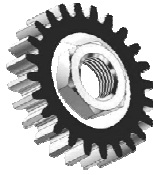


---

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh mobilní kmenové pásové pily**

**Design of Portable Log Bandsaw Mill**

Diplomová práce

studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Pavel Malý

**Bc. Václav Bém**

---

**Praha 2015**



Vysoká škola: České vysoké učení technické v Praze  
Fakulta: strojní  
Ústav: 12113, Ústav konstruování a částí strojů  
Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Václav Bém**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Návrh mobilní kmenové pásové pily**

Název práce anglicky: **Design of Portable Log Bandsaw Mill**

Zadání práce:

Cílem diplomové práce je vytvořit konstrukční návrh mobilní pásové pily pro pořez kmenů na řezivo. Parametrický 3D model zařízení bude možné měnit v daném rozsahu s ohledem na požadovaný rozměr kmene, tj. jeho průměru a délky. Pila a jednotlivé komponenty budou navrženy a dimenzovány s ohledem na požadovanou tuhost a pevnost, součástí návrhu pily bude vhodné zařízení pro manipulaci s kmeny. V práci bude proveden základní rozbor řezných podmínek.



Stručná osnova zadání:

1. Rešerše dané problematiky.
2. Návrh zařízení.
3. Pevnostní výpočty vybraných celků.
4. Zhodnocení konstrukčního návrhu.

Rozsah grafické části:

1. 3D model.
2. Vybrané výkresy sestav a detailů.

Specifikace textové části:

1. Rešerše problematiky řešení.
2. Popis konstrukčního návrhu.
3. Min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy.

Doporučené podklady:

- ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací.* Praha: ČVUT, 2008.  
ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody.* Praha: ČVUT, 2003.  
KOLEKTIV AUTORŮ: *Dřevařská technická příručka.* Praha 1970.  
katalogové listy a jiná firemní literatura.

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Malý**

Datum zadání: **10. 4. 2015**

Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

*Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.*

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

Zadání diplomové práce převzal dne: *8.4.2015*

*Václav Ben*

.....  
podpis studenta



*Ovčák*

.....  
prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.  
vedoucí ústavu

*Michael Valášek*

.....  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan fakulty



## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh mobilní kmenové pásové pily“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Malého, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze:

Bc. Václav Bém



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat vedoucímu své práce Ing. Pavlu Malému za cenné připomínky při psaní této práce a podporu. Dále děkuji profesoru Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph.D. za inspiraci během studia.



## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: **Václav Bém**

Název DP: Návrh mobilní kmenové pásové pily

Anglický název: Design of Portable Log Bandsaw Mill

Rok: 2015

Studijní program: Strojní inženýrství

Obor studia: Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Pavel Malý

Bibliografické údaje:

počet stran	112
počet obrázků	47
počet tabulek	1
počet příloh	26

Klíčová slova: Mobilní kmenová pásová pila, řezné podmínky, namáhání pilového pásu, stabilita pilového pásu

Keywords: Portable log bandsaw mill, cutting conditions, bandsaw blade stress, stability of bandsaw blade

Anotace: Návrh kmenové pásové pily pro podélné řezání kmenů. Teoretický rozbor řezných podmínek a namáhání pilového pásu.

Abstract: Design of portable log bandsaw mill for cutting lumber. Theoretical analysis of cutting condition and bandsaw blade stress.



## OBSAH

OBSAH.....	- 7 -
ÚVOD.....	- 9 -
1. REŠERŠE.....	- 10 -
1.1. Historie pil pro zpracování kmenů .....	- 10 -
1.2. Druhy pásových pil .....	- 12 -
1.3. Konstrukční skupiny pásových pil.....	- 13 -
1.4. Výrobci pásových pil na kmeny .....	- 16 -
1.5. Výrobci pilových pásů.....	- 16 -
2. TEORETICKÁ ČÁST .....	- 19 -
2.1. Řezné podmínky.....	- 19 -
2.2. Namáhání pásu .....	- 22 -
2.3. Omezující podmínky rychlosti posuvu .....	- 29 -
2.4. Stabilita pilového pásu na oběžných kolech .....	- 31 -
2.5. Zajištění správného chodu pásu.....	- 35 -
3. PRAKTICKÁ ČÁST - KONSTRUKCE .....	- 36 -
3.1. Zadané požadavky na pásovou pilu .....	- 36 -
3.2. Výpočet řezných podmínek .....	- 36 -
3.3. Výpočet namáhání pilového pásu.....	- 38 -
3.4. Experimentální ověření paradoxu tvarovaných kladek .....	- 41 -
3.5. Návrh mobilní pásové pily.....	- 41 -
3.5.1. Hlava pily.....	- 42 -
3.5.2. Svislý rám.....	- 57 -
3.5.3. Spodní rám pro uchycení kmenu.....	- 65 -
3.6. Parametrický model.....	- 72 -
Kmenová pásová pila .....	- 7 -



---

3.7.	Detaily návrhu k dořešení.....	- 72 -
4.	ZÁVĚR.....	- 73 -
5.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	- 75 -
6.	PŘEHLED POUŽITÝCH VELIČIN .....	- 79 -
7.	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	- 82 -
8.	SEZNAM TABULEK.....	- 84 -
9.	PŘÍLOHY .....	- 85 -





## ÚVOD

V České republice zaujímají lesy přibližně 33% rozlohy. Výhodou dřeva jsou jeho fyzikální i chemické vlastnosti. Je to surovina domácí a především obnovitelná. Zdrojem jsou lesní porosty, které jsou za předpokladu správného hospodaření nevyčerpatelné. Navíc dřevo má svoji nenahraditelnou estetickou hodnotu.

Roční těžba dřeva činí cca 15 mil. m<sup>3</sup>, z toho přibližně polovina je zpracována na řezivo. Největším zpracovatelem kmenů jsou velké pilařské závody s drahou technologií. Lesy však vlastní i řada soukromníků, kteří hledají možnost zpracování kmenů na řezivo s minimálními náklady buď pro vlastní spotřebu, nebo pro jeho zhodnocení s následným prodejem. Soukromých majitelů lesů přibývá i v souvislosti se stále probíhající vlnou restitucí.

Cílem této práce bylo navrhnout cenově dostupnou mobilní kmenovou pásovou pilu jako alternativu k prodáváním profesionálním pásovým pilám. Pila by měla být vhodná zejména pro soukromé majitele menších lesů, kteří chtějí sami zpracovat kmeny na prkna a trámy a nechtějí kupovat drahé profesionální pásové pily nebo platit za řezání ve velkých dřevařských závodech.

Je zajímavé, že v České republice existuje pouze jediný známý výrobce kmenových pásových pil – Pilous, zatímco na příklad v Severní Americe je četné zastoupení výrobců. Řezání na kmenové pásové pile je závěrečnou fází těžebně výrobního procesu po kácení s odvětvováním, dopravě a manipulaci. Kmenová pásová pila má několik výhod. Může být blíže k místu kácení a tím se ušetří za dopravu a manipulaci. Další výhodou je snadná změna řezaného sortimentu. Pilový pás je u této pily tenký, takže je menší ztráta materiálu v řezu.

Konstrukční návrh kmenové pásové pily musí zvažovat řadu dílčích doporučení a teoretických výpočtů, aby zařízení bylo funkční. Teoretická část této práce s pomocí dostupné literatury upozorňuje na řadu problémů a popisuje způsob výpočtu kritických dílů (např. namáhání a stabilitu pilového pásu).

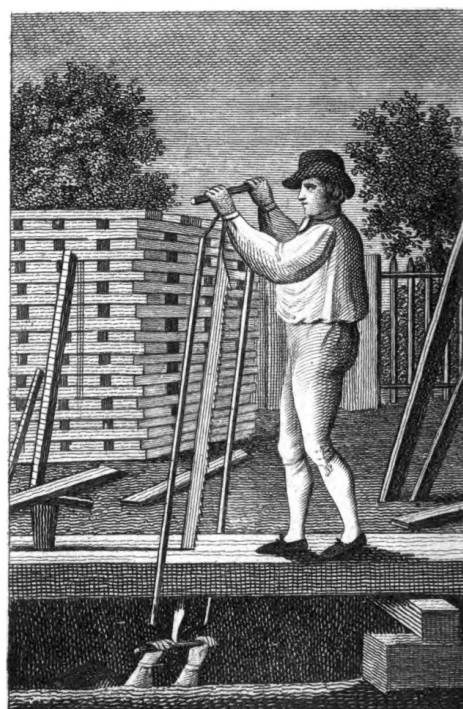
## 1. REŠERŠE

Kmenové pásové pily slouží k výrobě prken a trámů z kmenů. Mezi další druhy pil pro zpracování kmenů patří kotoučové pily a rámové pily s pilovým listem.

### 1.1. Historie pil pro zpracování kmenů

První pila používaná ke zpracování kmenů byla ruční pila pro dvě osoby. Strom se pokácel, pak se pod ním vyhloubila díra a řezal se pilou na svislo. Jeden muž stál nahoře a musel zvedat pilu nahoru, ale také hlídat směr řezu, aby byl řez rovný. Druhý muž byl v jámě a tahem za pilu vykonával řez, protože pila řezala jen ve směru shora dolů viz *Obr. 1-1*. Řezání bylo pomalé a fyzicky velmi náročné. Tento způsob řezání se objevuje již ve starém Egyptě a používal se až do 18. století našeho letopočtu.

První vodní pila byla římská vodní pila v Hierapolis (dnešní Turecko), která fungovala na stejném principu, že list jezdí tam a zpět, jen pohon byl pomocí vodní energie. Tato pila byla vytvořena koncem 3. století našeho letopočtu pro řezání kamene a byl to první stroj, který převáděl rotační pohyb od vodního kola na posuvný pohyb tam a zpět. Pozdější pily byly používány pro řezání mramoru. Vodní pily pro řezání kmenů se začínají používat na přelomu 11. a 12. století. K rozšíření vodních pil v Evropě dochází hlavně v 16. století, kdy se začínají vyrábět i pily s více listy, takže je možné zpracovat celý kmen na jeden řez. První vodní pily měly vodní pohon jen pro pilový list a obsluha musela tlačit kmen do řezu, později byl zaveden i pohon pro kmen.



Obr. 1-1 Řezání ruční pilou  
zdroj [17]

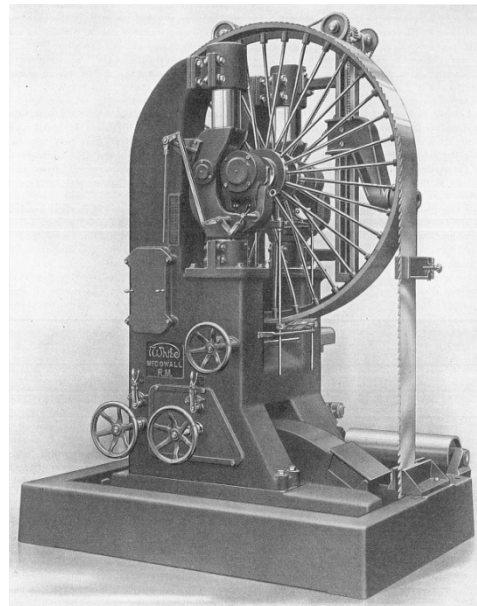


Na konci 16. století vynalezl holandský vynálezce Cornelis Corneliszoon van Uitgeest první pilu poháněnou větrem. Tato pila byla velmi složitá v porovnání s vodní pilou, protože vodní náhon byl jednoduchý na regulaci v porovnání s větrem.

Převratem ve vývoji pil byl vynález kotoučové pily, kterou vynalezl Angličan Miller roku 1777. Kotoučové pily byly hojně využívány v 19. století. Jejich výhodou bylo urychlení řezání. V 19. století je také rozvoj používání parního stroje pro pohon pil. Parní stroje byly později ve 20. století vystřídány elektromotorem a spalovacím motorem pro mobilní pily.

Koncem 19. století se začínají používat pásové pily s nekonečným pilovým pásem. Výhodou bylo, že pilový pás je tenký, takže je menší ztráta materiálu v řezu. Zároveň také odpadá nutnost mít velký pilový kotouč pro větší průměry kmenů. První myšlenku pásové pily měl William Newberry již roku 1809 a si nechal patentovat.

Problém byl, že neměl pilový pás, který by vydržel neustálé ohýbání přes oběžná kola. Přibližně o čtyřicet let později roku 1846 si Francouzka Anne Paulin Crepin nechala patentovat novou metodu sváření pilového pásu, aby vydržel cyklické namáhání. V šedesátých letech 19. století Francouz A. Perin představuje svůj nový pilový pás, který je z legované oceli a pro svar je použita metoda Anne Paulin Crepin. To byl první použitelný pilový pás pro pásové pily. Roku 1872 se začíná vyrábět první komerčně dostupná pásová pila, kterou vynalezl Paul Prybil. Tato pásová pila byla určena pro řezání tvarovaného nábytku. Později se začínají používat pásové pily i pro řezání kmenů, které měly pilové pásy velké a široké.



Obr. 1-2 Pásová pila 19.století zdroj [18]

První mobilní pily s vlastním pohonem se objevují až v 19. století. Pily byly poháněny pásem z menších trakčních parních strojů. V první polovině 20. století se objevují



mobilní pily, které byly poháněny plochým pásem od traktoru. Tyto pily byly však stále kotoučové. Mobilní pily se staly populární v USA v 70. letech 20. století, kdy energetická krize a hnutí „Back to the land movement“, které propagovalo myšlenku žít soběstačný život v souznění s přírodou, vedly ke zvýšenému zájmu o mobilní pily pro zpracování kmenů. K velkému rozšíření mobilních pil dochází od roku 1982, kdy firma Wood-Mizer vynalezla a začala vyrábět první mobilní pásovou pilu poháněnou elektromotorem nebo spalovacím motorem. Pásová pila měla na rozdíl od předchozích stacionárních pásových pil úzký a tenký pilový pás. Pilový list byl orientován vodorovně a vykonával pohyb do řezu, kmen byl napevno uchycen k rámu pily. V dnešní době se používají mobilní pásové pily fungující na konceptu firmy Wood-Mizer, které je možné koupit od řady výrobců.

## 1.2. Druhy pásových pil

### Mobilní pásové pily

Mobilní pásové pily jsou určeny ke zpracování kmenů menších průměrů a délek. Jejich výhodou je, že kmeny mohou být rozřezány přímo v lese a tím se zjednoduší přeprava, protože prkna a trámy jsou skladnější a lépe se nakládají. Mobilní pásové pily využívají také stavitelé srubů, pokud stavějí v blízkosti lesa. Tyto pily využívají firmy, které nabízí zákazníkům zpracování jejich dřeva přímo na místě bez nutnosti zařizovat převoz.



Obr. 1-3 Mobilní pásová pila zdroj [31]

Mobilní pily mají svůj podvozek, takže se mohou připojit za auto jako přívěs. Druhou možností je pila bez podvozku, která není velká a tudíž je možné ji naložit a převézt na jiné místo.



## Stacionární pásové pily.

Stacionární pily jsou určeny ke zpracování kmenů, které mohou dosahovat velkých rozměrů. Tyto pily se používají v dřevozpracujícím průmyslu. Bývají automatizované a mají velkou produkci



Obr. 1-4 Stacionární pásová pila  
zdroj [23]

## 1.3. Konstrukční skupiny pásových pil

### Pohon pilového pásu

#### a) Elektromotor

Užití u stacionárních pil nebo mobilních pil, které se pouze převážejí na místa, kde je možnost zapojení pily do elektrické sítě.

#### b) Spalovací motor

Spalovací motor je nutný pro pohon mobilních pil, které zpracovávají kmeny v lese. Všechny posuny jsou u těchto pil řešeny manuálně.

### Posuv do řezu

Posuv do řezu je řešen převážně posunem pily vůči pevně uchycenému kmenu. Pokud by se pohyboval kmen proti pile, musel by být spodní rám dvojnásobně dlouhý.

#### a) Elektromotor

Užití u stacionárních pil nebo mobilních pil, které se pouze převážejí na místa, kde je možnost zapojení pily do elektrické sítě. Posuv pily je řešen pomocí řetězu, tažného lana nebo přímým pohonem koleček posuvu pily.



b) Manuální posuv

Obsluha tlačí pilu do řezu a poté vykonává i zpětný pohyb.

### Napínání pilového pásu

a) Posuvné napínání

b) Kyvné napínání

### Svislý posuv

Svislý posuv zajišťuje nastavení tloušťky prkna. Po nastavení pily na vybranou tloušťku se pila v dané poloze zajistí proti pohybu.

a) Uchycení pily ke svislému rámu

- Kluzné uložení na obou stranách svislého rámu
- Valivé uložení pouze na jedné straně rámu (na druhé straně rámu je pila pouze přidržována)

b) Ovládání svislého posuvu

- Ocelová lanka  
Svislý pohyb je zajištěn po obou stranách ocelovými lanky
- Řetěz  
Svislý pohyb je zajištěn na jedné straně víceřadým řetězem

### Zvednutí kmene na pilu

a) Manuální zvedání kmenu

Obsluha musí sama zvednout kmen na pilu a to manuálně nebo pomocí zvedacího zařízení, které není součástí pily.

b) Zvednutí kmenu navíjecím zařízením

Součástí pily jsou ocelové profily, které lze vysunout na jednu stranu a vytvořit tím nakloněnou rovinu pro kmen. Na opačné straně pily je navíjecí zařízení. Toto zařízení táhne za kmen, který se odvalováním po nakloněné rovině zvedne do polohy pro řezání.



Obr. 1-5 Zvedání kmene na pilu navíjákem zdroj [29]

c) Hydraulické zvedání kmene

Kmen je zvednut pomocí hydraulických ramen, která jsou na jednom boku pily. U těchto pil je řešeno hydraulicky také uchycení a další nutná manipulace s kmenem.



Obr. 1-6 Zvedání kmene na pilu hydraulicky zdroj [30]



## 1.4. Výrobci pásových pil na kmeny

Zde je přehled nejznámějších výrobců vyrábějících mobilní pásové pily včetně jejich nabízených produktů.

### **Pilous**

Podrobněji viz příloha 1. Český výrobce, který nabízí pásové pily ve třech kategoriích – manuální pily, elektrické pily a hydraulické pily.

### **Wood – Mizer**

Podrobněji viz příloha 2. Firma z USA, která byla první firmou, která navrhla a začala vyrábět koncept mobilních pásových pil, které se dnes používají. Tato firma nabízí dvě kategorie – profesionální pily a průmyslové pily.

### **Woodland Mills**

Podrobněji viz příloha 3. Kanadská firma nabízející jednu pásovou pilu - typ HM126.

### **Norwood**

Podrobněji viz příloha 4. Firma z USA nabízející mobilní pásové pily. Pily jsou v manuálním i hydraulickém provedení.

### **Další výrobci**

- Resch&3
- Baker Products
- Thomas
- Hud-son
- Cook's saw
- Timberking
- Clarke

## 1.5. Výrobci pilových pásů

Pilový pás je nejdůležitější součástí pásové pily, je jejím rezným nástrojem. Pilové pásy se liší řadou parametrů jako je šířka a tloušťka pilového pásu, rozteč zubů, geometrie pilového zubu. Podle druhu řezaného dřeva se volí pilový pás s vhodnými parametry. Pilové pásy se vyrábějí z dlouhých rolí pilového listu. Ten se





nakrátí na požadovanou velikost a svaří v nekonečný pilový pás. Pilové pásy je možné koupit jako dlouhou roli nebo již svažený na požadovanou velikost. Následující kapitola uvádí přehled výrobců pilových pásů pro mobilní pásové pily včetně rozměrů, geometrie a doporučených řezných podmínek.

### **Pilana**

Blíže viz příloha 5. Doporučená řezná rychlost se pohybuje v rozmezí 20 – 35 m/s. Základní rozdělení a použití

- Pilové pásy WM na dřevo – kmenové do šířky 50 mm  
Pilové pásy typu WM1 jsou určeny pro řezání měkkého dřeva, pilové pásy typu WM2 jsou určeny pro řezání tvrdého dřeva a pilové pásy typu WM4 jsou určeny pro řezání velmi tvrdého dřeva.
- Bimetalové pásy  
Jsou určeny pro řezání velmi tvrdých dřev.
- Pilové pásy na dřevo – kmenové od šířky 80 mm.

### **Pilous**

Níže přehled pilových pásů nabízených firmou Pilous. Blíže viz příloha 6.

- MAXWOOD Stelit  
Bez výměny a broušení vydrží řezat až dvě směny. Stelitový břit je 2 mm široký a tím odpadá nutnost rozvádění zubů.
- MAXWOOD Bimetal  
Konstrukce pilového pásu se špičkou zubu z nástrojové oceli, která se standardně používá k řezání železa. Tato nová technologie umožňuje podstatně delší dobu řezání bez broušení a výměny pilového pásu.
- MAXWOOD  
Špičkový pilový pás vyráběný z legované oceli C75, broušený, rozvedený a leštěný. Tvrdost řezné hrany 43 až 46 HRC. Unikátní technologie indukčního kalení špičky zubu.



- MUNKFORS  
Použita unikátní patentovaná technologie vybroušení tvaru zubu.. Nosná pásovina zaručuje vynikající ohybovou životnost a trvanlivost pilového pásu. Je dosaženo ostřejšího břitu a mimořádné životnosti pásu.
- MAXWOOD S  
Vynikající, odolná nosná pásovina z legované oceli C75 s přídavkem niklu dosahuje tvrdosti 41-43 HRC. Špičky zubů tedy nejsou dále tepelně zpracovány ani rozvedeny.

### **Wood-Mizer**

Bližze viz příloha 7. Jediný výrobce pásových pil, který vyrábí také své pilové listy.

## 2. TEORETICKÁ ČÁST

### 2.1. Řezné podmínky

Řezné podmínky definují řeznou rychlost, rychlost posuvu do záběru, potřebný výkon a také výrazně ovlivňují životnost pilového listu. V následujících vzorcích je použito značení veličin dle značení v literatuře o pilách, které je odlišné od běžného značení veličin síly a výkonu. Následující vzorce pro řezné podmínky jsou dle literatury [2].

**Řezná rychlost** je rychlost pilového pásu a vypočte se dle vzorce:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (2.1)$$

$v$  řezná rychlost [m/s]  
 $D$  průměr hnacího kotouče [m]  
 $n$  otáčky hnacího kotouče [1/min]

**Posuv na zub** je závislý na řezné rychlosti a rychlosti posuvu kmene do řezu. Vypočte se dle vzorce:

$$t_{zub} = \frac{t}{v}$$

$$u_z = \frac{u \cdot 1000}{60} \cdot t_{zub} = \frac{u \cdot t \cdot 1000}{60 \cdot v \cdot 1000}$$

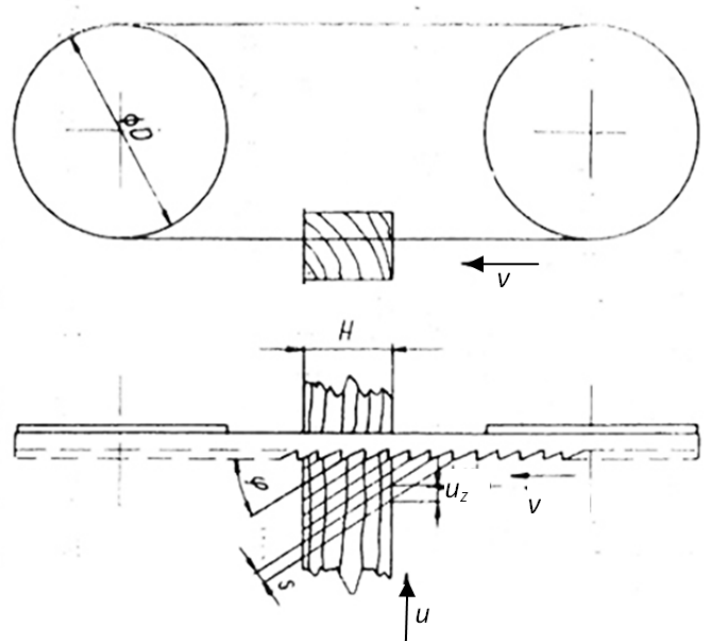
$$u_z = \frac{u \cdot t}{\pi \cdot D \cdot n} \quad (2.2)$$

$u_z$  posuv na jeden zub [mm]

$t_{zub}$  čas za který uběhne pilový list dráhu  $t$  (rozteč zubů) [s]

$D$  průměr hnacího kotouče [m]

$v$  řezná rychlost [m/s]



Obr. 2-1 Schéma řezání pásovou pilou  
zdroj [2]



$t$  rozteč zubů [mm]

$u$  rychlost posuvu [m/min]

**Počet zubů současně v záběru** se vypočte dle vzorce:

$$z = \frac{H}{t} \quad (2.3)$$

$z$  počet zubů v záběru

$H$  tloušťka kmenu v místě řezu [mm]

$t$  rozteč zubů [mm]

**Tloušťka třísky** se vypočte dle vzorce:

$$s = u_z \cdot \cos \varphi \quad (2.4)$$

$s$  tloušťka třísky [mm]

$u_z$  posuv na jeden zub [mm]

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{u_z}{v}$$

Protože úhel  $\varphi$  je velmi malý, můžeme považovat  $s = u_z$

**Řezná síla na jeden zub** se vypočítá jako součin plochy průřezu třísky a řezného odporu podle vzorce:

$$P_z = K \cdot b \cdot s = K \cdot b \cdot u_z = K \cdot b \cdot \frac{u \cdot t \cdot 1000}{60 \cdot v \cdot 1000} = K \cdot b \cdot \frac{u \cdot t}{60 \cdot v} \quad (2.5)$$

$P_z$  řezná síla na jeden zub [daN (dekanewton)]

$b$  šířka řezné spáry [mm]

$s$  tloušťka třísky [mm]

$K$  měrný řezný odpor dřeva [daN/mm<sup>2</sup> (daN - dekanewton)]



**Celková řezná síla** se vypočte podle vzorce:

$$P = P_z \cdot z$$

$$P = K \cdot b \cdot \frac{u \cdot t}{60 \cdot v} \cdot \frac{H}{t} = \frac{K \cdot b \cdot H \cdot u}{60 \cdot v} [\text{daN}] \quad (2.6)$$

**Řezný výkon** je pak součin celkové řezné síly a řezné rychlosti, jak ukazuje následující vzorec:

$$N = \frac{P \cdot v}{102} = \frac{K \cdot b \cdot H \cdot u \cdot v}{102 \cdot 60 \cdot v} \quad (2.7)$$

$N$  řezný výkon [kW]  
 $P$  řezná síla [daN (dekanewton)]  
 $v$  řezná rychlost [m/s]

**Síla posuvu** se vyjadřuje jako poměrná část celkové řezné síly, jak ukazuje vzorec:

$$P_u \approx (0,2-0,5)P \quad (2.8)$$

**Řezný odpor** se vypočítá z experimentálně změřených hodnot. Vychází se z řezného odporu pro borovici za stanovených podmínek. Tento řezný odpor se následně násobí opravnými koeficienty, které vyjadřují řezný odpor pro jiné podmínky a dřevinu. Řezný odpor se vypočte dle [2] podle následujícího vzorce:

$$K = K_\varphi \cdot a_d \cdot a_w \cdot a_s \cdot a_r \cdot a_\delta \cdot a_v \cdot a_f \cdot a_t \cdot a \quad (2.9)$$

Koeficienty uvedeny v tabulkách (viz příloha 8)

$K_\varphi$  specifický řezný odpor pro proschlou borovici při úhlu řezu  $\varphi$

$a_d$  koeficient vyjadřující vliv druhu dřeva

$a_w$  koeficient vyjadřující vliv vlhkosti dřeva

$a_s$  koeficient vyjadřující vliv tloušťky třísky  $s$

$a_r$  koeficient vyjadřující vliv otupení břitu

$a_\delta$  koeficient vyjadřující vliv velikosti úhlu řezu  $\delta$

$a_v$  koeficient vyjadřující vliv řezné rychlosti  $v$

$a_f$  koeficient vyjadřující vliv tření břitu (není zatím dostatečně vyzkoumán)

$a_t$  koeficient vyjadřující vliv stlačení dřeva v okolí břitu ( pouze při loupání dých)

$a_z$  koeficient vyjadřující vliv změkčení dřeva tepelnou přípravou (není zatím dostatečně vyzkoumán)

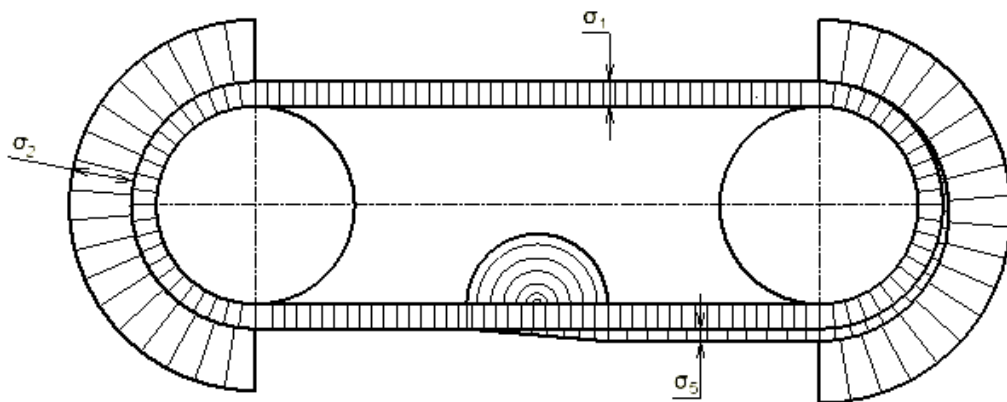
## 2.2. Namáhání pásu

V této kapitole jsou popsány druhy napětí, které vznikají v pilovém pásu. Napětí, která nejvíce namáhají pilový pás, jsou zobrazena na *Obr. 2-2*.

$\sigma_1$  – napětí od napnutí pilového pásu

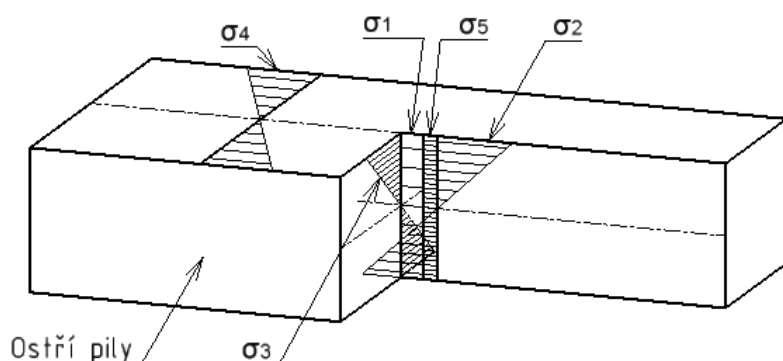
$\sigma_2$  – ohybové napětí na oběžných kolech

$\sigma_5$  – napětí od řezné síly



*Obr. 2-2 Průběh napětí pilového pásu  
zdroj [2]*

Následující *Obr. 2-3* zobrazuje rozložení všech napětí v pilovém pásu při vstupu pásu na oběžné kolo. V tomto místě dochází k maximálnímu namáhání pilového pásu.



- $\sigma_1$  – napětí od napnutí pilového pásu  
 $\sigma_2$  – ohybové napětí na oběžných kolech  
 $\sigma_3$  – napětí vlivem tvarovaných kol  
 $\sigma_4$  – napětí od vyosení oběžného kola  
 $\sigma_5$  – napětí od řezné síly

Obr. 2-3 Rozložení napětí v pilovém pásu při vstupu na oběžné kolo (max)

### Napětí od napnutí pilového pásu a napínací síla

Pilový pás se musí dostatečně napnout, aby nedocházelo k jeho zabíhání viz kapitola 2.3. Doporučené napětí  $\sigma_1$  pro napnutí daného pilového pásu udává výrobce pilových pásů. Z uvedeného  $\sigma_1$  se vypočte napínací síla.

$$P_n = 2 \cdot \sigma_1 \cdot \check{s} \cdot s \quad (2.10)$$

$P_n$  napínací síla [N]

$\sigma_1$  potřebné napětí pilového pásu dané výrobcem pilového pásu [Pa]

$\check{s}$  šířka pilového pásu [m]

$s$  tloušťka pilového pásu [m]

### Napětí od ohybu na oběžném kole

Při ohybu pilového pásu na oběžných kolech vzniká v pásu ohybové napětí, které namáhá pilový pás nejvíce ze všech druhů namáhání působících na pilový pás. Při výpočtu napětí od ohybu se vychází z předpokladu natažení vnějšího vlákna pilového listu oproti vláknu středovému, které leží na neutrální ose ohybu viz Obr. 2-4.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.11)$$

Kde  $l$  je délka vlákna v místě neutrální osy ohybu pilového pásu.

Délka neutrální osy  $l$ :

$$l = \pi \cdot \left( \frac{D}{2} + \frac{s}{2} \right) \quad (2.12)$$

Délka vnějšího vlákna:

$$\Delta l + l = \pi \cdot \left( \frac{D}{2} + s \right)$$

Vyjádření  $\Delta l$  a dosazení  $l$  z rovnice (2.12):

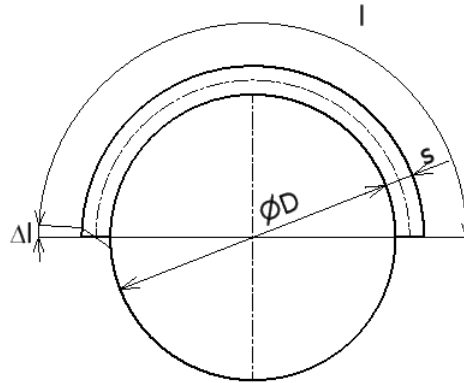
$$\Delta l = \pi \cdot \frac{s}{2}$$

Dosazení  $\Delta l$  do rovnice (2.11):

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\pi \cdot \frac{s}{2}}{\pi \cdot \left( \frac{D}{2} + \frac{s}{2} \right)} = \frac{\frac{s}{2}}{\frac{D}{2} + \frac{s}{2}} = \frac{s}{D + s}$$

Některé publikace uvádějí zjednodušený vztah

$$\varepsilon = \frac{s}{D + s} \approx \frac{s}{D} \quad (2.13)$$



Obr. 2-4 Napětí pilového pásu ohybové



Dále se z relativního prodloužení vypočítá ohybové napětí pomocí Hookova zákona. Jelikož však tření mezi oběžným kolem a pilovým pásem nedovolí příčné zúžení pásu ve směru  $x$ , které by normálně nastalo od namáhání ve směru  $y$ , řeší se ohyb jako rovinné namáhání pásu. U rovinného namáhání se uvažuje  $\varepsilon_x = 0$ .

Rovnice pro rovinné namáhání:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} \quad (2.14)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (2.15)$$

Vyjádření  $\sigma_x$  z rovnice (2.14)

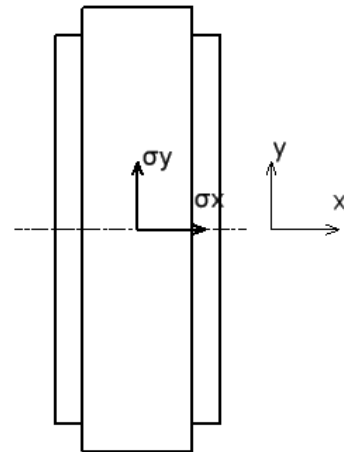
$$\sigma_x = \varepsilon_x \cdot E + \nu \cdot \sigma_y \quad (2.16)$$

Vyjádření  $\sigma_y$  z rovnice (2.15) a dosazení  $\sigma_x$  z rovnice (2.16):

$$\sigma_y = \frac{E}{(1 - \nu^2)} \cdot (\varepsilon_y + \nu \cdot \varepsilon_x)$$

Dosazení  $\varepsilon_x = 0$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1 - \nu^2)} \cdot \varepsilon_y$$



Obr. 2-5 Napětí pilového pásu rovinné (tření nedovolí příčné zúžení)

Výsledné ohybové napětí namáhající pás po dosažení  $\varepsilon$  z rovnice (2.13)

$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s}{D} \quad (2.17)$$

$\sigma_2$  ohybové napětí [Pa]

$E$  modul pružnosti oceli v tahu [Pa]

$\nu = 0,3$  Poissonovo číslo

$s$  tloušťka pilového pásu [m]

$D$  průměr oběžných kol pásové pily [m]

### Napětí vlivem tvarovaných oběžných kol

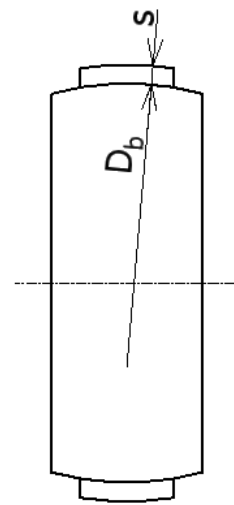
Pro zajištění správného chodu pásu je nutné, aby oběžná kola byla tvarovaná, více v kapitole 2.4. Vlivem příčného ohybu na tvarovaném oběžném kole vzniká příčné ohybové napětí. Vzorec lze odvodit obdobně jako v rovnici (2.17).

$$\sigma_3 = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s}{D_b} \quad (2.18)$$

$\sigma_3$  ohybové napětí vlivem tvarovaných kol [Pa]

$s$  tloušťka pilového pásu [m]

$D_b$  průměr příčného zakřivení kol



Obr. 2-6 Napětí pilového pásu vlivem tvarovaného kola

### Napětí od vyosení kol

Pro zajištění správného chodu pásu je nutné jedno oběžné kolo mírně vyosít, více v kapitole 2.4. Vyosením kola se zvýší napětí na okraji pásu. Toto napětí se vypočte dle [2] podle následujícího vzorce.

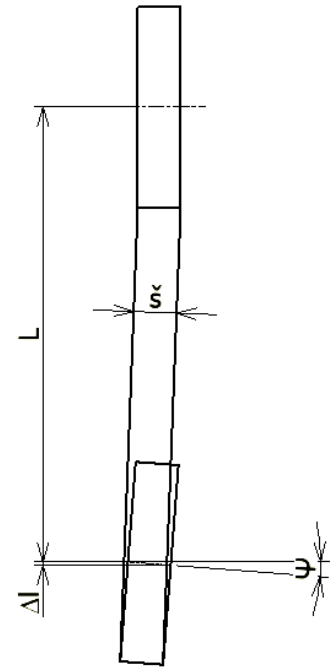
$$\sigma_4 = \frac{\psi \cdot E}{180} \cdot \frac{\dot{s}}{L} \quad (2.19)$$

$\sigma_4$  napětí od vyosení kola [Pa]

$\psi$  úhel vyosení kola

$\dot{s}$  šířka pilového pásu [m]

$L$  vzdálenost os oběžných kol [m]



Obr. 2-7 Napětí pilového pásu od vyosení kol

### Napětí od řezné síly

Tahové napětí, které vzniká od řezné síly se vypočítá dle [2] podle následujícího vzorce.

$$\sigma_5 = \frac{P}{\dot{s} \cdot s} \quad (2.20)$$

$P$  řezná síla [N]

$\dot{s}$  šířka pilového pásu [m]

$s$  tloušťka pilového pásu [m]

### Napětí od odstředivých sil

Napětí vznikající působením odstředivých sil jsou dle [2] v porovnání s předchozími typy namáhání zanedbatelná.

## Maximální napětí v pilovém pásu

Maximální napětí v pilovém pásu se vypočte jako redukované napětí všech napětí v horní rovině v krajích pásu viz *obr. 2-3*. Tento případ lze řešit jako rovinnou napjatost.

Obecný vzorec pro rovinnou napjatost:

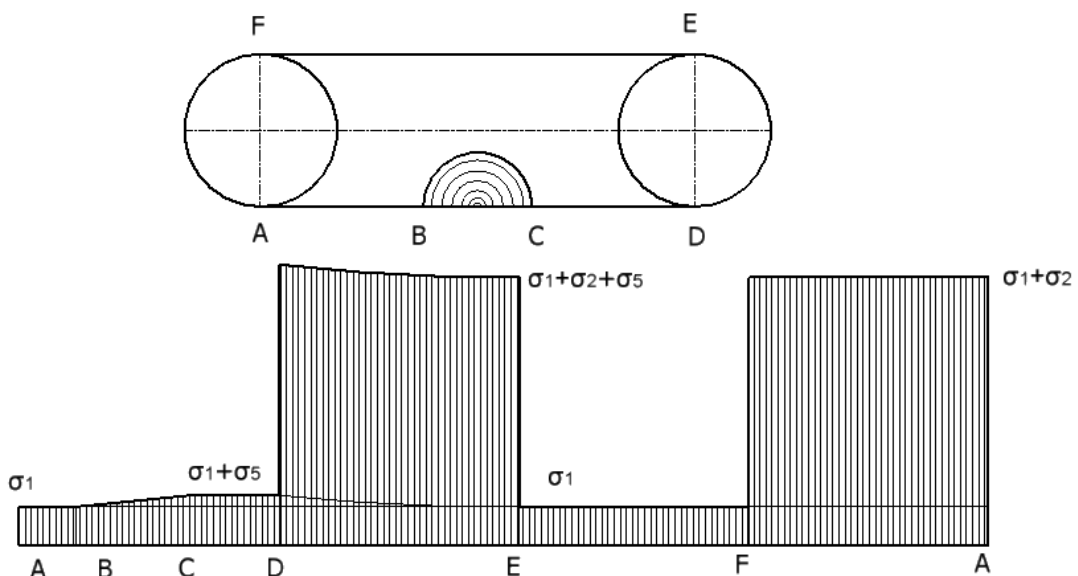
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

Výsledné maximální redukované napětí v pilovém pásu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5)^2 + \sigma_4^2 - (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5) \cdot \sigma_4} \quad (2.21)$$

## Cyklické namáhání

Pilový pás je namáhán cyklicky jako součást s vrubem (zubová mezera) s následujícím průběhem napětí. Zobrazený průběh napětí je na vnějším obvodu pilového pásu.



Obr. 2-8 Průběh cyklického namáhání

Cyklické namáhání lze zjednodušeně považovat za namáhání pulzující v tahu, kde dolní napětí je tvořené  $\sigma_1$  a horní napětí je tvořené  $\sigma_1 + \sigma_2$ .

Pulzující namáhání je pro součást více příznivé než souměrně střídavé. Závislost meze únavy na druhu namáhání (střední napětí a amplituda kmitu) zobrazuje Smithův diagram. Mez únavy pro pulzující napětí lze vypočítat i analyticky dle [9]:

$$\sigma_C = \sigma_{C(-1)} + (1 - \Psi_\sigma) \cdot \sigma_M \quad (2.22)$$

$\sigma_{C(-1)}$ .....mez únavy pro souměrně střídavý cyklus

$\sigma_M$ .....střední hodnota napětí

$\Psi_\sigma$ .....součinitel sbíhavosti (uvádí tabulka v [9])

Vliv vrubu

$$\sigma_C^* = \frac{\sigma_C \cdot \varepsilon_V \cdot \eta_P}{\beta} \quad (2.23)$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) \quad (2.24)$$

Koeficient  $\alpha$  bývá dle [2] při správném poloměru zaoblení zubové mezery a správném ostření  $\alpha=1,6$ .

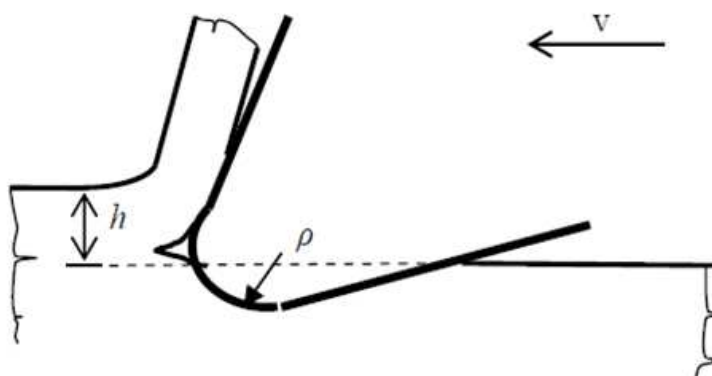
### Zahřívání pásu

Pilový pás se v řezu zahřívá a tím dochází k jeho prodloužení. Mechanismus napínání pásu musí tedy zajistit správné napnutí i pro protažený pilový pás.

## 2.3. Omezující podmínky rychlosti posuvu

### Minimální rychlost posuvu

Výchozím předpokladem pro minimální rychlost posuvu je, že minimální tloušťka třísky (posuv na zub) při řezání musí být větší než poloměr zaoblení ostří zubu pilového pásu. Pokud bude poloměr ostří větší než tloušťka třísky, pak nedojde



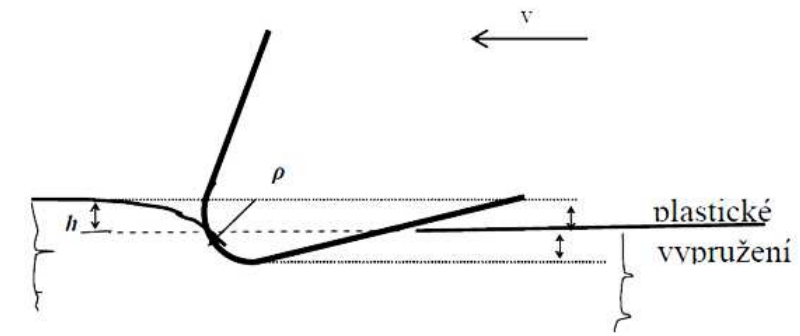
Obr. 2-9 Poloměr ostří pásové pily  
( $h$  tloušťka třísky,  $\rho$  poloměr ostří,  $v$  řezná rychlost)  
zdroj [34]

k oddělení třísky, ale pouze k plastické deformaci a tzv. pálení dřeva, jak je znázorněno na *Obr. 2-10*.

Posuv na zub lze zvýšit buď zvýšením posuvu do řezu anebo snížením řezné rychlosti. Rozmezí

řezných rychlostí pro správnou činnost pilového pásu je však dáno výrobcem. Z toho

vyplývá, že nelze snižovat rychlost posuvu do řezu a tudíž i potřebný řezný výkon neomezeně. Tento



*Obr. 2-10* Plastické  
zdroj [34]

vypružení při řezání

problém může nastat při řezání větších průměrů kmenů, pokud již není pilový pás zcela ostrý.

### Maximální rychlost posuvu

Při příliš velkém posuvu do řezu může dojít ke ztrátě stability pilového pásu a tím k jeho zabíhání. Jak je vidět na *Obr. 2-11*, řez potom není rovný.

Ke ztrátě stability dochází při působení kritické posuvné síly do řezu. Kritická posuvná síla je vyjádřena dle japonského vědce Sugihary [2] následujícím vztahem:

$$P_{kr} = 16,4 \frac{\check{s} \cdot s_1^2 \sqrt{G \cdot \sigma_1}}{L_1} \quad (2.25)$$

$P_{kr}$  kritická posuvná síla [N]

$\check{s}$  šířka pilového pásu [mm]

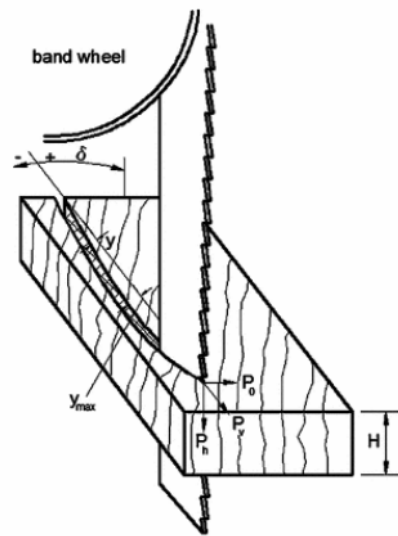
$s$  tloušťka pilového pásu [mm]

$G$  modul pružnosti ve smyku [MPa]

$\sigma_1$  napětí v pilovém pásu od napnutí [MPa]

$L_1$  vzdálenost vodítek pásové pily [mm]

Kritická posuvná síla je považována za nejdůležitější faktor výkonnosti pásové pily. Pokud je již dosaženo kritické posuvné síly, nelze zvyšovat řeznou rychlost i když by byl řezný výkon menší než výkon motoru. Tím je tedy daná maximální rychlost posuvu do řezu. Zvýšení kritické posuvné síly je možné pouze použitím jiného pilového listu, který bude mít větší šířku anebo tloušťku. Zvyšováním tloušťky pásu však roste jeho ohybové namáhání na oběžných kolech. V praxi se proto užívá širších pilových pásů pro výkonnější pásové pily.

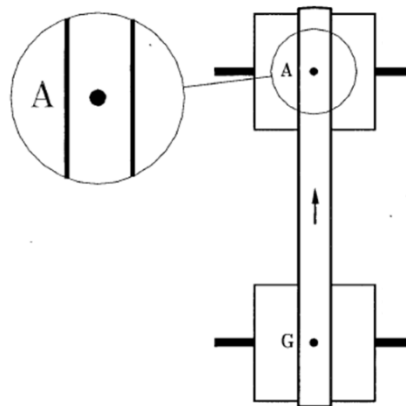


Obr. 2-11 Stabilita pilového pásu (kritická posuvná síla) zdroj [35]

## 2.4. Stabilita pilového pásu na oběžných kolech

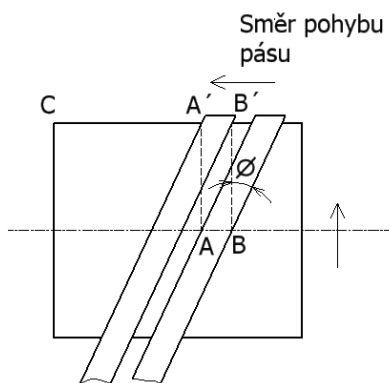
### Příčný pohyb pásu a náběžný úhel

Plochý pás je ve stabilním stavu pokud obíhá kolem plochých oběžných kol, která jsou souosá. To znamená, že po několika otáčkách od okamžiku, kdy začneme pás sledovat, bude pás stále ve stejné poloze a nebude se pohybovat na oběžných kolech v příčném směru. Tento stav je znázorněn na Obr. 2-12. Důležitý je náběžný úhel pásu  $\phi$ , který svírá pás s kolmicí k ose otáčení v okamžiku dosednutí pásu na oběžné kolo. Dále předpokládáme, že se vlivem tření nebude pás smýkat po oběžném kole.



Obr. 2-12 Příčný pohyb pilového pásu zdroj [36]

Proto se na Obr. 2-13 bod A, který je v místě dosednutí pásu na kolo, přesune pootočením oběžného kola do bodu A'.

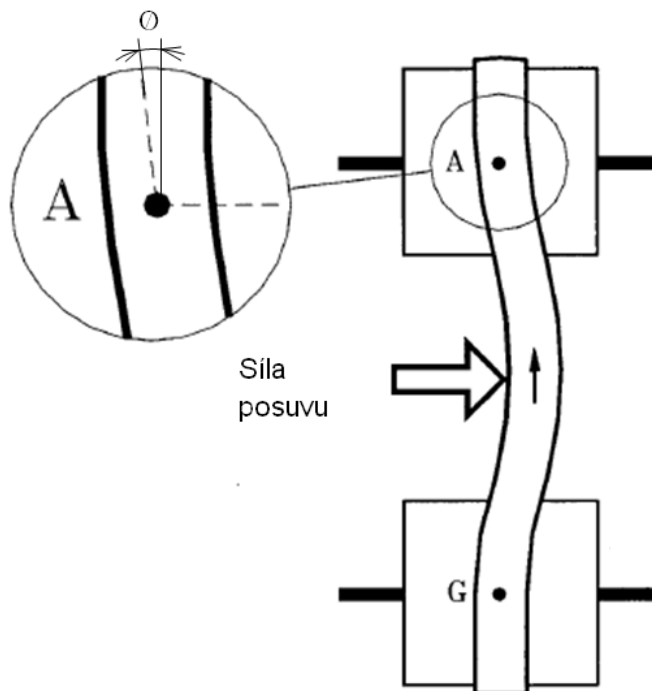


Obr. 2-13 Náběžný úhel  
pilového pásu

Vlivem otáčení kola se pás postupně posouvá směrem doleva, jak je vidět na Obr. 2-13. Posun pásu bude pokračovat, dokud náběžný úhel  $\phi$  nebude nulový. V okamžiku nulového náběžného úhlu  $\phi$  zaujme pás novou stabilní polohu. Pokud nebude náběžný úhel  $\phi$  rovný nule dříve, než se pás posune do bodu C, pás bude dále pokračovat a spadne z oběžných kol.

### Pilový pás v řezu a síla posuvu

V průběhu řezu působí na pás síla od posuvu kmenu do řezu. Tato síla ohýbá pilový pás, jak je vidět na Obr. 2-14. Vlivem prohnutí pásu vzniká nenulový náběžný úhel  $\phi$  na oběžných kolech. Díky tomu se začne pohybovat pás směrem doprava. Jelikož bude síla od posuvu kmenu stále působit, nebude se úhel  $\phi$  zmenšovat, takže se pás bude stále posouvat, až nakonec spadne z oběžných kol.

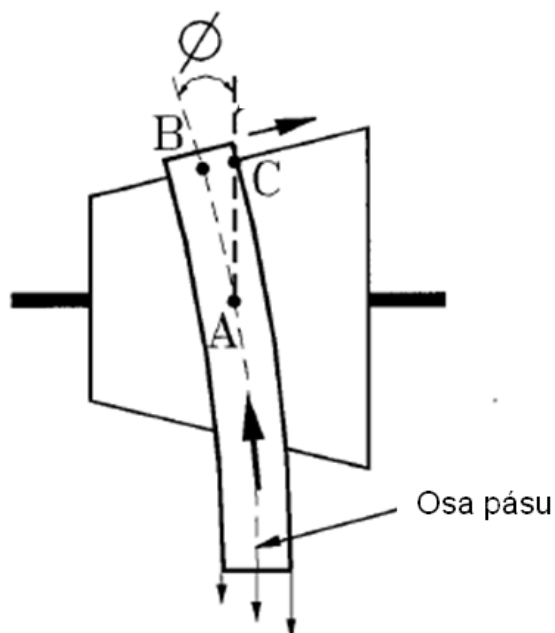


Obr. 2-14 Síla posuvu na pilový pás  
zdroj [36]



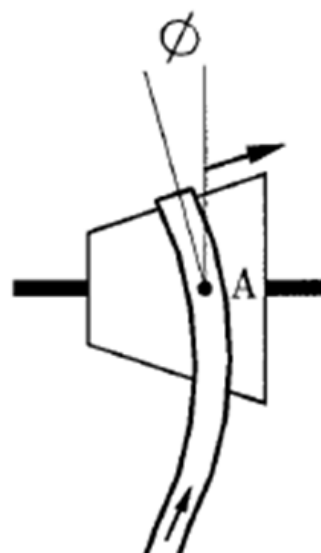
## Prvky napomáhající stabilitě pásu - paradox tvarovaných kladek

Na Obr. 2-15 lze vidět použití kuželové kladky místo ploché. Pravý okraj pilového



Napětí v pásu

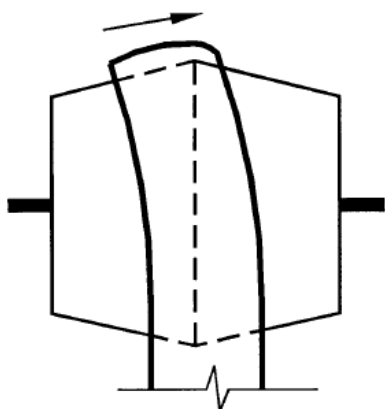
Obr. 2-15 Pás na začátku pohybu  
zdroj [36]



Obr. 2-16 Prohnutí pásu při pohybu  
zdroj [36]

pásu je natažen větším průměrem kladky více než levý okraj. Proto vzniká v pravém okraji pásu větší tahové napětí. Nerovnoměrné tahové napětí v průřezu pásu způsobí

jeho příčný ohyb, jak je vidět na Obr. 2-15. Jelikož je pás prohnutý, dosedá na kladku s nenulovým náběžným úhlem  $\Phi$ . Pás se tedy bude pohybovat směrem vpravo nahoru. Předpokladem pro pohyb pásu vpravo je dostatečné tření mezi pásem a kladkou. V případě nedostatečného tření se pás sesmekne z kladky směrem vlevo.



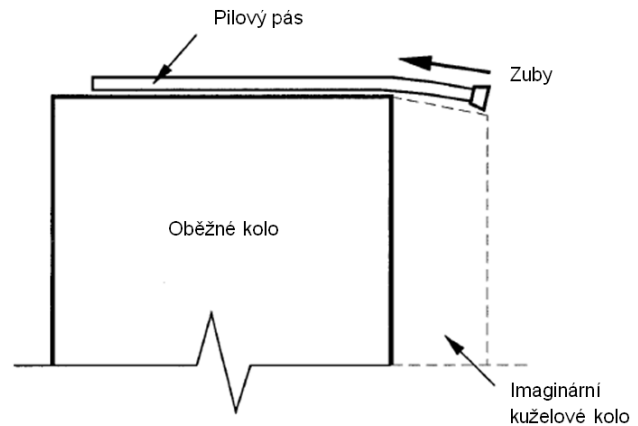
Obr. 2-17 Příčný posuv  
pilového pásu  
zdroj [36]

Reálné kladky mají kužel na obou stranách Obr. 2-17. Pás se na této kladce bude posouvat po kuželové ploše směrem nahoru až do středové polohy. V této poloze je pravý i levý okraj pásu napínán stejně, takže se pás narovná. Tím se

dosáhne nulového úhlu  $\Phi$  a pás zůstane v této poloze stabilní.

### Prvky napomáhající stabilitě pásu - přesah pilového listu

Přesah pilového listu přes šířku oběžného kola na straně zubů se chová podobně, jako kdyby bylo oběžné kolo na konci kuželové, a tím také napomáhá udržet pilový pás na oběžných kolech viz Obr. 2-18.

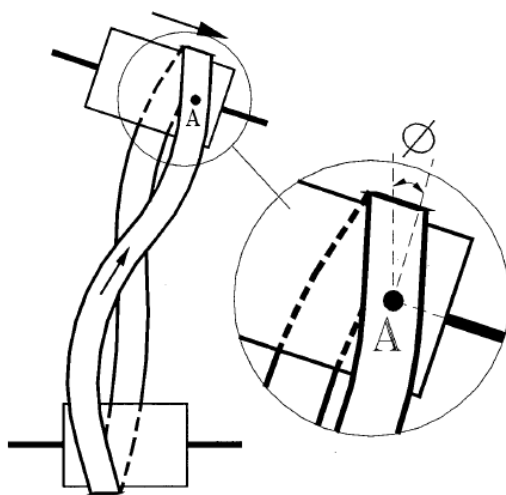


Obr. 2-18 Přesah pilového pásu zdroj

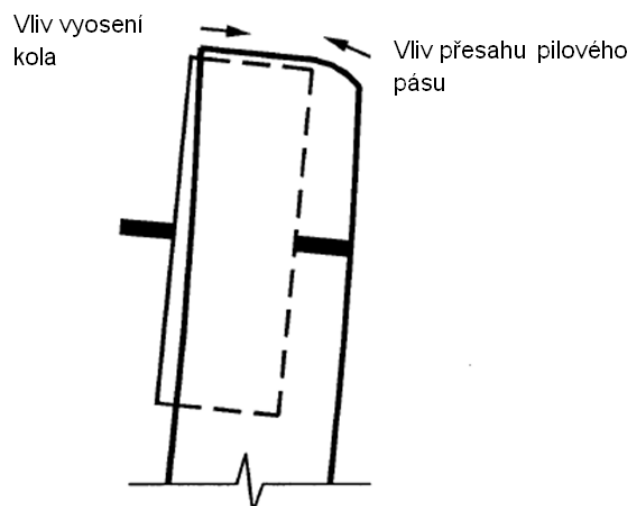
[36]

### Prvky napomáhající stabilitě pásu - vyosení oběžného kola

Vyosení oběžného kola vytvoří nenulový náběžný úhel  $\Phi$  viz Obr. 2-19. Vlivem toho se pás začne pohybovat směrem doprava. Tím však vzrůstá vliv přesahu pilového pásu. Postupně se oba vlivy vyrovnají a pás zůstane v nové stabilní poloze viz Obr.



Obr. 2-19 Vyosení oběžného kola zdroj [36]



Obr. 2-20 Vyosení a přesah společně zdroj

[36]

2-20. Vyosení oběžného kola má snahu pohybovat s pásem proti směru posuvu kmenu do řezu. Vyosení kol tedy napomáhá k vyrovnání sil posuvu a zabraňuje sjíždění pásu ve směru posuvu.



## 2.5. Zajištění správného chodu pásu

Pro správný stabilní chod pásu a zamezení padání pásu z oběžných kol se využívá kombinace všech následujících konstrukčních řešení pásové pily:

- **Vodítka pilového pásu**  
Vodítka pilového pásu zachycují sílu od posuvu kmenu do řezu.
- **Nastavení souososti oběžných kol**  
Stabilita plochého pásu na oběžných kolech je velmi citlivá na přesné nastavení souososti oběžných kol. Proto je každé kolo vybavené možností nastavení naklopení ve vodorovném i svislém směru.
- **Tvarovaná oběžná kola**  
Oběžná kola mají tvar symetrických kuželů anebo kulové plochy, aby vrátila pás do stabilní polohy i v případě, že z ní byl vychýlen. Musí však být zajištěno dostatečné tření mezi pásem a oběžným kolem.
- **Přesah pilového listu**  
Pilový list přesahuje přes hranu oběžného kola na straně zubů, jednak aby se neotupovaly zuby a jednak aby napomáhal udržet pás ve stabilní poloze.
- **Mírné vyosení oběžného kola**  
Vyosením oběžného kola se nastavuje stabilní poloha pásu. Zároveň také napomáhá vyrovnávat síly od posuvu kmenu do řezu.
- **Napnutí pásu při jeho ohřevu**  
Pilový pás je nutné mít stále napnutý, i když je vlivem teploty protažen.



### 3. PRAKTICKÁ ČÁST - KONSTRUKCE

#### 3.1. Zadané požadavky na pásovou pilu

Pásová pila má být mobilní, takže by měla mít malé rozměry a přiměřenou hmotnost. Požadavky na rozměry kmenů, které lze na pile zpracovat jsou následující:

Maximální průměr kmenu: 550 mm

Délka kmenu: 4 m

#### 3.2. Výpočet řezných podmínek

Řezné podmínky byly vypočítány dle vzorců v kapitole 2.1 a optimalizovány v programu MS Excel. Optimalizace hodnot byla stanovena s ohledem na to, že pila má být mobilní pro řezání kmenů menších průměrů. Ve výpočtech byly zohledněny i podmínky minimální a maximální rychlosti posuvu dle kapitoly 2.3.

Ve výpočtu bylo možné zadávat:

- Průměr kmenu
- Řeznou rychlost
- Rychlost posuvu
- Průměr oběžného kola pásové pily
- Druh a vlastnosti dřeviny
- Parametry pilového pásu

Výsledné hodnoty

- Potřebný řezný výkon
- Síla posuvu do řezu

Výsledky výpočtu

Pro mobilní pásovou pilu do max. průměru kmenu 550 mm je dle výpočtů vhodný motor o výkonu  $P = 7,5 \text{ kW}$ . Výpočet byl proveden za níže uvedených podmínek:

- Pilový list od firmy PILANA



- Pilana 32x0,9 typ WM1  
Rozteč zubů: 22 mm  
Úhel řezu: 75°  
Doporučená řezná rychlost 20 – 35 m/s
- Řezná rychlost 25 m/s
- Průměr oběžných kol: 600 mm

Následující tabulka ukazuje řezné podmínky za plného využití výkonu  $N=7,5 \text{ kW}$  pro různé dřeviny a otupení pilového pásu:

Tab 3.1 Řezné podmínky při maximálním výkonu

<b><math>N = 7,5 \text{ kW}</math></b>				
Případ	Dřevina	Průměr kmene [mm]	Poloměr otupení [ $\mu\text{m}$ ]	Rychlost posuvu [m/min.]
1	Smrk	550	20	5,5
2	Smrk	300	20	15
3	Smrk	550	45	3,5
4	Smrk	300	45	9
5	Smrk	360	60	4,5
6	Dub	550	20	1,5
7	Dub	320	45	3,5
8	Dub	200	60	4,5

Pro všechny výše uvedené případy, kdy je plně využit výkon pily platí:

Síla posuvu  $P_u = 90 \text{ N}$

Řezná síla  $P = 300 \text{ N}$

Tabulka je rozdělena na případ řezání měkké dřeviny – smrk a tvrdé dřeviny – dub. Je zde vidět maximální možná rychlost posuvu pro různé případy otupení pilového listu (20mm – velmi ostrý, 45mm – středně ostrý, 60mm – začíná být otupený).

Případ č.1 a č.3 v Tab 3.1 je pro maximální průměr kmenu měkké dřeviny, pod tím (č.2, č.4 v Tab 3.1) je uveden případ, kdy se řeže středně velký průměr kmenu. V případě č.5 (Tab 3.1) je uveden maximální možný průměr kmenu, který lze řezat. Pilový list je již otupen a nelze řezat kmen maximálního průměru, protože snížení rychlosti (které by snížilo potřebný výkon pily na 7,5 kW) by vedlo k pálení dřeva a



pila by přestala řezat (popsáno v kapitole 2.3). Obdobný případ nastává i v případech č.7 a č.8 (Tab 3.1). Z uvedených hodnot vyplývá, že velmi záleží na tom, jak je ostrý pilový pás. Pokud chceme řezat tvrdou dřevinu o maximálním průměru, tak je zapotřebí, aby byl pilový pás ostrý. Hodnoty uvedené v tabulce jsou pouze teoretické hodnoty, protože posuv pily do řezu je ruční a tudíž se hodnoty řezných podmínek odvíjejí od toho, jak obsluha tlačí pilu do řezu (vice o posuvu v kapitole 3.5.2).

### 3.3. Výpočet namáhání pilového pásu

Kontrola namáhání pilového pásu byla provedena dle vzorců v kapitole 2.2, pro následující parametry vybraného pilového pásu, rozměry a osovou vzdálenost oběžných kol pásové pily.

- Pilový list od firmy PILANA  
Pilana 32x0,9 typ WM1  
Doporučené tahové napětí  $\sigma_1 = 40 \text{ MPa}$   
Materiál 80NiCr11,  $\sigma_{Pt} = 1430 \text{ MPa}$
- Průměr oběžných kol  $D = 600 \text{ mm}$
- Zakřivení oběžných kol zvoleno dle literatury [2]:  $D_b = 10\,000 \text{ mm}$
- Vzdálenost oběžných kol  $L = 1200 \text{ mm}$

**Napínací síla  $P_n$**  dle vzorce (2.10)

$$P_n = 2 \cdot \sigma_1 \cdot \dot{s} \cdot s$$

$$P_n = 2 \cdot 40 \cdot 10^6 \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} = 2304 \text{ N}$$

**Napětí od ohybu na oběžném kole  $\sigma_2$**  dle vzorce (2.17)

$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s}{D}$$

$$\sigma_2 = \frac{2,1 \cdot 10^{11}}{1 - 0,3^2} \cdot \frac{0,9 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 315 \text{ MPa}$$



**Napětí vlivem tvarovaných kol  $\sigma_3$  dle vzorce (2.18)**

$$\sigma_3 = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s}{D_b}$$

$$\sigma_3 = \frac{2,1 \cdot 10^{11}}{1 - 0,3^2} \cdot \frac{0,9 \cdot 10^{-3}}{10} = 18,9 \text{ MPa}$$

**Napětí od vyosení kol  $\sigma_4$  dle vzorce (2.19)**

Běžné hodnoty vyosení kol dle literatury [2] bývají v rozmezí  $\psi = 0 \div 0,5^\circ$

$$\sigma_4 = \frac{\psi \cdot E}{180} \cdot \frac{\xi}{L}$$

$$\sigma_4 = \frac{0,5 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{180} \cdot \frac{32 \cdot 10^{-3}}{1,2} = 10 \text{ MPa}$$

**Napětí od řezné síly  $\sigma_5$  vzorce (2.20)**

$$\sigma_5 = \frac{P}{\xi \cdot s}$$

$$\sigma_5 = \frac{300}{32 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 \cdot 10^{-3}} = 10,5 \text{ MPa}$$

**Výsledné maximální napětí  $\sigma_{red}$  dle vzorce (2.21)**

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5)^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5) \cdot \sigma_3}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(40 + 315 + 10 + 10,5)^2 + 18,9^2 - (40 + 315 + 10 + 10,5) \cdot 18,9}$$

$$\sigma_{red} = 367 \text{ MPa}$$

**Cyklické namáhání pilového pásu dle [9]**

Součinitel asymetrie cyklu

$$R = \frac{\sigma_D}{\sigma_H} = \frac{\sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2} = \frac{40}{40 + 315} = 0,12$$

Střední napětí a amplituda cyklu



$$\sigma_M = \frac{\sigma_H + \sigma_D}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_1}{2} = \frac{40 + 315 + 40}{2} = 197,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_H - \sigma_D}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 - \sigma_1}{2} = \frac{315}{2} = 157,5 \text{ MPa}$$

Mez únavy souměrně střídavého

$$\sigma_{C(-1)} = 0,35 \cdot \sigma_{Pt} = 0,35 \cdot 1430 = 500 \text{ MPa}$$

Vliv vrubu dle vzorce (2.24)

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,85 \cdot (1,6 - 1) = 1,53$$

Koeficient  $\alpha = 1,6$  dle [9] při správném zaoblení zubové mezery při pečlivém ostření

Mez únavy pro souměrně střídavý cyklus s vrubem dle vzorce (2.23)

$$\sigma_{C(-1)}^* = \frac{\sigma_C \cdot \varepsilon_V \cdot \eta_P}{\beta} = \frac{500 \cdot 0,99 \cdot 0,75}{1,53} = 243 \text{ MPa}$$

Mez únavy pro pulzující tah dle vzorce (2.22)

$$\sigma_C = \sigma_{C(-1)}^* + (1 - \Psi_\sigma) \cdot \sigma_M$$

$$\sigma_C = 243 + (1 - 0,25) \cdot 197,5 = 391 \text{ MPa}$$

Koeficienty  $q$ ,  $\varepsilon_V$ ,  $\eta_P$ ,  $\Psi_\sigma$  vyhledány v tabulkách v [9].

$$\sigma_{red} = 367 < \sigma_C = 391 \text{ MPa}$$

Výsledné maximální napětí v pilovém pásu je jen o málo menší než mez únavy. Správně by se měl zvětšit průměr oběžných kol, aby pilový list nebyl tolik namáhán ohybovým napětím. Také dle doporučení výrobce pilových pásů by měl být průměr oběžných kol  $1000 \times$  tloušťka pilového pásu, což by bylo v tomto případě  $D=0,9 \cdot 1000=900 \text{ mm}$  místo použitého  $D=600 \text{ mm}$ .

U mobilních pásových pil se ale předpokládá, že pila nebude stále v provozu, jako velké stacionární pily. U mobilních pil se upřednostňuje jejich malý rozměr i za cenu toho, že pilový pás může při dlouhodobém používání prasknout. Proto se volí průměr oběžných kol menší než je doporučeno.





**Kritická síla posuvu**  $P_{kr}$  dle vzorce (2.25)

$$P_{kr} = 16,4 \frac{\check{s} \cdot s_1^2 \sqrt{G \cdot \sigma_1}}{L_1} = 16,4 \cdot \frac{32 \cdot 0,9^2 \cdot \sqrt{81000 \cdot 40}}{650} = 1177 \text{ N}$$

Vzdálenost vodiček bude maximálně  $L_1 = 650 \text{ mm}$

Výsledná kritická síla je větší než maximální síla posuvu  $P_u = 90 \text{ N}$ , takže nebude docházet k vybočování pilového pásu ani při maximálním zatížení pily.

### 3.4. Experimentální ověření paradoxu tvarovaných kladek

Paradox tvarovaných kladek jsem se pokusil experimentálně ověřit. Vytvořil jsem malý model, na kterém jsem zkoušel příčný pohyb pásu na kladkách. Při pokusech bylo zjištěno, že pokud je zajištěno dostatečné tření mezi pásem a tvarovanou kladkou, pás se opravdu posouvá z krajní polohy do polohy středové, kde se ustálí. V případě malého tření pás z kladky sklouzne. U reálné pily je zajištěna dostatečná třecí síla mezi pásem a kladkou od napnutí pásu. Foto vytvořeného modelu je v příloze 26.

### 3.5. Návrh mobilní pásové pily

Pásová pila byla navržena tak, aby měla co nejmenší rozměry a hmotnost, aby bylo možné ji naložit na přívěs a převézt. Vhodné přívěsy jsou například přívěsy od firmy Agados – typ DONA v provedení plato, na které by se pila pouze položila a připevnila. Další možností může být úprava spodního rámu pily, aby se k němu mohla přidělat náprava a pila by pak byla mobilní sama o sobě. Problémem tohoto řešení je, že by se musely provést zkoušky způsobilosti zařízení pro jízdu po silničních komunikacích. Celkový pohled na model navržené mobilní pásové pily je možné vidět v příloze 9 a 10.

Rozdělení na hlavní konstrukční celky:

- Hlava pily
- Svislý rám
- Spodní rám pro uchycení kmenu

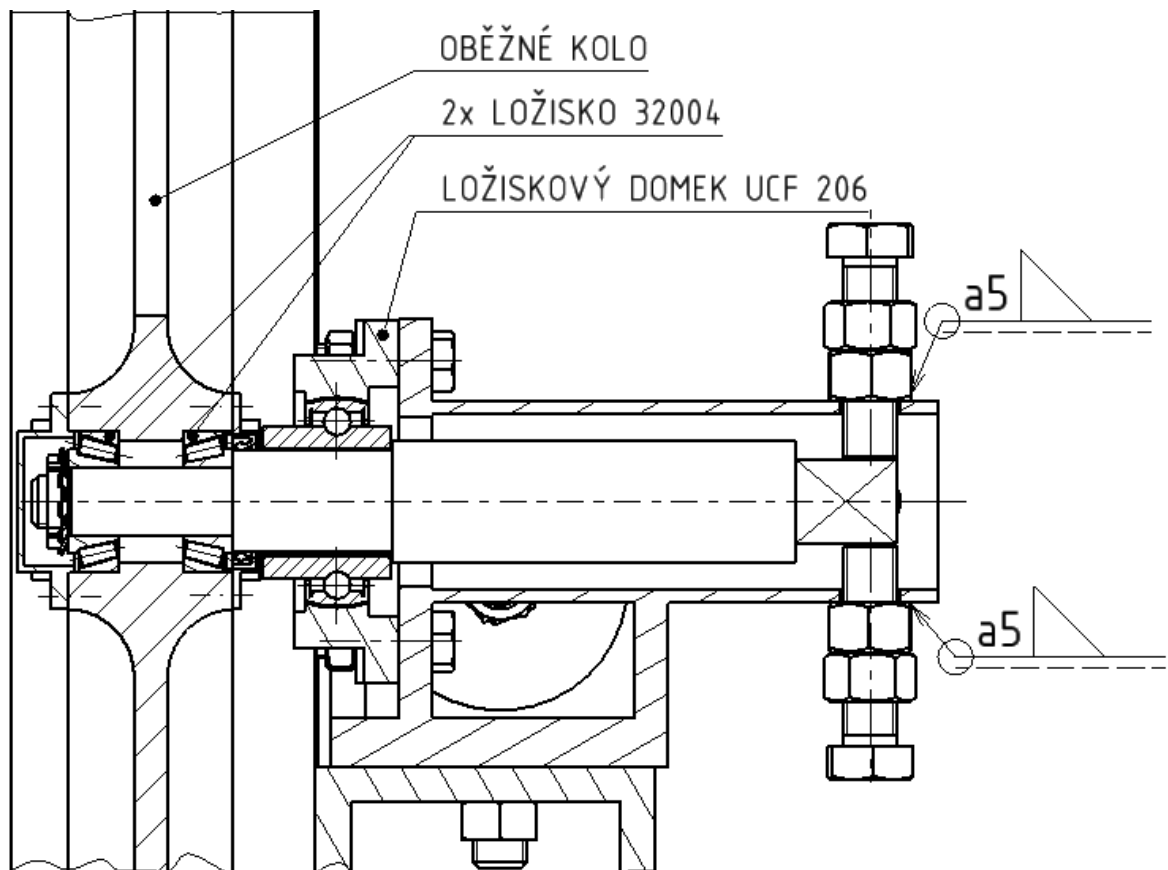
V následujících podkapitolách je podrobněji rozepsáno konstrukční řešení jednotlivých celků.

### 3.5.1. Hlava pily

#### Uložení oběžného kola pásové pily

Jak již bylo uvedeno v kapitole 2.5, pro stabilitu pilového pásu je nutné zajistit možnost nastavení přesné sousostnosti oběžných kol a dále možnost mírného vyosení kol pro nastavení polohy pilového pásu za chodu. Oběžné kolo musí být možno naklápět ve vodorovné i svislé rovině.

Pro uložení oběžného kola jsem použil hřídel, který se neotáčí. Na hřídel je přes 2 ložiska otočně uloženo oběžné kolo. Hřídel je na pevně uchycen v ložiskovém domku UCF s naklápěcím ložiskem. Na druhém konci hřídele jsou 4 stavěcí šrouby, které umožňují nastavení úhlu naklopení oběžného kola.



Obr. 3-1 Uložení oběžného kola

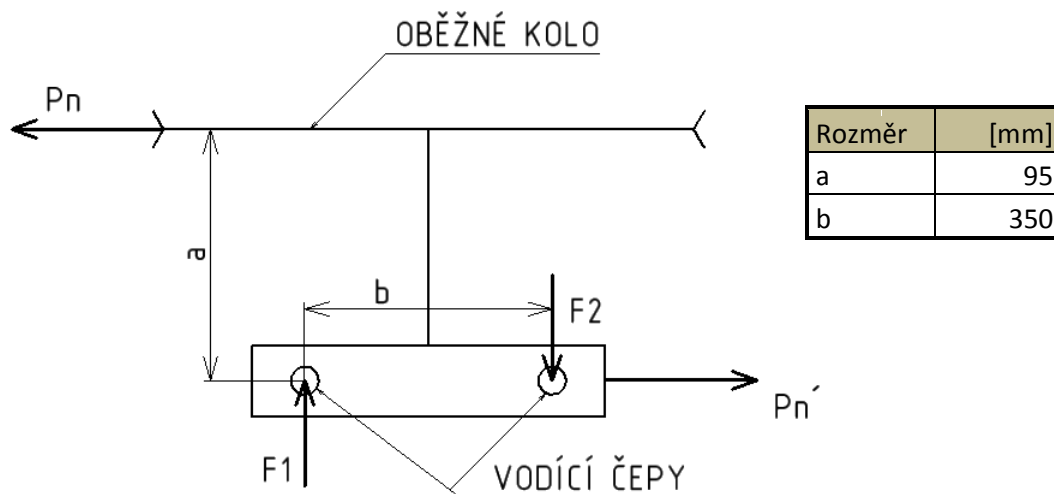
#### Napínání pilového pásu

Napínání pilového pásu je řešeno posuvným pohybem oběžného kola, jak je vidět na obrázku v příloze 11. Domeček, ve kterém je uložena hřídel oběžného kola, je

přichycen posuvně k rámu pily pomocí dvou vodících čepů. Pilový pás musí být napnut na požadované napětí a dále je třeba ho udržovat napnutý i při tepelném prodloužení. Proto je napínání řešeno pomocí pružinové gumy. Celková síla potřebná k napnutí musí překonat napínací sílu pilového pásu plus tření na vodících čepích plus sílu tření od hmotnosti oběžného kola.

### Rozbor sil napínacího mechanismu

Tření ve vodících čepích domečku oběžného kola



Obr. 3-2 Rozbor sil napínacího mechanismu

$Pn'$  napínací síla pilového pásu

$Pn$  síla od napínaného pilového listu viz kapitola 3.2

$F1, F2$  reakce ve vodících čepích na domeček oběžného kola

Momentová rovnováha k bodu působitě síly  $F1$ :

$$Pn \cdot a - F2 \cdot b = 0$$

$$F2 = F1 = \frac{a}{b} \cdot Pn$$

$$F2 = F1 = \frac{95}{350} \cdot 2304 = 625 \text{ N}$$

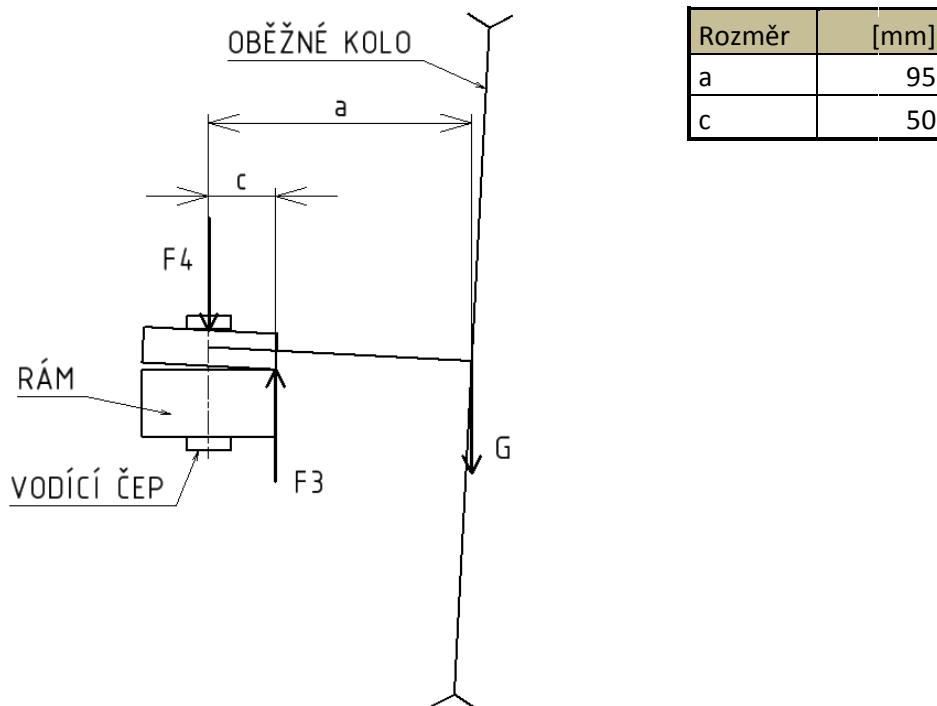
Třecí síla ve vodících čepech

$$F_{t\check{c}} = F_1 \cdot f + F_2 \cdot f = 2 \cdot F_1 \cdot f$$

$f = 0,15$  ocel na ocel za sucha (součinitel smykového tření)

$$F_{t\check{c}} = 2 \cdot 625 \cdot 0,15 = 187,5 N$$

Tření od hmotnosti oběžného kola



Obr. 3-3 Tření od hmotnosti oběžného kola

$G$  tíha oběžného kola

$$G = m \cdot g = 19 \cdot 9,81 = 186 N \quad (\text{kde } m = 19 \text{ kg hmotnost oběžného kola})$$

$F_3, F_4$  reakce od tíhy oběžného kola

Momentová rovnováha k bodu působitě síly  $F_4$ :

$$F_3 \cdot c - G \cdot a = 0$$

$$F_3 = \frac{a}{c} \cdot G$$



$$F4 = F3 - G$$

$$F3 = \frac{95}{50} \cdot 186 = 353,4 \text{ N}$$

$$F4 = 353,4 - 186 = 167,4 \text{ N}$$

Třecí síla od hmotnosti oběžného kola

$$F_{tG} = F3 \cdot f + F4 \cdot f = f \cdot (F3 + F4)$$

$f = 0,15$  ocel na ocel za sucha

$$F_{tG} = 0,15 \cdot (353,4 + 167,4) \doteq 78 \text{ N}$$

Celková napínací síla

$$Pn' = P_n + F_{tč} + F_{tG}$$

$$Pn' = 2304 + 187,5 + 78 = 2569,5 \text{ N}$$

Kvůli snížení třecích sil jsem se snažil, aby vzdálenost vodících čepů (b) byla co největší a naopak vzdálenost vodícího mechanismu od oběžného kola co nejmenší (a). S ohledem na celkové rozměry rámu a jednotlivých konstrukčních prvků jsou výsledné rozměry  $a = 90 \text{ mm}$ ,  $b = 350 \text{ mm}$ ,  $c = 50 \text{ mm}$ .

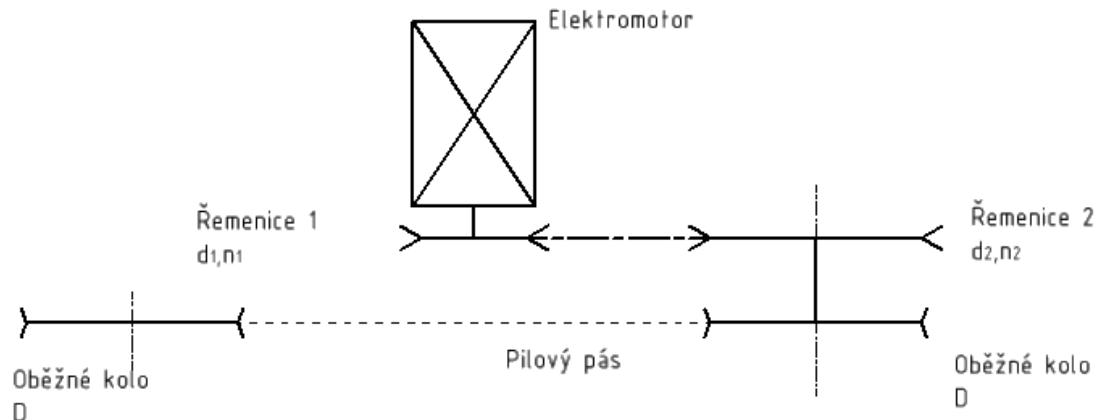
Pro napínání pilového pásu jsem zvolil pružinovou gumu MM183 od firmy Antivibration Products (max. zatížení 3KN).

### Vodítka pilového pásu

Obrázek vodítka pilového pásu je v příloze 12. Vodítka tvoří dva hranolové bloky, které je možné posouvat ve svislém směru. Pro zachycení síly od posuvu pily slouží ložisko, které drží pilový pás zezadu. Celé vodítko tj. bloky s ložiskem, je možné zasunout dozadu a tím nastavit vzdálenost ložiska od pilového pásu, a nebo celé vodítko odsunout pro montáž nového pilového pásu. Vzájemnou vzdálenost vodítek je možné nastavit pomocí levého vodítka (při předním pohledu), které lze posouvat, jak lze vidět v příloze 13. Seřízení vodítek je nutné vždy po výměně pilového pásu. Při správném nastavení se vodítka nedotýkají pilového pásu, pokud pila není v záběru.

## Pohon pásové pily

Pilový pás je poháněn pomocí řemenového převodu, jak znázorňuje následující schéma Obr. 3-4.



Obr. 3-4 Schéma pohonu pásové pily

Parametry výpočtu řemenového převodu:

Přenášený výkon  $P_m = 7,5 \text{ kW}$  (viz kap. 3.2)

Řezná rychlost  $v = 25 \text{ m/s}$  (viz kap. 3.2)

Průměr oběžného kola  $D = 600 \text{ mm}$

### Otáčky řemenice-2

Převod mezi elektromotorem a oběžným kolem pily je tvořen pouze řemenovým převodem. Kvůli dostatečnému převodu je nutné, aby řemenice-2 byla velká. Proto je jako řemenice-2 využito přímo oběžné kolo. Řemenice-2 má průměr  $d_2 = 600 \text{ mm}$ .

Výpočet otáček řemenice-2 (oběžného kola) z řezné rychlosti:

$$n_2 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 25}{\pi \cdot 0,6} \doteq 796 \text{ ot/min}$$

$$d_2 = 600 \text{ mm}$$



### Otáčky řemenice-1

Pro pohon pily je zvolen elektromotor se jmenovitými otáčkami 2800 ot/min. Tyto jmenovité otáčky jsou zvoleny proto, aby nedošlo k příliš velkým změnám převodového poměru při použití spalovacího motoru pro pohon pily. Jmenovité otáčky spalovacích motorů jsou 3600 ot/min.

$$n_1 = 2800 \text{ ot/min}$$

### Převodový poměr

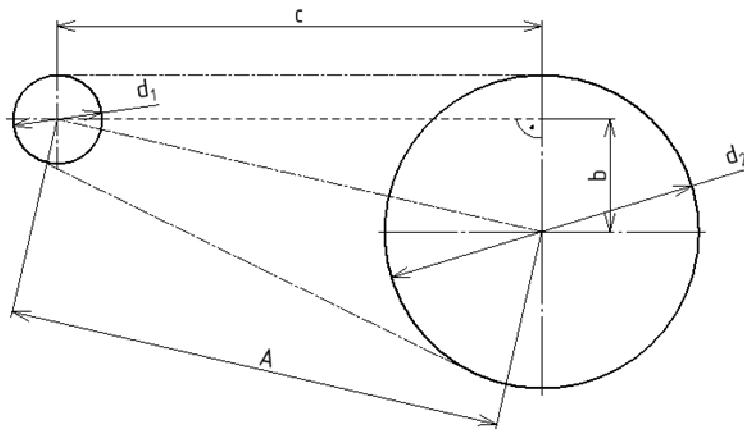
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2800}{796} = 3,5$$

### Průměr malé řemenice

$$d_1 = \frac{d_2}{i} = \frac{600}{3,5} = 171 \text{ mm} \rightarrow \text{zvoleno } d_1 = 170 \text{ mm}$$

### Vzdálenost os řemenic

Motor bude umístěn uprostřed mezi oběžná kola pily tak, že vrchní větev řemenu bude vodorovná, jak je vidět na o Obr. 3-5. Osová vzdálenost oběžných kol  $L = 1200 \text{ mm}$ , takže  $c = \frac{L}{2} = \frac{1200}{2} = 600 \text{ mm}$ .



Rozměr	[mm]
$d_1$	170
$d_2$	600
L	1200

Obr. 3-5 Schéma řemenového převodu

$$b = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{600 - 170}{2} = 215 \text{ mm}$$

$$A = \sqrt{b^2 + c^2} = \sqrt{215^2 + 600^2} = 637 \text{ mm}$$

#### Provozní součinitel převodu

Typ provozu pásové pily je „Těžký“ (dřezpracující stroje) s předpokládaným maximálně jednosměnným provozem. Provozní součinitel převodu je dle [39]:

$$c_p = 1,2$$

#### Výpočtový výkon – dle [38]

$$P_V = P_m \cdot c_p = 7,5 \cdot 1,2 = 9 \text{ kW}$$

#### Typ řemene

Pro výpočtový výkon  $P_V=9 \text{ kW}$  a otáčky malé řemenice 2800 ot/min. volím dle [38] řemen typu SPZ.

#### Úhel opásání dle [38]:

$$\gamma = 2 \cdot \arccos \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot A} = 2 \cdot \arccos \frac{600 - 170}{2 \cdot 637} = 140,6^\circ$$





Výpočtová délka řemenu dle [38]:

$$\beta = 180 - \gamma = 180 - 140,6 = 39,4$$

$$L_{pp} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot (180 - \beta)}{360} + \frac{\pi \cdot d_2 \cdot (180 + \beta)}{360} + 2 \cdot A \cdot \cos \frac{\beta}{2}$$

$$L_{pp} = \frac{\pi \cdot 170 \cdot (180 - 39,4)}{360} + \frac{\pi \cdot 600 \cdot (180 + 39,4)}{360} + 2 \cdot 637 \cdot \cos (19,7)$$

$$L_{pp} = 2557 \text{ mm}$$

Zvolená délka řemenu:

$$L_p = 2540 \text{ mm}$$

Skutečné rozměry:

$$A = p + \sqrt{p^2 + q}$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (d_1 + d_2)$$

$$p = 0,25 \cdot 2540 - 0,393 \cdot (170 + 600) = 332,4$$

$$q = 0,125 \cdot (d_2 - d_1)^2$$

$$q = 0,125 \cdot (600 - 170)^2 = 23112,5$$

$$A = 332,4 + \sqrt{332,4^2 + 23112,5} = 628 \text{ mm}$$

$$\beta = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{A} = \arcsin \frac{600 - 170}{628} = 40^\circ$$

$$\gamma = 180 - \beta = 140^\circ$$

Výkon přenositelný jedním řemenem

Výkon přenositelný jedním řemenem  $P^*$  pro řemen SPZ,  $i=5$ ,  $n_1=2800$ ,  $d_1=170$  byl odečten z tabulek v [39].

$$P^*=8,3 \text{ kW}$$



Skutečně přenositelný výkon jedním řemenem dle [38]:

$$P_1 = P^* \cdot \frac{c_\alpha \cdot c_L}{c_p}$$

Součinitel opásání malé řemenice odečten pro  $\gamma=140^\circ$  z tabulek v [39]:

$$c_\alpha=0,89$$

Součinitel vlivu délky řemene odečten pro řemen typu SPZ,  $L_p=2540 \text{ mm}$  z tabulek v [39]:

$$c_L=1,07$$

$$P_1 = P^* \cdot \frac{c_\alpha \cdot c_L}{c_p}$$

$$P_1 = 7,5^* \frac{0,89 \cdot 1,07}{1,2} = 5,95 \text{ kW}$$

Počet řemenů dle [38]:

$$n = \frac{P_m}{P_1} = \frac{7,5}{5,95} = 1,26$$

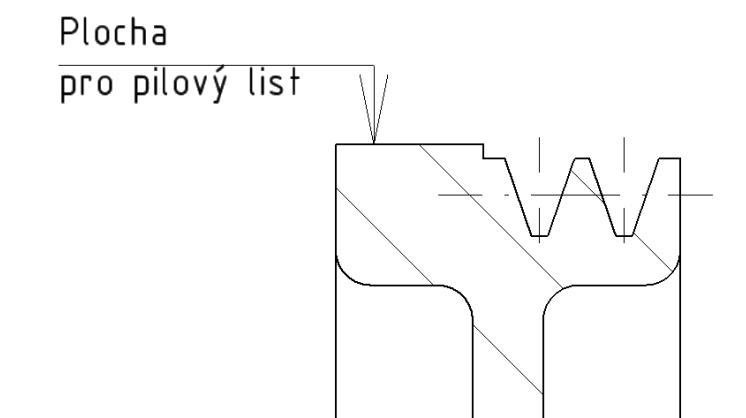
Řemenový převod bude mít 2 řemeny typu SPZ délky 2540 mm (firma TYMA - SPZ2540 Lw Contitech)

Řemenice

Jako malou řemenici je možné použít např. řemenici od firmy TYMA

- SPZ170-02 STAND

Velká řemenice bude součástí oběžného kola pásové pily jak znázorňuje Obr. 3-6. Kvůli jednodušší výrobě oběžných kol budou obě kola stejná.



Obr. 3-6 Řemenice oběžného kola

### Napínání řemenového převodu

Řemeny se napínají posuvem elektromotoru, na jehož hřídel je nasazena malá řemenice. Ten je uchycen pomocí čtyř šroubů k rámu, ve kterém jsou oválné díry. Motor se nejdříve předepne pomocí napínacích šroubů tak, aby řemeny byly napnuté a následně se zajistí šrouby na patkách. Napínací šrouby jsou každý z jedné strany motoru umístěné úhlopříčně, aby zamezily natáčení motoru, které bude způsobovat síla od napínaných řemenů. Mechanismus je znázorněn v příloze 14.

### **Uchycení pily ke svislému rámu**

Pásová pila je uchycena ke svislému rámu pomocí dvou kladek na levé straně (zadní pohled), jak je vidět v příloze 15. Vrchní kladka je výklopná, aby bylo možné nastavit pilu do přesné vodorovné polohy pomocí stavěcího šroubu. Na pravé straně je pila pouze přidržována pomocí úchytu se dvěma ložisky, jak je vidět v příloze 16. Tento úchyt pouze přidržuje pilu proti otáčení okolo svislé osy.

### **Zdvih pásové pily**

Zdvih pily je tvořen pohybovým šroubem, jak je vidět v příloze 17. Pohybový šroub je použit Tr 16x4, kvůli samosvornosti šroubu.



### Parametry pohybového zdvihového mechanismu

Tr 16x4

$$d_2 = 14$$

$$\beta = 15^\circ$$

$f = 0,11$  ....ocel –ocel

rameno kliky:  $r = 200 \text{ mm}$

### Výpočet zdvihového mechanismu

- Zatížení

$$m = 150 \text{ Kg}$$

$$Q = m \cdot g = 150 \cdot 9,81 = 1471 \text{ N}$$

- Moment na pohybovém šroubu

$$M = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')$$

$$\text{tg}\gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,4}{3,14 \cdot 14} = 0,09$$

$$\gamma = 5,1^\circ$$

$$\text{tg}\varphi' = \frac{f}{\cos\beta_n}$$

$$\text{tg}\beta_n = \text{tg}\beta \cdot \cos\gamma = \text{tg}15 \cdot \cos5,1 = 0,266$$

$$\text{tg}\varphi' = \frac{0,11}{\cos14,9} = 0,114$$

$$\varphi' = 6,5^\circ$$

$$M = 1471 \cdot \frac{0,014}{2} \cdot \text{tg}(5,1 + 6,5) = 2,1 \text{ Nm}$$

- Samosvornost pohybového šroubu

Pohybový šroub je samosvorný  $\gamma = 5,1^\circ < \varphi' 6,5^\circ$ .

- Síla na klice zdvihového mechanismu

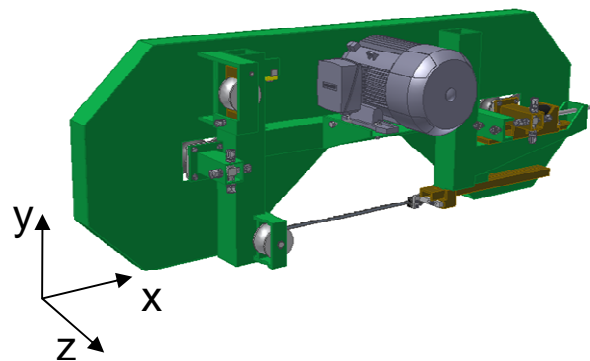
$$F = \frac{M}{r} = \frac{2,1}{0,2} = 10,5 \text{ N}$$

Pohybový šroub má malé stoupání z důvodu samosvornosti. To má za následek, že zdvih pily ze spodní do vrchní polohy trvá déle. Jelikož má být pila mobilní a určená k občasnému používání, není malé stoupání závitu problém. Pokud by ale měla být pila používána často, bylo by vhodné zvolit buď elektromotor pro pohon pohybového šroubu, a nebo vícechodý šroub. Pro vícechodý šroub by se ale muselo vyřešit zajištění pily proti pohybu, protože šroub by již nebyl samosvorný.

### Silový rozbor uchycení pily ke svislému rámu

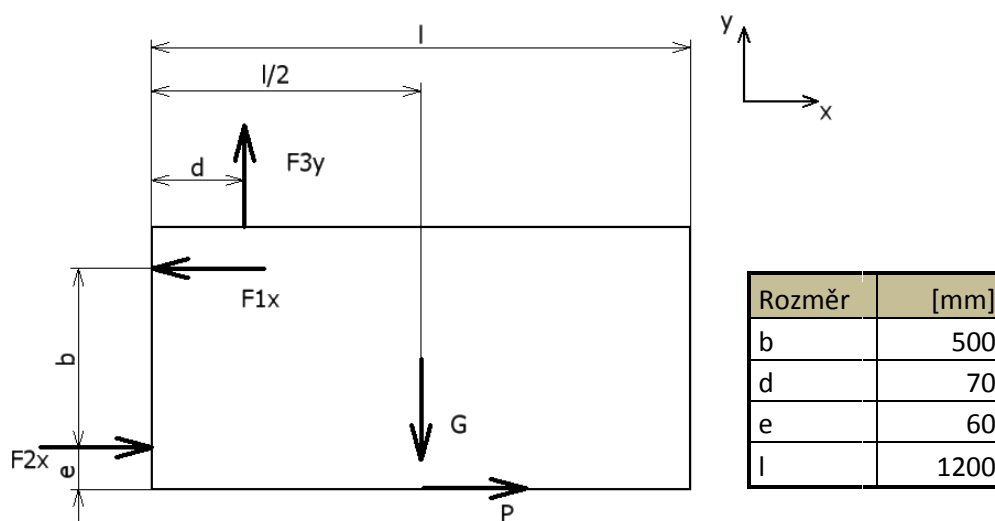
Silový rozbor řeší reakce v uložení pilové hlavy způsobené vlastní vahou a řeznými silami. Rozbor je řešen prostorově ve třech pohledech.

Souřadnicový systém viz Obr. 3-7:  
x .... v příčném směru pásové pily  
y..... ve směru zdvihu  
z..... ve směru pojezdu



Obr. 3-7 Pilová hlava - souřadnicový systém

### Rovina xy



Obr. 3-8 Pilová hlava - silový rozbor uchycení pily (1)



$G$  tíha pilové hlavy

$$G = m \cdot g = 150 \cdot 9,81 = 1471 \text{ N} \quad (\text{kde } m = 150 \text{ kg hmotnost pilové hlavy})$$

$P$  řezná síla (viz kapitola 3.2)

$F1x, F2x$  reakce uložení vodících kladek pilové hlavy v rovině  $xy$

$F3y$  reakce uložení závěsu pilové hlavy v rovině  $xy$

- Rovnice rovnováhy v rovině  $xy$ :

$$x: \quad F2x - F1x + P = 0$$

$$y: \quad F3y - G = 0$$

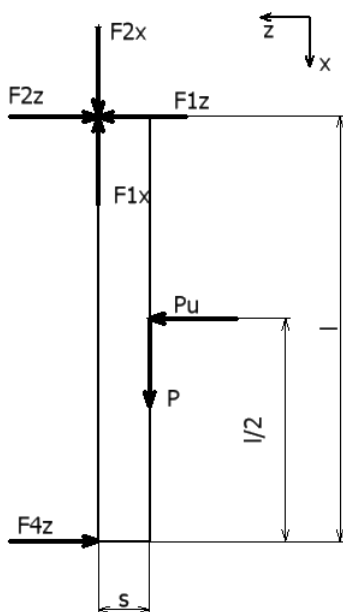
$$Mz(\text{v působišti síly } F2x) \quad b \cdot F1x + d \cdot F3y - \frac{l}{2} \cdot G + e \cdot P = 0$$

$$F3y = G = 150 \cdot 9,81 = 1471 \text{ N}$$

$$F1x = \frac{-d \cdot F3y + \frac{l}{2} \cdot G - e \cdot P}{b} = \frac{-0,07 \cdot 1471 + \frac{0,9}{2} \cdot 1471 - 0,06 \cdot 300}{0,5} = 1082 \text{ N}$$

$$F2x = F1x - P = 1082 - 300 = 782 \text{ N}$$

### Rovina $xz$



Rozměr	[mm]
l	1200
s	248

Obr. 3-9 Pilová hlava - silový rozbor uchycení pily (2)



$P$  řezná síla (viz kapitola 3.2)

$P_u$  síla posuvu (viz kapitola 3.2)

$F_{1x}, F_{1z}, F_{2x}, F_{2z}$  reakce uložení vodících kladek pilové hlavy v rovině  $xy$

$F_{4z}$  reakce uložení vodících ložisek pilové hlavy v rovině  $xy$

- Rovnice rovnováhy v rovině  $xz$ :

$$z: \quad F_{1z} + P_u - F_{2z} - F_{4z} = 0$$

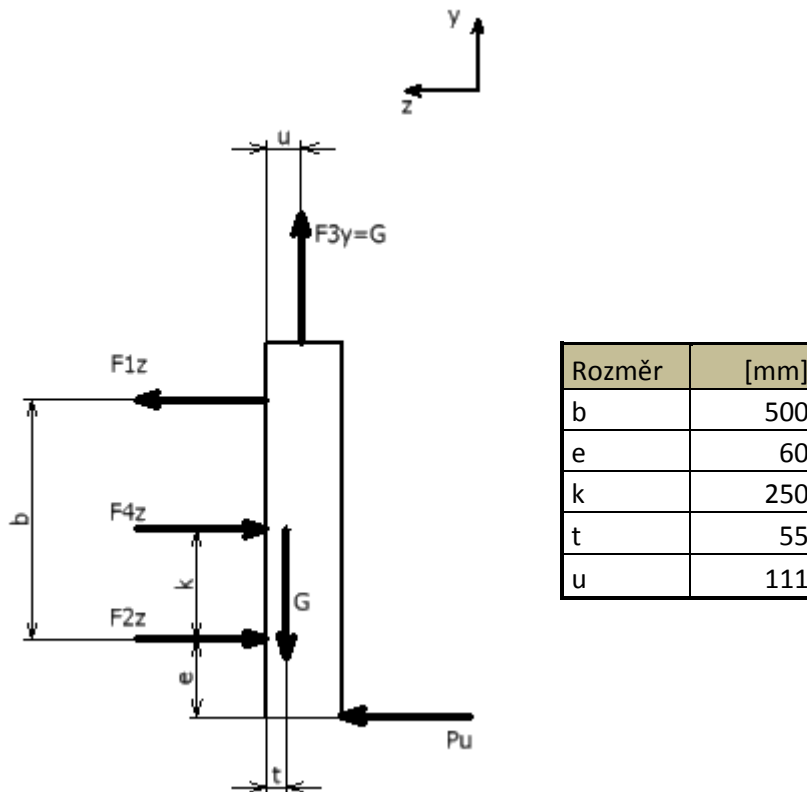
$$M_y(\text{v místě síly } F_{4z}): \quad l \cdot F_{1z} - l \cdot F_{2z} + \frac{l}{2} P_u - s \cdot P = 0$$

$$F_{2z} = F_{1z} + P_u - F_{4z}$$

$$l \cdot F_{1z} - l \cdot (F_{1z} + P_u - F_{4z}) + \frac{l}{2} P_u - s \cdot P = 0$$

$$l \cdot F_{1z} - l \cdot F_{1z} - l \cdot P_u + l \cdot F_{4z} + \frac{l}{2} P_u - s \cdot P = 0$$

$$F_{4z} = \frac{l \cdot P_u - \frac{l}{2} P_u + s \cdot P}{l} = \frac{0,9 \cdot 90 - \frac{0,9}{2} \cdot 90 + 0,248 \cdot 300}{0,9} = 127 \text{ N}$$

Rovina yz

Obr. 3-10 Pilová hlava - silový rozbor uchycení pily (3)

$G$  tíha pilové hlavy

$$G = m \cdot g = 150 \cdot 9,81 = 1471 \text{ N} \quad (\text{kde } m = 150 \text{ kg hmotnost pilové hlavy})$$

$P_u$  síla posuvu (viz kapitola 3.2)

$F_{1z}, F_{2z}$  reakce uložení vodících kladek pilové hlavy v rovině yz

$F_{3y}$  reakce uložení závěsu pilové hlavy v rovině yz

$F_{4z}$  reakce uložení vodících ložisek pilové hlavy v rovině yz

- Rovnice rovnováhy v rovině yz:

$$M_x(\text{v místě síly } F_{2z}): \quad b \cdot F_{1z} + u \cdot F_{3y} - k \cdot F_{4z} - t \cdot G - e \cdot P_u = 0$$

$$F_{1z} = \frac{-u \cdot F_{3y} + k \cdot F_{4z} + t \cdot G + e \cdot P_u}{b}$$

$$F_{1z} = \frac{-0,111 \cdot 1471 + 0,25 \cdot 127 + 0,055 \cdot 1471 + 0,06 \cdot 90}{0,5} = -90 \text{ N}$$





$$F_{2z} = F_{1z} + P_u - F_{4z} = -90 + 300 - 127 = 83 \text{ N}$$

#### Přehled výsledných reakcí v uložení pilové hlavy

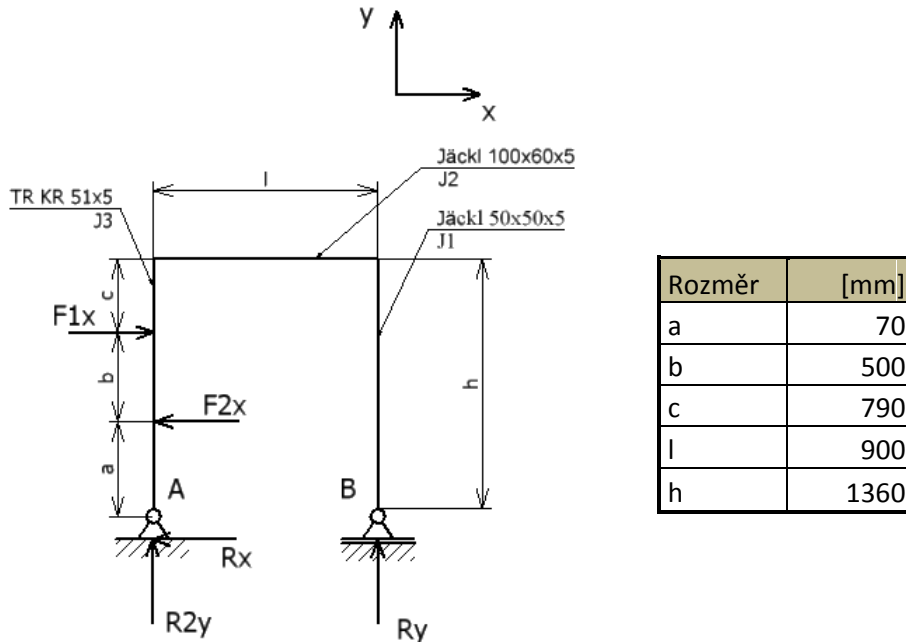
Popis	Síla	[N]
Vodící kladka vrchní	$F_{1x}$	1082
	$F_{1z}$	-90
Vodící kladka spodní	$F_{2x}$	782
	$F_{2z}$	83
Závěs zdvihu	$F_{3y}$	1471
Vodící ložiska	$F_{4z}$	127

### 3.5.2. Svislý rám

Svislý rám je tvořen výztužným rámem (svařenec), vodící trubkou, vodícím jäcklem a spodním profilem pro uchycení pojezdových kol viz příloha 18. Vodící trubka a jäckl jsou ke svařovanému rámu přišroubovány, aby nemohlo dojít k jejich nežádoucí deformaci vlivem svařování. Rám by mohl být tvořen pouze vodící trubkou, vodícím jäcklem a vrchním spojením bez výztužného rámu, ale došlo by k velké deformaci rámu viz následující odstavec.

#### **Výpočet svislého rámu pásové pily**

U svislého rámu byla provedena kontrola deformace v bodě B (viz Obr. 3-11) v rovině xy od zatížení pilovou hlavou. V tomto bodě očekávám největší deformaci. Výpočet je rozdělen na výpočet deformace od zatížení vodícími kladkami pilové hlavy - síly  $F_{1x}$  a  $F_{2x}$  (viz kap. 0 - Silový rozbor uchycení pily ke svislému rámu) a výpočet deformace od síly  $F_{3y}$  zdvihového mechanismu (viz kap. 0 - Silový rozbor uchycení pily ke svislému rámu). Tyto deformace jsou pak sečteny v celkovou deformaci svislého rámu od zatížení pilovou hlavou. Pro výpočet byl uvažován případ, kdy je pilová hlava v nejnižší poloze, protože v této poloze je svislý rám namáhán nejvíce. Analytický výpočet byl proveden pouze pro jednoduchý rám bez výztuh (křivý prut). Na základě výsledků byl rám vyztužen a pro tento rám byl proveden výpočet již jen metodou MKP.

Výpočet deformace od zatížení vodícími kladkami pilové hlavy

Obr. 3-11 Svislý rám - schéma k výpočtu deformace

$F1x, F2x$  zatížení vodícími kladkami pilové hlavy (viz kap. 0 - Silový rozbor uchycení pily ke svislému rámu)

$Rx, R2y, Ry$  reakce v uložení svislého rámu od  $F1x$  a  $F2x$

- Výpočet reakcí

Případ, kdy je pila ve spodní poloze

$$M_A: Ry \cdot l + F2x \cdot a - F1x \cdot (a + b) = 0$$

$$Ry = \frac{F1x \cdot (a + b) - F2x \cdot a}{l} = \frac{1082 \cdot (0,07 + 0,5) - 782 \cdot 0,07}{0,9} = 624 \text{ N}$$

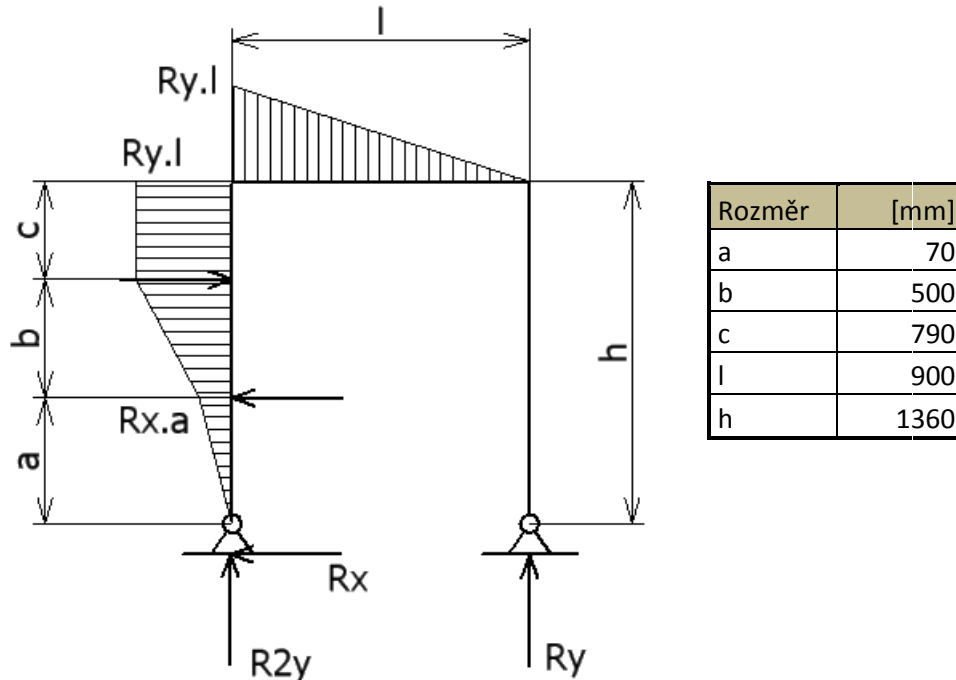
$$x: -Rx + F1x - F2x = 0$$

$$Rx = F1x - F2x = 1082 - 782 = 300 \text{ N}$$

$$y: R2y + Ry = 0$$

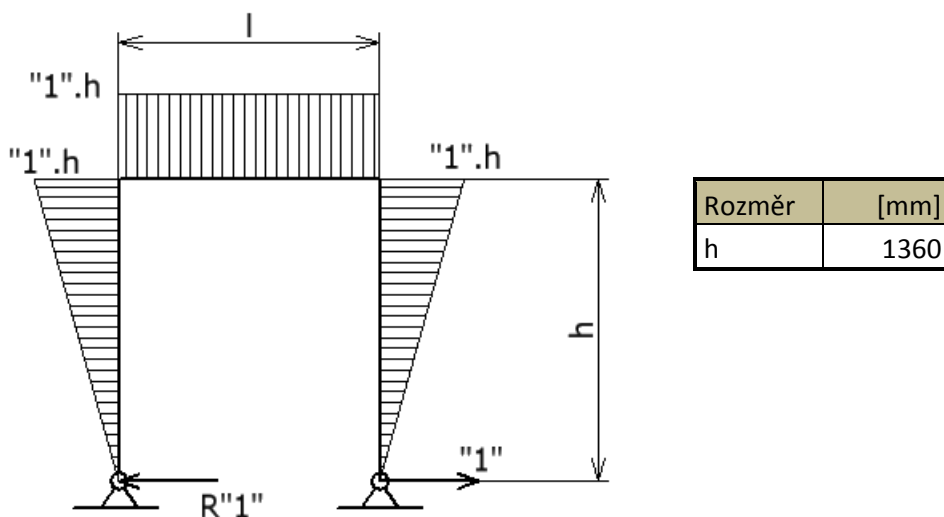
$$R2y = -Ry = -624 \text{ N}$$

- Průběh ohybového momentu od zatížení silami  $F1x, F2x$



Obr. 3-12 Svislý rám - průběh ohybového momentu (síly viz Obr. 3-11)

- Průběh momentu od jednotkového zatížení v bodě B



Obr. 3-13 Svislý rám - schéma k výpočtu posunutí bodu rámu dle Vereščagina

$R''1'$  reakce v uložení svislého rámu od jednotkového zatížení



- Posunutí bodu B vypočteno Vereščaginovou metodou

$$v = \frac{1}{EJ_z} \cdot \sum_{j=1}^n A_{Mj} \cdot m_{0Tj}$$

$A_{Mj}$  ....plocha pod křivkou  $M_0(x)$

$m_{0Tj}$ ...hodnota momentu od jednotkového silového účinku v místě, kde má plocha  $A_M$  těžiště

Jäckl 100x60x5

$J_2 = 1,81 \cdot 10^{-6} m^4$  .... Odečteno z tabulek výrobce Feron

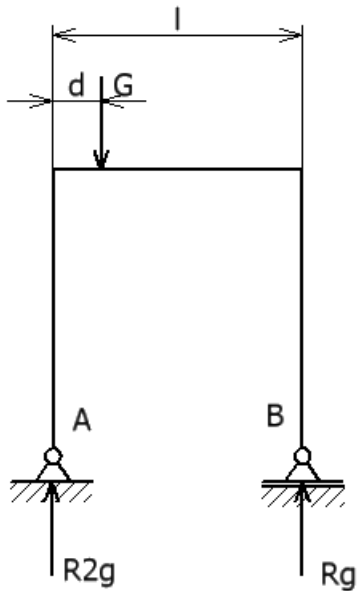
Trubka 51x5

$$J_3 = \frac{\pi}{32} \cdot (d^4 - d'^4) = \frac{\pi}{32} \cdot (0,051^4 - 0,041^4) = 1,93 \cdot 10^{-7} m^4$$

$$v_F = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot Ry.l.l.(h) \right) + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \left( Ry.l.c. \left( h - \frac{c}{2} \right) \right) \\ + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot (Ry.l - Rx.a) \cdot b \cdot \left( a + \frac{2}{3}b \right) \right) + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \left( Rx.a \cdot b \cdot \left( a + \frac{1}{2}b \right) \right) \\ + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot Rx.a \cdot a \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot a \right) \right)$$

$$v_F = \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,81 \cdot 10^{-6}} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 624 \cdot 0,9^2 \cdot (1,36) \right) \\ + \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,93 \cdot 10^{-7}} \cdot \left( \left( 624 \cdot 1,36 \cdot 0,79 \cdot \left( 1,36 - \frac{0,79}{2} \right) \right) \right) \\ + \left( \frac{1}{2} \cdot (624 \cdot 0,9 - 300 \cdot 0,07) \cdot 0,5 \cdot \left( 0,07 + \frac{2}{3} \cdot 0,5 \right) \right) \\ + \left( 300 \cdot 0,07 \cdot 0,5 \cdot \left( 0,07 + \frac{1}{2} \cdot 0,5 \right) \right) + \left( \frac{1}{2} \cdot 300 \cdot 0,07^2 \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot 0,07 \right) \right)$$

$$v_F = 12,89 \text{ mm}$$

Výpočet deformace rámu (v bodě B) v rovině xy od sily  $F_{3y}=G$ 

Rozměr	[mm]
d	70
l	900

Obr. 3-14 Svislý rám - schéma k výpočtu deformace svislého rámu v bodě B

$F_{3y} = G$  zatížení od závěsu zdvihového mechanismu pilové hlavy (viz kap. 0 - Silový rozbor uchycení pily ke svislému rámu)

$R_{2g}, R_g$  reakce v uložení svislého rámu od zatížení  $G$

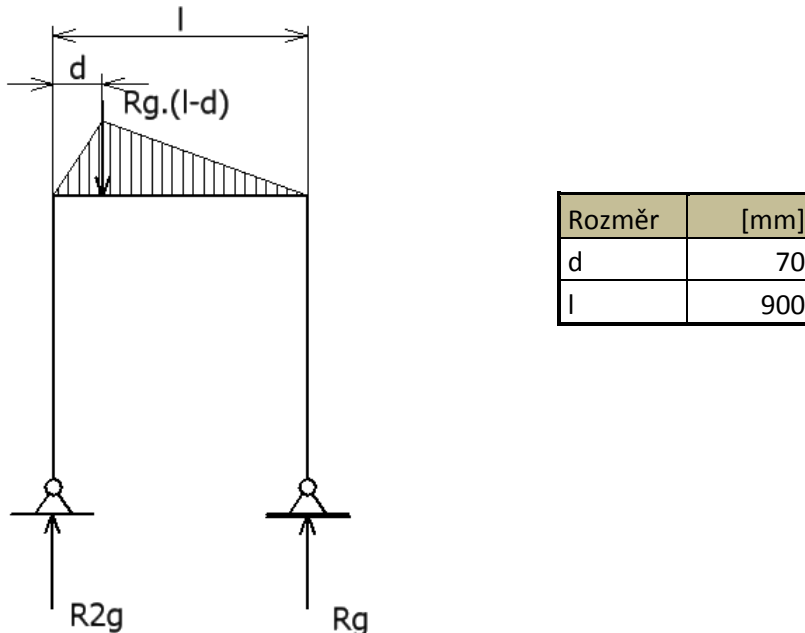
- Výpočet reakcí

$$M_A: R_g \cdot l - G \cdot d = 0$$

$$R_g = \frac{d}{l} \cdot G = \frac{0,07}{0,9} \cdot 1471 = 114 \text{ N}$$

$$y: R_{2g} = G - R_g = 1357 \text{ N}$$

- Průběh ohybového momentu



Obr. 3-15 Svislý rám - průběh ohybového momentu  
(síly viz Obr. 3-14)

Průběh momentu od jednotkového zatížení v bodě B je stejný, jako v předchozím případě.

Výpočet deformace v bodě B od síly  $F_3 y = G$

$$v_G = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot R_g \cdot (l - d) \cdot (l - d) \cdot h \right) + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot R_g \cdot (l - d) \cdot d \cdot h \right)$$

$$v_G = \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,81 \cdot 10^{-6}} \left( \left( \frac{1}{2} \cdot 114 \cdot (0,9 - 0,07)^2 \cdot 1,36 \right) + \left( \frac{1}{2} \cdot 114 \cdot (0,9 - 0,07) \cdot 0,07 \cdot 1,36 \right) \right)$$

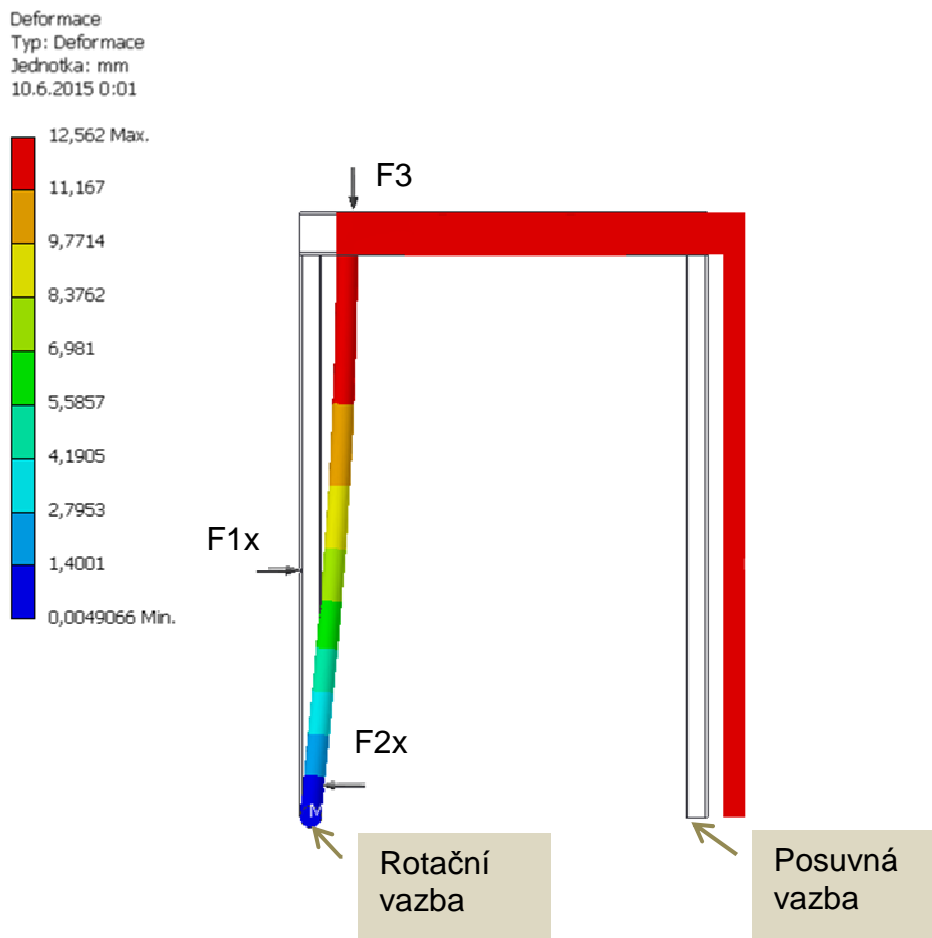
$$v_G = 0,15 \text{ mm}$$

Celková deformace v bodě B

$$v_B = v_F + v_G = 12,89 + 0,15 = 13,04 \text{ mm}$$

### Výpočet rámu pomocí MKP

Pro stejný případ zatížení jsem provedl i výpočet pomocí MKP. Model rámu byl zatížen silami  $F1x$ ,  $F2x$ ,  $F3y$ . Uložení modelu rámu bylo pomocí rotační vazby v bodě A a posuvné vazby v bodě B.



Obr. 3-16 Svislý rám - deformace dle MKP

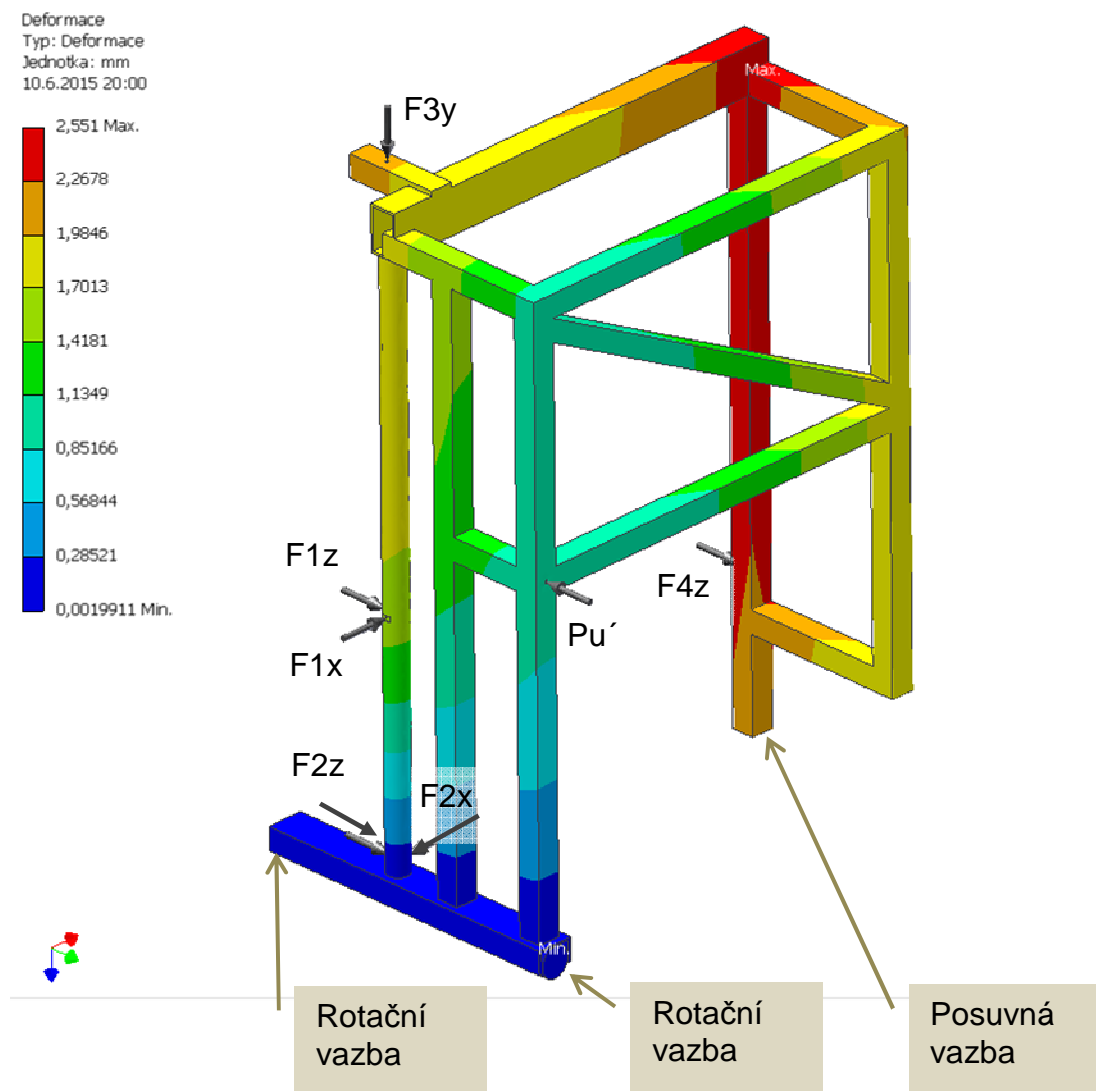
Rozdíl výsledků analytického a numerického řešení je 1,5%. Jelikož je deformace rámu v místě posuvné vazby dosti velká (13,04 mm - analytické řešení, 12,56 mm – MKP), bylo nutné rám dále vyztužit. Výpočet vyztuženého rámu byl proveden pouze pomocí MKP. Deformace vyztuženého rámu od sil  $F1x$ ,  $F2x$ ,  $F3y$  je vidět v příloze 19.

- Deformace vyztuženého rámu od celkového zatížení

Na Obr. 3-17 je zobrazen výsledek výpočtu pomocí MKP pro svislý rám zatížený celkovým zatížením od pilové hlavy. Z obrázku je vidět, že maximální deformace je 2,5 mm, což je přijatelné.

$Pu'$  síla, kterou tlačí obsluha pilu do řezu

$F1x, F1z, F2x, F2z, F3y, F4z$  zatížení od pilové hlavy (viz kap. 0)



Obr. 3-17 Svislý rám - celková deformace (MKP)





## Pojezd pásové pily

Pro pojezd svislého rámu jsou použita tři kolečka, aby byla pila stále jednoznačně ustavena na spodním rámu. Na levé straně (zadní pohled) jsou dvě profilovaná kolečka jezdící po kolejnici viz příloha 20. Kolečka jsou použita WTO 825 od výrobce DD Technik (nosnost 150 kg), která se běžně používají pro pojezd bran. Kolejnice je tvořena kruhovým profilem  $\varnothing 20$  ke kterému jsou přivařeny držáky pro přišroubování ke spodnímu rámu. Na pravé straně je jedno ploché litinové kolo  $\varnothing 80$  od firmy Zabi (nosnost 600kg) viz příloha 21. Pohon pojezdu pásové pily je ruční. Obsluha drží pilu za držadlo, které je vidět v příloze 18 a tím tlačí pilu do řezu. Současně musí sledovat, jak moc je pohon pily zatížen a podle toho regulovat posuv do řezu.

### 3.5.3. Spodní rám pro uchycení kmenu

Spodní rám je rozdělen na samostatné sekce 2m dlouhé, které lze spojit dohromady. Tyto sekce lze libovolně přidávat podle délky kmenu, který je potřeba řezat. Na takto spojené sekce se pak šroubují kolejnice pro pojezd pásové pily. Každá sekce má svoje 4 nastavitelné dosedací patky, které se musí podepřít a pak pomocí nich srovnat sekci do roviny s ostatními sekcemi. Patky spodního rámu je možno vidět v příloze 23.

### Spojení rámu

Jednotlivé sekce rámu jsou spojeny pomocí boční desky, která je přišroubovaná k oběma sekcím rámu viz příloha 24. Toto spojení není určeno k přenosu zatížení od kmenu, jednotlivé sekce se musí samostatně vypodložit v místě dosedacích patek.

### Manipulace s kmenem

Pro zdvih kmenu na spodní rám kmenu je možné o spodní rám opřít nájezdové profily, které vytvoří šikmou rovinu pro nakulení kmenu viz příloha 22. Poté je však nutné tyto profily odebrat, aby nepřekážely pojezdu pily. Dále se kmen upíná pomocí dvou úchytů na každé sekci. Tyto úchyty jsou přichyceny k rámu pomocí trubky, na které se mohou volně posouvat. Zároveň se mohou okolo trubky naklápět a tím nastavovat výšku úchytu podle velikosti kmenu. Pro uchycení kmenu se úchyty

přisunou ke kmenu, následně se zatočí kličkou na jednom úchytu. Tím dojde ke vzájemnému vzpříčení úchytů na spodní trubce a uchycení kmenu. Pro uchycení hranolu se používá již jen úchyt s kličkou, na druhé straně se hranol zapře o zarážky. Mechanismus je zobrazen v příloze 22.

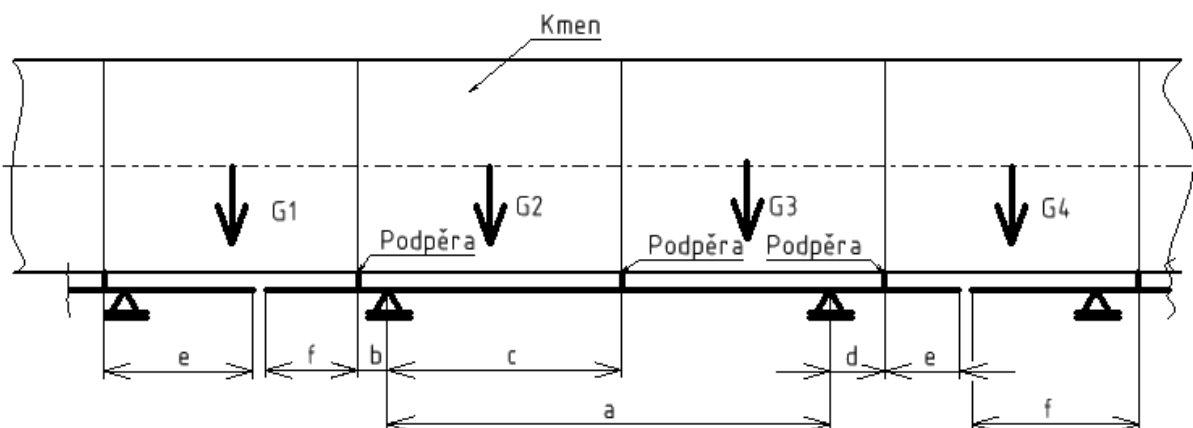
### Kontrolní výpočet spodního rámu

Pro samostatnou sekci spodního rámu byl proveden kontrolní výpočet deformace za následujících zjednodušujících předpokladů. Průhyb je vyšetřen v místě prostřední podpěry sekce rámu. Sekce rámu je zatížena hmotností kmenu a hmotností vozíku s pilou. Výpočet byl proveden pouze pro jednu bočnici sekce spodního rámu.

Zjednodušující předpoklady výpočtu bočnice:

- Kmen leží uprostřed – síly na obě bočnice se rozloží rovnoměrně
- Kmen leží rovnoměrně na všech podpěrách
- Všechny sekce rámu jsou vypořádány a podepřeny v místech patek
- Spoj sekcí rámu nepřenáší sílu od zatížení – zatížení se rozloží na patky každé sekce rámu

### Zatížení jedné sekce rámu



Obr. 3-18 Spodní rám – celkové schéma k výpočtu

$G_{1-4}$  váha jednotlivých částí kmenu

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  uvažováno čerstvé nevysušené dřevo

Rozměr	[mm]
a	1315
b	125
c	625
d	60
e	300
f	200

- Výpočet zatěžujících sil od kmenu

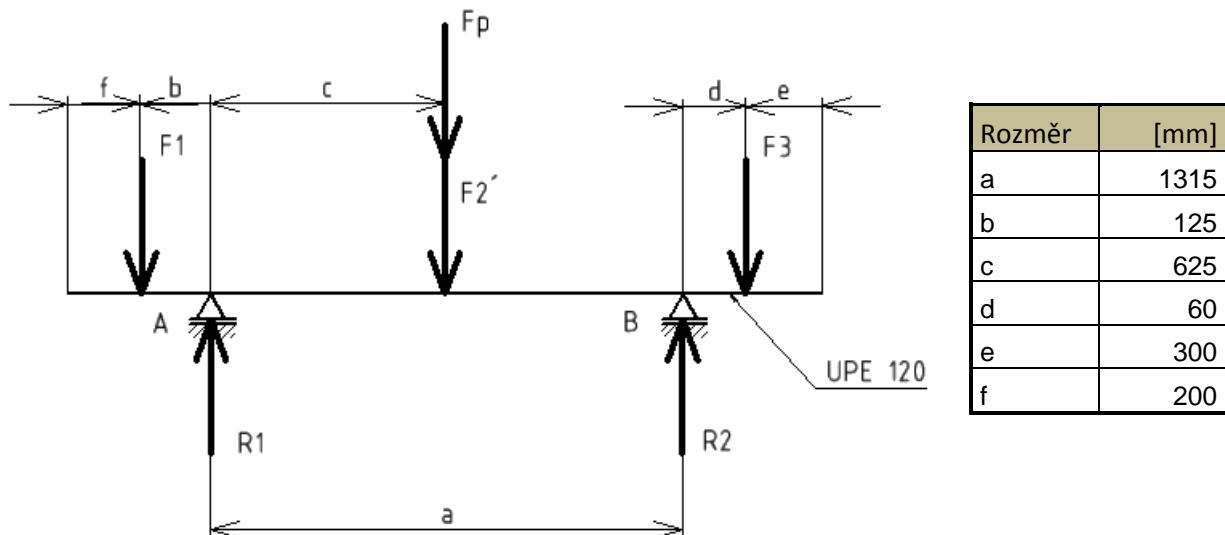
$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{0,55^2}{4} = 0,237 \text{ m}^2$$

$$G1 = G4 = \rho \cdot S \cdot (e + f) \cdot g = 1000 \cdot 0,237 \cdot (0,3 + 0,2) \cdot 9,81 = 1165 \text{ N}$$

$$G2 = \rho \cdot S \cdot (b + c) \cdot g = 1000 \cdot 0,237 \cdot (0,125 + 0,625) \cdot 9,81 = 1748 \text{ N}$$

$$G3 = \rho \cdot S \cdot (a + d - c) \cdot g = 1000 \cdot 0,237 \cdot (1,315 + 0,06 - 0,625) \cdot 9,81 = 1748 \text{ N}$$

Silový rozbor bočnice sekce spodního rámu



Obr. 3-19 Spodní rám - schéma k výpočtu jedné sekce



$F_p$  váha vozíku s pilou

Hmotnost vozíku s pilou  $m = 200$  kg, což odpovídá zatížení 100 kg na každou bočnici rámu  $F_p = 100 \cdot 9,81 = 981$  N

$F_1, F_2', F_3$  zatížení vahou kmenu na příčné podpěry

$R_1, R_2$  reakce v uložení sekce rámu

Síla na bočnici bude poloviční, protože se rozloží na obě bočnice. Největší namáhání bude, když bude vozík v polovině vzdálenosti mezi podpěrami, což je přibližně poloha druhé podpěry. Proto byla deformace spočítána v místě druhé podpěry.

- Výpočet zatěžujících sil na sekci rámu

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_1 + G_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1165 + 1748}{2} = 728 \text{ N}$$

$$F_2' = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_2 + G_3}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1165 + 1748}{2} = 874 \text{ N}$$

$$F_2 = F_2' + F_p = 874 + 981 = 1855 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_3 + G_4}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1748 + 1165}{2} = 728 \text{ N}$$

- Výpočet reakcí

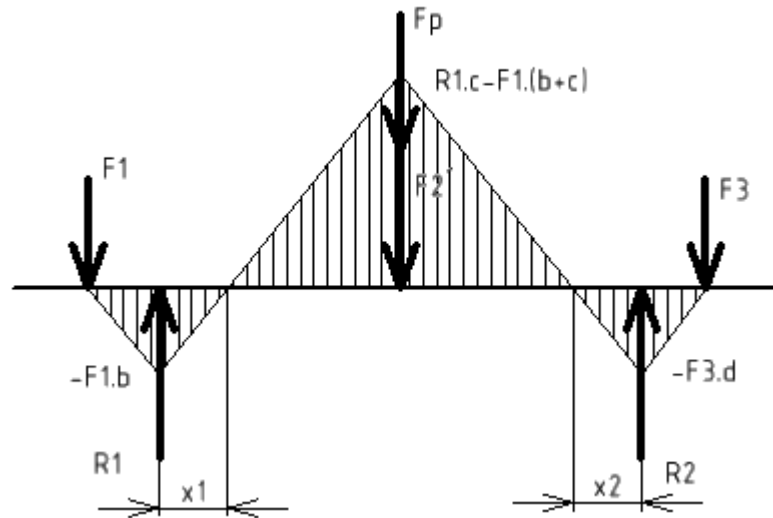
$$R_1 + R_2 - F_1 - F_2 - F_3 = 0$$

$$M_A: F_1 \cdot b - F_2 \cdot c + R_2 \cdot a - F_3 \cdot (a + d) = 0$$

$$R_2 = \frac{-F_1 \cdot b + F_2 \cdot c + F_3 \cdot (a + d)}{a}$$

$$R_2 = \frac{-728 \cdot 0,125 + 1855 \cdot 0,625 + 728 \cdot (1,315 + 0,06)}{1,315} = 1574 \text{ N}$$

$$R_1 = -R_2 + F_1 + F_2 + F_3 - 1574 + 728 + 1855 + 728 = 1737 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu od zatížení sekce rámu

Obr. 3-20 Spodní rám - průběh ohybového momentu  
(síly viz Obr. 3-19)

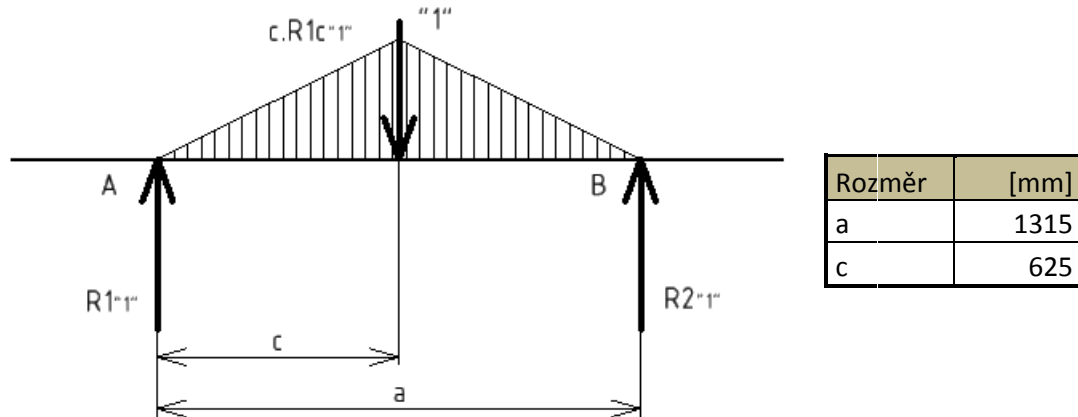
- Výpočet  $x_1$ ,  $x_2$  – vzdálenosti nulových ohybových momentů od  $R_1$  a  $R_2$

$$-F_1 \cdot (b + x_1) + R_1 \cdot x_1 = 0$$

$$x_1 = \frac{F_1}{R_1 - F_1} \cdot b = \frac{728}{1737 - 728} \cdot 0,125 = 0,09 \text{ m}$$

Obdobně pro  $x_2$

$$x_2 = \frac{F_3}{R_2 - F_3} \cdot d = \frac{728}{1574 - 728} \cdot 0,06 = 0,05 \text{ m}$$

Průběh ohybového momentu od jednotkového zatížení v místě druhé podpěry

Obr. 3-21 Spodní rám - jednotkové zatížení v místě druhé podpěry

 $R1_{1''}$ ,  $R2_{1''}$  reakce od jednotkového zatížení v místě druhé podpěry

- Výpočet reakcí

$$M_A: -1'' \cdot c + R2_{1''} \cdot a = 0$$

$$R2_{1''} = \frac{c}{a}$$

$$R1_{1''} = 1 - \frac{c}{a}$$

Deformace v místě druhé podpěry

Profil nosníku: UPE 120

$$J = 0,00000364 \text{ m}^4 \dots \text{odečteno z tabulek výrobce Feron}$$



$$\begin{aligned}v_2 = & \frac{1}{E.J} \cdot \left( -\frac{1}{2} \cdot F1.b.x1 \cdot \left(1 - \frac{c}{a}\right) \cdot \frac{1}{3} \cdot x1 \right) \\ & + \frac{1}{E.J} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot (R1.c - F1.(c + b)) \cdot (c - x1) \cdot \left(1 - \frac{c}{a}\right) \cdot \left(x1 + \frac{2}{3} \cdot (c - x1)\right) \right) \\ & + \frac{1}{E.J} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot (R1.c - F1(c + b)) \cdot (a - c - x2) \cdot \frac{c}{a} \cdot \left(x2 \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{2}{3} \cdot (a - c - x2)\right) \right) + \frac{1}{E.J} \cdot \left( -\frac{1}{2} \cdot F3.d.x2 \cdot \frac{c}{a} \cdot \frac{1}{3} \cdot x2 \right)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v_2 = & \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,64 \cdot 10^{-6}} \cdot \left( \left( -\frac{1}{2} \cdot 728 \cdot 0,125 \cdot 0,09 \cdot \left(1 - \frac{0,625}{1,315}\right) \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,09 \right) \right. \\ & + \left( \frac{1}{2} \cdot (1737 \cdot 0,625 - 728 \cdot (0,625 + 1,315)) \cdot (0,625 - 0,09) \cdot \left(1 \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{0,625}{1,315}\right) \cdot \left(0,09 + \frac{2}{3} \cdot (0,625 - 0,09)\right) \right) \\ & + \left( \frac{1}{2} \cdot (1737 \cdot 0,625 - 728 \cdot (0,625 + 1,315)) \cdot (1,315 - 0,625 \right. \\ & \left. - 0,05) \cdot \frac{0,625}{1,315} \cdot \left(0,05 + \frac{2}{3} \cdot (1,315 - 0,625 - 0,05)\right) \right) \\ & \left. + \left( -\frac{1}{2} \cdot 728 \cdot 0,06 \cdot 0,05 \cdot \frac{0,625}{1,315} \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,05 \right) \right)\end{aligned}$$

$$v_2 = 0,095 \text{ mm}$$

Kontrolní výpočet prokazuje, že sekce rámu je dostatečně tuhá. Pro správné ustavení spodního rámu je nutné podepřít každou sekci rámu zvlášť.



### 3.6. Parametrický model

Model pásové pily byl vytvořen jako parametrický, kde je možné zadávat počet sekcí spodního rámu, vzdálenost oběžných kol a výšku zdvihu. Pro novou vzdálenost oběžných kol a výšku zdvihu by se však musely provést opět kontrolní výpočty na deformaci svislého rámu. V příloze 25 je ukázka modelu, který má 5 sekcí spodního rámu, vzdálenost oběžných kol 1800 mm a výšku zdvihu 1000 mm.

### 3.7. Detaily návrhu k dořešení

V práci byl vytvořen základní návrh mobilní pásové pily. Návrh neobsahuje některé detaily, které by bylo potřeba dořešit.

- Elektrické zapojení pohonu se stop tlačítkem
- Chlazení pilového pásu
- Dorazy pojezdu svislého rámu
- Kartáče pro čištění kolejniče pro pojezdová kolečka
- Výfuk pilin





## 4. ZÁVĚR

Cílem předložené práce bylo na základě průzkumu různých konstrukčních řešení známých výrobců a na základě dostupné teoretické literatury o řezání a obrábění dřeva navrhnout cenově dostupnou mobilní kmenovou pásovou pilu jako alternativu k pilám profesionálně vyráběným.

V této práci jsem navrhl kmenovou pásovou pilu, která je vhodná zejména pro soukromé majitele menších lesů pro vlastní pořez nebo pro pořez na menší zakázky. Výhodou pily je možnost řezání jakéhokoliv řeziva, stačí pouze nastavit výšku řezu. Vzhledem k malé hmotnosti je přeprava pily možná osobním automobilem s přívěsem. (Hmotnost pilové hlavy 150 kg, svislého rámu - vozíku 50 kg, spodního rámu 75 kg/ jednotlivou sekci). S výjimkou výměny pilového pásu po cca 2 hodinách provozu a jeho nabroušení se nepředpokládá další náročnější údržba. V základní variantě je pila poháněna elektromotorem. Je vyžadována elektrická přípojka 380 V s jističem 25 A. Výkonnost pily je závislá na velikosti kmenů a řezaném sortimentu, v průměru odhaduji 0,75 m<sup>3</sup>/hod.

V první části textu je uvedena stručná historie zpracování kmenů. Dále následuje rešerše kmenových pásových pil mobilních i stacionárních. Jsou popsány různé způsoby řešení jednotlivých konstrukčních skupin různými výrobci. Způsoby řešení jsou omezeny jen na informace dostupné z webových stránek výrobců. Následuje přehled výrobců mobilních pásových pil i pilových pásů a jejich nabízený sortiment.

Ve druhé části textu přibližuji teoretické základy popsané v dostupné literatuře týkající se řezných podmínek, potřebného výkonu a namáhání pilového pásu. Pilový pás je nejvíce namáhanou součástí celé pásové pily a z historického hlediska byl nejsložitější součástí pásových pil. Myšlenka pásové pily byla známa několik desítek let před tím, než se technologie výroby pilového pásu zdokonalila natolik, aby bylo možné pásové pily použít. Dále je v této části uveden problém stability a zajištění správného chodu pilového pásu a z toho vyplývající požadavky na konstrukci pásové pily.

Ve třetí části textu se věnuji problematice vlastního návrhu konstrukčního řešení kmenové pásové pily pro zadané požadavky. Nejprve je popsán postup



výpočtu řezné síly a síly posuvu pro různé dřeviny a různé řezné podmínky včetně vlivu otupení nástroje. Na tento výpočet navazuje stanovení výkonu motoru a výpočet namáhání kritických konstrukčních prvků např. kontrola cyklického namáhání pilového pásu, namáhání svislého rámu analyticky i metodou konečných prvků atd. Dále popisuji vlastní konstrukční řešení některých důležitých konstrukčních uzlů. Jedná se např. o díly napomáhající stabilitě pilového pásu (naklápění oběžných kol do libovolného směru, tvarování obvodu oběžného kola, vodítka pilového pásu), řešení zdvihu, posuvu do řezu a upevnění kmenu.

Následuje návrh vlastního řešení - 3D model v programu Inventor a výkres základní sestavy a dílčích podsestav. Návrh je uvažován pro kusovou výrobu pokud možno s co nejvíce kupovanými nebo snadno vyrobitelnými díly.

Práci lze použít jako východisko pro případné zájemce, kteří by si chtěli postavit svoji vlastní pásovou pilu.



## 5. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOLEKTIV AUTORŮ,. *Dřevařská technická příručka*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1970.
- [2] PROKEŠ, Stanislav. *Obrábění dřeva a nových hmot ze dřeva*. [Vyd. 1.]. Praha: Státní nakl. technické literatury, 1965.
- [3] MIKOLÁŠIK, Ľudovít. *Drevárske stroje a zariadenia*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1981.
- [4] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-857-8095-X
- [5] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 169 s. ISBN 80-010-3205-1.
- [6] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 169 s. ISBN 80-010-2533-0
- [7] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Vyd. 3. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000, 121 s. ISBN 80-010-2157-2
- [8] KOLEKTIV, Jiří Michalec a. *Pružnost a pevnost I*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické, 2001. ISBN 80-010-2359-1
- [9] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 2001, 215 s. ISBN 80-010-2375-3.
- [10] POSPÍCHAL, Jaroslav. *Základy konstruování: Techn. výkresy. Zobrazování a kótování*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1995. ISBN 80-010-1400-2.
- [11] Bandsaw [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Bandsaw>
- [12] Pre History Of Band Saws [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: <http://wiki.vintagemachinery.org/Pre%20History%20Of%20Band%20Saws.aspx>
- [13] Portable sawmill [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Portable\\_sawmill](https://en.wikipedia.org/wiki/Portable_sawmill)
- [14] A Brief History of Portable Sawmills [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: [http://www.woodweb.com/knowledge\\_base/A\\_Brief\\_History\\_of\\_Portable\\_Saw\\_mills.html](http://www.woodweb.com/knowledge_base/A_Brief_History_of_Portable_Saw_mills.html)
- [15] Sawmill [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Sawmill#cite\\_note-5](https://en.wikipedia.org/wiki/Sawmill#cite_note-5)



- [16] *Forgotten History – wind powered sawmills* [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: <https://calculating.wordpress.com/2012/06/06/forgotten-history-wind-powered-sawmills/>
- [17] *Lost Art Press* [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: <http://blog.lostartpress.com/2014/06/09/holtzapffel-on-pit-sawing/>
- [18] *Vertical bandsaw mill* [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Vertical\\_bandsaw\\_mill\\_\(Carpentry\\_and\\_Joinery,\\_1925\).jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Vertical_bandsaw_mill_(Carpentry_and_Joinery,_1925).jpg)
- [19] *Pilous* [online]. [cit. 2015-03-2]. Dostupné z: <http://pilous.cz/>
- [20] *Wood-Mizer v České republice* [online]. [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: <http://www.wood-mizer.cz/>
- [21] *Woodland mills* [online]. [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://woodlandmills.ca/>
- [22] *Norwood sawmills* [online]. [cit. 2015-03-04]. Dostupné z: <http://www.norwoodsawmills.com/>
- [23] *Resch&3* [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: <http://www.resch-3.com/en/products/stationary-bandsaws.html>
- [24] *Baker products* [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: <http://www.baker-online.com/>
- [25] *Thomas bandsaw mills* [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: <http://www.thomasbandsawmills.com/>
- [26] *Hud-son portable sawmills* [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: <http://www.hud-son.com/forestry-equipment/portable-sawmills>
- [27] *Cook's saw* [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: <http://www.cookssaw.com/>
- [28] *Timberking sawmills* [online]. [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: <https://www.timberking.com/>
- [29] *Clarke portable sawmills* [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: <http://www.clarkeportablesawmills.com/Norwood> [online]. [cit. 2015-06-20]. Dostupné z: <http://www.norwoodsawmills.com/products-sawmills/lumberlite-m126-mid-sized-portable-band-sawmill>
- [30] *Foner Books - Making lumber with a Wood Mizer* [online]. [cit. 2015-03-16]. Dostupné z: <http://www.fonerbooks.com/mizer.htm>
- [31] *Natural building blog - bandsaw mill* [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: <http://www.naturalbuildingblog.com/bandsaw-sawmill/>



- [32] Pilana [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: [www.pilana.cz](http://www.pilana.cz)
- [33] Agados trailers [online]. [cit. 2015-04-03]. Dostupné z: <http://www.agados.cz/>
- [34] HOLOPÍREK, Jindřich. *Třískové a beztřískové obrábění dřeva* [online]. Brno, 2006 [cit. 2015-03-22]. Dostupné z: [http://www.tuzvo.sk/files/DF/katedry\\_df/kod/konferencia/2006/holopirek.pdf](http://www.tuzvo.sk/files/DF/katedry_df/kod/konferencia/2006/holopirek.pdf). MZLU v Brně..
- [35] CSANÁDY, Etele a Endre MAGOSS. *The Stability of Wood Working Tools* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: [http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=7&ved=0CFEQFjAG&url=http%3A%2F%2Flink.springer.com%2Fcontent%2Fpdf%2F10.1007%252F978-3-642-29955-1\\_6.pdf&ei=VgoSVZ2DBsGgUorZguAG&usg=AFQjCNHbiXcc-yX0xeIAx3PyW-oqil87Gw&sig2=a4tXKlwUue3ZOjhjiwU87g&bvm=bv.89184060,d.d24&cad=rja](http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=7&ved=0CFEQFjAG&url=http%3A%2F%2Flink.springer.com%2Fcontent%2Fpdf%2F10.1007%252F978-3-642-29955-1_6.pdf&ei=VgoSVZ2DBsGgUorZguAG&usg=AFQjCNHbiXcc-yX0xeIAx3PyW-oqil87Gw&sig2=a4tXKlwUue3ZOjhjiwU87g&bvm=bv.89184060,d.d24&cad=rja)
- [36] WONG, Darrell. *Factors affecting bandsaw tracking behavior and tracking* [online]. 1991 [cit. 2015-06-20]. Dostupné z: [https://circle.ubc.ca/bitstream/id/15842/ubc\\_1996-0610.pdf](https://circle.ubc.ca/bitstream/id/15842/ubc_1996-0610.pdf). Thesis. The university of British Columbia.
- [37] SKF [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [38] SK II - Vřeteno [online]. Praha, 2009 [cit. 2015-06-20]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/SK2/04C\\_ZAD%C3%81N%C3%8D\\_%C3%BAlohy\\_%C4%8D\\_9\\_-\\_Mont%C3%A1%C5%BEn%C3%AD\\_jednotka\\_V%C5%98ETENO.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/SK2/04C_ZAD%C3%81N%C3%8D_%C3%BAlohy_%C4%8D_9_-_Mont%C3%A1%C5%BEn%C3%AD_jednotka_V%C5%98ETENO.pdf). FS ČVUT.
- [39] FOLTA, Zdeněk. *Příklad návrhu převodu klínovým řemenem* [online]. 2005 [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: [www.347.vsb.cz/staff/folta/CaMS\\_III/01\\_Remen/Remen\\_navrh.doc](http://www.347.vsb.cz/staff/folta/CaMS_III/01_Remen/Remen_navrh.doc). Vysoká škola báňská.
- [40] TYMA řemeny, převody a dopravní pásy [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/>
- [41] DD technik [online]. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: <http://www.ddtechnik.cz/>
- [42] Feron a [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/index.php>



- 
- [43] Siemens elektromotory [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/>
- [44] Antivibration methods [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.antivibrationmethods.com/>
- [45] Duál [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.dualpraha.cz/mfj-nohake-strojum-uslecht.ocel-upevneni-2020/>
- [46] T.E.A Technik [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/loziskove-domky-typ-ucf/>



## 6. PŘEHLED POUŽITÝCH VELIČIN

Veličina	Jednotka	Popis
$A$	[mm]	vzdálenost os řemenic
$a_d$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv druhu dřeva
$a_f$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv tření břitu
$a_r$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv otupení břitu
$a_s$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv tloušťky třísky $s$
$a_t$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv stlačení dřeva v okolí břitu
$a_v$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv řezné rychlosti $v$
$a_z$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv změkčení dřeva tepelnou přípravou
$a_w$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv vlhkosti dřeva
$a_{\delta}$		koeficient pro $K$ vyjadřující vliv velikosti úhlu řezu $\delta$
$b$	[mm]	šířka řezné spáry
$c_p$		provozní součinitel převodu
$D$	[m]	průměr oběžného kola
$d_2$	[mm]	průměr řemenice 1 (elektromotor)
$d_2$	[mm]	průměr řemenice 2 (oběžné kolo pásové pily)
$D_b$	[m]	průměr příčného zakřivení kol
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$f$		součinitel smykového tření
$F$	[N]	síla na klíce zdvihového mechanismu
$F_1$	[N]	reakce v čepu napínacího mechanismu oběžného kola
$F_{1x}$	[N]	reakce uložení pilové hlavy - vodící kladka vrchní – osa $x$
$F_{1z}$	[N]	reakce uložení pilové hlavy - vodící kladka vrchní – osa $z$
$F_2$	[N]	reakce v čepu napínacího mechanismu oběžného kola
$F_{2x}$	[N]	reakce uložení pilové hlavy - vodící kladka spodní – osa $x$
$F_{2z}$	[N]	reakce uložení pilové hlavy - vodící kladka spodní – osa $z$
$F_{3y}$	[N]	reakce uložení pilové hlavy - závěs zdvihu – osa $y$
$F_{3z}$	[N]	reakce uložení pilové hlavy - závěs zdvihu – osa $z$
$F_4$	[N]	reakce od tíhy oběžného kola
$F_{4z}$	[N]	reakce uložení pilové hlavy - vodící ložiska – osa $z$
$Pn'$	[N]	celková napínací síla oběžného kola
$F_{t\check{c}}$	[N]	třecí síla v čepu napínacího mechanismu oběžného kola
$F_{tG}$	[N]	třecí síla od hmotnosti oběžného kola



$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení
$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$H$	[mm]	tloušťka kmenu v místě řezu
$K$	[daN/mm <sup>2</sup> ]	měrný řezný odpor dřeva (daN - dekanewton)
$i$		převodový poměr řemenového převodu
$K_{\varphi}$		specifický řezný odpor pro proschlou borovici při úhlu řezu $\varphi$
$L$	[m]	vzdálenost os oběžných kol
$L_1$	[mm]	vzdálenost vodiček pásové pily
$L_p$	[mm]	délka řemene
$L_{pp}$	[mm]	výpočtová délka řemene
$n$	[1/min]	otáčky oběžného kola
$n_1$	[1/min]	otáčky řemenice 1 (elektromotor)
$n_2$	[1/min]	otáčky řemenice 2 ( oběžného kolo pásové pily)
$N$	[kW]	řezný výkon
$q$		vrubová citlivost
$s$	[m]	tloušťka pilového pásu
$\check{s}$	[m]	šířka pilového pásu
$t$	[mm]	rozteč zubů
$t_{zub}$	[s]	čas za který uběhne pilový list dráhu $t$ (rozteč zubů)
$v$	[m/s]	řezná rychlost
$v_B$	[mm]	deformace svislého rámu v bodě B od síly F,G
$v_2$	[mm]	deformace spodního rámu v místě druhé podpory
$P_m$	[kW]	Výkon motoru náhonu oběžného kola
$P$	[daN]	celková řezná síla
$P_v$	[kW]	výpočtový výkon včetně $c_p$
$P_{kr}$	[N]	kritická posuvná síla
$P_n$	[N]	napínací síla pilového pásu
$P_u$	[daN]	síla posuvu (daN - dekanewton)
$P_z$	[daN]	řezná síla na jeden zub (daN - dekanewton)
$R$		součinitel asymetrie cyklického namáhání
$s$	[mm]	tloušťka třísky
$u$	[m/min]	rychlost posuvu
$u_z$	[mm]	posuv na jeden zub
$v$	[m/s]	řezná rychlost
$z$		počet zubů v záběru





$\varepsilon$		poměrné prodloužení
$\alpha$		tvarový součinitel
$\beta$		součinitel vrubu
$\gamma$	[°]	úhel opásání řemene
$\delta$	[°]	úhel řezu $\delta$
$\sigma_1$	[Pa]	napětí pásu od napnutí pilového pásu
$\sigma_2$	[Pa]	napětí pásu ohybové na oběžných kolech
$\sigma_3$	[Pa]	napětí pásu vlivem tvarovaných kol
$\sigma_4$	[Pa]	napětí pásu od vyosení oběžného kola
$\sigma_5$	[Pa]	napětí pásu od řezné síly
$\sigma_c$	[Pa]	mez únavy pilového pásu
$\sigma_{c(-1)}$	[Pa]	mez únavy pil.pásu pro souměrně střídavý cyklus
$\sigma_M$	[Pa]	střední hodnota napětí pilového pásu
$\sigma_{red}$	[Pa]	napětí výsledné redukované maximální v pilovém pásu
$\vartheta$		Poissonovo číslo
$\Phi$	[°]	úhel náběhu pásu na oběžné kolo
$\psi$	[°]	úhel vyosení kola



## 7. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1	Řezání ruční pilou .....	- 10 -
Obr. 1-2	Pásová pila 19.století .....	- 11 -
Obr. 1-3	Mobilní pásová pila.....	- 12 -
Obr. 1-4	Stacionární pásová pila .....	- 13 -
Obr. 1-5	Zvedání kmene na pilu navijákem.....	- 15 -
Obr. 1-6	Zvedání kmene na pilu hydraulicky .....	- 15 -
Obr. 2-1	Schéma řezání pásovou pilou .....	- 19 -
Obr. 2-2	Průběh napětí pilového pásu.....	- 22 -
Obr. 2-3	Rozložení napětí v pilovém pásu při vstupu na oběžné kolo (max)...	- 23 -
Obr. 2-4	Napětí pilového pásu ohybové .....	- 24 -
Obr. 2-5	Napětí pilového pásu rovinné (tření nedovolí příčné zúžení) .....	- 25 -
Obr. 2-6	Napětí pilového pásu vlivem tvarovaného kola .....	- 26 -
Obr. 2-7	Napětí pilového pásu od vyosení kol.....	- 27 -
Obr. 2-8	Průběh cyklického namáhání .....	- 28 -
Obr. 2-9	Poloměr ostří pásové pily .....	- 29 -
Obr. 2-10	Plastické vypružení při řezání zdroj [34].....	- 30 -
Obr. 2-11	Stabilita pilového pásu (kritická posuvná síla).....	- 31 -
Obr. 2-12	Příčný pohyb pilového pásu .....	- 31 -
Obr. 2-13	Náběžný úhel pilového pásu .....	- 32 -
Obr. 2-14	Síla posuvu na pilový pás.....	- 32 -
Obr. 2-15	Pás na začátku pohybu .....	- 33 -
Obr. 2-16	Prohnutí pásu při pohybu .....	- 33 -
Obr. 2-17	Příčný posuv pilového pásu.....	- 33 -
Obr. 2-18	Přesah pilového pásu.....	- 34 -
Obr. 2-19	Vyosení oběžného kola .....	- 34 -
Obr. 2-20	Vyosení a přesah společně .....	- 34 -
Obr. 3-1	Uložení oběžného kola.....	- 42 -
Obr. 3-2	Rozbor sil napínacího mechanismu .....	- 43 -
Obr. 3-3	Tření od hmotnosti oběžného kola .....	- 44 -
Obr. 3-4	Schéma pohonu pásové pily .....	- 46 -
Obr. 3-5	Schéma řemenového převodu .....	- 48 -
Obr. 3-6	Řemenice oběžného kola.....	- 51 -
Kmenová pásová pila .....		- 82 -



Obr. 3-7	<i>Pilová hlava - souřadnicový systém .....</i>	- 53 -
Obr. 3-8	<i>Pilová hlava - silový rozbor uchycení pily (1).....</i>	- 53 -
Obr. 3-9	<i>Pilová hlava - silový rozbor uchycení pily (2).....</i>	- 54 -
Obr. 3-10	<i>Pilová hlava - silový rozbor uchycení pily (3).....</i>	- 56 -
Obr. 3-11	<i>Svislý rám - schéma k výpočtu deformace .....</i>	- 58 -
Obr. 3-12	<i>Svislý rám - průběh ohybového momentu .....</i>	- 59 -
Obr. 3-13	<i>Svislý rám - schéma k výpočtu posunutí bodu rámu dle Vereščagina-</i>	59 -
Obr. 3-14	<i>Svislý rám - schéma k výpočtu deformace svislého rámu v bodě B..</i>	- 61 -
Obr. 3-15	<i>Svislý rám - průběh ohybového momentu .....</i>	- 62 -
Obr. 3-16	<i>Svislý rám - deformace dle MKP .....</i>	- 63 -
Obr. 3-17	<i>Svislý rám - celková deformace ( MKP) .....</i>	- 64 -
Obr. 3-18	<i>Spodní rám – celkové schéma k výpočtu .....</i>	- 66 -
Obr. 3-19	<i>Spodní rám - schéma k výpočtu jedné sekce .....</i>	- 67 -
Obr. 3-20	<i>Spodní rám - průběh ohybového momentu .....</i>	- 69 -
Obr. 3-21	<i>Spodní rám - jednotkové zatížení v místě druhé podpěry .....</i>	- 70 -



## 8. SEZNAM TABULEK

Tab 3.1 Řezné podmínky při maximálním výkonu ..... - 37 -



## 9. PŘÍLOHY

Příloha 1	Pilous - přehled pásových pil.....	- 86 -
Příloha 2	Wood Mizer - přehled pásových pil .....	- 88 -
Příloha 3	Woodlands Mills - pásová pila .....	- 89 -
Příloha 4	Norwood - přehled pásových pil .....	- 89 -
Příloha 5	Pilové pásy – Pilana .....	- 90 -
Příloha 6	Pilové pásy – Pilous .....	- 93 -
Příloha 7	Pilové pásy – Wood Mizer .....	- 95 -
Příloha 8	Koeficienty pro výpočet řezného odporu .....	- 96 -
Příloha 9	Celkový pohled přední.....	- 98 -
Příloha 10	Celkový pohled zadní .....	- 99 -
Příloha 11	Napínání pilového pásu a naklápění oběžných kol.....	- 100 -
Příloha 12	Vodítka pilového listu.....	- 101 -
Příloha 13	Nastavení vzdálenosti vodítek .....	- 102 -
Příloha 14	Napínání řemene motoru .....	- 103 -
Příloha 15	Uchycení pily ke svislému rámu – levá strana .....	- 104 -
Příloha 16	Uchycení pily ke svislému rámu – pravá strana.....	- 105 -
Příloha 17	Mechanismus zdvíhu .....	- 106 -
Příloha 18	Svislý rám pásové pily .....	- 107 -
Příloha 19	Svislý rám - deformace vyztuženého rámu ( MKP).....	- 108 -
Příloha 20	Pojezd levá strana .....	- 109 -
Příloha 21	Pojezd pravá strana.....	- 110 -
Příloha 22	Upnutí kmene .....	- 110 -
Příloha 23	Patky.....	- 111 -
Příloha 24	Spojení spodních rámu.....	- 111 -
Příloha 25	Parametrický model.....	- 112 -
Příloha 26	Experiment - tvarování kola a stabilita pilového pásu .....	- 112 -

## Příloha 1 Pilous - přehled pásových pil

- Pilous - manuální pily (zdroj [19])

Typ	Max. průměr kmene [mm]	Řezná délka [m]	Prodloužení [m]	Motor pilového pásu [kW]	Motor zdvihu [kW]	Motor posunu [kW]
CTR 520	550	3,6	2,25	4	-	-
CTR 520 GX	550	3,6	2,25	8,7 B	-	-
CTR 750	750	3,45	2,25	5,5	-	-
CTR 710M	710	2,1	3	5,5	0,55	-
CTR 710GX	710	2,1	3	13,2B	-	-



- Pilous - elektrické pily (zdroj [19])

Typ	Max. průměr kmene [mm]	Řezná délka [m]	Prodloužení [m]	Motor pilového pásu [kW]	Motor zdvihu [kW]	Motor posunu [kW]
CTR 750E	750	3,45	2,25	5,5	-	0,18
CTR 710	710	2,1	3	5,5	0,55	0,37
CTR 710S	710	2,1	3	5,5	0,55	0,37 S
CTR 800	830	1,8	3	7,1	0,55	0,55
CTR 800S	830	1,8	3	7,1	0,55	0,55 S
CTR 950S	970	7,6	3	15	0,55	1,5 S
CTR 1200W	1200	5,7	5,7	22	0,75	1,5 S

S...stacionární ovládací panel





- Pilous - hydraulické pily (zdroj [19])

Typ	Max. průměr kmene [mm]	Řezná délka [m]	Prodloužení [m]	Motor pilového pásu [kW]	Motor zdvihu [kW]	Motor posunu [kW]
CTR 800 H	830	4,5	3	7,5	0,55	1,5 S
CTR 950 H	970	7,6	3	15	0,55	1,5 S
CTR 1000 H	1000	7,5	3	22	0,55	3 S
CTR 1300 H	1300	6,6	4	22	0,75	3 S
CTR 1200W H	1200	5,7	5	22	0,75	1,5

S...stacionární ovládací panel






## Příloha 2 Wood Mizer - přehled pásových pil

- Wood Mizer - profesionální pily (zdroj [20])


Typ	Max. průměr kmene [mm]	Řezná délka [m]	Motor pilového pásu [kW]	Zdvih	Posun	Manipulace s kmenem
LT10	700	5	5,5	R	R	R
LT15	700	5 až 8	7,5 (18HP)	M	R	R
LT20	800	5 až 8	11 (25HP)	M	M	R/H
LT40	900	5 až 8,6	11 až 18,5 (28 HP)	M	M	R/H
LT70	950	4,8 až 8,4	18,5 (42HP)	M	M	R/H

P ..... Příkladná řezná délka  
 HP .. výkon v koních, výkon v závorkách – spalovací motor  
 R...ruční , M.... motorický, H...hydraulický



- Wood Mizer - průmyslové pily (zdroj [20])

Typ	Max. průměr kmene [mm]	Motor pilového pásu [kW]
WM1000	1700	22 až 37
WM3000	1000	22








### Příloha 3 Woodlands Mills - pásová pila

Typ	Max. průměr kmene [mm]	Řezná délka [m]	Motor pilového pásu [kW]
HM126	660	3	9,5 HP




zdroj [21]

### Příloha 4 Norwood - přehled pásových pil

Typ	Max. průměr kmene [mm]	Řezná délka [m]	Motor pilového pásu [kW]
HD36	900	3,9	10HP (16/23 HP)
LM29	720	3,8	(14/16HP)
MN26	650	3,8 / P	(13HP)

P ..... Přídavná řezná délka  
HP .. výkon v koních, výkon v závorkách – spalovací motor

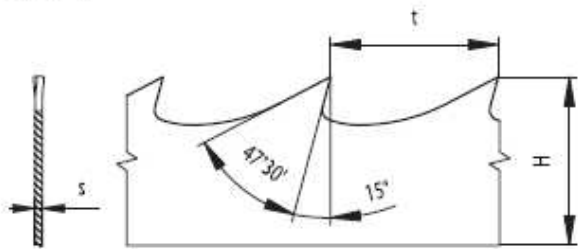
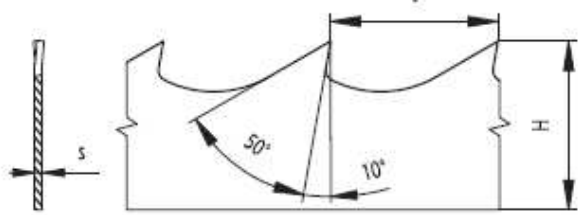
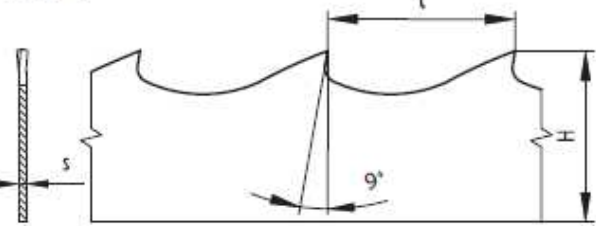


zdroj [22]

## Příloha 5 Pilové pásy – Pilana

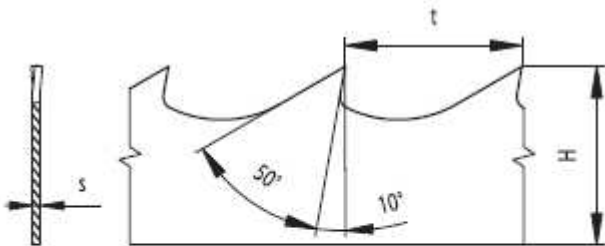
zdroj [32]

- Pilové pásy WM na dřevo – kmenové do šířky 50 mm (mobilní pásové pily)

	H x S	t	typ
<b>WM 1</b> 	32 x 0,9	22	WM 1
	32 x 1,0		
	32 x 1,1		
	35 x 0,9		
	35 x 1,0		
	35 x 1,1		
<b>WM 2</b> 	40 x 0,9	22,2	WM 2
	40 x 1,0		
	40 x 1,1		
	50 x 1,1		
<b>WM 4</b> 	32 x 0,9	22,2	WM 4
	32 x 1,0		
	32 x 1,1		
	35 x 0,9		
	35 x 1,0		
	35 x 1,1		
	40 x 0,9		
40 x 1,0			
40 x 1,1			
50 x 1,1			

H – šířka pásu, S – tloušťka pásu, t – rozteč zubů

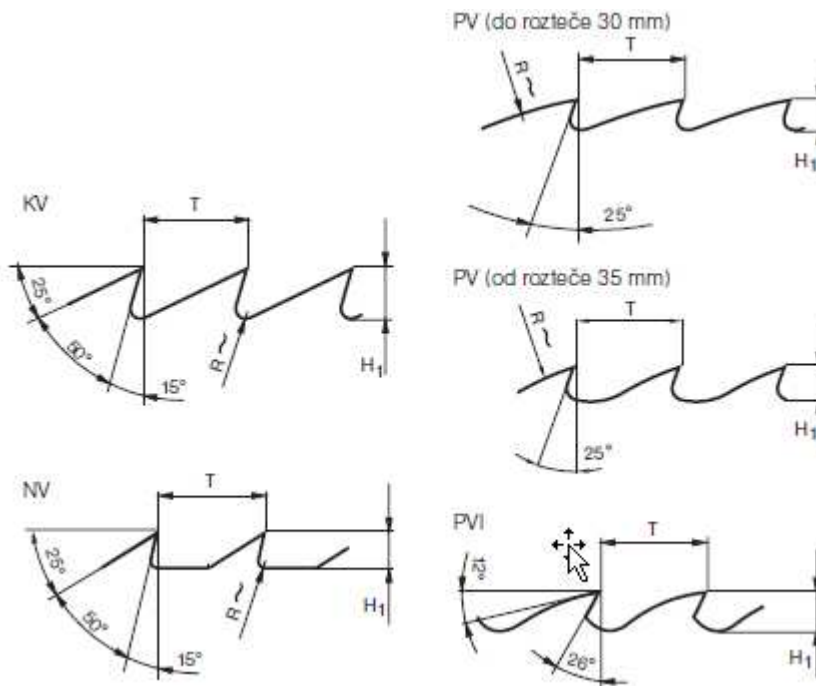
- **Bimetalové pásy**



H x S	t	typ
35 x 0,9	22,2	Bimetal

H – šířka pásu, S – tloušťka pásu, t – rozteč zubů

- **Pilové pásy na dřevo – kmenové od šířky 80 mm**





Šířka (mm)	Tloušťka (mm)	Hmotnost (kg / 1m)
80	1,0	0,65
90	1,0	0,70
100	1,1	0,80
120	1,1	1,04
140	1,2	1,23
160	1,4	1,66
180	1,4	2,00
200	1,4	2,20
210	1,4	2,35
235	1,6	3,00
265	1,6	3,39

Vyráběné výšky zubů pro dané rozteče a normy

Rozteč	Hloubka zubu (mm)		
	225343 – NV	225344 – KV	225345 – PV
20	9	-	7,5
25	11,5	-	9,0
30	13,5	10	10,5
35	16	11	12,0
40	18	12	11
45	21	13	12,0
50	23,5	14	13

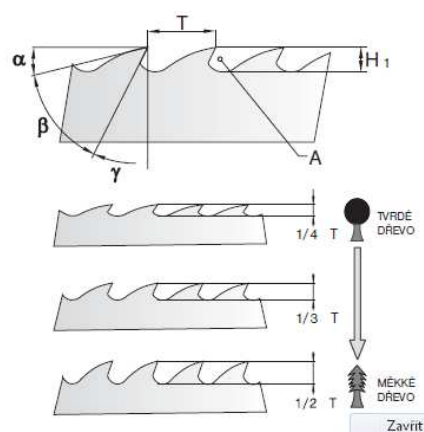
- **Pilové pásy PILANA – doporučené řezné podmínky.**

Doporučené hodnoty pro volbu rozměru správného pilového pásu

Typ dřeva				
	tvrdé, zmrzlé, velká hustota	tvrdé, nezmrzlé, střední hustota	měkké, tvrdé, nízká hustota	měkké, nízká hustota
Doporučený úhel čela ( $\gamma$ )	15°	20°	25°	30°
Rozteč zubů (T)	20–25 mm	25–30 mm	30–35 mm	≥ 35 mm
Doporučený posuv	<8 m/min	8–27 m/min	27–46 m/min	>50 m/min
Doporučená egalizace	1/3 tloušťky těla pásu	1/3 tloušťky těla pásu	1/3 až 1/2 tloušťky těla pásu	1/2 tloušťky těla pásu

Legenda:

T - rozteč zubů (šířka zubové mezery); H<sub>1</sub> - hloubka zubové mezery; A - celkový objem zubové mezery  
 $\gamma$  - úhel čela zubu;  $\beta$  - úhel břitu zubu;  $\alpha$  - úhel hřbetu zubu






## Příloha 6 Pilové pásy – Pilous

zdroj [19]

### • Maxwood Stelit

Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)		Tvar zubu	Úhel čela zubu	Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)				Tvar zubu	Úhel čela zubu
šířka	tloušťka	22	25			šířka	tloušťka	25	30	35	40		
32	0,9 / 1 / 1,1	•	•	WM	Standardně 10°. Možno i jiný úhel dle požadavku.	50	0,9 / 1 / 1,1	•				PV / PCP	Standardně 10°. Možno i jiný úhel dle požadavku.
35	0,9 / 1 / 1,1	•	•	WM		60	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	•	PV / PCP	
38	1 / 1,1	•	•	WM		70	1 / 1,1	•	•	•	•	PV / PCP	
40	0,9 / 1 / 1,1	•	•	WM									
50	0,9 / 1	•	•	WM									
60	0,9 / 1 / 1,1	•	•	WM									

### • Maxwood BiMetal

Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)				Tvar zubu	Úhel čela zubu
šířka	tloušťka	8,3	12,8	20,3	22		
27	0,90	•	•			H	10°
34	0,9 / 1,1				•	WM	10°
34	1,1	•	•	•		H	10°
41	1,1				•	WM	10°



### • Maxwood

Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)			Tvar zubu	Úhel čela zubu	Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)					Tvar zubu	Úhel čela zubu
šířka	tloušťka	19	22	25			šířka	tloušťka	20	25	30	35	40		
32	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	WM	10°	50	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	•	•	PV / PCP	14°
35	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	WM	9°/10°/12°	60	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	•	•	PV / PCP	14°
38	1 / 1,1	•	•	•	WM	10°	70	1 / 1,1	•	•	•	•	•	PV / PCP	14°
40	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	WM	9°/10°/12°									
50	0,9 / 1	•	•	•	WM	10°									
60	0,9 / 1 / 1,1		•	•	WM	9°/10°/12°									







• **MUNKFORS**




Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)			Tvar zubu	Úhel čela zubu
šířka	tloušťka	19	22	25		
29	1	•			WM	10°
32	1,05	•	•	•	WM	10°
35	0,9 / 1	•	•	•	WM	10°
38	1,1 / 1,25		•	•	WM	10°
40	0,9 / 1		•	•	WM	10°
50	1 / 1,1 / 1,25		•	•	WM	10°



• **MAXWOOD S**

Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)			Tvar zubu	Úhel čela zubu
šířka	tloušťka	19	22	25		
32	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	WM	10°
35	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	WM	10°
38	1 / 1,1	•	•	•	WM	10°
40	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	WM	10°
50	0,9 / 1	•	•	•	WM	10°
60	0,9 / 1 / 1,1		•	•	WM	10°

Rozměr pásu (mm)		Rozteč zubu (mm)					Tvar zubu	Úhel čela zubu
šířka	tloušťka	20	25	30	35	40		
50	0,9 / 1 / 1,1	•	•				PV / PCP	14°
60	0,9 / 1 / 1,1	•	•	•	•	•	PV / PCP	14°
70	1 / 1,1	•	•	•	•	•	PV / PCP	14°



## Příloha 7 Pilové pásy – Wood Mizer

zdroj [20]

	Úhel čela zubu	Šířka [mm]	Tloušťka [mm]	Rozteč zubu [mm]
	4,7,9,10,13	32/38	0,89/1,07/1,14/1,27/1,40	22/28 pro 38x1,4
	4,7,9,10,12,13	25/29/32/38/45/50/75	0,89/0,97/1,07/1,14/1,27/1,40	12/16/19/22/28
	7,10,	25/32/38/50	0,89/1,07/1,14/1,40	16/22
	7,10,12	29/32/38/50/75	0,89/0,97/1,14/1,40	12/16/22/28
	10	35/42	1,07/1,27	22

### Doporučení výrobce Wood-Mizer

Úhel čela zubu	Užití
10	Všeobecné použití tvrdé/měkké dřevo
13	Měkké dřevo
9	Tvrdé dřevo (nižší výkon motoru, menší kmeny)
7	Zmrzlé/extrémně tvrdé dřevo (vysoký výkon motoru)



## Příloha 8 Koeficienty pro výpočet řezného odporu

zdroj [1]

Hodnoty koeficientu  $K_\varphi$  (podle Afanasijeva)

Směr řezu	Úhel styku $\varphi^\circ$						
	0	15	30	45	60	75	90
Tangenciální	0,5						
Tang. příčné	0,5	0,7	1,1	1,5	1,9	2,1	2,2
Příčné							2,2
Podélně příčné	1,0	1,1	1,3	1,8	1,9	2,1	2,2
Podélné	1,0						
Podélně tang.	1,0	0,85	0,75	0,65	0,55	0,53	0,5

Hodnoty koeficientu  $a_d$  (podle Afanasijeva)

Dřevina	$a_d$	Dřevina	$a_d$
Borovice	1,0	Modřín	1,1
Smrk	0,9—1,0	Bříza	1,2—1,3
Lípa	0,8	Buk	1,3—1,5
Osika	0,85	Dub	1,5—1,6
Olše	1,05	Jasan	1,5—2,0

Hodnoty koeficientu  $a_w$  (podle Manžose, Afanasijeva)

Dělený materiál	Vlhkost %	Elementár- ní řezání	Řezání pilami
		$a_u$	$a_u$
Dřevo suché	5—8	1,1	0,9
Vyschlé na vzdu- chu	10—15	1,0	1,0
Polosuché	20—30	0,93—0,95	1,05
Čerstvě poražené	50—70	0,89—0,90	1,1
Plavené	70	0,85—0,87	1,15





Hodnoty  $a_s$  (podle Afanasijeva)

Dřeviny	Tloušťka třísky [mm]													
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,10	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
koeficient $a_s$														
Měkké	4,2	3,6	3,3	3,1	2,9	2,6	2,2	1,9	1,7	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
Tvrdé	7,0	5,1	4,4	3,9	3,5	3,0	2,5	2,0	1,7	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0

Hodnoty  $a_r$  (podle Afanasijeva)

Poloměr zaoblení $r$ ( $\mu\text{m}$ )	2—10	15—25	26—35	36—40	41—45	46—50	51—55	56—60
$a_r$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7

Hodnoty  $a_\delta$  (podle Afanasijeva)

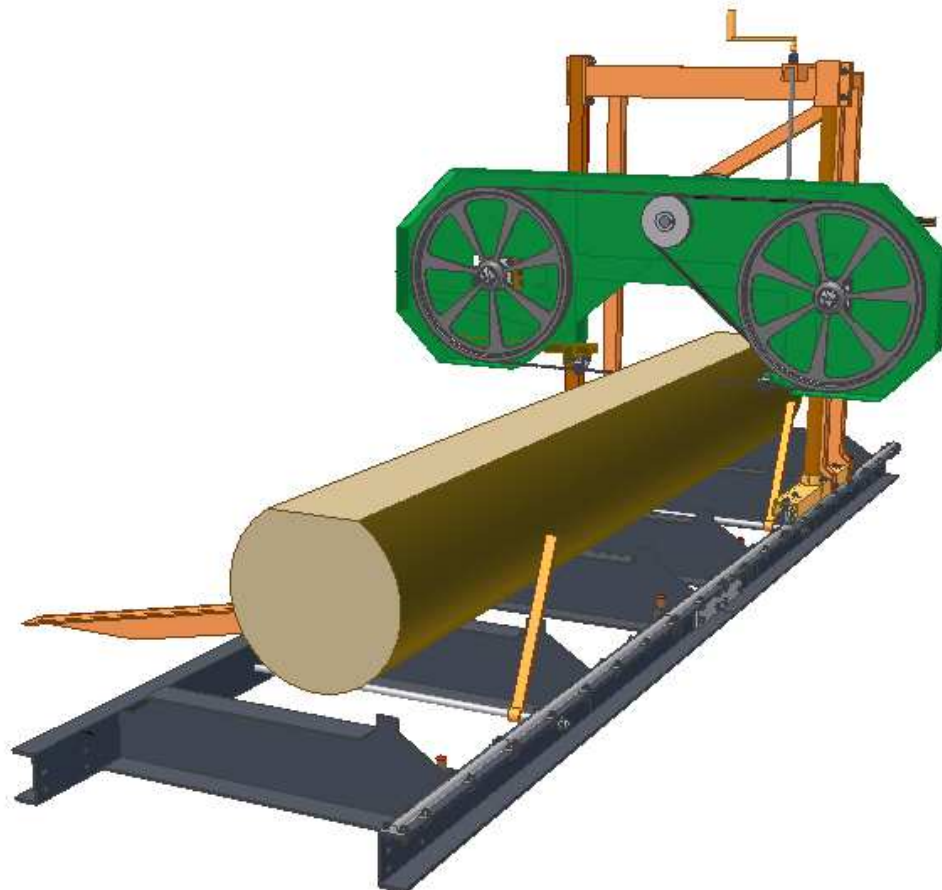
Směr řezání	Úhel řezu										
	30	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
koeficient $a_\delta$											
Příčné	0,6	1	1,15	1,3	1,45	1,7	2	2,4	2,8	—	—
Podélné	0,7	1	1,1	1,2	1,3	1,5	1,7	2,0	2,4	2,8	—
Tangenciální	0,9	1	1,03	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,3

Hodnoty  $a_v$  (podle Beršadského)

Řezná rychlost m/S	1	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
$a_v$	1,0	1,1	1,2	1,4	1,45	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	—
(podle Afanasijeva)														
	—	—	1,0	—	—	—	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,35	1,4	1,5

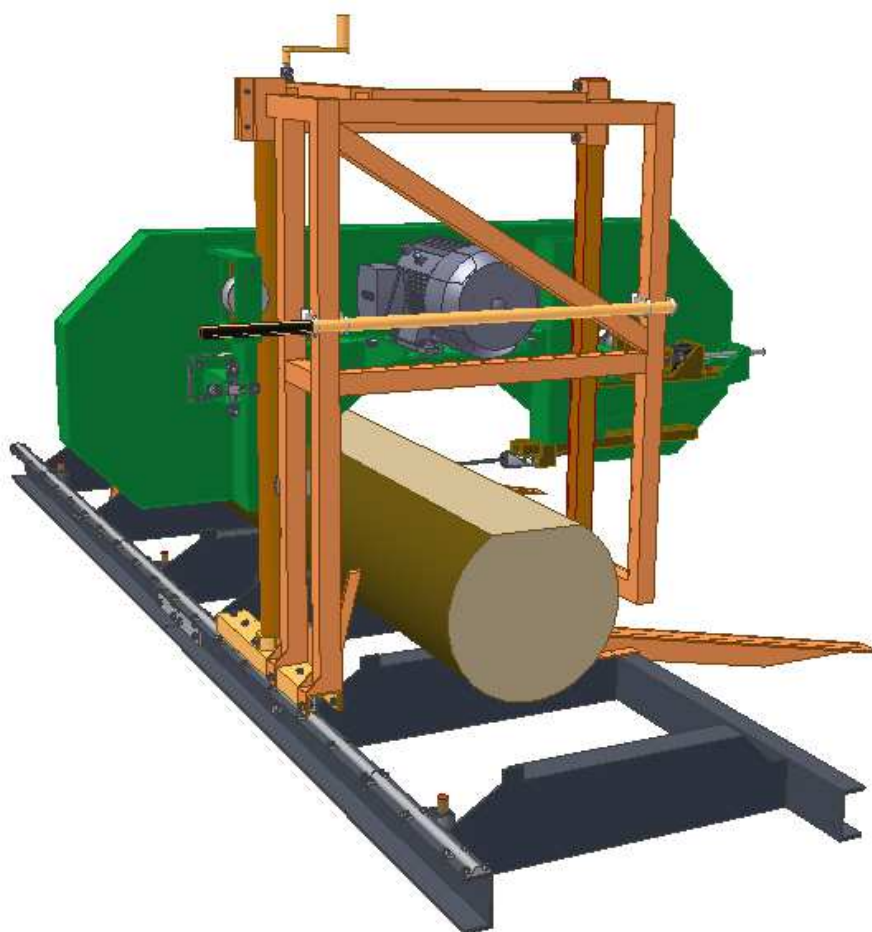


## Příloha 9 Celkový pohled přední

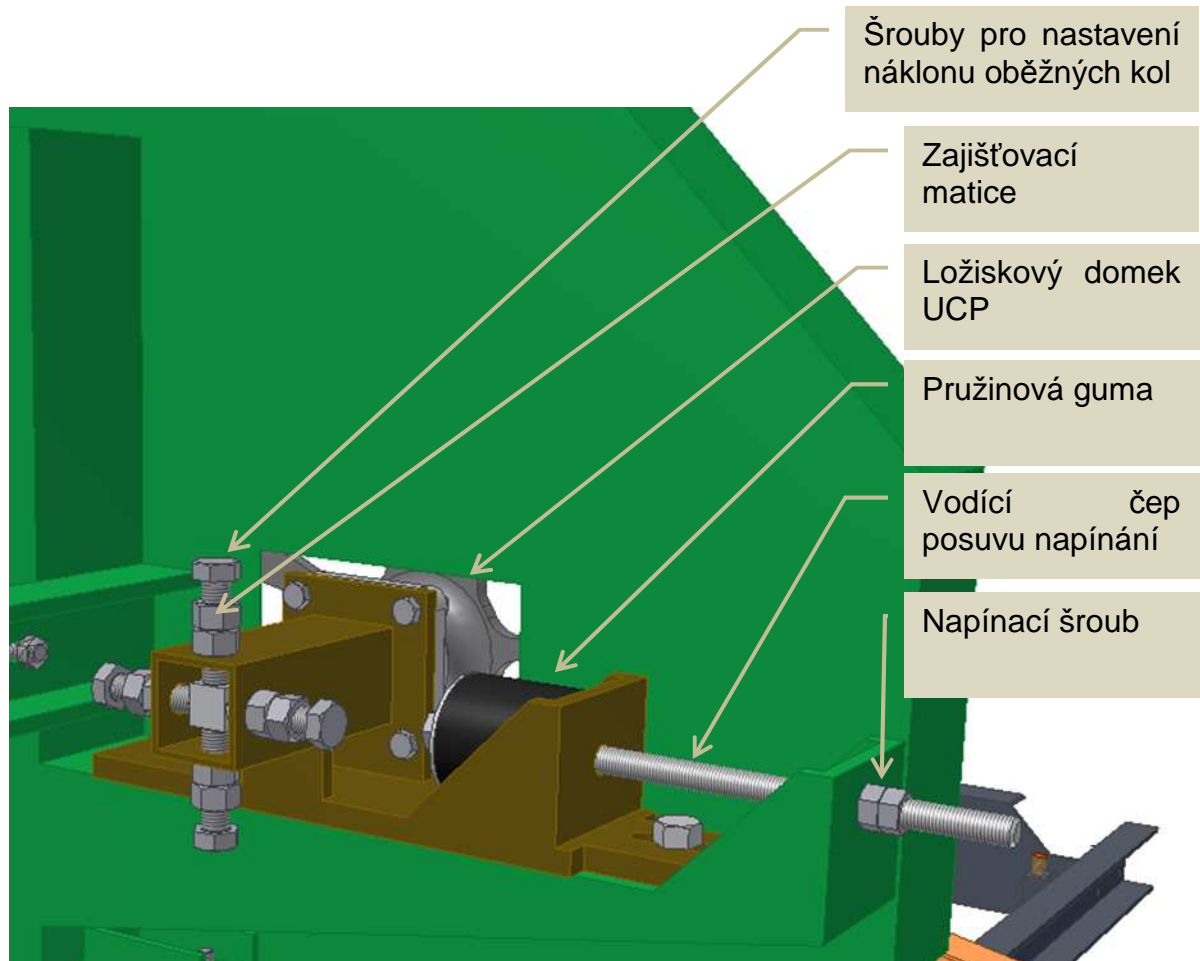




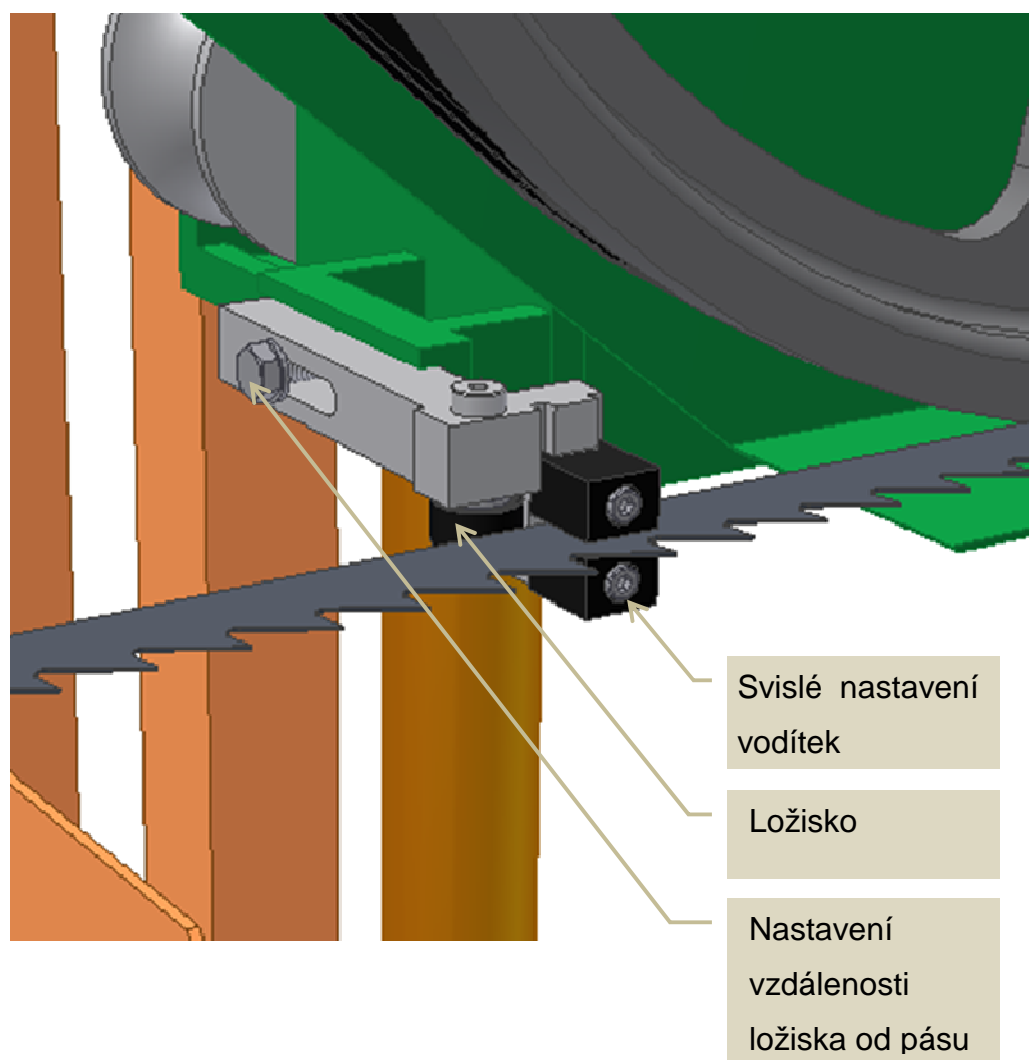
## Příloha 10 Celkový pohled zadní



## Příloha 11 Napínání pilového pásu a naklápění oběžných kol

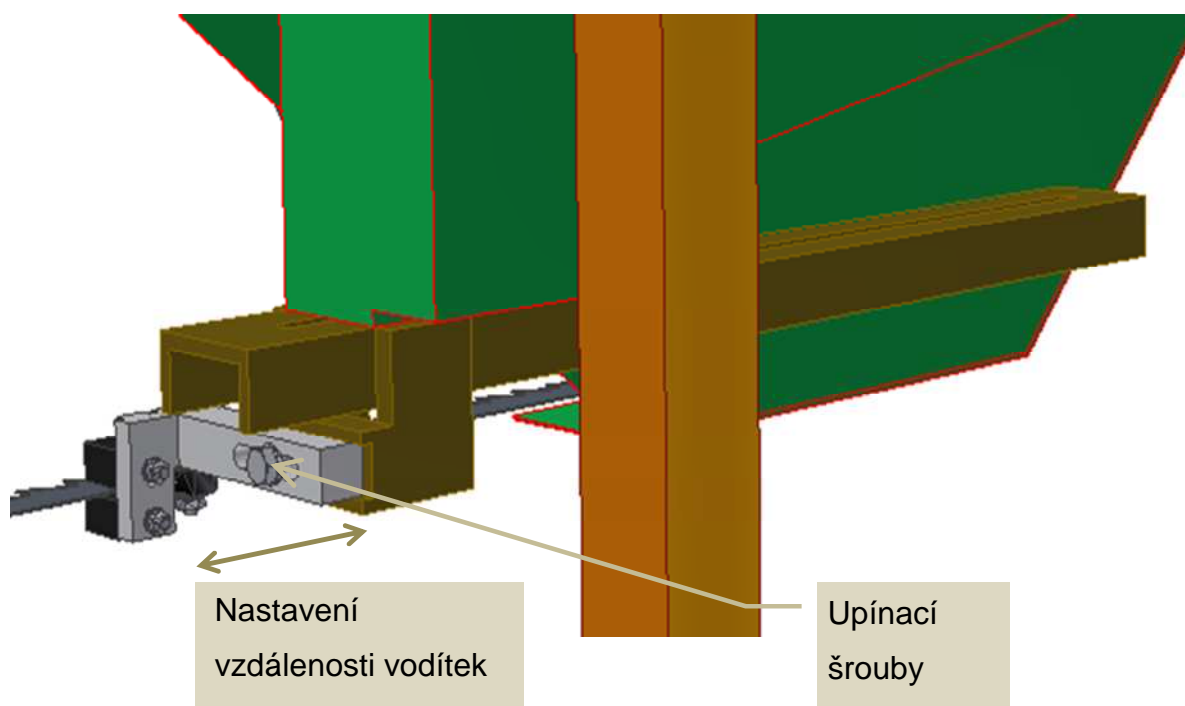


## Příloha 12 Vodítka pilového listu



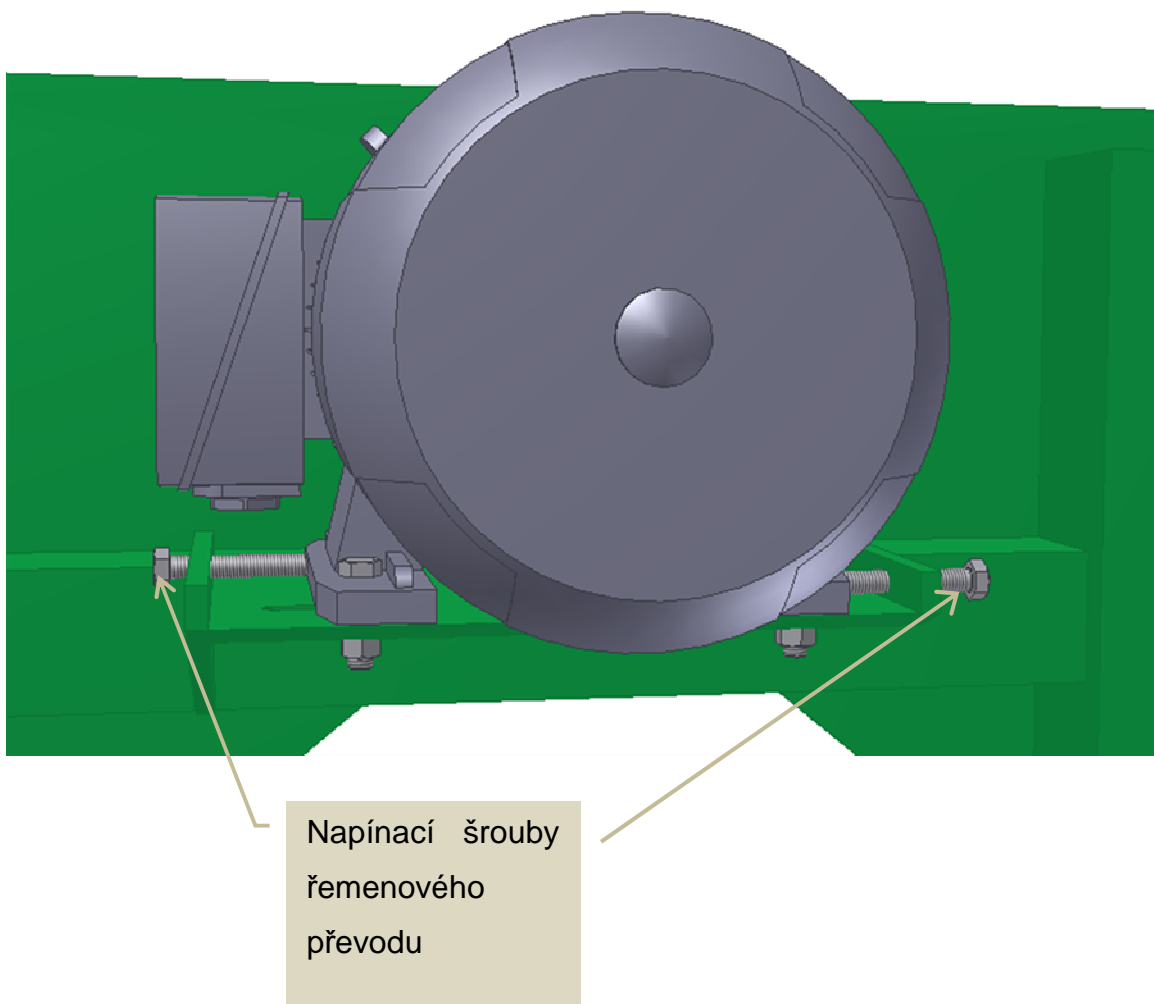


## Příloha 13 Nastavení vzdálenosti vodítek

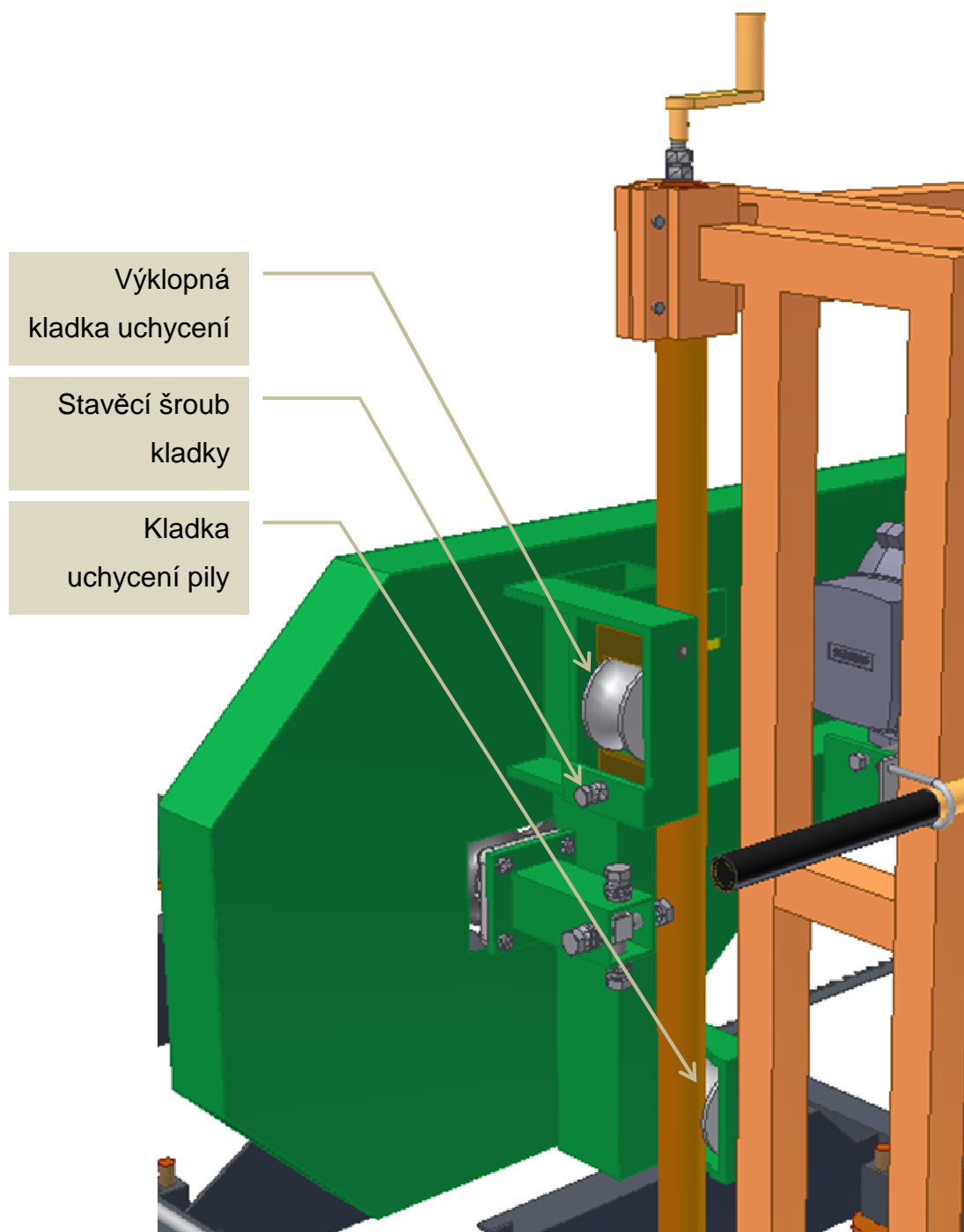




## Příloha 14 Napínání řemene motoru

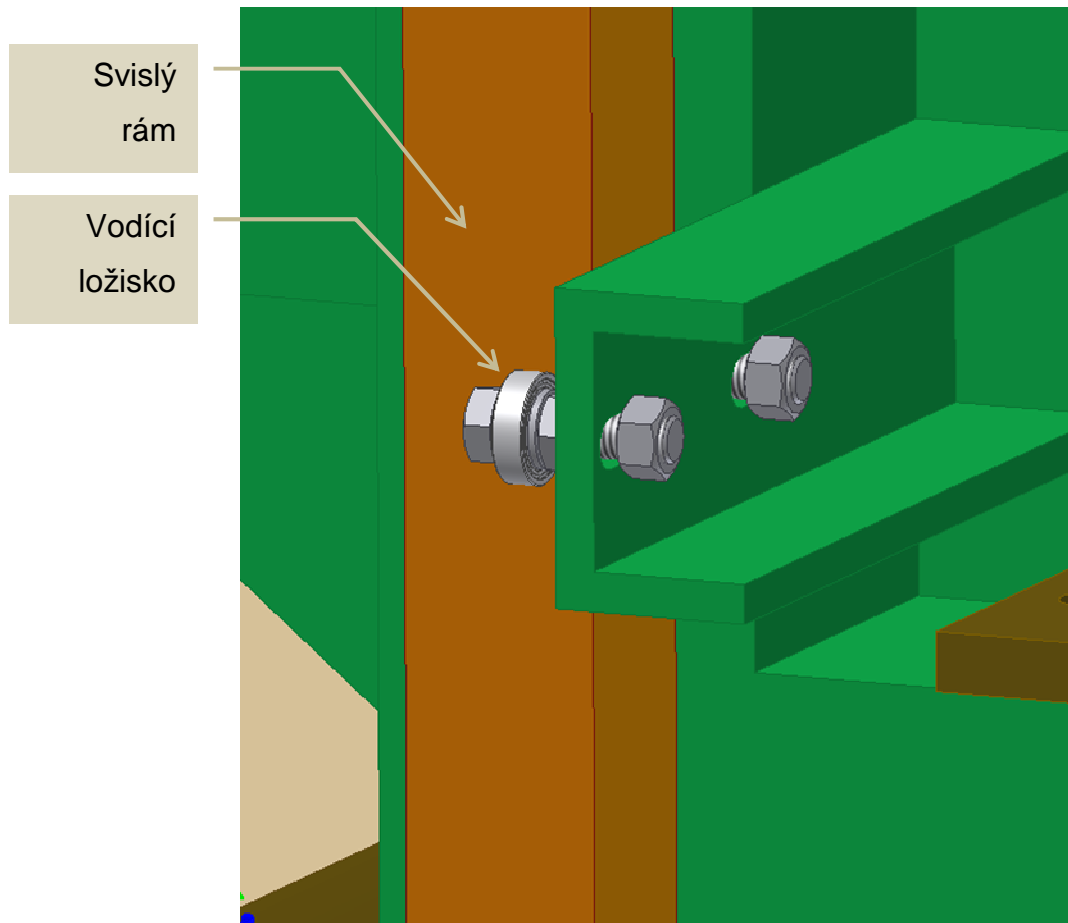


## Příloha 15 Uchycení pily ke svislému rámu – levá strana

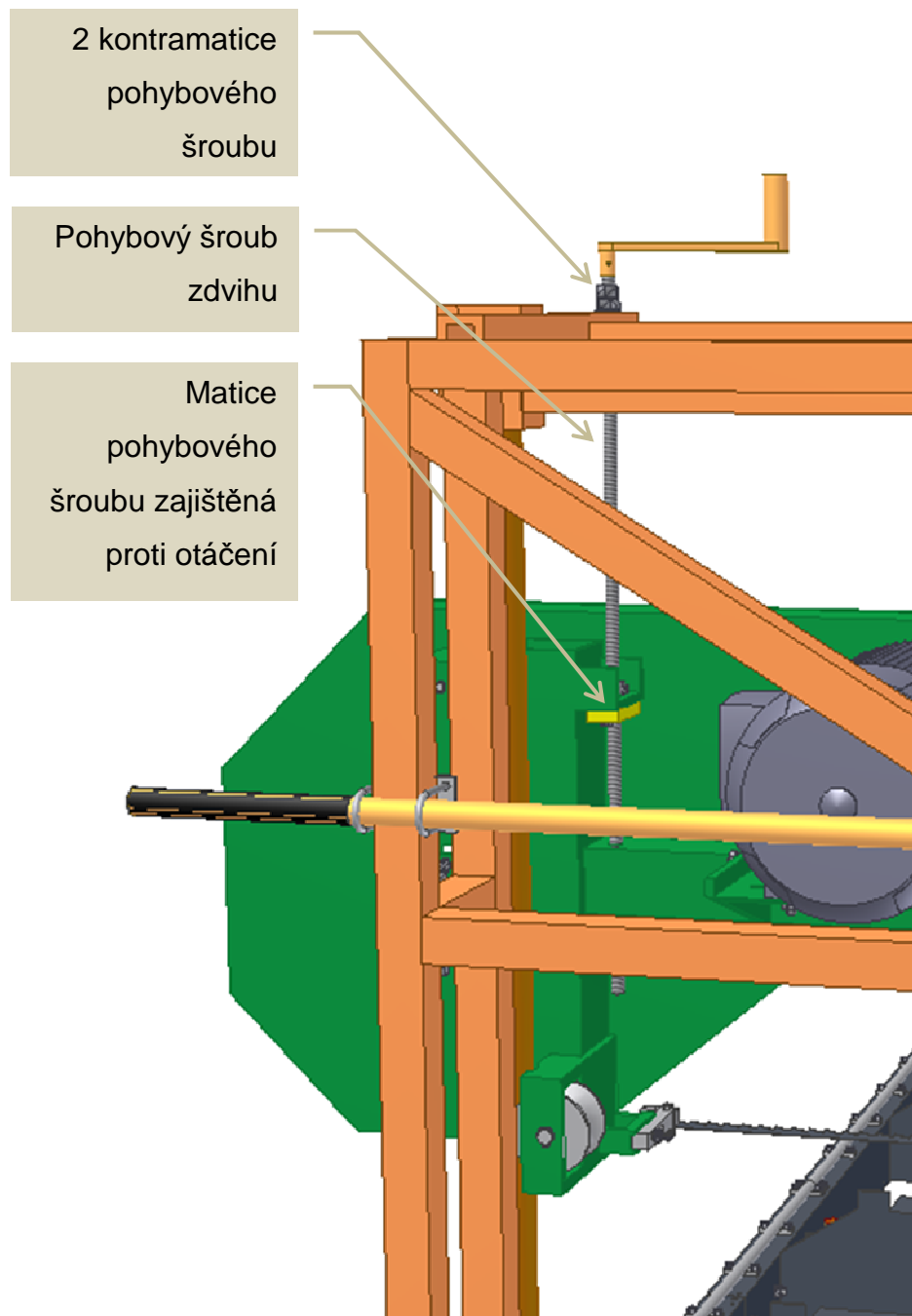




## Příloha 16 Uchycení pily ke svislému rámu – pravá strana

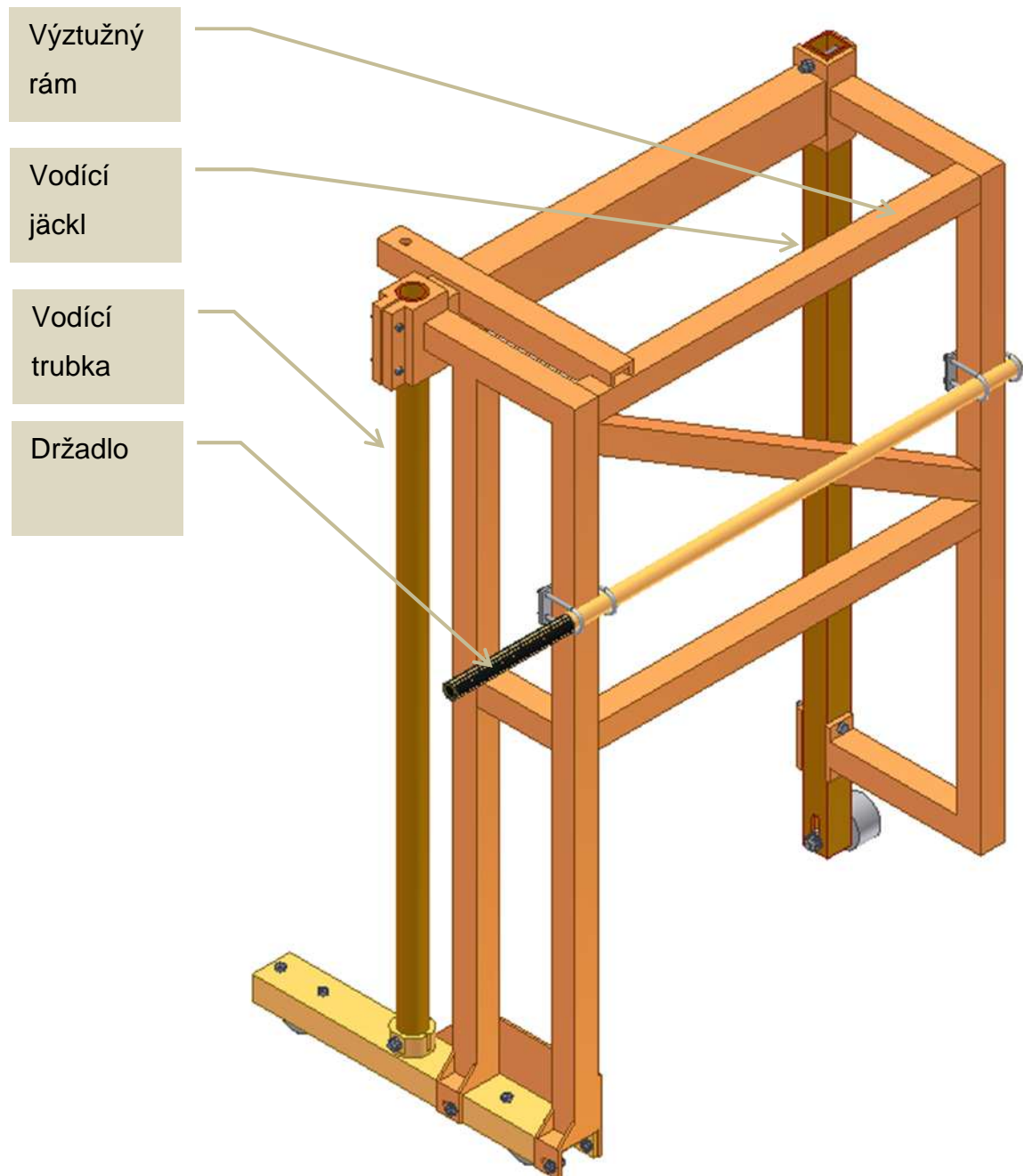


## Příloha 17 Mechanismus zdvihu

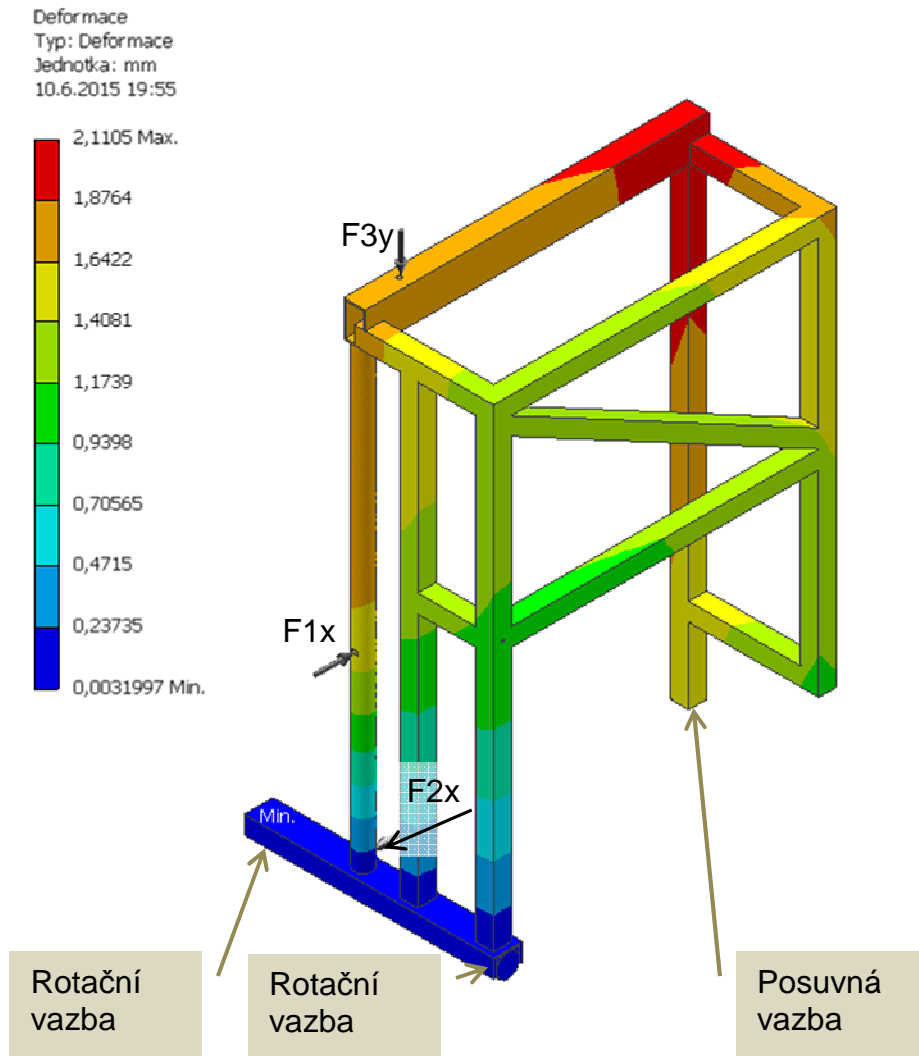




## Příloha 18 Svislý rám pásové pily

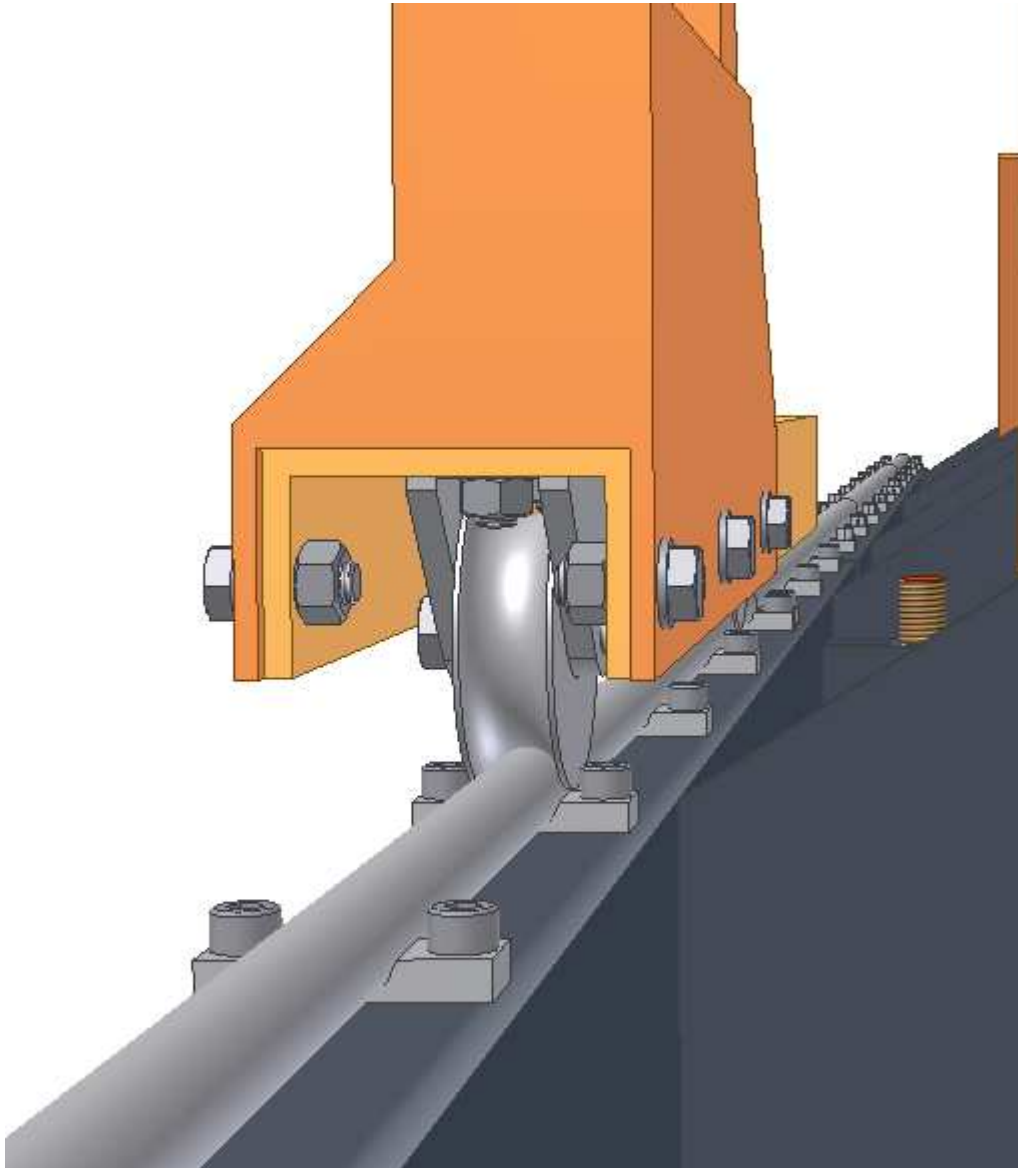


## Příloha 19 Svislý rám - deformace vyztuženého rámu ( MKP)



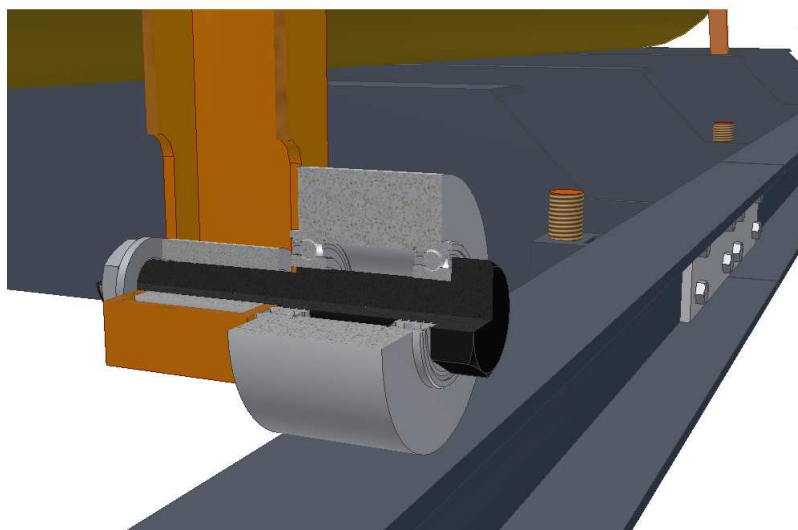


## Příloha 20 Pojezd levá strana

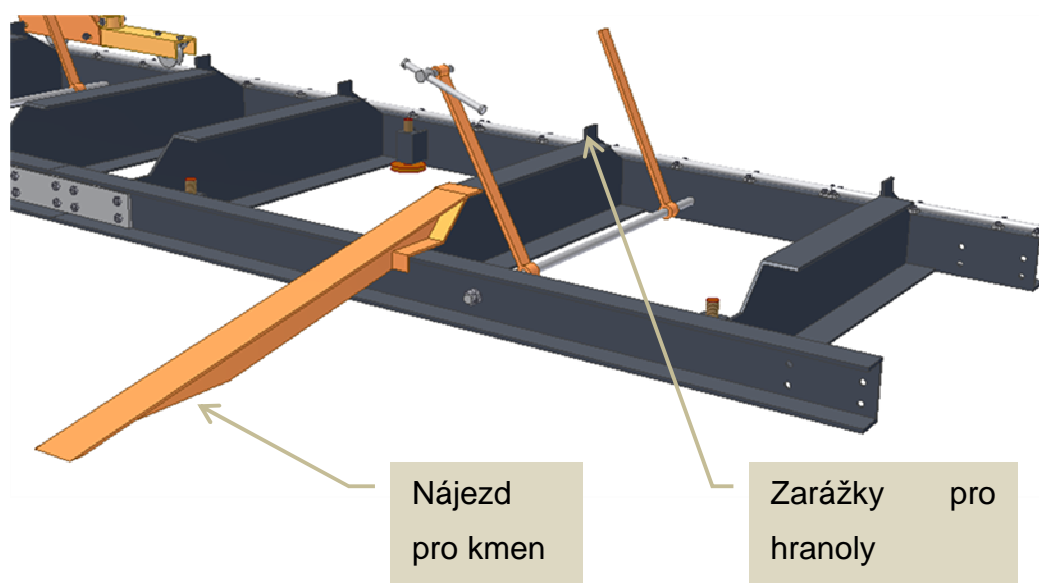




## Příloha 21 Pojezd pravá strana

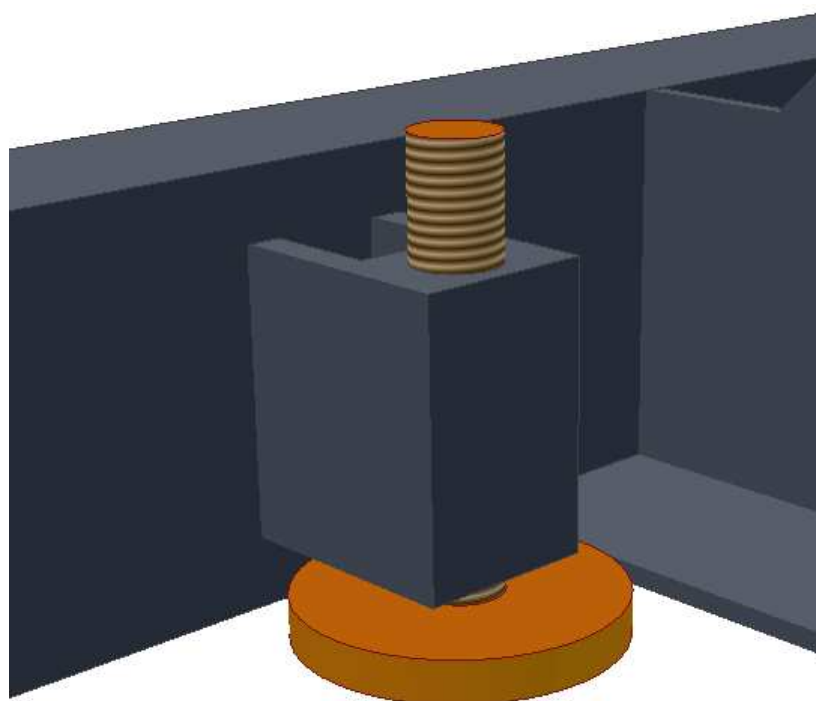


## Příloha 22 Upnutí kmene

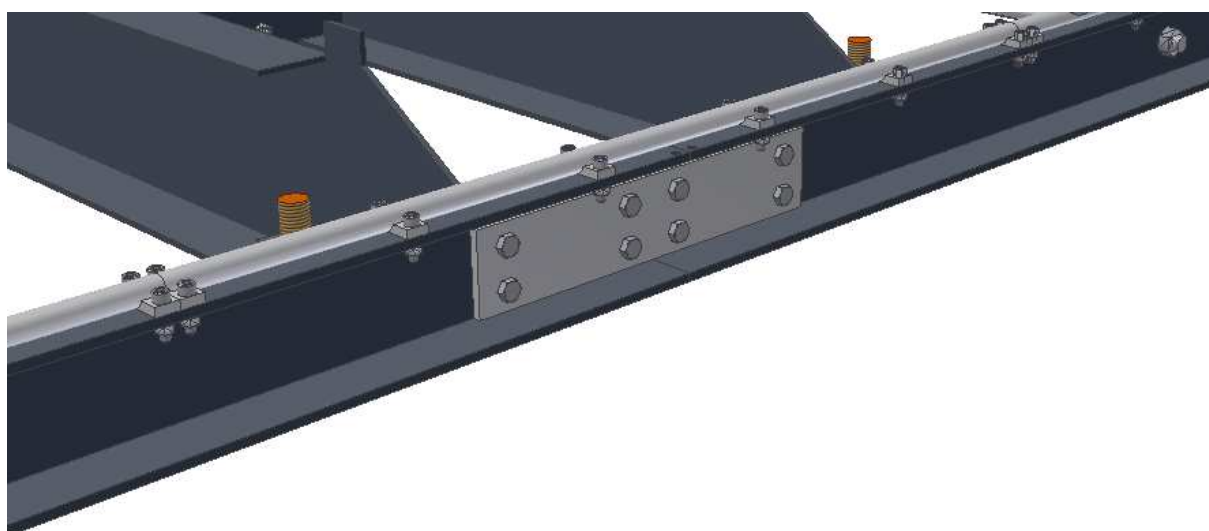




## Příloha 23 Patky

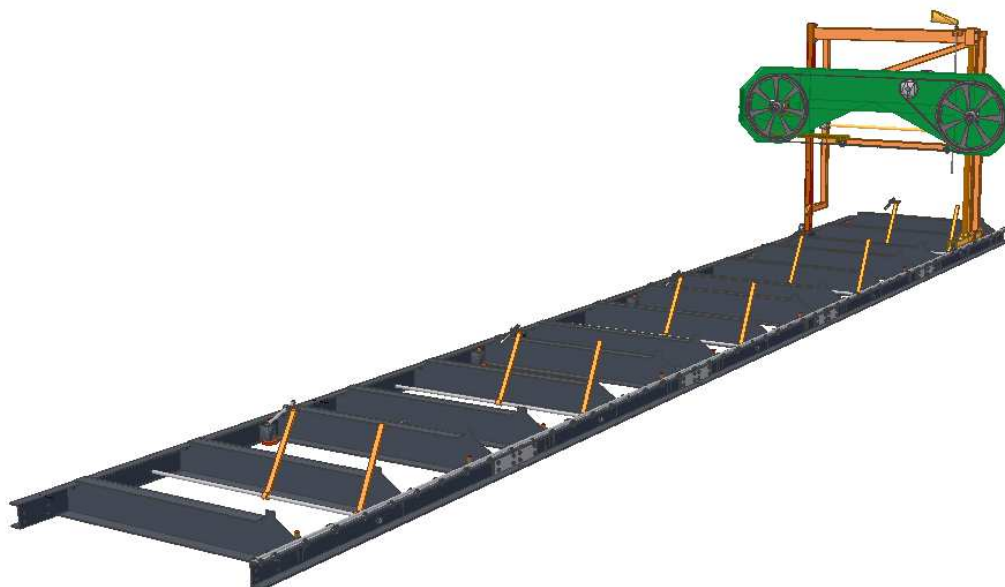


## Příloha 24 Spojení spodních rámu





## Příloha 25 Parametrický model



## Příloha 26 Experiment - tvarování kola a stabilita pilového pásu

