



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# KONSTRUKČNÍ NÁVRH JEDNOÚČELOVÉHO STROJE NA KRÁCENÍ ROSTLINNÝCH STÉBEL

DESIGN OF SINGLE-PURPOSE CUTTING MACHINE FOR SHORTENING OF PLANT STEMS

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Žižka

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Arnošt Vespalec

BRNO 2019



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování  
Student: **Jakub Žížka**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Arnošt Vespalec**  
Akademický rok: 2019/20

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

### **Konstrukční návrh jednoúčelového stroje na krácení rostlinných stébel**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Pod pojmem jednoúčelového stroje se rozumí specializovaný stroj vyrobený tak, aby měl vysokou účinnost a efektivitu při vykonávání jednoduchých operací v určitém procesu výroby. Podstatou těchto strojů je tedy zastoupit člověka v časově náročných a opakujících se jednoduchých operacích a významně tak urychlit výrobu. Úkolem je navrhnout jednoúčelový stroj ke zkrácení rostlinných stébel o různých rozměrových parametrech na délky v rozsahu od 100 do 400 mm.

Typ práce: vývojová – konstrukční

#### **Cíle bakalářské práce:**

Hlavním cílem je návrh zařízení v podobě jednoúčelového stroje pro zkrácení rostlinných stébel o různých parametrech na délku v intervalu od 100 do 400 mm.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- zjistit parametry zvolených rostlinných stébel,
- návrh řezacího ústrojí,
- volba pohonu,
- vypracovat výkres sestavy.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15-20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukoncení/>

**Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. Základy konstruování. Vydání sedmé, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-7623-009-5.

SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. Výběry z norem: pro konstrukční cvičení. Vydání šesté, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-7623-010-1.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem jednoúčelového stroje na krácení rostlinných stébel. Úkolem stroje je nastříhat již částečně zkrácená a listů zbavená pšeničná stébla na požadovanou délku. Provoz stroje je plně automatizován, obsluha pouze zajišťuje zásobování stroje polotovary, odebírá hotová stébla a kontroluje chod stroje. V práci je vypracována rešerše popisující existující technologie používané pro krácení rostlinných stébel, možnosti pohonu jednoúčelového stroje a možná řešení dopravy stébel. Součástí rešerše je také rozbor potřebných mechanických a fyzikálních vlastností pšeničných stébel. Následně je provedena analýza informací z rešeršní části práce a definování důležitých parametrů pro konstrukční rozvahu. V praktické části práce jsou vypracovány koncepty možných řešení jednotlivých konstrukčních uzlů a zdůvodnění volby jednotlivých řešení. Druhá část praktické části se zabývá konstrukčním řešením vybraného koncepčního návrhu včetně výpočtů. Práce ukazuje možné řešení konstrukce stroje pro zpracování polotovarů s velkou tvarovou rozmanitostí.

## KLÍČOVÁ SLOVA

krácení, stébla, jednoúčelový stroj, sláma

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a single-purpose machine for cutting plant stems. The task of the machine is to cut already partially shortened and stripped wheat straw stalks to the required length. The operation of the machine is fully automated, the operator only ensures the supply of semi-finished products to the machine, removes the finished stalks and controls the operation of the machine. In the thesis is a search describing the existing technologies used for cutting plant stalks, the possibility of driving a single-purpose machine and possible solutions for transporting stalks. The research also includes an analysis of the necessary mechanical and physical properties of wheat stalks. Subsequently, the analysis of information from the research part of the thesis and the definition of important parameters for the design construction balance sheet is performed. In the practical part of the work are developed concepts of possible solutions of individual structural nodes and justification of the choice of individual solutions. The second part of the practical part deals with the construction design of a selected conceptual design, including calculations. The work shows a possible solution for the construction of a machine for processing semi-finished products with a large variety of shapes.

## KEYWORDS

shortening, stalks, single-purpose machine, straw



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽIŽKA, Jakub. *Konstrukční návrh jednoúčelového stroje na krácení rostlinných stébel*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124969>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Arnošt Vespalec.



## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Arnoštu Vespalcovi, za jeho cenné rady a odborné vedení. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přítelkyni za trpělivost a podporu, které se mi dostávalo během celého bakalářského studia.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Arnošta Vespalce. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....  
Jakub Žižka



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>15</b>
2.1	Konvenční technologie dělení slámy	15
2.1.1	Ruční technologie dělení slámy	15
2.1.2	Strojní technologie dělení slámy	18
2.2	Alternativní technologie pro dělení slámy	21
2.2.1	Dělení papíru	21
2.2.2	Dělení tenkostěnných trubek	23
2.3	Pohony	26
2.3.1	Jednooperační stroje	26
2.3.2	Víceoperační stroje	26
2.4	Dopravníky	27
2.4.1	Dopravní skluzy	27
2.4.2	Žlabové dopravníky	27
2.4.3	Pásové dopravníky	28
2.5	Obilná stébla	29
2.5.1	Morfologie	29
2.5.2	Mechanické vlastnosti	30
2.5.3	Fyzikální vlastnosti stébel	32
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>33</b>
3.1	Analýza problému	33
3.2	Cíl práce	33
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>34</b>
4.1	Vstupní a výstupní parametry stébel	34
4.2	Střižný mechanismu	35
4.3	Doprava stébel ke střižnému mechanismu	36
4.4	Upnutí stébel	37
4.4.1	Upnutí válcem	37
4.4.2	Upnutí deskou	38
4.4.3	Upnutí pásem	38
4.5	Zakládání stébel na dopravní pás	39

4.6	Zarovnání stébel	40
4.7	Vazba pohybů	40
4.8	Pohon soustavy	40
4.9	Výsledné koncepční návrhy	41
4.9.1	Koncepční návrh 1	41
4.9.2	Koncepční návrh 2	42
4.9.3	Koncepční návrh 3	43
4.10	Zvolené řešení	43
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>44</b>
5.1	Zásobník	45
5.1.1	Polohovací mechanismus	46
5.2	Dopravník	47
5.2.1	Kluzná deska	47
5.2.2	Dopravníkový pás	48
5.2.3	Hnací buben	53
5.2.4	Napínací buben	54
5.2.5	Rám dopravníku	56
5.3	Kartáčové latě	57
5.4	Střížný mechanismus	58
5.4.1	Kruhové nože	59
5.4.2	Uložení hřídelů střížného mechanismu	63
5.4.3	Polohovací mechanismus horního nože	64
5.5	Pohon	65
5.6	Řemenový převod	68
5.6.1	Napínací kladka	71
5.7	Nosná konstrukce	72
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>73</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>74</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>75</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>77</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>79</b>

<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>81</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>82</b>

# 1 ÚVOD

Práce je zaměřena na problematiku používání jednorázových plastů v oblasti potravinářství. V dnešní době vzniká trend zbavování se těchto plastů a jejich nahrazování přírodními materiály. Jedním ze současných témat je nahrazení jednorázových plastových brček. Pro tyto brčka již alternativní materiály existují, například papír, těstoviny, sklo, kov nebo syrovátková brčka. Žádný ze zmíněných materiálů kromě syrovátky, není materiálem odpadním a také jejich dutý tvar je docílený pomocí různých výrobních technologií. Žádný z těchto nedostatků nemají slaměná stébla, která jsou odpadem při produkci obilného zrna a jejich dutý tvar je pro ně přirozený. Nutné je zmínit fakt, že při současné technologii sklizně obilí se stébla ničí. Takto sklizená stébla tedy nelze použít a jediná cesta, jak získat neporušená stébla, je vlastní produkce a žatí ručně nebo pomocí speciálního žacího stroje. Možností je také získání stébel od malých hospodářství, kde se žne stále ručně nebo alespoň šetrněji nežli kombajnem. Samotné získávání slámek ze stébel slámy má několik operací a to žatí, zbavení stébel klasu, krácení stébel po jednotlivých kolénkách a nakonec krácení stébel na délku jednoho brčka. Práce se zabývá konstrukčním návrhem stroje vykonávající právě poslední operaci procesu, tedy krácení stébel na délku jednoho brčka. Cílem je výrazné usnadnění a zrychlení procesu výroby a tím i snížení výrobních nákladů.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Konvenční technologie dělení slámy

Sláma je odpadním materiálem při získávání obilného zrna k potravinářským účelům. Využívá se především jako podestýlka hospodářským zvířatům, kde není nutné dbát na stav stébel slámy. S nastupujícím trendem nahrazování syntetických materiálů přírodními se sláma začíná také používat v podobě lisovaných panelů jako tepelná izolace nebo jako brčka k pití nápojů, kde jsou značné nároky na stav stébla. K tradičnímu využití patří také tvorba slaměných ozdob nebo pokrývání střech slaměnými drožkami.

Veškeré způsoby krácení slámy používané v dnešní době můžeme dělit na dva základní způsoby, a to na ruční a strojní. Tyto technologie dělení stébla jako sečení žací lištou nebo stříhání nůzkami mohou nazvat jako konvenční.

#### 2.1.1 Ruční technologie dělení slámy

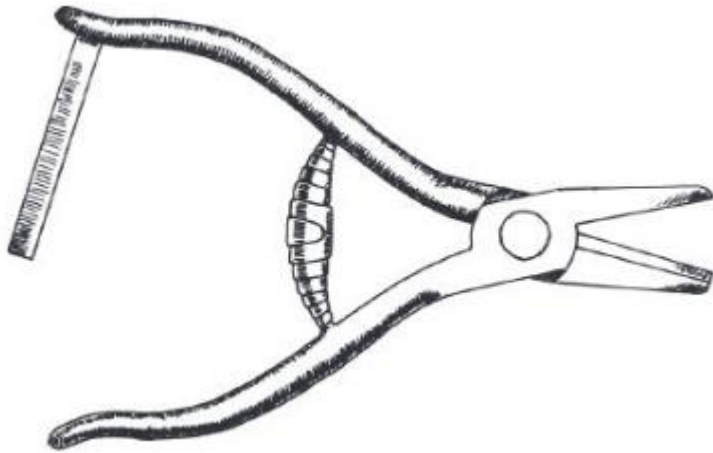
Ruční konvenční technologie jsou ty, kde je síla potřebná k rozdělení stébla vyvozována silou lidskou. Jde o velmi neproduktivní technologie. Jsou používány v malých hospodářstvích kde se nezpracovává velké množství obilí nebo tam kde je nutné dbát na kvalitu střížné plochy a na stav stébel. K těmto technologiím patří sečení kosou, srpem, nebo stříhání nůzkami.

##### Stříhání nůzkami

V současné době je pro krácení stébel na slámky využíváno právě krácení nůzkami, touto technologií vyprodukuje jeden člověk přibližně 30 slámek za minutu.

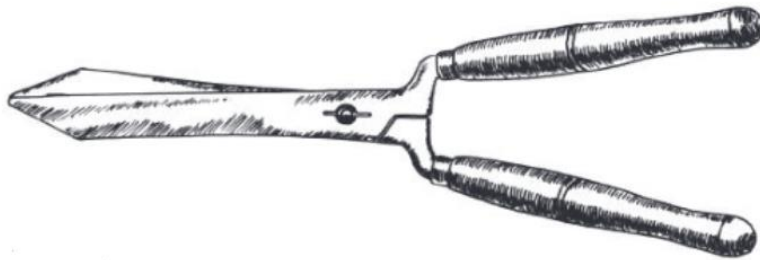
Nůžky jsou nástroj, určený k dělení materiálu protiběžným pohybem dvou nožů, jež jsou výkyvně spojeny na jedné ose. Ke stříhání slámy se dají použít různé druhy nůžek od nůžek na papír po nůžky na živé ploty, ale ne všechny druhy jsou stejně vhodné. Nůžky jsou v podstatě o dvojramenné páky, kde jejich ramena jsou různě dlouhá podle tuhosti stříhaného materiálu. Například nůžky pro stříhání větví budou mít dlouhou rukojeť a krátké břity, zatímco nůžky na papír dlouhé břity a rukojeť krátkou. Pro různé aplikace je také nutné volit správné rezné úhly na břitech. [1]

- Zahradnické nůžky – Hlavním předpokladem dobrých zahradnických nůžek je ostrý řez bez drcení stříhané dřeviny. Ostří nůžek stébla krájí a neuskřipuje. Pro účinné stříhání mají nůžky zesílené čepele. [1]
- Nůžky na květiny – Mají stejnou geometrii jako nůžky zahradnické, jsou pouze menší. Používají se při sklizni květů, aranžování květin a v květinářství. [1]



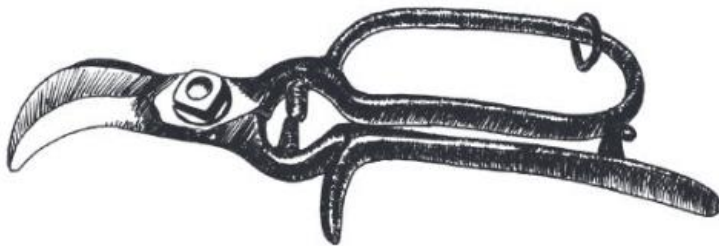
obr. 2-1 Nůžky na květiny [1]

- Nůžky na stříhání živého plotu – Tyto nůžky jsou opatřeny dlouhými břity a dlouhými rukojeťmi pro stříhání většího množství stébel na jeden zdvih bez velké námahy. Používají se hlavně pro estetickou úpravu živých plotů. [1]



obr. 2-2 Nůžky na stříhání živého plotu [1]

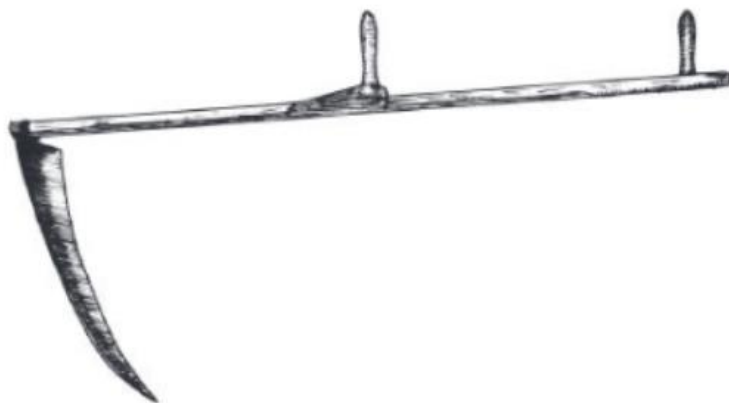
- Vinohradské nůžky – Vinohradské nůžky nahradili vinařské nože, což vedlo ke zvýšení efektivity práce s révou. Břity nůžek jsou zahnuté pro zmenšení síly potřebné k přestřížení stébla. [1]



obr. 2-3 Vinohradské nůžky [1]

## Sečení kosou

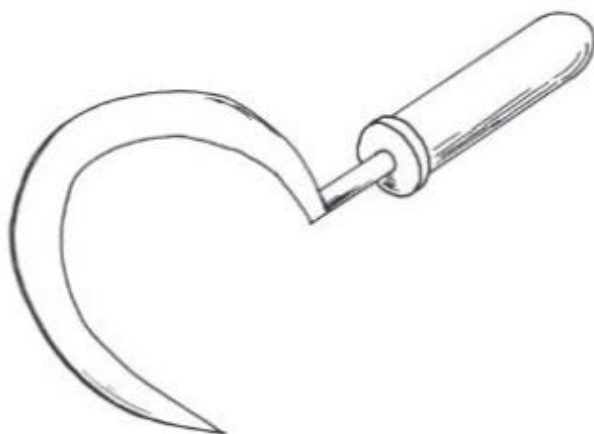
Kosa je označení pro samostatnou ocelovou řezací část, ale může se tak označovat i celý nástroj, tedy ocelová činná část i s dřevěnou rukojetí označovanou jako kosiště. Kosy můžeme dělit na travní a obilní. Obilní jsou oproti travním opatřeny navíc plachetkou nebo síťovinou na obloukovitém rámu, což přisečení sloužilo k opírání sečeného porostu o porost stojící. [1]



obr. 2-4 Kosa travní [1]

## Sečení srpem

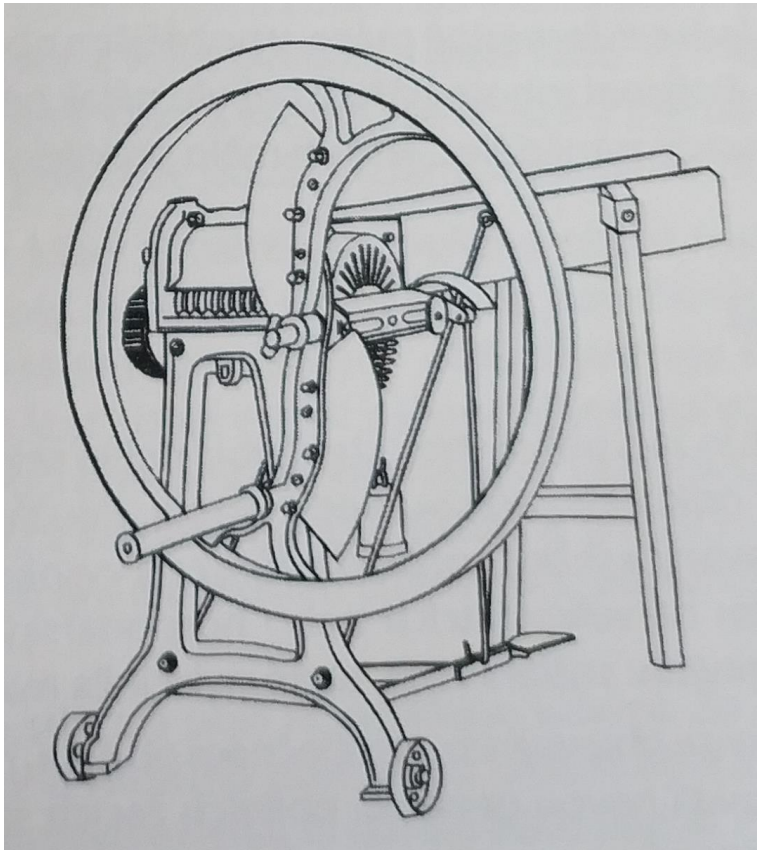
Srp je jednoduchý nástroj sloužící k žnutí obilí, trav a bylin. Je složen z kovové polokruhové ploché činné části opatřené na vnitřní části ostřím a dřevěnou rukojetí. Srp je předchůdcem kosa, používá se ovšem i v dnešní době k sečení bylin, trav a obilí. Podle použití můžeme stejně jako kosy rozlišovat srpy obilní a travní. Obilní je oproti travnímu opatřen zoubky, kterými se zařezává do suchých stébel a řeže je podobným způsobem jako pilka. [1]



obr. 2-5 Srp [1]

## Řezání na ruční řezačce

Řezačky jsou jednoduché ručně poháněné stroje (mohou být i strojně poháněné), které se používají pro nařezání rostlinných stébel na drobné kusy. Jejich hlavní částí jsou nejčastěji dva pohyblivé nože uložené v obruči konající rotační pohyb. Stébla jsou k nožům dopravována pomocí válců, jejichž pohyb je svázán s pohybem nožů. Stébla se poměrně významně deformují již při průchodu podavačem a po nařezání noži vznikne spíše drobenka, která je výhodnější pro skladování, pro podestýlku i pro krmení dobytka.



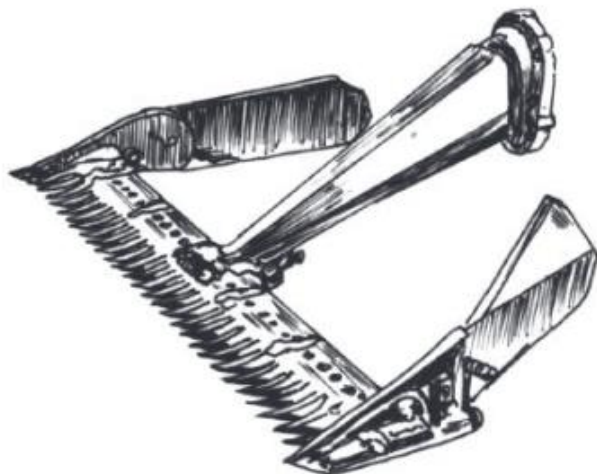
obr. 2-6 Ruční oblouková řezačka [2]

### 2.1.2 Strojní technologie dělení slámy

U strojního krácení rostlinných stébel je určující, že nástroj konající dělení materiálu je poháněn silou vytvořenou strojem, nikoli silou lidskou. Strojní způsoby se uplatňují výhradně tam, kde je hlavním faktorem rychlost dělení stébla a nedbá se na kvalitu střížné plochy. K těmto technologiím se mohou přiřadit stříhání žacími lištami a řezání na mechanizovaných řezačkách.

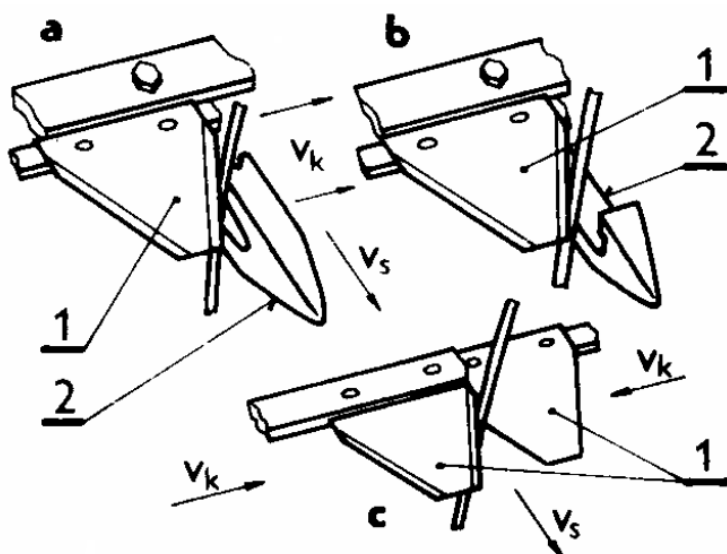
## Žací lišty

Žací lišty jsou hlavní součástí žacích strojů jako jsou sklízecí mlátičky, samovazné stroje a lištové sekačky. Stébla stříhají díky protiběžnému pohybu dvou nožů, kdy podle pohybu aktivního břitu se stroje dělí na stroje s pohybem přímovratným, rotačním a postupným. Podle principu řezu stroje dělíme na řez s oporou a bez opory. [3]



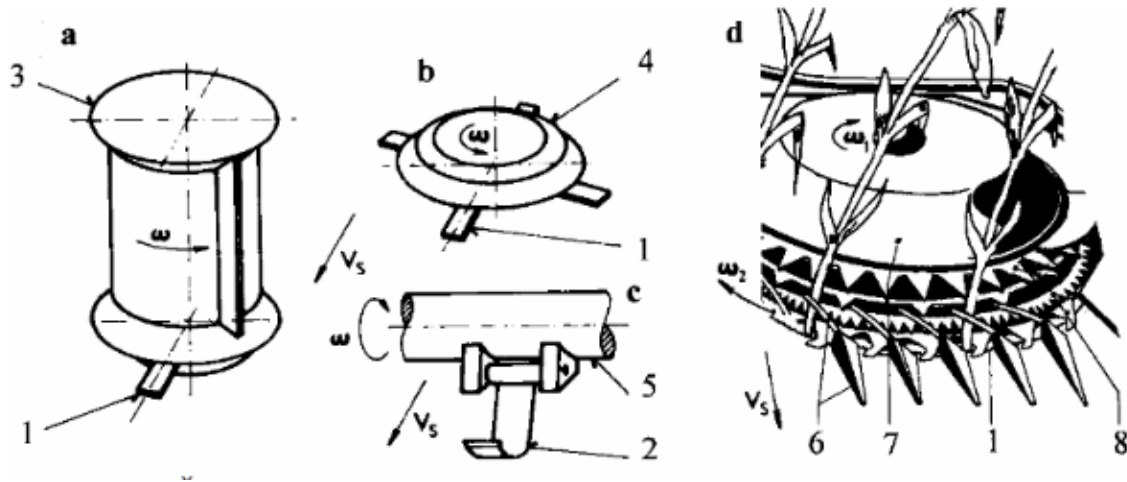
obr. 2-7 Žací lišta [1]

- Žací lišty pro řez s oporou – svazek stébel se při sečení dostává mezi dva řezné břity a po stlačení břitů dojde k přestřížení stébla. U prstové lišty je materiál oddělován pohyblivým břitkem kosy a pevným břitkem prstů. Kvalitu řezu můžeme zvýšit omezením ohybu stébla pomocí tzv. péra prstu, kdy se stéblo opře o pevný protibřit prstu i o zmiňované péro. Tyto žací lišty se používají pro sečení slabostébelnatých plodin (pšenice, žito, ječmen). [3]



obr. 2-8 Žací stroje pro řez s oporou [3]

- Žací stroje pro řez bez opory – stéblo řezané břitem bez opory musí být dostatečně tuhé, aby nedocházelo k jeho ohybu a také řezné rychlosti musí být mnohem vyšší než u řezání s oporou. Aktivní břit tvoří vodorovně rotující nůž nebo nůž pohybující se kolem vodorovné osy. Tyto stroje se používají na silnostébelnaté plodiny (kukuřice, slunečnice). [3]



obr. 2-9 Žací lišty pro řez bez opory [3]

### Mechanizované řezačky

Mechanizované řezačky mají stejnou konstrukci jako řezačka ruční, s tím rozdílem, že obruč je opásána pásem, který je hnán motorem. Pohon obruče nemusí být řešen pouze opásáním, může být také hnána přímo hřídel.



obr. 2-10 Řezačka slámy [4]

## 2.2 Alternativní technologie pro dělení slámy

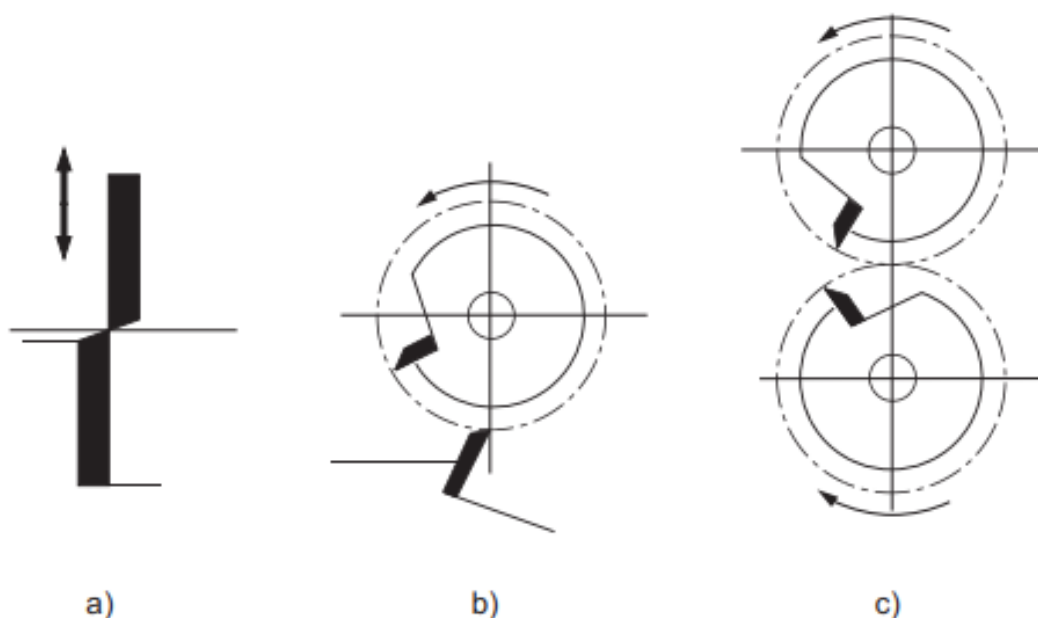
Alternativními technologiemi pro dělení slámy jsem nazval ty technologie, které nejsou přímo určeny pro tuto aplikaci, ale jsou používané pro materiály s podobným chemickým složením nebo s podobným tvarem.

### 2.2.1 Dělení papíru

Papír je obilným stéblům podobný zejména chemickým složením. Papír je stejně jako stéblo slámy z celulózy a jeho mechanické vlastnosti jsou také podobné. Dělení papíru je základní a obvykle první operací při zpracování těchto materiálů. Papír se dělí převážně technologií stříhání a řezání. Při stříhání papír dělí protiběžným pohybem dva břity, při řezání je materiál oddělován působením nože proti podložce. [5]

#### Stříh plochými noži

Při stříhání plochými noži, se papír odděluje vzájemným působením dvou břitů plochých nožů. Nože se proti sobě mohou posouvat souběžným pohybem viz. obr. 2-12 a), rotací horního nože proti statickému spodnímu b) nebo rotací obou nožů c). Stříh má dvě fáze, nejdříve se nože vtlačí do materiálu a namáhají jej na ohyb, následně po překročení meze pevnosti dojde v závislosti na geometrii břitu a vlastnostech papíru buď k jeho přestřížení nebo přetržení. [5]



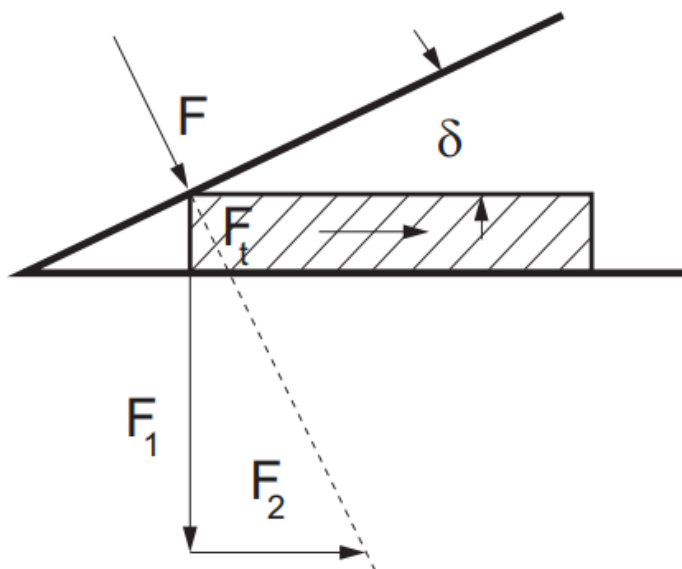
obr. 2-11 Stříh plochými noži [5]

## Střih pákovým nožem

Nože pákových nůžek se pohybují úhlovým sklápěním. [6] Při stříhání pákovými nůžkami s rovnými břity se mění úhel stříhu, tomu lze předejít změnou geometrie nožů a docílit tak konstantního úhlu v celé délce stříhu. Při stříhu pákovým nožem se střižná síla rozkládá do dvou složek, kdy jedna působí kolmo na stříhaný materiál a druhá rovnoběžně, což má za důsledek vytlačování materiálu ze záběru. [5]



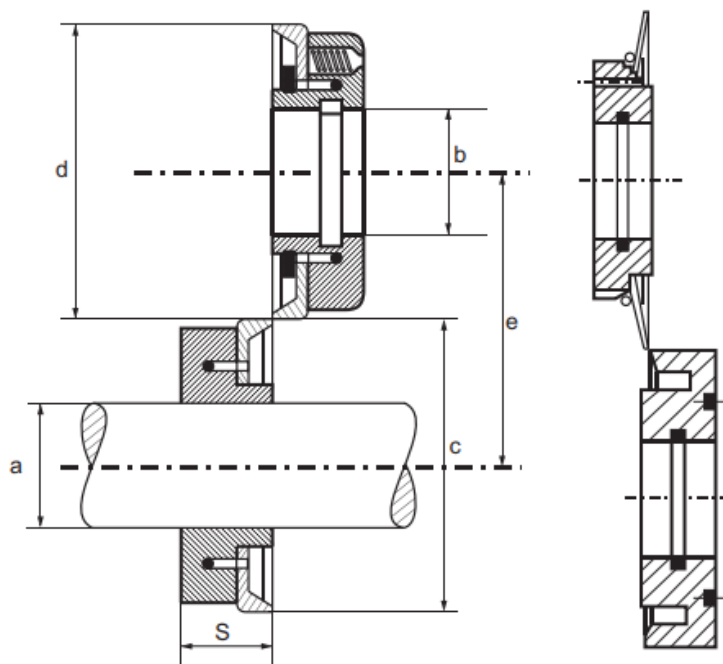
obr. 2-12 Pákové nůžky na papír [7]



obr. 2-13 Působení sil při stříhu pákovým nožem [5]

## Střih kruhovými noži

Stříhání kruhovými noži je podobné jako stříhání šikmo skloněnými plochými noži. Materiál se pohybem nožů stříhá a zároveň posunuje ve směru otáčení nožů. Musí být zajištěno, aby třecí síla mezi noži a materiálem byla vyšší než odpor působící proti směru pohybu materiálu. Úhel záběru stříhu je vymezen tečnou probíhající bodem dotyku nože s materiálem a horizontálou.



obr. 2-14 Sestava kruhových nožů [5]

### 2.2.2 Dělení tenkostěnných trubek

Tenkostěnné trubky mají stěnu mnohonásobně tenčí, než je jejich průřez, geometrií tedy připomínají stébla obilí. Lze tedy předpokládat, že pokud jsou stroje pro dělení tenkostěnných trubek konstruovány tak, aby nedocházelo k deformaci příčného průřezu, dala by se využít tato technologie i pro obilná stébla, kde je tato deformace také nežádoucí.

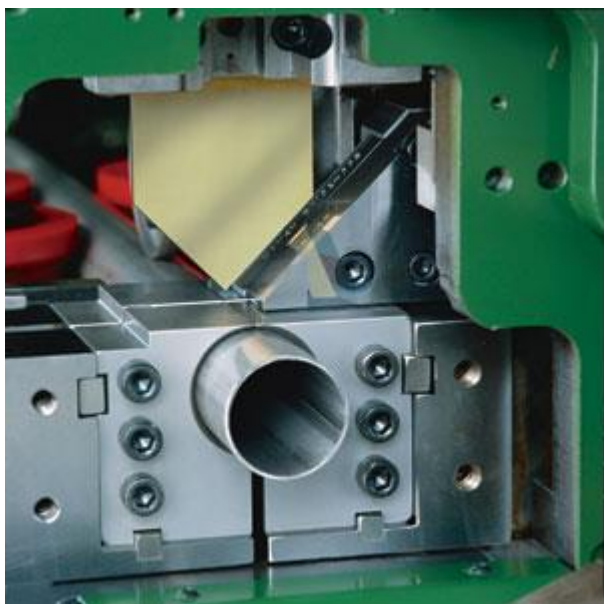
Rozeznáváme dvě základní metody dělení materiálu, a to konvenční a nekonvenční. [6] Pro moji aplikaci jsou více vhodné konvenční metody, zejména z důvodu velkých nákladů na realizaci stroje pro nekonvenční metody obrábění, proto se budu zabývat pouze konvenčními metodami dělení materiálu.

Pro dělení tenkostěnných trubek se používají dvě základní metody, a to metody odpadové (řezání, upichování) a bezodpadové (stříhání). Obilná stébla jsou materiálově i geometricky podobná papírovým trubkám a pro ty se používá téměř výhradně stříhání.

## Strojní stříhání tenkostěnných trubek

Při stříhání je materiál oddělován smykovým napětím, vznikajícím působením protiběžných řezných hran. Obecně probíhá stříhání ve třech fázích, první a druhou fází je elastická a plastická deformace a třetí fází je oddělení materiálu. Při stříhání obilných stébel bude nutné docílit, aby došlo, pokud možno k úplné eliminaci plastické deformace a přešli jsme rovnou z fáze elastické deformace, do fáze oddělení materiálu. Jelikož se jedná o velmi křehký materiál, problém s velkou plastickou deformací by měl odpadat.

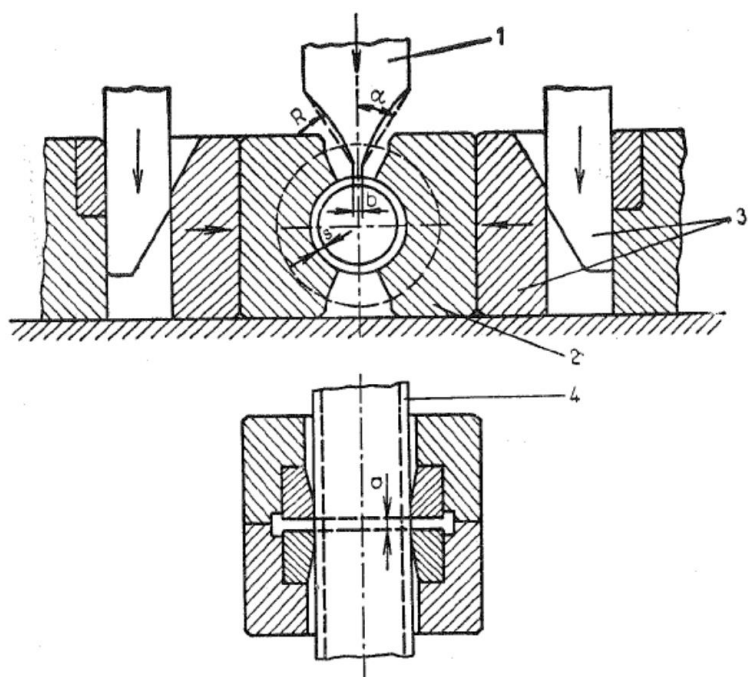
Kvalitu povrchu při stříhání ovlivňuje střížná vůle, naostření nožů, rychlost stříhání a stříhaný materiál.



obr. 2-15 Strojní stříhání tenkostěnných trubek [8]

### Geometrie bříty

Z hlediska geometrie mají z polotovarů používaných běžně ve strojírenství k obilným stéblům nejbližší trubky a profily. Při navrhování tvaru nožů pro profilové materiály platí zásada, aby přestřihovaná tloušťka materiálu byla co nejvíce konstantní. U materiálů trubkového průřezu se tohoto docílí nejlépe pomocí do špičky tvarovaného nože, kdy nůž materiál nejdříve propíchne a boky bříty potom materiál stříhají tak, aby výslednice sil na bříty směřovala vůči směru nejvyšší tuhosti. [6] Pro zmenšení deformace trubek při stříhání je možné zamezit radiálním posuvům a profil se tak téměř nedeformuje.



obr. 2-16 Geometrie nože pro stříhání trubek [9]

### Ruční stříhání tenkostěnných trubek

Ruční stříhání probíhá nejčastěji za pomoci nůžek na trubky. Tyto nůžky jsou opatřena pouze jedním břitem, který stříhá materiál po celé délce průřezu. Oproti dvouramenným nůžkám se dvěma protiběžnými břity jsou pro kruhový průřez výhodnější, protože nedochází ke vzniku ohybového momentu, který by měl tendenci otáčet materiálem. Geometrie břitu je stejně jako u strojního stříhání navržena tak, aby byl stříhaný průřez po celou dobu co nejkonstantnější. Ruční nůžky pro stříhání trubek se používají pro trubky z PVC a dalších nekovových materiálů.



obr. 2-17 Nůžky na stříhání trubek [10]

## 2.3 Pohony

Jako pohony označujeme zdroje mechanické energie, která je přiváděna k funkčním částem stroje. Jako zdroje používáme různé měniče energie, například elektromotory, elektromagnety, ty mění energii elektrickou na mechanickou. Můžeme použít také zdroje převádějící tlakovou energii na energii mechanickou, to jsou například hydromotory a pneumatické válce. [11]

Podle struktury rozeznáváme stroje jednooperační s jedním funkčním orgánem nebo víceoperační stroje s více funkčními orgány. [11]

### 2.3.1 Jednooperační stroje

Jednooperační stroj koná zpravidla jen jeden úkon (obsahuje tedy pouze jeden funkční orgán), kterým je celý stroj charakterizován. Struktura tohoto stroje je velmi jednoduchá, do motoru přivedeme energii, ten ji přemění na energii mechanickou. Tato mechanická energie je hnací energií funkčního orgánu.

### 2.3.2 Víceoperační stroje

Víceoperační stroje jsou charakteristické tím, že konají více úkonů zároveň, které jsou vzájemně svázané. U víceoperačních strojů rozeznáváme dva základní případy, jsou jimi stroje s centralizovanými pohony a stroje s decentralizovanými pohony. [11]

#### Stroje s centralizovanými pohony

U strojů s centralizovanými pohony jsou všechny funkční orgány poháněny jedním zdrojem mechanické energie. Lze zde snadno dosáhnout vzájemné vazby pohybů, ale řešení obsáhlé dynamicky nepřehledné soustavy může být obtížné.

#### Stroje s decentralizovanými pohony

U strojů s decentralizovanými pohony má každý orgán svůj zdroj mechanické energie, jde vlastně o více jednooperačních strojů připojených paralelně k jednomu zdroji energie a společným řídicím členem. Dosáhnout vzájemné vazby pohybů je oproti strojům s centralizovanými pohony složitější a je záležitostí spíše řízení linky, avšak rozvod energie (elektrické, tlakové) k jednotlivým funkčním orgánům je snazší.

## 2.4 Dopravníky

Funkcí dopravníku nebo tzv. dopravní jednotky je přemístění všech součástí v dopravním proudu. Dopravní zařízení se nejčastěji sestavuje z typizovaných jednotek a skupin, kde hlavní částí je většinou válečkový řetěz, na kterém jsou upevněny držáky umožňující vložení nebo přichycení obrobku. [12]

Dopravník obstarává dopravu obrobků mezi jednotlivými stroji a pracovními místy. Může také konat zpětnou dopravu nosných desek s upínači z vykládací do nakládací stanice. [12]

Dopravní systém linky se nejčastěji skládá ze:

- základní dopravní dráhy,
- zásobníku polotovarů,
- zařízení pro polohování polotovarů,
- manipulátorů pro podávání polotovarů ze základní dopravní dráhy,
- zařízení pro automatickou dopravu třísek.

### 2.4.1 Dopravní skluzy

Dopravní skluzy se používají k dopravě sypkých materiálů i k dopravě materiálů kusových. K dopravě využívají účinek tíhové síly, nepotřebují tedy pohon. Dopravní dráha může být přímá nebo mít tvar šroubovice. Sklon dráhy určujeme podle požadované rychlosti dopravovaného materiálu. Skluzy se dají využít také jako krátkodobý skladovací prostor, při zastavení odběru se materiál začne na skluzu hromadit a po obnovení odběru se dá samočinně zase do pohybu. Hlavní výhodou skluzů je absence pohyblivých dílů, tudíž nemají žádnou poruchovost ani poháněcí ústrojí a vyžadují minimální údržbu. Na jejich výrobu se používá dřevo, plasty, ocelové plechy, beton atd. Mohou být také opatřeny ochranou vrstvou, která zvýší odolnost skluzu vůči otěru. [13]

### 2.4.2 Žlabové dopravníky

Žlabové dopravníky patří k nejpoužívanějším dopravníkům. Slouží pro dopravu jak sypkých hmot, třísek, uhlí, tak kusového materiálu. Dopravním prostředkem žlabového dopravníku jsou unášecí, nebo hřeblo, která jsou vlečena oběžným řetězem nebo nesená tyčí. Žlabové dopravníky lze dělit podle pohybu unášecích prvků na trkačí a s obíhajícími unášivými prvky. [13]

## Trkací žlabové dopravníky

Jsou to periodicky pracující žlabové dopravníky. Hlavní součástí trkacích dopravníků je tyč nesoucí výkyvná hřebľa nebo unašeče. Materiál je ve žlabu postupně dopravován unašeči nebo hřebly připevněnými k tyči konající vratný přímočarý pohyb. Strhávání materiálu zpět zabraňuje trojúhelníkový tvar unašečů nebo výkyvná hřebľa. Dopravní trasa může být pouze přímá. Dopravník je vhodný například pro dopravu třísek. [13]

### Žlabové dopravníky s unašeči

Tyto dopravníky využívají unašečů připevněných k řetězu, které tvarovým stykem unášejí kusový materiál. Unašeče mohou mít různý tvar, nejčastěji jsou zhotoveny jako speciální spona oběžného řetězu. Žlabové dopravníky s unašeči se používají v mnoha odvětvích, například v dřevařském, potravinářském nebo papírenském průmyslu, ale také ve válcovnách. [13] Jsou vhodné k přepravování materiálu válcového tvaru.

### Hřeblové dopravníky

Tyto dopravníky přemísťují zejména sypký materiál za pomoci hřebel, která jsou připevněna k tažnému řetězu. Hřebľa mohou mít tvar lopatek, nebo hrabic. Jsou vhodné pro přepravu sypkého a nesourodého materiálu. Kvůli větší spotřebě energie, drcení materiálu při jeho dopravě se používají spíše ve speciálních případech, nejčastěji v dolech, hutích cukrovarech a v zemědělství. [13]

## 2.4.3 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky s tažným a nosným prvkem v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny. Pás je také podpírán válečky nebo rovinou plochou. Používají se pro dopravu sypkých i kusových materiálů. Mohou dopravovat materiál ve směru vodorovném, šikmém, ve zvláštních případech i ve směru strmém a svislém. [13]

Pásové dopravníky můžeme dělit na

- stabilní,
- pojízdné,
- přenosné.

Podle materiálu pásu na pásové dopravníky

- s pryžovými pásy,
- s pásy z PVC,
- s ocelovými pásy,
- s pletivovými pásy.

Podle sklonu ta tvaru dopravní trasy rozeznáváme pásové dopravníky

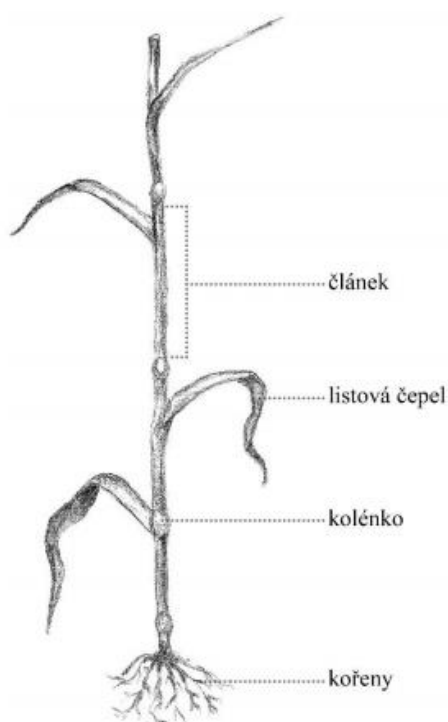
- vodorovné,
- šikmé,
- lomené (konkávní, konvexní).

## 2.5 Obilná stébla

Obilniny, jsou nejrozšířenější skupinou pěstovaných plodin na světě. K nejvýznamnějším z obilovin patří pšenice, ječmen, žito, oves, rýže, kukuřice atd. rozsah pěstování obilnin souvisí s druhovou rozmanitostí a širokým využitím jejich produktu (zejména zrna). Jsou zastoupeny téměř ve všech pěstitelských oblastech a mají výsadní postavení ve výživě člověka, zejména kvůli jejich vysokým energetickým hodnotám. [14]

### 2.5.1 Morfologie

Stéblo je dutý (může být výjimečně i plný) stonek trav a obilnin. Na jednotlivé články (internody), je stonek rozdělen kolénky, která mají zpevňující vlastnosti. Stébla jsou obklopena pochvatými listy vyrůstajícími z jednotlivých kolének. [15]



obr. 2-18 Stéblo obilí [16]

## 2.5.2 Mechanické vlastnosti

Mechanické vlastnosti se druh od druhu liší, ne však řádově. Lze tedy jako zástupce všech obvykle pěstovaných plodin vybrat pšenici, pro kterou je nejvíce studií zabývajících se mechanickými vlastnostmi stébel.

Důležitými mechanickými vlastnostmi stébel pro moji aplikaci jsou zejména mez pevnosti v tahu, mez pevnosti ve smyku a Youngův modul. Mechanické vlastnosti jsou závislé na zralosti a vlhkosti stébel, a také na testované části stonku (stéblo rostoucí blíže u země je pevnější než stéblo následující). Při výrobním procesu nebude stéblo pouze stříháno, bude s ním i různě manipulováno, proto jsou důležité jak mechanické vlastnosti nejpevnějších stébel (aby došlo k jejich přestřížení), tak mechanické vlastnosti nejměkčích stébel (aby při manipulaci s nimi nedošlo k jejich porušení).

### Vliv zralosti

U ozimé pšenice můžeme od tvorby obilky po plnou zralost rozlišovat čtyři základní fáze zralosti, jsou jimi [17]:

- středně mléčná zralost (první fáze)
- pozdně mléčná zralost (druhá fáze)
- vosková zralost (třetí fáze)
- plná zralost (čtvrtá fáze)

Od fáze středně mléčné zralosti po fázi voskové zralosti obsahují stébla kolem sedmdesáti procent vody, ve fázi plné zralosti potom okolo deseti procent, pro testování mechanických vlastností bylo stéblo ve čtvrté fázi zralosti namáčeno až do maximální možné vlhkosti 55%, aby byly výsledky závislé primárně na zralosti stébla a ne na jeho vlhkosti. [18]

### Mean values of stalk strengths and elastic moduli for maturity stages (third stem internode)

<i>Maturity stage</i>	<i>Moisture content, % w.b.</i>	<i>Young's modulus, GPa</i>	<i>Modulus of rigidity, MPa</i>	<i>Shear strength, MPa</i>
First	70.3(0.53)	4.76(0.08)	288(5.0)	7.26(0.095)
Second	69.2(0.65)	4.82(0.16)	273(10.5)	6.33(0.08)
Third	69.9(0.53)	5.54(0.14)	267(5.5)	6.19(0.125)
Fourth	55.8(1.73)	6.58(0.26)	323(17.0)	6.42(0.16)

Values in brackets are standard errors of the means.

obr. 2-19 Vliv zralosti na mechanické vlastnosti [18]

## Vliv pozice stébla ve stonku

Stonek pšenice má zpravidla šest stébel oddělených kolénky. Stébla se počítají od klasu ke kořeni. Mechanické vlastnosti jsou definovány pouze pro první čtyři stébla, páté je znehodnoceno při sklizni a šesté je příliš krátké. Každé stéblo má rozdílné mechanické vlastnosti hlavně díky změně příčného průřezu.

### Mean values of stalk strengths and elastic moduli for internode positions (fourth stage of maturity)

<i>Internode position</i>	<i>Moisture content, % w.b.</i>	<i>Young's modulus, GPa</i>	<i>Modulus of rigidity, MPa</i>	<i>Shear strength, MPa</i>	<i>Tensile strength, MPa</i>
First	9.3(0.36)	5.21(0.15)	407(4.5)	5.74(0.11)	23.8(0.91)
Second	8.3(0.18)	6.59(0.09)	399(5.0)	6.29(0.15)	28.4(0.55)
Third	7.8(0.16)	6.04(0.11)	451(7.5)	5.58(0.10)	28.2(0.87)
Fourth	7.5(0.17)	6.14(0.14)	547(13.5)	4.91(0.10)	21.2(0.48)

Values in brackets are standard errors of the means.

obr. 2-20 Vliv pozice stébla ve stonku na mechanické vlastnosti [18]

## Vliv vlhkosti

Vlhkost má zásadní vliv na mechanické vlastnosti organických materiálů. Můžeme pozorovat, že stéblo v rozmezí vlhkosti 8 až 22% téměř nemění pevnost v tahu a Youngův modul jejichž hodnoty jsou přibližně 26,5 MPa a 5,98 GPa (hodnoty pro čtvrté stádium zralosti a třetí stéblo stonku). Pevnost ve smyku se s klesající vlhkostí snižuje, může za to zkrěhnutí materiálu jeho vysušením.

### Mean values of stalk strengths and elastic moduli at different moisture contents (third stem internode: fourth stage of maturity)

<i>Moisture content, % w.b.</i>	<i>Young's modulus, GPa</i>	<i>Modulus of rigidity, MPa</i>	<i>Shear strength, MPa</i>	<i>Tensile strength, MPa</i>
8.2(0.16)	6.39(0.19)	499(11.0)	5.46(0.20)	26.8(0.11)
9.9(0.26)	5.89(0.11)	467(9.0)	5.14(0.08)	23.4(1.21)
12.0(0.14)	5.70(0.08)	430(6.0)	6.03(0.11)	25.8(0.71)
13.9(0.11)	6.01(0.15)	443(9.5)	6.55(0.14)	31.0(1.07)
16.3(0.18)	5.99(0.09)	418(7.5)	6.32(0.09)	26.5(1.21)
17.7(0.14)	6.23(0.24)	417(8.5)	6.39(0.09)	24.3(2.28)
20.1(0.15)	5.73(0.14)	383(7.5)	6.47(0.13)	31.2(0.75)
22.0(0.13)	5.89(0.12)	389(8.0)	6.51(0.12)	22.7(1.01)

Values in brackets are standard errors of the means.

obr. 2-21 Vliv vlhkosti stébla na mechanické vlastnosti [18]

### 2.5.3 Fyzikální vlastnosti stébel

Fyzikální vlastnosti jsem měřil přímo na vzorcích určených ke krácení na slámky. Nešlo o laboratorní měření, údaje jsou tedy orientační nikoli přesné. Pro účely návrhu stroje a výpočet jeho parametrů jsem vybral reprezentativní stéblo, ke kterému budu vztahovat výpočty při návrhu stroje.

tab. 2-1 Parametry reprezentativního stébla

<b>Reprezentativní stéblo</b>	
Vnější průměr	5 mm
Vnitřní průměr	3,6 mm
Délka stébla	370 mm
Tloušťka stěny stébla	0,35 mm
Hmotnost 100 stébel	120 g

## 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 3.1 Analýza problému

V rešeršní části práce byly popsány možné způsoby řešení jednotlivých funkčních částí stroje. Pro dimenzionální návrh součástí jsou relevantní zejména informace týkající se mechanických a fyzikálních vlastností stébel, a budou použity při výpočtech. Výstupem by měl být stroj, který bude mít definovanou svoji hlavní charakteristiku tedy výslednou produktivitu.

Prvním krokem při návrhu bude volba střížného mechanismu. Zde se budu rozhodovat, zda použiji jednu z konvenčních technologií dělení slámy, nebo zvolím nějakou z alternativních technologií. Při této volbě bude důležité dbát zejména na kvalitu výsledné střížné plochy a na šetrnost stříhu. Po volbě střížného mechanismu bude následovat volba způsobu dopravování stébel ke střížnému mechanismu. U tohoto kroku bude důležité, aby byla stébla k mechanismu dopravována v jedné vrstvě, aby se při stříhání předešlo mačkání, drcení a znehodnocování stébel, a také musí být zajištěno, aby byla stébla dopravována kolmo na střížnou rovinu. Dále bude nutné při stříhání stébla zajistit proti pohybu. Zde budu volit různé možnosti upnutí stébel. Protože by měl stroj pracovat samostatně a práce obsluhy by měla spočívat pouze v kontrole a zásobování, je další nezbytnou součástí stroje zásobník, kde je důležité, aby stébla byla dopravnímu mechanismu dávkována v určitém množství, aby nedocházelo k zahlcení. Po návrhu těchto částí stroje bude následovat volba pohonu jednotlivých částí stroje. Zde půjde především o volbu mezi stojem s centralizovanými pohony, nebo decentralizovanými pohony. U stroje s centralizovanými pohony je nutné také zvolit vhodný způsob rozvodu pohybu. Poslední částí návrhu je volba pohonné jednotky stroje, zde půjde především o to, zvolit co nejehospodárnější řešení s velkým rozsahem rychlostí a dostatečným kroutícím momentem.

### 3.2 Cíl práce

Cílem práce je navrhnout konstrukční řešení stroje pro krácení rostlinných stébel z délek v intervalu 200 mm – 500 mm na délku 200 mm.

Dílčí cíle bakalářské práce jsou:

- zjistit vlastnosti používaných rostlinných stébel
- návrh řezacího ústrojí
- volba pohonu
- vypracovat výkres sestavy

## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

### 4.1 Vstupní a výstupní parametry stébel

Polotovarem pro stroj budou pšeničná stébla zbavená listů a z asi osmdesáti procent budou na jednom konci zakončena kolénky. Rozměry stébel vstupujících do stroje jsou přibližně od tří do šesti milimetrů na průměru a jejich délkové rozměry se pohybují od dvaceti až do padesáti centimetrů. Stébla budou kráceny ze strany bez kolénka, kde se z nich ustříhne dvacet centimetrů dlouhé brčko, které je výsledným produktem stroje.

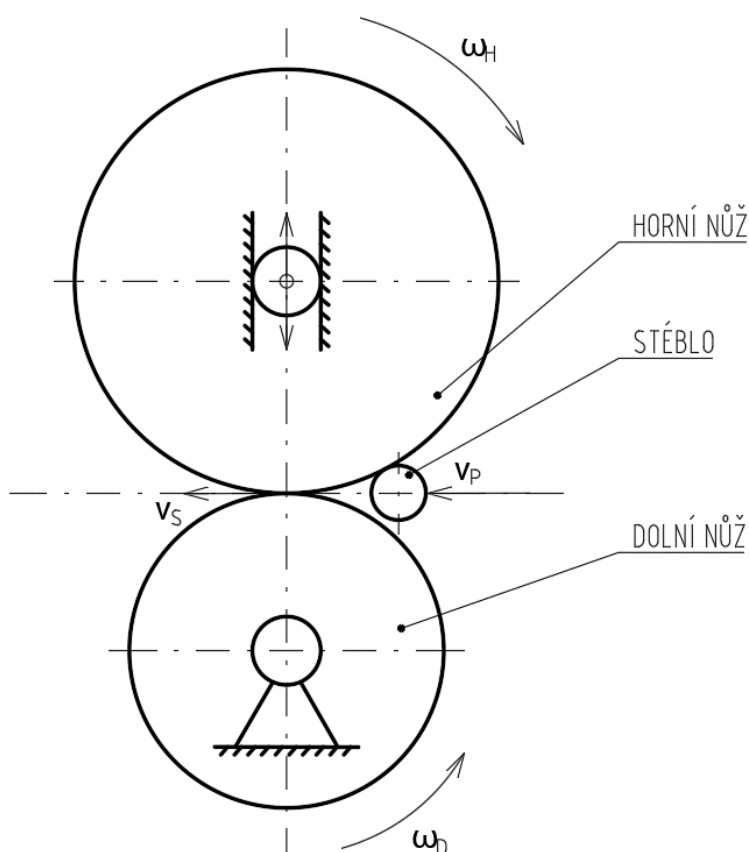


obr. 4-1 Stébla před krácením

## 4.2 Střížný mechanismu

Pro stříhání rostlinných stébel byl zvolen mechanismus stříhu kruhovými noži, jež byl vyhodnocen jako nejvhodnější metoda. Výhodou použití stříhu kruhovými noži je možnost kontinuálního chodu stroje. Tuto výhodu jsme mohli využít i při stříhu žací lištou, ale takový stříh by vyžadoval značné nároky na upnutí stébel, aby se zabránilo ohybu stébla, mimo jiné, by mohlo docházet ke třepení stébla. Stříh kruhovými noži je v principu oddělování materiálu stejný jako při ručním stříhání dvojramennými nůžkami, což je ověřená a šetrná metoda pro přesné dělení stébel bez vzniku otřepů. Pokud bude rychlost posuvu stébla  $v_p$  stejná jako obvodová rychlost nožů  $v_s$ , tak střížné síly působící na stéblo budou totožné jako při stříhu nůžkami viz obr. 4-2.

Protože bude mechanismus použit pro nestandardní aplikaci, je voleno řešení, kde jsou oba nože hnány externě. Tímto způsobem se usnadní vniknutí stébla mezi střížné nože. Hřídele pro uložení nožů musí mít nastavitelnou osovou vzdálenost, aby byl nastavitelný přesah nožů, který velmi ovlivňuje parametry stříhu. Zároveň musí být pohyb hřídelů vázaný tak, aby byla obvodová rychlost nožů stejná i při změně otáček a zároveň aby měli opačný smysl otáčení.

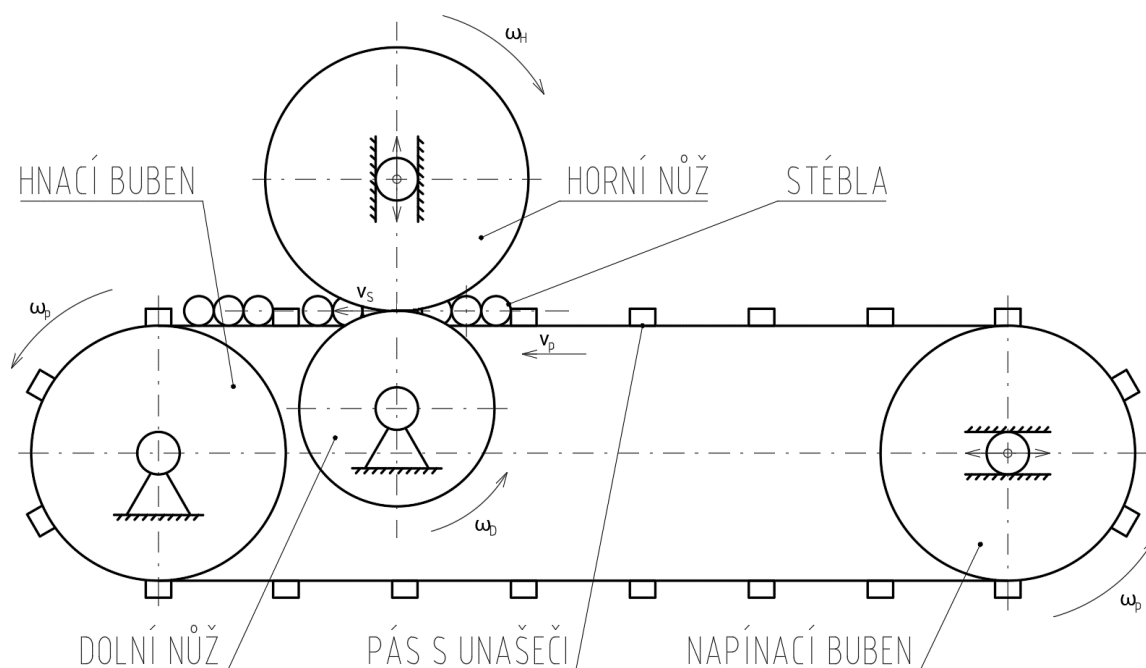


obr. 4-2 Schéma střížného mechanismu

### 4.3 Doprava stébel ke střížnému mechanismu

Pro zvolený střížný mechanismus byl jako vhodný systém dopravy stébel zvolen pásový dopravník. Pás dopravníku bude opatřen unašeči, díky kterým budou stébla při dopravě i při stříhu orientována kolmo na střížnou rovinu a zároveň bude možné stébla vyrovnat k jedné hraně, tak aby byla délka všech ustřižených stébel stejná. Oproti řetězovému dopravníku, který by se dal použít také, je pásový dopravník výhodnější z hlediska pořizovací ceny a větší variability. Řetězový dopravník by také bylo nutné mazat a muselo by se tím pádem zajistit, aby stébla nepřišla do kontaktu s mazivem, což by bylo další komplikací při návrhu.

Dopravník se bude skládat z dopravníkového pásu s unašeči, hnacího bubnu a vratného bubnu, který bude zároveň bubnem napínacím. Unašeče nesmí být příliš vysoké, aby stébla nebyla ve více vrstvách na sobě a zároveň nesmí být ani příliš nízké, aby byl zajištěn dostatečný tvarový styk se stébly.



obr. 4-3 Schéma dopravního mechanismu

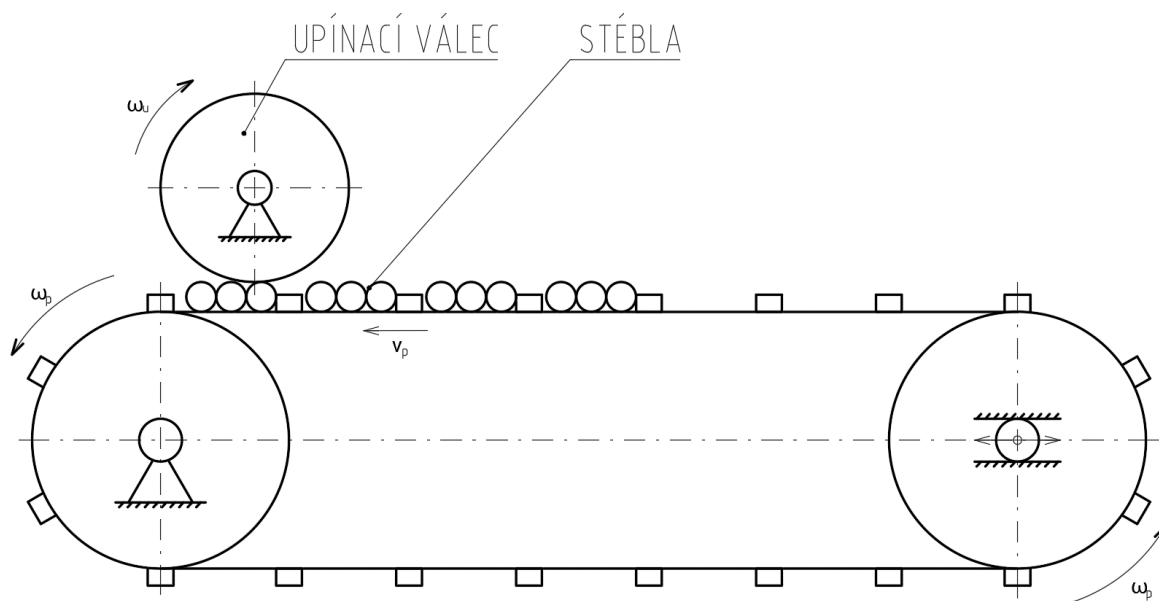
## 4.4 Upnutí stébel

Při průchodu stříhacím ústrojím je nutné omezit pohyb stébel ve vertikálním směru. Pokud bychom jej neomezili, hrozil by vlivem střížné síly ohyb stébel do tvaru písmene V a tím i ztráta kontaktu s pásem, stébla by tak nemusela být ustřižena rovně.

Při volbě upnutí se nabízí tři možnosti, upnutí pomocí válce, pomocí pásu a pomocí kluzné desky. Zvolené upnutí by mělo být schopné udržet stébla v kontaktu s pásem a zároveň je nesmí deformovat.

### 4.4.1 Upnutí válcem

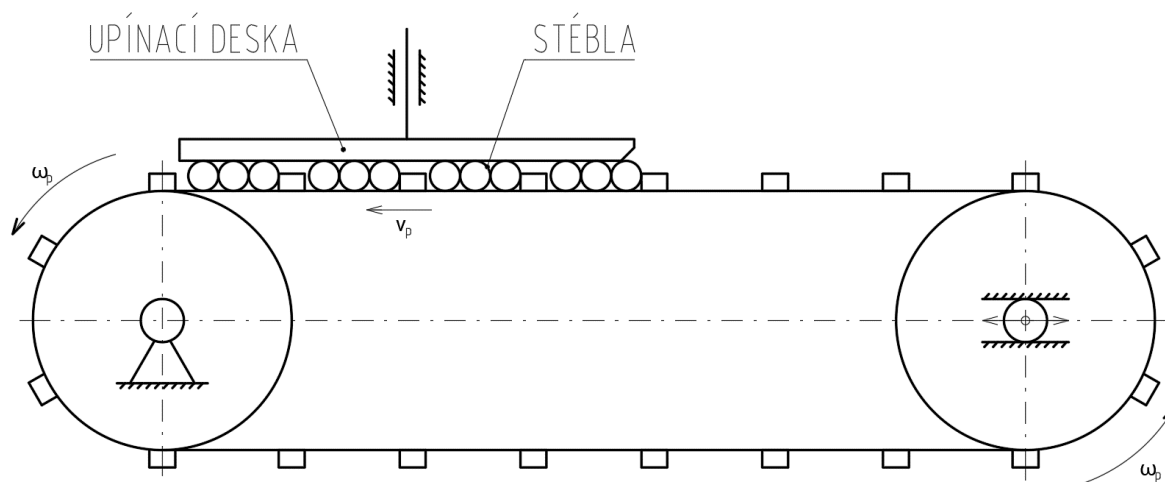
Při upnutí válcem by stébla byla k pásu přitlačována pomocí válce. Válec by mohl být roztáčen třecí silou od stébel nebo samostatně vnější silou, čímž by se snížilo riziko valení stébel mezi pásem a válcem. Hlavní nevýhodou upnutí pomocí válce je bodový styk válce se stéblou, díky tomu by mohlo docházet k vtlačování upínacího válce mezi jednotlivá stébla a následně k vytlačování stébel z prostoru mezi unašeči. Tomuto by se dalo předejít například velkou deformací válce, kdyby byl z měkkého materiálu a styk by tak nebyl pouze bodový ale válec by stébla „obaloval“. Podobného efektu by se dalo docílit také pomocí válce opatřeného vláknou, jednalo by se tak v podstatě o válcový kartáč. Další nevýhodou tohoto řešení je také upnutí stébel pouze v místě stříhu, jedná se sice o nejrizikovější místo, ale upnutí by mohlo být žádané i v úseku před střížným mechanismem, mohli bychom tak za sebe do série umístit více válečků a docílit tak upnutí na delším úseku. Jedná se o poměrně jednoduché řešení, ale pokud by musel být válec nebo i případná sada válců hnána externě, tak se jedná o poměrně nákladné řešení.



obr. 4-4 Schéma upnutí pomocí válce

#### 4.4.2 Upnutí deskou

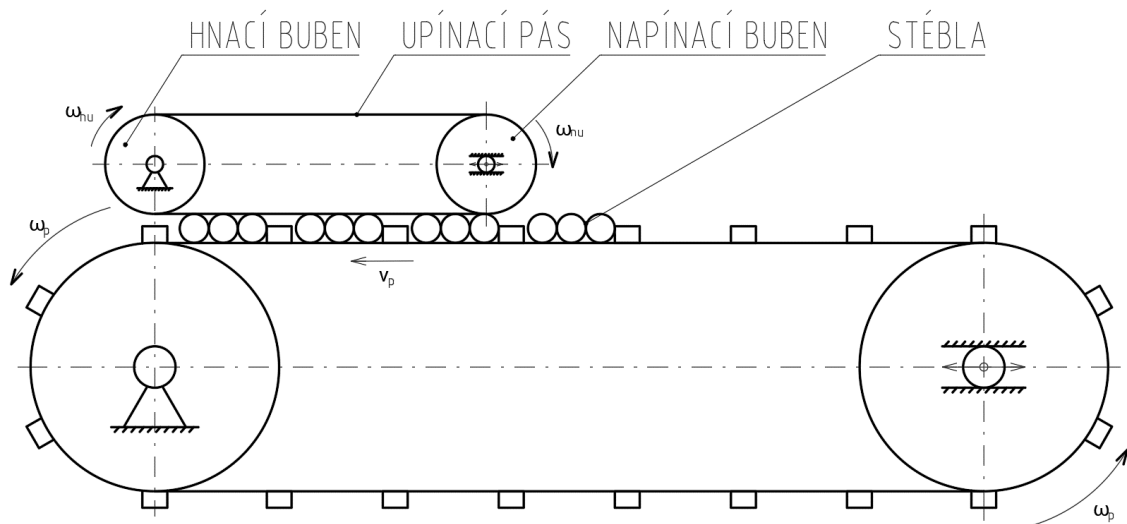
Při upnutí stébel deskou by byla stébla přitlačována k pásu pomocí desky. Deska by byla výškově nastavitelná a mohla by být i uložena s jedním stupněm volnosti, kdy by se při případném kontaktu s příliš velkým stéblem mohla nadzvednout. Při použití desky jako upínacího mechanismu vyvstává problém s rozdílným průřezem jednotlivých stébel, zatímco některá mají průměr menší, než je výška unašečů, jiná mohou mít průměr naopak větší, než je výška unašečů. Deska by tak byla v kontaktu jen s nejtlustšími stébly, tomu můžeme opět zabránit použitím vláken na dolní straně desky a docílit tak stálého kontaktu se všemi stébly. Další nevýhodou je vznik tření mezi deskou a stébly, kde by mohlo v důsledku toho dojít ke vzpříčení nějakého stébla, zejména pak v prostotu před deskou. Výhodou je jednoduchost řešení a také možnost snadného použití upnutí na celé délce dopravníku. Jedná se o nejjednodušší a také nejlevnější řešení.



obr. 4-5 Schéma upnutí pomocí desky

#### 4.4.3 Upnutí pásem

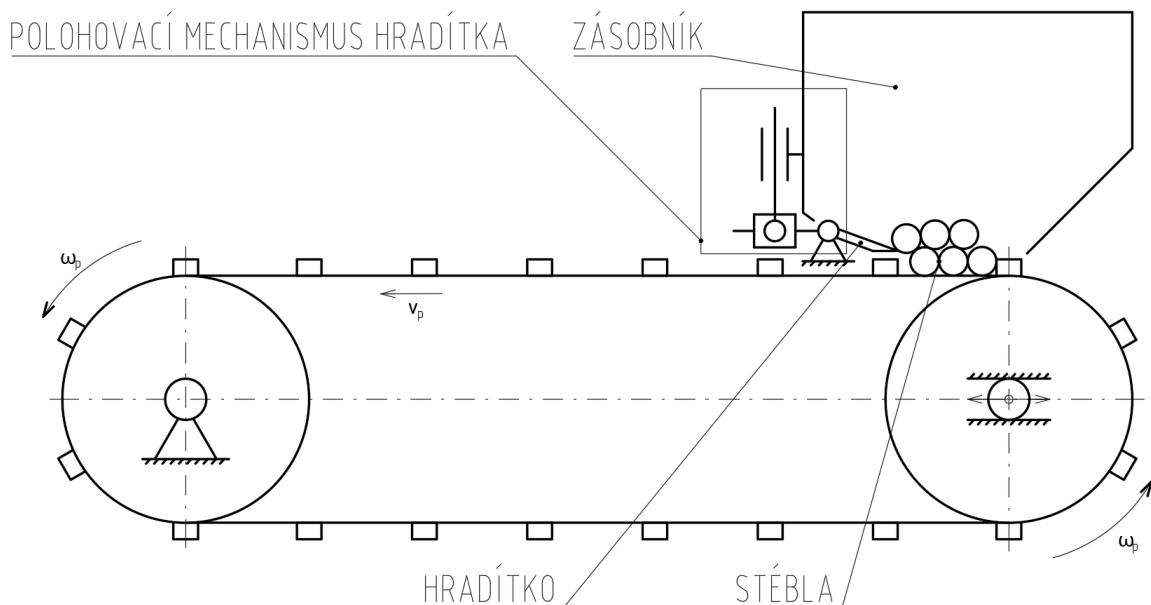
Při upnutí pásem, by stébla byla zajištěna proti vertikálnímu pohybu pomocí pásu. Pás by musel mít vlastní hnací buben a také napínací buben. Jednalo by se v podstatě o samostatný pásový dopravník, kde by jeho funkce byla jen podpůrná. Tento systém kombinuje výhody upnutí pomocí desky a pomocí válce. Obvodová rychlost upínacího pásu by byla stejná jako rychlost dopravníku, takže by na stébla nepůsobily žádné smykové síly. Toto upnutí by se také dalo použít na celou délku dopravníku. Nevýhodou řešení je jeho složitost spojená s vyššími náklady. Bylo by také nutné vyřešit pohon tohoto dopravníku, což by opět zvyšovalo náklady na toto řešení.



obr. 4-6 Schéma upnutí pomocí pásu

## 4.5 Zakládání stébel na dopravní pás

Stébla budou na pás zakládána ze zásobníku, kam obsluha stroje naskládá určitý objem stébel. Je důležité, aby stébla byla na pás kladena v jedné vrstvě a pokud možno kolmo ke směru rychlosti pásu. K tomuto by mohlo sloužit nějaké hradítko, které by bylo součástí zásobníku a ze zásobníku by pouštělo pouze stébla s určitým maximálním průměrem. Tento průměr by měl být nastavitelný, aby se mohl měnit v závislosti na vsázce. Nutné je, aby byla stébla do zásobníku vkládána jedním směrem, tedy kolénky na stejnou stranu. Měla by také být zarovnána k jedné hraně, toho můžeme docílit například naklopením zásobníku.



obr. 4-7 Schéma zakládacího mechanismu

## 4.6 Zarovnání stébel

Stébla musí být při stříhu zarovnána k jedné hnané tak, aby délka všech stříhaných stébel byla stejná. Ustavovací plochu bude tvořit pouze plech, stébla je ale potřeba k této ploše nějak dotlačit. Můžeme toho docílit buď ručně, kdy by obsluha vždy stébla plochou dlaně dotlačila k ustavovací ploše, dále za pomoci mechanismu, který by tuto činnost nahrazoval, například rotující válec posouvající stébla směrem k ustavovací ploše. Poslední možností je využití zemské přitažlivosti. Pokud by byl dopravník nakloněn, stébla by se vlastní vahou sesunula a zarovnála k ustavovací ploše.

## 4.7 Vazba pohybů

Podle dosavadních koncepčních návrhů budou v sestavě zařazeny alespoň tři hnané hřídele. Jedna pro pohon dopravníku a dvě pro pohon střížného mechanismu. Hřídel pro pohon dopravníku a hřídel dolního břitu, mají stejný smysl otáčení, zatím co hřídel pro pohon horního břitu má smysl otáčení opačný. Další parametr, který musí rozvod pohybu splňovat je možnost měnit osovou vzdálenost hřídelů horního a dolního nože, kvůli nastavení přesahu nožů. V zásadě můžeme tento problém řešit dvěma způsoby, a to jako stroj s centralizovanými a s decentralizovanými pohony. Rozhodl jsem se jít cestou stroje s centralizovaným pohonem, kde bude jeden hnací člen, který bude pohánět celou soustavu. Jde o finančně méně náročné řešení a také o jednodušší řešení v oblasti řízení.

Pro přesný chod stoje by nemělo během přenosu pohybu docházet k prokluzu, mohl by být příčinou rozdílných rychlostí nožů a pásu, proto by bylo dobré, aby byl styk při přenosu tvarový, ne pouze silový. Všechny tyto požadavky splňují řemenové a řetězové převody, lze použít buď oboustranně ozubeného řemene nebo řetězu. Stroj nebude pracovat při velkých zatíženích, rozhodl jsem se tedy použít převod oboustranně ozubeným řemen, který je sice trochu dražším řešením, ovšem údržba řemene je oproti řetězu mnohem jednodušší. Řemen se také nemusí mazat, takže se předejde kontaktu stébel s mazivem.

## 4.8 Pohon soustavy

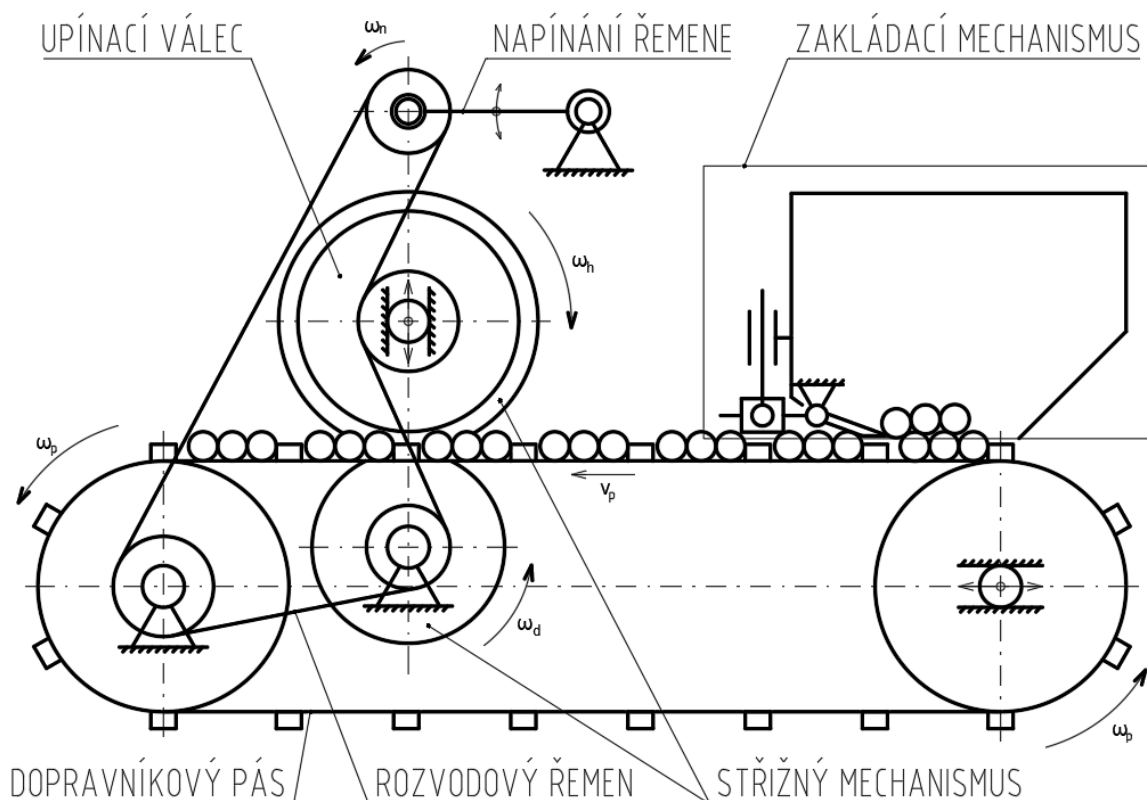
Pro pohon soustavy není potřeba velkého kroutícího momentu, ale měl by umět pracovat ve velkém rozsahu otáček, jelikož na rychlosti posuvu bude závislá zejména správná funkce zakládacího mechanismu. Změna otáček by měla být plynulá. Řešení by mělo být především levné, snadné na obsluhu a prostorově nenáročné.

## 4.9 Výsledné koncepční návrhy

Výsledné koncepční návrhy jsou odlišné především v možnostech upnutí stébel. V závislosti na způsobu upnutí je potom upraven i rozvod pohybu.

### 4.9.1 Koncepční návrh 1

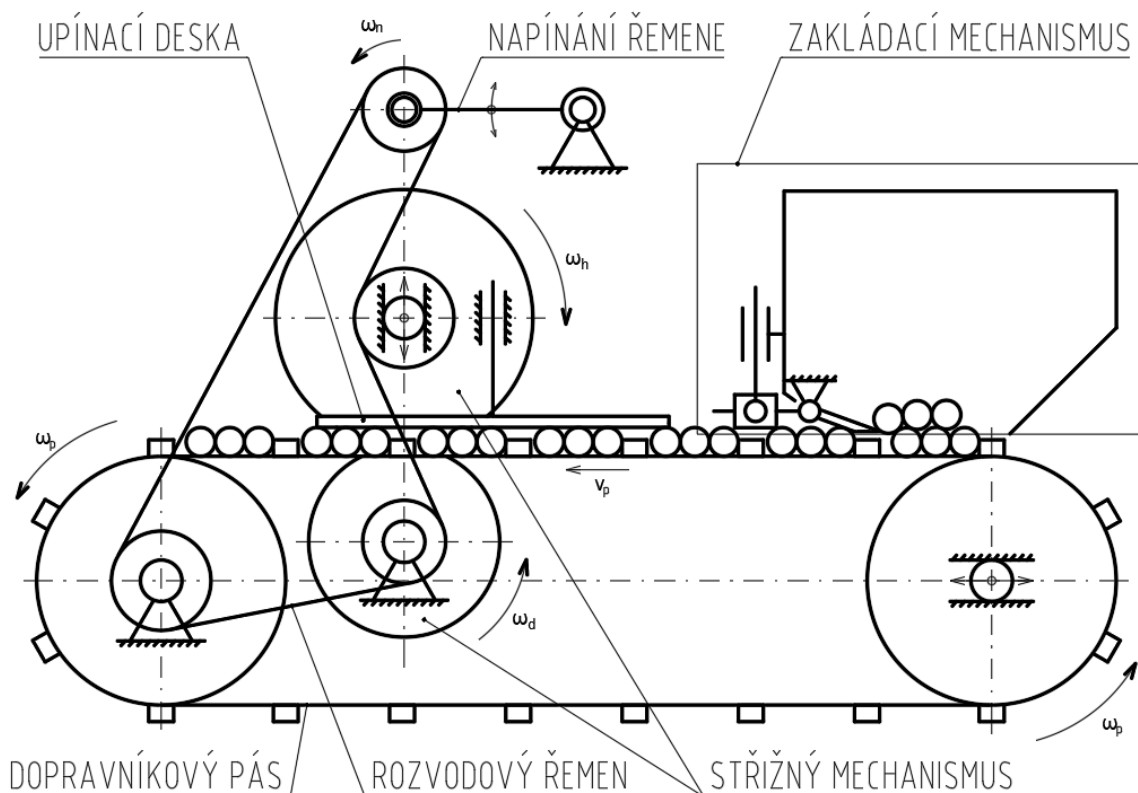
Stébla jsou k pásu přitlačována pomocí válce. Válec je uložen na hřídeli společně s horním břitkem střížného mechanismu. Hlavní nevýhodou tohoto řešení je bodový styk válce se stéblou a také skutečnost, že pokud bychom chtěli změnit přesah dolního a horního střížného nože (změnili bychom jejich osovou vzdálenost), změnili bychom tak i vzdálenost mezi pásem a povrchem válce. Další nevýhodou je rozdílná obvodová rychlost upínacího válce a horního břítku. Při návrhu snažím docílit toho, aby obvodová rychlost nože byla stejná jako rychlost posuvu stébel, ale upínací válec by měl díky menšímu průměru i nižší obvodovou rychlost a měl by tak tendenci stébla brzdit. Výhodou tohoto řešení jsou jednoduchost a nízká pořizovací cena.



obr. 4-8 Koncepční návrh 1

## 4.9.2 Koncepční návrh 2

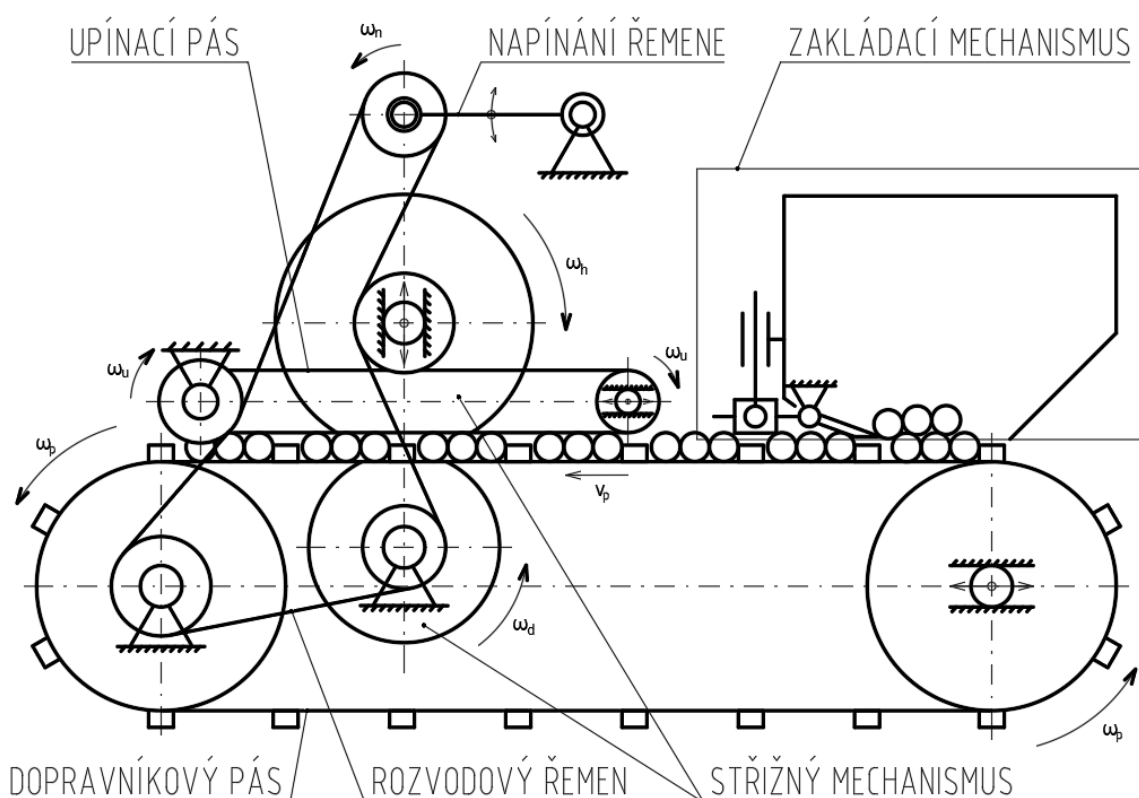
Stébly jsou k pásu přitlačovány pomocí upínací desky, kterou bude tvořit laťový kartáč. Vlákna laťových kartáčů budou v přímém kontaktu se stébly a budou je tak přidržovat na povrchu pásu. Nevýhodou je vznik tření mezi štětinami a stébly, které může mít za následek roztáčení stébel proti pohybu pásu, tento jev ovšem není kritickým problémem díky unašečům pásu, které budou stébly udržovat v pohybu i za jejich rotace. Výhodou je možnost nezávislého nastavení mezery mezi lať a pásem a tím i optimalizace tření mezi stébly a vlákny kartáčů. Jedná se o velmi jednoduchou a levnou konstrukci.



obr. 4-9 Koncepční návrh 2

### 4.9.3 Koncepční návrh 3

Stébla jsou zde k pásu dotlačována pomocí pásu. Pás je uložen na hnacím a napínacím bubnu, které jsou na samostatných hřídelích (nemá žádnou společnou se střížným mechanismem). Na hnací buben upínacího pásu je přiváděn krouťící moment pomocí řemenice, která je hnána rozvodovým řemenem. Poloměr řemenice je volen tak, aby měl upínací pás stejnou obvodovou rychlost jako pás dopravníkový. Hlavní nevýhodou řešení je složitost konstrukce, kdy by bylo nutné zkonstruovat v podstatě samostatný pásový dopravník a s tím jsou spojené i vyšší náklady. Hlavní nevýhodou je bodový styk s jednotlivými stéblý a také nedostatečný kontakt pásu se stéblý s malým průměrem.



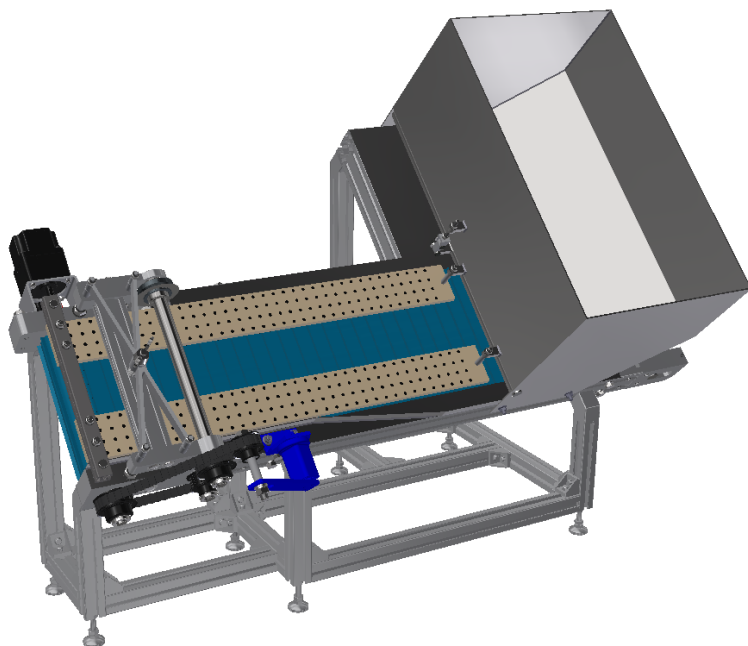
obr. 4-10 Koncepční návrh 3

### 4.10 Zvolené řešení

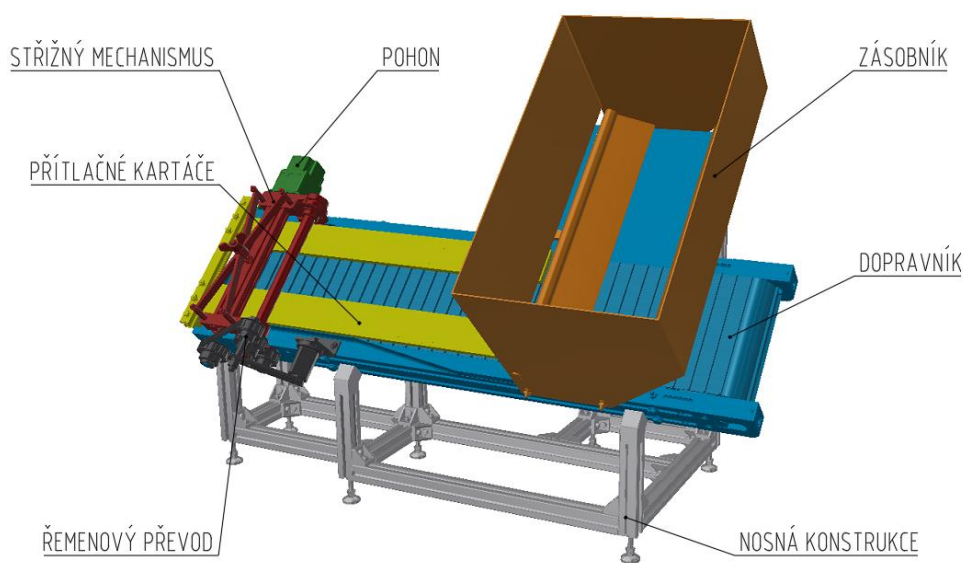
Jako řešení volím druhý koncepční návrh, tedy upnutí pomocí kluzné desky. Jde o jednodušší a zároveň i nejlépe fungující řešení problému přidržení stébel na pásu. Půjde snadno použít na celou délku dopravníku a stébla tak při velkých rychlostech posuvech pásu nebudou mít tendenci se zvedat vlivem odporu vůči okolnímu vzduchu. Řešení je vhodné i díky možnosti nastavení mezery mezi dopravníkovým pásem a přidržovacím mechanismem, a v porovnání s válcem nebo pásem také díky tření nejlépe ustaví stébla kolmo na střížnou rovinu.

## 5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledkem konstrukčního řešení je jednoúčelový stroj pro krácení rostlinných stébel o rozměrech 1045x608x809 mm hnaný pomocí BLDC motoru s čelní převodovkou. Celková hmotnost stroje činí 29 kg. Stroj se sestává ze sedmi hlavních částí, a to ze zásobníku, dopravníku, střížného mechanismu, přítlačných kartáčů, řemenového převodu, pohonu a nosné konstrukce viz obr. 5-2, pro větší přehlednost jsou dílčí části barevně rozlišeny. Jednotlivé části budou popsány v následujících kapitolách.



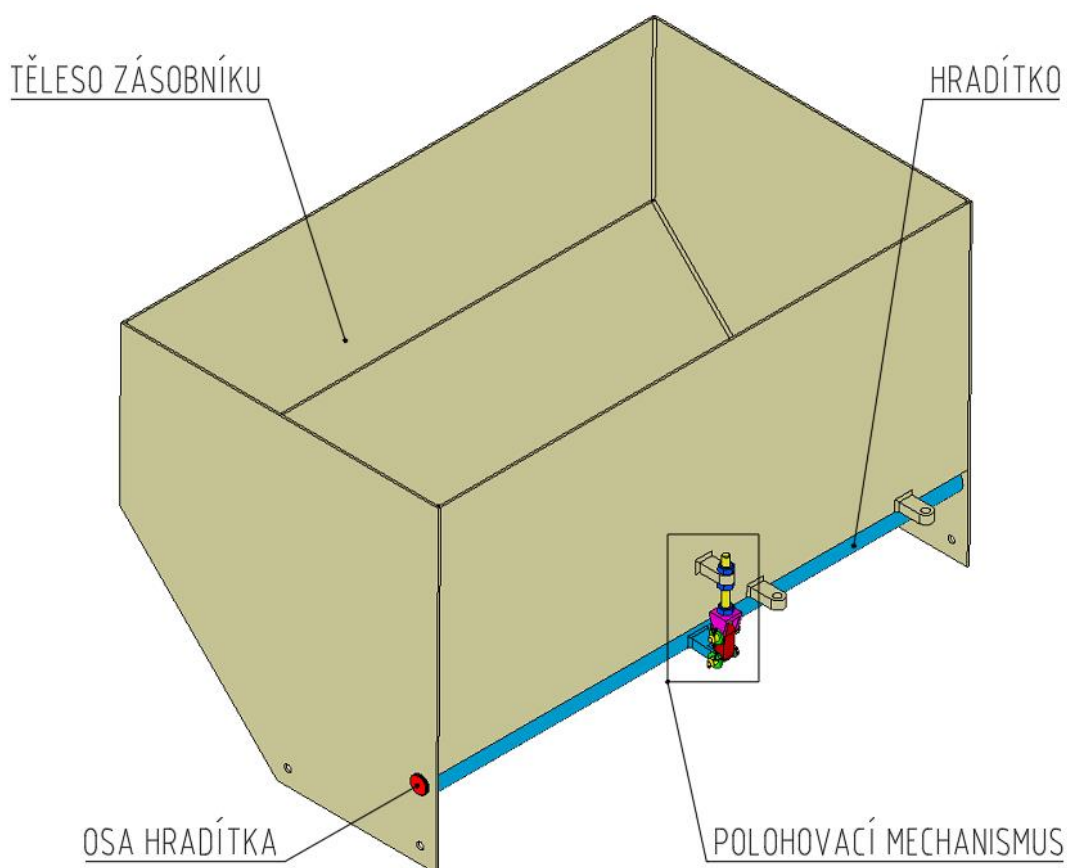
obr. 5-1 Jednoúčelový stroj na krácení rostlinných stébel



obr. 5-2 Dílčí části stroje

## 5.1 Zásobník

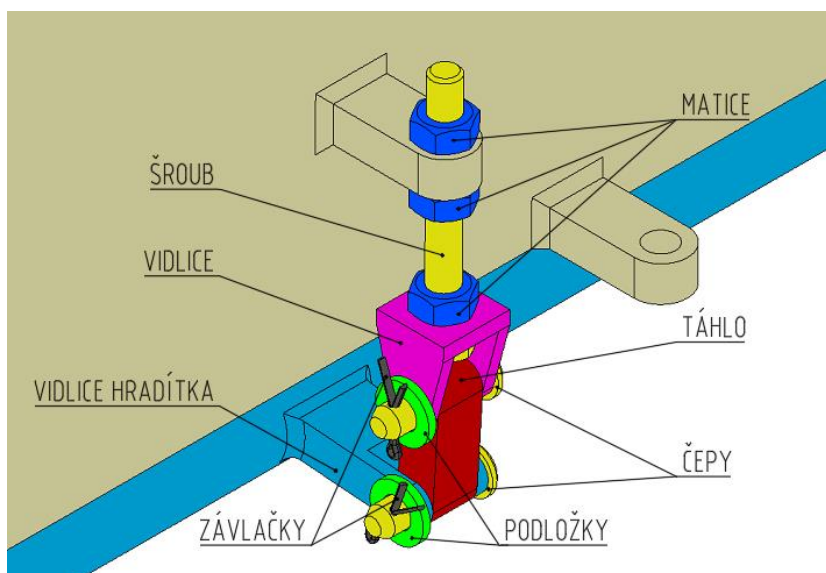
Zásobník se skládá z více samostatných částí. Hlavní částí je tělo zásobníku, jedná se o svařenec složený ze čtyř plechů tloušťky 2 mm o vnitřních rozměrech 500 x 298 x 269 mm a hmotnosti 0,842 kg. Na čelní straně těla je navařeno oko pro polohovací mechanismus hradítka a další dvě oka pro uložení přitlačných kartáčů. V bočních pleších jsou vyvrtány díry pro uložení osy hradítka a pro přidělení těla zásobníku k rámu, toto spojení zajišťují čtyři šrouby M6. Do tohoto těla je vložena osa, kolem které se otáčí hradítko. Hradítko je polohovatelné a můžeme tak měnit mezeru mezi povrchem pásu a hranou hradítka, ideální velikost mezery by měla být přibližně 6 mm což je průměr nejtlustších stébel. Jde o svařenec sestávající se z plechu o tloušťce 2 mm, trubky o největším průměru 21,3 mm a tloušťce stěny 2,6 mm a oka pro čep spojující hradítko s polohovacím mechanismem. Hradítko je uloženo na ose s vůlí 0,1 mm. Osa je proti axiálnímu posuvu jistěna dvěma pojistnými kroužky a je uložena s malou vůlí v těle zásobníku. Jedná se tyč o největším průměru 16 mm a délce 509 mm a na obou koncích je opatřena drážkami pro pojistné kroužky.



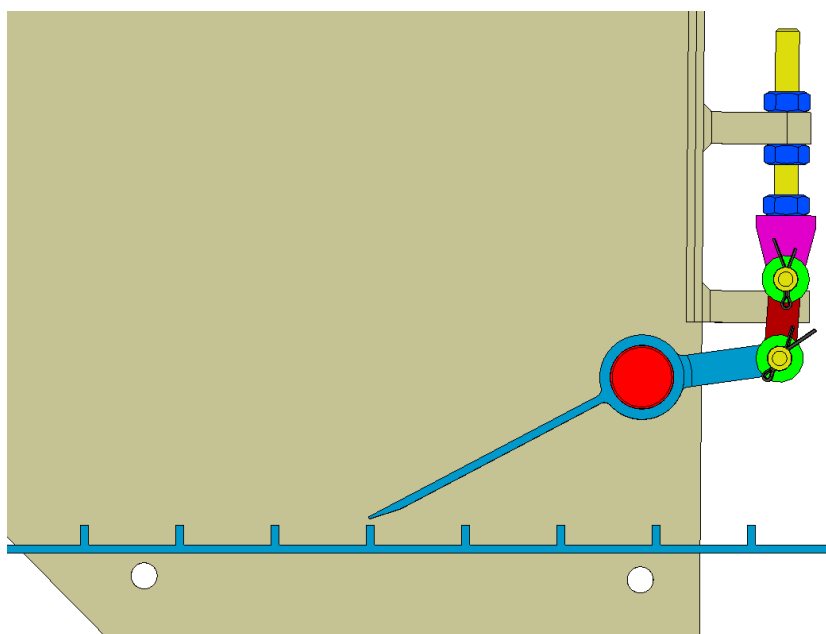
obr. 5-3 Zásobník

### 5.1.1 Polohovací mechanismus

Jde o jednoduchý kloubový mechanismus, kdy pomocí posuvu šroubu nastavujeme úhel natočení hradítka, čímž měníme vzdálenost mezi hranou hradítka a pásem. Šroub se po nastavení ideálního natočení hradítka zajistí pomocí dvou matic proti posuvu. Šroub je pevně spojen s vidlicí a pohyb vidlice je tak závislý na pohybu šroubu. Vidlice je pomocí čepu spojena s táhlem, které je opět pomocí čepu spojeno s vidlicí hradítka. Čepy jsou jištěny závlačkami a podložkami.



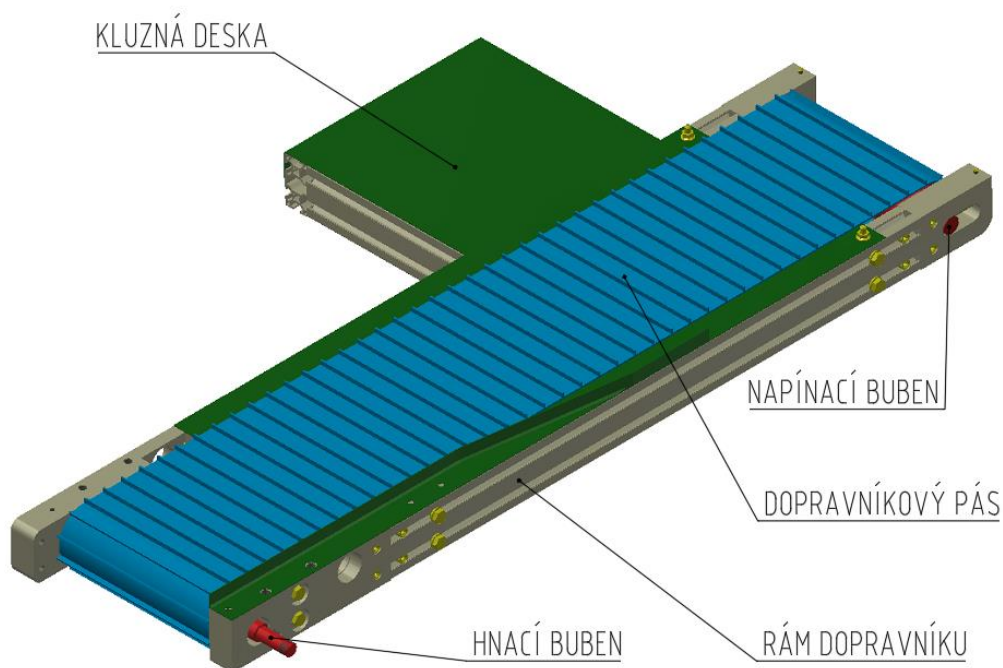
obr. 5-4 Detail polohovacího mechanismu



obr. 5-5 Detail polohy hradítka vůči pásu

## 5.2 Dopravník

Dopravník rostlinných stébel se sestává z dopravníkového pásu, hnacího a vratného bubnu, který je zároveň bubnem napínacím, dále z kluzné desky s ustavovací plochou a rámu dopravníku tvořeného Bosch profily a patkami pro uložení bubnů a napínání pásu. Rozměry celkové konstrukce dopravníku jsou 1045 x 500 x 84 mm.



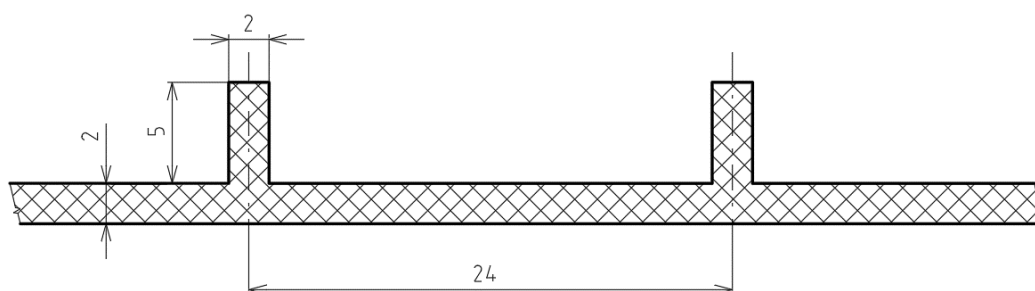
obr. 5-6 Pásový dopravník

### 5.2.1 Kluzná deska

Kluzná deska (viz obr. 5-6) má jednak funkci opory pásu, dále tvoří dno zásobníku v místě, kde se nenachází dopravníkový pás a v poslední řadě plní díky podélně navařenému pásu plechu ustavovací funkci pro krácení stébel na jednu délku. Samotná kluzná deska i ustavovací plech jsou zhotoveny z ocelového plechu válcovaného za studena, jehož tloušťka je 1 mm. Deska je k rámu připevněna pomocí šroubových spojů. Protože leží deska na plochách, kde jsou připevněny i jiné součásti, je deska často chycena těmito šrouby sloužící primárně po uchycení jiné součásti jako například napínaču řemene, hrazdy střižného mechanismu nebo příčnicku pro uchycení kartáčových latí.

## 5.2.2 Dopravníkový pás

Jako vhodný dopravníkový pás byl zvolen pás firmy MAFDEL s označením DFBB2 jedná se polyuretanový dopravníkový pás s hladkým povrchem a certifikací FDA, na který výrobce dle katalogu umožňuje přidat příčné unašeče o výšce 5 mm a tloušťce 2 mm. Rozestup unašečů volím nejmenší doporučený výrobcem, tedy 24 mm. Rozměry pásu jsem zvolil na základě délky stříhaných stébel, tedy pokud má být délka hotového stébla 200 mm volím šířku pásu 190 mm s ohledem na místo pro dolní nůž střížného mechanismu. Celkovou délku pásu volím 2040 mm, vznikne tak dostatečný prostor pro ustavení stébel a také bude rozestup všech unašečů přesně 24 mm bude jich tedy celkem 85.



obr. 5-7 Detail pásu s příčnými unašeči

tab. 5-1 Parametry zvoleného pásu

Pás DEL/FLEX DFBB2		
Napínací síla	120 N/cm <sup>2</sup> při 1% prodloužení pásu	
	190 N/cm <sup>2</sup> při 2% prodloužení pásu	
	250 N/cm <sup>2</sup> při 3% prodloužení pásu	
Předpětí pásu	1 – 3% v závislosti na podmínkách	
Pracovní teplota	-20°C – +70°C	
Koeficient tření	HDPE	0,25
	Ocel	0,5
	Nerezová ocel	0.6
Měrná hmotnost	2,5 kg/m <sup>2</sup>	
Minimální průměr bubnu	30 mm	

Pro výpočet předpětí pásu nejprve potřebuji znát hmotnost přepravovaného materiálu a jeho rozložení na pásu. Přepravovaným materiálem jsou slaměná stébla, o kterých z rešerše vím, že 100 kusů nezkrácených stébel váží 0,12 kg. Je tedy nutné určit počet stébel na dopravníku a v zásobníku a z těchto hodnot následně vypočítat celkovou hmotnost stébel na pásu. Dále je potřeba stanovit vedlejší odpory které bude muset pás překonávat.

Počet stébel na dopravníku:

$$n_{sd} = \frac{(p_p - t_u) \cdot L_d}{p_p \cdot d_s} \quad (5 - 1)$$

$$n_{sd} = \frac{(24 - 2) \cdot 822}{24 \cdot 5}$$

$$n_{sd} = 150,7$$

kde	$p_p$	[mm]	rozteč unašečů pásu
	$t_u$	[mm]	tloušťka unašečů pásu
	$L_d$	[mm]	dopravní délka dopravníku
	$d_s$	[mm]	průměr kontrolního stébla

Počet stébel v zásobníku:

$$n_{sz} = \frac{S_z}{S_s} = \frac{S_z}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \quad (5 - 2)$$

$$n_{sz} = \frac{78000}{\frac{\pi \cdot 5^2}{4}}$$

$$n_{sz} = 3972,5$$

kde	$S_z$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha boční strany zásobníku
	$S_s$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu kontrolního stébla
	$d_s$	[mm]	průměr kontrolního stébla

Hmotnost přepravovaných stébel:

$$m_s = (n_{sz} + n_{sd}) \cdot \frac{m_{100}}{100} \quad (5 - 3)$$

$$m_s = (150,7 + 3972,5) \cdot \frac{m_{100}}{100}$$

$$m_s = 4,948 \text{ kg}$$

kde	$n_{sz}$	[-]	počet stébel v zásobníku
	$n_{sd}$	[-]	počet stébel na dopravní délce pásu
	$m_{100}$	[kg]	hmotnost vzorku sta nezkrácených stébel

Odporová síla vůči pohybu pásu:

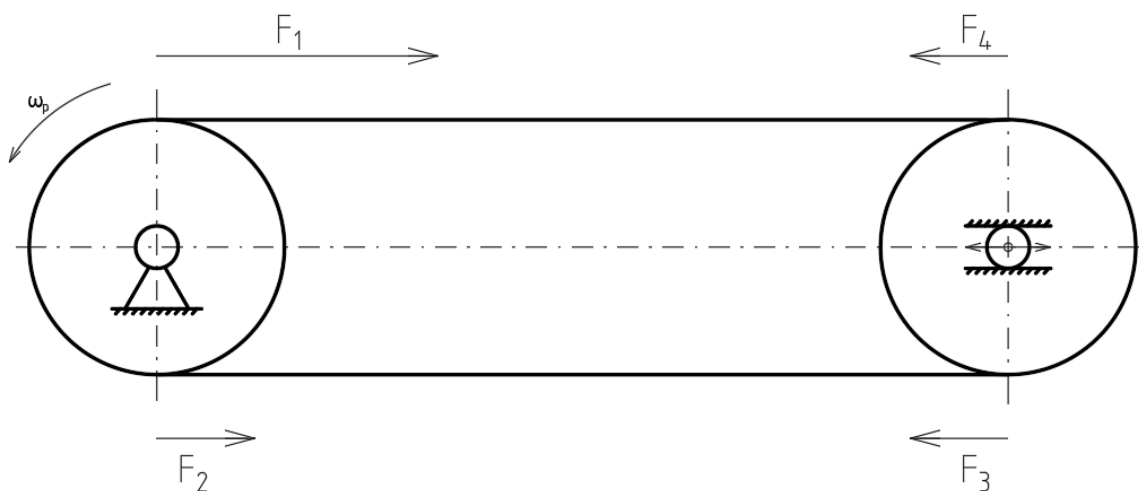
$$F_{OP} = (m_s + q_P \cdot b_P \cdot L_d) \cdot g \cdot f \quad (5 - 4)$$

$$F_{OP} = (4,948 + 2,5 \cdot 0,19 \cdot 0,822) \cdot 9,81 \cdot 0,5$$

$$F_{OP} = 26,19 \text{ N}$$

kde	$m_s$	[kg]	hmotnost stébel na pásu
	$q_P$	[kg/m <sup>2</sup> ]	měrná hmotnost pásu
	$b_P$	[m]	šířka dopravníkového pásu
	$L_d$	[m]	dopravní délka dopravníku
	$f$	[-]	součinitel smykového tření

Pokud známe odpor vůči pohybu pásu, můžeme spočítat napínací sílu. Nejprve musíme určit silové poměry v pásu. Protože na napínacím bubnu nedochází k přenosu kroutícího momentu z bubnu na pás, nevzniká mezi pásem a bubnem vláknové tření a síla  $F_3$  je tedy stejně velká jako síla  $F_4$  a napínací síla je dána součtem těchto dvou sil. [19] V dolní větvi pásu nedochází k žádnému odporu vůči pohybu pásu, síla  $F_3$  a  $F_2$  se tak rovnají.



obr. 5-8 Silové působení v pásu

Z Eulerova vztahu pro vláknové tření vychází vztah:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} \quad (5 - 5)$$

kde	$F_1$	[N]	tažná síla v horní větvi pásu
	$F_2$	[N]	tlačná síla v dolní větvi pásu
	$e$	[-]	Eulerovo číslo
	$f$	[-]	součinitel smykového tření
	$\alpha$	[rad]	úhel opásání

Pro dopravník platí také, že rozdíl tahových sil v místě náběhu a sbíhání pásu z hnacího bubnu se rovná součtu všech odporových sil. [19] Tedy:

$$F_{OP} = F_1 - F_2 \quad (5 - 6)$$

kde	$F_1$	[N]	tažná síla v horní větvi pásu
	$F_2$	[N]	tlačná síla v dolní větvi pásu
	$F_{OP}$	[N]	odpor vůči pohybu pásu

Použitím obou vztahů tedy dostávám po úpravě vztah pro tažnou sílu v horní větvi pásu:

$$F_1 = F_{OP} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (5 - 7)$$

$$F_1 = 26,19 \cdot \frac{e^{0,5 \cdot \pi}}{e^{0,5 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_1 = 33,06 \text{ N}$$

kde	$F_{OP}$	[N]	odpor vůči pohybu pásu
	$e$	[-]	Eulerovo číslo
	$f$	[-]	součinitel smykového tření
	$\alpha$	[rad]	úhel opásání

Nyní mohu spočítat teoretickou provozní napínací sílu potřebnou pro přenos síly z hnacího bubnu na pás:

$$N_T = F_3 + F_4 = F_2 + F_2 = 2 \cdot (F_1 - F_{OP}) \quad (5 - 8)$$

$$N_T = 2 \cdot (33,06 - 26,19)$$

$$N_T = 19,74 \text{ N}$$

kde  $F_1$  [N] tažná síla v horní větvi pásu

$F_{OP}$  [N] odpor vůči pohybu pásu

Z výsledku vyplývá, že k přenosu síly z bubnu na dopravníkový je potřeba napínací síla o velikosti 21,5 N. Dle katalogu výrobce uvádí, že při montážním předpětí má být prodloužení pásu mezi 1% a 3%. Dále uvádí, že napínací síla pásu při 1% prodloužení činí 120 N/cm<sup>2</sup>, tedy pás o průřezu 1 cm<sup>2</sup> se prodlouží o 1% pokud je zatížen silou 120 N. Na základě těchto údajů vypočítám potřebné předpětí pro 1% prodloužení a porovnáím jej s hodnotou vypočítaného teoretického předpětí. Při výpočtu budu tloušťku pásu násobit dvěma, protože napínám zároveň dolní i horní větev pásu.

Předpětí pro 1% prodloužení:

$$N_{1\%} = F_{1\%} \cdot b_P \cdot t_P \cdot 2 \quad (5 - 9)$$

$$N_{1\%} = 120 \cdot 19 \cdot 0,2 \cdot 2$$

$$N_{1\%} = 912 \text{ N}$$

kde  $F_{1\%}$  [N/cm<sup>2</sup>] měrná tažná síla pásu

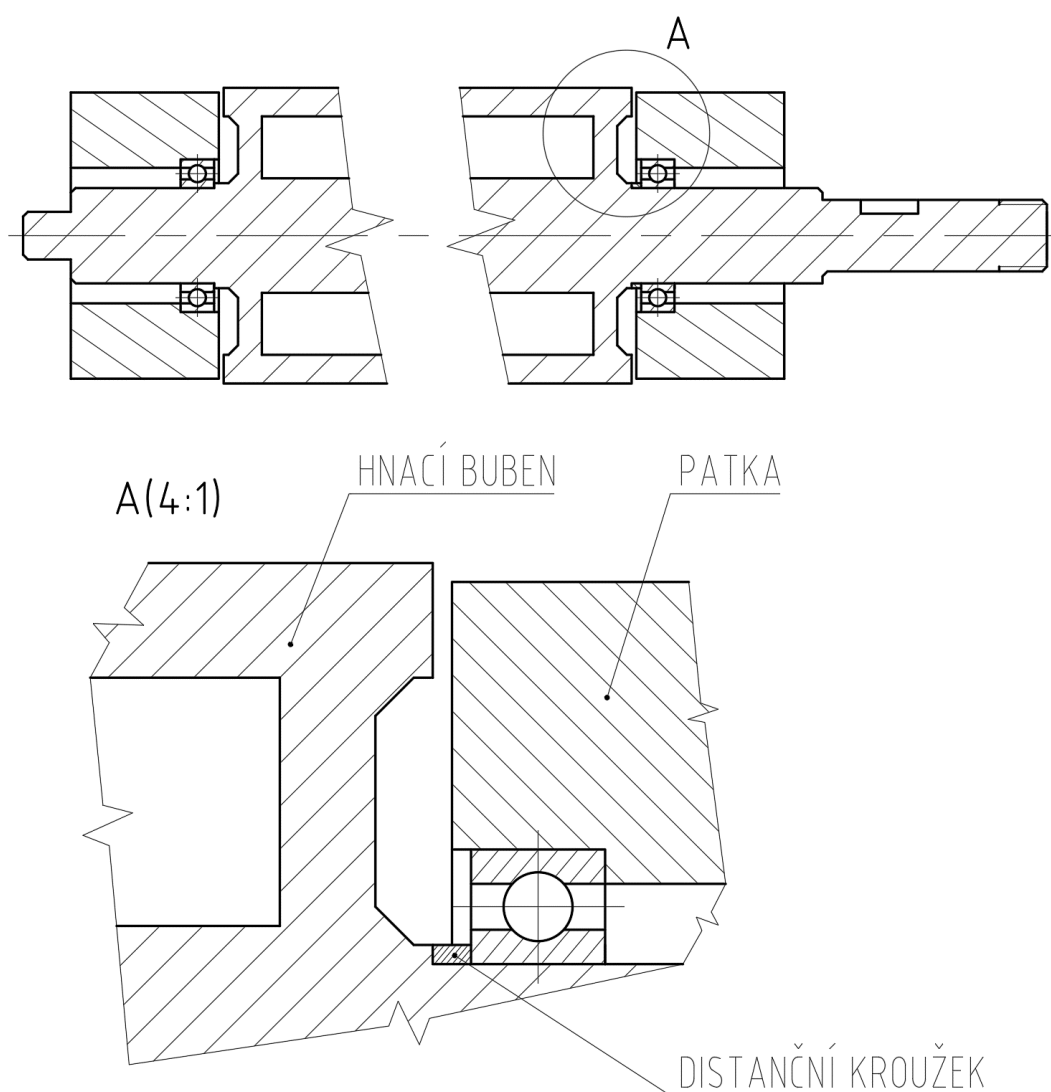
$b_P$  [cm] šířka dopravníkového pásu

$t_P$  [cm] tloušťka dopravníkového pásu

Z výsledku plyne, že síla potřebná k vyvození potřebného předpětí pro výrobcem doporučené montážní prodloužení o 1% činí 912 N. Toto předpětí je mnohonásobně vyšší než vypočítané teoretické předpětí pásu. K přenosu provozní obvodové síly z bubnu na pás je tedy dostatečné. Jelikož budou na stěbla a potažmo i na pás doléhat také přítlačné kartáče, jejichž odpor není ve výpočtu zohledněn, tak i v tomto směru je značné předimenzování žádané.

### 5.2.3 Hnací buben

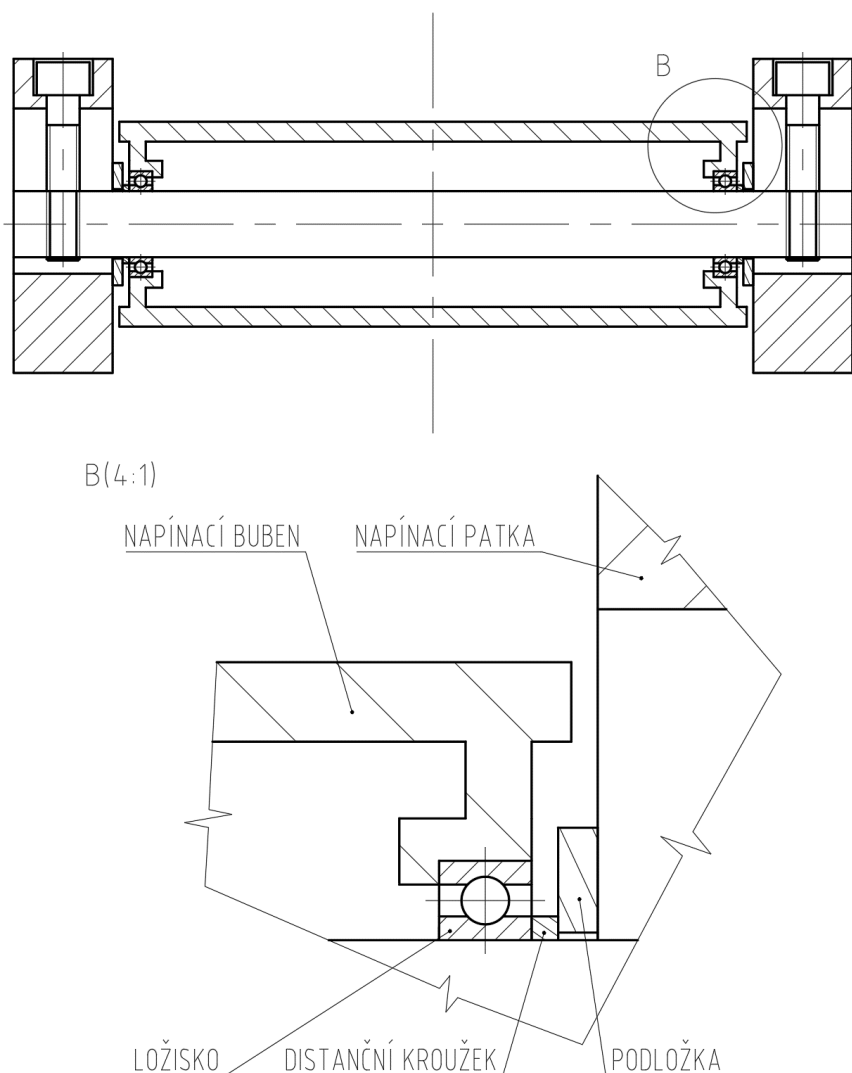
Hnací buben je svařenec ze čtyř součástí, ocelové trubky o délce 190 mm, vnějším průměru 62 mm a tloušťce stěny 6 mm, hřídele o délce 329 mm a dvou čel, které tvoří disky o vnějším průměru 50 mm a vnitřním průměru 22 mm. Buben slouží nejen jako pohon dopravníkového pásu, ale také přenáší krouticí moment od pohonu k rozvodu pohybu, je uložen ve dvou ložiscích firmy SKF s označením 61804-2RS1 viz tab. 5-2. Tato ložiska jsou uložena v patkách hnacího bubnu, kde je osazení bránící ložiskům v axiálním posuvu v jednom směru. Patky jsou dle obr. pevně spjaty pomocí příčného profilu, který je s oběma patkami spojen pomocí šroubů M8. Buben je proti axiálnímu posuvu zajištěn osazením na hřídeli. O vymezení vůle se stará distanční kroužek mezi hřídelí a ložiskem na pravé straně, na obr. je vyznačený modrou barvou.



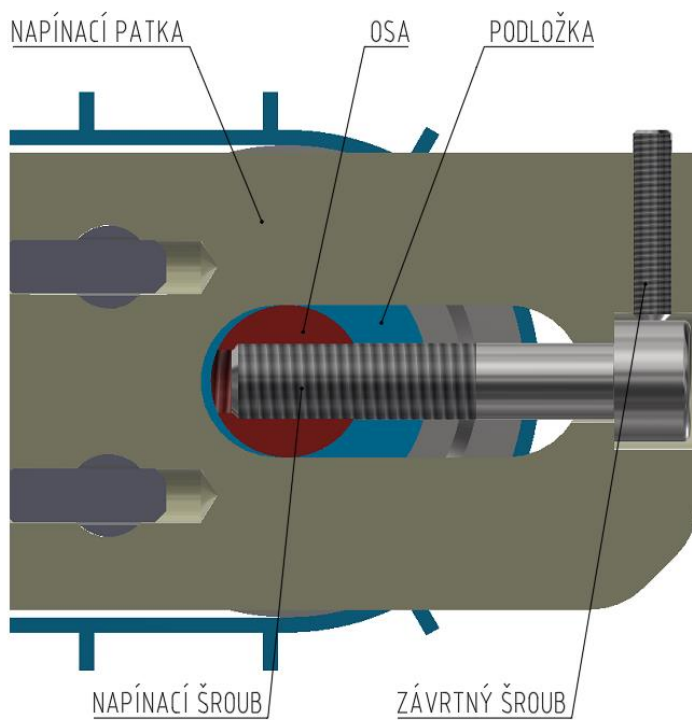
obr. 5-9 Uložení hnacího bubnu

## 5.2.4 Napínací buben

Napínací buben je svařencem ze tří samostatných dílů, trubky o vnějším průměru 62 mm, tloušťce stěny 6 mm a délce 190 mm, dále dvou čel s vnějším průměrem 50 mm a vnitřním 30 mm. Součástí čel je také plocha pro uložení ložisek firmy SKF s označením 61804-2RS1 viz tab. 5-2. Ložiska jsou proti axiálnímu pohybu jištěna osazením v čelech bubnu a pomocí distančních kroužků s podložkami vymezující vůli mezi bubnem a patkami. Podložky plní funkci zvětšení kontaktní plochy mezi patkami a distančními kroužky. Vnitřní kroužky ložisek jsou uloženy na ose napínacího bubnu. Osu tvoří tyč o vnějším průměru 20 mm, je na obou koncích uložena v napínacích patkách. Proti axiálnímu posuvu je osa jištěna pomocí šroubů M10 uložených v patkách. Utahováním šroubů zvětšíme osovou vzdálenost mezi hnacím a napínacím bubnem a docílíme tak předpětí pásu. Napínací šrouby jsou jištěny závrtnými šrouby M5.



obr. 5-10 Uložení napínacího bubnu



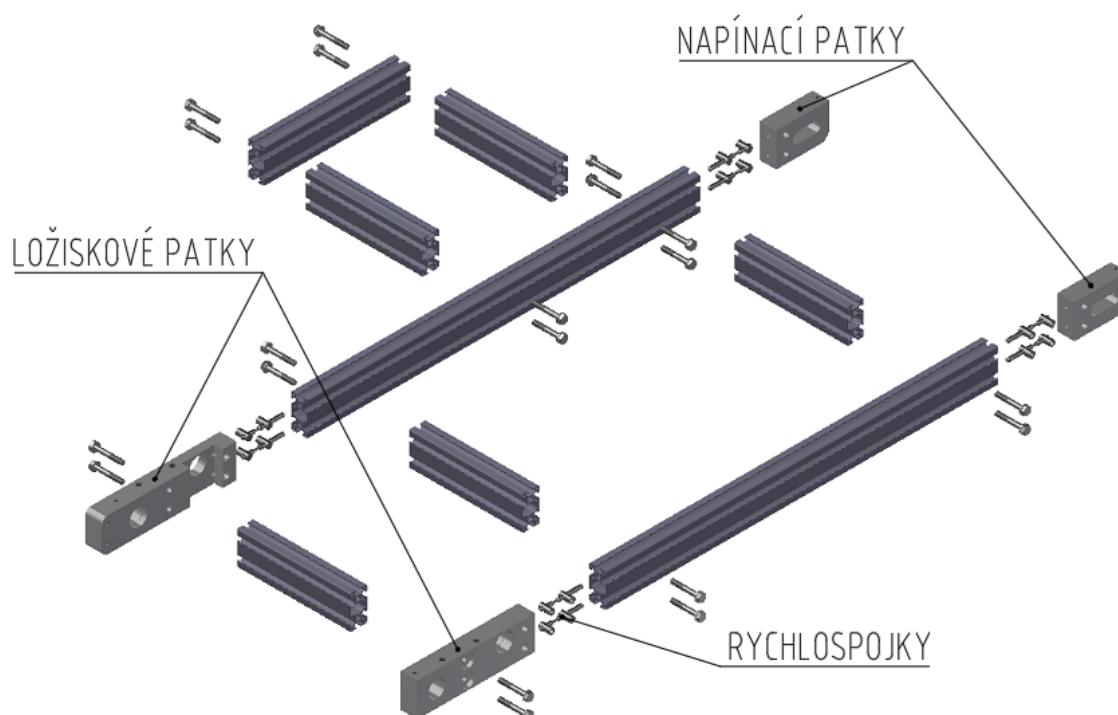
obr. 5-11 Napínací mechanismus

tab. 5-2 Parametry ložiska

<b>Ložisko 61804 – 2RS1</b>	
Vnější průměr ložiska	32 mm
Vnitřní průměr ložiska	20 mm
Šířka ložiska	7 mm
Základní statická únosnost	2,32 kN
Základní dynamická únosnost	4,03 kN
Maximální otáčky	13 000 min <sup>-1</sup>

## 5.2.5 Rám dopravníku

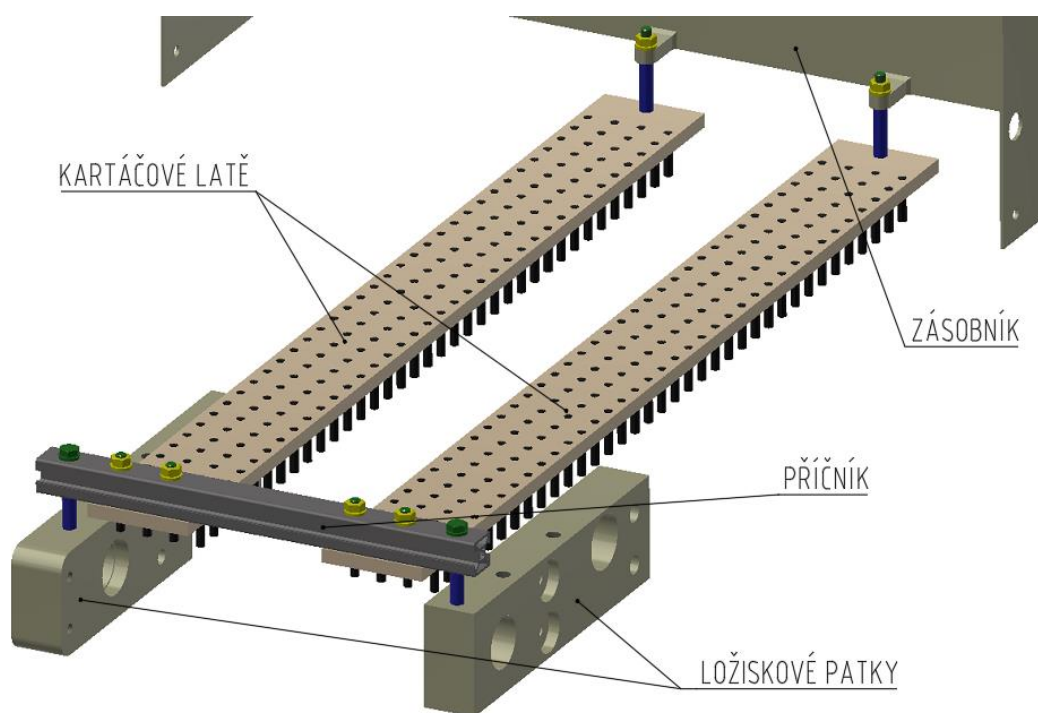
Rám dopravníku se skládá z ložiskových patek, napínacích patek a Bosch profilů. Patky jsou zhotoveny z hliníkové slitiny a polotovarem pro jejich výrobu byla hliníková čtvercová tyč o rozměru  $a = 63 \text{ mm}$  dle normy ČSN EN 755 – 4. Patky jsou k profilům přidělaný pomocí rychlospojek firmy Bosch Rexroth. Profily mají průřez  $60 \times 30 \text{ mm}$  a jsou vzájemně spojeny pomocí šroubů ISO 4014 M8 x 50. Do podélné umístěných profilů jsou dodatečně vyvrtány otvory pro tyto šrouby. Matice tvoří středové otvory příčných profilů, do kterých jsou vyřezány závit. Díky tomuto řešení je soustava dostatečně tuhá.



obr. 5-12 Rozpad sestavy rámu dopravníku

### 5.3 Kartáčové latě

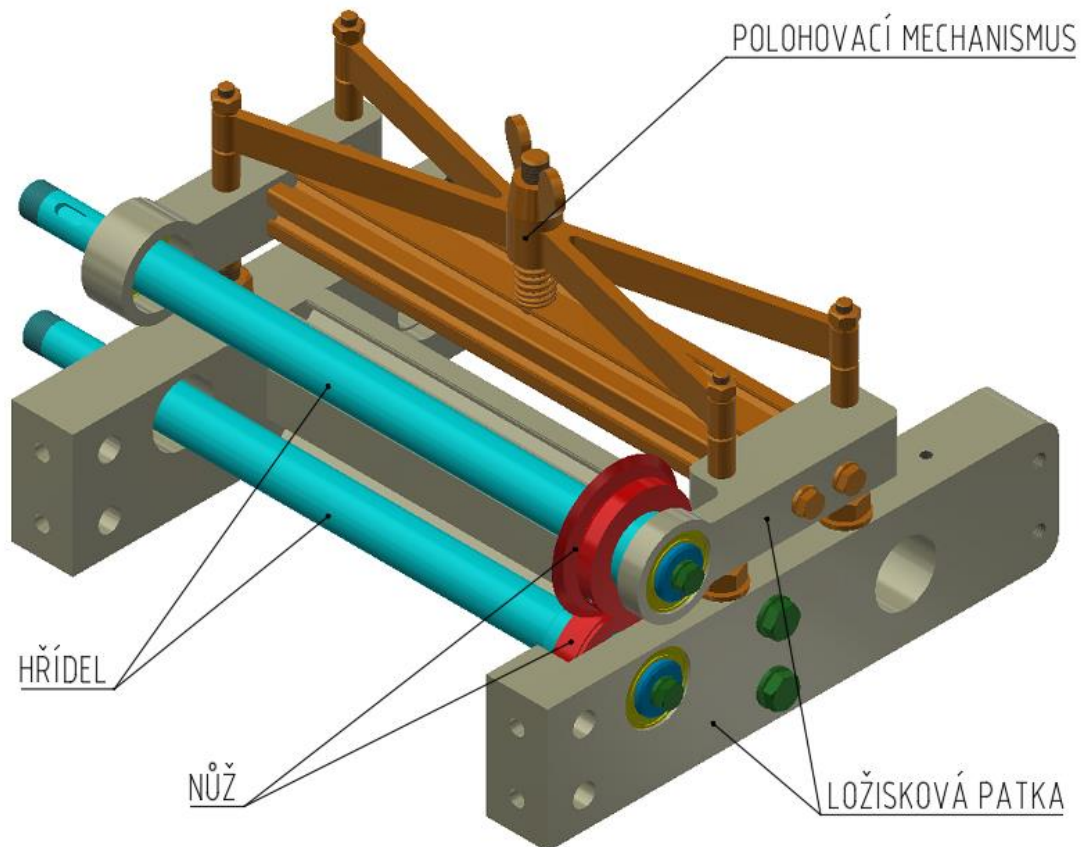
Kartáčové latě slouží jako opora stébel, aby nedocházelo k vypadávání stébel z prostoru mezi unašeči dopravníkového pásu, například vlivem odporu okolního vzduchu nebo díky tření s ustavovací plochou kluzné desky. Zároveň jsou stébla díky tření vznikajícím mezi nimi a vlákny kartáčů, tlačena na stěnu unašečů a stébla se tak snadněji ustaví v rovnoběžné poloze s unašeči. Nosná jádra latí jsou z polyamidu a mají rozměry 619 x 60 x 8 mm. Jako osazovací materiál jsem zvolil polyamidová vlákna o průměru 0,15 mm a dlouhá 25 mm která mají výbornou odolnost proti otěru a nejsou drahá. Do každé z latí jsou vyvrtány díry pro tři šrouby se zápusťnou hlavou ISO 4762 M6 x 30. Latě jsou pomocí šroubů chyceny k příčnicku na straně kde se nachází střížný mechanismus a na druhé straně k zásobníku. Výška latí nad povrchem pásu se určí při prvotním nastavení stroje pomocí distančních rukávů, které se podle potřeby zkrátí nebo se v opačném případě přidají podložky. Ideální výška je taková, kdy kartáč klade stéblům odpor, ale neovlivňuje chod pásu. Při této úpravě je nutné dbát na rovnoběžnost latí a pásu.



obr. 5-13 Uložení kartáčových latí

## 5.4 Střížný mechanismus

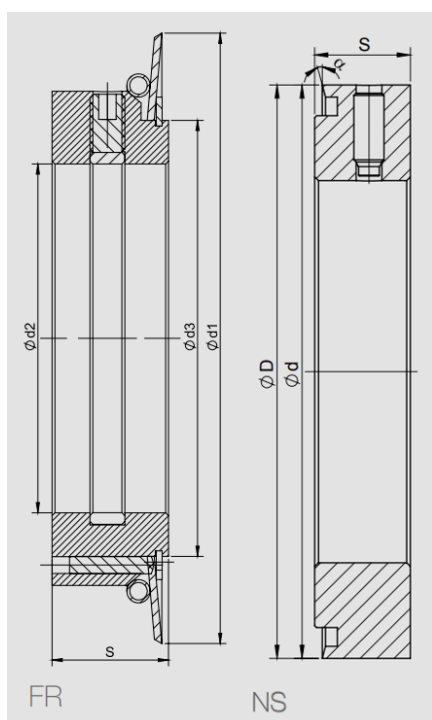
Hlavními částmi střížného mechanismu jsou kruhové nože, hřídele pro jejich uložení, ložiskové patky a polohovací mechanismus měnící osovou vzdálenost hřídelů. Ložiskové patky pro uložení dolního břítu jsou tvořeny patkami hnacího bubnu dopravníku.



obr. 5-14 Střížný mechanismus

### 5.4.1 Kruhové nože

Po konzultaci s výrobcem Golprtech Czech Republic s.r.o. jsem zvolil nejmenší standardní sadu nožů, a to horní nůž s vnějším průměrem 62 mm, vnitřním průměrem 40 a tloušťkou 1 mm s upínacím držákem s vnitřním průměrem 30 mm a šířkou 15 mm, k tomu dolní nůž s vnějším průměrem 46 mm, vnitřním průměrem 25 mm a šířkou 10 mm. Horní nůž se upíná pomocí vnitřního kroužku, který zmenšuje svůj průměr díky tlaku, který na něj působí při utahování závrtného šroubu. Dolní nůž je zajištěn proti axiálnímu posuvu pouze stavěcím šroubem. Vůle mezi noži je vymezena předepnutím horního talířového nože. Nejprve upneme do požadované pozice dolní nůž a k němu následně rukou dotlačíme nůž horní. Díky pružině u držáku horního břitů vznikne potřebné předpětí pro vymezení vůle.



obr. 5-15 Kruhové nože

U nožů je potřeba vypočítat moment potřebný pro jejich pohon. K určení momentu je nutné znát velikost střižné síly, kterou určím na základě velikosti oddělované plochy a pevnosti materiálu ve stříhu. Pro výpočet je nutné znát parametr zvaný poměrná hloubka vniknutí nože do materiálu, ten se pro oceli pohybuje v rozmezí 0,2 – 0,4, pro slámu není takový udáván, zvolím tedy nejhorší možný případ, kdy střižná síla bude největší a to  $\kappa = 1$ . Dále je potřeba zvolit vhodný přesah nožů, na tomto parametru bude především záviset kvalita střižné plochy, zvolím tak pouze interval, ve kterém následně budu při záběhu stroje hledat ideální přesah v závislosti na kvalitě výsledné střižné plochy, pro výpočet zvolím dolní hranici intervalu, protože tak dostaneme vyšší hodnotu střižné síly, pokud. Parametry k výpočtu střižné síly jsou v tab. 5-3.

tab. 5-3 Veličiny pro výpočet střížné síly

Parametry pro výpočet střížné síly		
Mez pevnosti ve stříhu	$\tau_s$	6,5 MPa
Tloušťka stříhaného materiálu	$t_s$	0,7 mm
Poměrná hloubka vniknutí do materiálu	$\kappa$	1
Přesah nožů	$\Delta$	(0,5 – 3 mm)
Vnější průměr horního nože	$d_1$	62 mm
Vnější průměr dolního nože	$d_2$	46 mm

Nejprve je potřeba spočítat úhel působíště sil  $\alpha$ , protože je průměr nožů rozdílný, jsou rozdílné i úhly a všechny parametry na nich závislé, budu tedy počítat parametry pro oba nože.

Úhel působíště sil  $\alpha$  [20]:

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left( \frac{d_1 - t_s \cdot (1 - \kappa) - \Delta}{d_1} \right) \quad (5 - 10)$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left( \frac{62 - 0,7 \cdot (1 - 1) - 0,5}{62} \right)$$

$$\alpha_1 = 7,281^\circ$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left( \frac{d_2 - t_s \cdot (1 - \kappa) - \Delta}{D} \right) \quad (5 - 11)$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left( \frac{46 - 0,7 \cdot (1 - 1) - 0,5}{46} \right)$$

$$\alpha_2 = 8,455^\circ$$

kde	$d_1$	[mm]	vnější průměr horního nože
	$d_2$	[mm]	vnější průměr dolního nože
	$t_s$	[mm]	tloušťka stříhaného materiálu
	$\kappa$	[-]	poměrná hloubka vniknutí do materiálu
	$\Delta$	[mm]	přesah nožů

Právě oddělovaná plocha [20]:

$$S_1 = (2 \cdot \kappa - \kappa^2) \cdot \frac{t_s^2}{4 \cdot \tan(\alpha_1)} \quad (5 - 12)$$

$$S_1 = (2 \cdot 1 - 1^2) \cdot \frac{0,7^2}{4 \cdot \tan(7,281)}$$

$$S_1 = 0,959 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = (2 \cdot \kappa - \kappa^2) \cdot \frac{t_s^2}{4 \cdot \tan(\alpha_2)} \quad (5 - 13)$$

$$S_2 = (2 \cdot 1 - 1^2) \cdot \frac{0,7^2}{4 \cdot \tan(8,455)}$$

$$S_2 = 0,824 \text{ mm}^2$$

kde	$\alpha_1$	[°]	úhel působišť sil horního nože
	$\alpha_2$	[°]	úhel působišť sil dolního nože
	$t_s$	[mm]	tloušťka stříhaného materiálu
	$\kappa$	[-]	poměrná hloubka vniknutí do materiálu

Střížná síla [20]:

$$F_{S1} = S_1 \cdot \tau_s \quad (5 - 14)$$

$$F_{S1} = 0,959 \cdot 6,5$$

$$F_{S1} = 6,233 \text{ N}$$

$$F_{S2} = S_2 \cdot \tau_s \quad (5 - 15)$$

$$F_{S2} = 0,824 \cdot 6,5$$

$$F_{S2} = 5,356 \text{ N}$$

kde	$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha oddělovaná horním břitem
	$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha oddělovaná dolním břitem
	$\tau_s$	[MPa]	mez pevnosti ve stříhu materiálu

Síla ve směru pohybu:

$$F_{L1} = F_{S1} \cdot \tan(\alpha_1) \quad (5 - 16)$$

$$F_{L1} = 6,233 \cdot \tan(7,281)$$

$$F_{L1} = 0,796 \text{ N}$$

$$F_{L2} = F_{S2} \cdot \tan(\alpha_2) \quad (5 - 17)$$

$$F_{L2} = 5,356 \cdot \tan(8,455)$$

$$F_{L2} = 0,796 \text{ N}$$

kde	$F_{S1}$	[N]	střižná síla horního břitu
	$F_{S2}$	[N]	střižná síla dolního břitu
	$\alpha_1$	[°]	úhel působení sil horního nože
	$\alpha_2$	[°]	úhel působení sil dolního nože

Určení momentu nožů:

$$M_1 = F_{L1} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \cos(\alpha_1) \quad (5 - 18)$$

$$M_1 = 0,796 \cdot \frac{62}{2} \cdot \cos(7,281)$$

$$M_1 = 24,485 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = F_{L2} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos(\alpha_2) \quad (5 - 19)$$

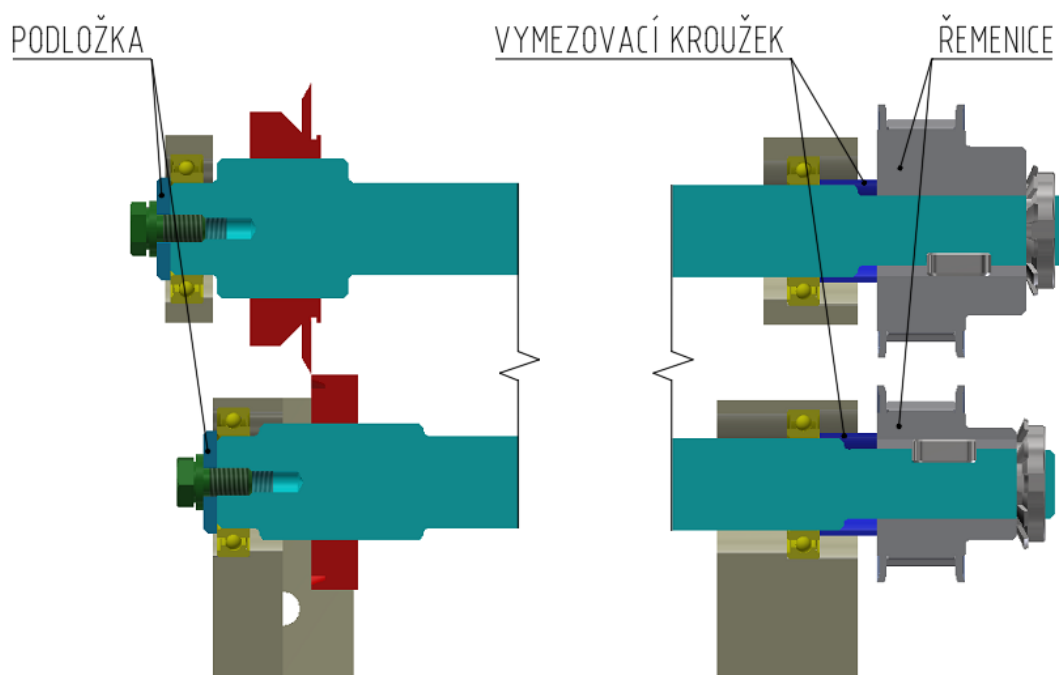
$$M_2 = 0,796 \cdot \frac{46}{2} \cdot \cos(8,455)$$

$$M_2 = 18,115 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde	$F_{L1}$	[N]	síla ve směru pohybu horního břitu
	$F_{L2}$	[N]	síla ve směru pohybu dolního břitu
	$d_1$	[mm]	vnější průměr horního nože
	$d_2$	[mm]	vnější průměr dolního nože
	$\alpha_1$	[°]	úhel působení sil horního nože
	$\alpha_2$	[°]	úhel působení sil dolního nože

## 5.4.2 Uložení hřídelů střížného mechanismu

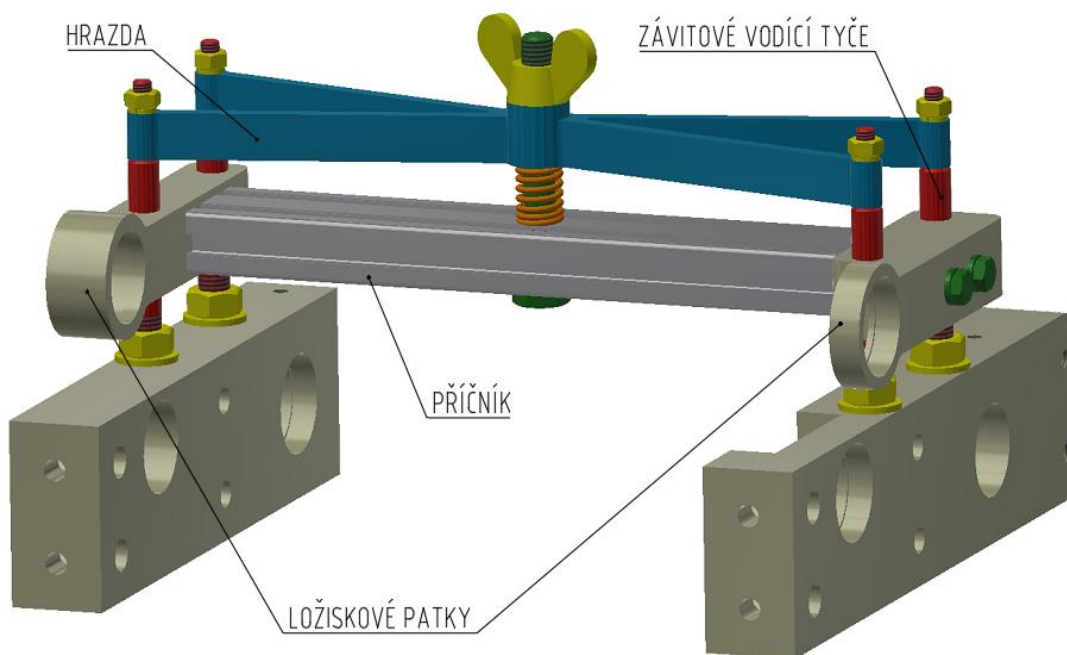
Hřídele jsou uloženy v ložiscích SKF 61804 – 2RS1. Proti axiálním posuvům jsou jištěny podložkami dotaženými šrouby na jedné straně a pojistnou maticí se čtyřmi drážkami s pojistnou podložkou s přímým ozubem na straně druhé. V ložiskových patkách jsou osazení na vnitřní straně a hřídel je tak zjištěná proti axiálnímu posuvu. Tímto způsobem zároveň vymezíme vůle v ložiscích a hřídel tak nebude mít tendenci kmitat v axiálním směru, zvýšíme tak kvalitu stříhu i životnost nožů. Pro stejnou axiální polohu řemenic jsou v sestavě zařazeny vymezovací kroužky, ty se při montáži zbrousí na potřebný rozměr a řemenice tak budou přímo nad sebou.



obr. 5-16 Uložení hřídelů střížného mechanismu

### 5.4.3 Polohovací mechanismus horního nože

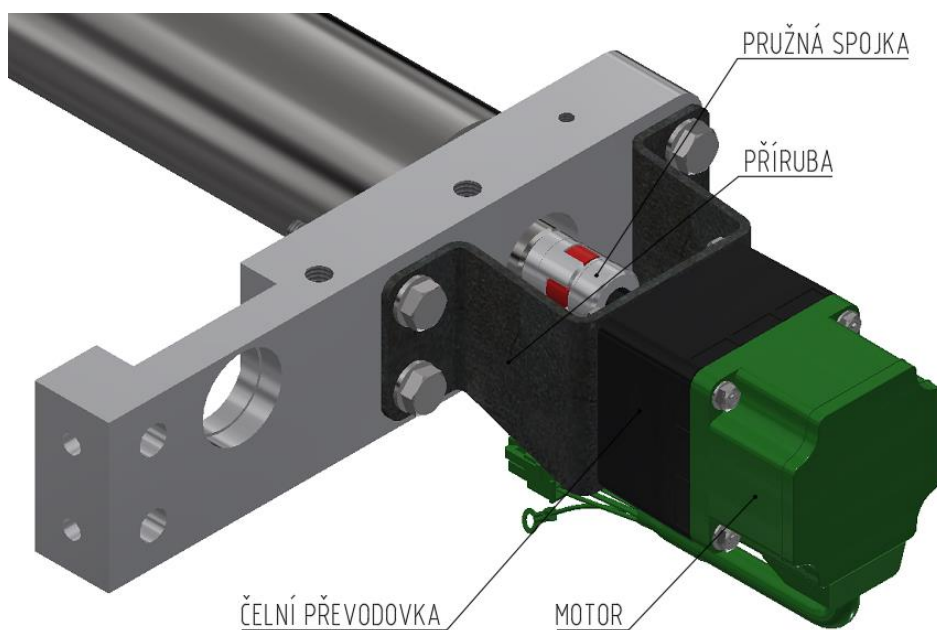
Polohovací mechanismus se sestává z ložiskových patek, závitových vodících tyčí, hrazdy, příčnicku, pružiny a šroubu s křídlovou maticí. Ložiskové patky horního nože jsou z hliníkové slitiny a jsou uloženy na vodících tyčích. Tyto tyče jsou z konstrukční oceli a jejich polotovarem je tyč o průměru 10 mm. Tyč je z jedné strany obrobena na průměr 6 mm a tvoří tak plochu pro uložení hrazdy, dále jsou na obou stranách tyče vyřezané závity. Tyče jsou tak zašroubovány do dolních ložiskových patek a pojištěny kontramaticemi, pomocí těchto matic také lze nastavit horizontální polohu jednotlivých tyčí tak, aby byla hrazda ve vodorovně poloze. Hrazda je svařencem z pěti válečků a čtyř plochých tyčí, materiálem je také konstrukční ocel. Hrazda je s příčnickem spojena pomocí šroubu a křídlové matice. Utahováním matice zvětšujeme osovou vzdálenost dolního a horního nože a měníme tak jejich přesah. Potřebný odpor dodává pružina uložena na šroubu mezi hrazdou a příčnickem. Příčnick tvoří Bosch profil s průřezem 20 x 40 mm a je s horními ložiskovými patkami spojen pomocí šroubů, kde maticí tvoří středové otvory profilu s vyřezaným závitem.



obr. 5-17 Polohovací mechanismus horního nože

## 5.5 Pohon

Pohonnou jednotkou stroje je stejnosměrný bezkartáčový BLDC motor od výrobce GGM s označením K6BH20NC, podrobné specifikace viz tab. 5-5. K motoru je připojena čelní převodovka od stejného výrobce s označením K6H30B, podrobné parametry v tab. 5-6. K motoru byla vybrána také řídicí jednotka od výrobce GGM s označením GUB-C-20 pro výkon 20 W. Řídicí jednotka se připojuje přímo k elektrické síti na napětí 230 V a frekvenci 50 Hz a umožňuje pomocí potenciometru plynule regulovat otáčky motoru. K jednotce lze také připojit senzory, což můžeme využít k budoucím úpravám stroje. Čelní převodovka je s hnacím bubnem pomocí pružné ozubcové spojky výrobce KTR s označením ROTEX GS 9.



obr. 5-18 Pohon sestavy

tab. 5-4 Parametry motoru

Motor K6BH20NC s převodovkou K6H30B	
Výkon	20 W
Vstupní napětí	230 V
Jmenovitý proud	0,55 A
Jmenovitý moment	0,1 Nm
Jmenovité otáčky	2000 min <sup>-1</sup>
Rozsah regulace otáček	100 – 2000 min <sup>-1</sup>

tab. 5-5 Parametry čelní převodovky

<b>Motor K6BH20NC s převodovkou K6H30B</b>	
Převodový poměr	30
Rozsah výstupních otáček	3,3 – 67 min <sup>-1</sup>
Výstupní moment	2,6 N m

tab. 5-6 Parametry spojky

<b>Spojka ROTEX GS 9</b>	
Nominální kroutící moment	5 N m
Maximální kroutící moment	10 N m
Maximální otáčky	3,3 – 67 min <sup>-1</sup>

Při návrhu pohonu bylo nejprve nutné určit rychlost pásu. Přestože je chování stébel v zásobníku velmi těžko předvídatelné, lze předpokládat, že za nižší rychlosti pásu budou stébla lépe zapadat mezi unašeče a nebudou zůstat v zásobníku nebo se deformovat. Zároveň nemá smysl konstruovat stroj, který by byl méně produktivní nežli člověk. Pokud je produktivita člověka 30 stébel za minutu mohu z této produktivity určit přibližnou dolní hranici rychlosti a získat tak referenční hodnotu, podle které lze určit parametry pohonu. Abych mohl spočítat produktivitu pásu, potřebuji znát počet stébel na úseku pásu dlouhém 1 m.

Počet stébel na 1 m pásu:

$$n_{1m} = \frac{(p_p - t_u)}{d_s} \cdot \frac{L_{1m}}{p_p} \quad (5 - 20)$$

$$n_{1m} = \frac{(24 - 2)}{5} \cdot \frac{1000}{24}$$

$$n_{1m} = 183,33$$

kde	$p_p$	[mm]	rozteč unašečů pásu
	$t_u$	[mm]	tloušťka unašečů pásu
	$L_{1m}$	[mm]	délka 1 m
	$d_s$	[mm]	průměr kontrolního stébla

Nyní můžu spočítat, jakou rychlostí by se musel daný pás pohybovat, aby vyrobil 30 stébel za minutu.

Rychlost pro produktivitu 30 stébel za minutu:

$$v_{30} = \frac{n_{30}}{n_{1m}} \cdot v_{1m} \quad (5 - 21)$$

$$v_{30} = \frac{30}{183,33} \cdot 1$$

$$v_{30} = 0,164 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,0027 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde	$n_{30}$	[-]	30 stébel
	$n_{1m}$	[-]	počet stébel na 1 m pásu
	$v_{1m}$	[m min <sup>-1</sup> ]	rychlost metr za minutu

Jelikož je stanovená rychlost vypočítaná pro produktivitu 30 stébel za minutu a my chceme, aby stroj pracoval produktivněji, stanovím minimální hodnotu rychlosti alespoň na  $v_{min} = 0,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Na základě této rychlosti mohu dopočítat minimální otáčky hnacího bubnu. Následně pomocí vypočítaných otáček a kroutícího momentu potřebného k pohonu soustavy mohu zvolit pohonnou jednotku stroje.

Minimální otáčky hnacího bubnu:

$$n_{min} = \frac{v_{min}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_B}{2}} = \frac{v_{min}}{\pi \cdot D_B} \quad (5 - 22)$$

$$n_{min} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,031}$$

$$n_{min} = 0,051 \text{ s}^{-1} = 3,08 \text{ min}^{-1}$$

kde	$v_{min}$	[m min <sup>-1</sup> ]	minimální rychlost dopravníku
	$D_B$	[mm]	průměr hnacího bubnu

Kroutící moment potřebný pro pohon soustavy:

$$M_C = F_{OP} \cdot \frac{D_B}{2} + M_1 + M_2 \quad (5 - 23)$$

$$M_C = 26,19 \cdot \frac{62}{2} + 24,485 + 18,115$$

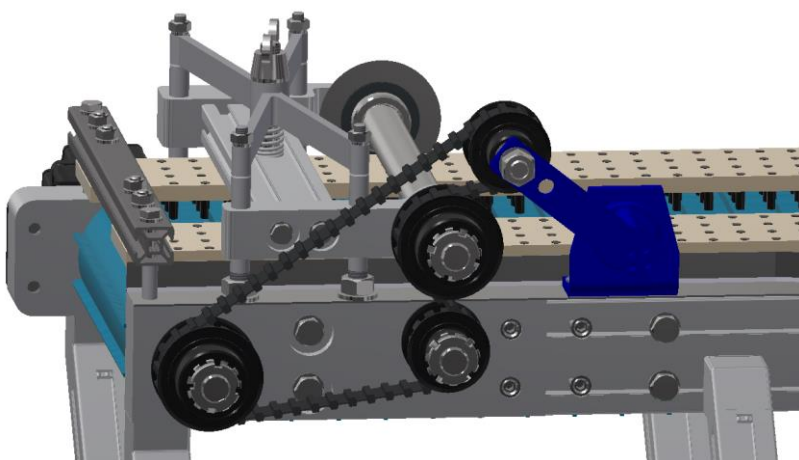
$$M_C = 854,5 \text{ N} \cdot \text{mm} = 0,855 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde	$F_{OC}$	[N]	celkový odpor vůči pásu
	$D_B$	[mm]	průměr hnacího bubnu
	$M_1$	[N mm]	moment pro pohon horního nože
	$M_2$	[N mm]	moment pro pohon dolního nože

Na základě vypočítaných hodnot jsem vybral dle katalogu firmy GMM, BLDC motor s čelní převodovkou s minimálními výstupními otáčkami  $3,3 \text{ min}^{-1}$  a výstupním kroutícím momentem  $2,6 \text{ N m}$ . Maximální výstupní otáčky dle katalogu činí  $67 \text{ min}^{-1}$ . Zvolil jsem vyšší kroutící moment z důvodu možnosti stříhání stébla v místě kolénka, kde je stéblo tužší a také z důvodu použití přitlačných kartáčů kde není specifikován jeho odpor vůči pohybu pásu. Díky vyššímu kroutícímu momentu také bude stroj možné použít také na stříhání tužších plodin, jako například rákos.

## 5.6 Řemenový převod

Přenos výkonu z hnacího bubnu ke střížnému mechanismu je řešen pomocí oboustranně ozubeného řemene, což umožňuje změnu smyslu otáčení hřídelů a zároveň změnu osové vzdálenosti. Moment je přenášen z hnacího bubnu dopravníku na dolní i horní hřídel střížného mechanismu. Jako vhodný řemen byl vybrán řemen s označením 240LDD075. Jedná se o standartní řemen v palcové míře s lichoběžníkovým tvarem profilu zubu. Upřednostnění palcového řemene před metrickým jsem provedl na základě nižší ceny řemenu. Řemen je napínán pomocí napínacího zařízení výrobce ROSTA s označením SE 11 a napínací kladky. K řemeni byly vybrány dvě ocelové řemenice s označením 12L075/6F a dvě řemenice s označením 16L075/6F. Přenos kroutícího momentu mezi řemenicemi a hřídeli je realizován pomocí těsných per.



obr. 5-19 Řemenový převod

tab. 5-7 Parametry řemene

Řemen 240LDD075		
Rozteč zubů	$p_z$	9,525 mm
Počet zubů	$z_f$	64
Roztečná délka	$L_f$	609,6
Šířka	$b_f$	19,05 mm

tab. 5-8 Parametry řemenice 12L075/6F

Řemenice 12L075/6F		
Počet drážek	$z_1$	12
Roztečný průměr	$d_{w1}$	36,383 mm

tab. 5-9 Parametry řemenice 16L075/6F

Řemenice 16L075/6F		
Počet drážek	$z_2$	16
Roztečný průměr	$d_{w2}$	48,510 mm

Pro volbu velikosti řemenic jsem nejprve potřeboval zjistit převodový poměr na základě velikostí dolního a horního nože, podle něj jsem následně určil jejich velikosti.

Teoretický převodový poměr:

$$i_T = \frac{d_2}{d_1} \quad (5 - 24)$$

$$i_T = \frac{62}{46}$$

$$i_T = 1,348$$

kde  $d_1$  [mm] vnější průměr horního nože

$d_2$  [mm] vnější průměr dolního nože

Protože má horní nůž stejný průměr jako hnací buben dopravníku, převodový poměr musí být roven 1. Počet zubů řemenice na hnacím bubnu tak musí být stejný jako počet zubů řemenice pro pohon horního nože. Na základě vypočítaného převodového poměru jsem dle katalogu SKF zvolil pro horní nůž a hnací buben řemenici s 16 zuby a pro pohon dolního nože a napínací kladku řemenici s 12 zuby.

Výsledný převodový poměr:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (5 - 25)$$

$$i = \frac{16}{12}$$

$$i = 1,33$$

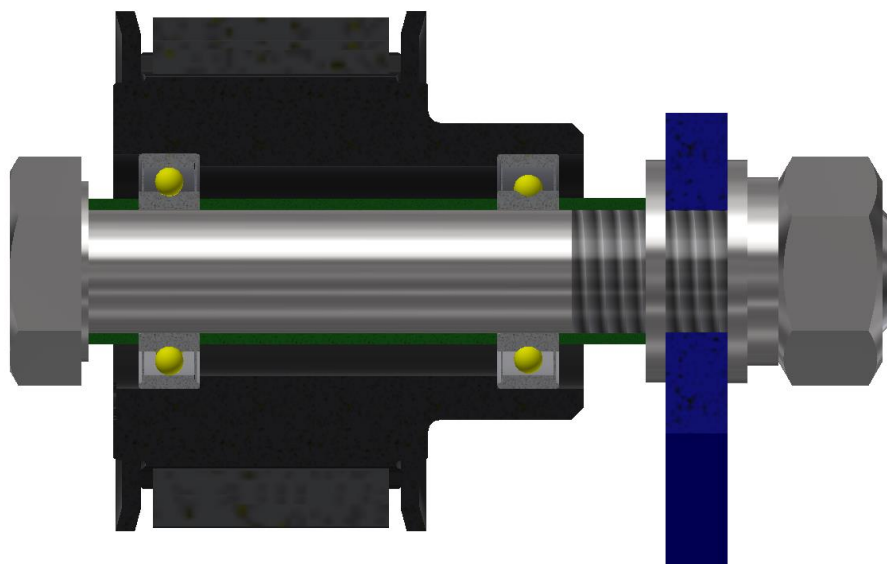
kde  $z_1$  [-] počet zubů hnací řemenice a řemenice horního nože  
 $z_2$  [-] počet zubů řemenice dolního nože a napínací řemenice

Pro šířky řemene jsem potřeboval zjistit kroutící moment přenášený řemenem. Při výpočtu jsem předpokládal nejhorší provozní stav, tedy nulové zatížení pásu a maximální zatížení stříhacího ústrojí. K tomuto stavu by mohlo dojít například kdyby se mezi nože dostal cizí předmět, nebo kolénko stébla a všechny kroutící moment od motoru by byl přenášen právě na nože. Maximálním momentem, kterým může být řemen zatížen je výstupní moment pohonu  $M_{max} = 2,6 N \cdot m$ , budu tedy řemen navrhovat na toto maximální zatížení, nebude tak při zastavení nožů vnější silou hrozit přetržení řemene.

Vhodný řemen jsem zvolil na základě výpočtového modelu v programu Autodesk Inventor. Do programu jsem zadal požadované pozice řemenic a jejich rozměry, požadovaný profil řemene, dále maximální otáčky a zatížení které má daný řemen přenést. Program následně vypočítal potřebnou šířku řemene 19,05 mm s výslednou bezpečností 1,317. Program také vypočítal velikost napínací síly řemene a to 75 N.

### 5.6.1 Napínací kladka

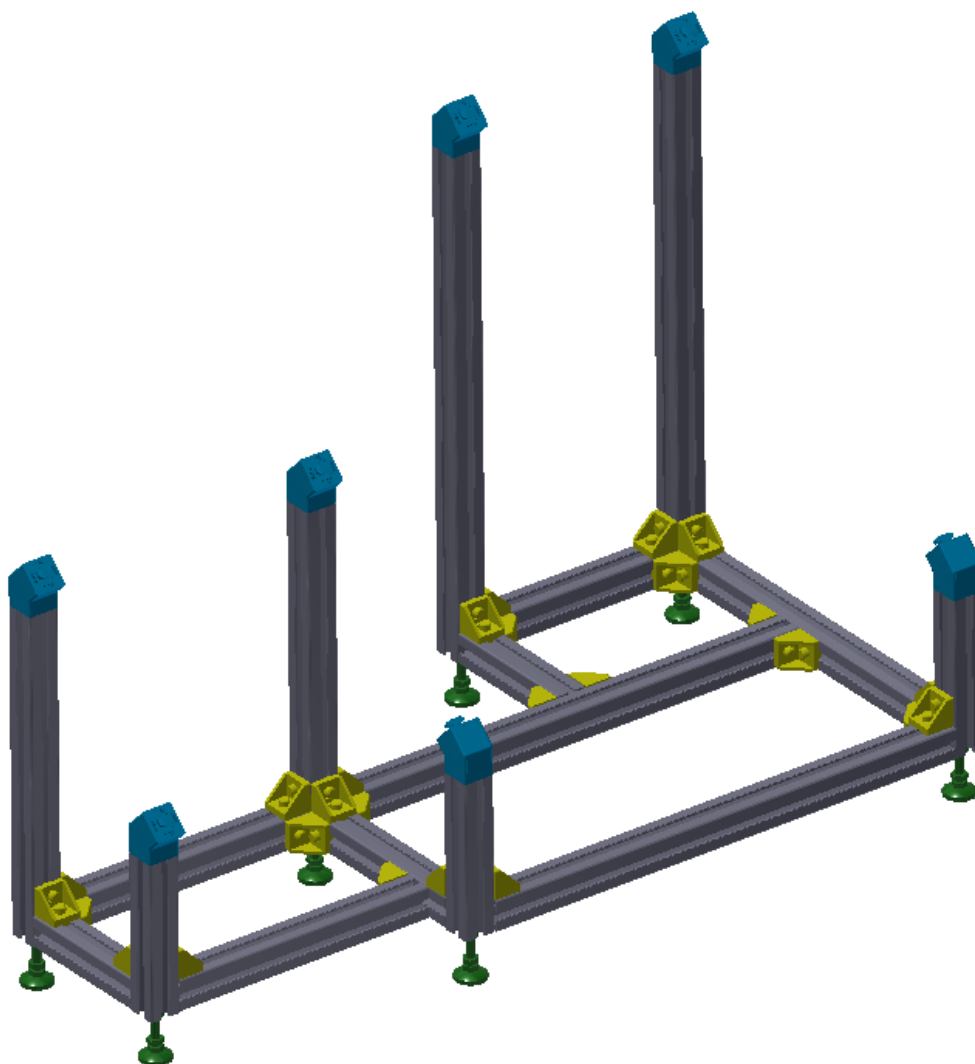
Jelikož jsem nenašel pro tento řemen vhodnou napínací kladku, rozhodl jsem se upravit řemenici 12L075/6F do podoby kladky a tu následně použít k napínání řemene. Do řemenice je vyvrtána díra o průměru 18 mm a následně jsou do obou čel vyfrézovány díry pro uložení ložisek SKF s označením 61800-2RS1. Ložiska jsou v řemenici zajištěny proti axiálnímu posuvu díky osazení. Osou napínací kladky je šroub ISO 4014 M10x65 a vůle jsou vymezeny pomocí distančních kroužků.



obr. 5-20 Napínací kladka

## 5.7 Nosná konstrukce

Nosná konstrukce je tvořena Bosch profily s průřezem 30 x 30 mm. Jednotlivé profily jsou spojeny pomocí rohových konzolí s rozměrem 30 x 30 mm. Konzole jsou k profilům přidělaný pomocí matic vkládaných do podélných drážek profilu a pomocí šroubů. Nosná konstrukce je pomocí čtyř úhlových konzolí pod 45° přidělána k rámu dopravníku. Nosná konstrukce je na nastavitelných nožkách také od firmy Bosch Rexroth, tyto nožky se šroubují přímo do středových otvorů profilů a jejich poloha se zajišťuje pomocí kontramatic.



obr. 5-21 Nosná konstrukce

## 6 DISKUZE

V rámci bakalářské práce byl vypracován konstrukční návrh jednoúčelového stroje na krácení rostlinných stébel. Při návrhu jsem se nemohl inspirovat žádným konstrukčním řešením, protože rostlinná stébla se na přesnou délku krátí výhradně ručně. Konvenční automatizované stroje určené například pro krácení trubek na konkrétní délku, nejsou vhodné, protože jejich konstrukce vychází z faktu, že dané trubky mají neměnný příčný průřez a jsou průchozí, kdežto stébla jsou různě velká a díky kolénkům i neprůchozí. Návrh jsem tedy začal volbou střížného mechanismu, kde jsem se rozhodl použít kruhové nože. Od této volby se následně odvíjel výsledný koncepční návrh, kde bylo potřeba vyřešit dopravu stébel k nožům, zásobování dopravního mechanismu, vazbu pohybů jednotlivých hřídelů a zejména systém ustavení a přidržení stébel na zvoleném dopravním mechanismu tedy pásu. Rozhodl jsem se použít koncepční návrh s přidržením stébel pomocí laťových kartáčů, hlavní myšlenka tohoto řešení je uzavření stébel v jednotlivých mezerách mezi unašeči a také jejich ustavení kolmo na střížnou rovinu, díky tření vzniklém mezi vlákny kartáče a stébly.

V konstrukční části práce se věnuji volbě konkrétních součástí stroje, zde jsem dával přednost řešením, které nejsou složité na výrobu nebo je lze přímo koupit. Kvůli volbě pohonu a rozvodového řemene museli být provedeny výpočty, do kterých mohla být díky nepřesnosti měření fyzikálních vlastností stébel a použitím reprezentativního stébla vnesena chyba, stejně jako pro výpočty zatížení pásu a střížné síly. Díky těmto zjednodušením jsem při volbě jednotlivých součástí vše značně předdimenzoval, zvýší se tak sice výrobní náklady, ale vyvaruji se tak možným poruchám stroje. Zde by byl jistý prostor pro optimalizaci konstrukce stroje a snížení výrobních nákladů.

Finální konstrukční návrh se skládá z šesti podsestav, zásobníku, dopravníku, nosné konstrukce, střížného mechanismu, rozvodu pohybu a pohonu. Všechny části stroje, které budou přímo interagovat se stébly jsou nastavitelné, jsou jimi výška hradítka v zásobníku, rychlost posuvu pásu a přesah nožů. Je tomu tak kvůli nepředvídatelnosti chování stébel, díky těmto možnostem budeme moci na základě kvality výsledného produktu stroj seřadit pro maximální produktivitu při dostatečné jakosti výsledných brček.

Stroj je poměrně kompaktní a je vhodný pro použití například na stole. Díky použití BLDC motoru s řídicí jednotkou na jednofázové napětí 230 V, je také snadné jeho zapojení a provoz, kdy není potřeba žádného programování. Otáčky lze plynule regulovat v dostatečném rozsahu a při maximálních otáčkách při uvažování reprezentativního stébla je teoreticky schopen vyrobit 2120 stébel za minutu.

## 7 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo vytvořit konstrukční návrh stroje pro krácení rostlinných stébel. Tento cíl byl splněn a společně s ním i dílčí cíle vycházející ze zadání bakalářské práce.

Úvodní část práce je věnována rešerši, ve které jsou shrnuty dostupné technologie vhodné pro krácení slaměných stébel a jejich dopravu. Dále jsou v rešeršní části zmíněné vybrané mechanické a fyzikální vlastnosti vybraných rostlinných stébel, následované analýzou problému se stanovením cílů práce. V koncepční části jsou vypracovány tři návrhy pro různé systémy přidržování stébel. Na základě zvoleného koncepčního řešení byl v konstrukční části práce zpracován konstrukční návrh, k němuž byl vytvořen model celého zařízení a výkres sestavení.

Výstupem práce je konstrukční návrh jednoúčelového stroje pro krácení rostlinných stébel z délek v intervalu 200 – 500 mm na délku 200 mm. Jeho rozměry jsou 1035x608x809 mm a váží cca 30 kg. Stroj není inspirován žádným konkrétním řešením, kde by byla zaručen jeho správný chod, protože se v podstatě jedná o nové nevyzkoušené zařízení, není zaručena ani jeho správná funkce. Je proto potřeba postavit prototyp a ověřit předpoklady, které byly při konstrukci stroje použity.

Díky použití Bosch profilů pro rámové části stroje by bylo možné stroj rozšířit o další mechanismy nebo senzory a odstranit tak jeho případné nedostatky. Dalšími problémy, které by se mohli v budoucnu řešit je například rovnání hotových brček na výstupu stroje nebo přidání stroje, který by konal operaci předcházející krácení stébel, tedy jejich dělení po jednotlivých kolénkách a jejich loupání.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KŘEČEK, Vilém a Robert MOCHŤÁK. *Encyklopedie strojů a nářadí. Zahradnictví*. B.m.: Národní zemědělské muzeum, 2011. ISBN 978-80-86874-32-6.
- [2] LÁZNIČKA, Jan. *Encyklopedie strojů a nářadí*. Praha: Národní zemědělské muzeum, 2011. ISBN 978-80-86874-37-1.
- [3] FRÍD, Milan a Václav VÁVRA. Výukový text. In: [online]. nedatováno [vid. 2020-03-25]. Dostupné z: [http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2013/11/zaci\\_stroje.pdf](http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2013/11/zaci_stroje.pdf)
- [4] *taj-sapnchu-chaff-cutter-machine-500x500.jpg (JPEG obrázek, 500 × 500 bodů)* [online]. [vid. 2020-03-24]. Dostupné z: <https://5.imimg.com/data5/KY/JQ/MY-4744466/taj-sapnchu-chaff-cutter-machine-500x500.jpg>
- [5] MACHÁŇ, Josef. *Výroba obalů*. 3., opr. v. Štětí: Střední odborná škola a Vyšší odborná škola obalové techniky, 1999. ISBN 80-86343-01-4.
- [6] LENFELD, Petr, Tomáš POUPA, Jan BOČEK, Luboš BĚHÁLEK a Jan VYTLAČIL. *Katedra tváření kovů a plastů - Skripta* [online]. [vid. 2020-03-13]. Dostupné z: [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/uvod.htm](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/uvod.htm)
- [7] *12580.Jpg (809×700)* [online]. [vid. 2020-03-23]. Dostupné z: <https://www.papirnictvipavlik.cz/content/images/product/original/12580.jpg>
- [8] THE FABRICATOR. *Selecting a tube cutting process* [online]. 2004 [vid. 2020-03-17]. Dostupné z: <https://www.thefabricator.com/article/tubepipefabrication/selecting-a-tube-cutting-process>
- [9] DVOŘÁK, Milan. *Technologie tváření : plošné a objemové tvaření*. 2. vyd. Brno: CERM, 2007. Učební texty vysokých škol. ISBN 978-80-214-3425-7.
- [10] *OBILNINY. - ppt stáhnout* [online]. [vid. 2020-03-17]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/2696342/>
- [11] ZVONÍČEK, Jan. *Potravinářské stroje a zařízení - konstrukce*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1972.
- [12] ŘASA, Jaroslav. *Strojírenská technologie 3. 2. díl, Obráběcí stroje pro automatizovanou výrobu, fyzikální technologie obrábění*. 1. vydání. Praha: Scientia, 2001. ISBN 80-7183-227-8.
- [13] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979. Česká matice technická ; (Roč. 84/1979). Spis čís. 351. ISBN 978-80-214-3607-7.
- [14] *SMEP 3.1 :: Explorer* [online]. [vid. 2020-02-09]. Dostupné z: [https://web.archive.org/web/20140605052721/http://etext.czu.cz/php/skripta/kapitola.php?titul\\_key=4&idkapitola=25](https://web.archive.org/web/20140605052721/http://etext.czu.cz/php/skripta/kapitola.php?titul_key=4&idkapitola=25)
- [15] *Stéblo – Wikipedie* [online]. [vid. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Stéblo>
- [16] ČEPLOVÁ, Natálie. *MASARYKOVA UNIVERZITA PEDAGOGICKÁ FAKULTA Soubor klíčů k určování vybraných druhů trav podle jejich biotopu*. B.m., 2019. MASARYKOVA UNIVERZITA.

- [17] *Makrofenologická stupnice pro obilniny (BBCH, podle Enz a Dachler, 1997)* [online]. [vid. 2020-03-15]. Dostupné z: [http://files.prochr.webnode.cz/200000091-9bdc9dd1b/BBCh\\_stupnice.pdf](http://files.prochr.webnode.cz/200000091-9bdc9dd1b/BBCh_stupnice.pdf)
- [18] O'DOGHERTY, M. J., J. A. HUBER, J. DYSON a C. J. MARSHALL. A study of the physical and mechanical properties of wheat straw. *Journal of Agricultural Engineering Research* [online]. 1995, **62**(2), 133–142. ISSN 00218634. Dostupné z: doi:10.1006/jaer.1995.1072
- [19] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [20] NOVOTNÝ, JOSEF A LANGER, Zdeněk. *Stříhání a další způsoby dělení kovových materiálů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1980.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

$\alpha$	[rad]	úhel opásání
$\alpha_1$	[°]	úhel působení sil horního nože
$\alpha_2$	[°]	úhel působení sil dolního nože
$b_P$	[m]	šířka dopravníkového pásu
$d_s$	[mm]	průměr kontrolního stébla
$d_1$	[mm]	vnější průměr horního nože
$d_2$	[mm]	vnější průměr dolního nože
$D_B$	[mm]	průměr hnacího bubnu
$\Delta$	[mm]	přesah nožů
$e$	[-]	Eulerovo číslo
$f$	[-]	součinitel smykového tření
$F_{S1}$	[N]	střížná síla horního břitu
$F_{S2}$	[N]	střížná síla dolního břitu
$F_{L1}$	[N]	síla ve směru pohybu horního břitu
$F_{L2}$	[N]	síla ve směru pohybu dolního břitu
$F_1$	[N]	tažná síla v horní větvi pásu
$F_2$	[N]	tlačná síla v dolní větvi pásu
$F_{OP}$	[N]	odpor vůči pohybu pásu
$F_{1\%}$	[N/cm <sup>2</sup> ]	měrná tažná síla pásu
$i_T$	[-]	teoretický převodový poměr
$i$	[-]	převodový poměr
$\kappa$	[-]	poměrná hloubka vniknutí do materiálu
$L_{1m}$	[mm]	délka 1 m
$L_d$	[m]	dopravní délka dopravníku
$M_1$	[N·mm]	moment pro pohon horního nože
$M_2$	[N·mm]	moment pro pohon dolního nože

$M_C$	[N·m]	kroucí moment potřebný pro pohon soustavy
$m_{100}$	[kg]	hmotnost vzorku sta nezkrácených stébel
$m_s$	[kg]	hmotnost stébel na pásu
$n_{30}$	[-]	30 stébel
$n_{1m}$	[-]	počet stébel na 1 m pásu
$n_{sz}$	[-]	počet stébel v zásobníku
$n_{sd}$	[-]	počet stébel na dopravní délce pásu
$N_{1\%}$	[N/cm <sup>2</sup> ]	předpětí pro 1% prodloužení
$p_P$	[mm]	rozteč unašečů pásu
$q_P$	[kg/m <sup>2</sup> ]	měrná hmotnost pásu
$S_z$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha boční strany zásobníku
$S_s$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu kontrolního stébla
$t_u$	[mm]	tloušťka unašečů pásu
$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha oddělovaná horním břitem
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha oddělovaná dolním břitem
$t_P$	[cm]	tloušťka dopravníkového pásu
$t_s$	[mm]	tloušťka stříhaného materiálu
$t_s$	[mm]	tloušťka stříhaného materiálu
$\tau_s$	[MPa]	mez pevnosti ve stříhu materiálu
$v_{1m}$	[m·min <sup>-1</sup> ]	rychlost metr za minutu
$z_1$	[-]	počet zubů hnací řemenice a řemenice horního nože
$z_2$	[-]	počet zubů řemenice dolního nože a napínací řemenice

## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

<b>obr. 2-1</b>	Nůžky na květiny [1] .....	16
<b>obr. 2-2</b>	Nůžky na stříhání živého plotu [1].....	16
<b>obr. 2-3</b>	Vinohradské nůžky [1] .....	16
<b>obr. 2-4</b>	Kosa travní [1] .....	17
<b>obr. 2-5</b>	Srp [1] .....	17
<b>obr. 2-6</b>	Ruční oblouková řezačka [2] .....	18
<b>obr. 2-7</b>	Žací lišta [1].....	19
<b>obr. 2-8</b>	Žací stroje pro řez s oporou [3] .....	19
<b>obr. 2-9</b>	Žací lišty pro řez bez opory [3] .....	20
<b>obr. 2-10</b>	Řezačka slámy [4] .....	20
<b>obr. 2-11</b>	Střih plochými noži [5] .....	21
<b>obr. 2-12</b>	Pákové nůžky na papír [7] .....	22
<b>obr. 2-13</b>	Působení sil při stříhu pákovým nožem [5].....	22
<b>obr. 2-14</b>	Sestava kruhových nožů [5].....	23
<b>obr. 2-15</b>	Strojní stříhání tenkostěnných trubek [8].....	24
<b>obr. 2-16</b>	Geometrie nože pro stříhání trubek [9].....	25
<b>obr. 2-17</b>	Nůžky na stříhání trubek [10] .....	25
<b>obr. 2-18</b>	Stéblo obilí [16] .....	29
<b>obr. 2-19</b>	Vliv zralosti na mechanické vlastnosti [18] .....	30
<b>obr. 2-20</b>	Vliv pozice stébla ve stonku na mechanické vlastnosti [18] .....	31
<b>obr. 2-21</b>	Vliv vlhkosti stébla na mechanické vlastnosti [18].....	31
<b>obr. 4-1</b>	Stébla před krácením .....	34
<b>obr. 4-2</b>	Schéma střížného mechanismu.....	35
<b>obr. 4-3</b>	Schéma dopravního mechanismu .....	36
<b>obr. 4-4</b>	Schéma upnutí pomocí válce .....	37
<b>obr. 4-5</b>	Schéma upnutí pomocí desky.....	38
<b>obr. 4-6</b>	Schéma upnutí pomocí pásu .....	39
<b>obr. 4-7</b>	Schéma zakládacího mechanismu.....	39

<b>obr. 4-8</b>	Koncepční návrh 1 .....	41
<b>obr. 4-9</b>	Koncepční návrh 2 .....	42
<b>obr. 4-10</b>	Koncepční návrh 3.....	43
<b>obr. 5-1</b>	Jednoučelový stroj na krácení rostlinných stébel .....	44
<b>obr. 5-2</b>	Dílčí části stroje.....	44
<b>obr. 5-3</b>	Zásobník.....	45
<b>obr. 5-4</b>	Detail polohovacího mechanismu .....	46
<b>obr. 5-5</b>	Detail polohy hradítka vůči pásu .....	46
<b>obr. 5-6</b>	Pásový dopravník .....	47
<b>obr. 5-7</b>	Detail pásu s příčnými unašeči.....	48
<b>obr. 5-8</b>	Silové působení v pásu .....	50
<b>obr. 5-9</b>	Uložení hnacího bubnu.....	53
<b>obr. 5-10</b>	Uložení napínacího bubnu .....	54
<b>obr. 5-11</b>	Napínací mechanismus.....	55
<b>obr. 5-12</b>	Rozpad sestavy rámu dopravníku .....	56
<b>obr. 5-13</b>	Uložení kartáčových latí.....	57
<b>obr. 5-14</b>	Střížný mechanismus .....	58
<b>obr. 5-15</b>	Kruhové nože.....	59
<b>obr. 5-16</b>	Uložení hřidelů střížného mechanismu.....	63
<b>obr. 5-17</b>	Polohovací mechanismus horního nože.....	64
<b>obr. 5-18</b>	Pohon sestavy .....	65
<b>obr. 5-19</b>	Řemenový převod .....	68
<b>obr. 5-20</b>	Napínací kladka .....	71
<b>obr. 5-21</b>	Nosná konstrukce .....	72

## 11 SEZNAM TABULEK

<b>tab. 2-1</b>	Parametry reprezentativního stébla .....	32
<b>tab. 5-1</b>	Parametry zvoleného pásu .....	48
<b>tab. 5-2</b>	Parametry ložiska .....	55
<b>tab. 5-3</b>	Veličiny pro výpočet střížné síly .....	60
<b>tab. 5-4</b>	Parametry motoru .....	65
<b>tab. 5-5</b>	Parametry čelní převodovky .....	66
<b>tab. 5-6</b>	Parametry spojky .....	66
<b>tab. 5-7</b>	Parametry řemene .....	69
<b>tab. 5-8</b>	Parametry řemenice 12L075/6F .....	69
<b>tab. 5-9</b>	Parametry řemenice 16L075/6F .....	69

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha 1**      Výkres hlavní sestavy