

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Zkracovací kotoučová pila kyvná

Autor: **Alena DRASTÍKOVÁ**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Alena DRASTÍKOVÁ**  
Osobní číslo: **S16N0058K**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Zkracovací pila kotoučová kyvná**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Zpracovat řešerši krátících pil na dřevo a vypracovat konkrétní konstrukční návrh.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků a variant řešení, výběr optimálního řešení
2. Konstrukční návrh s potřebnými technickými výpočty
3. Vypracování potřebné technické dokumentace
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1.. Brno: Computer Press, 1999**

**PROKEŠ, S. Obrábění dřeva a nových hmot ze dřeva. Praha: SNTL, 1982**

**TRČKA, M. Exportní jehličnaté řezivo. Jihlava: I-R-C, 1991**

**KAFKA, E. A KOL. Dřevařská příručka 1. Praha: SNTL, 1989**

**KAFKA, E. A KOL. Dřevařská příručka 2. Praha: SNTL, 1989**

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jaroslav Bublík**

Dřevostroj Čkyně, a.s.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracovala samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce panu Doc. Ing. Jaroslavu Krátkému, Ph.D. za cenné rady a odborné připomínky, firmě DŘEVOSTROJ Čkyně, a.s. za umožnění studia při zaměstnání a mé rodině za pomoc a podporu při studiu

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Drastíková	Jméno Alena		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	Nehodící se <b>škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Zkracovací pila kotoučová kyvná			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	88	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	56	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	22
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh zkracovací pily kotoučové kyvné ve svislém směru, výpočty základních funkčních skupin zkracovací pily, statickou analýzu rámu pily a modální analýzu krytu pily. Diplomová práce je doplněna o výkresovou dokumentaci sestavy zkracovací pily.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	<p>Zkracovací pila, kulatina, manipulační linka, pilový kotouč, řemenový převod, hydraulický válec, řezný odpor, MKP analýza</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Drastíková	Name Alena	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T019 „Design of Power Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Swinging circular cutting saw		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

**NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)**

<b>TOTALLY</b>	88	<b>TEXT PART</b>	56	<b>GRAPHICAL PART</b>	22
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This diploma thesis includes design solution of circular cutting saw swinging in vertical direction. The solution includes calculations of the basic functional groups of the cutting saw, the static analysis of the saw frame and the modal analysis of the saw cover. The diploma thesis is supplemented with the drawing documentation of the cutting saw assembly.
<b>KEY WORDS</b>	Circular cutting saw, timber, handling line, circular blade, belt transfer, hydraulic cylinder, cutting resistance, MKP analysis

## Obsah

1	Úvod.....	10
2	Dřevostroj Čkyně, a.s.....	10
3	Úvod do problematiky.....	11
3.1	Dřevo .....	11
3.1.1	Dělení dřeva .....	11
3.2	Manipulační linka kulatiny .....	12
3.2.1	Blokové schéma manipulační linky .....	14
4	Rozdělení zkracovacích pil .....	15
4.1	Zkracovací pily řetězové .....	15
4.2	Zkracovací pily kotoučové (ZPK) .....	16
4.2.1	ZPK s podélným přísunem kulatiny.....	17
4.2.2	ZPK s příčným přísunem kulatiny .....	21
5	Návrh nového konstrukčního řešení ZPK .....	22
5.1	Požadavky a základní technické údaje .....	22
5.2	Analýza stávajícího řešení ZPK .....	23
5.3	Základní funkční skupiny ZPK.....	24
5.3.1	Pilový kotouč.....	24
5.3.2	Pohon pily .....	26
5.3.3	Převod elektromotor – vřeteno .....	27
5.3.4	Vřeteno .....	31
5.3.5	Zdvihací (kývací) mechanismus pily .....	35
5.3.6	Upínací čelisti.....	37
5.3.7	Hydraulické zapojení uzlu ZPK .....	40
5.4	Výrobní kapacita ZPK .....	42
5.4.1	Spotřeba tlakového oleje .....	43
5.5	Statická analýza rámu ZPK metodou konečných prvků.....	45
5.5.1	Výpočtový model .....	45
5.5.2	Pevnostní analýza .....	47
5.5.3	Deformační analýza.....	48
5.6	Modální analýza krytu kotouče .....	49
5.6.1	Vlastní frekvence modelu s uvažováním vazeb .....	50
6	Závěr.....	53
6.1	Parametry navržené ZPK.....	53



7	Seznam obrázků .....	54
8	Seznam tabulek .....	55
9	Použitá literatura .....	55
9.1	Knižní literatura .....	55
9.2	Internetové publikace .....	55
10	Software .....	56
11	Přílohy .....	56

## 1 Úvod

Zkracovací kotoučová pila na dřevo je hlavní částí manipulační linky surové kulatiny. Manipulace kulatiny, její měření, případné odkornění a vykrácení do přesných délek podle dalšího zpracování je prvotní operace po vytěžení surové kulatiny z lesa. Všechny tyto operace zvyšují efektivitu celkového využití zpracovávané kulatiny.

Hlavní částí takovéto manipulační linky je uzel zkracování kulatiny, jehož součástí je zkracovací pila, přísun a odsun kulatiny a odsun odpadů od řezání.

Výrobní kapacita celé linky se odvíjí zejména od výkonu zkracovacího uzlu (počet řezů za minutu), proto je nejčastěji využívána zkracovací pila kotoučová oproti pile řetězové.

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem zkracovací kotoučové pily kyvné ve svislém směru. Zadávající firmou diplomové práce je Dřevostroj Čkyně a.s.

## 2 Dřevostroj Čkyně, a.s.

Historie firmy Dřevostroj Čkyně sahá do roku 1951, kdy byla firma začleněna do provozu na opravu zemědělských strojů. V letech 1955 až 1981 byl podnik součástí Jihočeských dřevařských závodů n.p. České Budějovice, v roce 1992 byla založena akciová společnost.

V prvních letech se Dřevostroj zabýval zejména generálními opravami parních strojů a rámových pil. Od počátku 60. let 19. století se začal orientovat na modernizaci pilařských závodů. Nejdříve se jednalo o dodávky samostatných strojů, později o ucelené dodávky strojně-technologických linek včetně ovládací elektroinstalace.

V současné době se Dřevostroj zabývá projektováním, výrobou a servisem technologie pro manipulační a třídící linky a vybavením pilařských závodů, jako jsou hranolovací, omítací a rozmítací pily, třídíče řeziva, ukládací zařízení atd. Součástí těchto linek a pilnic je odpadové hospodářství využívající zejména hrabicové, pásové a vibrační dopravníky. [4]

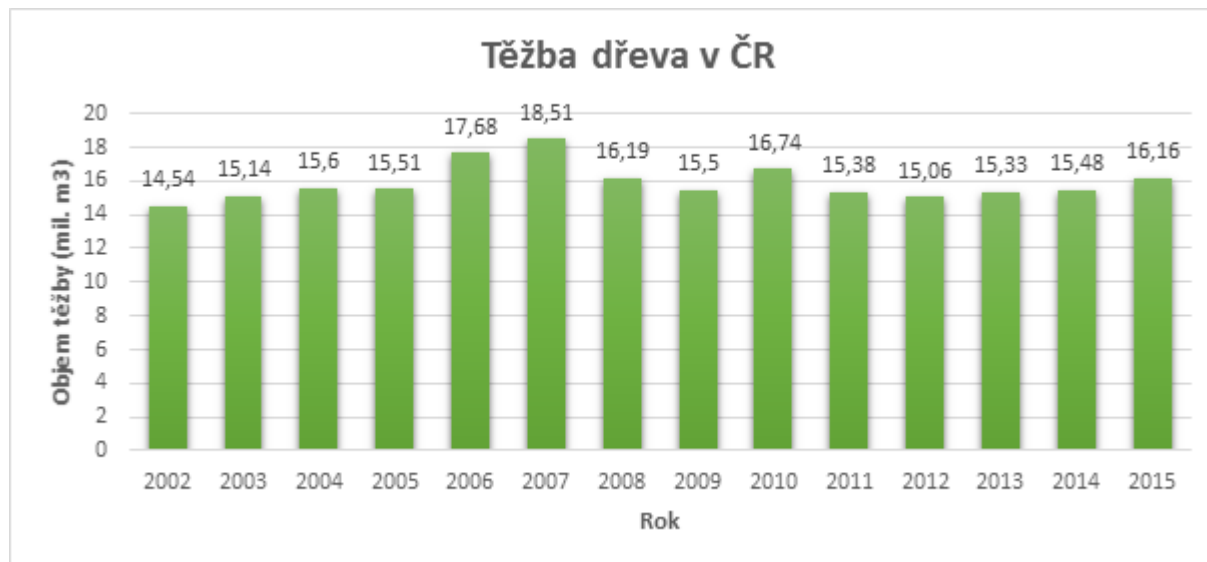


Obr. 1: Manipulační linka Javořice a.s., Ptení

## 3 Úvod do problematiky

### 3.1 Dřevo

Zpracovávaným materiálem je dřevo, snadno dostupná přírodní obnovitelná surovina. Roční těžba dřeva se pohybuje přibližně mezi 15 – 16 mil. m<sup>3</sup>, od čehož se odvíjí nutnost dalšího zpracování a potřeba výroby dřevozpracujících strojů.



Obr. 2: Těžba dřeva v ČR v letech 2002-2015 [5]

#### 3.1.1 Dělení dřeva

- základní druhy
  - jehličnaté (smrk, borovice, modřín, jedle, atd.)
  - listnaté (dub, buk, jasan, bříza, lípa, atd.)
- podle tvrdosti
  - tvrdé – dřevo s vysokou hustotou (buk, dub, akát)
  - měkké – dřevo s nízkou hustotou (lípa, topol, smrk)
- podle využití
  - stavební materiál, výroba nábytku a papíru – určení využití podle rozsahu vad dřeva
  - palivové dřevo – dřevo s vysokým množstvím vad [1]

### 3.2 Manipulační linka kulatiny

Zkracovací kotoučová pila je součástí manipulační linky, která slouží k prvotnímu zpracování a roztřídění kulatiny.

Manipulační linky se dělí podle zpracování:

- slabé hmoty (maximální průměr kulatiny 350 mm)
- střední hmoty (maximální průměr kulatiny 550 mm)
- silné hmoty (maximální průměr kulatiny 700 mm)

Kulatina přivezená z lesa je přeložena na zásobní skládku manipulační linky, odtud je posouvána směrem k separátoru, který oddělí jednotlivé kmeny od sebe, aby bylo možné dávkovat každý kus zvlášť. Toto řešení se používá tehdy, jsou-li kmeny zpracovávány v celé délce (až 18 m).



Obr. 3: Zásobní skládka se separátorem a dávkovačem

Pokud je kulatina přivezena v kratších výřezech (do 6 m), je separátor nahrazen stupňovitým dávkovačem, který oddělí výřezy od sebe, a pak je dávkuje jednotlivě na podélný řetězový dopravník (obr. 4).



Obr. 4: Stupňovitý dávkovač



Další uspořádání manipulační linky je dáno specifickými požadavky zákazníka. Součástí takovéto linky bývá často odkorňovač, detektor kovů, reduktor kořenových náběhů a 2D nebo 3D měřicím rám pro určení přesných parametrů dané kulatiny (délka, průměr, objem, zakřivení).

Kulatina putuje dále pomocí podélných řetězových nebo pásových dopravníků ke zkracovací pile, kde dochází k naměření požadované délky finálního výřezu, uchycení do přidržovacích kleští (čelistí) a odříznutí (obr. 5).



Obr. 5: Zkracovací kotoučová pila kyvná

Hotový výřez je odnesen podélným řetězovým dopravníkem sloužícím jako třídící dopravník. Ten má za úkol odvézt každý výřez na úroveň určeného třídícího boxu, do kterého je výřez vyražen. Volba daného boxu je prováděna automaticky nebo ručně operátorem linky. Výřezy jsou do boxů zařazovány podle zvolených parametrů (délka, průměr, kvalita dřeva). Z jednotlivých boxů jsou následně výřezy vyjímány pomocí manipulátorů s kleštěmi a převezeny k dalšímu zpracování (obr. 6).



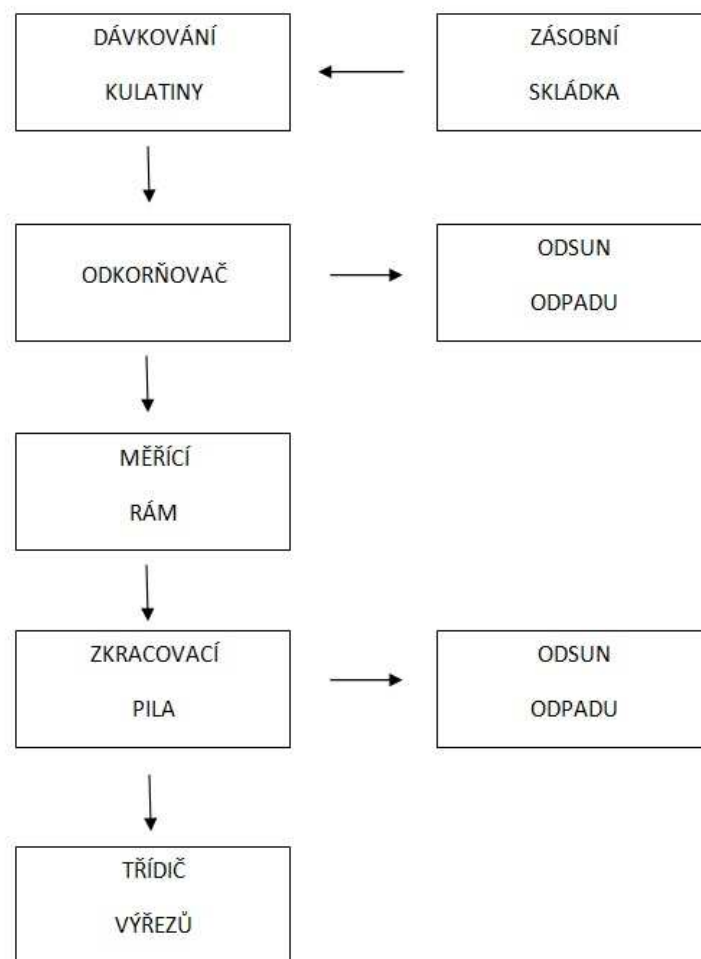
Obr. 6: Třídíč výřezů

Součástí manipulační linky je také odsun odpadů pomocí hrabicových a pásových dopravníků. Ty mají za úkol vyvézt kůru, piliny a odřezky do boxů nebo kontejnerů.

Hlavním výstupním produktem manipulační linky je tedy přesně vykrácená a roztríděná (případně i odkorněná) kulatina. Vedlejšími produkty jsou piliny vytříděné od odřezků, a v případě zařazení odkorňovače do manipulační linky i kůra, která může být dále drcena na nižší frakci pomocí drtiče kůry.

### 3.2.1 Blokové schéma manipulační linky

Blokové schéma manipulační linky (obr. 7) znázorňuje návaznost jednotlivých technologických uzlů linky se zařazením odkorňovače.



Obr. 7: Blokové schéma manipulační linky

## 4 Rozdělení zkracovacích pil

Hlavním parametrem pro dělení zkracovacích pil je maximální průměr řezané kulatiny. Do průměru 800 mm se využívá kotoučových pil, pro větší průměry se používají pily řetězové.

### 4.1 Zkracovací pily řetězové

Řezným nástrojem je řetěz obíhající kolem lišty pily, díky tomu je možné pily používat pro krácení velkých průměrů kulatiny, i pro krácení celých paketů prken připravených pro expedici (obr. 8). Nevýhodou řetězových pil oproti kotoučovým je mnohem delší doba řezu vyplývající z nižší rezné rychlosti (13-15 m/s).



Obr. 8: Stabilní řetězová zkracovací pila firmy HOLTEC [6]

Tyto řetězové pily se mohou používat jako stabilní, kdy jsou součástí celé linky na zpracování dřeva (obr. 8), nebo také jako mobilní pro využití mimo zpracovatelský závod (obr. 9). Mobilní řetězové zkracovací pily mohou mít pohon elektromotorem nebo spalovacím motorem.



Obr. 9: Mobilní řetězová zkracovací pila firmy HOLTEC [6]

## 4.2 Zkracovací pily kotoučové (ZPK)

Zkracovací pily kotoučové lze rozdělit na dva typy podle způsobu přísunu kulatiny, a to na přísun kulatiny podélně (podélným řetězovým, kuželovým nebo pásovým dopravníkem) nebo příčně (příčným řetězovým dopravníkem).

Řezným nástrojem je pilový kotouč vyráběný buď jako ocelový s broušenými zuby (obr. 10-a), nebo se zuby vyráběnými ze slinutých karbidů a poté pájenými ke kotouči (obr. 10-b). Zuby mohou být také jako výměnné, vkládané do speciálních držáků (obr. 10-c) nebo nýtované (obr. 10-d). [7]



Obr. 10: Druhy pilových kotoučů [7]

Běžně používané geometrie zubů pilových kotoučů jsou uvedeny na obr. 11. Pro příčné řezání kulatiny se využívá zubů střídavých a dutých.

	FZ	rovný zub		TFZ	trapezový zub střídavě s rovným zubem
	FZ N	rovný zub s negativním úhlem čela		TFZ N	trapezový zub střídavě s rovným zubem s negativními úhly čela
	LFZ	rovný zub s omezovačem úběru třísky			
	WZ	střídavý zub		DHZ	rovný dutý zub střídavě se střechovitým dutým zubem
	WZ N	střídavý zub s negativním úhlem čela			DHZ N
	LWZ	střídavý zub s omezovačem úběru třísky			
	TZ	trapezový zub		KON	kónický zub

Obr. 11: Geometrie zubů pilových kotoučů [7]

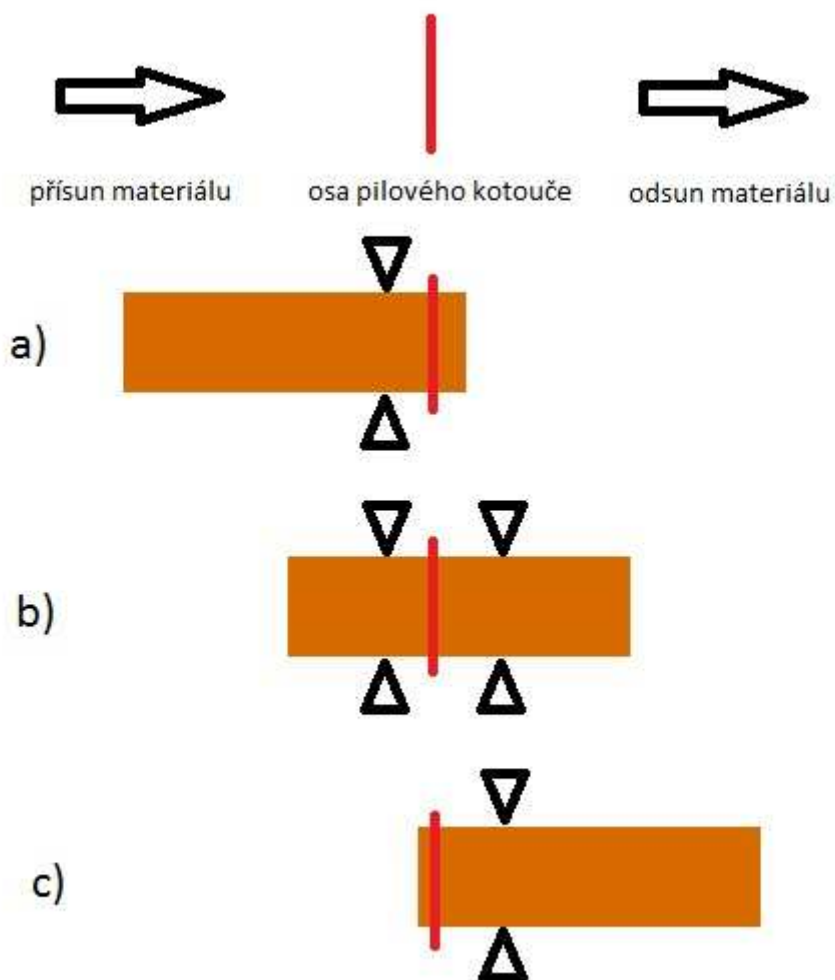


#### 4.2.1 ZPK s podélným přísunem kulatiny

ZPK s podélným přísunem se využívají pro vysoké rozpětí délek finálních výřezů. Kulatina je k pile přivezena dopravníkem v podélném směru, naměřena a ustavena vůči pilovému kotouči. Řez je vykonán kyvným nebo posuvným pohybem pily. Kapacita uzlu ZPK s podélným přísunem kulatiny se pohybuje okolo 4-6 řezů za minutu.

Předtím, než dojde k řezu, musí být kulatina pevně uchycena ve stabilní poloze vůči kotouči pily. K tomu se využívá upínacích čelistí před a za pilou. Tyto čelisti jsou ovládané každé zvlášť a využívá se podle toho, o jaký řez kulatiny se jedná.

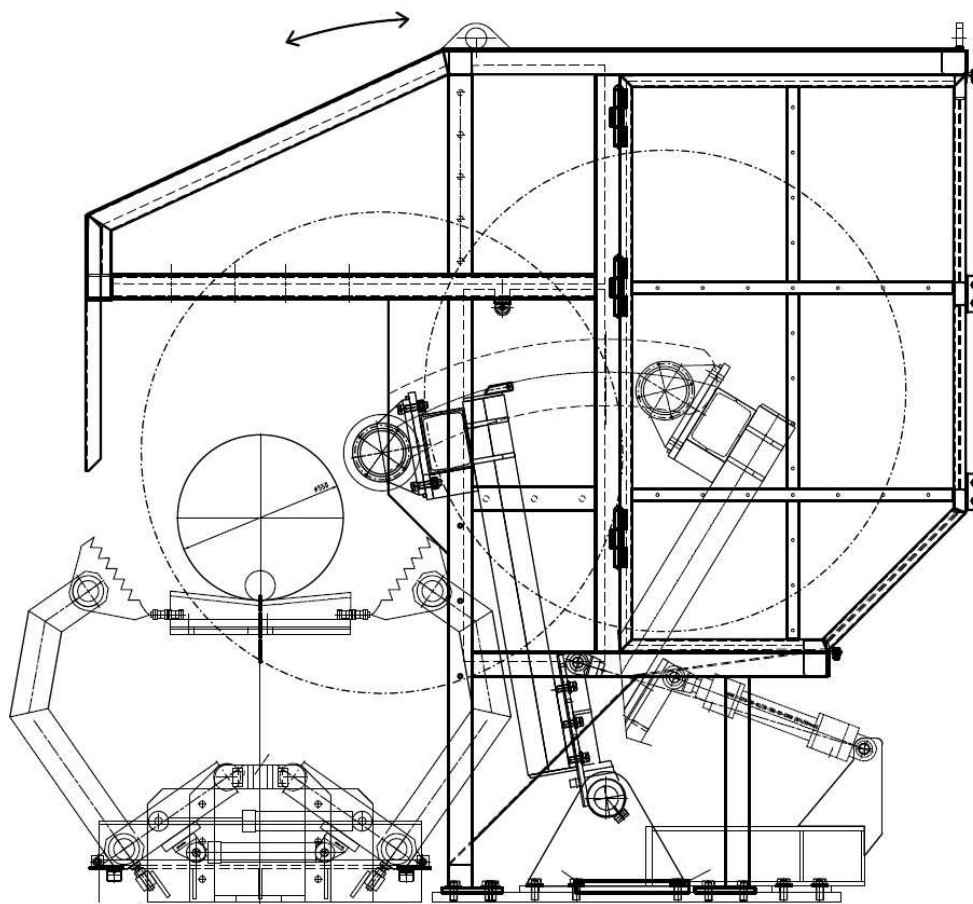
Každému kusu kulatiny je nejprve zarovnán konec (tzv. začelovací řez), kdy jsou svírány pouze čelisti před pilou (obr. 12-a). Odřezek odpadne do hrabicového dopravníku vyvážejícího odpad od ZPK. Poté dochází k přesnému naměření kulatiny ( $\pm 1$  cm), upnutí do obou párů čelistí (obr. 12-b) a odříznutí. Kulatina je dále naměřována a odřezávána stejným způsobem, dokud není rozřezána celá. Při posledním řezu je kulatina upnuta pouze do čelistí za pilou (obr. 12-c), dojde k odříznutí zbytku, který odpadá do hrabicového dopravníku pod pilou.



Obr. 12: Varianty upínání materiálu

#### 4.2.1.1 ZPK kyvná ve vodorovném směru

Pilový kotouč je uchycen na vřetenu připevněném na kyvném rameni, jehož osa kývání je shodná s osou pohonu. Otáčky motoru jsou na pilový kotouč přenášeny pomocí násobných klínových řemenů. Kývání kotouče do řezu a zpět přibližně ve vodorovném směru je realizováno pomocí hydraulického válce ovládaného proporčním ventilem umožňujícím regulování rychlosti. V základní poloze je kotouč zcela zasunut ve stabilním krytu, do řezu je vysouvána pouze jeho činná část, kulatina je upínána pomocí dvou párů čelistí – před a za pilou.

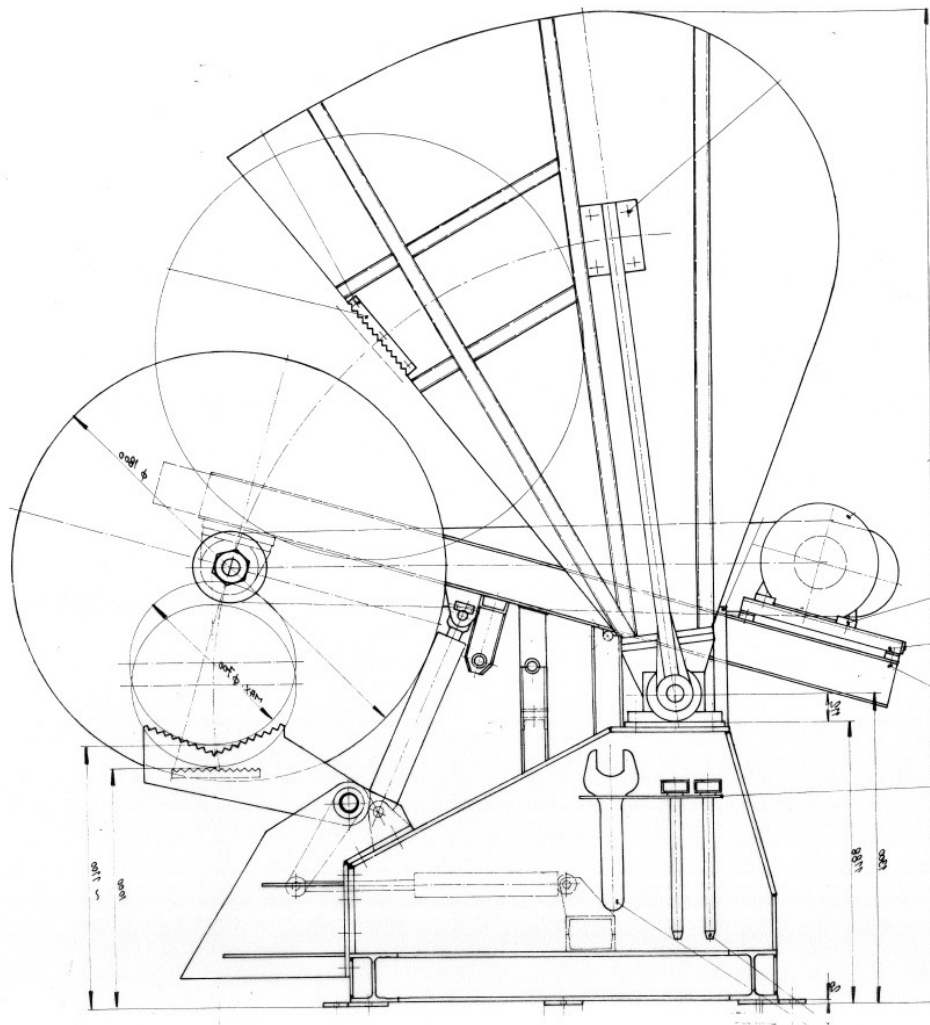


Obr. 13: ZPK kyvná ve vodorovném směru

#### 4.2.1.2 ZPK kyvná ve svislém směru s upínáním pomocí krytu

Oproti předchozí variantě je pilový kotouč v základní poloze zasunut v kyvném krytu, který zároveň slouží jako upínací čelist před i za kotoučem. Druhá upínací čelist je mezi podávacím a naměřovacím dopravníkem přitlačuje kulatinu proti krytu.

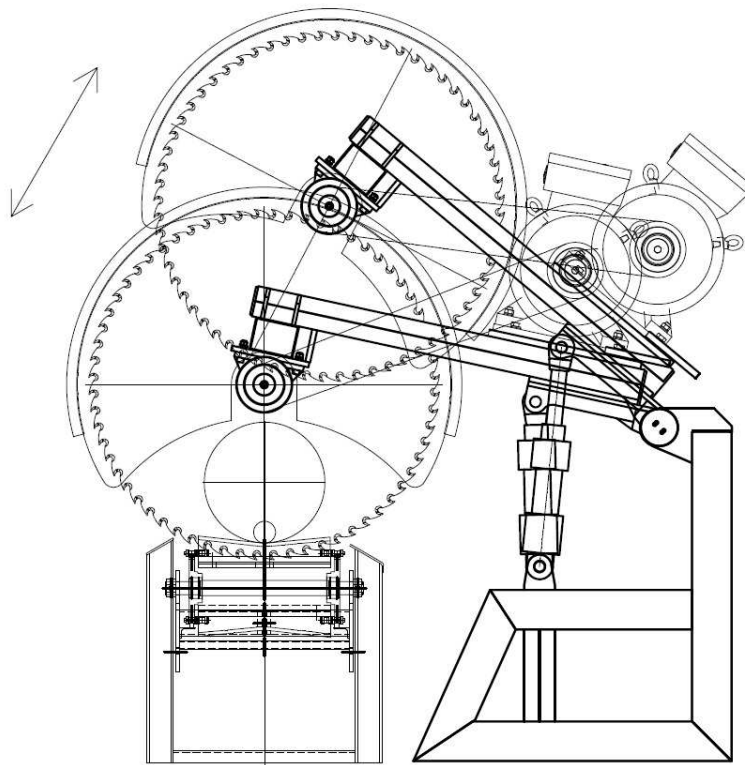
Při řezání kryt se spodní čelistí nejprve sevře kulatinu, a až poté se z krytu vysune činná část pilového kotouče a odřízne kulatinu.



Obr. 14: ZPK kyvná ve svislém směru s upínáním pomocí krytu

#### 4.2.1.3 ZPK kyvná i s krytem ve svislém směru

Kombinací dvou předchozích variant je ZPK kyvná i s krytem ve svislém směru. Pila kýve ve svislém směru, vůči krytu má však stabilní pozici. Pila kýve i s krytem, ve kterém je vybrání dle maximálního průměru řezané kulatiny. Kulatina je upínána pomocí dvou párů čelistí – před a za pilou.



Obr. 15: ZPK kyvná i s krytem ve svislém směru

#### 4.2.1.4 ZPK s lineárním vedením

Pro linky se zpracováním slabé hmoty (max. průměr kulatiny 350 mm) je možné využít pily vodorovně se vysouvající. V základní poloze je pilový kotouč zcela zasunutý v krytu, do řezu je pomocí hydraulického válce vysunut po lineárním vedení. Kulatina je upínána pomocí dvou párů čelistí – před a za pilou.



Obr. 16: ZPK s lineárním vedením

## 4.2.2 ZPK s příčným přesunem kulatiny

ZPK s přesunem kulatiny na příčném řetězovém dopravníku se využívají pro nízké rozpětí délek finálních výřezů ( $\pm 250$  mm). Naměření délky výřezu probíhá přestavením polohy kulatiny na příčném řetězovém dopravníku vůči ose pilového kotouče, k odříznutí dochází přesunem kulatiny přes kotouč. Výhodou takového uspořádání zkracovacího uzlu je vysoká kapacita (až 15 řezů/min).

### 4.2.2.1 ZPK začelovací

V manipulačních linkách s přesunem kulatiny na příčných řetězových dopravnících se často využívá ZPK začelovacích. Pila má vůči dopravníku stabilní pozici, kulatina je na dopravník ustavována s konstantním přesahem, který je příčným přesunem kulatiny přes kotouč odříznut. Dochází tak k zarovnání čela kulatiny. Díky tomu je možné zvýšit výrobní kapacitu celé manipulační linky, protože při dalším zkracování kulatiny už není nutné provádět začelovací řez.



Obr. 17: ZPK začelovací

### 4.2.2.2 ZPK přesuvná

Pro stále stejné nebo minimálně se lišící délky finálních výřezů je možné využít zkracovací kotoučovou pilu s lineárním přesunem na podélném řetězovém dopravníku v kombinaci s pilou začelovací.

Vůči pevné začelovací pile je kulatina ustavována pomocí hydraulicky ovládaného dorazu. Délka výřezu je naměřena druhou přesuvnou pilou a k odříznutí dojde příčným přesunem kulatiny přes kotouče pil.





Obr. 18: ZPK přesuvná v kombinaci s pilou začelovací

## 5 Návrh nového konstrukčního řešení ZPK

Cílem této práce je navrhnout nové konstrukční řešení zkracovací kotoučové pily kyvné i s krytem ve svislém směru. Nové konstrukční řešení vychází ze stávající ZPK kyvné ve vodorovném směru vyráběné zadavatelem práce, firmou DŘEVOSTROJ Čkyně, a.s.

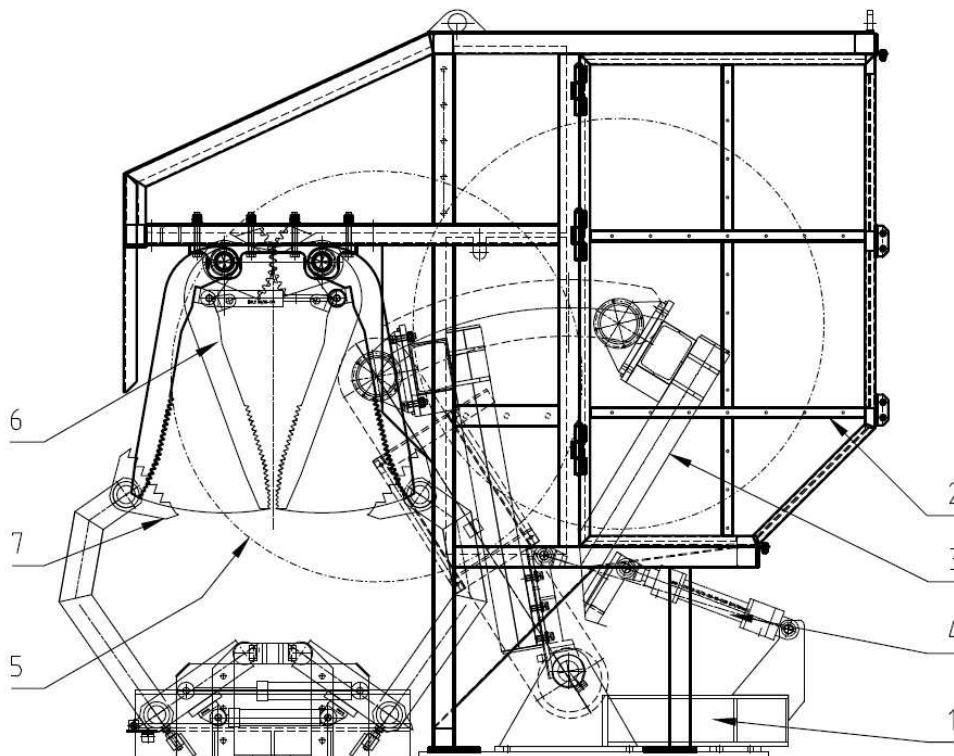
### 5.1 Požadavky a základní technické údaje

- Provést analýzu dosavadní konstrukce ZPK včetně upínacích čelistí
- Navrhnout nové konstrukční řešení ZPK kyvné ve svislém směru včetně upínacích čelistí
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis)
- Stanovit technické parametry kotoučové pily
- Vstupní parametry:
  - max. řezaný průměr kulatiny 550 mm
  - min. řezaný průměr kulatiny 40 mm
  - průměr pilového kotouče 1600 mm (výrobce ONCI)
  - dřevina jehličnatá (smrk, borovice, modřín)
  - minimální kapacita uzlu pily 6 řezů/min
  - ovládaní pily do řezu hydraulické, řízené proporčním ventilem
  - dokumentace pro konstrukci:

Zkracovací pila kotoučová 1600

132 880\_P\_01.dwg

## 5.2 Analýza stávajícího řešení ZPK



Obr. 19: Stávající řešení ZPK

Rám pily (obr. 19-1) je svařenec z ocelových profilů a plechů, přivařený k základové desce. K základové desce je připevněn stabilní kryt pily (obr. 19-2) a pohonný elektromotor. Kyvné rameno (obrázek 19-3) je uchyceno k pevnému rámu pomocí kloubu a hydraulického válce (obr. 19-4).

Pilový kotouč (obr. 19-5) je sevřen na vřetenu dvěma přírubami přenášejícími krouticí moment z vřetene na kotouč pomocí tření. Kotouč je ve své základní poloze zasunut v krytu, ze kterého je do řezu vysouvána pouze jeho činná část. Výměna kotouče se provádí po otevření krytu z boku.

Vřeteno s pilovým kotoučem je kuličkovými ložisky uloženo na kyvném rameni pily. Kývání ramene do řezu a z řezu je realizováno pomocí hydraulického válce s řízením rychlosti pohybu proporčním ventilem. Osa kývání ramene je shodná s osou pohonu.

Krouticí moment je od elektromotoru na vřeteno přenášen pomocí osmi klínových řemenů. K napínání klínových řemenů dochází prodloužením osové vzdálenosti řemenic (odtlačení ramene od osy kývání).

Součástí pily jsou upínací čelisti před a za pilou. Oboje čelisti jsou ovládány jednotlivě hydraulickými válci, střední čelistí je zajištěno ozubením v ose kývání. Čelisti před pilou jsou uchyceny shora ke krytu pily (obr. 19-6), čelisti za pilou jsou uchyceny zdola k ocelové konstrukci dopravníku za pilou (obr. 19-7).

Přísun kulatiny k pile zajišťuje podélný řetězový dopravník, za pilou kulatinu odebírá naměřovací dopravník. Oba dopravníky pracují v režimu MASTER-SLAVE, což zajišťuje současně s optickými čidly fungujícími jako optické závory přesné naměření délky kulatiny s odchylkou  $\pm 1$  cm.

Piliny a krátké odřezky (do 0,5 m) propadávají mezi dopravníkem před a za pilou do hrabicového dopravníku vyvážejícího odpad od pily do boxu pilin a odřezků. Pro lepší vypadávání těchto odřezků je dopravník před pilou opatřen sklopným podpěrným válečkem a dopravník za pilou odjíždějící hlavou – obě tyto řešení zvětšují propadový prostor mezi dopravníky. Je-li zbytek kulatiny v rozmezí 0,5 – 1 m, je pilou přeříznut napůl a oba kusy poté odpadávají do hrabicového dopravníku.

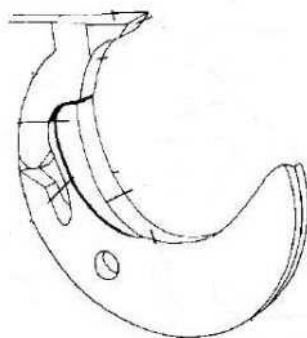
## 5.3 Základní funkční skupiny ZPK

### 5.3.1 Pilový kotouč

Pilový kotouč je použit stejný jako ve stávajícím řešení ZPK od francouzského výrobce ONCI. Kotouč je osazen výměnnými zuby ve speciálních držácích. Výměna zubů se provádí pomocí speciálního pákového přípravku dodávaného od výrobce společně s kotoučem.

Parametry kotouče:

- Průměr kotouče 1 600 mm
- Šířka zubu 13 mm
- Tloušťka kotouče 7,5 mm
- Počet zubů 64
- Zuby halfmoon 2 ½
- Průměr díry 90 mm
- Doporučené otáčky 800 ot/min
- Minimální otáčky 700 ot/min
- Maximální otáčky 900 ot/min



Obr. 20: Zub kotouče typu halfmoon 2 ½

Řezná rychlost kotouče při doporučených otáčkách

$D = 1600 \text{ mm}$  ...průměr kotouče

$n = 800 \text{ ot/min}$  ...otáčky kotouče

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 1600 \cdot 800}{1000 \cdot 60} = 67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \dots \text{řezná rychlost}$$



### 5.3.1.1 Stanovení řezného odporu a řezné síly

Řezný odpor a potřebná řezná síla byla počítána pro dva typy dřeva – měkké (borovice) a tvrdé (dub).

Řezný odpor [2]

$$k_{c\_bor} = (1,1 \div 1,2) \cdot k_{cd} \cdot K_d \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_{rn} \cdot K_f = 1,2 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 41,8 \text{ MPa} \quad \dots \text{ řezný odpor borovice}$$

$$k_{c\_dub} = (1,1 \div 1,2) \cdot k_{cd} \cdot K_d \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_{rn} \cdot K_f = 1,2 \cdot 20 \cdot 1,55 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 64,8 \text{ MPa} \quad \dots \text{ řezný odpor dubu}$$

Použité koeficienty [2]

$$k_{cd} = 19,2 - 21 \text{ MPa} \quad \dots \text{ měrný odpor}$$

$$K_d = 1 \text{ (borovice)} \quad K_d = 1,55 \text{ (dub)} \quad \dots \text{ vliv druhu dřeva}$$

$$K_v = 1,2 \quad \dots \text{ vliv řezné rychlosti}$$

$$K_w = 1,1 \quad \dots \text{ vliv vlhkosti (čerstvě poražené dřevo – 50-70% vlhkosti)}$$

$$K_{rn} = 1,2 \quad \dots \text{ vliv opotřebení nástroje}$$

$$K_f = 1,1 \quad \dots \text{ vliv tření}$$

$$\varphi_2 = \frac{\arccos \frac{a+e}{R} + \arccos \frac{a}{R}}{2} = \frac{\arccos \frac{180+550}{800} + \arccos \frac{180}{800}}{2} = 50,5^\circ \quad \dots \text{ úhel přerézávání vláken}$$

$$h = \sin \varphi_2 \cdot s_z = \sin 50,5^\circ \cdot 0,2 = 0,154 \text{ mm} \quad \dots \text{ tloušťka třísky}$$

$$a = 180 \text{ mm} \quad \dots \text{ vzdálenost středu kotouče od přerézávané kulatiny}$$

$$e = 550 \text{ mm} \quad \dots \text{ průměr řezané kulatiny}$$

$$D = 1600 \text{ mm} \quad \dots \text{ průměr pilového kotouče}$$

$$b = 13 \text{ mm} \quad \dots \text{ šířka řezné spáry}$$

$$z = 64 \quad \dots \text{ počet zubů}$$

$$s_z = 0,2 \text{ mm} \quad \dots \text{ posuv na zub}$$

$$\alpha_z = 2 \cdot \arcsin \left( \frac{e}{D} \right) = 2 \cdot \arcsin \left( \frac{550}{1600} \right) = 40,2^\circ \quad \dots \text{ úhel zubů v záběru}$$

$$z_z = \frac{\alpha_z}{360} \cdot z = \frac{40,2}{360} \cdot 64 = 7,2 \quad \dots \text{ počet zubů v záběru}$$

Výpočet řezné síly a krouticího momentu [2]

$$F_{o\_bor} = k_{c\_bor} \cdot h \cdot b \cdot z_z = 41,8 \cdot 0,154 \cdot 13 \cdot 7,2 = 603,5 \text{ N}$$

... potřebná řezná síla pro řezání borovice

$$M_{k\_bor} = F_{o\_bor} \cdot \frac{D}{2} = 603,5 \cdot \frac{1,6}{2} = 482,8 \text{ Nm}$$

... potřebný krouticí moment pro řezání borovice

$$F_{o\_dub} = k_{c\_dub} \cdot h \cdot b \cdot z_z = 64,8 \cdot 0,154 \cdot 13 \cdot 7,2 = 934 \text{ N}$$

... potřebná řezná síla pro řezání dubu

$$M_{k\_dub} = F_{o\_dub} \cdot \frac{D}{2} = 603,5 \cdot \frac{1,6}{2} = 747,2 \text{ Nm}$$

... potřebný krouticí moment pro řezání dubu

### 5.3.2 Pohon pily

Pro pohon zkracovací pily je určen zadavatelem práce stejný elektromotor jako ve stávajícím řešení – SIEMENS 315S – 1LG4 310-6AA. Výkon elektromotoru je 75 kW, jmenovitá otáčky 988 min<sup>-1</sup> a jmenovitý moment 725 Nm.

## Motory s rotorem nakrátko

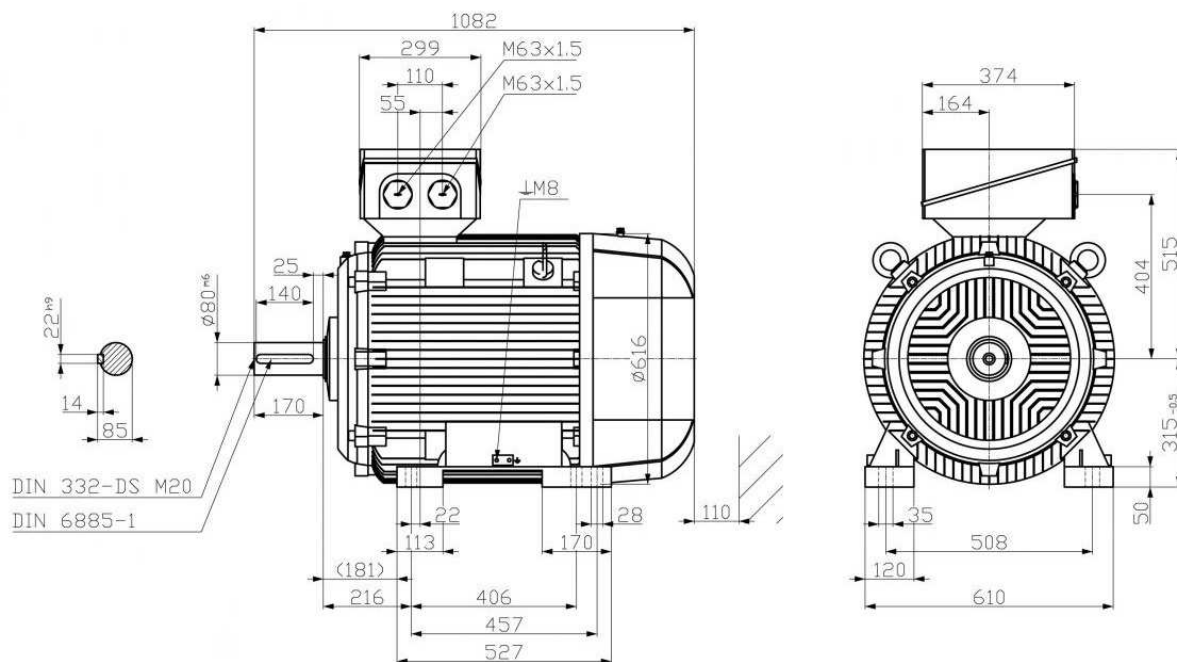
### Motory 1LG4 - základní řada

Motory šetřící energii - „Zvýšená účinnost“ podle CEMEP,  
stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

#### Technická data pro výběr a objednávání

Jmenovitý výkon	Velikost	Objednací číslo	Třída účinnosti	Jmenovitá otáčky	Účinnost η při 4/4	Účinnost η při 3/4	Účinník cos φ při 4/4	Účinník cos φ při 3/4	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Poměrný záběrný moment při přímém momentu	Poměrný záběrný proud při spouštění na síť	Poměrný moment zvratu	Momentová třída KL	Momentové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvačnosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca
kW			EFF2	min <sup>-1</sup>	%	%	-	-	A	Nm	-	-	-			kgm <sup>2</sup>	kg
<b>1000 min<sup>-1</sup>, 6 pólové, 50Hz</b>																	
15	180 L	1LG4 186-6AA..	965	965	88,9	90,3	0,83	0,79	29,5	148	2,3	5,3	2,5	16	9	0,175	150
18,5	200 L	1LG4 206-6AA..	975	975	89,8	90,2	0,81	0,76	36,5	181	2,5	5,6	2,5	16	9	0,238	195
22	200 L	1LG4 207-6AA..	975	975	90,3	91,0	0,81	0,78	43,5	215	2,6	5,7	2,5	16	9	0,287	205
30	225 M	1LG4 223-6AA.. <sup>1)</sup>	978	978	91,8	92,8	0,83	0,79	57	293	2,7	5,6	2,5	16	4	0,492	280
37	250 M	1LG4 253-6AA..	980	980	92,3	93,0	0,83	0,79	70	361	2,7	6,0	2,3	16	4	0,762	370
45	280 S	1LG4 280-6AA..	985	985	92,4	93,1	0,85	0,81	83	436	2,4	6,1	2,4	16	4	1,12	475
55	280 M	1LG4 283-6AA..	985	985	92,7	93,3	0,86	0,82	100	533	2,5	6,3	2,5	16	4	1,37	510
75	315 S	1LG4 310-6AA..	988	988	93,5	93,7	0,84	0,78	138	725	2,5	6,5	2,8	16	4	2,10	685
90	315 M	1LG4 313-6AA..	988	988	93,9	94,2	0,84	0,80	164	870	2,6	6,8	2,9	16	4	2,50	750
110	315 L	1LG4 316-6AA..	988	988	94,3	94,6	0,86	0,82	196	1063	2,5	6,8	2,9	16	4	3,20	890
132	315 L	1LG4 317-6AA..	988	988	94,8	95,0	0,86	0,82	235	1276	3,1	7,3	3,0	16	4	4,02	980

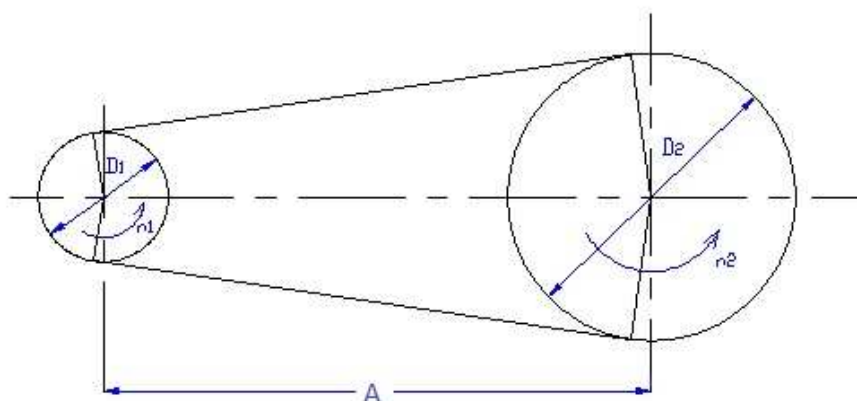
Obr. 21: Parametry zvoleného elektromotoru SIEMENS [8]



Obr. 22: Rozměry použitého elektromotoru SIEMENS [8]

### 5.3.3 Převod elektromotor – vřeteno

Pro převod krouticího momentu od elektromotoru k vřetenu pily byl zvolen převod řemenový. Výhodou řemenových převodů je jejich vysoká účinnost (95-98 %), možnost přenášení krouticího momentu na velké osové vzdálenosti, mohou fungovat i jako pojistná třecí spojka (při velkém přetížení dojde k prokluzu řemenů), nevyžadují tak přesnou výrobu a montáž jako ostatní typy převodů a vyznačují se tichým chodem. Napínání řemenů je umožněno zvyšováním osové vzdálenosti elektromotoru od vřetene přestavením elektromotoru na kyvném rameni pily.

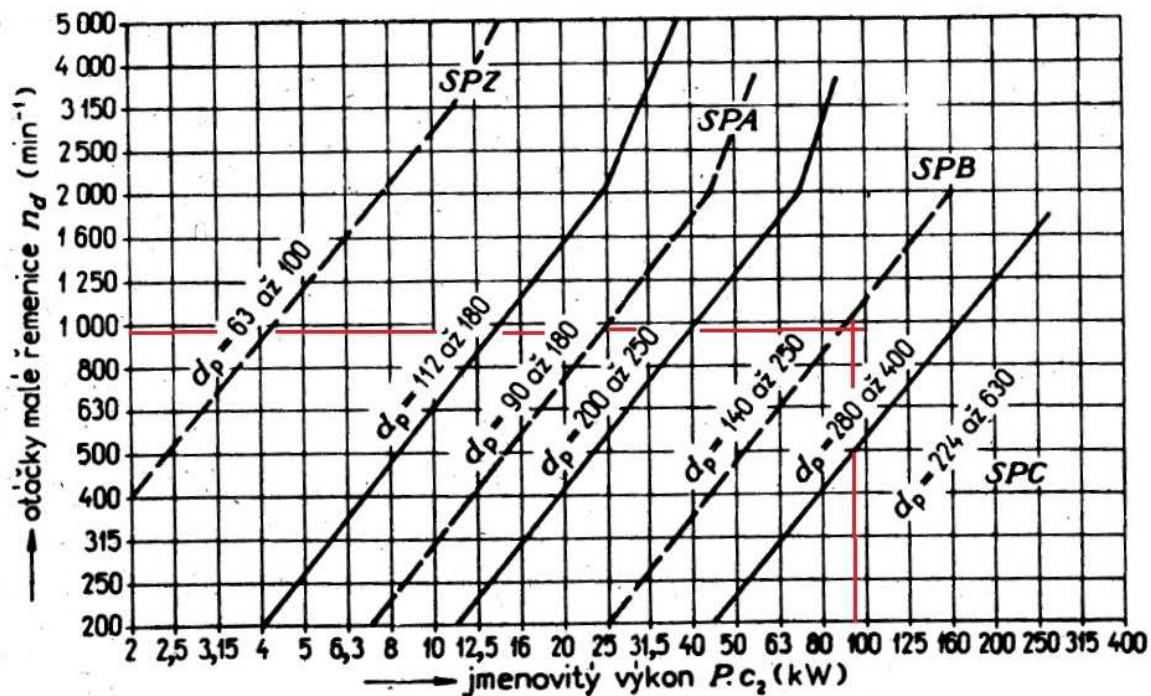


Obr. 23: Základní parametry řemenového převodu

$n_1 = 988 \text{ min}^{-1}$	... otáčky elektromotoru
$n_2 = 800 \text{ min}^{-1}$	... požadované výstupní otáčky
$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{988}{800} = 1,235$	... převodový poměr
$D_2 = 248 \text{ mm}$	... průměr hnané řemenice
$D_1 = \frac{D_2}{i} = \frac{248}{1,235} = 201 \text{ mm}$	... průměr hnací řemenice
$A = 1520 \text{ mm}$	... osová vzdálenost
$\beta = 178^\circ$	... úhel opásání hnací řemenice
$L_p = 2 \cdot A + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} = 2 \cdot 1520 + \frac{\pi \cdot (201 + 248)}{2} = 3745 \text{ mm}$	... výpočtová délka řemenu
$L_w = 3750 \text{ mm}$	... normalizovaná délka řemenu
$Z = \frac{P_{c2}}{P_1 c_1 c_3}$	... požadovaný počet řemenů
$P = 75 \text{ kW}$	... přenášený výkon
$P_1 = 7,3 \text{ kW}$	... výkon přenášený jedním řemenem
$c_1 = 0,996$	... součinitel úhlu opásání $\beta$
$c_2 = 1,3$	... součinitel provozního zatížení
$c_3 = 1$	... součinitel délky klínového řemenu

Volba průřezu úzkého klínového řemenu

Podle diagramu na obr. 24 byl zvolen průřez úzkého klínového řemenu s označením SPB



Obr. 24: Diagram pro určení průřezu úzkého klínového řemenu [3]

Volba součinitele úhlu opásání  $\beta - c_1$

$\beta$ (°)	180	175	170	165	160	155	150	145	140	135
$c_1$	1	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,92	0,91	0,89	0,88
$\beta$ (°)	130	125	120	115	110	105	100	95	90	85
$c_1$	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,67

Tab. 1: Součinitel úhlu opásání  $\beta$  [3]

Volba součinitele provozního zatížení -  $c_2$

Pracovní stroje	Provozní doba (h/den)	Skupina hnacích strojů	
		A	B
<b>Lehké pohony:</b> Odstředivá čerpadla, turbokompresory, pásové dopravníky (pro lehké materiály), ventilátory a čerpadla do 7,5 kW	do 10 10 až 16 nad 16	1,0 1,1 1,2	1,1 1,2 1,3
<b>Středně těžké pohony:</b> Nůžky na plech, lisy, řetězové a pásové dopravníky (pro těžký materiál), vibrační síta, generátory, budiče, hnětací stroje, obráběcí stroje (soustruhy a brusky), pračky, tiskárenské stroje, ventilátory a čerpadla nad 7,5 kW	do 10 10 až 16 nad 16	1,1 1,2 1,3	1,2 1,3 1,4
<b>Těžké pohony:</b> Mlecí a drticí stroje, pístové kompresory, velmi zatížitelné dopravníky (šnekový, laťkový, korečkový, hrabicový dopravník), výtahy, briketovací lisy, textilní stroje, papírenské stroje, pístová čerpadla, rámové pily, kladivové mlýny	do 10 10 až 16 nad 16	1,2 1,3 1,4	1,4 1,5 1,6
<b>Velmi těžké pohony:</b> Těžké mlecí a drticí stroje, drtiče kamene, kalandry, mísicí stroje, navijáky, jeřáby, rýpadla	do 10 10 až 16 nad 16	1,3 1,4 1,5	1,5 1,6 1,8

Skupina A: Střídavé a stejnosměrné elektromotory s normálním rozběhem ( $M_x \leq 2M$ ), např. synchronní a jednofázové motory se spouštěním při plném napětí, při spouštění hvězda — trojúhelník nebo s odporovým spouštěním; stejnosměrné motory s paralelním buzením; spalovací motory a turbíny s otáčkami nad  $600 \text{ min}^{-1}$

Tab. 2: Součinitel provozního zatížení [3]

Volba součinitele délky klínového řemenu -  $c_3$

Délka řemenu (mm)		Označení průřezu									
klasický $L_t$	úzký $L_v$	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
400	0,87										
450	0,89										
500	0,91										
560	0,94										
630	0,96	0,81						0,82			
710	0,99	0,82						0,84			
800	1,00	0,85						0,86	0,81		
900	1,03	0,87	0,81					0,88	0,83		
1 000	1,06	0,89	0,84					0,90	0,85		
1 120	1,08	0,91	0,86					0,93	0,87		
1 250	1,11	0,93	0,88					0,95	0,89	0,82	
1 400	1,14	0,96	0,90	0,81				0,96	0,91	0,84	
1 600	1,17	0,99	0,93	0,84				1,00	0,93	0,86	
1 800		1,01	0,95	0,85				1,01	0,95	0,88	
2 000		1,03	0,98	0,88				1,02	0,96	0,90	
2 240		1,06	1,00	0,91				1,05	0,98	0,92	0,83
2 500		1,09	1,03	0,93				1,07	1,00	0,94	0,86
2 800		(1,11)	1,05	0,95				1,09	1,02	0,96	0,88
3 150		(1,13)	1,07	0,97	0,86			1,11	1,04	0,98	0,90
3 550			1,10	0,98	0,89			1,13	1,06	1,00	0,92
4 000		(1,20)	1,13	1,02	0,91				1,08	1,02	0,94
4 500			1,15	1,04	0,93				1,09	1,04	0,96
5 000		(1,25)	1,18	1,07	0,96	0,92				1,06	0,98
5 600			1,20	1,09	0,98	0,95				1,08	1,00

Tab. 3: Součinitel délky klínového řemenu [3]



Výkon přenášený jedním řemenem  $P_1$  [kW]

$d_p$ (mm)	$i_{1,2}$	Otáčky malé řemenice $n_d$ ( $\text{min}^{-1}$ )											
		700				950				1 450			
		SPZ	SPA	SPB	SPC	SPZ	SPA	SPB	SPC	SPZ	SPA	SPB	SPC
63	1	0,54				0,68				0,93			
	3	0,68				0,88				1,23			
71	1	0,70				0,90				1,25			
	3	0,85				1,09				1,55			
80	1	0,88				1,14				1,60			
	3	1,03				1,33				1,90			
90	1	1,09	1,17			1,40	1,48			1,98	2,02		
	3	1,23	1,50			1,60	1,92			2,28	2,69		
100	1	1,28	1,49			1,66	1,89			2,36	2,61		
	3	1,43	1,81			1,86	2,33			2,66	3,28		
112	1	1,52	1,86			1,97	2,38			2,80	3,21		
	3	1,66	2,18			2,17	2,82			3,10	3,98		
125	1	1,77	2,25			2,30	2,90			3,28	4,06		
	3	1,91	2,58			2,50	3,34			3,58	4,73		
140	1	2,06	2,71	3,02		2,68	3,49	3,83		3,82	4,91	5,19	
	3	2,20	3,03	3,70		2,87	3,93	4,76		4,11	5,58	6,61	
160	1	2,44	3,30	3,92		3,17	4,24	5,01		4,51	6,01	6,86	
	3	2,58	3,63	4,61		3,37	4,71	5,93		4,81	6,68	8,27	
180	1	2,81	3,89	4,82		3,65	5,04	6,16		5,19	7,07	5,46	
	3	2,95	4,21	5,50		3,85	5,47	7,09		5,49	7,74	9,88	
200	1		4,47	5,69			5,79	7,30			8,10	10,02	
	3		4,79	6,38			6,22	8,23			8,77	11,43	
224	1		5,16	6,73	8,13		6,67	8,63	10,19		9,30	11,81	13,22
	3		5,48	7,41	9,81		7,10	9,56	12,47		9,96	13,23	16,69

Tab. 4: Výkon  $P_1$  [kW] přenášený jedním řemenem [3]

Z odečtených součinitelů je možné stanovit požadovaný počet řemenů pro přenos výkonu 75 kW.

$$z = \frac{P_{c2}}{P_1 c_1 c_3} = \frac{75 \cdot 1,3}{7,3 \cdot 0,996 \cdot 1} = 13,4 \quad \dots \text{požadovaný počet řemenů}$$

Vzhledem k velkému počtu potřebných řemenů pro přenos výkonu 75 kW, byl výpočet proveden znovu v programu Transmission Designer 7.4 dostupném z [9]. Zde byly zvoleny klínové řemeny profilu XPB pro přenos vysokých výkonů.

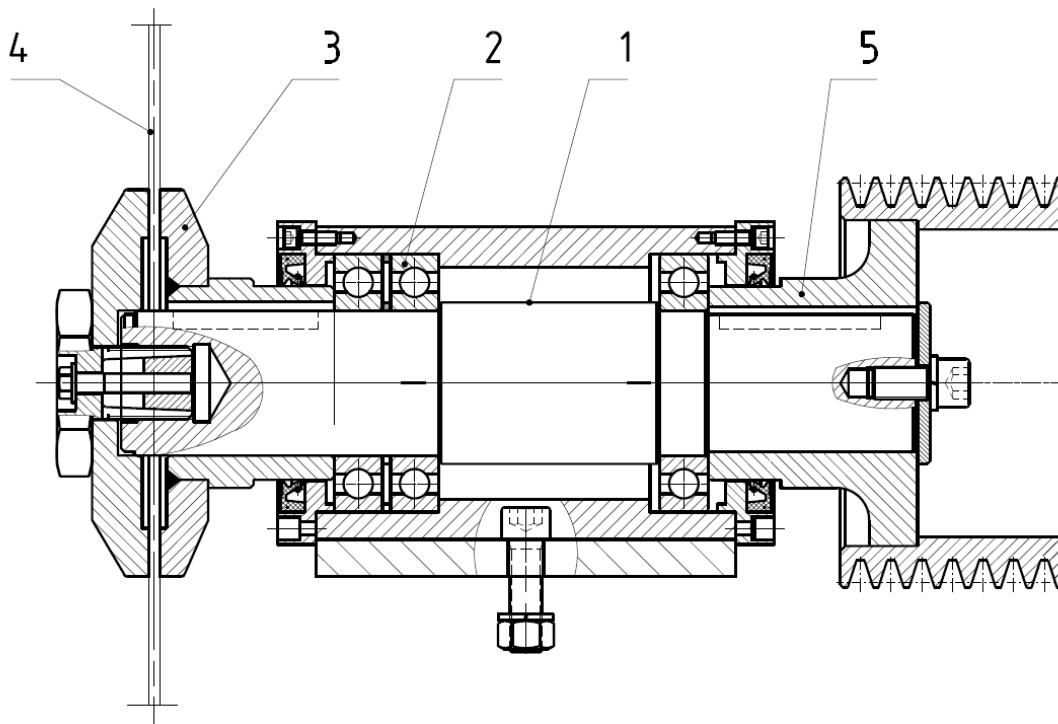
Řemen			
Druh řemenu	Klíňový řemen	Typ řemenu	ADVANCE
Typ řemenu	CONTI-V FO "DIN 7753"	Profil řemenu	XPB
Geometrie <span style="float: right;">Vymazat zadané hodnoty</span>			
Malá řemenice		Velká řemenice	
Účinný průměr	dwk 201,00 mm	Účinný průměr	dwg 248,00 mm
Otáčky	nk 998,00 1/min	Otáčky	ng 300,75 1/min
Převodový poměr	i 1,23	Požadovaná délka řemenu	Lwgef mm
Minimální osová vzdálenost	amin mm	Maximální osová vzdálenost	amax mm
Osová vzdálenost	a 1522,17 mm	Délka řemenu	Lw 3750,00 mm
Výkon <span style="float: right;">Vymazat zadané hodnoty</span>			
Malá řemenice		Velká řemenice	
Krouticí moment	Mk 725,00 Nm	Krouticí moment	Mg 903,52 Nm
Přenášený výkon	P 75,770 kW	Požadovaný počet řemenů	Zgef
Požadovaný provozní součinitel	C2gef 1,30 <span style="color: red;">přepověd</span>	Provozní podmínky	střední zatížení
Výsledek <span style="float: right;">Náhled výsledku</span>			
Počet řemenů (zvolený)	Zer 7,00	Obvodová síla	Fu 7286,43 N
Šířka věnce	b 139,00 mm	Celková předepínací síla	Fv 12751,92 N
Požadovaný provozní součinitel	C2er 1,35	Statická síla ve větvi	Fstat 910,97 N
Hodnota výkonu	Pr 14,57 kW	Vlastní frekvence řemenu	f 22,61 Hz
<b>CONTI-V FO "DIN 7753" ADVANCE 7 * XPB 3750 - LW</b>			

Obr. 25: Výpočet v programu Transmission Designer 7.4

Jak je vidět na obr. 25, počet řemenů potřebných k přenosu výkonu 75 kW se snížil na 7. Budou tedy použity řemeny CONTI-V FO "DIN 7753" ADVANCE 7 \* XPB 3750-LW.

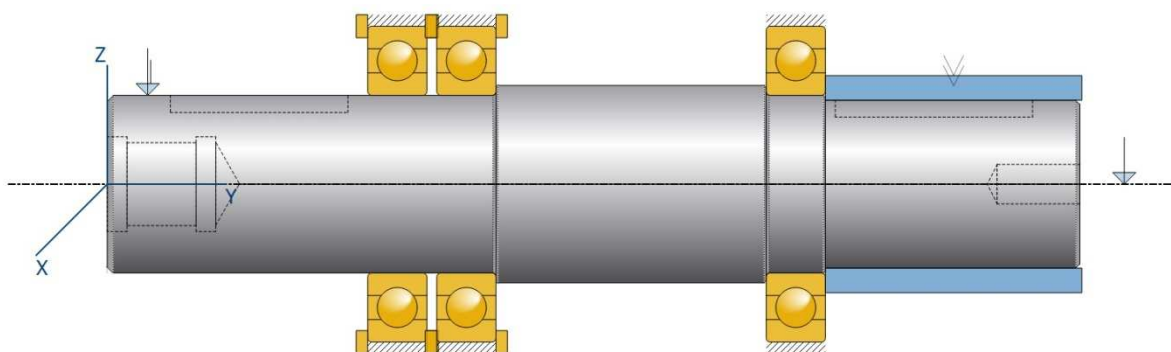
### 5.3.4 Vřeteno

Vřeteno pily tvoří hřídel (obr. 26-1) uložená v kuličkových ložiskách (obr. 26-2), z jedné strany osazená přírubami (obr. 26-3) pro připevnění pilového kotouče (obr. 26-4), z druhé strany je připevněna řemenice (obr. 26-5) pro přenos krouticího momentu z elektromotoru na vřeteno. Kvůli zamezení vnikání nečistot do náboje je vřeteník uzavřen z obou stran víčky s náboji. Přenos krouticího momentu z řemenice na hřídel a z hřídele na příruby pilového kotouče je zaručen spojením perem, z přírub kotouče na kotouč třecím spojením.



Obr. 26: Vřeteno pily

#### 5.3.4.1 Výpočet životnosti ložisek vřetene



Obr. 27: Uložení vřetene

Výpočet životnosti ložisek vřetene byl proveden v programu KISSsoft. Vřeteno je uloženo na třech jednořadých kuličkových ložiskách, konkrétně se jedná o ložiska Koyo 6218 ZZ ( $d = 90$  mm,  $D = 160$  mm,  $B = 30$  mm), označení ZZ znamená oboustranné plechové krytí ložiska. Ložiska jsou od výrobce naplněna tukem a není nutné je po dobu jejich životnosti dále doplňovat.

Vřeteno bylo zatíženo kroutícím momentem v místě nasazení řemenice a předepínací silou řemenů v místě prostředního (4.) řemenu, na výstupu byla zadána excentrická síla představující řeznou sílu.

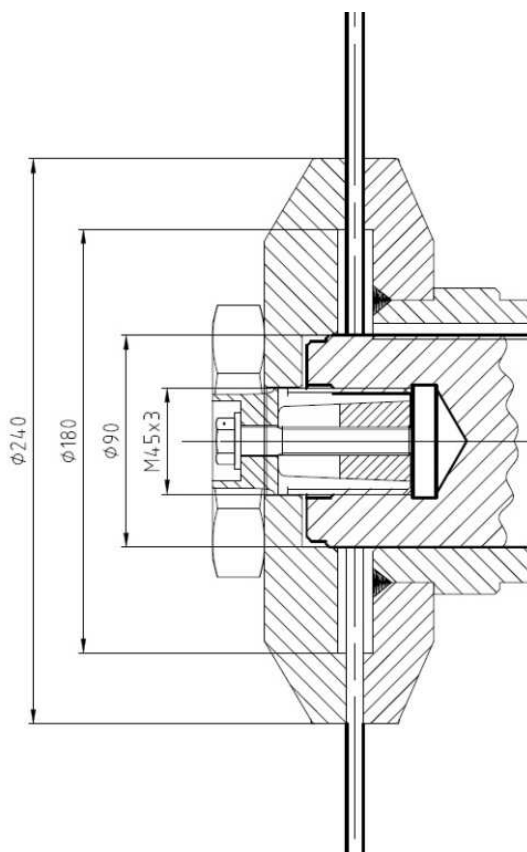
Minimální hodnota životnosti ložiska 2575 hod byla vypočtena pro ložisko na straně řemenice (detailní výstup z programu KISSsoft je uveden v Příloze 1). Ložiska vřetene jsou nejvíce namáhána po dobu, kdy je pila v řezu. Požadovaná životnost stroje je 2 roky při provozu na maximálně dvě pracovní směny.



$D_{\text{rok}} = 250$ dní	... počet pracovních dní v roce 2017
$T_{\text{den}} = 2 \cdot 7,5 = 15$ hod	... počet pracovních hodin/den při provozu na dvě směny
$k = 0,9$	... koeficient využití pracovní doby
$T_{2\text{roky}} = 2 \cdot T_{\text{den}} \cdot D_{\text{rok}} \cdot k = 2 \cdot 15 \cdot 250 \cdot 0,9 = 6750$ hod	... fond pracovní doby na 2 roky
$t_4 = 3,2$ s	... doba trvání jednoho řezu (výpočet uveden v kapitole 5.4)
$Q_c = 6$ řezů/min	... kapacita uzlu ZPK (výpočet uveden v kapitole 5.4)
$T_{\text{ř}} = Q_c \cdot t_3 = 6 \cdot 3,2 \cdot 60 = 1152$ s = 0,32 hod	... doba pily v řezu za hodinu
$T_{\text{celk}} = T_{2\text{roky}} \cdot T_{\text{ř}} = 6750 \cdot 0,32 = 2160$ hod	... doba pily v řezu za 2 roky

Minimální životnost ložiska 2575 hod přesahuje požadovanou hodnotu 2362,5 hod.

#### 5.3.4.2 Výpočet přírub pilového kotouče



Obr. 28: Příruby pilového kotouče

Pilový kotouč je nasunut na vřeteno o průměru 90 mm a sevřen mezi dvě příruby. Krouticí moment je přenášen z vřetene pomocí pera na přírubu a z přírub na kotouč třecím spojením. Vyvození předepínací síly zajišťuje šroub M45x3 mající v sobě kuželovou díru, do které je vtahován šroubem M12 kužel, zajišťující hlavní šroub příruby proti povolení. Pro přenesení požadovaného krouticího momentu mezi přírubami je nutné znát potřebnou předepínací (osovou) sílu šroubu M45x3.

$M_k = 903,5$ Nm	...přenášený krouticí moment
$f = 0,15$	...součinitel smykového tření ocel-ocel

$d_1=180$  mm ...malý průměr příruby

$d_2=240$  mm ...velký průměr příruby

$d_s = \frac{d_1+d_2}{2} = \frac{180+240}{2} = 210$  mm ...střední průměr příruby

$F_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot f} = \frac{2 \cdot 903,5}{0,21 \cdot 0,15} = 57\,365$  N = 57,4 kN ... potřebná osová síla

Šroub M45x3, materiál šroubu ocel C45

$\alpha = 60^\circ$  ...vrcholový úhel závitu (metrický závit)

$p = 3$  ... rozteč závitu

$d = 45$  ... velký průměr závitu

$d_2 = 43,05$  mm ... střední průměr závitu

$d_3 = 41,32$  mm ... malý průměr závitu

$d_d = 30$  mm ... průměr díry ve šroubu

$D = 74$  mm ... roztečný průměr třecí plochy matice – šroub

$R_e = 370$  MPa ... mez kluzu materiálu šroubu

Celkový utahovací moment šroubu potřebný k vyvození předepínací osově síly je dán součtem tří momentových složek:

$M_u = M_1 + M_2 + M_3$  ... utahovací moment šroubu

$M_1 = F_o \cdot f \cdot \frac{D}{2}$  ... třecí moment mezi hlavou šroubu a přírubou

$M_2 = F_o \frac{f}{\cos(\frac{\alpha}{2})} \frac{d_2}{2}$  ... třecí moment v závitu

$M_3 = F_o \cdot \tan \beta \cdot \frac{d_2}{2}$  ...moment převedený na osovou sílu

$f' = \frac{f}{\cos(\frac{\alpha}{2})} = \frac{0,15}{\cos(\frac{60}{2})} = 0,173$  ...efektivní součinitel tření

$\vartheta = \arctan f' = \arctan 0,173 = 9,826^\circ$  ... třecí úhel

$\beta = \arctan \left( \frac{p}{\pi \cdot d} \right) = \arctan \left( \frac{3}{\pi \cdot 45} \right) = 1,2156^\circ$  ...úhel stoupání závitu

Celkový utahovací moment

$$M_u = M_1 + M_2 + M_3 = F_o \cdot \left[ f \cdot \frac{D}{2} + \tan(\vartheta + \beta) \cdot \frac{d_2}{2} \right] = 57400 \cdot \left[ 0,15 \frac{0,074}{2} + \tan 9,826 + 1,2156 \cdot 0,043052 \right] = 560 \text{ Nm}$$

Minimální potřebný utahovací moment šroubu je 560 Nm.

$\sigma_s = \frac{4F_o}{\pi(d_3^2 - d_d^2)} = \frac{4 \cdot 57\,400}{\pi(41,32^2 - 30^2)} = 90,5$  MPa ... napětí ve šroubu

$k = \frac{R_e}{\sigma_s} = \frac{370}{90,5} = 4,08$  ... součinitel bezpečnosti šroubu

Výměna pilového kotouče

Výměna pilového kotouče se provádí v servisním režimu pily (pila je elektronicky blokována proti spuštění). Pro výměnu kotouče je nutné zastavit pilu ve spodní poloze a odšroubovat

odnímatelnou část krytu kotouče. Poté je možné povolit šroub M12 s kuželovou maticí a následně šroub M45x3 svírající kotouč mezi příruby. Po odstranění vnější příruby je možné sejmout kotouč z vřetene.

### 5.3.5 Zdvihací (kývací) mechanismus pily

Kývání ramene pily zajišťuje hydraulický válec uchycený k pevnému rámu a rameni pily. Rameno je připevněno k rámu pomocí kloubu, který představuje čep uložený v kuličkových ložiskách. Ložiska jsou uložena uvnitř náboje pevného rámu, čep je pevně sevřen do ok kývného ramene.

#### 5.3.5.1 Hydraulický válec kývajícím s pilou do řezu a z řezu

Pro kývání pily (zdvih) do řezu a z řezu byl navržen přímočarý hydraulický válec s tlumením od výrobce CHARVÁT AXL, a.s. typu UHN1 315. Jedná se o přímočarý hydraulický válec (hydromotor) s jednostrannou pístnicí, nastavitelným tlumením v obou krajních polohách a uchycením pomocí dvou ok s kloubovými ložisky. Maximální rychlost pístnice udávaná výrobcem je 0,5 m/s.

Typové označení hydraulického válce:

UHN1 315 – 2G – 80/56 – 250 – G2 – EDSB

UHN1 ... přímočarý hydromotor

315 ... maximální pracovní tlak 31.5 MPa, v případě tlumení 25 MPa

2G ... oko s širokým kloubovým ložiskem

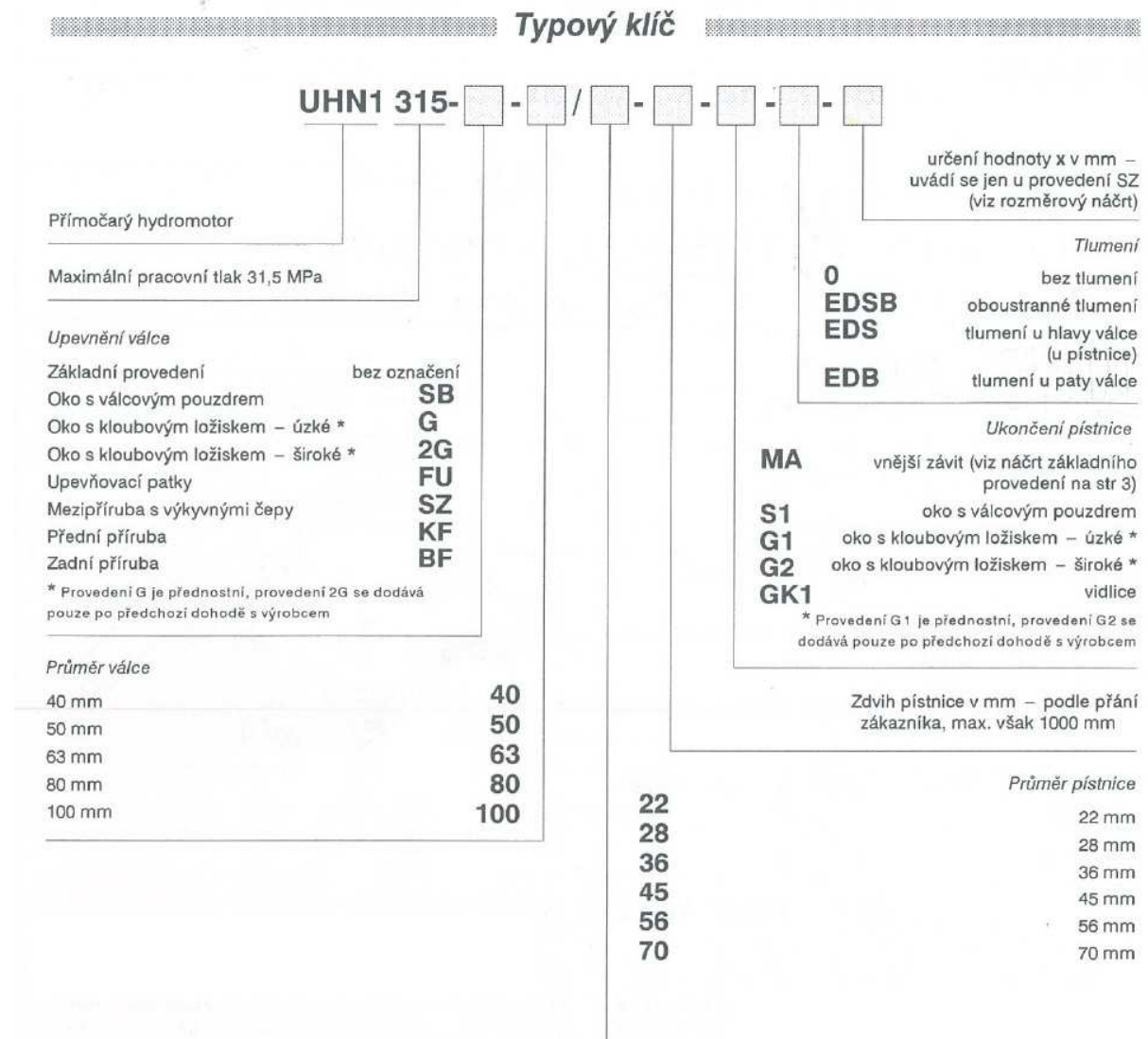
80 ... průměr válce 80 mm

56 ... průměr pístnice 56 mm

250 ... zdvih pístnice 250 mm

G2 ... oko s širokým kloubovým ložiskem

EDSB ... tlumení v obou krajních polohách



Obr. 29: Typový klíč přímočarého hydraulického válce [10]

Síly vyvozené hydraulickým válcem

D = 80 mm ... průměr válce

d = 56 mm ... průměr pístnice

p = 8 MPa ... pracovní tlak kapaliny

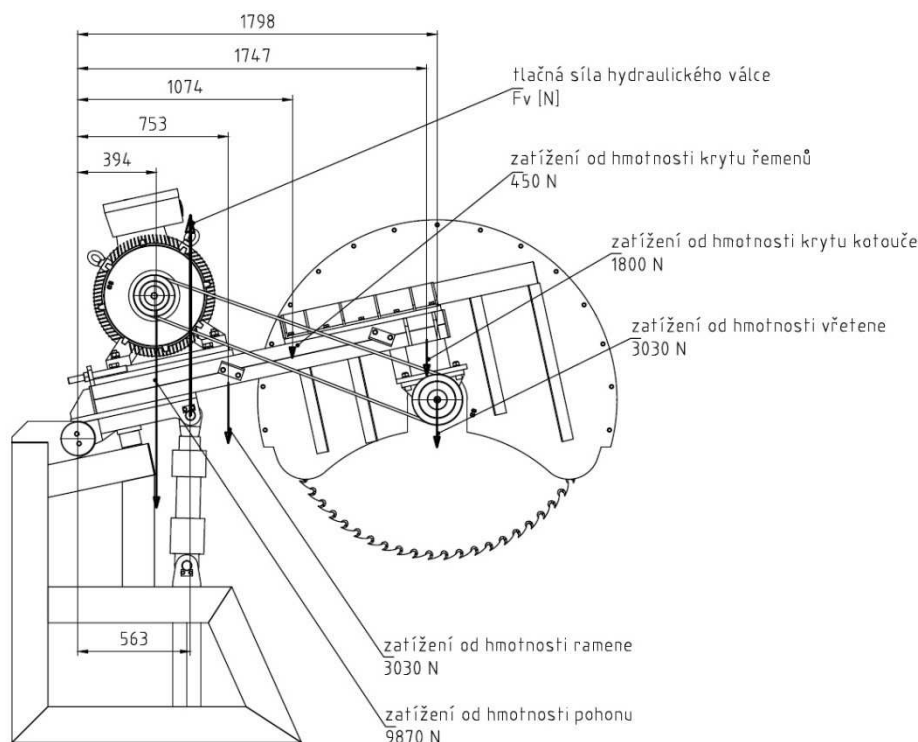
$$F_{tl} = p \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 8 \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 40\,212 \text{ N} = 40,2 \text{ kN}$$

... tlačná síla hydraulického válce směrem vzhůru

$$F_{vr} = p \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 8 \frac{\pi \cdot (80^2 - 56^2)}{4} = 20\,508 \text{ N} = 20,5 \text{ kN}$$

... vratná síla hydraulického válce směrem dolů

### Výpočet potřebné síly hydraulického válce



Obr. 30: Schéma zatížení ramene pily od hmotností jednotlivých komponent

Výpočet potřebné síly hydraulického válce pro zdvihání ramene pily vychází z podmínky rovnováhy momentů k bodu otáčení (kloubu ramene). Na obr. 30 je znázorněno zatížení ramene od hmotnosti jednotlivých komponent připevněných k rameni. Zatížení od hmotnosti každé komponenty je umístěno do jejího těžiště.

$$F_v = \frac{0,394 \cdot 9870 + 0,753 \cdot 3030 + 1,074 \cdot 450 + 1,747 \cdot 1800 + 1,798 \cdot 3030}{0,563} = 27\,080 \text{ N} = 27,08 \text{ kN}$$

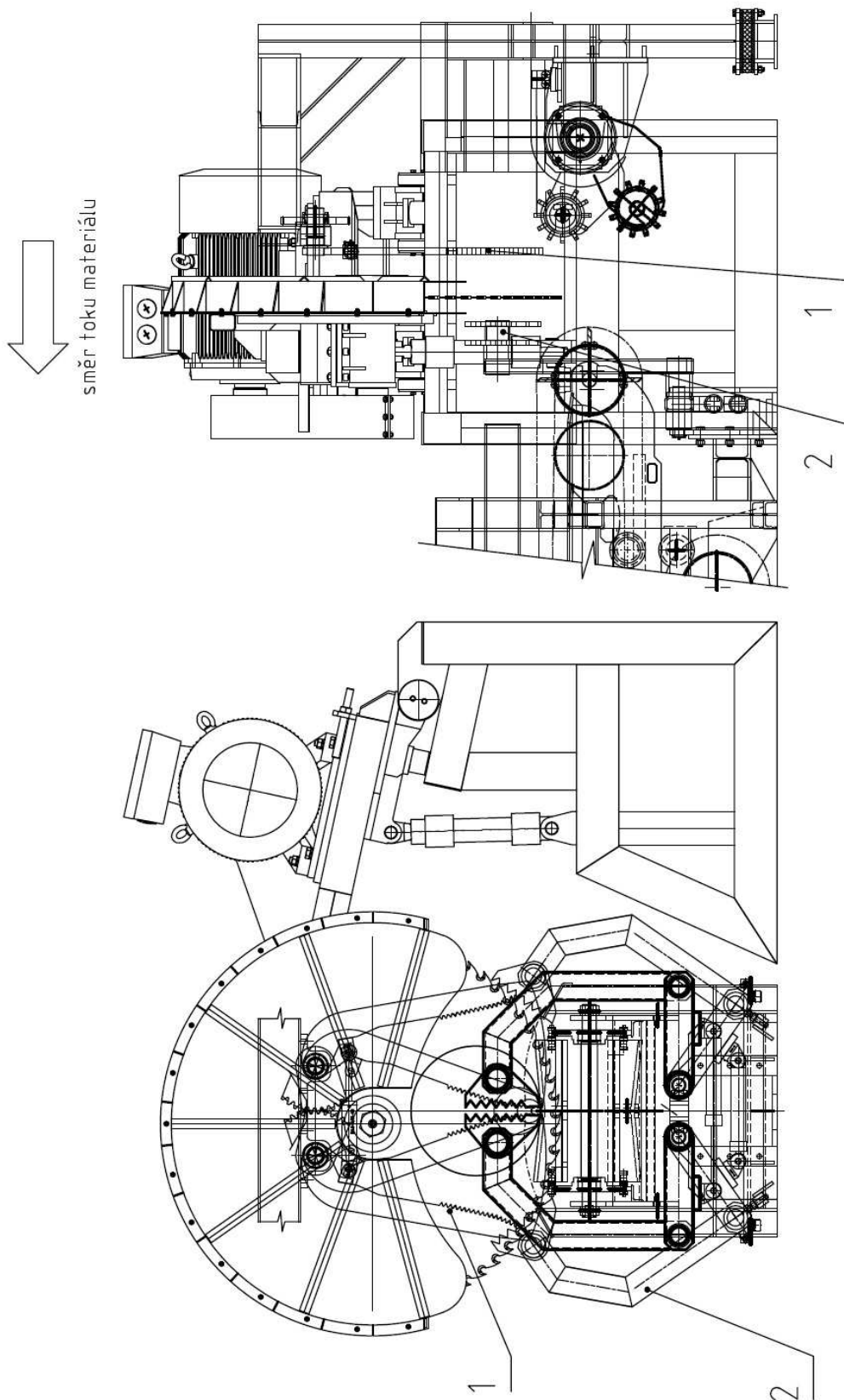
... potřebná síla hydraulického válce

Navržený hydraulický válec UHN1 315 – 2G – 80/56 – 250 – G2 – EDSB s tlačnou silou 40,2 kN při provozním tlaku 8 MPa vyhovuje daným parametrům.

#### 5.3.6 Upínací čelisti

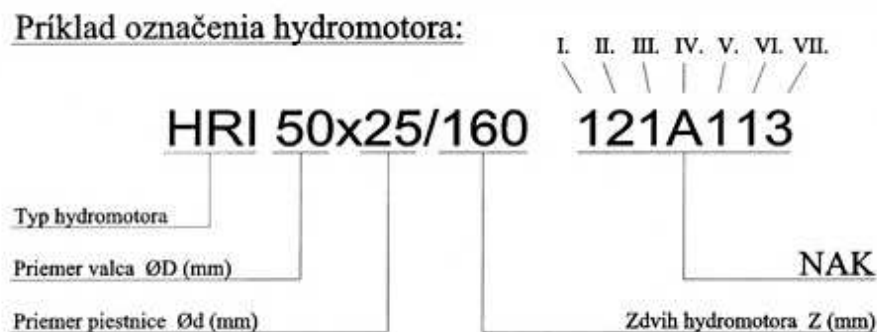
Upínací čelisti jsou použity ze stávajícího řešení ZPK. Horní čelisti před pilou (obr. 31-1) jsou uchyceny na pomocném rámu k podélnému řetězovému dopravníku. Spodní čelisti za pilou (obr. 31-2) jsou přivařeny k rámu naměřovacího dopravníku.

Pro svírání a rozevírání upínacích čelistí se využívá přímočarých hydraulických válců bez tlumení s jednostrannou pístnicí. Válce jsou uchyceny k ramenům čelistí dvěma oky s kloubovými ložisky. Maximální povolená rychlost pístnice je 0,5 m/s, maximální tlak 20 MPa.



Obr. 31: Sestava pily s upínacími čelistmi

Typové označení hydraulického válce upínacích čelistí



Obr. 32: Typový klíč označení hydraulického válce [11]

Typové označení hydraulického válce upínacích čelistí před pilou

HM1.2 50x25 – 160 121A111

HM1.2 ...přímočarý hydromotor dvojčinný

50 ... průměr válce 50 mm

25 ... průměr pístnice 25 mm

160 ... zdvih pístnice 160 mm

Význam NAK (obrázek 32)

1 ... kloubové ložisko v oku zadního víka

2 ... přípojovací otvory kolmo na rovinu kyvů

1 ... jednostranný dvojčinný hydromotor

A ... provedení v základním nátěru

1 ... bez tlumení

1 ... pístnice se standardním chromováním (min 20µm), těsnění pro standardní teploty (-30°C až +100°C)

1 ... pístnice ukončená navařeným okem s kloubovým ložiskem

Typové označení hydraulického válce upínacích čelistí za pilou:

HM1.2 50x25 – 250 121A111

HM1.2 ...přímočarý hydromotor dvojčinný

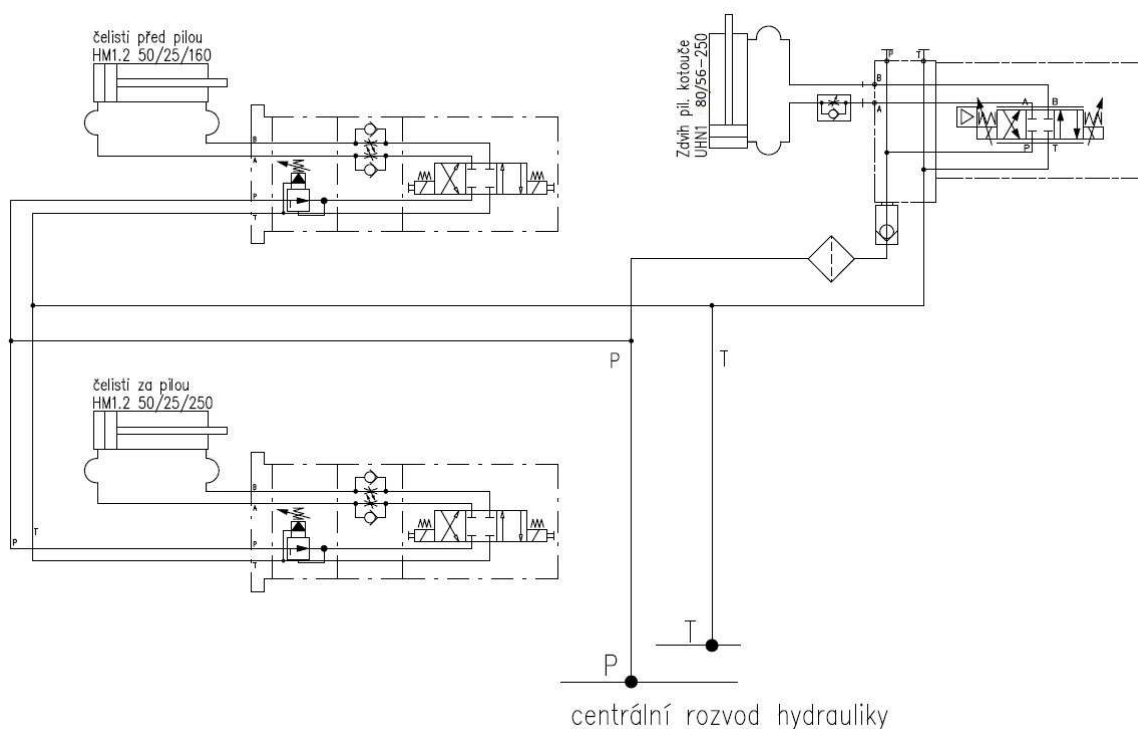
50 ... průměr válce 50 mm

25 ... průměr pístnice 25 mm

250 ... zdvih pístnice 250 mm

Hydraulický válec upínacích čelistí za pilou je totožný s válcem na čelistech před pilou, má ale delší zdvih pístnice.

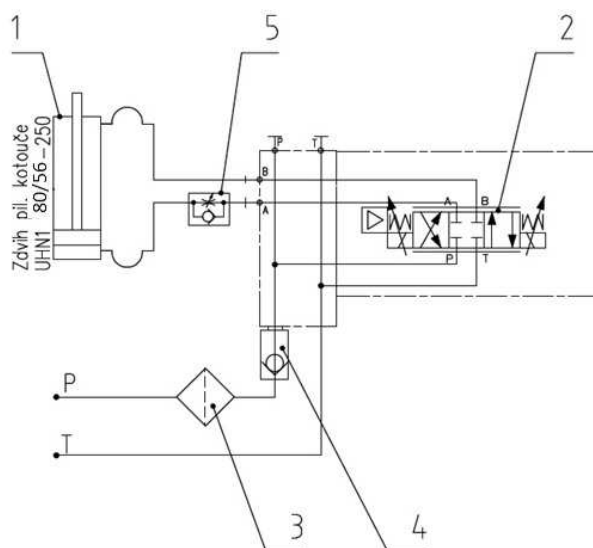
### 5.3.7 Hydraulické zapojení uzlu ZPK



Obr. 33: Schéma hydraulického zapojení celého uzlu zkracovací pily

Celý uzel zkracovací pily je připojen na centrální hydraulický rozvod, hydraulické schéma je složeno z bloku pro ovládání zdvihu zkracovací pily a ze dvou totožných částí pro upínací čelisti.

#### 5.3.7.1 Hydraulické zapojení ZPK



Obr. 34: Hydraulické zapojení zkracovací pily

Pohyb hydraulického válce UHN1 (obr. 34-1) je ovládán proporcionálním rozvaděčem (obr. 34-2). Proportionální rozvaděč umožňuje plynule měnit průtok kapaliny přestavením

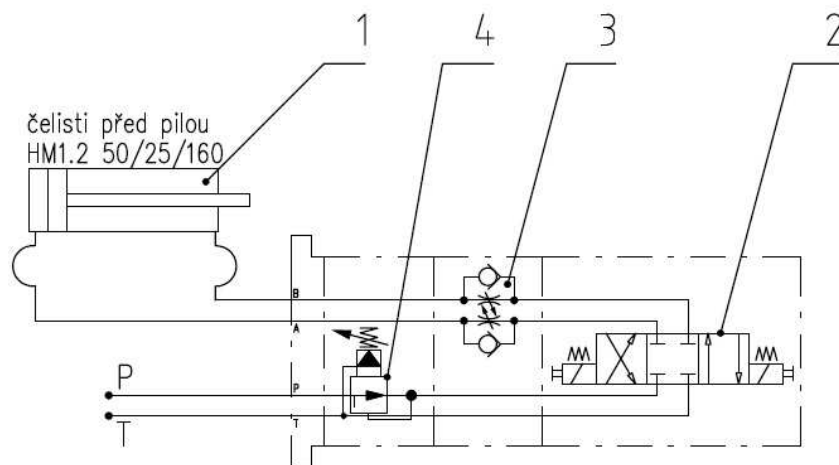


šoupátka uvnitř tělesa rozvaděče a tím měnit rychlost zdvihu válce, či přesně nastavit rychlost posuvu pily do řezu. Rozvaděč je ovládán elektronicky dvěma elektromagnety a středěn dvojicí pružin. Krajiní polohy umožňují pohyb pily do řezu a z řezu, střední poloha uzamyká pilu v konkrétní poloze i v případě výpadku elektrické energie.

Vzhledem k použití proporcionálního rozvaděče je nutné obvod doplnit tlakovým filtrem (obr. 34-3) umístěným před rozvaděč, aby byla zaručena maximální čistota hydraulického oleje, a tím i těsnost a přesnost nastavení šoupátka proporcionálního rozvaděče. Mezi tlakový filtr a rozvaděč je umístěn jednocestný ventil (obr. 34-4) zamezující neřízenému pohybu pily dolů v případě výpadku dodávky tlakového oleje.

Mezi hydraulickým válcem a rozvaděčem je škrťící ventil s jednosměrným obtokem (obr. 34-5), ten slouží ke škrcení průtoku kapaliny na výstupu z hydraulického válce při pohybu pily do řezu. Při proudění kapaliny směrem do válce (pohyb pily vzhůru) kapalina volně obtéká přes jednocestný ventil. Škrcení pohybu pily do řezu je nutné z hlediska brzdění působení vysoké hmotnosti ramene pily na hydraulický válec.

### 5.3.7.2 Hydraulické zapojení upínacích čelistí



Obr. 35: Hydraulické zapojení upínacích čelistí

Hydraulické zapojení upínacích čelistí před i za pilou je totožné, liší se pouze v různé délce zdvihu jednotlivých válců. Jedná se o jeden hydraulický válec HM1.2 (obr. 35-1) ovládaný třípolohovým šoupátkovým rozvaděčem (obr. 35-2). Rozvaděč je ovládaný dvěma elektromagnety, střední poloha je středěna dvojicí vratných pružin. Krajiní polohy rozvaděče umožňují sevření a rozevření čelistí, střední poloha uzamyká čelisti v konkrétní poloze.

Mezi rozvaděčem a hydraulickým válcem je umístěný dvojitý škrťící ventil (ob. 35-3), který umožňuje škrcení ve dvou oddělených větvích. Na vstupu kapaliny do válce je volný průtok přes jednosměrný ventil, na výstupu kapaliny z válce probíhá škrcení. Tímto ventilem lze regulovat průtok kapaliny a tím i rychlost svírání a rozevírání čelistí.

Aby nedošlo k rozmačkání řezané kulatiny, je na tlakové větvi (P) redukční ventil (obr. 35-4). Na tomto ventilu je možné nastavit hodnotu redukováného tlaku pomocí kuličkového ventilu řízeného předepnutou pružinou. Dojde-li k překročení redukováného tlaku (čelisti sevrou kulatinu), kuličkový ventil se otevře a odpustí přebytečnou kapalinu do zpětné větve, tím je hodnota tlaku udržována na stejné hodnotě.

Všechny ventily jsou použity v modulovém provedení stavěné na sebe.

## 5.4 Výrobní kapacita ZPK

Počet řezů, který je schopna pila vykonat za minutu, je dán sledem všech operací zkracovacího uzlu, tj. naměření kulatiny (najetí kulatiny do místa řezu), sevření upínacích čelistí, najetí pily do řezu, řez kulatiny, zdvih pily zpět do počáteční polohy, rozevření upínacích čelistí a odjetí finálního výřezu o 2 m pro vytvoření mezičelní mezery mezi jednotlivými výřezy. Příklad bude uveden pro řezání dvoumetrových výřezů maximálního průměru.

Najetí kulatiny do místa řezu:

$$v_d = 63,3 \text{ m/min} = 1,055 \text{ m/s} \quad \dots \text{ rychlost dopravníku před a za pilou}$$

$$l = 2 \text{ m} \quad \dots \text{ naměřovaná délka výřezu}$$

$$t_1 = \frac{l}{v_d} = \frac{2}{1,055} = 1,9 \text{ s} \quad \dots \text{ doba najetí kulatiny do místa řezu}$$

Sevření upínacích čelistí

$$t_2 = 0,6 \text{ s} \quad \dots \text{ doba sevření upínacích čelistí (odměřeno ze stávajícího řešení)}$$

Najetí pily do řezu

Najetí pily do řezu odpovídá při průměru řezané kulatiny 550 mm zasunutí válce o 50 mm.

$$v_v = 0,25 \text{ m/s} \quad \dots \text{ rychlost válce zvolena (max 0,5 m/s)}$$

$$z = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m} \quad \dots \text{ zasunutí válce}$$

$$t_3 = \frac{z}{v} = \frac{0,05}{0,25} = 0,2 \text{ s} \quad \dots \text{ doba najetí pily do řezu}$$

Řez kulatiny o průměru 550 mm

$$h = 550 \text{ mm} \quad \dots \text{ délka řezu – průměr řezané kulatiny}$$

$$s_z = 0,2 \text{ mm/zub} \quad \dots \text{ posuv na zub (měkké dřevo)}$$

Doporučené hodnoty posuvu na zub		
Materiál		Posuv na zub $s_z$ [mm/zub]
Měkké dřevo	podélné řezání	0,2 - 0,3
	příčné řezání	0,1 - 0,2
Tvrdé dřevo		0,06 - 0,15
Dřevotříska		0,1 - 0,25
Překlížka		0,05 - 0,12
Laminované desky		0,05 - 0,1
Neželezné kovy a plasty		0,02 - 0,05

Obr. 36: Doporučené hodnoty posuvu na zub [7]

$$z = 64 \quad \dots \text{ počet zubů kotouče}$$

$$n = 800 \text{ ot/min} \quad \dots \text{ otáčky pilového kotouče}$$

$$t_4 = \frac{h \cdot 60}{s_z \cdot n \cdot z} = \frac{550 \cdot 60}{0,2 \cdot 800 \cdot 64} = 3,2 \text{ s} \quad \dots \text{ doba řezu}$$

$$s = \frac{s_z \cdot n \cdot z}{1000} = \frac{0,2 \cdot 800 \cdot 64}{1000} = 10,24 \text{ m/min} \quad \dots \text{ posuv}$$

Zdvih pily do základní polohy

$$v_v = 0,25 \text{ m/s} \quad \dots \text{ rychlost válce zvolena (max 0,5 m/s)}$$

$$z = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m} \quad \dots \text{ zdvih válce}$$

$$t_5 = \frac{z}{v} = \frac{0,25}{0,25} = 1 \text{ s} \quad \dots \text{ doba zdvihu pily do základní polohy}$$

Rozevření upínacích čelistí

$$t_6 = 0,6 \text{ s} \quad \dots \text{ doba rozevření upínacích čelistí (odměřeno ze stávajícího řešení)}$$

Odjetí výřezu o 2 m (vytvoření mezičelní mezery)

$$v_d = 63,3 \text{ m/min} = 1,055 \text{ m/s} \quad \dots \text{ rychlost dopravníku za pilou}$$

$$l = 2 \text{ m} \quad \dots \text{ mezičelní mezera}$$

$$t_7 = \frac{l}{v_d} = \frac{2}{1,055} = 1,9 \text{ s} \quad \dots \text{ doba odjetí výřezu o 2 m}$$

Kapacita uzlu zkracovací pily

$$t_c = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 = 1,9 + 0,6 + 0,2 + 3,2 + 1 + 0,6 + 1,9 = 9,4 \text{ s} \quad \dots \text{ celková doba odříznutí jednoho kusu}$$

$$Q_c = \frac{60}{t_c} = \frac{60}{9,2} = 6,4 \text{ řezů/min} \quad \dots \text{ počet řezů za minutu}$$

Takto navržená zkracovací pila při reprezentativním příkladu řezání výřezů dlouhých 2 m umožňuje uříznout 6 kusů za minutu. Tento počet je možné navýšit zrychlením dopravníků před a za pilou, čímž se zkrátí doba najíždění kulatiny do řezu a odjíždění z řezu. Tuto dobu je také možné zkrátit zmenšením mezičelní mezery. Dále je možné překrýt dobu zdvihu pily do základní polohy s dobou rozevření upínacích čelistí. V případě, že tyto dvě operace budou probíhat současně, je nutné pokrýt vyšší okamžitý odběr oleje, který je dán součtem spotřeby dvou hydraulických válců upínacích čelistí a spotřebou hydraulického válce pro zdvihání pily. Dalšího snížení mezioperačních časů je možné docílit doplněním snímání přesné polohy ramene pily. V případě řezání menších průměrů kulatiny se pila nemusí zdvihát zpět do základní polohy, ale jen o požadovanou vzdálenost dle konkrétního průměru řezané kulatiny.

#### 5.4.1 Spotřeba tlakového oleje

Celý uzel zkracovací pily odebírá tlakový olej z centrálního rozvodu hydrauliky manipulační linky kulatiny. Pro návrh centrálního rozvodu hydrauliky včetně hydraulického agregátu je nutné znát odebírané množství tlakového oleje pro jednotlivé operace celého uzlu ZPK. Jedná se o jeden hydraulický válec kývající s pilou do řezu a z řezu a dva hydraulické válce pro svírání a rozevírání upínacích čelistí před a za pilou.

Spotřeba tlakového oleje kýváním pily

$$D = 80 \text{ mm} \quad \dots \text{ průměr válce}$$

$$d = 56 \text{ mm} \quad \dots \text{ průměr pístitnice}$$

$$z = 250 \text{ mm} \quad \dots \text{ zdvih pístitnice}$$

$$V_{1\_UHN} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} \cdot 250 = 1,257 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 1,257 \text{ l} \quad \dots \text{ objem válce pod pístem}$$

$$V_{2\_UHN} = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \cdot z = \frac{\pi(80^2-56^2)}{4} \cdot 250 = 0,64 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 0,64 \text{ l}$$

... objem válce nad pístem

$$Q_0 = \frac{V_{1\_UHN}}{t_5} = \frac{1,257}{1} = 1,257 \text{ l/s} = 75,4 \text{ l/min} \quad \dots \text{nejvyšší okamžitá spotřeba oleje}$$

Nejvyšší spotřeba tlakového oleje je v době zdvihání pily z řezu zpět do základní polohy, těmto parametrům musí vyhovovat hydraulický agregát napojený na centrální rozvod hydrauliky. Pro pokrytí špiček odběru tlakového oleje je možné hydraulický obvod doplnit akumulátorem, ten v případě nutnosti dodává tlakový olej do oběhu a po dobu nižšího odběru se opět doplňuje pro další využití.

Spotřeba tlakového oleje čelistmi před pilou

$$D = 50 \text{ mm} \quad \dots \text{průměr válce}$$

$$d = 25 \text{ mm} \quad \dots \text{průměr pístnice}$$

$$z = 160 \text{ mm} \quad \dots \text{zdvih pístnice}$$

$$V_{1\_HM1} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 160 = 314,16 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 0,314 \text{ l}$$

... objem válce pod pístem

$$V_{2\_HM1} = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \cdot z = \frac{\pi(50^2-25^2)}{4} \cdot 160 = 235,62 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 0,236 \text{ l}$$

... objem válce nad pístem

Kontrola rychlosti pístnice (max. 0.5 m/s)

$$v_{HM1} = \frac{z}{t_2} = \frac{160}{0,6} = 267 \text{ mm/s} = 0,267 \text{ m/s} \quad \dots \text{vyhovuje}$$

Spotřeba tlakového oleje čelistmi za pilou

$$D = 50 \text{ mm} \quad \dots \text{průměr válce}$$

$$d = 25 \text{ mm} \quad \dots \text{průměr pístnice}$$

$$z = 250 \text{ mm} \quad \dots \text{zdvih pístnice}$$

$$V_{1\_HM2} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 250 = 490,87 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 0,491 \text{ l}$$

... objem válce pod pístem

$$V_{2\_HM2} = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \cdot z = \frac{\pi(50^2-25^2)}{4} \cdot 250 = 368,16 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 0,368 \text{ l}$$

... objem válce nad pístem

Kontrola rychlosti pístnice (max. 0.5 m/s)

$$v_{HM2} = \frac{z}{t_2} = \frac{250}{0,6} = 417 \text{ mm/s} = 0,417 \text{ m/s} \quad \dots \text{vyhovuje}$$

Celková spotřeba tlakového oleje uzlu ZPK

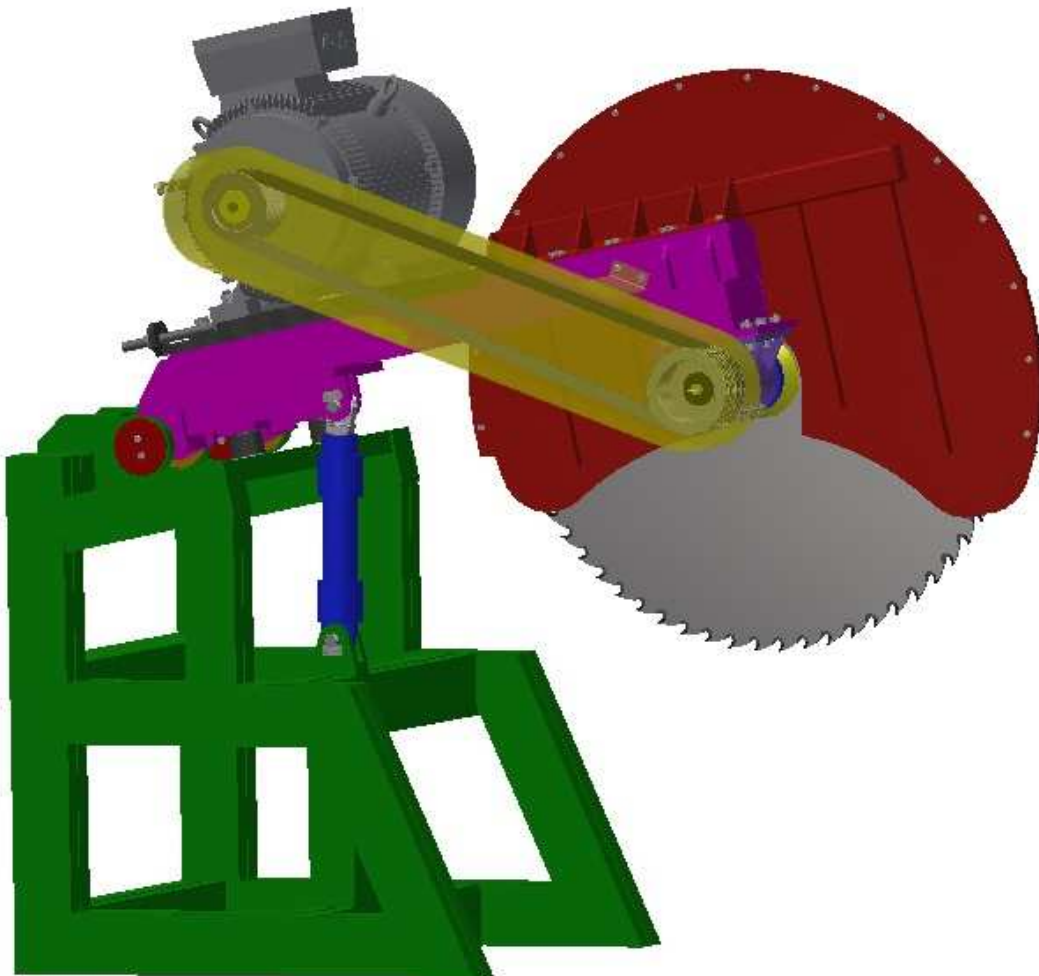
$$V_c = V_{1\_UHN} + V_{2\_UHN} + V_{1\_HM1} + V_{2\_HM2} + V_{1\_HM2} + V_{2\_HM2} = 1,257 + 0,64 + 0,314 + 0,236 + 0,491 + 0,368 = 3,3 \text{ l} \quad \dots \text{ celková spotřeba oleje na jeden cyklus}$$

$$Q_v = V_c \cdot Q_c = 3,3 \cdot 6,4 = 21,2 \text{ l/min}$$

...celková spotřeba tlakového oleje za minutu

## 5.5 Statická analýza rámu ZPK metodou konečných prvků

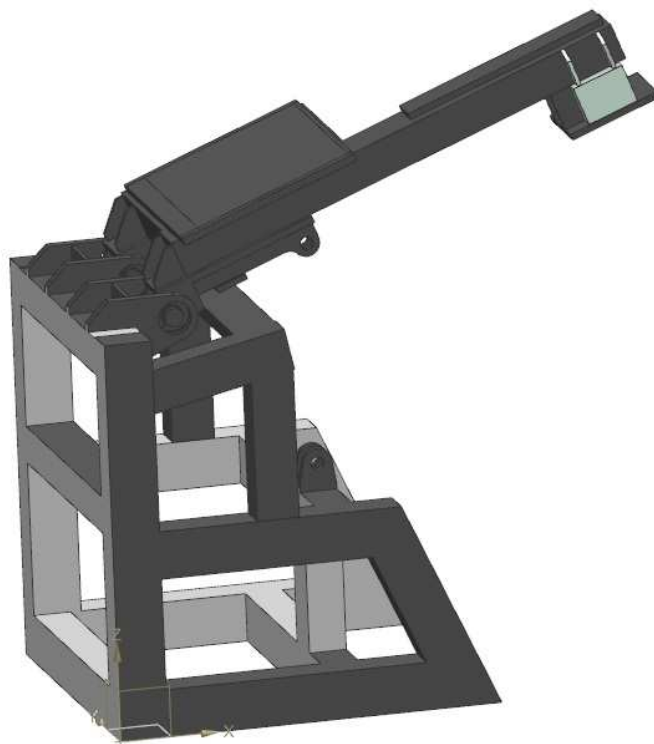
Výpočty metodou konečných prvků byly provedeny v programu Siemens NX 8.5 s řešičem NASTRAN.



Obr. 37: 3D model zkracovací kotoučové pily

### 5.5.1 Výpočtový model

Ve výpočtovém modelu zkracovací pily byl použit model pevného rámu, kyvného ramene a kloubu mezi těmito komponentami. Pro zjednodušení sítě byly odstraněny nepotřebné díry šroubů, rádiusy a zkosení na jednotlivých součástech. Z kloubu byly zachovány pouze náboje ložisek připevňující kloub k pevnému rámu a čep sevřený do ok kyvného ramene. Rameno bylo nastaveno do polohy, kdy je pila v řezu maximálního průměru kulatiny.



Obr. 38: Zjednodušený výpočtový 3D model

Takto zjednodušený výpočtový model byl zasíťován pomocí čtyřbokých prvků CTETRA(10) doporučené velikosti. Síti byl přiřazen materiál – ocel.



Obr. 39: Zasíťovaný výpočtový 3D model zkracovací pily

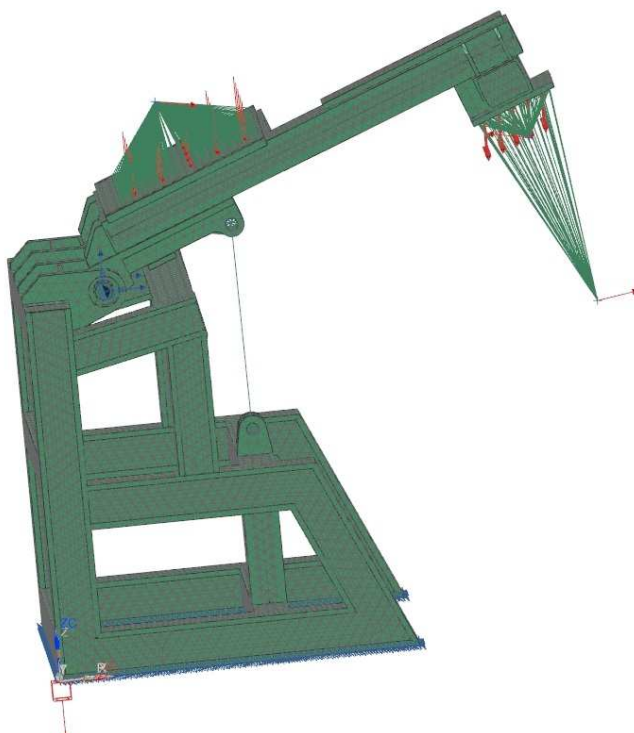
Ložiska kloubu byla nahrazena růžicemi 1D prvků – jedna růžice místo vnějšího a druhá místo vnitřního kroužku ložiska. Tyto růžice k sobě byly zavazbeny jejich středovými body

s možností rotace kolem osy Y (osy ložisek). Tímto je zaručen přenos sil z kyvného ramene do pevného rámu.

Hydraulický válec byl nahrazen nekonečně tuhým 1D prvkem a 1D růžicemi přenášejícími síly do ok konzoly hydraulického válce.

Výpočtový model byl zatížen silami reprezentujícími zatížení od hmotnosti komponent odebraných z modelu, síly byly umístěny do těžišť těchto komponent. Dále byla přidána řezná síla a síly simulující předepínací sílu řemenového převodu. Nakonec bylo celému modelu doplněno zatížení gravitací, představující zatížení vlastní hmotností.

Výpočtový model byl pevně uchycen za spodní plochu pevného rámu, což znázorňuje přivaření rámu k nosné ocelové konstrukci pod uzlem zkracovací pily.



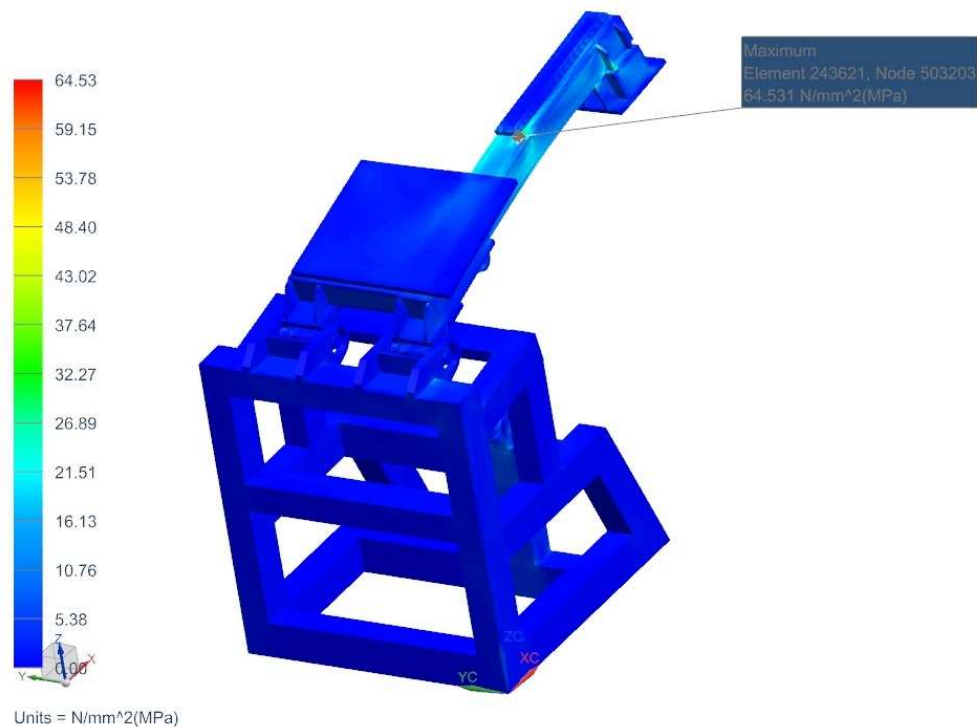
Obr. 40: Výpočtový model se simulací vazeb a zatížení

### 5.5.2 Pevnostní analýza

Celý rám i rameno je vyráběno jako svařenec z ocelových profilů a plechů z nelegované konstrukční oceli S235JR. Mez kluzu tohoto materiálu je  $R_e = 190$  MPa.

Jak je vidět na obr. 40, maximální napětí 64,5 MPa je v rohu konzoly pro uchycení krytu kotouče, toto napětí má vůči mezi kluzu bezpečnost 2,95.

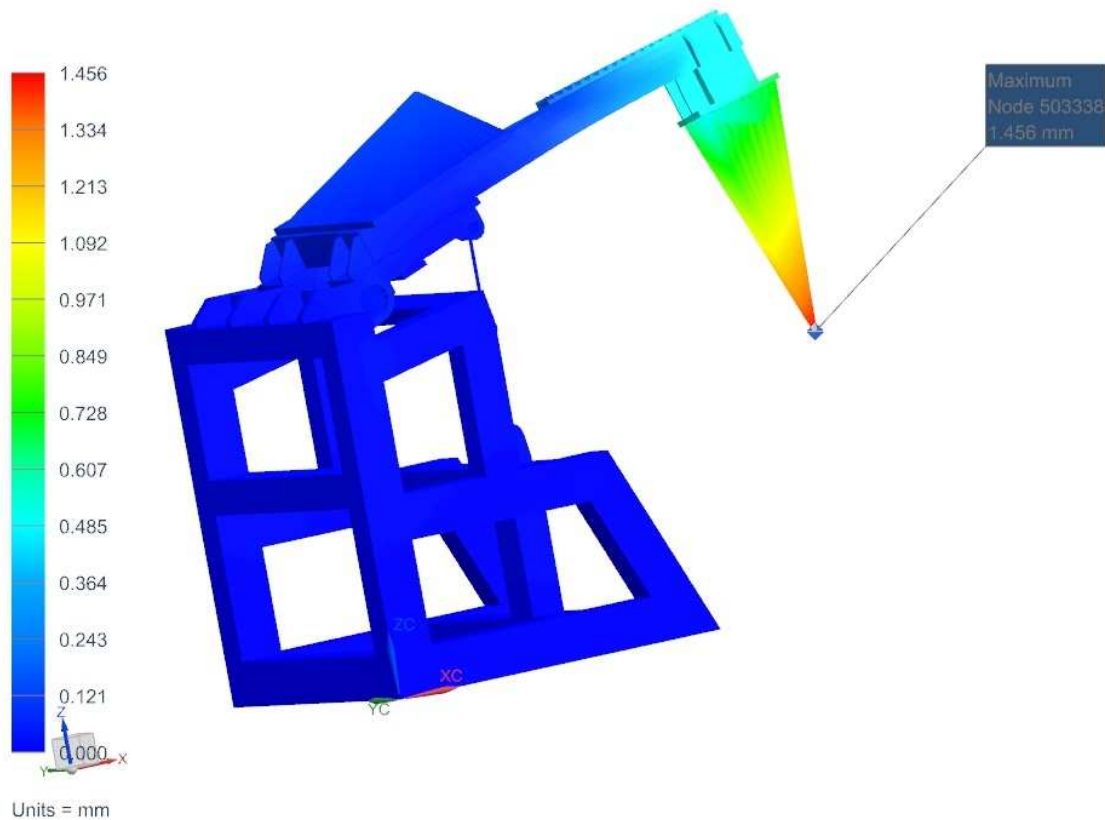
$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{190}{64,5} = 2,95 \quad \dots \text{bezpečnost vůči mezi kluzu}$$



Obr. 41: Průběh napětí v celém výpočtovém modelu

### 5.5.3 Deformační analýza

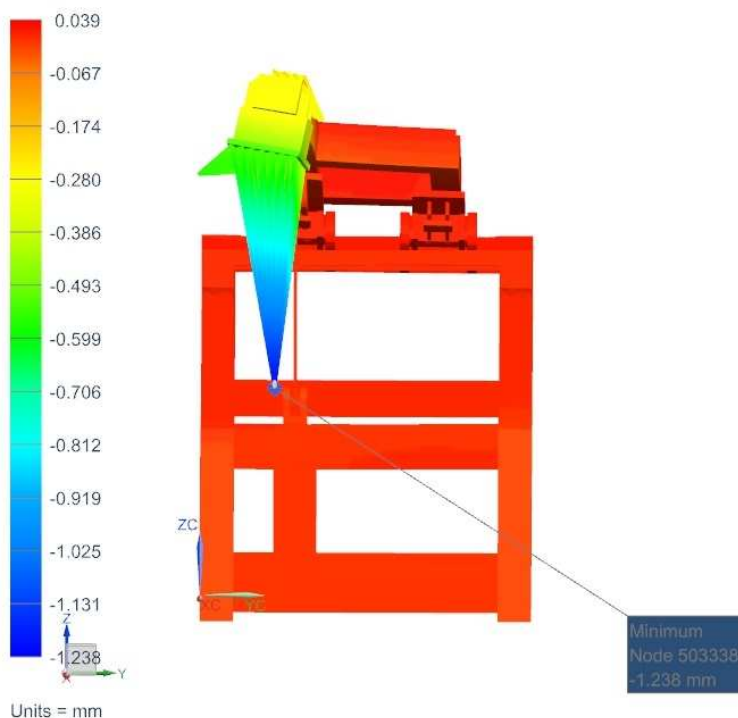
K největší deformaci vlivem daného zatížení dojde v místě řezu kotouče.



Obr. 42: Celková deformace modelu zkracovací pily



Tato deformace bude způsobovat natočení kotouče a změnu úhlu řezu, což je patrné při zobrazení deformací ve směru osy Y.



Obr. 43: Deformace modelu ve směru osy Y

$s_y = 1,24 \text{ mm}$  ... deformace ve směru y

$D = 1600 \text{ mm}$  ... průměr kotouče

$$\Delta\varphi = \arcsin\left(\frac{s_y}{\frac{D}{2}}\right) = \arcsin\left(\frac{1,24}{\frac{1600}{2}}\right) = 0,09^\circ \quad \dots \text{změna úhlu řezu}$$

Vzhledem k požadované délkové přesnosti finálních výřezů  $\pm 1 \text{ cm}$  je deformace ve směru Y přijatelná a změna úhlu řezu zanedbatelná.

## 5.6 Modální analýza krytu kotouče

Modální analýza slouží k určení vlastních frekvencí a tvarů kmitů. Aby nedošlo k rezonanci krytu kotouče, nesmí být jeho vlastní frekvence shodná s budícími frekvencemi. U zkracovací pily jsou budící frekvence způsobovány volným otáčením kotouče (kotouč není v řezu), jehož rozběh i doběh probíhá také za volného otáčení. Další významná budící frekvence nastává od zubů kotouče při přechodu pily do řezu.

$n=800 \text{ ot/min} = 13,3 \text{ ot/s}$  ...otáčky pilového kotouče

$z=64$  ...počet zubů kotouče

$$T_{\text{ot}} = \frac{1}{n} = \frac{1}{13,300} = 0,075 \text{ s} \quad \dots \text{perioda jedné otáčky}$$

$$f_{\text{ot}} = \frac{1}{T_{\text{ot}}} = \frac{1}{0,075} = 13,3 \text{ Hz} \quad \dots \text{frekvence buzení otáčením kotouče}$$

$$T_z = \frac{T_{\text{ot}}}{z} = \frac{0,075}{64} = 0,00117 \text{ s} \quad \dots \text{perioda od jednoho zubu}$$

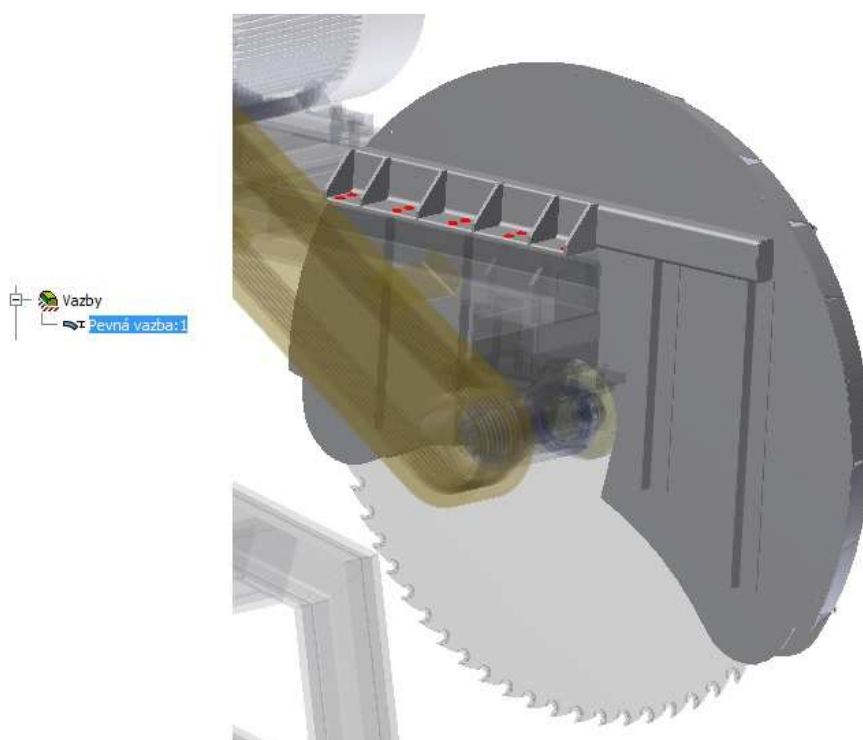
$$f_z = \frac{1}{T_z} = \frac{1}{0,00117} = 853,3 \text{ Hz} \quad \dots \text{frekvence buzení vstupem zubů do řezu}$$

Pro zjištění vlastních frekvencí krytu kotouče byl použit software Autodesk Inventor Professional 2011.

### 5.6.1 Vlastní frekvence modelu s uvažováním vazeb

3D model krytu kotouče byl zasíťován, síti byl přiřazen materiál – ocel a dírák konzoly krytu byly přidány pevné vazby simulující šroubové spojení s ramenem pily.

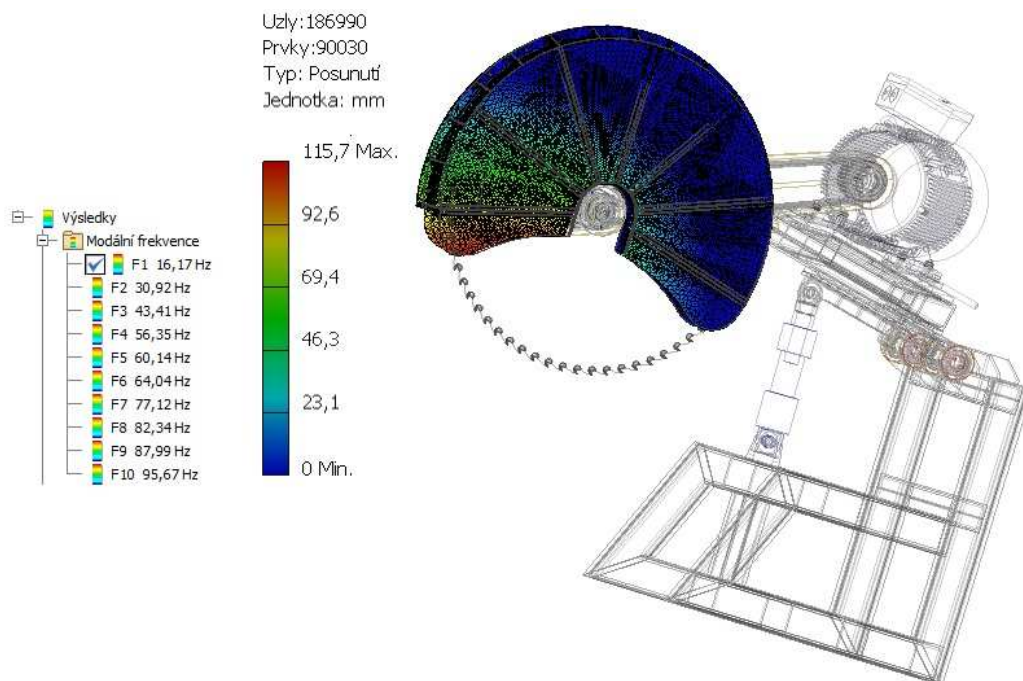
Pro takto simulovaný model byl proveden výpočet prvních deseti vlastních frekvencí uvedených v tab. 5.



Obr. 44: Kryt kotouče s pevnou vazbou k rameni pily

Pořadové číslo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Vlastní frekvence	16,17 Hz	30,92 Hz	43,41 Hz	56,35 Hz	60,14 Hz	64,04 Hz	77,12 Hz	82,34 Hz	87,99 Hz	95,67 Hz

Tab. 5: Vlastní frekvence modelu s uvažováním vazeb

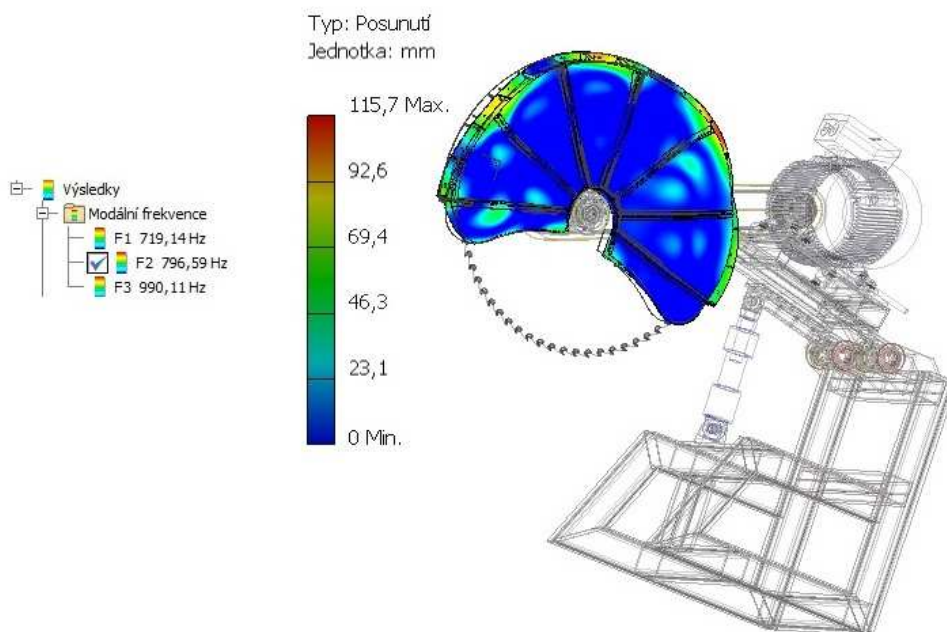


Obr. 45: Zobrazení vlastního tvaru kmitání odpovídající 1. vlastní frekvenci 16,17 Hz

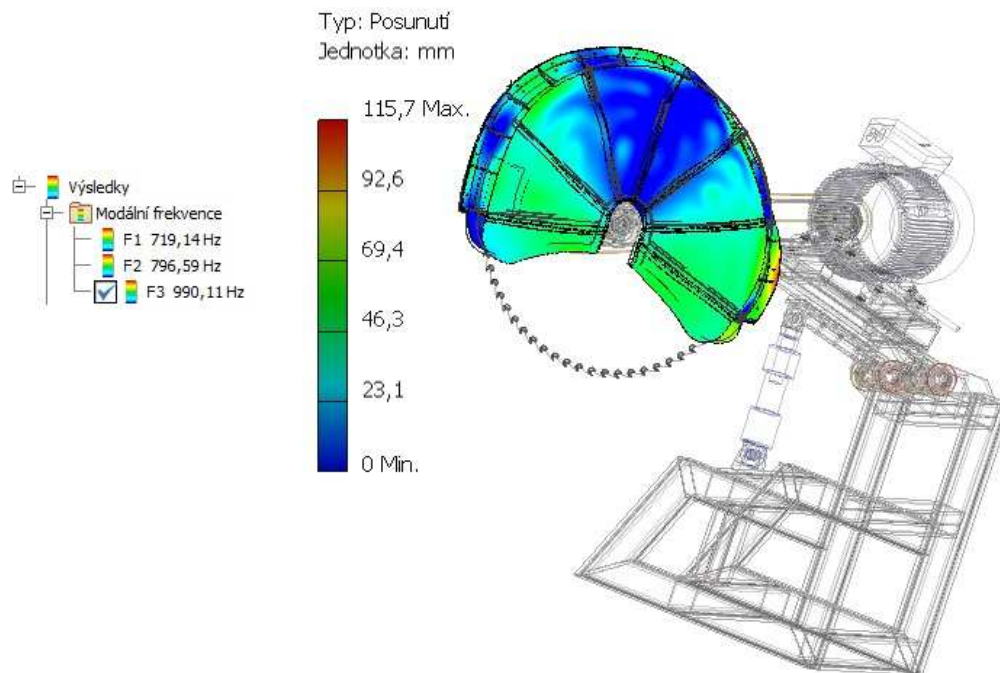
Prvních 10 vlastních frekvencí nezobrazuje chování modelu při provozní frekvenci v řezu odpovídající 853 Hz, proto bylo nutné provést další simulaci s nastavenou oblastí výsledků 600 – 1000 Hz. V této oblasti byly nalezeny další 3 vlastní frekvence, které jsou uvedeny v tab. 6.

Pořadové číslo	1	2	3
Vlastní frekvence	719,14 Hz	796,59 Hz	990,11 Hz

Tab. 6: Vlastní frekvence v rozsahu 600 – 1000 Hz



Obr. 46: Zobrazení vlastního tvaru kmitání odpovídající vlastní frekvenci 796,59 Hz



Obr. 47: Zobrazení vlastního tvaru kmitání odpovídající vlastní frekvenci 990,11 Hz

Pro volné otáčení kotouče nesmí být vlastní frekvence rovna provozní otáčkové frekvenci 13,3 Hz, při rozběhu a doběhu kotouče dochází k buzení frekvencí nižších než je provozní otáčková frekvence. První vypočtená vlastní frekvence 16,17 Hz je tedy v bezpečné vzdálenosti od provozní frekvence 13,3 Hz.

Při přechodu pilového kotouče do řezu je zabíráním zubů kotouče buzena frekvence 853,3 Hz. Pokud uvažujeme možný pokles otáček o 5%, je tato frekvence bezpečná, neboť nejbližší vypočtená vlastní frekvence je 796,59 Hz.

## 6 Závěr

Cílem této práce byl konstrukční návrh zkracovací pily kotoučové kyvné i s krytem ve svislém směru. Toto konstrukční řešení může být použito při navrhování technologie nové manipulační linky.

Výhodou tohoto konstrukčního řešení je lepší viditelnost operátora linky do místa řezu (řez ve svislém směru), oproti původní konstrukci, kdy kulatina zakrývala místo řezu (řez ve vodorovném směru). Změnou směru kývání pily do řezu bylo docíleno snížení zdvihu hydraulického válce, a tím i zkrácení času nutného pro zdvih válce. Díky přemístění elektromotoru z osy kývání na kyvné rameno došlo ke zvýšení tuhosti uchycení ramene a je zajištěno snazší napínání řemenů. Umístění krytu kotouče nad místem řezu eliminuje vtahování odřezků dovnitř kotouče.

### 6.1 Parametry navržené ZPK

Průměr kotouče	1600 mm
Maximální průměr řezané kulatiny	550 mm
Minimální průměr řezané kulatiny	40 mm
Otáčky kotouče	800 ot/min
Řezná rychlost	67 m/s
Příkon motoru	75 kW
Kapacita uzlu ZPK	6 řezů/min

Tab. 7: Parametry navržené ZPK

## 7 Seznam obrázků

- Obr. 1: Manipulační linka Javořice a.s., Ptení
- Obr. 2: Těžba dřeva v ČR v letech 2002-2015
- Obr. 3: Zásobní skládka se separátorem a dávkovačem
- Obr. 4: Stupňovitý dávkovač
- Obr. 5: Zkracovací kotoučová pila kyvná
- Obr. 6: Třídič výřezů
- Obr. 7: Blokové schéma manipulační linky
- Obr. 8: Stabilní řetězová zkracovací pila firmy
- Obr. 9: Mobilní řetězová zkracovací pila firmy
- Obr. 10: Druhy pilových kotoučů
- Obr. 11: Geometrie zubů pilových kotoučů
- Obr. 12: Varianty upínání materiálu
- Obr. 13: ZPK kyvná ve vodorovném směru
- Obr. 14: ZPK kyvná ve svislém směru s upínáním pomocí krytu
- Obr. 15: ZPK kyvná i s krytem ve svislém směru
- Obr. 16: ZPK s lineárním vedením
- Obr. 17: ZPK začelovací
- Obr. 18: ZPK přesuvná v kombinaci s pilou začelovací
- Obr. 19: Stávající řešení ZPK
- Obr. 20: Zub kotouče typu halfmoon 2 ½
- Obr. 21: Parametry zvoleného elektromotoru SIEMENS
- Obr. 22: Rozměry použitého elektromotoru SIEMENS
- Obr. 23: Základní parametry řemenového převodu
- Obr. 24: Diagram pro určení průřezu úzkého klínového řemenu
- Obr. 25: Výpočet v programu Transmission Designer 7.4
- Obr. 26: Vřeteno pily
- Obr. 27: Uložení vřetene
- Obr. 28: Příruby pilového kotouče
- Obr. 29: Typový klíč přímočarého hydraulického válce
- Obr. 30: Schéma zatížení ramene pily od hmotností jednotlivých komponent
- Obr. 31: Sestava pily s upínacími čelistmi
- Obr. 32: Typový klíč označení hydraulického válce
- Obr. 33: Schéma hydraulického zapojení celého uzlu zkracovací pily

- Obr. 34: Hydraulické zapojení zkracovací pily  
Obr. 35: Hydraulické zapojení upínacích čelistí  
Obr. 36: Doporučené hodnoty posuvu na zub  
Obr. 37: 3D model zkracovací kotoučové pily  
Obr. 38: Zjednodušený výpočtový 3D model  
Obr. 39: Zasít'ovaný výpočtový 3D model zkracovací pily  
Obr. 40: Výpočtový model se simulací vazeb a zatížení  
Obr. 41: Průběh napětí v celém výpočtovém modelu  
Obr. 42: Celková deformace modelu zkracovací pily  
Obr. 43: Deformace modelu ve směru osy Y  
Obr. 44: Kryt kotouče s pevnou vazbou k rameni pily  
Obr. 45: Zobrazení vlastního tvaru kmitání odpovídající 1. vlastní frekvenci 16,17 Hz  
Obr. 46: Zobrazení vlastního tvaru kmitání odpovídající vlastní frekvenci 796,59 Hz  
Obr. 47: Zobrazení vlastního tvaru kmitání odpovídající vlastní frekvenci 990,11 Hz

## 8 Seznam tabulek

- Tab. 1: Součinitel úhlu opásání  $\beta$   
Tab. 2: Součinitel provozního zatížení  
Tab. 3: Součinitel délky klínového řemenu  
Tab. 4: Výkon  $P_1$  [kW] přenášený jedním řemenem  
Tab. 5: Vlastní frekvence modelu s uvažováním vazeb  
Tab. 6: Vlastní frekvence v rozsahu 600 – 1000 Hz  
Tab. 7: Parametry navržené ZPK

## 9 Použitá literatura

### 9.1 Knižní literatura

- [1] KAFKA, E. a kol. *Dřevařská příručka 1*. Praha: SNTL, 1989  
[2] VARKOČEK, J., ROUSEK, M., HOLOPÍREK, J. *Dělení, obrábění a tváření materiálů*. Brno: MENDELU, 1998  
[3] VÁVRA, P. a kol. *Strojnické tabulky*. Praha: SNTL, 1983

### 9.2 Internetové publikace

- [4] DŘEVOSTROJ ČKYNĚ, a.s.: [www.drevostroj.cz](http://www.drevostroj.cz), 11/2016  
[5] ÚSTAV PRO HOSPODÁŘSKOU ÚPRAVU LESŮ: [www.uhul.cz](http://www.uhul.cz), 11/2016  
[6] HOLTEC: [www.holtec.org](http://www.holtec.org), 11/2016

- [7] PILANA: [www.pilana.cz](http://www.pilana.cz), 11/2016
- [8] ELEKTROMOTORY BERG: [www.elektromotory-siemens.cz](http://www.elektromotory-siemens.cz), 5/2017
- [9] TYMA CZ, s.r.o.: [www.tyma.cz](http://www.tyma.cz), 2/2017
- [10] ARGO-HYTOS: [www.argo-hytos.com](http://www.argo-hytos.com), 2/2017
- [11] ŠAFRÁNEK-HYDRAULIKA, s.r.o.: [www.safranek-hydraulika.cz](http://www.safranek-hydraulika.cz) , 4/2017

## 10 Software

- (1) Autodesk Inventor Professional 2011
- (2) Autodesk Inventor 2015
- (3) AutoCAD Mechanical 2015
- (4) Siemens NX 8.5
- (5) KISSsoft
- (6) Transmission Designer 7.4

## 11 Přílohy

Příloha 1 Výpočet vřetene v programu KISSsoft

Výkres A0-ZPK1600-000	Zkracovací pila kotoučová
Výkres A2-ZPK1600-001	Vřeteno ZPK
Výkres A3-ZPK1600-001-1	Řemenice



## **PŘÍLOHA č. 1**

**Výpočet vřetene v programu KISSsoft**

Team-SolidSQUAD

File

Name : zpk2\_2final  
 Changed by: Admin on: 31.05.2017 at: 23:12:35

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	493.000
Speed (1/min)	800.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	24.758
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	24.758
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.027
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	1.059
Weight towards (	0.000, -0.000, -1.000)
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is not considered	
Tolerance field: Maximum	
Reference temperature (°C)	20.000

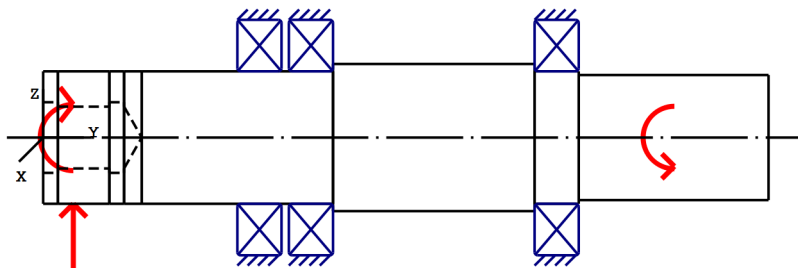
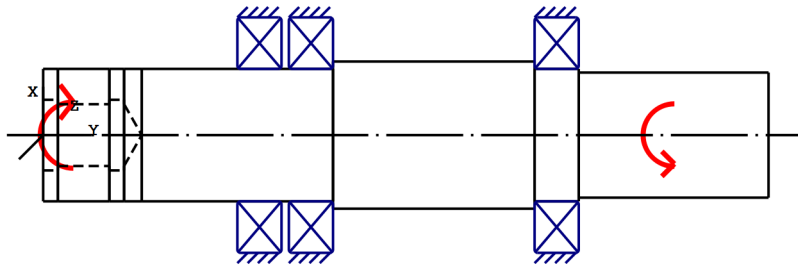


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft 1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 197.000mm

Diameter (mm)	[d]	90.0000
Length (mm)	[l]	197.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)  
l=3.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Radius right (Radius right)  
r=1.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way) 32.000mm ... 122.000mm  
l=90.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Cylinder (Cylinder) 197.000mm ... 334.000mm

Diameter (mm)	[d]	100.0000
Length (mm)	[l]	137.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer left (Chamfer left)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			334.000mm ...	364.000mm
Diameter (mm)	[d]	90.0000		
Length (mm)	[l]	30.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Chamfer right (Chamfer right)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Radius left (Radius left)  
r=1.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			364.000mm ...	493.000mm
Diameter (mm)	[d]	85.0000		
Length (mm)	[l]	129.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Chamfer right (Chamfer right)  
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Key way (Key way) 369.000mm ... 469.000mm  
l=100.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

**Inner contour**

<u>Cylinder inside (Cylindrical bore)</u>			0.000mm ...	10.000mm
Diameter (mm)	[d]	48.0000		
Length (mm)	[l]	10.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

<u>Cylinder inside (Cylindrical bore)</u>			10.000mm ...	45.000mm
Diameter (mm)	[d]	42.0000		
Length (mm)	[l]	35.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

<u>Cylinder inside (Cylindrical bore)</u>			45.000mm ...	55.000mm
Diameter (mm)	[d]	48.0000		
Length (mm)	[l]	10.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

<u>Cone inside (Conical bore)</u>			55.000mm ...	67.000mm
Diameter left (mm)	[d <sub>l</sub> ]	42.0000		
Diameter right (mm)	[d <sub>r</sub> ]	0.0000		
Length (mm)	[l]	12.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

<u>Cylinder inside (Cylinder inside)</u>			67.000mm ...	493.000mm
Diameter (mm)	[d]	0.0000		
Length (mm)	[l]	426.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

**Forces**

Type of force element		<b>Coupling</b>
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[y]local	429.0000

Position in global system (mm)	[Yglobal]	429.0000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		130.0000
Power (kW)		75.3982 driven (Input)
Torque (Nm)		900.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element		<b>Centric force</b>
Label in the model		Central load2
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	515.5000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	515.5000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		-12752.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element		<b>Eccentric force</b>
Label in the model		Eccentric load
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	20.5000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	20.5000
Center point of load application, X-coordinate (mm)		800.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm)		0.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		75.3982 driving (Output)
Torque (Nm)		-900.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		1125.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

### Bearing

Label in the model		Rolling bearing
Bearing type		Koyo 6218ZZ
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Ylocal]	147.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	147.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	90.000
External diameter (mm)	[D]	160.000

Width (mm)	[b]	30.000
Corner radius (mm)	[r]	2.000
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	71.500
Basic dynamic load rating	[C]	120.000
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	4.200
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

Label in the model		Rolling bearing2
Bearing type		Koyo 6218ZZ
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	182.000
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	182.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	90.000
External diameter (mm)	[D]	160.000
Width (mm)	[b]	30.000
Corner radius (mm)	[r]	2.000
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	71.500
Basic dynamic load rating	[C]	120.000
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	4.200
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

Label in the model		Rolling bearing-remenice
Bearing type		Koyo 6218ZZ
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	349.000
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	349.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	90.000
External diameter (mm)	[D]	160.000
Width (mm)	[b]	30.000
Corner radius (mm)	[r]	2.000
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	71.500
Basic dynamic load rating	[C]	120.000
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	4.200
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

## **Results**

### **Shaft**

Maximum deflection (mm)	0.101
Position of the maximum (mm)	493.000
Mass center of gravity (mm)	248.821
Total axial load (N)	0.000

Torsion under torque (°)

0.038

**Bearing**

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	µm
Rolling bearings, classical calculation (contact angle not considered)			

**Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'**

Position (Y-coordinate)	[y]	147.00	mm
Equivalent load	[P]	12.22	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	12.22	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	19726.74	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	5.85	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	-12.220	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	12.220	kN (-90°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.867	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.298	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	1.165	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	97.592	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant µbl=0.15.

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	0.600	µm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	17.990	µm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	18.000	µm (88.09°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-0.134	mrad (-0.46')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.227	mrad (0.78')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	0.006	mrad (0.02')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.134	mrad (0.46')

**Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing2'**

Position (Y-coordinate)	[y]	182.00	mm
Equivalent load	[P]	0.00	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	0.00	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	9999.99	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.000	kN
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.000	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.019	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm



Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013

Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.019	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	1.567	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	0.374	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	0.000	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	14.145	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	14.150	$\mu\text{m}$ (88.48°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-0.137	mrad (-0.47')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.289	mrad (0.99')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	0.006	mrad (0.02')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.137	mrad (0.47')

**Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing-remence'**

Position (Y-coordinate)	[y]	349.00	mm
Equivalent load	[P]	24.09	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	24.09	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	2575.11	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	2.97	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	24.090	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	24.090	kN (90°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	1.250	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.925	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013

Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	2.175	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	182.203	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-0.701	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	0.000	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-17.986	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	18.000	$\mu\text{m}$ (-92.23°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-0.352	mrad (-1.21')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.500	mrad (1.72')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	0.006	mrad (0.02')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.352	mrad (1.21')

Damage (%) [H] ( 20000.000)

No.	B1	B2	B3
1	101.39	2.00	776.67
-----			
Σ	101.39	2.00	776.67

Utilization (%) [H] ( 20000.000)

B1	B2	B3
100.46	27.14	198.04

B1: Rolling bearing  
B2: Rolling bearing2  
B3: Rolling bearing-remenice

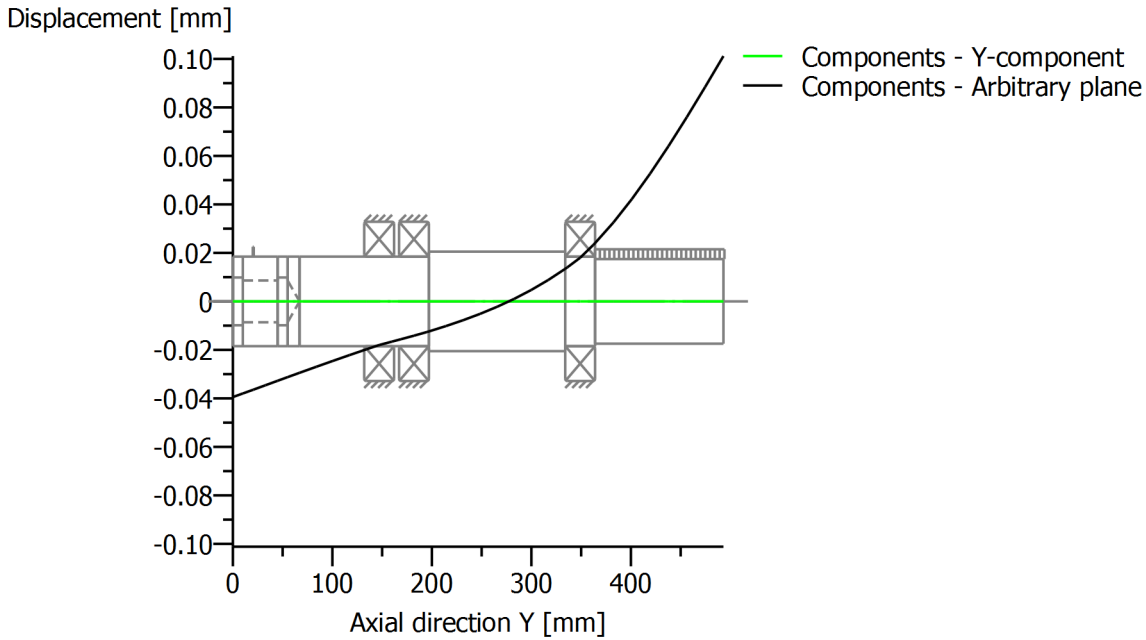
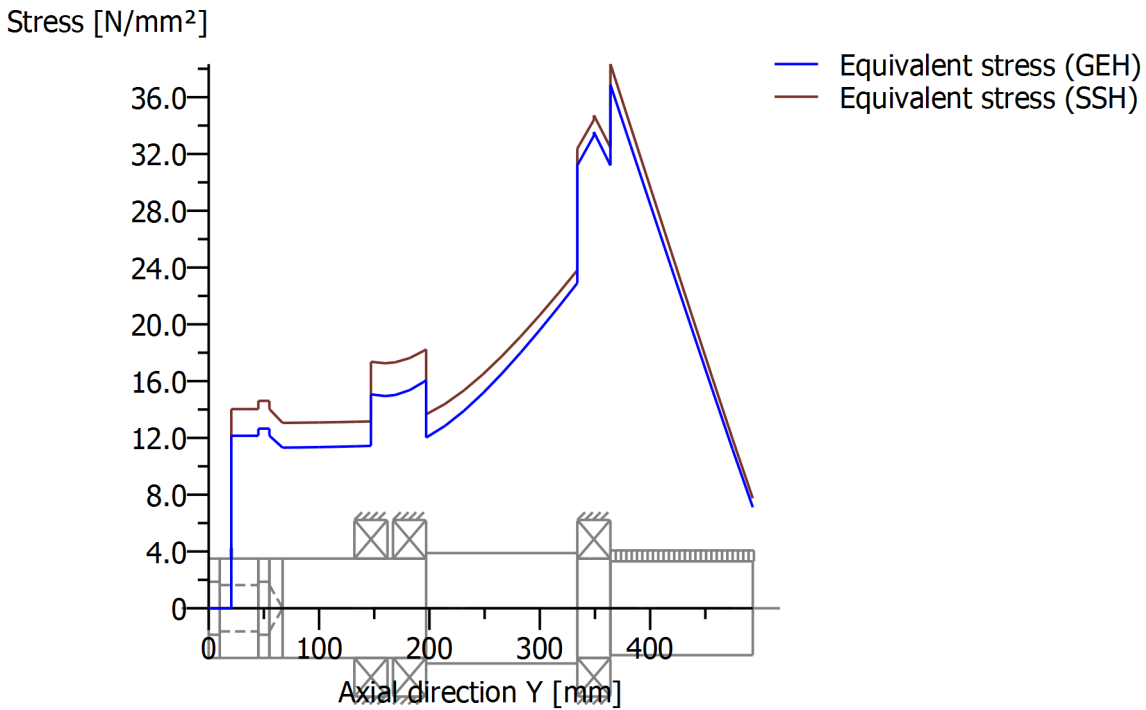


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 269.0777197 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations  
 GEH(von Mises):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$   
 SSH(Tresca):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

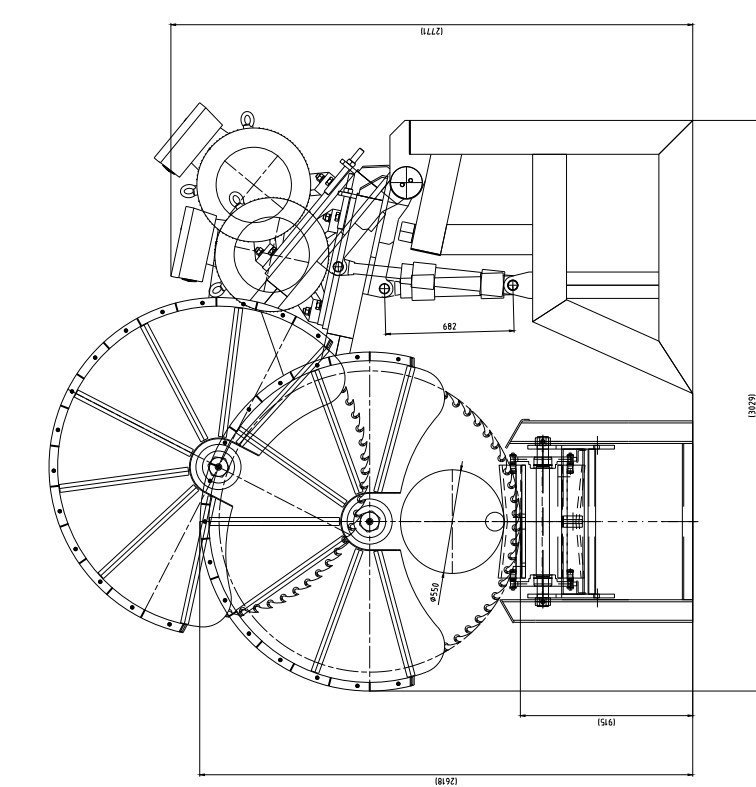
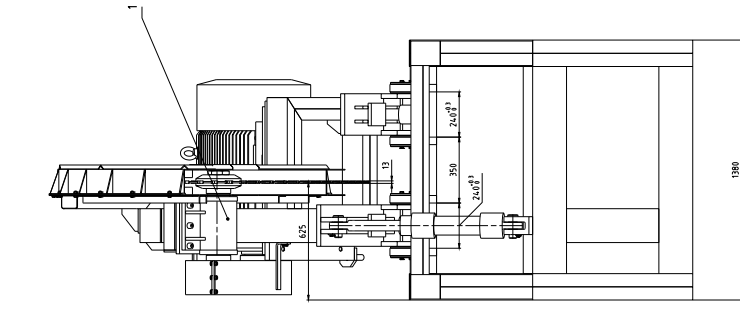
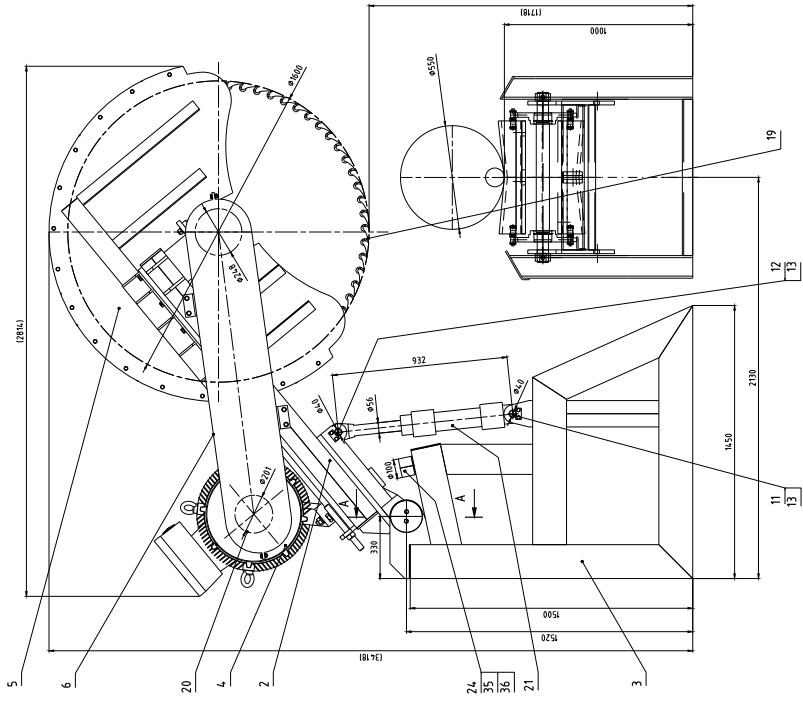
Figure: Equivalent stress

---

End of Report

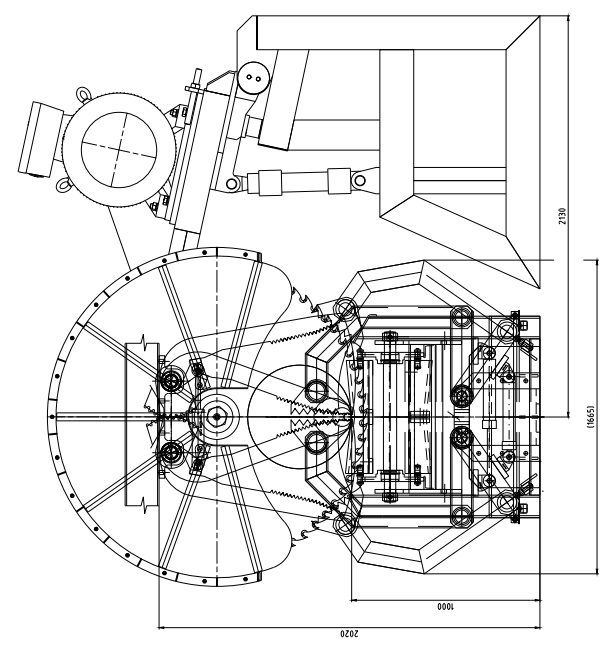
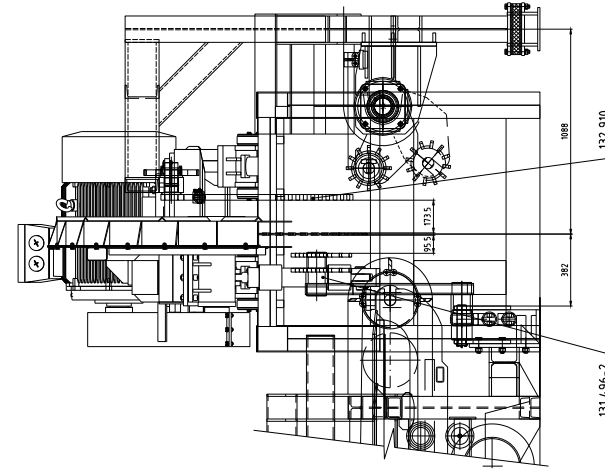
lines: 373

---



DETAIL SESTAVENÍ S ČELISTMI

směr loku materiálu

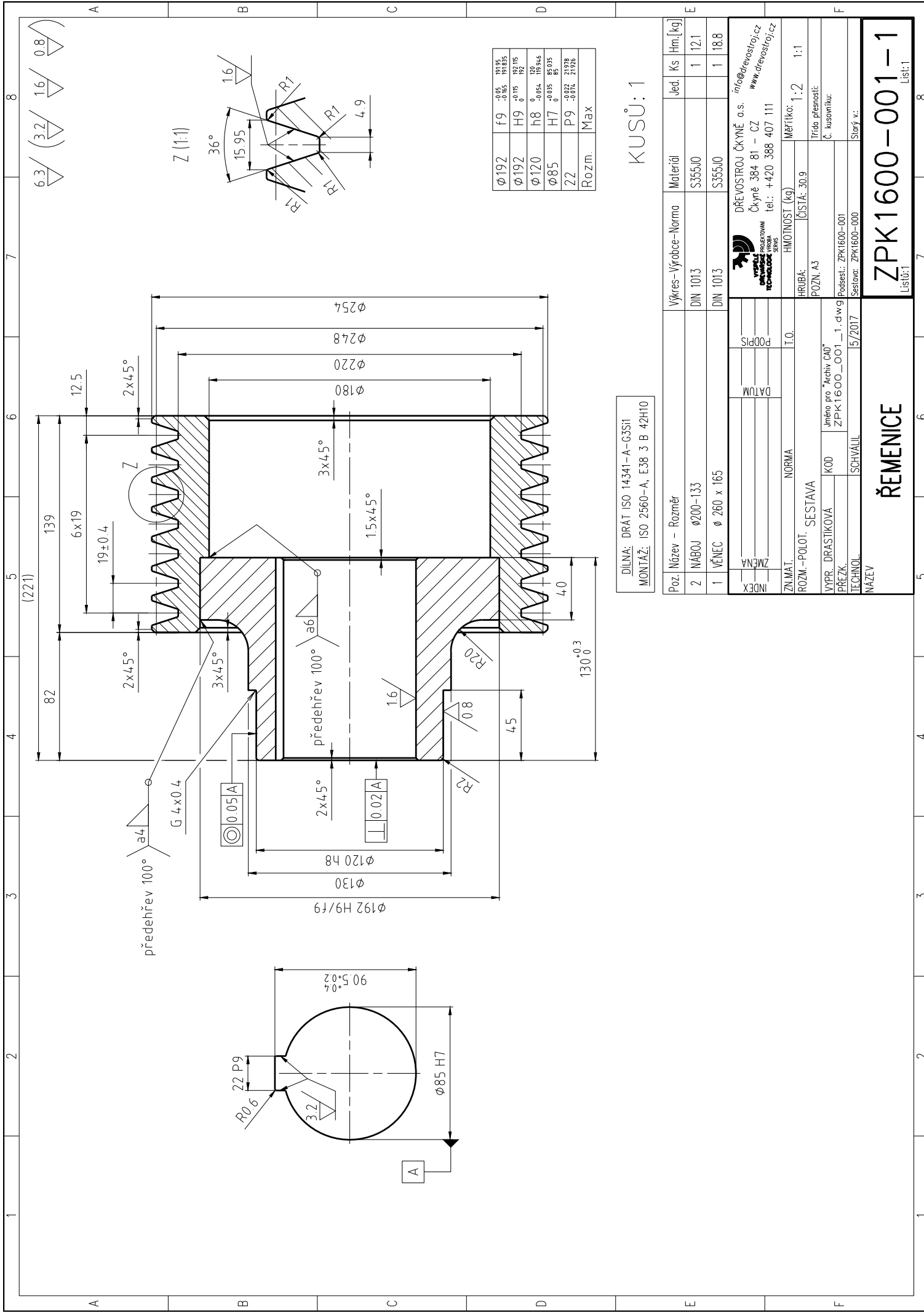


KUSŮ: 1

Číslo kusu	Název kusu	Množství	Skupina
1	PRŮVODNÍK	1	1
2	PRŮVODNÍK	1	1
3	PRŮVODNÍK	1	1
4	PRŮVODNÍK	1	1
5	PRŮVODNÍK	1	1
6	PRŮVODNÍK	1	1
7	PRŮVODNÍK	1	1
8	PRŮVODNÍK	1	1
9	PRŮVODNÍK	1	1
10	PRŮVODNÍK	1	1
11	PRŮVODNÍK	1	1
12	PRŮVODNÍK	1	1
13	PRŮVODNÍK	1	1
14	PRŮVODNÍK	1	1
15	PRŮVODNÍK	1	1
16	PRŮVODNÍK	1	1
17	PRŮVODNÍK	1	1
18	PRŮVODNÍK	1	1
19	PRŮVODNÍK	1	1
20	PRŮVODNÍK	1	1
21	PRŮVODNÍK	1	1
22	PRŮVODNÍK	1	1
23	PRŮVODNÍK	1	1
24	PRŮVODNÍK	1	1
25	PRŮVODNÍK	1	1
26	PRŮVODNÍK	1	1
27	PRŮVODNÍK	1	1
28	PRŮVODNÍK	1	1
29	PRŮVODNÍK	1	1
30	PRŮVODNÍK	1	1
31	PRŮVODNÍK	1	1
32	PRŮVODNÍK	1	1
33	PRŮVODNÍK	1	1
34	PRŮVODNÍK	1	1
35	PRŮVODNÍK	1	1
36	PRŮVODNÍK	1	1
37	PRŮVODNÍK	1	1
38	PRŮVODNÍK	1	1
39	PRŮVODNÍK	1	1
40	PRŮVODNÍK	1	1
41	PRŮVODNÍK	1	1
42	PRŮVODNÍK	1	1
43	PRŮVODNÍK	1	1
44	PRŮVODNÍK	1	1
45	PRŮVODNÍK	1	1
46	PRŮVODNÍK	1	1
47	PRŮVODNÍK	1	1
48	PRŮVODNÍK	1	1
49	PRŮVODNÍK	1	1
50	PRŮVODNÍK	1	1
51	PRŮVODNÍK	1	1
52	PRŮVODNÍK	1	1
53	PRŮVODNÍK	1	1
54	PRŮVODNÍK	1	1
55	PRŮVODNÍK	1	1
56	PRŮVODNÍK	1	1
57	PRŮVODNÍK	1	1
58	PRŮVODNÍK	1	1
59	PRŮVODNÍK	1	1
60	PRŮVODNÍK	1	1
61	PRŮVODNÍK	1	1
62	PRŮVODNÍK	1	1
63	PRŮVODNÍK	1	1
64	PRŮVODNÍK	1	1
65	PRŮVODNÍK	1	1
66	PRŮVODNÍK	1	1
67	PRŮVODNÍK	1	1
68	PRŮVODNÍK	1	1
69	PRŮVODNÍK	1	1
70	PRŮVODNÍK	1	1
71	PRŮVODNÍK	1	1
72	PRŮVODNÍK	1	1
73	PRŮVODNÍK	1	1
74	PRŮVODNÍK	1	1
75	PRŮVODNÍK	1	1
76	PRŮVODNÍK	1	1
77	PRŮVODNÍK	1	1
78	PRŮVODNÍK	1	1
79	PRŮVODNÍK	1	1
80	PRŮVODNÍK	1	1
81	PRŮVODNÍK	1	1
82	PRŮVODNÍK	1	1
83	PRŮVODNÍK	1	1
84	PRŮVODNÍK	1	1
85	PRŮVODNÍK	1	1
86	PRŮVODNÍK	1	1
87	PRŮVODNÍK	1	1
88	PRŮVODNÍK	1	1
89	PRŮVODNÍK	1	1
90	PRŮVODNÍK	1	1
91	PRŮVODNÍK	1	1
92	PRŮVODNÍK	1	1
93	PRŮVODNÍK	1	1
94	PRŮVODNÍK	1	1
95	PRŮVODNÍK	1	1
96	PRŮVODNÍK	1	1
97	PRŮVODNÍK	1	1
98	PRŮVODNÍK	1	1
99	PRŮVODNÍK	1	1
100	PRŮVODNÍK	1	1

Průměr pil kotouče	1600 mm
Otáčky pil kotouče	800 ot/min
Řezná rychlost	67 m/s
Průměr pohonu	75 kW
Podstředí	8 x 3 x 3 mm 3750
Max. průměr výřezu	40 mm
Max. průměr výřezu	550 mm





Ø192	F9	-0.05	0.15
		-0.05	0.15
Ø192	H9	0	0.15
		0	0.15
Ø120	h8	0	0.05
		-0.05	0.05
Ø85	H7	0	0.05
		0	0.05
Z2	P9	-0.02	0.178
		-0.01	0.178
Rozm.	Max		

KUSŮ: 1

DILNA: DRÁT ISO 14341-A-G3Si1  
 MONTÁŽ: ISO 2560-A, E38 3 B 42H10

Poz.	Název - Rozměr	Výkres-Výrobce-Norma	Materiál	Jed.	Ks	Hm.[kg]
2	NABOUJ Ø200-133	DIN 1013	S355J0		1	12.1
1	VĚNEC ø 260 x 165	DIN 1013	S355J0		1	18.8

INDEX	ZMĚNA	PODPIS	DATA	HRUBA:	ČISTÁ: 30.9	MĚŘÍTKO: 1:2	1:1
ZNAMAT.	NORMA	T.O.		POZN. A3			
ROZM. - POLOH. SESTAVA							
WYPR. DRASŤIKOVA	KOD	Jméno pro "Archiv CAD"					
PRÉZK.	ZPK1600_001	ZPK1600_001_1.dwg					
TECHNOL.	SCHVÁLIL	5/2017					
NAZEV							

**DŘEVOSTROJ ČKYNĚ a.s.**  
 info@drevostrojc.cz  
 Čkyně 384 81 - CZ  
 www.drevostrojc.cz  
 tel.: +420 388 407 111

**ŘEMENICE**  
 ZPK1600-001-1  
 Listů: 1