak velké lisy se používají při sklizni sena a slámy. Velké lisy mají obvykle řiditelnou nápravu a široké pneumatiky, z důvodu menšího zatížení povrchu. Dříve byly v zemědělských závodech rozšířeny sklízecí lisy na malé hranolovité balíky určené pro manuální práci. Tyto lisy se už v současnosti kvůli vyšší ceně manuální práce ve velkých firmách nepoužívají. [5]



Obr. 11.: Lis na hranolovité balíky (KRONE Big Pack 1290 HDP XC) [11]



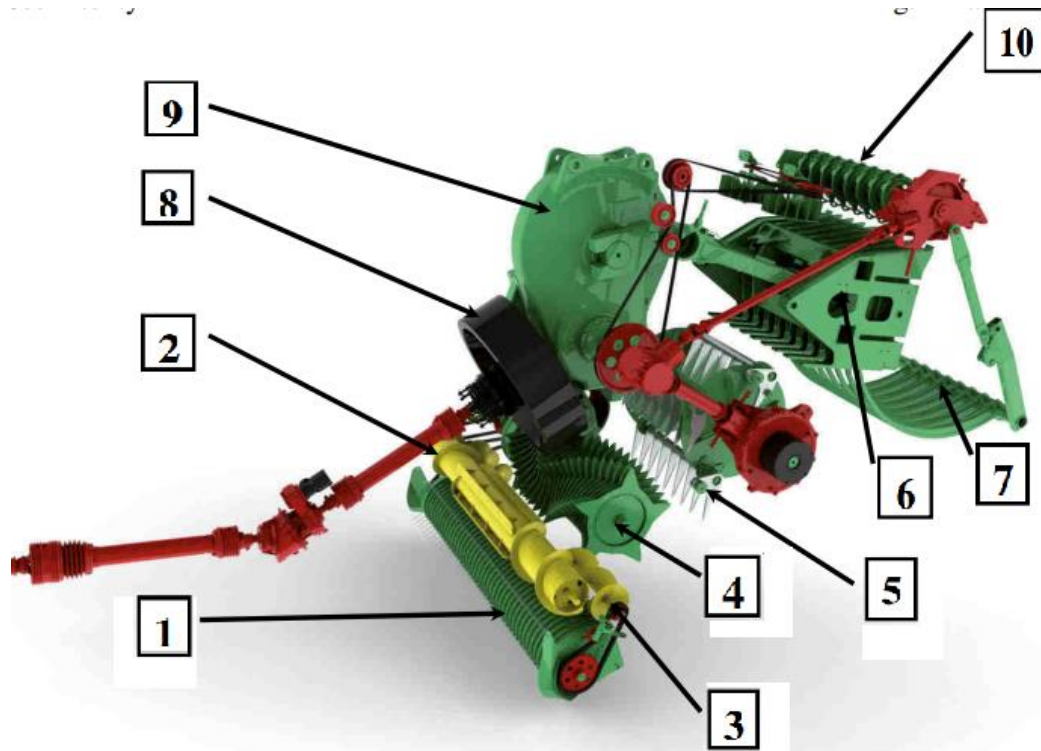
## 5.1. Konstrukční řešení lisů na hranolovité balíky

Lisy na hranolovité balíky jsou jedny z nejpoužívanějších traktorových lisů. Jejich nepochybnou předností je produkce velmi dobře skladovatelných a silně zpevněných balíků. Slisovanost materiálu je v balících rovnoměrná a nezávislá na rozprostření sbíraného materiálu. Nejvýznamnější částí těchto lisů je ústrojí lisovací, vázací a pěchovací.

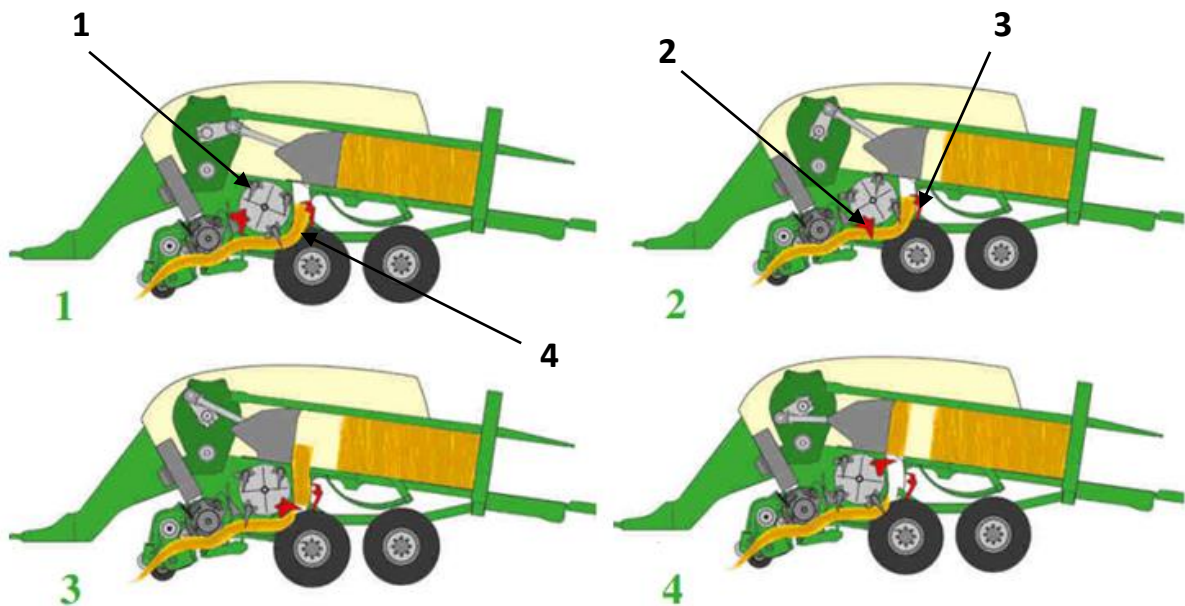
Stejně jako lisy na válcové balíky se odlišují i lisy na hranolovité balíky složením lisovacího prostoru. Obvyklé lisy jsou protlačovací, kdy píst lisovacího ústrojí protlačuje hmotu lisovacím kanálem, přičemž se zvětšuje jeho objemová hmotnost, hmota je svázána a stejnoměrně z lisu vytlačována.

U komorových lisů je hmota v lisovací komoře, která má stálou velikost, tlačena proti pevné stěně. Když je materiál stlačen a má požadovanou objemovou hmotnost stěna se otevře a vytvořený balík je svázán a vypuštěn. Právě tyto lisy mají největší hodnoty objemové hmotnosti slisovaného materiálu. [4]

Nejdůležitější částí lisů na velké hranolovité balíky (Obr. 12) je pěchovací, sběrací, lisovací a vázací mechanismus. Sběrací mechanismus (1) může být u lisů se záběrem sběrače nad 1.950 mm vybaven šnekovými dopravníky (3), které transportují sbíraný materiál do středu a zajišťují nepřerušovaný tok materiálu. Pěchovací mechanismus (5) u dnešních lisů má i mechanismus řezací (4) obdobné konstrukce jako u sběracích vozů. Nařezaný materiál je v dávkách podáván podavačem do lisovací komory. Lisovací mechanismus zkonstruovaný z pístu (6) a komory lisuje materiál po daném množství. Klikový mechanismus pohání píst a lisovací komora umožňuje lisovat rovnoměrně balíky, i když se profil sbíraného řádku mění. Přímočarý vratný pohyb pístu v lisovací komoře je na kladkách. Šikmý nůž se nachází na dolním čele pístu a dále má píst svislé drážky pro průchod jehel (7) vázacího mechanismu. Zpětnému pohybu slisovaného materiálu zabraňují zpětné přidržovače, které jsou na stěnách lisovací komory. Před přetížením je lisovací mechanismus včetně jeho pohonu (9) ochraňován samočinným řízením tlaku. Samočinná regulace vychází z maximálního tlaku na píst. Tento tlak lze držet na požadované úrovni, která také umožňuje i rovnoměrné slisování materiálu. Překonání špičkových tlaků umožňuje v převodu setrvačnick (8) s dvojitou třecí spojkou.[12]



Obr. 12.: Hlavní části lisů na hranolovité balíky KRONE BIG PACK (890, 1270, 1290) [13]



Obr. 13.: Plnicí systém VFS u lisu KRONE BIG PACK [14]

Systém VFS (Obr. 13) pracuje se čtyřmi plnicími hrabícemi (1) a jednou podávací hrabící (2) vyznačenou červeně. Přidržovač (3) předlisovaného materiálu je prvkem systému taktéž označený červeně. V dopravním kanálu (4) probíhá předlisování materiálu pomocí plnicích hrabic, společnou vodící drahou je ovládána jejich poloha. Podávací hrabice ovládá druhá vodící dráha. Doté doby, než se vodící dráha podávací hrabice neotočí, plnicí hrabice a podávací hrabice posouvají sklizený materiál plynule do dopravního kanálu a stlačují ho. Pod lisovacím kanálem zachycuje píci přidržovač na obrázku 13-2. Až když je dopravní kanál naplněný, přidržovač se automaticky otevře na obrázku 13-3. Uvolní se tak průchod do lisovacího kanálu a zároveň se uvede v činnost spojka. Spojka zapříčiní natočení kompletní vodící dráhy podávací hrabice, která dopraví nahromaděný materiál do lisovacího kanálu na obrázku 13-4. Poté se přidržovač a podávací hrabice vrací do své výchozí polohy na obrázku 13-1. [14]

## 6. Speciální lisy

Většinu všech sklízecích lisů používaných v podmínkách českého zemědělství představují lisy na válcové a hranolovité balíky. Tyto metody jsou všeobecně prozkoumané, známé a jsou jim konstrukčně adaptovány i navazující technologie pro další zpracování slisovaných materiálů. Nicméně jsou používány druhy lisů, které jsou zcela neobvyklé, ale způsoby jejich využití jsou přesto velmi zajímavé. Variantou pro produkci senáže v ovinutých válcových balících je využití technologie senážování ve vácích (Obr. 14). Lisy, které hmotou plní vaky ve formě rukávců z plynotěsné dvou nebo třívrstvé fólie, jsou většinou provedeny jako nesamojízdná mobilní zařízení. Délka vaku je omezena prostorem pro jeho umístění. V praxi dosahuje maximálně 150 m. Vaky jsou plněny hmotou nařezanou sklízecími rezačkami nebo senážními vozy. [5]



Obr. 14.: Bubnový lis pro ukládání píce do vaku [15]

## 7. Samovázací mechanismus

Vázací ústrojí lisu na hranolovité balíky je složeno z několika částí:

- jehla
- motouzová svěrka
- uzlovač
- nůž
- hnací ozubený kotouč

Vázací ústrojí mívá často 4 až 6 těles uzlovačů (Obr. 15), uložených nad lisovací komorou se společným hlavním hřídelem, zapínacím, hnacím, brzdícím a pojistným ústrojím, společnou klikou k pohonu jehel a zásobník motouzu se dvěma přihrádkami a brzdami motouzu. Jednotlivé vázací ústrojí jsou tvořena z jehly a uzlovače s hnacím ozubeným kotoučem. [16]

Těleso uzlovače je největší část mechanismu (Obr. 16), což je složitá sestava složená z několika součástí nasazená na hlavní hřídeli (3). V tělese je uložen vázací roubík (5), jehož dřík má na horním konci pastorek, na spodním konci přechází v pevnou čelist (nos), v níž je otočně uložena pohyblivá čelist (jazýček) s kladičkou, ovládanou odpruženou vodící drážkou. Svěrnou sílu mezi čelistmi lze seřizovat předpětím pružiny. Dále je v tělese uložena svěrka na provázek (4), složená z dvojitého otočného kotoučku se čtyřmi výřezy. Mezi otočnými kotoučky je pružinou tlačěn svěrací segment. Dvojitý kotouček je uložen na krátké hřídeli mající na druhém konci pastorek. V tělese je také uložen stahovač uzlů s nožikem (6), který na krátkém rameni nese vodící kladičku a na dlouhém nese nožík. Hnací ozubený kotouč je nasazen na hlavní hřídeli. Má dvě krátké ozubené dráhy, které pohání pastorek uzlovače i pastorek svěrky a pomocí vodící dráhy vede kladičku stahovacího ramene a pohybuje jím. [7]



Obr. 15.: Vázací ústrojí BIG PACK KRONE [17]

## 7.1. Činnost vázacího mechanismu

Jak vázací mechanismu pracuje můžeme vidět na obrázku 17 (Obr. 17). Z předchozího vázání balíku zůstala první větev motouzu (8) upevněna v motouzové svěrce a uložena na výřezu motouzové svěrky (7). V průběhu lisování je tvořící se balík omotáván motouzem. Až když se dosáhne dopředu nastavené velikosti balíku, tak se aktivuje vázací mechanismus.

V první fázi (a) po aktivaci pohonu vázacího ústrojí nese jehla (1), procházející zdola vodící drážkou v pístu, druhou větev motouzu (11) do výřezu motouzové svěrky (7). Přes uzavřený roubík vedou obě větve motouzu (4).

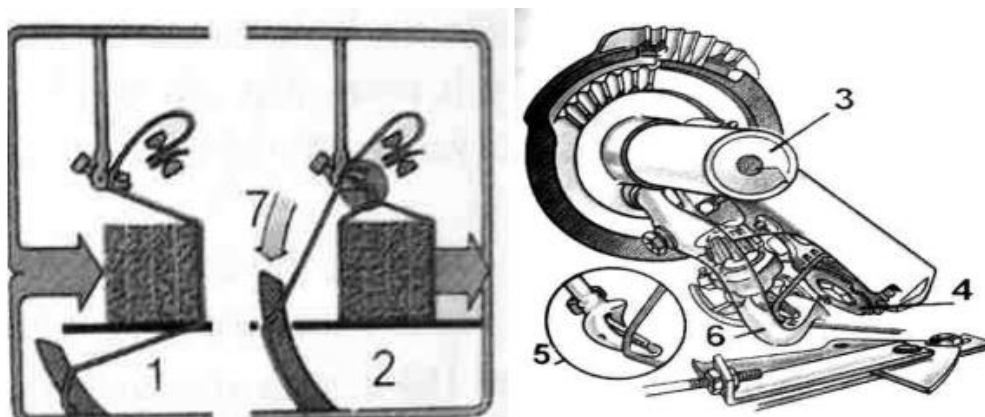
V druhé fázi (b) se pootočí kotoučky svěrky (7) i vázací roubík (4). Pootočením svěrky o jeden výřez dochází k sevření motouzu mezi kotoučky svěrky a přítlačný segment. V této fázi vedou od svěrky tři motouzy: dva dole, ze kterých je vytvářen uzel, a třetí jde přes jehlu do klubka motouzu. Tento konec bude první větev motouzu příštího balíku. Vázací uzlovač (4) při otáčení kolem své osy ovíjí obě větve motouzu na sebe a dělá z nich smyčku. Na konci otáčky se rozevírá pohyblivá část čelisti uzlovače, aby se obě větve motouzu (od svěrky) dostaly mezi jeho otevřené čelisti.

Ve třetí fázi (c) se uzlovač nakonec své otáčky zavírá, a zároveň se začne hýbat stahovací rameno (3), které nejprve pomocí nožíku (6) odřízne oba motouzy od přidržovače a stahuje se uzel z uzlovače. Uzel vzniká tak, že se oba odříznuté konce přidržované v čelistech uzlovače provléknou vnitřkem smyčky vytvořené na uzlovači.



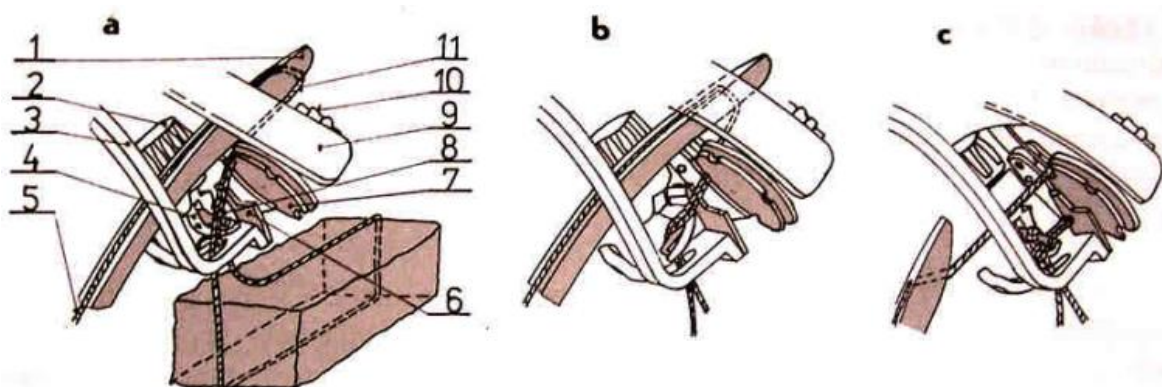
Oba konce uzlu mají stejnou délku. Na konci třetí fáze se vrací jehla, která současně podává do výřezu svěrky konec motouzu dalšího balíku.

Nejprve se u nás využíval ve velkém množství mechanismus od McCormicka, který se lišil člunkem svěrky otáčejícím se kolem svislé osy a měl pevný nůž. Systémy Cormick a Deering se lišily délkou odříznutého motouzu na zavázaném balíku. Zatímco Cormick měl konce s rozdílnou délkou, Deering nechával oba konce stejně dlouhé. [16]



Obr. 16.: Uzlovač typu Deering a činnost vázání: (1) tvoření balíku, (2) zavázání balíku, (3) hřídel uzlovačů, (4) svěrka, (5) roubík(uzlovač), (6) stahovač uzlů s nožkem, (7) jehla. [7]

Zapínací mechanismus vázacího ústrojí je složen z hvězdice s hroty, kterou rozpohybuje slisovávaný balík. Hvězdice je uložena v lisovací komoře a je propojena pomocí převodovky, která vede ke spojce řešené jako jednočinný automat. Po sepnutí dovolí jen jednu otočku hřídele vázacího mechanismu, poté se automaticky vypne a hřídel je zastavena a zajištěna ve výchozí poloze. Délka balíku se mění díky převodům. Častokrát to je dorazem seřiditelná délka tyče, do níž zapadá ozubený pastorek. Občas je v pohonu vložena převodovka s vyměnitelnými ozubenými koly. [7]



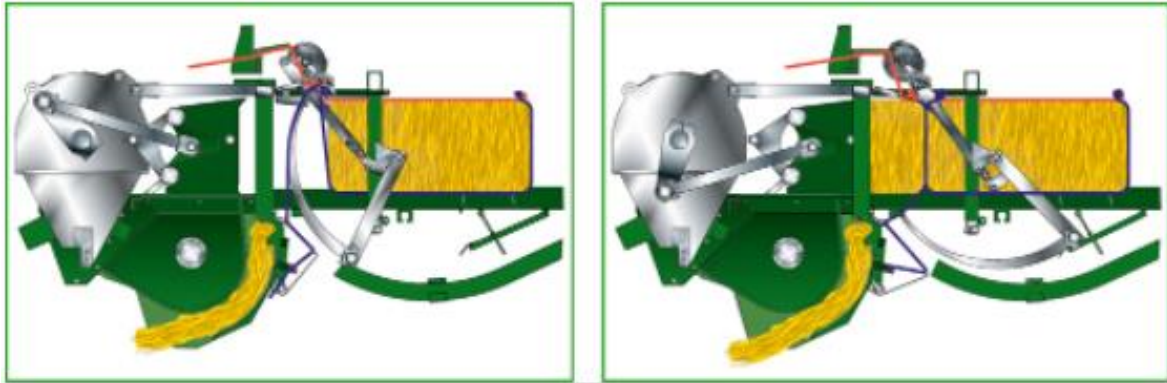
Obr. 17.: Uzlovač Deering a činnost vázacího mechanismu [7]

## 7.2. Systém dvojitého vázání

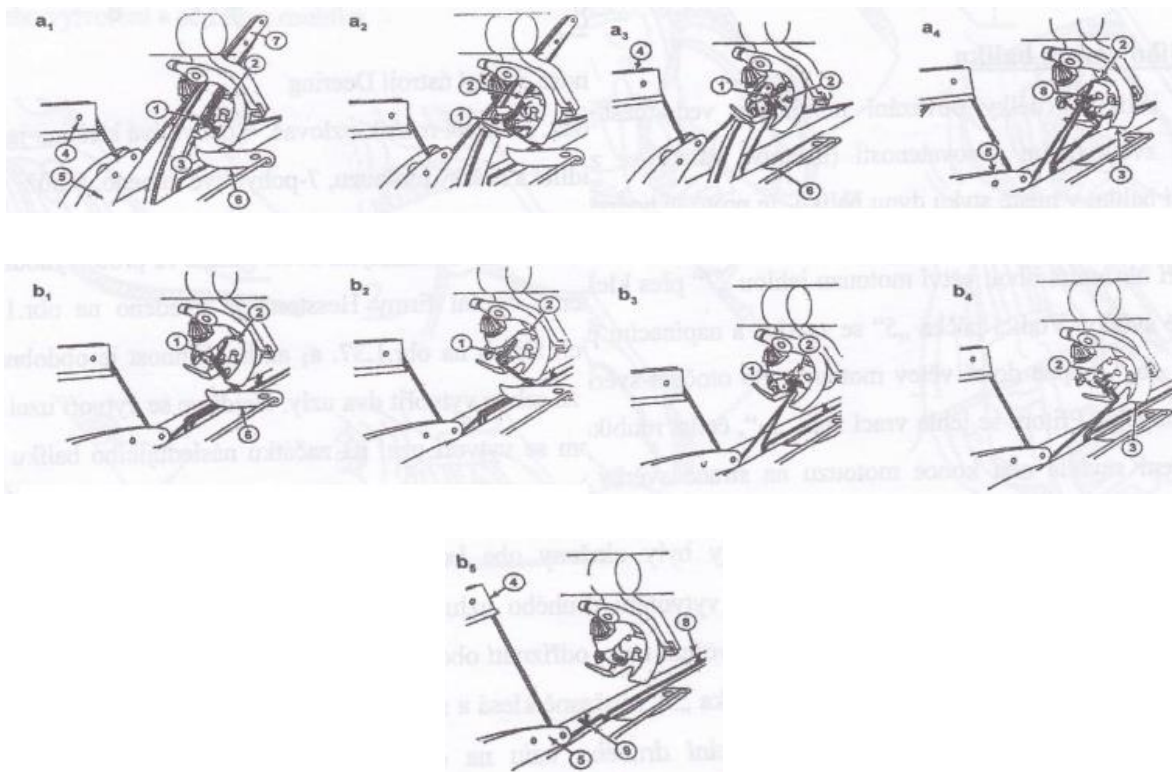
Systém dvojitého vázání balíků je vyobrazen na obrázcích 18 a 19 (Obr. 18, Obr. 19) je využíván u lisů na velké hranolovité balíky. Tento systém se začal používat kvůli zvětšování velikosti balíků, tím pádem byla potřeba větší délka motouzu, což vedlo častokrát k poruchám motouzové svěrky. Při zvětšování slisovatelnosti balíku narůstá odpor motouzu při obepínání balíku v místě dotyku dvou balíků. Od běžného vázání se odlišuje tím, že na jednom motouzu vznikají dva uzly. Uzel se nejprve udělá na konci balíku a potom na počátku dalšího balíku.

První uzel se dělá vložením obou větví motouzu jehlou (7) přes kleštinu uzlovače (1) na výřez motouzové svěrky. Vodící páčka (5) se nadzvedne a napínacím prstem (6), se napne dolní větev motouzu. Pootočením svěrky a uzlovače vznikne smyčka. Zároveň se jehla vrací do výchozí polohy, pohyblivá čelist uzlovače se otevírá. Když se čelist zavře, tak sevře oba konce motouzu na straně svěrky a napínací prst uvolňuje motouz. Při vratném pohybu jehly byly konce motouzu uloženy do dalšího výřezu motouzové svěrky, aby se mohl vytvořit nový uzel. V poslední fázi vázání prvního uzlu dochází k vytvoření uzlu, odříznutí obou jeho konců (8) nožikem a stáhnutí stahovačem (3). Vodící páka (5) zároveň klesá a společně s napínacím prstem (6) připravuje zavázání druhého uzlu, který se váže na druhých koncích uříznutých větví motouzu.

Druhý uzel se obdobně jako první postupně dělá v uzlovači. Rozdíl je v tom, že jehla zůstává v klidu, protože oba konce motouzu již byly navléknuty při vytváření prvního uzlu a jsou v motouzové svěrce. Po dokončení smyčky druhého uzlu napínací prst zase uvolňuje motouz. Poslední fáze při vázání druhého uzlu je shodná s poslední fází při vázání uzlu prvního, dochází rovněž k jeho vytvoření, odříznutí a stáhnutí. Po stáhnutí je druhý uzel na počátku tvořícího se balíku a vodící páčka (5) setrvává v dolní poloze, aby řídila horní větev odvíjejícího motouzu. Uzlovač se po sepnutí otáčí dvakrát, zatímco jehla se pohybuje jen jednou. První balík musí být uvázan ručně. Oba konce motouzů jsou na zadní straně balíku. [18]



Obr. 18.: Dvojité vázací ústrojí od firmy KRONE [17]










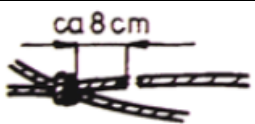
Obr. 19.: Schéma dvojitého vázání [18]



### 7.3. Poruchy vázání

Poruchy vázání jsou obvykle zapříčiněny špatným seřízením vázacího ústrojí, deformací součástí, špatným motouzem nebo velkou slisovaností. Když je vázací ústrojí bez poruch, tak mají uzlíky stejný tvar a stejně dlouhé, čistě seříznuté konce trčících z uzlu. Odlišné uzlíky a přetržený motouz naznačuje poruchu. Nejčastější z nich jsou v tabulce níže. [16]

Tabulka 1.: Poruchy vázání [16]

	Příznaky poruchy	Příčiny poruchy
	Nestejné a roztřepené konce motouzů	Tupý nožik nebo nedostatečné držení konců motouzu ve svěrce
	Jednoduchý uzel na začátku motouzu	2. konec motouzu není vložen do výřezu kotoučku motouzové svěrky
	Konce motouzu jsou bez uzlu	Nedostatečné sevření v čelistech uzlovače a tedy i nedostatečné protažení konců smyčkou
	Jednoduchý uzel na konci motouzu	1. konec motouzu se vytrhne nebo utrhne z motouzové svěrky
	Jeden konec motouzu zůstal v uzlu	Malé sevření v čelistech a tedy i protažení jednoho konce smyčkou
	Uzel zůstává viset na uzlovači	Příliš velké sevření v čelistech uzlovače nebo špatně seřízené stahovací rameno
	Přetržený motouz u uzlu	Poškození motouzu při otáčení o stahovací rameno
	Přetržený motouz kdekoliv	Příliš velká slisovanost nebo příliš nekvalitní a málo pevný motouz.

I když je těleso uzlovače robustní zařízení, potřebuje pečlivou údržbu, aby správně fungoval. Jedním z největších problémů s uzlovačem je, že kusy sena uvíznou v mechanismu, což brání hladkému fungování. To může způsobit vše od špatně svázaných uzlů až po deformované balíky. Běžnou metodou řešení tohoto problému je namířit několik ventilátorů na uzlovač, když pracuje, aby zůstal čistý a fungoval efektivně po celé hodiny práce.

Výrobci montují různé typy ofukování či čištění vázání před spuštěním vázacího cyklu.

- vzduchem pomocí trubiček zakončených tryskou = proud vzduchu těsně před cyklem vázání
- pomocí elektrických ventilátorů zkontrolovat, zda nejsou zanesené či vůbec funkční
- jiný systém dle výrobce – nebo kombinace předchozích systémů

Záleží na podmínkách sklizně i jakou plodinu sklízím. Největší problém způsobuje pšeničná sláma, a ještě pokud je krátká zvyšuje se obrovsky její prašnost. Hromadící se prach a sklizňové zbytky v oblasti hlavně u hřídele uzlovače mohou zapříčinit jejich nefunkčnost. [19]



*Obr. 20.: Kompresor [17]*

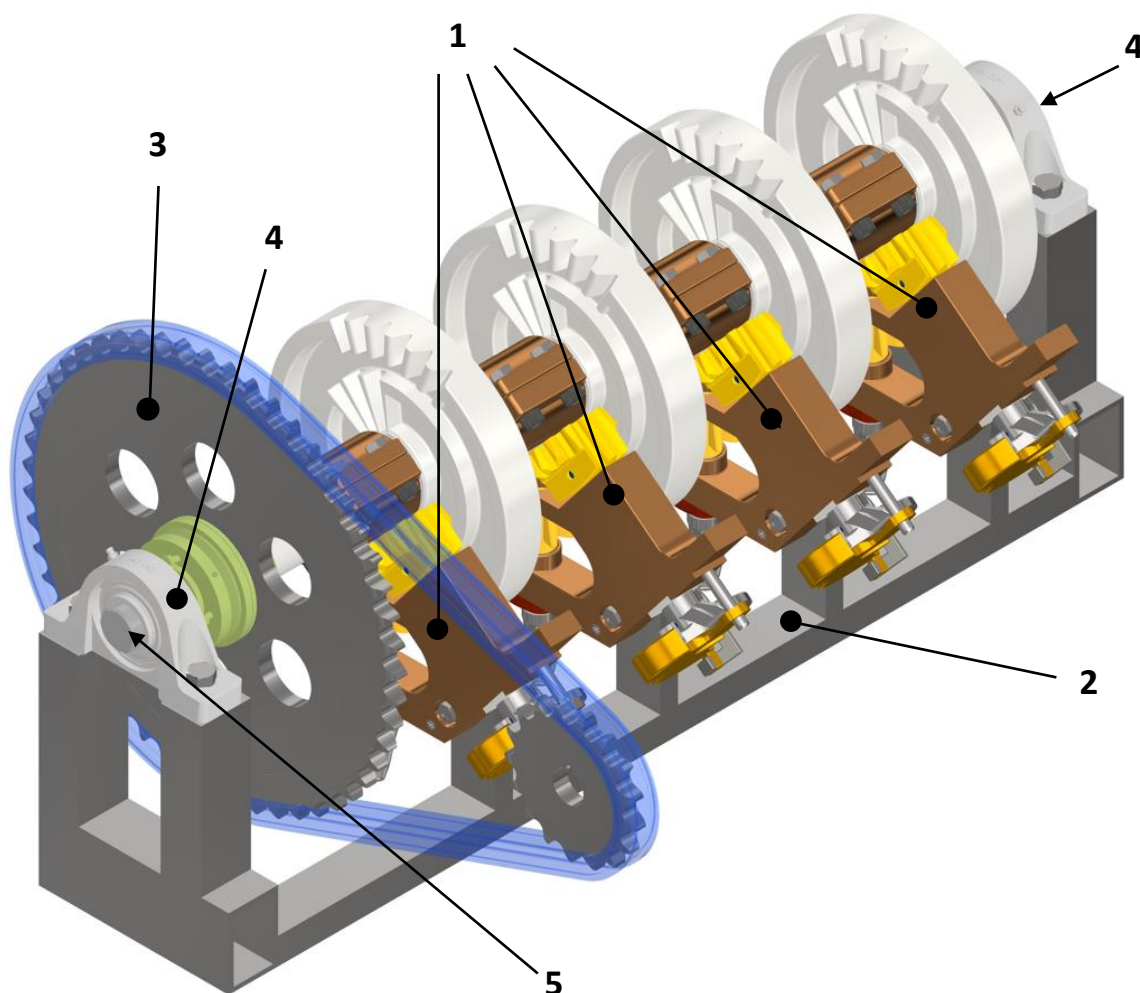
Traktory, ke kterým je lis na pícniny připojen, nemusí vždy mít zdroj stlačeného vzduchu. Proto lze lisy vybavit vlastním palubním kompresorem (Obr. 20), aby bylo možné čištění vázačů i v takovém případě. [17]

## 8. Konceptní návrh konstrukce samovázacího zařízení

Tato část je zaměřena na samotný návrh samovázacího zařízení. Je vytvořen 3D model a k němu je uveden popis jednotlivých částí. V závěru této části jsem se zaměřil na kritická místa konstrukce, pro která jsem provedl pevnostní kontrolu.

Na obrázku 21 (Obr. 21) je zobrazena celková sestava konceptního návrhu samovazací jednotky pro 4 provázky. Nejdůležitějšími částmi jsou čtyři tělesa uzlovače (1), rám (2), řetězový převod (3), dvě ložisková tělesa (4), hlavní hřídel (5). Jedná se pouze o konceptní návrh, který nemusí být ve všech detailech dotažený do konce.

Na jednotku vstupuje výkon přes řetězový převod od malého řetězového kola.



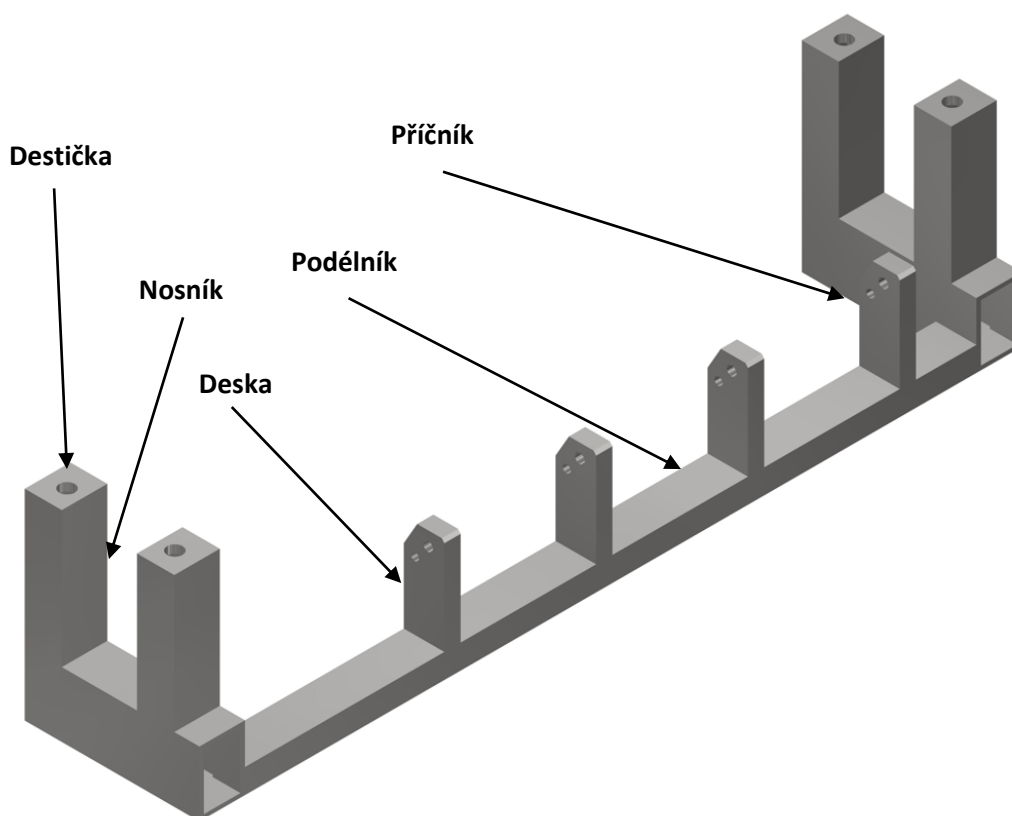
Obr. 21.: Model samovázacího zařízení

## 8.1. Konstrukce rámu

Rám je složen ze sedmi dutých profilů obdélníkového průřezu z konstrukční oceli S355J2 (ČSN 11 523).

Podélník má rozměry 50 x 30 x 4–902,6 mm. Příčnický mají rozměr 80 x 55 x 3–215 mm. Nosníky mají rozměr 45 x 55 x 3–158 mm slouží jako podstavec pro ložiskové tělesa. K nosníku jsou přivařeny destičky výšky 10 mm s předvrtanými dírami  $\varnothing 18,8$  H7 pro připevnění ložiskového tělesa pomocí šroubů s šestihrannou hlavou a přivařovacích matic, které jsou přivařené na spodní straně destičky. Součástí rámu jsou i čtyři desky ve tvaru obdélníku. Vše je k sobě přivařeno, jak můžeme vidět na obrázku níže (Obr. 22).

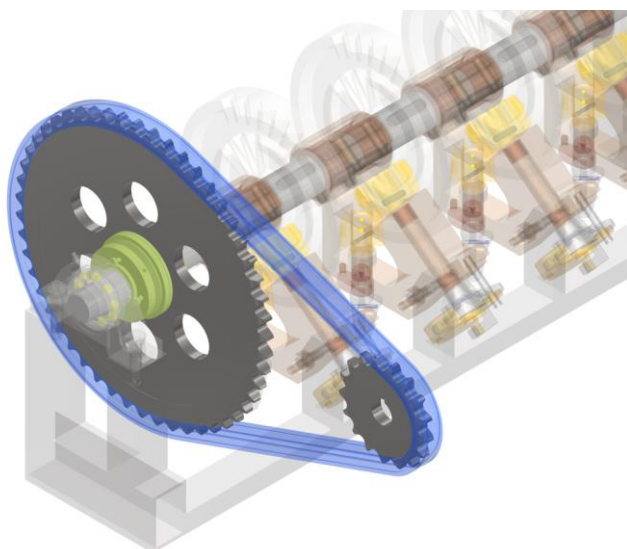
Do desek jsou předvrtány čtyři díry  $\varnothing 13,5$  H7 a čtyři díry  $\varnothing 10$  H7.



Obr. 22.: Navržený rám samovázacího zařízení

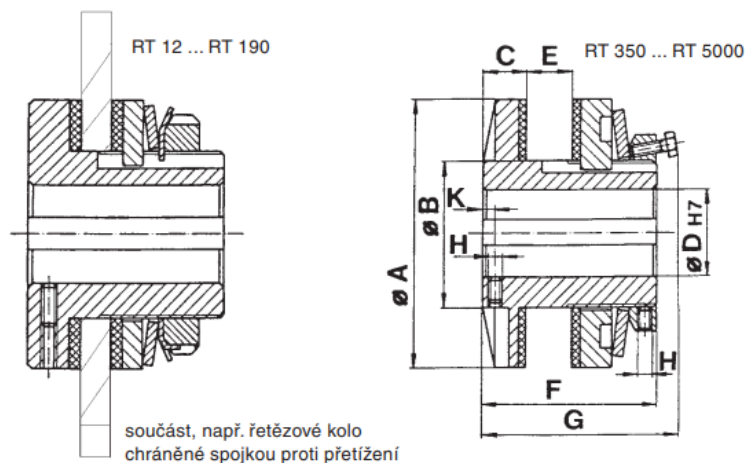
## 8.2. Řetězový převod

Parametry pohonu nejsou přesně definované, a proto jsem řetězový převod navrhl tak, aby vstupní otáčky byly  $n_1 = 200$  ot/min a kroutící moment byl  $M_{k1} = 150$  N·m. Řetězová kola (Obr. 23) jsou z oceli 12 050 (ČSN 41 2050) a mají kalené zuby. Aby kolo bylo chráněné před přetížením použil jsem pojistnou třecí spojku typu RT 1200.



Obr. 23.: Řetězová kola s pojistnou třecí spojkou

Kroutící moment se nastavuje pomocí stavěcí matice (velikost RT 12 až RT 190) nebo pomocí čtyř stavěcích šroubů (mnou zvolená spojka Obr. 24), které se rovnoměrně dotáhnou. Nastavený kroutící moment má činit 25 až 100 % maximálního přenášeného momentu. Příliš vysoký kroutící moment způsobuje nepřiměřené opotřebení, příliš nízký kroutící moment vede ke znehodnocení třecích lamel a tím k nepřesnému vypnutí. Parametry spojky viz příloha 1. [20]



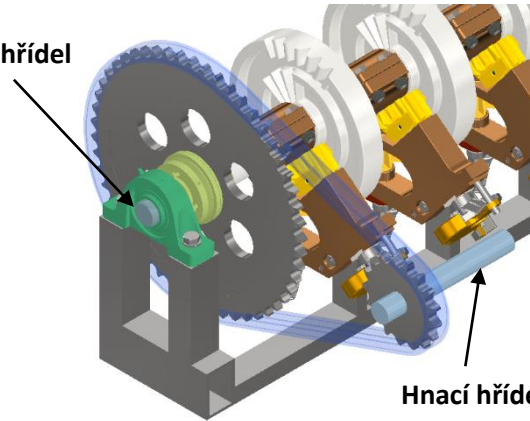
Obr. 24.: Pojistná třecí spojka [20]

### 8.2.1. Návrh řetězového převodu

Vstupní parametry:

- Vstupní otáčky  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$
- Kroučící moment  $M_{k1} = 150 \text{ N}\cdot\text{m}$
- Převod  $i_{\text{řet}} = 3$
- Počet zubů  $z_1 = 17$

Hnaná hřídel



Hnací hřídel

Výpočet výkonu  $P$  na hnací hřídeli:

Obr. 25.: Hnací a hnaná hřídel

$$P = \frac{M_{k1} \cdot (\pi \cdot n_1)}{30} = \frac{150 \cdot (\pi \cdot 200)}{30} = 3141,6 \text{ W} \cong 3,15 \text{ kW} \quad (1)$$

Výstupní otáčky  $n_2$ :

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{řet}}} = \frac{200}{3} = 66,6 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

Počet zubů  $z_2$ :

$$z_2 = z_1 \cdot i_{\text{řet}} = 17 \cdot 3 = 51 \quad (3)$$

Volím jednořadý řetěz 16B-1-68 s roztečí  $t = 25,4 \text{ mm}$

Roztečný průměr  $d_{t1}$ :

$$d_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{17}} = 138,23 \text{ mm} \quad (4)$$

Roztečný průměr  $d_{t2}$ :

$$d_{t2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{51}} = 412,59 \text{ mm} \quad (5)$$

Rychlost řetězu  $v$ :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{t1} \cdot n_1}{60\,000} = \frac{\pi \cdot 138,23 \cdot 200}{60\,000} = 1,447 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$



Obvodová síla od tahu  $F_{O1}$ :

$$F_{O1} = \frac{P}{v \cdot 1000} = \frac{3,15}{1,447 \cdot 1000} = 2176,9 \text{ N} \quad (7)$$

Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly  $F_{O2}$ :

Hmotnost běžného metru  $m_x$  je z katalogu a hodnota je 2,7 kg/m

$$F_{O2} = m_x \cdot v^2 = 2,7 \cdot 1,447^2 = 5,65 \text{ N} \quad (8)$$

Celková tahová síla  $F$ :

$$F = F_{O1} + F_{O2} = 2176,9 + 5,65 = 2182,55 \text{ N} \quad (9)$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu  $p_p$ :

$$p_p = \frac{F}{A \cdot 100} = \frac{2182,55}{2,1 \cdot 100} = 10,39 \text{ MPa} \quad (10)$$

Plocha kloubu  $A$  je z katalogu a hodnota je 2,1 cm<sup>2</sup>

Rychlost řetězu v m/s	Tlak v kloubu řetězu $p_p$ [N/cm <sup>2</sup> ] při počtu zubů malého kola																								
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25										
0,1	3129	3129	3129	3139	3139	3149	3178	3198	3198	3208	3247	3247	3247	3247	3286										
0,2	2796	2923	3002	3012	3021	3021	3041	3041	3041	3071	3100	3119	3149	3169	3189										
0,4	2590	2708	2757	2825	2845	2865	2894	2914	2933	2943	2963	2972	2992	3021	3051										
0,6	2413	2511	2609	2678	2708	2737	2776	2786	2815	2835	2845	2865	2904	2943	2972										
0,8	2246	2384	2453	2531	2570	2619	2659	2678	2708	2727	2757	2776	2796	2835	2855										
1,0	2129	2266	2335	2413	2472	2541	2560	2590	2639	2668	2678	2708	2746	2766	2796										
1,5	1864	2001	2119	2207	2276	2335	2403	2433	2462	2492	2521	2551	2580	2600	2619										
2,0	1668	1805	1933	2029	2109	2178	2217	2276	2325	2364	2394	2423	2453	2482	2511										
2,5	1511	1658	1795	1893	1982	2050	2090	2148	2188	2227	2266	2305	2345	2347	2413										
3,0	1364	1521	1648	1756	1854	1942	2001	2050	2090	2129	2168	2207	2237	2276	2305										
4,0	1138	1305	1442	1560	1667	1746	1815	1873	1913	1962	2001	2040	2070	2109	2132										
5,0	932	1109	1275	1393	1491	1589	1668	1736	1785	1834	1877	1903	1942	1972	2011										
6,0		952	1108	1256	1364	1472	1550	1619	1658	1697	1746	1785	1725	1864	1893										
7,0			961	1099	1236	1354	1432	1501	1560	1599	1648	1687	1727	1766	1805										
8,0				981	1118	1226	1334	1403	1472	1521	1560	1609	1648	1687	1717										
10,0					912	1050	1148	1236	1305	1364	1403	1442	1491	1530	1560										
12,0						883	991	1099	1167	1236	1285	1334	1373	1403	1442										
15,0							785	912	999	1059	1118	1167	1216	1256	1295										
18,0								736	814	893	952	1010	1069	1118	1158										
21,0									667	755	814	883	942	991	1030										
24,0										500	588	667	730	804	863	912									

Obr. 26.: Směrný tlak v kloubu řetězu [21]

Směrný tlak  $p_1$  jsem určil z obrázku (Obr. 26) a hodnota je 24 MPa.

$$P_p < p_1$$

Čini- tel rázů Y	Řetězy podle ČSN	Činitel tření $\lambda$																			
		$a = 20 \cdot p$					$a = 40 \cdot p$					$a = 80 \cdot p$					$a = 160 \cdot p$				
		i					i					i					i				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	02 3311, 02 3321	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57
	02 3315	0,55	0,64	0,70	0,78	0,82	0,66	0,74	0,80	0,87	0,92	0,80	0,90	0,95	1,02	1,06	0,99	1,10	1,16	1,22	1,26
2	02 3311, 02 3321	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97	0,91	1,01	1,06	1,12	1,15
	02 3315	0,40	0,46	0,51	0,58	0,61	0,48	0,55	0,58	0,63	0,67	0,58	0,66	0,70	0,75	0,78	0,73	0,81	0,85	0,90	0,92
3	02 3311, 02 3321	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83	0,78	0,87	0,92	0,96	0,99
	02 3315	0,35	0,40	0,44	0,49	0,52	0,42	0,47	0,50	0,55	0,57	0,50	0,56	0,60	0,64	0,66	0,62	0,69	0,73	0,77	0,79
4	02 3311, 02 3321	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77	0,72	0,80	0,84	0,89	0,91
	02 3315	0,32	0,37	0,40	0,45	0,48	0,38	0,43	0,45	0,50	0,53	0,46	0,52	0,55	0,59	0,61	0,58	0,64	0,67	0,71	0,73

Obr. 27.: Činitel tření [21]

Součinitel tření  $\lambda$  je 0,87 viz. (Obr. 27)

Dovolený tlak v kloubu řetězu  $p_d$ :

$$p_d = p_1 \cdot \lambda = 24 \cdot 0,87 = 20,88 \text{ MPa} \quad (11)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení  $k_s$ :

$F_B$  je pevnost řetězu při přetržení dostupné v katalogu, pro můj zvolený řetěz je  $F_B = 58000 \text{ N}$

$$k_s \geq 7 \quad k_s = \frac{F_B}{F} = \frac{58000}{2182,55} = 26,57 \geq 7 \quad (12)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení  $k_d$ :

Y je součinitel rázů a zvolil jsem  $Y = 1$

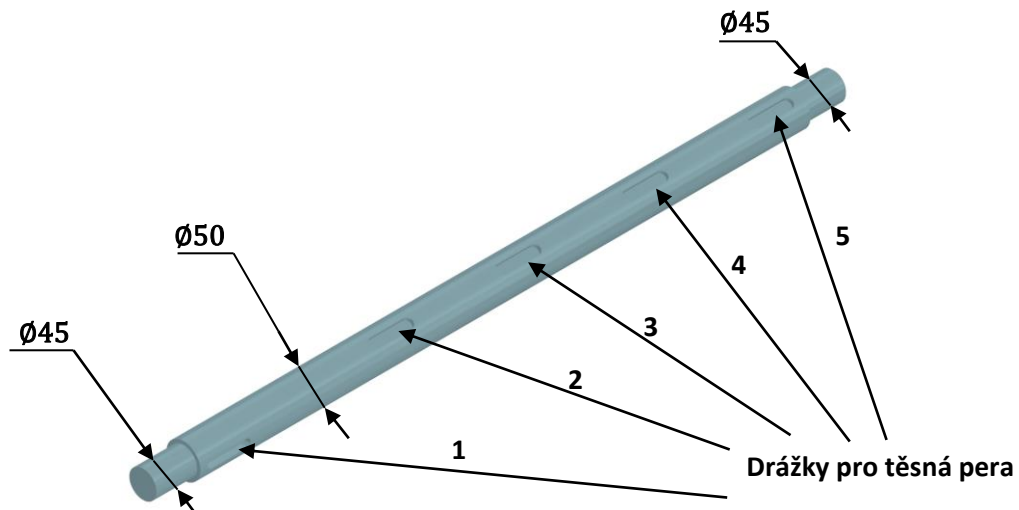
$$k_d = \frac{F_B}{F \cdot Y} \geq 5 \quad k_d = \frac{58000}{2182,55 \cdot 1} = 26,57 \geq 5 \quad (13)$$

Byl navržen řetězový převod s převodovým poměrem 3, navržený typ řetězu je 16 B–1 s roztečí 25,4mm. Vypočtený součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení  $k_s$  a součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení  $k_d$  vyšly větší, než je minimální možná stanovená hodnota. Tím je návrh proveden s dostatečnou bezpečností.



### 8.3. Hlavní hřídel

Hlavní (hnaná) hřídel (Obr. 28) je obráběná z polotovaru tyče kruhové válcované za tepla ČSN 42 5510 KR55-1050. Pro výrobu hřídele byl zvolen materiál konstrukční ocel k zušlechťování ČSN 12 060. Na průměru 50 je vyfrézováno pět drážek pro těsná pera, čtyři (2–5) pro přenos kroutícího momentu z hřídele na hnací kotouče a jedna (1) pro přenos kroutícího momentu ze spojky na hřídel. Na průměru 45 jsou nasazena ložisková tělesa.



Obr. 28.: Hlavní hřídel

#### 8.3.1. Návrh hřídele

Vstupní parametry:

- Účinnost řetězového převodu  $\eta_{řet} = 0,94$
- Účinnost spojky  $\eta_{spoj} = 0,98$
- Převodový poměr řetězového převodu  $i_{př} = 3$
- Kroutící moment na hnací hřídeli  $M_{k1} = 150 \text{ N}\cdot\text{m}$
- Dovolené napětí v krutu hnaného hřídele  $\tau_{kd} = 25 \text{ MPa}$

Výpočet kroutícího momentu  $M_{k2}$ :

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot \eta_{řet} \cdot i_{př} \cdot \eta_{spoj} = 150 \cdot 0,94 \cdot 3 \cdot 0,98 = 414,54 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (14)$$

Výpočet předběžného průměru hřídele  $d_H$ :

$$d_H' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{kd}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 414\,540}{\pi \cdot 25}} = 43,87 \text{ mm} \quad (15)$$

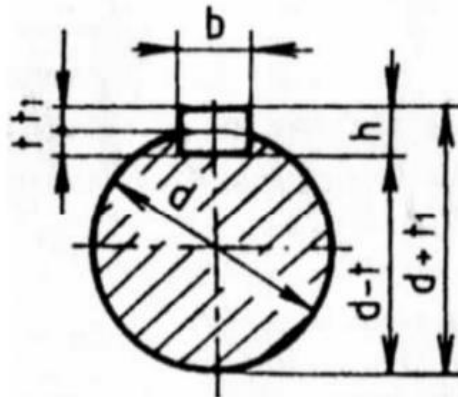
Na základě předběžného průměru volím normalizovaný válcový konec hřídele  $d_H = 50 \text{ mm}$ . Zvolený ložiskový průměr 45 mm je vyšší, než minimální výpočtový průměr.

### 8.3.2. Návrh těsného pera

Na hlavní hřídeli je v místě nasazení pojistné třecí spojky a čtyř hnacích kotoučů na průměru 50 mm dle normy ČSN 02 2562 přiřazena velikost těsných per 14e7 x 9 x l

Šířka pera  $b = 14 \text{ mm}$

Výška pera  $h = 9 \text{ mm}$



Obr. 29.: Koty rozměrů pera a drážky pro pero [22]

Výpočet délky pera v místě nasazení spojky a stanovení normalizované délky:

Dovolený tlak na bocích per  $p_D = (80 \div 120) \text{ MPa}$  (pro výpočet volím  $p_D = 100 \text{ MPa}$ )

Minimální funkční délka pera: vycházím z pevnostní podmínky na otláčení

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{k2}}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 414\,540}{50 \cdot 9 \cdot 100} \cong 37 \text{ mm} \quad (16)$$

Stanovení celkové délky pera:

$$l' = l'_a + b = 37 + 14 = 51 \text{ mm} \quad (17)$$

Volím celkovou délku pera  $l_{(\text{ČSN})} = 63 \text{ mm}$

Stanovení funkční délky pera pro  $l_{(\text{ČSN})} = 63 \text{ mm}$ :

$$l_a = l_{(\text{ČSN})} - b = 63 - 14 = 49 \text{ mm} \quad (18)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad p = \frac{4 \cdot 414\,540}{50 \cdot 9 \cdot 49} = 75,2 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \quad (19)$$

Kontrola pera na stříh:

Dovolené napětí ve stříhu pro materiál pera 11 500, 11 600  $\tau_D = (60 \div 90)$  MPa. (pro výpočet volím  $\tau_D = 60$  MPa)

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_H \cdot b \cdot l_a} \leq \tau_D \quad p = \frac{2 \cdot 414\,540}{50 \cdot 14 \cdot 49} = 24,2 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \quad (20)$$

Vypočtený provozní tlak  $p = 75,2$  MPa je nižší než mnou zvolený dovolený tlak  $p_d = 100$  MPa. Vypočtené provozní napětí  $\tau = 24,2$  MPa je nižší než mnou zvolené dovolené napětí  $\tau_D = 60$  MPa. Návrh je proveden s dostatečnou bezpečností.

Kroutící moment na spojce je moment, který pohání všechny 4 podjednotky. Každá podjednotka potřebuje pro provoz zhruba čtvrtinu přiváděného výkonu což je zhruba  $M_{k1/4} = 103 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

Výpočet délky pera v místě nasazení hnacích kotoučů a stanovení normalizované délky:

Dovolený tlak na bocích per  $p_D = (80 \div 120)$  MPa (pro výpočet volím  $p_D = 100$  MPa)

Minimální funkční délka pera: vycházím z pevnostní podmínky na otláčení

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{k1/4}}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 103\,000}{50 \cdot 9 \cdot 100} \cong 9 \text{ mm} \quad (21)$$

Stanovení celkové délky pera:

$$l' = l'_a + b = 9,15 + 14 = 23 \text{ mm} \quad (22)$$

Volím celkovou délku pera  $l_{(\check{c}SN)} = 40 \text{ mm}$

Stanovení funkční délky pera pro  $l_{(\check{c}SN)} = 40 \text{ mm}$ :

$$l_a = l_{(\check{c}SN)} - b = 40 - 14 = 26 \text{ mm} \quad (23)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{k1/4}}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad p = \frac{4 \cdot 103\,000}{50 \cdot 9 \cdot 26} = 35,2 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \quad (24)$$

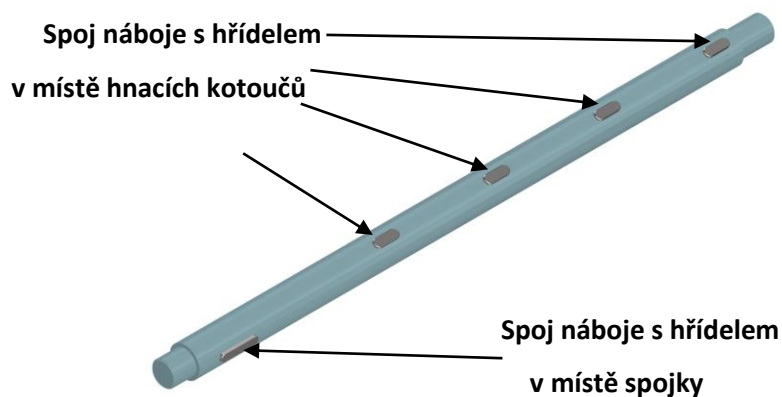
Kontrola pera na stříh:

Dovolené napětí ve stříhu pro materiál pera 11 500, 11 600  $\tau_D = (60 \div 90)$  MPa. (pro výpočet volím  $\tau_D = 60$  MPa)

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{k1/4}}{d_H \cdot b \cdot l_a} \leq \tau_D \quad p = \frac{2 \cdot 103\,000}{50 \cdot 14 \cdot 26} = 11,3 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \quad (25)$$

Vypočtený provozní tlak  $p = 35,2$  MPa je nižší než mnou zvolený dovolený tlak  $p_d = 100$  MPa. Vypočtené provozní napětí  $\tau = 11,3$  MPa je nižší než mnou zvolené dovolené napětí  $\tau_D = 60$  MPa. Návrh je proveden s dostatečnou bezpečností.

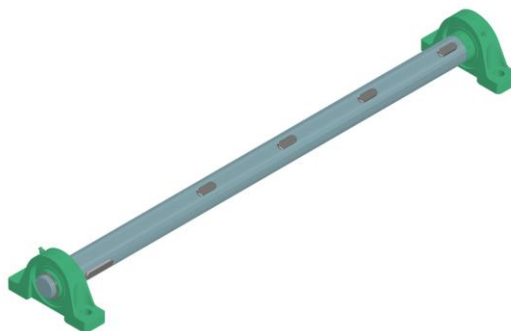
V místě nasazení spojky jsem navrhl typ spoje pomocí pera 14h9 x 9 x 63 ČSN 02 2562. V místě nasazení hnacích kotoučů jsem navrhl typ spoje pomocí pera 14h9 x 9 x 40 ČSN 02 2562. Tento typ spoje se na hřídeli vyskytuje 4x viz (Obr. 30).



Obr. 30.: Umístění těsných per

#### 8.4. Ložiskové těleso

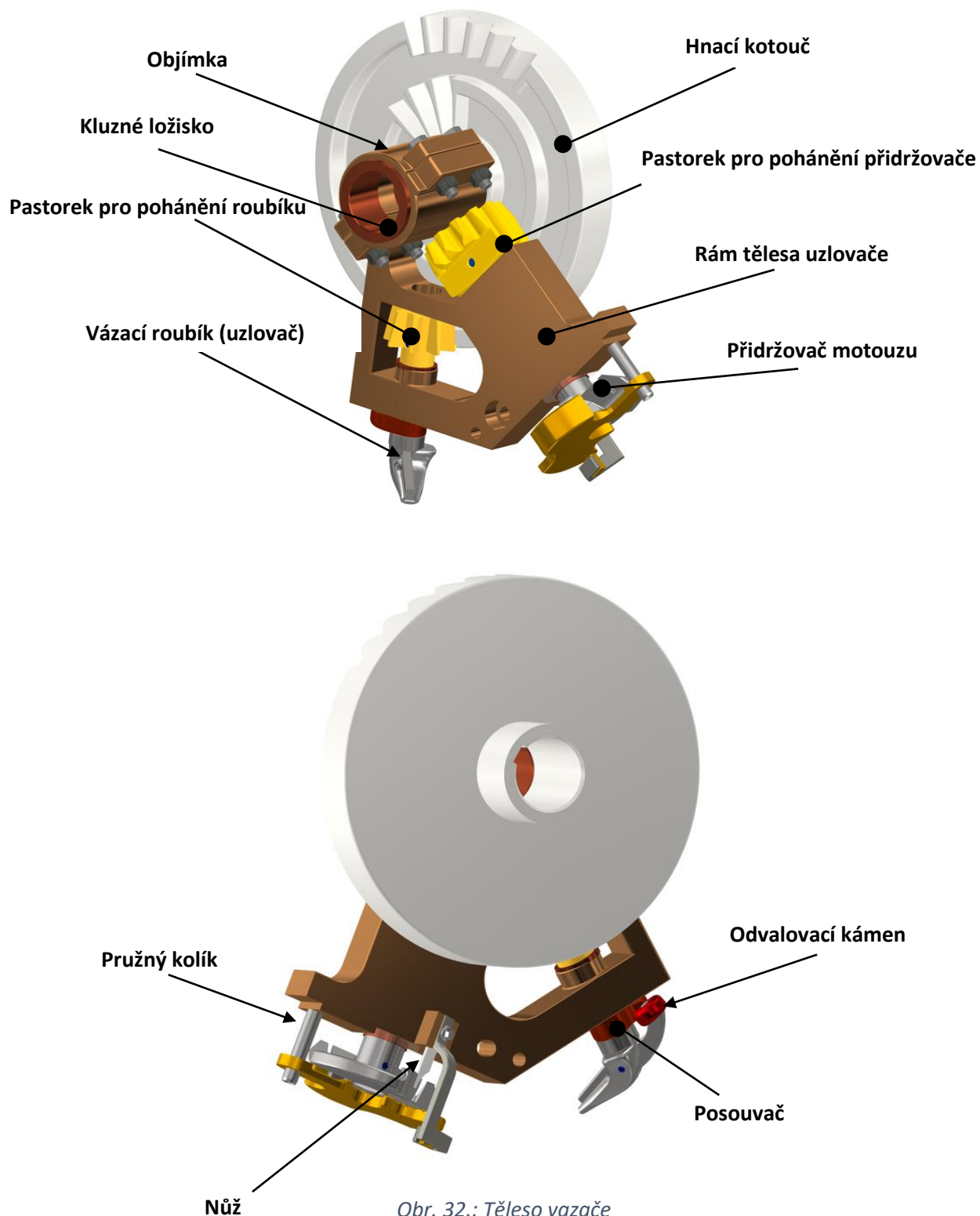
Ložiskové těleso (Obr. 31) slouží k upevnění kuličkových ložisek k rámu konstrukce. Použil jsem ložiskový domek UCP 209 viz. příloha 3, který se upevní k rámu pomocí dvou šroubů s šestihrannou hlavou M16 x 50 ISO 4014 a přivařovací matice M16 DIN 929. Axiálně zajištěno pomocí pojistného kroužku.



Obr. 31.: Ložiskové těleso UCP 209

## 8.5. Těleso uzlovače

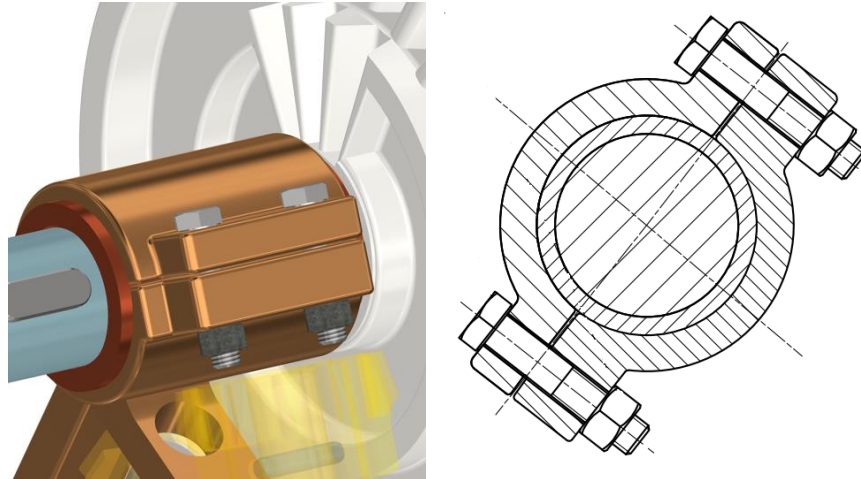
Těleso uzlovače se skládá z mnoha částí, které jsou vyobrazeny na obrázku (Obr. 32). Hnací kotouč pohání oba pastorky, které zároveň pohání vázací roubík a přidržovač motouzu. Přidržovač motouzu nasune provázek na nůž, který ho přeřízne.



Obr. 32.: Těleso vazače

## 8.6. Svěrný spoj (Objímka)

Jedná se o svěrný spoj se čtyřmi šrouby (Obr. 33.: Objímka. Objímka svírá kluzná ložiska, ve kterých je hlavní hřídel uložena. Tento spoj se v samovázacím zařízení vyskytuje čtyřikrát.



Obr. 33.: Objímka

Kroutící moment  $M_{obj} = 8 \text{ N}\cdot\text{m}$  jsem volil tak, aby svěrná síla vyšla přibližně 100 kg.

Vnější průměr kluzného ložiska  $d_{lož} = 60 \text{ mm}$

Výpočet celkové svěrné síly (celkového montážního předpětí)  $Q$ :

Součinitel bezpečnosti pro přenos točivého momentu:  $k = 1,5$

Součinitelé tření hřídel-náboj:  $f = 0,15$

$$Q \geq \frac{\pi \cdot k \cdot M_{obj}}{4 \cdot f \cdot d_{lož}} = \frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 8000}{4 \cdot 0,15 \cdot 60} = 1047,19 \text{ N} \quad (26)$$

Návrh počtu šroubů a stanovení montážního předpětí pro tyto počty šroubů (2,4,6):

$$Q_{oi} = \frac{Q}{i} \quad (27)$$

Tabulka 2.: Montážní předpětí pro počet šroubů  $i$

Počet šroubů $i$ :	2	4	6
Montážní předpětí $Q_{oi}$ [N]	523,59	261,79	174,53

Výpočet průměrů šroubů (pro počty 2, 4 a 6 šroubů):

Pro šrouby jakostní skupiny 8.8  $\sigma_{kt} = 630 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$

$$S_3' = \frac{Q_{oi}}{0,7 \cdot \sigma_{kt}} \quad (28)$$

$$d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3'}{\pi}} \quad (29)$$

*Tabulka 3.: Volba velikosti závitu*

Počet šroubů i:	2	4	6
Plocha průřezu $S_i'$ [mm <sup>2</sup> ]	1,18	0,59	0,39
Průměr závitu $d_3'$ [mm]	1,22	0,86	0,7
Zvolený závit M	12	10	8
Průměr závitu d [mm]	12	10	8
Průměr závitu $d_3$ [mm]	10,160	8,160	6,773
Rozteč P [mm]	1,5	1,5	1
Průměr závitu $d_2$ [mm]	11,026	9,026	7,350
Průměr závitu $d_1$ [mm]	10,376	8,376	6,917

Zvolil jsem počet šroubů 4 se závitem M10. Závit M10 je zvolen vzhledem k velikosti objímky.

Matice:

*Tabulka 4.: Zvolená matice*

MATICE M10 - 8 ISO 4032	
Výška matice m [mm]	8,4
Malý průměr závitu matice $D_1$ [mm]	8,376
Úhlopříčka šestihranu matice e [mm]	17,77
Šířka hlavy matice s [mm]	16

Šrouby:

Výpočet délky šroubu  $l_s$ :

$$l_s = d_{loz} + m + (2 \div 3) \cdot P = 60 + 8,4 + 3 \cdot 1,5 = 72,9 \text{ mm} \quad (30)$$

*Tabulka 5.: Zvolený šroub*

ŠROUB M10x75 – 8.8 ISO 4014	
Střední průměr závitu šroubu $d_2$ [mm]	9,026
Malý průměr závitu šroubu $d_3$ [mm]	8,160
Úhlopříčka šestihranu šroubu e [mm]	17,77
Šířka hlavy matice s [mm]	16

Kontrolní výpočty:

Kontrola redukovaného napětí ve šroubech (při současném výpočtu úhlu stoupání  $\gamma$ , úhlu boku profilu  $\beta_n$  a třecího úhlu  $\phi'$ ):

Úhel stoupání:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}\right) = 3,028^\circ \quad (31)$$

Úhel boku:

$$\beta_n = \arctg(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \arctg(\operatorname{tg} 30 \cdot \cos 3,028) = 29,96^\circ \quad (32)$$

Třecí úhel:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos \beta_n}\right) = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{0,13}{\cos 29,96}\right) = 8,533^\circ \quad (33)$$

Tahové napětí:

$$\sigma_{tš} = \frac{Q_{04}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{261,79}{\frac{\pi \cdot 8,160^2}{4}} = 5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (34)$$

Kroutící moment:

$$M_{kš} = Q_{04} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 241,68 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (35)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_{kš} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 8,160^3}{16} = 106,68 \text{ mm}^3 \quad (36)$$

Smykové napětí:

$$\tau_{tš} = \frac{M_{kš}}{W_{kš}} = \frac{241,68}{106,68} = 2,26 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (37)$$

Kontrola bezpečnosti navržených šroubů:

Redukované napětí podle hypotézy HMH:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{tš}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{tš}^2} = \sqrt{5^2 + \sqrt{3}^2 \cdot 2,26^2} = 6,35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (38)$$

Bezpečnost pro hypotézu HMH:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{630}{6,35} = 99 \geq 1,2 \quad (39)$$

Vypočtená bezpečnost pro hypotézu HMH vyšla větší než minimální možná.

Redukované napětí podle hypotézy  $\tau_{\text{max}}$ :

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{tš}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{tš}^2} = \sqrt{5^2 + 2^2 \cdot 2,26^2} = 6,74 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (40)$$

Bezpečnost pro hypotézu  $\tau_{\text{max}}$ :



$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{630}{6,74} = 93,47 \geq 1,2 \quad (41)$$

Vypočtená bezpečnost pro hypotézu  $\tau_{max}$  vyšla větší než minimální možná.

Kontrola tlaku v dosedací ploše matice a hlavy šroubu:

Průměr díry pro šroub  $D_0 = 11$  mm

$$R_{1H} = R_{1M} = \frac{D_0}{2} = \frac{11}{2} = 5,5 \text{ mm} \quad (42)$$

$$R_{2M} = \frac{s}{2} = \frac{16}{2} = 8 \text{ mm} \quad (43)$$

$$R_{2H} = \frac{e}{2} = \frac{17,77}{2} = 8,885 \text{ mm} \quad (44)$$

Tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{Q_{04}}{\pi \cdot (R_{2H}^2 - R_{1H}^2)} = \frac{261,79}{\pi \cdot (8,885^2 - 5,5^2)} = 1,71 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_{DM} \quad (45)$$

Dovolený tlak  $p_{DM} = 300$  MPa

Vypočtený tlak pod hlavou šroubu vyšel nižší než dovolený tlak.

Tlak pod maticí:

$$p_M = \frac{Q_{04}}{\pi \cdot (R_{2M}^2 - R_{1M}^2)} = \frac{261,79}{\pi \cdot (8^2 - 5,5^2)} = 2,47 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_{DM} \quad (46)$$

Vypočtený tlak pod maticí vyšel menší než dovolený tlak.

Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro šroub:

Třecí moment mezi maticí a objímkou:

$$M_{TM} = \frac{Q_{04} \cdot f_M \cdot \left(\frac{s + D_0}{2}\right)}{2} = \frac{261,79 \cdot 0,13 \cdot \left(\frac{16 + 11}{2}\right)}{2} = 229,72 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (47)$$

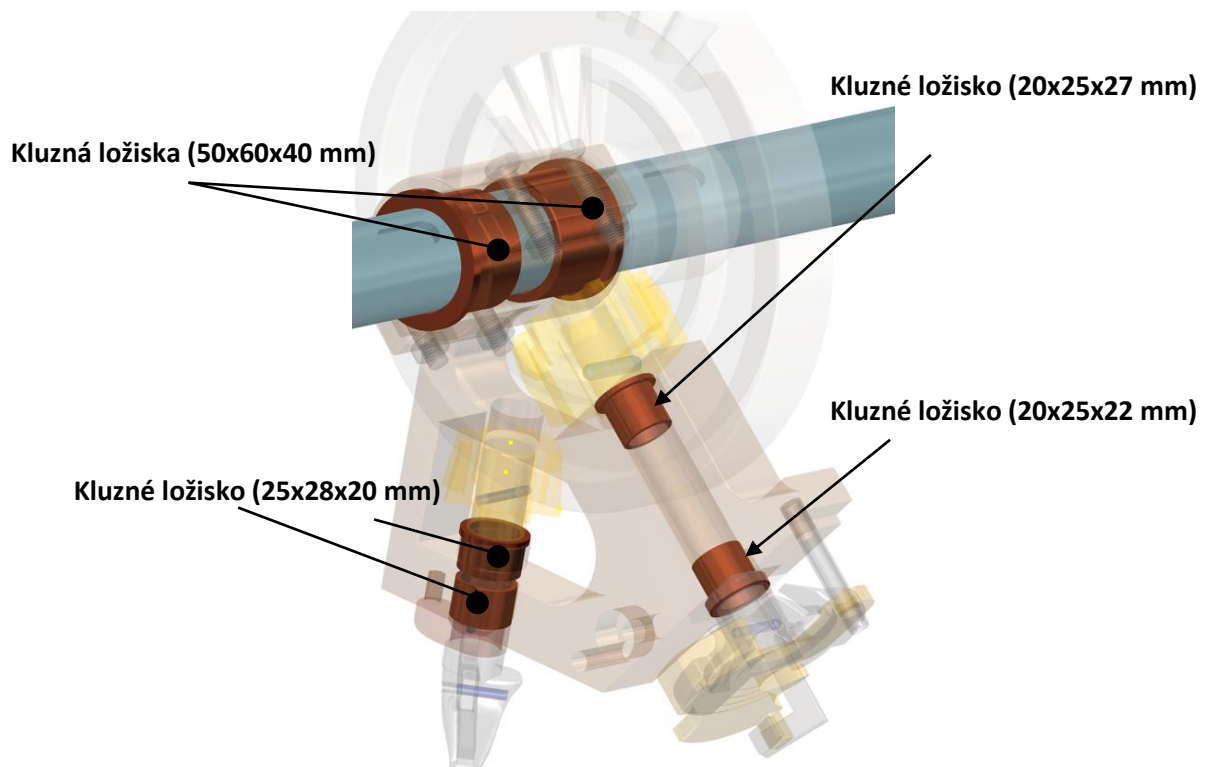
Utahovací moment:

$$M_{kk} = M_{kš} + M_{TM} = 241,68 + 229,72 = 471,4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (48)$$

Na utažení objímky jsem navrhl 4x Šroub se šestihrannou hlavou M10x75 - 8.8 ISO 4014 a 4x šestihrannou maticí M10 - 8 ISO 4032. Vypočtené kontrolní výpočty vyšly menší než dovolené a vypočtené bezpečnosti vyšly větší než minimální možné. Maximální utahovací moment jednoho šroubu je  $M_{kk} = 471,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$ . Spoj je navržen tak, aby se kluzná ložiska nezdeformovala a aby se hlavní hřídel mohla otáčet kolem své osy. V praxi by se kroutící moment  $M_{obj}$  mohl navrhnout menší.

## 8.7. Kluzná ložiska

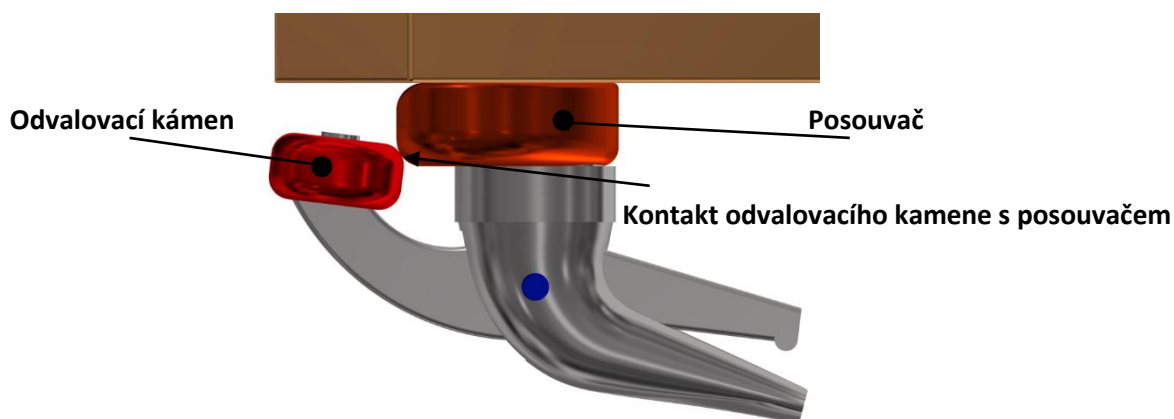
Pro hladký chod jsem použil kluzná ložiska, která můžeme vidět na obrázku (Obr. 34). Na hlavní hřídeli (značenou modře) jsem použil kluzná ložiska normy DIN 1850 s rozměry 50x60x40 mm. Pro hřídel u přidržovače motouzu jsem použil kluzná ložiska normy DIN 1850 s rozměry 20x25x27 mm a 20x25x22 mm. Pro hřídel u roubíku jsem použil kluzná ložiska normy DIN 1850 s rozměry 25x28x20 mm.



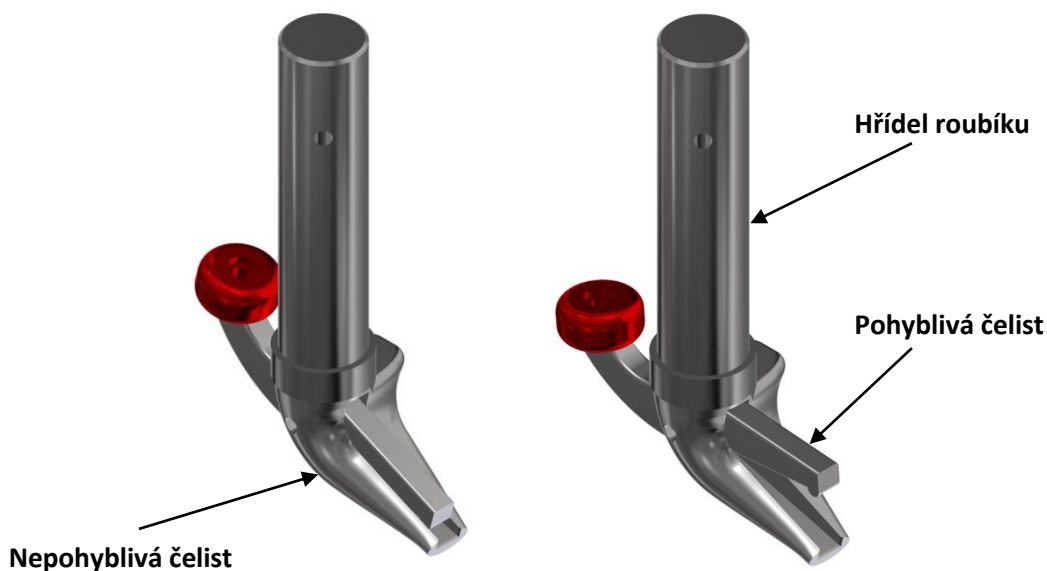
Obr. 34.: Kluzná ložiska

## 8.8. Vázací roubík

Vázací roubík (Obr. 36) vytváří uzel tím, že se otáčí kolem své osy. Kroutící moment přenáší kolík z pastorku pro pohánění roubíku na hřídel roubíku. V první fázi vede provázek z uzlu, který byl vytvořen v předchozím cyklu přes uzavřenou čelist. Pak jehla přináší nový provázek, taktéž vede přes uzavřenou čelist. Vázací roubík se začíná točit a když odvalovací kámen najede na posouvač (Obr. 35), čelist se otevře a vytvoří se uzel. Pracuje obdobně jako vačkový mechanismus.



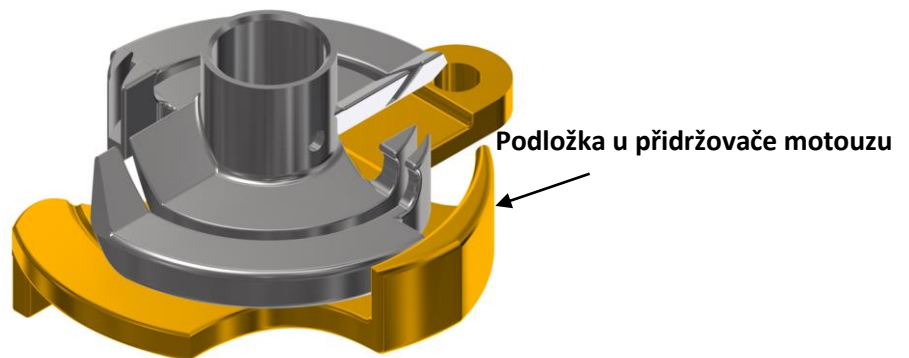
Obr. 35.: Funkce posouvače



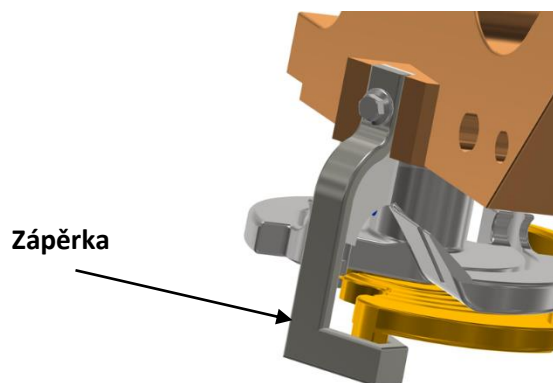
Obr. 36.: Vázací roubík s uzavřenou a otevřenou čelistí

## 8.9. Přidržovač motouzu

Přidržovač motouzu slouží k navedení motouzu na nůž, který motouz přeřízne. Následně má motouz přidržen pro následující uzel. Na obrázku (Obr. 37) můžeme vidět drážku, která je pro vedení nože. Je zde i díra pro kolík, který přenáší kroutící moment z hřídele na přidržovač. Zápěrka (Obr. 38) slouží k zapření podložky u přidržovače motouzu, aby se netočila okolo pružného kolíku.



Obr. 37.: Přidržovač motouzu



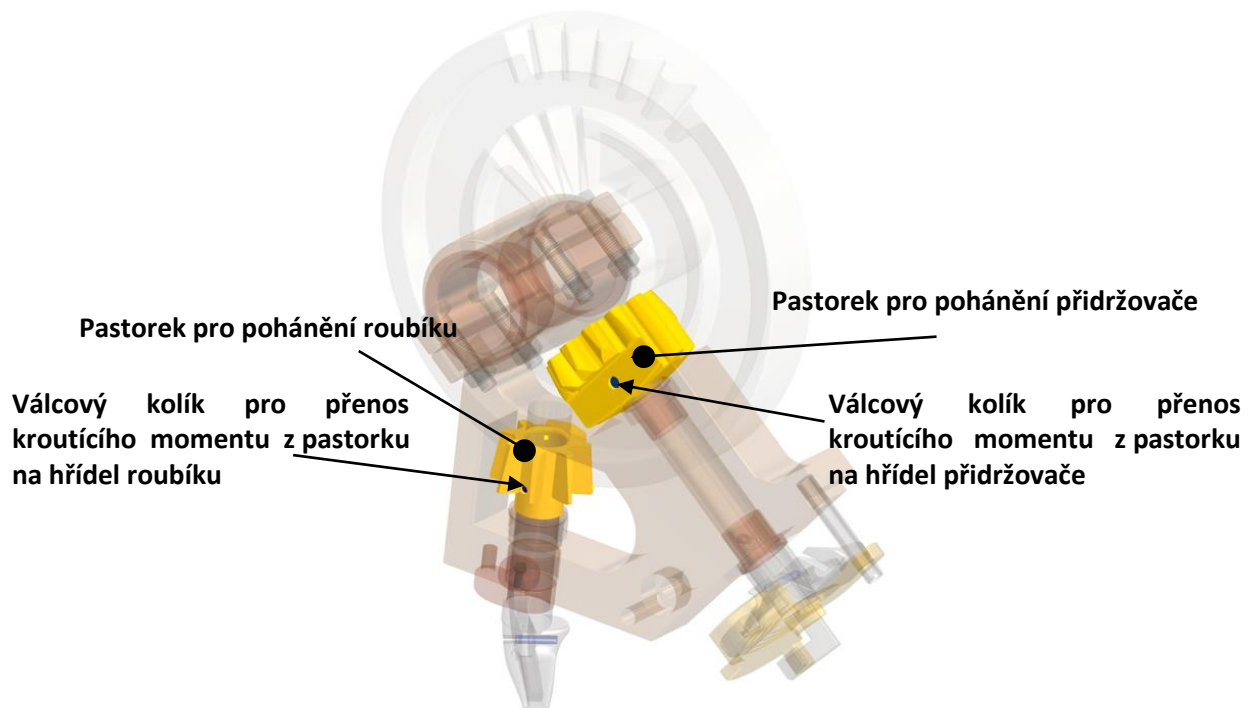
Obr. 38.: Zápěrka

## 8.10. Hnací kotouč

Hnací kotouč (Obr. 39) je odlitek z oceli na odlitky. Pomocí pera je přenášen kroutící moment z hlavní hřídele na hnací kotouč. Hnací kotouč zároveň pohání pastorek pro pohánění roubíku a pastorek pro pohánění přidržovače tento pohon je realizován kuželovým ozubením. Když se hnací kotouč začne otáčet nejprve jsou proti sobě orientovány rovné plochy kotouče a pastorků, teprve až se kotouč otočí ke kuželovému ozubení, tak se začne přenášet kroutící moment pomocí ozubení.



Obr. 39.: Hnací kotouč



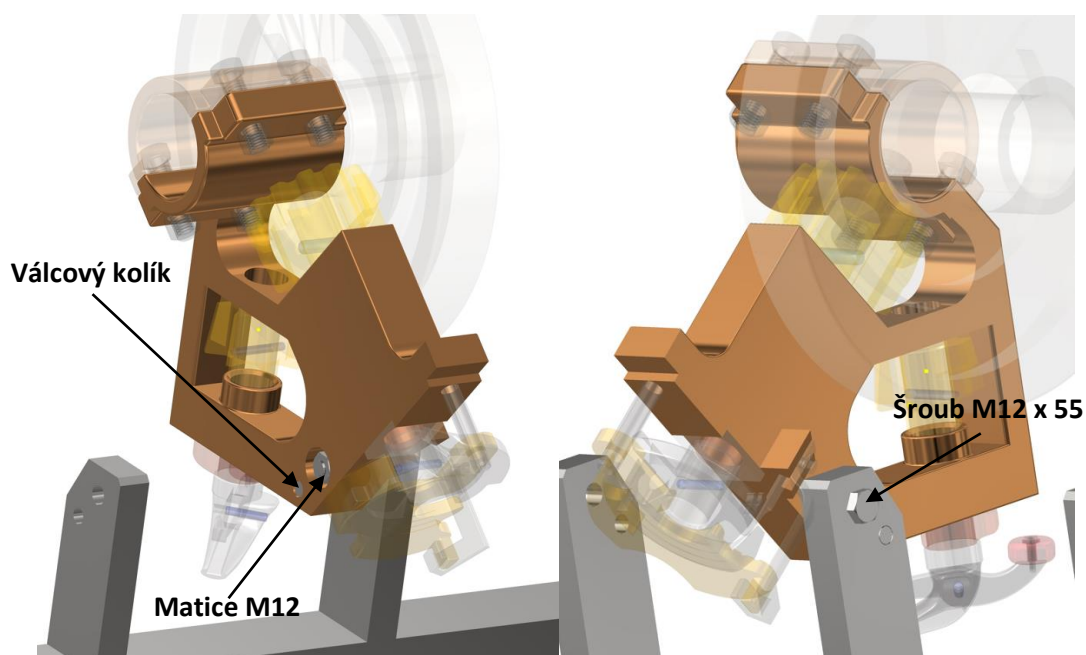
Obr. 40.: Pastorky

## 8.11. Pastorky

Pastorky nemají vyrobené ozubení po celém obvodu, ale jen na určité části. Mají rovnou plochu, kde nedochází k přenosu kroutícího momentu, protože proti sobě mají orientovanou rovnou plochu hnacího kotouče, tyto plochy slouží k tomu, aby se pastorky neustále neotáčely, když se vytvoří uzel a mechanismus se vrací do původní polohy. Kroutící moment je přenášen pomocí válcových kolíků (Obr. 40). Menší pastorek vlevo pohání vázací roubík, větší pastorek vpravo pohání přídržovač.

## 8.12. Rám tělesa uzlovače

Rám tělesa uzlovače (Obr. 41) je odlitek z oceli na odlitky. K rámu celé jednotky samovazače je připevněn pomocí šroubu s šestihrannou hlavou M12 x 55 ČSN EN 24014 a šestihrannou maticí M12 ČSN EN 24032 a válcovým kolíkem průměru 10 mm. Válcový kolík přenáší klopný moment.



Obr. 41.: Rám tělesa uzlovače



## 9. Závěr

Tato bakalářská práce se zabývá koncepčním návrhem samovázacího mechanismu. Úvodní část se zaměřuje především na historii a vývoj zemědělských strojů a porovnání sena a slámy a jejich využití. Druhá část se zabývá konstrukčním řešením lisů na válcové a hranolovité balíky a jejich funkce.

V hlavní části práce je popsán vytvořený koncept samovazače, kde je uveden popis jednotlivých částí jednotky samovazače. U vybraných uzlů jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty. Návrh byl proveden pro vázání 4 uzlů rychlostí 5 uzlů za minutu na jeden vazač při dodržení vstupních parametrů. Jednotka je navržena tak aby byl omezen maximální kroutící moment na hodnotu 103 N·m, a to pomocí pojistné třecí spojky RT 1200.

Protože se jedná o koncepční návrh nebylo komplexněji řešeno například mazání řetězového převodu a kluzných ložisek, tvarování rámu za účelem přizpůsobení na určitý lisovací stroj.

## Seznam použité literatury

- [1] TEMPÍR, Zdeněk. *Historie techniky sklizně obilnin*. Praha: Zemědělské muzeum, 1985.
- [2] Govyojana.in: Rozdíl mezi senem a slámou. *Govyojana.in* [online]. [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: <https://govyojana.in/cs/post/rozdil-mezi-senem-a-slamou>
- [3] Mendelu: Sláma [online]. [cit. 2022-05-24]. Dostupné z: [https://web2.mendelu.cz/af\\_291\\_projekty2/vseo/print.php?page=1543&typ=html](https://web2.mendelu.cz/af_291_projekty2/vseo/print.php?page=1543&typ=html)
- [4] PASTOREK, Zdeněk, et al. *Zemědělská technika dnes a zítra. Vid. 1*. Praha: Martin Sedláček, 2002. 144 s. ISBN 80-902413-4-4.
- [5] *Odborný a stavovský týdeník Zemědělec: Základní typy lisů a jejich využití* [online]. 04.06.2010 [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: <https://zemedelec.cz/zakladni-typy-lisu-a-jejich-vyuziti/>
- [6] *Claas: Lisy na válcové balíky CLAAS | ROLLANT 540 RF / RC / RC COMFORT*. [online]. [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: <https://www.claas.cz/produkty/lisy/rollant540>
- [7] KUMHÁLA, František, et al. *Zemědělská technika : Stroje a technologie pro rostlinnou výrobu. Vyd.1*. Praha 6: Česká zemědělská univerzita, 2007. Sběrací lisy, s. 266-275. ISBN 978-80213-1701-7.
- [8] BŘEČKA, Josef, et al. *Zemědělská technika: Stroje pro sklizeň píce a obilnin. Vyd. 1*. Praha 6 : Česká zemědělská univerzita, 2001. Charakteristika sklizňových podmínek, porostu a pící hmoty (Biomasy) s. 5-6 ISBN 80-213-0738-2.
- [9] *New Holland Agriculture* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://agriculture.newholland.com/nar/en-us>
- [10] *KRONE Comprima: Lisy na válcové balíky* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://www.agservis.cz/pdf/krone/comprima.pdf>
- [11] *Lectura Specs: Lisy na hranolovité balíky* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://www.lectura-specs.cz/cz/model/zemedelska-technika/lisy-na-hranolove-baliky-lisy-na-obri-baliky-krone/big-pack-1290-hdp-xc-1030152>





- [12] NEUBAUER, Karel. *Stroje pro rostlinnou výrobu: Sběrací lisy*. Praha: Státní zemědělské nakladatelství, 1989. ISBN 80-209-0075-6.
- [13] *Vobosystém s.r.o.: KRONE – lisy na hranaté balíky* [online]. [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: <https://www.vobosystem.cz/krone-lisy-bigpack-ii>
- [14] *KRONE: VFS – Variabilní plnicí systém* [online]. [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: <https://landmaschinen.krone.de/%C4%8Desky/vyrobni-program/lisy-na-velke-baliky/big-pack/vfs-variabilni-plnici-system/>
- [15] *Senážní lisy: AG BAG* [online]. [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: <https://ag-bag.com/ag-bag-plastics/>
- [16] BŘEČKA, Josef; MAŠEK, Jiří; BERNÁŠEK, Karel. *Cvičení ze strojů pro sklizeň píce a obilnin*. Vyd. 1. Praha: Česká zemědělská univerzita, Technická fakulta, 2001. *Sběrací lisy na hranolové a válcové balíky a balení balíčků*, s. 92-102. ISBN 80-213-0781-1.
- [17] *KRONE: Vázací ústrojí* [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://landmaschinen.krone.de/%C4%8Desky/vyrobni-program/lisy-na-velke-baliky/big-pack/vazaci-ustroji-krone/>
- [18] ČERVINKA, J. *Technika a technologie pro rostlinnou výrobu: Návody do cvičení*. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, 2003. ISBN 80-7157-713-8.
- [19] *JUTA: Uživatelské desatero* [online]. [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <https://www.juta-agri-horti.cz/media/nezarazene/uzivatelske-desatero-helpdesk.pdf>
- [20] *T.E.A. Technik: Hřídelové spojky a klouby* [online]. [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: [https://www.teatechnik.cz/doc/katalogy/hridelove\\_spojky\\_a\\_klouby.pdf](https://www.teatechnik.cz/doc/katalogy/hridelove_spojky_a_klouby.pdf)
- [21] *ČZ Chains: Výpočet řetězových převodů* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: [https://www.czretezy.cz/docs/prum\\_vypocet\\_retezoveho\\_prevodu.pdf](https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf)
- [22] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Vyd. 6. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

## Seznam zkratk a symbolů

Označení	Jednotky	Název
$n_1$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	Vstupní otáčky
$M_{k1}$	[ $\text{N}\cdot\text{m}$ ]	Kroutící moment na hnací hřídeli
$i_{řet}$	[ - ]	Převod
$z_1$	[ - ]	Počet zubů kolo 1
$P$	[kW]	Výkon na hnací hřídeli
$n_2$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	Výstupní otáčky
$z_2$	[ - ]	Počet zubů kolo 2
$t$	[mm]	Rozteč
$d_{t1}$	[mm]	Roztečný průměr kolo 1
$d_{t2}$	[mm]	Roztečný průměr kolo 2
$v$	[ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	Rychlost řetězu
$F_{O1}$	[N]	Obvodová síla od tahu
$F_{O2}$	[N]	Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly
$m_x$	[kg/m]	Hmotnost běžného metru
$F$	[N]	Celková tahová síla
$p_p$	[MPa]	Výpočtový tlak v kloubu řetězu
$A$	[ $\text{cm}^2$ ]	Plocha kloubu
$p_1$	[MPa]	Směrný tlak
$\lambda$	[ - ]	Součinitel tření
$p_d$	[MPa]	Dovolený tlak v kloubu řetězu
$k_s$	[ - ]	Souči. bezpečnosti proti přetížení při statickém zatížení
$F_B$	[N]	Pevnost řetězu při přetržení
$k_d$	[ - ]	Souči. bezpečnosti proti přetížení při dynamickém zatížení
$Y$	[ - ]	Součinitel rázů
$\eta_{řet}$	[ - ]	Účinnost řetězového převodu
$\eta_{spoj}$	[ - ]	Účinnost spojky
$M_{k2}$	[ $\text{N}\cdot\text{m}$ ]	Kroutící moment na hnané hřídeli
$d_H$	[mm]	Průměr hřídele
$b$	[mm]	Šířka drážky
$h$	[mm]	Hloubka drážky
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak na bocích pera

$l'_a$	[mm]	Minimální funkční délka pera
$l'$	[mm]	Celková délka pera
$p$	[MPa]	Tlak na bocích pera
$\tau_D$	[MPa]	Dovolený napětí ve stříhu
$\tau$	[MPa]	Napětí ve stříhu
$Q$	[N]	Celková svěrná síla
$k$	[ - ]	Součinitel bezpečnosti pro přenos točivého momentu
$f$	[ - ]	Součinitel tření
$\sigma_{kt}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Mez kluzu
$S'_3$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu
$d'_3$	[mm <sup>2</sup> ]	Průměr závitu
$l_\xi$	[mm]	Délka šroubu
$m$	[mm]	Výška matice
$e$	[mm]	Úhlopříčka šestihranu matice
$s$	[mm]	Šířka hlavy matice
$\gamma$	[ ° ]	Úhel stoupání
$\beta_n$	[ ° ]	Úhel boku
$\varphi'$	[ ° ]	Třecí úhel
$\sigma_{t\check{s}}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Tahové napětí
$M_{k\check{s}}$	[N·mm]	Kroutící moment šroubu
$W_{k\check{s}}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový model v krutu
$\tau_{t\check{s}}$	[MPa]	Smykové napětí
$\sigma_{red}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Redukované napětí
$k_\sigma$	[ - ]	Bezpečnost
$D_0$	[mm]	Průměr díry pro šroub
$p_{h\check{s}}$	[MPa]	Tlak pod hlavou šroubu
$p_M$	[MPa]	Tlak pod maticí
$M_{TM}$	[N·mm]	Třecí moment mezi maticí a objímkou
$M_{kk}$	[N·mm]	Utahovací moment
VFS	[ - ]	Variabilní plnicí systém
$M_{k1/4}$	[N·m]	Omezený kroutící moment spojkou
$M_{obj}$	[N·m]	Kroutící moment objímky

## Seznam obrázků

Obr. 1.: Ukázka jednoho z prvních samovazačů [1].....	2
Obr. 2.: Sušená píce – seno [2] .....	3
Obr. 3.: Sušená píce – sláma [3] .....	3
Obr. 4.: Ukázka lisu na válcové balíky CLAAS Rollant 540 RC [6] .....	4
Obr. 5.: Svinovací lis s variabilní lisovací komorou (KRONE) [10].....	6
Obr. 6.: Zvětšující se síla přitlaku pružin napínacího ramene při zvětšení průměru[9] ..	7
Obr. 7.: Řezací ústrojí – Nosník s řezacími noži .....	7
Obr. 8.: Svinovací lis s pevnou lisovací komorou (pásové dopravníky) [7] .....	8
Obr. 9.: Svinovací lis s pevnou lisovací komorou (svinovací válce) [7] .....	8
Obr. 10.: Svinovací lis s pevnou lisovací komorou (svinovací tyčové dopravníky) [7] ....	8
Obr. 11.: Lis na hranolovité balíky (KRONE Big Pack 1290 HDP XC) [11].....	9
Obr. 12.: Hlavní části lisů na hranolovité balíky KRONE BIG PACK (890, 1270) [13] .....	11
Obr. 13.: Plnicí systém VFS u lisu KRONE BIG PACK [14] .....	11
Obr. 14.: Bubnový lis pro ukládání píce do vaku [15].....	12
Obr. 15.: Vázací ústrojí BIG PACK KRONE [17].....	14
Obr. 16.: Uzlovač typu Deering a činnost vázání. [7].....	15
Obr. 17.: Uzlovač Deering a činnost vázacího mechanismu [7] .....	15
Obr. 18.: Dvojité vázací ústrojí od firmy KRONE [17] .....	17
Obr. 19.: Schéma dvojitého vázání [18] .....	17
Obr. 20.: Kompresor [17].....	19
Obr. 21.: Model samovázacího zařízení.....	20
Obr. 22.: Navržený rám samovázacího zařízení .....	21
Obr. 23.: Řetězová kola s pojistnou třecí spojkou .....	22
Obr. 24.: Pojistná třecí spojka [20] .....	22
Obr. 25.: Hnací a hnaná hřídel.....	23
Obr. 26.: Směrný tlak v kloubu řetězu [21] .....	24
Obr. 27.: Činitel tření [21].....	25
Obr. 28.: Hlavní hřídel.....	26
Obr. 29.: Koty rozměrů pera a drážky pro pero [22] .....	27
Obr. 30.: Umístění těsných per.....	29



Obr. 31.: Ložiskové těleso UCP 209 .....	29
Obr. 32.: Těleso vazače.....	30
Obr. 33.: Objímka.....	31
Obr. 34.: Kluzná ložiska.....	35
Obr. 35.: Funkce posouvače .....	36
Obr. 36.: Vázací roubík s uzavřenou a otevřenou čelistí .....	36
Obr. 37.: Přidržovač motouzu.....	37
Obr. 38.: Zápěrka .....	37
Obr. 39.: Hnací kotouč.....	38
Obr. 40.: Pastorky .....	38
Obr. 41.: Rám tělesa uzlovače .....	39

## Seznam tabulek

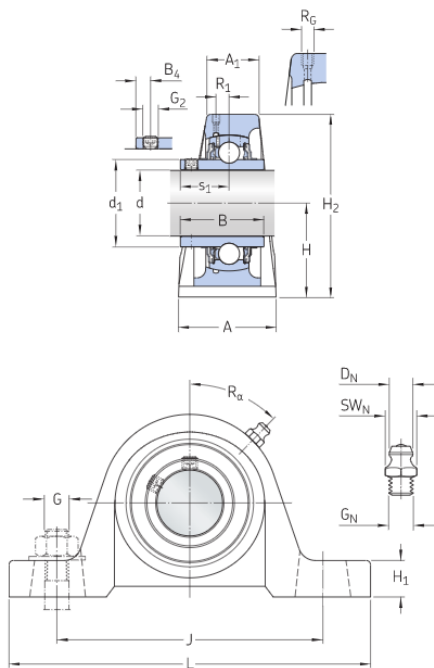
Tabulka 1.: Poruchy vázání [16].....	18
Tabulka 2.: Montážní předpětí pro počet šroubů i .....	31
Tabulka 3.: Volba velikosti závitů .....	32
Tabulka 4.: Zvolená matice .....	32
Tabulka 5.: Zvolený šroub.....	32

## Seznam příloh

- Příloha 1.: Katalog spojky
- Příloha 2.: Sestavný výkres jednotky samovazače
- Příloha 3.: Kusovník sestavného výkresu
- Příloha 4.: Ložiskový domek UCP 209

**Příloha 1**

Obj. číslo	T <sub>max</sub> [Nm]	n <sub>max</sub> [min <sup>-1</sup> ]	A [mm]	B e9 <sup>2</sup> [mm]	C [mm]	D min <sup>1</sup> [mm]	D max [mm]	E min [mm]	E max [mm]	F [mm]	G [mm]	H	K [mm]	Hmotnost [kg]
RT 12	12	800	30	20	11	—	12	3	7	33	—	M4	4	0,4
RT 20	20	800	38	25	11	—	15	3	7	34	—	M4	4	0,6
RT 40	40	800	45	30	11	—	19	3	9	38	—	M4	4	0,9
RT 70	70	600	55	35	13	—	22	4	13	45	—	M4	5	1,4
RT 120	120	500	65	40	13	—	25	5	13	48	—	M4	5	1,7
RT 190	190	450	75	45	15	15	30	7	15	55	—	M4	5	2,0
RT 350	350	410	90	50	15	20	32	8	16	60	68	M4	5	2,2
RT 630	630	380	110	60	18	20	40	9	19	72	82	M6	5	3,3
RT 1200	1200	340	140	70	18	25	50	10	22	82	92	M6	7	6,4
RT 1700	1700	320	160	80	23	30	55	11	24	95	105	M8	10	9,1
RT 2400	2400	300	180	90	25	35	65	13	28	110	125	M8	10	13,4
RT 3500	3500	250	210	110	25	40	80	14	30	118	130	M10	11	20,1
RT 5000*	5000	220	240	120	28	—	100	16	32	130	150	M10	12	24,5

**Příloha 4**

**ROZMĚRY**

d	45 mm	Průměr díry
d <sub>1</sub>	≈ 57.3 mm	Průměr nákrčku vnitřního kroužku
A	51 mm	Šířka základny
A <sub>1</sub>	31 mm	Horní šířka
B	49.2 mm	Šířka vnitřního kroužku
B <sub>4</sub>	8 mm	Vzdálenost od čela zajišťovacího zařízení ke středu závitů
H	54 mm	Výška osy kulové úložné plochy
H <sub>1</sub>	19 mm	Výška základny
H <sub>2</sub>	108 mm	Celková výška
J	146 mm	Vzdálenost mezi připojovacími šrouby
J	max. 150 mm	Vzdálenost mezi připojovacími šrouby
J	min. 142 mm	Vzdálenost mezi připojovacími šrouby
L	189.5 mm	Celková délka