



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ZUBOVÝ DRTIČ PRO DRCENÍ KAMENIVA

GEAR GRINDER FOR AGGREGATES CRUSHING

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Kryštof Kolacia

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2020



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Kryštof Kolacia
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, C.Sc.
Akademický rok:	2019/20

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

### Zubový drtič pro drcení kameniva

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navržení a dimenzování konstrukce zubového drtiče s výměnnými hroty pro drcení kameniva s pevností do 200 MPa (vápence).

Maximální vstupní kusovitost 700 x 500 x 500 mm.

Výstupní zmitost do 120 mm.

Výkon motoru je 160 kW.

Navržené řešení by mělo zajišťovat snadnou výměnu drtičích a nosných elementů, bez nutnosti demontáže hřídelů drtiče.

#### Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše užívaných technických řešení.

Vlastní zdůvodněný koncepční návrh.

Potřebné funkční a pevnostní výpočty.

Výkres celkové sestavy a podsestavy drtičeho válce.

#### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

MALÁŠEK, Jiří. Stroje pro výrobu stavebních materiálů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2004. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

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

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zubového drtiče pro drcení kameniva. Drtič, který disponuje výměnnými hroty, je navržen tak, aby i drtící elementy mohly být snadno vyměněny. Diplomová práce je dělena na průzkum základních typů drtičů, konstrukční řešení navrhovaného drtiče, základní kontrolní výpočty a pevnostní analýzu provedenou výpočetním programem.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Zubový drtič, drcení kameniva, vápenec, výměnné hroty, drtící element, primární drcení

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with the design of a gear crusher for crushing aggregates. The crusher, which has interchangeable tips, is designed so that even the crushing elements can be easily replaced. This piece of work is divided into a survey of the basic types of crushers, the design of the proposed crusher, basic control calculations and strength analysis performed by a computer program.

## **KEYWORDS**

Gear grinder, aggregate crushing, limestone, interchangeable tips, crushing element, primary crushing

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOLACIA, Kryštof. *Zubový drtič pro drcení kameniva*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121561>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. června 2020

.....

Bc. Kryštof Kolacia

## **PODĚKOVÁNÍ**

Mé poděkování patří zejména doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a Ing. Pavlu Kalovi z firmy RESTA s.r.o za odborné vedení, pomoc a cenné rady ke zpracování mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu po celou dobu mého studia.



## OBSAH

Úvod.....	12
<b>1 Průzkum průmyslových řešení drtičů .....</b>	<b>13</b>
1.1 Drcený materiál - kamenivo .....	13
1.1.1 Základní rozdělení kameniva.....	13
1.1.2 Velikost a tvar zm.....	13
1.1.3 Základní fyzikální vlastnosti některých typů homin .....	14
1.2 Zdrobňovací proces .....	15
1.2.1 Základní rozdělení zdrobňování .....	15
1.2.2 Stupeň rozpojení .....	16
1.2.3 Základní teorie drcení .....	16
1.2.4 Rittingerova teorie .....	17
1.2.5 Kirpičeova teorie .....	17
1.2.6 Bondova teorie.....	17
1.3 Drcení a drtiče .....	18
1.3.1 Stupně drcení .....	18
1.3.2 Výpočty příkonů a výkonnosti drtičů .....	19
1.3.3 Rozdělení drtičů.....	20
1.3.4 Čelistové drtiče .....	21
1.3.5 Kuželové drtiče.....	23
1.3.6 Kladivové drtiče .....	26
1.3.7 Odrazové drtiče.....	27
1.3.8 Válcové drtiče.....	28
1.4 Příklady konstrukce zubových drtičů různých výrobců .....	33
<b>2 Rozbor konstrukčního řešení .....</b>	<b>35</b>
2.1 Základní rozměry, parametry a provedení.....	35
2.2 Přenos kroutícího momentu.....	35
2.3 Skříň drtiče.....	36
2.4 Hřídele s drticími elementy .....	37
2.4.1 Návrh hřídelů .....	38
2.4.2 Drticí elementy .....	38
2.4.3 Ložiska.....	39
2.5 Nosník s drticími břity pro drcení propadlých kusů větších rozměrů .....	40
2.6 Sestava drtiče .....	40
<b>3 Výpočty základních parametrů drtiče.....</b>	<b>42</b>
3.1 Prostý stupeň rozpojení .....	42
3.2 Výběr vhodného elektromotoru.....	42
3.3 Výpočet střední obvodové rychlosti ozubeného hřídele.....	43
3.4 Maximální teoretický výkon.....	44
3.4.1 Maximální teoretický objemový výkon drtiče.....	44
3.4.2 Maximální teoretický hmotnostní výkon drtiče.....	44
3.4.3 Teoretický hmotnostní výkon drtiče .....	44

3.4.4 Výpočet minimálního příkonu pro drcení .....	45
<b>4 Základní konstrukční výpočty .....</b>	<b>47</b>
4.1 Návrh třístupňové převodovky s čelním ozubením .....	47
4.1.1 Volba modulu a počtu zubů ozubených kol .....	47
4.1.2 Výpočet převodového poměru navržené převodovky .....	48
4.2 Výpočet zatížení při běžném chodu .....	48
4.2.1 Výpočet reakční síly vápence na hrot .....	49
4.2.2 Výpočet kroutícího momentu při běžném chodu .....	50
4.3 Výpočet zatížení vyvolaného vniknutím nedrtitelného předmětu .....	50
4.3.1 Výpočet kroutícího momentu při vniknutí nedrtitelného předmětu .....	50
4.3.2 Výpočet reakční síly na hrot při zaseknutí nedrtitelným předmětem .....	51
4.4 Návrh ozubeného soukolí rozdělující kroutící moment na hřídele .....	52
4.4.1 Silové poměry v čelním ozubeném soukolí při běžném chodu .....	52
4.4.2 Silové poměry v čelním ozubeném soukolí při vniknutí nedrtitelného předmětu ..	53
4.4.3 Výpočet maximální přípustné obvodové síly na ozubené soukolí .....	53
4.5 Výpočet rekčních sil v ložiskách při běžném chodu a při vniknutí nedrtitelného předmětu .....	54
4.5.1 Rekční síly v ose y .....	55
4.5.2 Reakční síly v ose z .....	58
4.5.3 Celkové reakční síly v ložiskách A a B .....	61
4.6 Volba soudečkového naklápěcího ložiska .....	62
4.6.1 Minimální statická únosnost ložiska .....	63
4.6.2 Minimální dynamická únosnost ložiska .....	63
4.6.3 Výběr ložiska .....	63
4.7 Výpočet bezpečnosti hřídele při zaseknutí .....	64
4.7.1 Výpočet napětí v ohybu v ose y při zaseknutí nedrtitelným předmětem .....	64
4.7.2 Výpočet napětí v ohybu v ose z při zaseknutí nedrtitelným předmětem .....	66
4.7.3 Výpočet napětí v krutu .....	69
4.7.4 Redukované napětí podle teorie HMH při zaseknutí nedrtitelným předmětem .....	70
4.7.5 Výpočet součinitele bezpečnosti hřídele v pracovním prostoru při zaseknutí .....	71
4.7.6 Výpočet bezpečnosti části zúženého hřídele za ozubeným soukolím .....	72
4.8 Výpočet bezpečnosti hřídele při drcení .....	72
4.8.1 Výpočet korigované meze únavy .....	72
4.8.2 Výpočet napětí v ohybu při drcení v ose y a z .....	73
4.8.3 Výpočet napětí v krutu při drcení .....	75
4.8.4 Redukované napětí podle teorie HMH při drcení .....	75
4.8.5 Výpočet součinitele bezpečnosti hřídele při drcení pomocí korigované meze únavy .....	76
<b>5. Pevnostní analýza ve výpočetním programu .....</b>	<b>77</b>
5.1 Segment s hrotem .....	77
5.1.1 Zavazbení segmentu .....	77
5.1.2 Zatížení silou $F_{zs}$ segmentu s hrotem .....	78
5.1.3 Výpočet koeficientu bezpečnosti segmentu .....	80

---

5.2 Nosič segmentů.....	80
5.2.1 Zavazbení nosiče segmentů .....	80
5.2.2 Zatížení kroučícím momentem přeneseného ze segmentu .....	81
5.2.3 Výpočet koeficientu bezpečnosti nosiče segmentů .....	82
5.3 Nosník s drticími břity .....	82
5.3.1 Zavazbení nosníku s drticími břity .....	82
5.3.2 Zatížení nosníku s drticími břity .....	83
5.3.3 Výpočet koeficientu bezpečnosti nosníku s břity .....	84
<b>Závěr .....</b>	<b>85</b>
<b>Použité informační zdroje.....</b>	<b>86</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů.....</b>	<b>88</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>94</b>

## ÚVOD

Při zpracování různých druhů materiálů v oboru stavebnictví je důležitá možnost výběru z široké škály strojů pro jejich úpravu. K prvotnímu zpracování hornin po těžbě jsou využívány drtiče. Z hlediska požadavků na výsledný produkt, kterými jsou velikost a tvar zrn, jsou užívány drtiče mnoha druhů. Pro primární drcení (největší výstupní zrnitost) se užívají mimo jiné i zubové drtiče. Zdrobňování hornin je u zubových drtičů realizováno štípáním tzn. užitím velké síly na velmi malou plochu. Za tyto drtiče se obvykle zařazují další, které horninu dále zdrobňují. Zubové drtiče byly zprvu vyráběny jako stroje s drticími válci z jednoho kusu (odlitky). Toto řešení je však na opravy stroje po opotřebení velmi nákladné a proto se nyní navrhuje tak, aby jednotlivé drticí komponenty (hroty, drticí elementy) byly vyměnitelné bez demontáže těchto drticích válců.

Cílem této diplomové práce je navrhnout konstrukci zubového drtiče pro drcení kameniva. Tento drtič musí splňovat podmínku snadné výměny drticích a nosným elementů. Konstrukce musí být navržena s výměnnými hroty. Vstupním materiálem je vápenec s pevností do 200 MPa a maximální vstupní zrnitostí 700 x 500 x 500 mm. Výstupní zrnitost horniny musí být do 120 mm. Pohon drtiče je zajištěn elektromotorem s výkonem 160 kW. Součástí práce jsou základní konstrukční výpočty a pevnostní analýza vytvořena v programu Solidworks.

## 1 PRŮZKUM PRŮMYSLOVÝCH ŘEŠENÍ DRTIČŮ

### 1.1 DRCENÝ MATERIÁL - KAMENIVO

Základním vstupním a výstupním materiálem při procesu drcení jsou různé druhy hornin. Kamenivo je materiál, který je přírodně zrnitý nebo uměle opracovaný na danou velikost. Slouží jako jedna z nejzákladnějších a nejvyužívanějších materiálových hmot v oboru stavebnictví [5].

#### 1.1.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ KAMENIVA

Kamenivo je děleno dle původu [5]:

- Těžené – vzniklo pomocí přírodních vlivů, jako jsou například vítr, eroze, déšť, vodní toky apod., které narušovaly povrchové vrstvy skalních masivů. Díky těmto podmínkám je tvar zrn těženého kameniva oblého charakteru.
- Drcené – surovina vzniká zpracováním, zejména drcením přírodního těženého kamene. Tvar zrna je ostrohranný.
- Uměle vytvořené – vyrábí se převážně z odpadů, které se přetváří na materiál určený k dalšímu využití. Tímto procesem dochází k recyklaci sutí získaných ze stavebních či silničních demolic.

#### 1.1.2 VELIKOST A TVAR ZRN

Jedny z nejdůležitějších a rozhodujících vlastností všech sypkých hmot jsou velikost a tvar zrn. Zrno nepravidelného tvaru má 3 základní rozměry [6]:

- Délka zrna (dlouhý rozměr) –  $l$
- Šířka zrna (střední rozměr) –  $d$
- Tloušťka zrna (krátký rozměr) –  $t$

Jako směrodatná velikost se používá střední rozměr neboli šířka zrna a označuje se  $d$ . Rozměry zrn se v praxi získávají zejména pomocí sít nebo roštů [6]:

- Síta s kruhovými otvory – velikost zrna  $d$  je rovna průměru oka síta.
- Síta se čtvercovými otvory – velikost zrna  $d$  je definována jako délka hrany otvoru.
- Štěrbinová síta a rošty – velikost zrna  $d$  je rovna nejmenší šířce štěrbin.

Rozdělení kameniva podle velikosti zrn [8]:

- Písek – těžené, drcené nebo mleté kamenivo, které má velikost zrn menší než 5 mm.
- Štěrka – těžený materiál zrnitosti 5-125 mm a drcený se zrnitosti 25-125 mm.
- Drt – drcené kamenivo o zrnitosti 1,25-25 mm.
- Štěrkoдрť – netříděné drcené kamenivo o zrnitosti 0-125 mm.

Jako další důležitý faktor se užívá tvarový součinitel  $\psi$ . Určuje se jako poměr vždy dvou z rozměrů  $l, d, t$  a pro stavební účely nabývá hodnot [7]:

- $\psi \leq 3$  zrna tvarově nezávadná
- $\psi = 3 - 6$  zrna tvarově přípustná, pokud nepřesáhnou danou hodnotu v % pro daný účel použití (zpravidla 20-50 % směsi)
- $\psi \geq 6$  zrna tvarově nepřijatelná (desky, jehlice)



Obr. 1.1 Tvary zrn [18]

### 1.1.3 ZÁKLADNÍ FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI NĚKTERÝCH TYPŮ HORNIN

Tab. 1-1 Fyzikální vlastnosti některých materiálů [7]

Materiál	Objemová hmotnost [t/m <sup>3</sup> ]	Pevnost v tlaku [MPa]	Modul pružnosti v tlaku [GPa]	Součinitel drtitelnosti k vápenci [-]
Vápenec	2,72	60-200	35-80	1,00
Andezit	2,48	45-330	23	0,90
Čedič	2,94	210-420	52-115	0,75
Diabas	2,72	115-325	68-97	0,70
Dolomit	2,72	60-160	40-56	1,00
Droba	2,66	130-240	68-97	0,70
Gabro	2,86	130-280	80-110	0,80
Pískovec, slepenec	2,66	40-130	50-100	1,10
Syneit	2,72	160-240	64-87	0,95
Žula	2,86	75-300	120-150	0,85

## 1.2 ZDROBŇOVACÍ PROCES

Zdrobňování hornin a jiných materiálů probíhá pomocí dvou základních typů rozpojování materiálu mechanickým způsobem [8]:

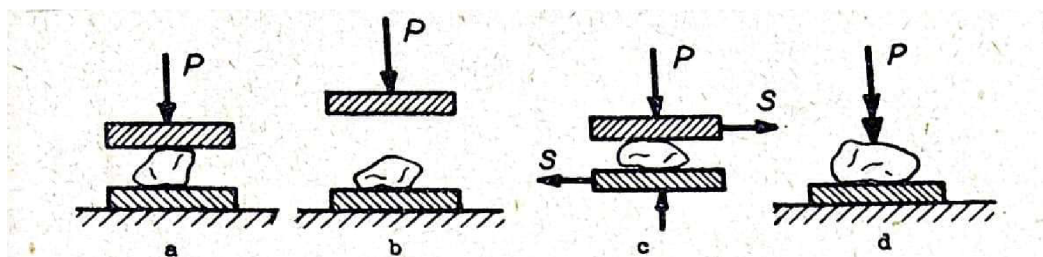
- Drcení
- Mletí

Důležitý faktor je mezní rozměr zrna mezi drcením a mletím – výstupní zrna o velikosti 1 - 1,25 mm. Následující kapitoly se zabývají převážně drcením.

### 1.2.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ ZDROBŇOVÁNÍ

Proces zdrobňování lze též rozdělit do 3 skupin podle [8]:

- Principu zdrobňování – drcení se dělí dále na 3 až 4 typy mechanického působení:
  - Tlak (obr. 1-2 a) [6],[8]
  - Úder (obr. 1-2 b) [6],[8]
  - Střih (tření) (obr. 1-2 c) [6],[8]
  - Štípání (obr. 1-2 d) [8]



Obr. 1.2 Typy mechanického působení při drcení [8]

Nebo zjednodušeně na 2 typy dle působení drtičí síly [9]:

- Statické drtiče: působí tlakem pomocí pohybu přímočarého nebo krouživého.
  - Dynamické drtiče: působí nárazem, odrazem nebo kombinovaně.
- Rozměrů vstupních a výstupních zrn:

Tab. 1-2: Velikost výstupních zrn dle druhu rozpojování [7]

Druhy mechanického rozpojování	Velikost výstupních zrn	[mm]
Hrubé drcení – předdrcení, primární drcení	Převážně větší než	125,0
Střední drcení – sekundární drcení	Převážně větší než	25,0
Jemné drcení	Převážně menší než	25,0
Mletí	Převážně menší než	1,25
Jemné mletí	Převážně menší než	0,08
Velmi jemné mletí	Převážně asi	0,001

- Typu drtiče: rozvedeno v kapitole 1.3.3

### 1.2.2 STUPEŇ ROZPOJENÍ

Je to charakteristická vlastnost každého typu drtiče. Při výběru vhodného drtiče je důležité stanovení vstupního a výstupního zrna kameniva a jejich poměru. K tomu slouží tzv. prostý stupeň rozpojení, který je značen  $s$  [-] a je určen jako poměr rozměru  $D$  maximálního vstupního zrna ku rozměru  $d$  maximálnímu výstupnímu zrna [7].

$$s = \frac{D}{d}$$

Tab. 1-3: Prostý stupeň rozpojení pro různé druhy drtičů [8]

Druh drtiče	Prostý stupeň rozpojení $s$
Válcový	3-5
Čelistový	4-7
Kombinovaný (válcový s protinoží)	4-8
Kuželový	8-16
Kladivový jednohřidelový	10-20
Kladivový dvouhřidelový	15-40

### 1.2.3 ZÁKLADNÍ TEORIE DRČENÍ

Teorie zabývající se množstvím potřebné energie ke zdrobňovacímu procesu. Problémy při stanovení potřebné práce jsou [8]:

- Drcený materiál má značně nehomogenní strukturu, jejímž důsledkem je různá pevnost v rozdílných místech.
- Vlivem vměstků se pevnost v různých místech zvětšuje nebo zmenšuje.
- Ke značnému ovlivňování pevnosti materiálu také přispívají vnitřní trhliny a vlhkost.
- Tvar a velikost zrn mají do značné míry také vliv na pevnost materiálu.

Kvůli složitosti, členitosti a nepravidelnosti zdrobňovacího procesu se zavedly základní zjednodušující předpoklady [8]:

- Materiál určený k drcení je dokonale homogenní a bez vnitřních trhlin.
- Materiál má přesný geometrický tvar (krychle, koule).
- Síla potřebná pro drcení po dobu působení rovnoměrně vzrůstá od 0 do max F.
- Drcení je způsobeno pouze touto silou bez vlivu tření posuvem.

Díky těmto zjednodušením vznikly základní 3 teorie rozpojování [7]:

- Rittingerova teorie
- Kirpičeva objemová teorie
- Bondova teorie



#### **1.2.4 RITTINGEROVA TEORIE**

Teorie vhodná pro střední a jemné rozpojování. Spotřebovaná energie pro rozpojení určitého objemu je přímo úměrná velikosti nově vzniklého povrchu. Tato teorie zanedbává deformační práci a energii pružných deformací. Využívá se především pro mletí. Vztah pro výpočet práce je [7]:

$$A \approx K_r \cdot I_0^2$$

Kde  $K_r$  je Rittingerův součinitel úměrnosti a  $I_0$  je rozměr zrna před rozpojením.

#### **1.2.5 KIRPIČEOVA TEORIE**

Tato teorie je založena na poznatku, že dvě tělesa jsou ze stejné látky a jsou si geometricky podobná. Tato tělesa, vystavená působení úměrných sil, si navzájem zůstanou geometricky podobná i po změně a všechny jejich rozměry se změní v konstantním poměru. Rozpojovací práce je přímo úměrná množství rozpojeného materiálu tzn. jeho hmotnosti nebo objemu. Je vhodná pro malý přírůstek povrchu – drcení. Vztah pro výpočet práce je [7]:

$$A \approx K_k \cdot I_0^3$$

Kde  $K_k$  je Kirpičeův součinitel úměrnosti a  $I_0$  je rozměr zrna před rozpojením.

Kirpičeův součinitel úměrnosti se určuje z mechanických vlastností rozpojovaného materiálu.

#### **1.2.6 BONDOVA TEORIE**

Teorie, která vychází z předešlé Rittingerovy (povrchové) a Kirpičeovy (objemové) teorie. Zohledňuje počáteční deformační práci i práci potřebnou k zvětšení povrchu. Využívá se méně často pro drcení i mletí. Vztah pro výpočet práce je [7]:

$$A \approx K_{BO} \cdot I_0^{2,5}$$

Kde  $K_{BO}$  je Bondův součinitel úměrnosti a  $I_0$  je rozměr zrna před rozpojením.

Bondův součinitel úměrnosti je velmi obtížné stanovit, proto se teorie používá jen výjimečně.

### 1.3 DRCENÍ A DRTIČE

Účelem procesu drcení při výrobě drceného kameniva je přeměnit těžnou horninu o značně nestejném tvaru a velikosti v rozmezí 0-1500 mm, která je převážně nevhodná pro přímé zpracování na podstatně menší a stejnoměrnější frakce. Drcení materiálu v drtičích je důležitý pracovní postup v mnoha průmyslových odvětvích. Pro uspokojení různorodých požadavků zákazníka (firmy) se v současné době vyrábí velký počet druhů drtičů. Kvůli nedostatečným znalostem podstaty procesu zdobňování se při konstruování drtičů vychází z teoretických poznatků jen zčásti. Využívají se tedy většinou praktické zkušenosti [5], [8], [6].

Při volbě drtiče jsou rozhodující faktory [9],[6]:

- Mechanické a fyzikální vlastnosti hornin učených k drcení.
- Zrnitost a maximální rozměry vstupního materiálu.
- Obsah vody přimísené v přivedeném materiálu.
- Obsah lepidly přimísené v přivedeném materiálu.
- Požadavek na velikost zrn a zrnitostní složení finálního produktu.
- Přípustné množství nedostatečně nebo přespříliš rozdrčených zrn ve finálním produktu.
- Potřebný výkon hnacího elektromotoru a měrná spotřeba elektrické energie.
- Žádaná výkonnost drtiče
- Míra náročnosti na obsluhu a údržbu drtiče.
- Základní rozměry a hmotnost stroje.
- Tvarová hodnota zrn ve finálním produktu.
- Náklady na provoz stroje.
- Cena drtiče.

#### 1.3.1 STUPNĚ DRCENÍ

Drcení je kvůli požadavkům na finální frakci rozdělováno na dvě až tři úrovně drcení. V praxi je toto rozdělení označováno jako drcení I., II., III. stupně nebo jako drcení primární, sekundární, terciální [8], [5]:

- Primární drcení upravuje různorodou kusovou vstupní rubaninu získanou těžbou. Výsledkem je požadovaná výstupní zrnitost pro následné zpracování.
- Sekundární drcení, kde je vstupní materiál získáván z primárního drcení, je následně zpracováván na co nejbližší rozsah cílové zrnitosti výrobku. V této fázi se nezohledňuje jakost, s výjimkou šterku.
- Terciální drcení zdobňuje a upravuje kamenivo vzniklé sekundárním drcením. Výsledkem jsou drtě určitých jakostních parametrů.

V běžných případech je dostačující primární a sekundární drcení. Pokud je dán požadavek na úpravu tvaru zrn, je nutné zapojit i drcení terciální. Nejvýhodnější a nejehospodárnější využití drtičů nastává jen při optimálním stupni rozpojení pro daný drtič viz. kapitola 1.2.2.

### **1.3.2 VÝPOČTY PŘÍKONŮ A VÝKONNOSTI DRTIČŮ**

Pro výpočet příkonu drtičů jsou používány různé empirické vztahy, případně vzorce zatížené empirickými součiniteli. Tyto vztahy spolehlivě nevystihují drtitelnost materiálu, protože ta je závislá nejen na fyzikálních vlastnostech a složení, ale i na tektonických pochodech (deformaci) při vzniku, stupni zvětrání, dokonce i na způsobu těžení.

Výpočet výkonnosti drtičů závisí zejména na parametrech drtičů a v menší míře na vlastnostech a druhu zpracovávaných hornin. Snazší nebo obtížnější drtitelnost má za následek zejména sníženou nebo zvýšenou spotřebu energie [6], [9].

K výpočtům příkonů a výkonnosti drtiče se využívají základní fyzikální vlastnosti materiálů uvedených v Tab. 1-1.

### 1.3.3 ROZDĚLENÍ DRTIČŮ

Rozdělení drtičů podle principu zdrobňování na [5]:

- Statické (tlakové):
  - Čelist'ové drtiče
  - Kuželové drtiče
  - Válcové drtiče
- Dynamické:
  - Kladivové
  - Odrazové
  - Metací

Drtiče se dále rozdělují podle druhu a konstrukčního řešení na [8]:

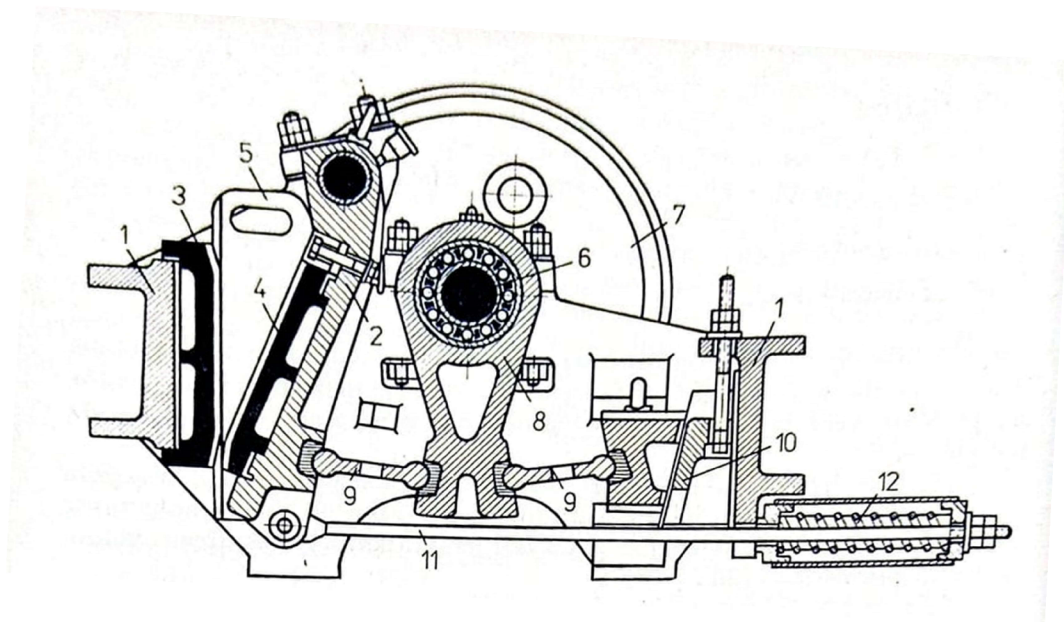
- Válcové drtiče:
  - S hladkými válci se stejnou nebo různou obvodovou rychlostí
  - S rýhovanými válci
  - Se zubovými válci
  - Se zubovými válci a protinoži
  - Se zubovými válci a protičelistí
- Čelist'ové drtiče:
  - Dvouzvpěrné
  - Jednozvpěrné
- Kuželové drtiče:
  - Ostroúhlé
  - Tupoúhlé
  - Krouživé
- Kladivové drtiče
  - Jednoduché (jednorotorové)
  - Dvojité (dvourotorové)
- Odrazové drtiče
  - Jednoduché (jednorotorové)
  - Dvojité (dvourotorové)
- Šnekové drtiče
- Drtiče speciální

### 1.3.4 ČELISŤOVÉ DRTIČE

Tyto drtiče jsou užívány k primárnímu drcení velmi pevných a těžce drtitelných materiálů. Zařazují se do drtičů statických (tlakových), u nichž je drtící síla vyvolána přímočarým pohybem. Hornina je zde rozmačkována a lámána mezi dvěma čelistmi střídavým přibližováním a oddalováním těchto čelistí. Jedna z čelistí je pohyblivá a druhá je pevně uložena v rámu stroje. Podle způsobu pohybu čelisti je materiál namáhán tlakem, nebo tlakem a smykem. Ve speciálních případech mohou být obě čelisti pohyblivé [6],[9].

#### Čelistový drtič dvouvzpěrný

Tento druh čelistového drtiče se používá jako první vstupní zdobňovací stroj. Pohyblivá čelist vykonává pohyb přibližně kolmo k pevné čelisti. To má za následek menší spotřebu energie a menší otěr čelistí. Nevýhodou dvouvzpěrného čelistového drtiče jsou výsledná zrna s méně výhodnou tvarovou hodnotou [9].



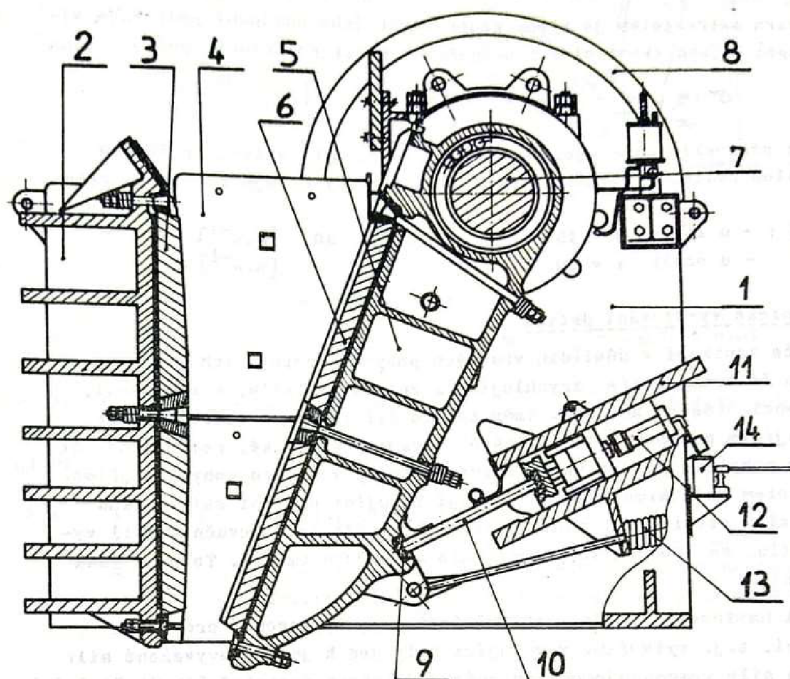
Obr. 1.3 Schéma dvouvzpěrného čelistového drtiče [6] - 1 - rám, 2 - kyvadlo, 3 - pevná čelist, 4 - pohyblivá čelist, 5 - postranní klíny, 6 - výstředниковý hřídel, 7 - setrvačnick, 8 - ojnice, 9 - vzpěrné desky, 10 - klin, 11 - táhlo, 12 - pružina

Drtič je nutno uvádět do provozu a zastavovat bez materiálu – prázdný. Do pohybu je uváděn pomocí klínové nebo ploché řemenice, která mimo jiné plní i funkci setrvačnicku. Stroj je zajištěn proti přetížení při vniknutí nedrtitelného kusu [7]:

- Prasknutím vzpěrné desky
- Povolnění smykové nebo střížné pojistky na setrvačnicích
- Uvolnění pevné čelisti, která je uložena hydraulicky

Čelistový drtič jednovzpěrný

Drcený materiál pomocí jednovzpěrného čelistového drtiče je současně namáhán tahem a smykovou složkou napětí. To má za následek, že drtič má větší spotřebu energie a větší otěr čelistí. Jeho výhodou je však výsledný produkt, který má zrna s lepší tvarovou hodnotou, jednodušší konstrukce, menší rozměry, hmotnost a cena. Jednovzpěrné čelistové drtiče, které jsou zařazovány do sekundárního drcení, jsou označovány jako granulátory. Vyrábějí produkt s prakticky kubickým zrnem. Na rozdíl od dvouvzpěrného čelistového drtiče se může výstředníkový hřídel otáčet pouze jedním směrem, odpovídající jeho konstrukci [9].



Obr. 1.4 Schéma jednovzpěrného čelistového drtiče [9] - 1 - bočnice, 2 - přední čelo, 3 - pevná čelist, 4 - boční klíny, 5 - kyvadlo, 6 - pohyblivá čelist, 7 - výstředníkový hřídel, 8 - setrvačnik, 9 - opěrná pánev, 10 - vzpěrná deska, 11 - zadní čelo, 12 - hydraulické stavěcí zařízení, 13 - vratná pružina, 14 - ovládací mechanismus

Porovnáním obou druhů drtičů je rozhodujícím faktorem obvykle životnost čelistí. U jednovzpěrných drtičů je kratší životnost, ale ta se vyrovnává jejich menší hmotností až o 20 - 30 % za stejných podmínek [9].

### **1.3.5 KUŽELOVÉ DRTIČE**

Kuželové drtiče jsou zařazeny do statických (tlakových) drtičů. Drtící síla je zde vyvolána krouživým pohybem. Hornina je drcena mezi otáčejícím se drtícím kuželem a nepohyblivým kuželovým pláštěm. Drtiče nacházejí uplatnění u primárního, sekundárního i terciálního stupně drcení pro všechny druhy drtitelných hmot. Jedním z rozdílů mezi kuželovými a čelistovými drtiči je ten, že vstupní otvor kuželových drtičů má tvar mezikruží. Tím vzniká omezení pro vstupní velikost zrna, která je podstatně menší než u čelistových drtičů. Výhodou je naopak vhodnost pro zpracování většího množství drceného kameniva [8], [9].

Kuželové drtiče jsou rozděleny podle velikosti vstupního a výstupního materiálu na [8]:

- Primární drtiče, které jsou určeny pro hrubé drcení neboli drcení I. stupně
- Sekundární drtiče, které slouží ke střednímu drcení neboli drcení II. Stupně
- Terciální drtiče, které se užívají se pro drcení jemné neboli drcení III. Stupně

Rozdělení podle konstrukce [4]:

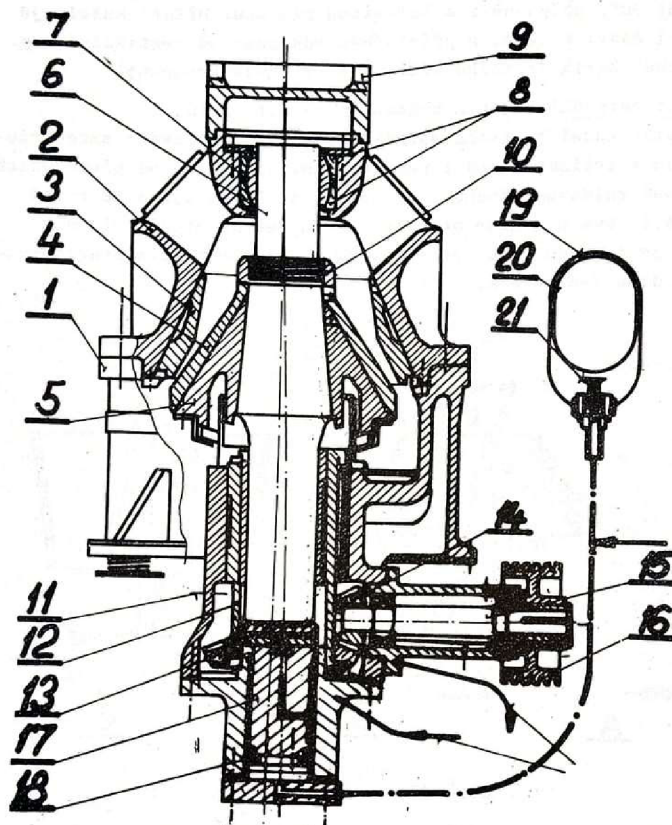
- Drtiče se zavěšeným drtícím kuželem
- Drtiče s podepřeným drtícím kuželem
- Drtiče s konsolovým drtícím kuželem
- Drtiče se svislým, otočně uloženým excentrickým hřídelem

Nejužívanější typy kuželových drtičů jsou ostroúhlé a tupouhlé. Hlavní rozdíly mezi nimi jsou:

- Drtící kužel u ostroúhlých drtičů je zavěšen, u tupouhlých podepřen.
- Pohyb drtícího kužele u tupouhlých je menší než u ostroúhlých.
- U ostroúhlých drtičů jsou drtící kužely rýhované a u tupouhlých hladké.

Ostroúhlý kuželový drtič

Drtičí kužel má tvar ostroúhlého kužele. Hřídel drtičího kužele je odkloněn od vertikální osy a je uložen v ložiskách pod i nad kuželem. Užívají se zejména k hrubému nebo střednímu drcení těžce držitelných hornin. Drcení v kuželovém ostroúhlém drtiči je obdobné jako v dvouzpěrném čelistovém drtiči. Hlavní rozdíl je, že u kuželového drtiče dochází k drcení kameniva v průběhu celé otáčky. Kvůli této vlastnosti je jeho výkon větší [8].

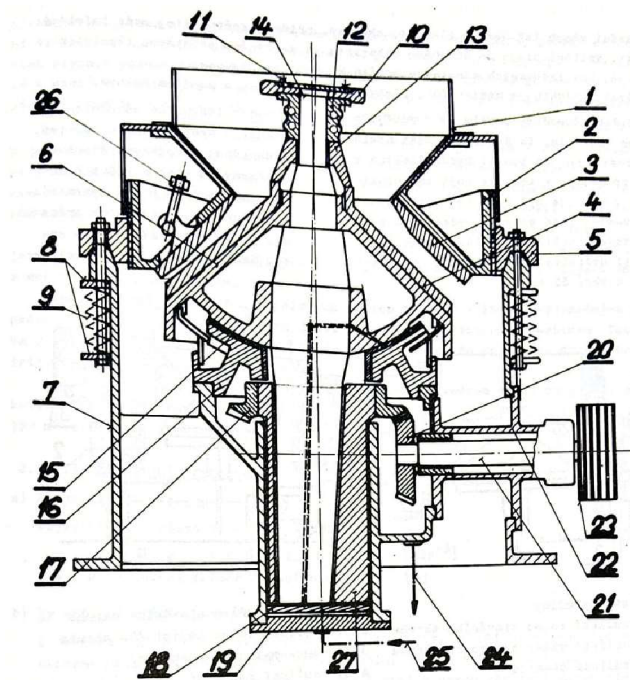


Obr. 1.5 Schéma ostroúhlého kuželového drtiče [8] - 1 - spodní část frémy, 2 - horní část frémy, 3 - pevná čelist, 4 - pohyblivá čelist, 5 - pohyblivý kužel, 6 - hřídel, 7 - kulová vložka, 8 - kulové půlpánve, 9 - víko horního ložiska, 10 - přítužná matice, 11 - výstředný hřídel, 12 - kluzné pouzdro, 13 - kuželové kolo, 14 - kuželový pastorek, 15 - hřídel pohonu, 16 - klínová řemenice, 17 - hydraulický píst, 18 - ucpávky, 19 - vzdušník, 20 - gumový vak, 21 - omezovací ventil



Tupouhlý kuželový drtič

Drtičí kužel je ve tvaru tupouhlého kužele, kužele s vrcholovým úhlem blízcím se  $90^\circ$ , nebo i kulovité plochy. Ve spodní části drtiče je letmo uložen hřídel s odklonem od vertikální osy [8].



Obr. 1.6 Schéma tupouhlého kuželového drtiče [8] - 1 - násypka, 2 - nosič pevné části, 3 - pevná čelist, 4 - pohyblivá čelist, 5 - závitový kruh, 6 - nosič pohyblivé čelisti, 7 - fréma stroje, 8 - opěra pružin, 9 - pružiny, 10 - rozrušovač klenby, 11 - viko, 12 - dvoudílná svěrka, 13 - matice, 14 - hřídel stroje, 15 - kulové pánev, 16 - nosič pánve, 17 - ozubené kolo, 18 - plovoucí pánev, 19 - opěrné viko, 20 - kuželové kolo pohonu, 21 - hnací hřídel, 22 - ložiskové těleso, 23 - řemenice, 24 - odpad oleje, 25 - přívod oleje, 26 - šroub čelisti, 27 - výstředník

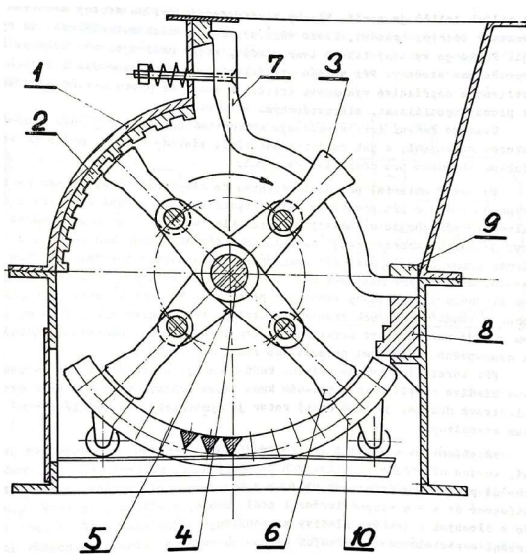
Při rozběhu a vypínání kuželových drtičů nesmí být ve stroji materiál – musí být prázdný. Zabezpečení při vniknutí nedrtitelného předmětu, a tím způsobeného přetížení, je u obou typů drtičů zajištěno hydraulicky – poklesnutím celku pohyblivé čelisti. U tupouhlých kuželových drtičů je navíc zajištění proti přetížení provedeno tzv. nadskočením nosiče pevné části proti silám pružin a vlastní gravitaci.

### 1.3.6 KLADIVOVÉ DRTIČE

Kladivové drtiče jsou řazeny mezi dynamické drtiče pro hrubé, střední až jemné drcení s přímým úderem. Jsou využívány především pro lehce až středně drtitelné materiály, jako jsou některé druhy vápence, magnezit apod. Při drcení tvrdších materiálů stoupá opotřebení všech funkčních částí drtiče, především kladiv. Materiál je drcen pomocí kinetické energie rotujících kladiv (přímým úderem), která udávají materiálu velkou rychlost. Tím se hornina dále drtí na drticím hřebeni, kovadlině, pancéřových deskách a finální drcení probíhá na propadových roštích, kde štěrbinami odchází finální produkt z drtiče. Na tvarovém hřídeli jsou dvouramenné nebo třiramenné unašeče, které dále přecházejí ve vidlici, kde je na čepu otočně uloženo kladivo. Otáčky tohoto stroje musí být tak velké, aby odstředivá síla držela kladiva v radiální poloze. Drtiče mají 3 a více řad kladiv. [5], [9], [8].

Kladivové drtiče se dělí na [7]:

- Jednorotorové
- Dvurotorové
- Kladivové drtiče s válci
- Kladivové drtiče s vynášecím roštem



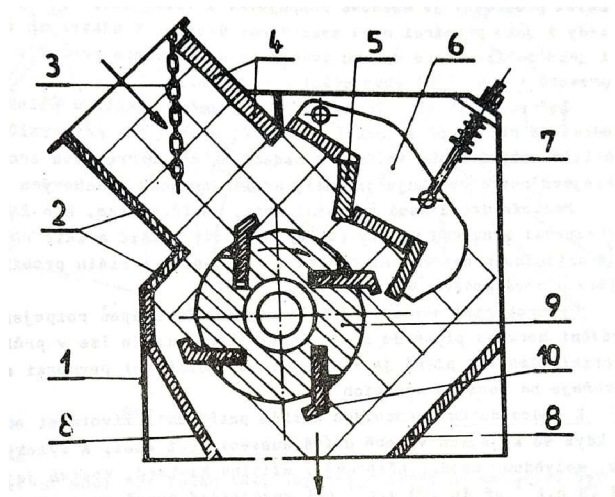
Obr. 1.7 Schéma jednorotorového kladivového drtiče [9] - 1 - fréma, 2 - vyložení komory, 3 - rotor, 4 - hřídel, 5 - unašeč, 6 - kladivo, 7 - roštnice násypky, 8 - kovadlina, 9 - příložka, 10 - výpadový koš

Výhodami kladivových drtičů je velký výkon, vysoký stupeň rozpojení, dobrá tvarová hodnota produktu, jednoduchá obsluha, jednoduchá konstrukce, spolehlivé drcení a nízké provozní a udržovací náklady.

Nevýhodou těchto strojů je značné opotřebení kladiv. Drtiče je možné použít pouze k drcení křehkých a středně tvrdých materiálů. Tento způsob drcení vytváří rázy, které se přenášejí do ložisek.

### 1.3.7 ODRAZOVÉ DRTIČE

Tyto drtiče jsou zařazeny mezi dynamické drtiče pro hrubé, střední až jemné drcení s nepřímým úderem. Odrazové drtiče jsou konstrukčně řešeny tak, aby využívaly největší potenciál kladivových drtičů (kterým je vysoký stupeň rozpojení) a zároveň odstranily jejich největší nevýhodu (přenašení rázů do ložisek rotoru). Vstupní materiál musí mít na rozdíl od kladivového drtiče určitou rychlost, při níž se následně setká s úderovou plochou rotoru. Materiál se částečně zdobní a získává obvodovou rychlost rotoru. Následně je vržen na pevnou část plochy drtiče – stupňovitou pancéřovou desku, kde rozpojování pokračuje a materiál následně padá zpět na úderovou plochu rotoru. Tento proces se opakuje několikrát během průchodu materiálu drtičem [8], [9].



Obr. 1.8 Schéma jednorotorového odrazového drtiče [9] - 1 - skříň drtiče, 2 - vyložení skříně, 3 - řetězová clona, 4 - odrazová deska, 5 - odrazové desky, 6 - nosník odrazových desek, 7 - stavěcí pojistné zařízení, 8 - výstupní skluzy, 9 - rotor, 10 - bicí úderové lišty

Výhodami odrazových drtičů je vyšší specifický výkon a vyšší stupeň rozpojení než u kladivových drtičů a malé opotřebení drtiče. Mezi další výhody se řadí velmi dobrá tvarová hodnota produktu, vysoká mechanická účinnost stroje, klidný chod, jednoduchá obsluha a údržba a snadná regulace stupně drcení.

Mezi hlavní nevýhody odrazových drtičů lze zařadit citlivost na vlhký a mazlavý materiál a příliš malou velikost vstupních zm. Pro dosažení určitého změní je třeba za drtič zařadit vhodný třídič. Vznik velkého procenta prachové frakce při velkých otáčkách podmiňuje nutnost odsávání a odprašování. Velkou nevýhodou je značné opotřebení nárazových lišt rotorů - životnost bicích úderových lišt lze prodloužit volbou vhodného tvaru jejich profilu [8].

### 1.3.8 VÁLCOVÉ DRTIČE

Válcové drtiče jsou zařazeny do skupiny statických (tlakových) drtičů. Podle způsobu provedení konstrukce jsou vhodné na hrubé, střední i jemné drcení (u některých typů se může jednat i o mletí – tyto se poté uvádějí pod názvem „válcové mlýny“). Válcové drtiče se užívají pro drcení křehkých, středně tvrdých, případně i tvrdých materiálů. Příkladem drceného materiálu je sádrovec, uhlí, koks, škvára a jiné hlinité materiály. Využití nacházejí zejména v keramickém průmyslu. Válcové drtiče mají obecně malý výkon a malý stupeň rozpojování v rozmezí 3 až 5 [8], [9].

Tyto stroje se rozdělují podle mnoha kritérií.

Rozdělení podle počtu válců [8]:

- Jednoduchý s jedním válcem a protinoží
- Dvojitý se dvěma válci a protinoží
- Dvojitý se dvěma válci
- Dvoustupňový se čtyřmi válci

Rozdělení podle tvaru válců [8]:

- S hladkými válci
- S rýhovanými válci
- Se zubovými válci
- S profilovanými válci

Rozdělení podle vzájemné obvodové rychlosti obou válců [8]:

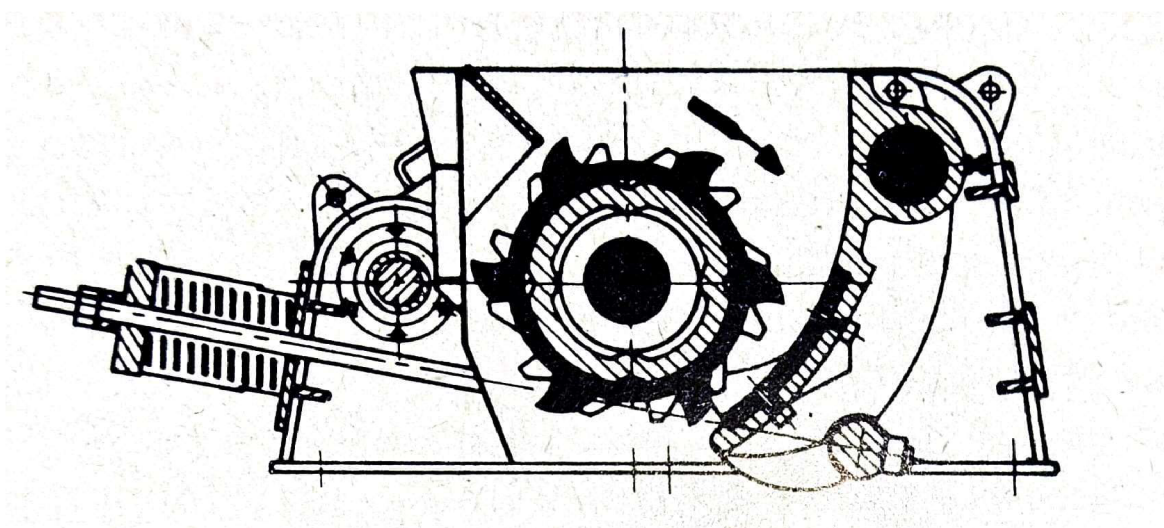
- Se stejnou obvodovou rychlostí:
  - Rychloběžné – obvodová rychlost 5-10 m/s
  - Volnoběžné – obvodová rychlost 1,5-3 m/s
  - Vylučovací – obvodová rychlost do 1,5 m/s
- S různou obvodovou rychlostí:
  - S malým rozdílem obvodových rychlostí – různé průměry, stejné otáčky
  - S velkým rozdílem obvodových rychlostí – stejné průměry, různé otáčky

Rozdělení podle uspořádání válců [9]:

- S horizontálně uspořádanými protisměrně se otáčejícími válci
- S vertikálně uspořádanými válci a odpruženou protideskou (protinoží)

### Jednoválcové drtiče

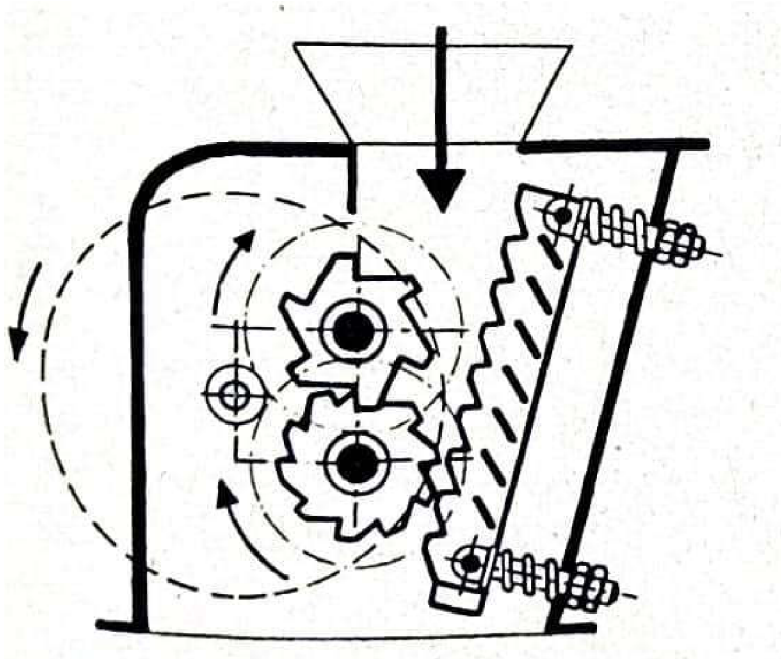
Uplatnění těchto drtičů se nachází při zpracování materiálů jako jsou uhlí, sádrovec, fosforit apod. Výhodou je drcení vlhkých materiálů, které ostatní druhy drtičů zanášejí a ucpávají. Zdrobňování materiálu probíhá mezi ozubeným válcem a pevnou čelistí. Ta má tvar prohnutého oblouku. Čelisti jsou opatřeny žebry, nebo mohou být i jinak profilovány. Uložení čelistí je provedeno kloubově a jsou zajištěny pružinami, které plní ochrannou funkci při vniknutí nedrtitelného předmětu. Toto uložení je využíváno také k nastavení šířky výpustní štěrbiny. Válce jsou obstarány zuby, které mají různé tvary a jsou voleny podle druhu horniny. Další předností jednoválcových drtičů je zvýšený stupeň rozpojení s hodnotou 15 i větší. Tyto stroje mají však menší výkon než drtiče dvouválcové [6].



*Obr. 1.9 Jednoválcový drtič [6]*

Dvoustupňové válcové drtiče s protinoží

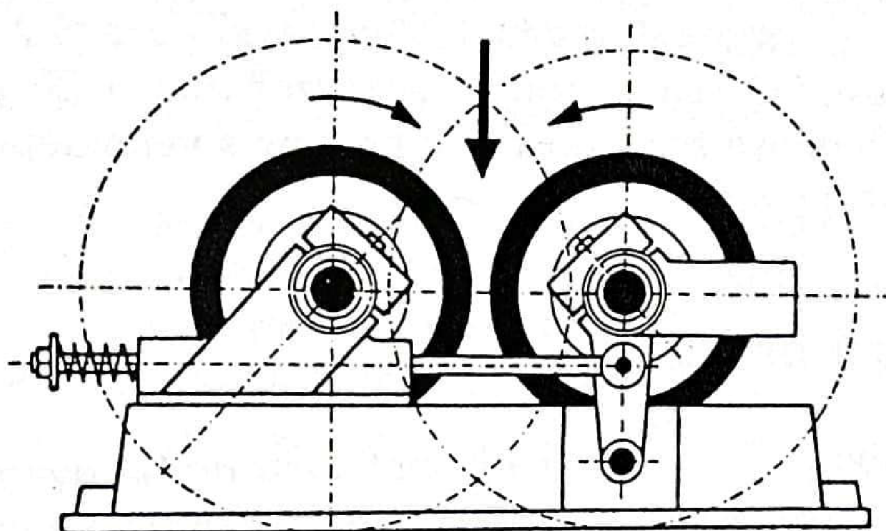
Podle uspořádání válců se řadí mezi válcové drtiče s vertikálně uspořádanými válci s odpruženou protideskou. Využití nachází pouze při drcení snadno drtitelných materiálů jako je například lignit nebo méně pevné druhy uhlí. Svou podstatou se jedná o zdvojený jednoválcový drtič. Horní válec je opatřen hrubším ozubením a spodní válec disponuje menšími zuby. Vstupní materiál je přiváděn mezi horní válec a odpruženou protinože, které jsou opatřeny zuby. Zde se materiál předdrtí a klesá do prostoru mezi spodní ozubený válec a protinože. V této fázi dochází k drcení na finální velikost produktu [6].



Obr. 1.10 Dvoustupňový válcový drtič s protinoží [6]

### Dvouválcové drtiče s hladkými válci

Podle uspořádání válců se řadí mezi válcové drtiče s horizontálně uspořádanými a protisměrně se otáčejícími válci. Uplatňují se pro střední a jemné drcení křehkých, poměrně pevných a houževnatých materiálů. Využití nachází i při zpracování lepkavých materiálů s větším obsahem vody. Drtič má zpravidla jednoduchou konstrukci a je vybaven odpružením nebo posunovatelným uložením jednoho z válců. Tím zabezpečuje drtič proti poškození při vniknutí nedrtitelného předmětu. Materiál je drcen mezi dvěma proti sobě se otáčejícími válci se stejnou frekvencí otáčení. Vlivem opotřebení vznikají na válcích prohlubeniny a rýhy – ty mají negativní vliv na výslednou zrnitost produktu. Opotřebení válců se v praxi odstraňuje přebroušováním a posunutím jednoho z válců na požadovanou velikost štěrbiny. Pláště válců se obvykle mění až po ztrátě 50-70 % jejich hmotnosti.



*Obr. 1.11 Dvouválcový drtič s hladkými válci [5]*

Stupeň rozpojení u dvouválcových drtičů s hladkými válci se pohybuje kolem hodnoty 4. Při této hodnotě jsou válcové drtiče nejvýkonnější. Pohon menších drtičů bývá zajištěn jedním elektromotorem a velké dvouválcové drtiče pohánějí dva elektromotory.

Výhodou válcových drtičů je to, že se neucpávají, a dále jejich jednoduchá konstrukce, jednoduchý provoz a snadná kontrola.

Nevýhodami jsou malá výkonnost, malý stupeň rozpojení, hlučnost, silné rázy, velká prašnost a opotřebování plášťů válců [6], [8], [9].

### Dvouválcové drtiče s ozubenými válci

Uplatňují se při hrubém a středním drcení, takže se zařazují mezi primární nebo sekundární drtiče, snadno až středně drtitelných surovin. Jedná se o černé a hnědé uhlí, koks, sádrovec a jiné horniny. Konstrukčně jsou velmi podobné dvouválcovým drtičům s hladkými válci. Na plášti válce jsou různě profilované nálitky, hroty nebo zuby. Plášť může být vyroben z několika segmentů, které umožňují lepší výměnu zubů v případě jejich poškození. Kvůli zamezení většího poškození zubů bývá obvodová rychlost válců menší než u drtičů s hladkými válci. Jako další ochranný prvek se před drtič zařazuje magnetický odlučovač kovových předmětů. Životnost ozubených plášťů se pohybuje mezi 6-18 měsíci. Pro drcení středně až obtížně drtitelných vápenců musí být zuby zesíleny. Tvar zubů je přizpůsoben pevnosti drcených hornin. Výkonnost ozubených válcových drtičů se pohybuje v rozmezí od 100 do 400 t/h. Dosažitelný stupeň rozpojení je až 15. Obvyklé hodnoty však dosahují rozmezí 4-6.



*Obr. 1.12 Drtič s ozubenými válci [15]*



#### 1.4 PŘÍKLADY KONSTRUKCE ZUBOVÝCH DRTIČŮ RŮZNÝCH VÝROBCŮ

##### Komatsu (Japonsko)

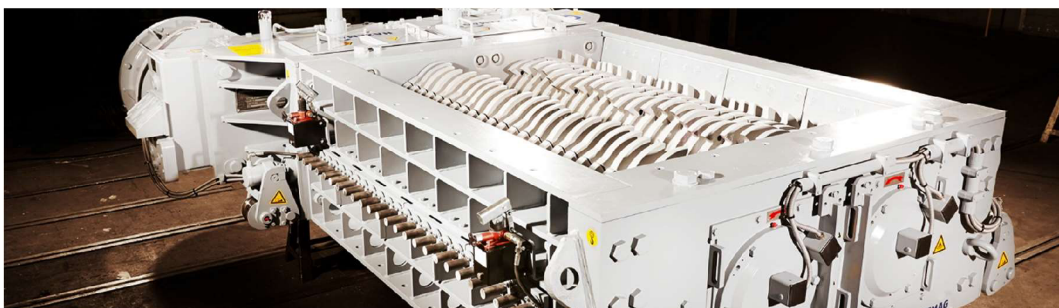
Zubový drtič Joy MVT- II 600 je určen k sekundárnímu a terciálnímu drcení uhlí. Zpracovává velikosti vstupního zrna do velikosti 250 mm a výsledným produktem je zrn o rozměrech mezi 25-65 mm. Konstrukce válce je rozdělena na segmenty, které zajišťují snadnou výměnu opotřebovaných částí. Štěrbina mezi válci může být přizpůsobena požadovanému finálnímu výrobku. Rám je svařovaný [16].



Obr. 1.13 Drtič Joy MVT-II 600 [16]

##### Hazemag (Německo)

Drtiče značky Hazemag jsou využívány k primárnímu, sekundárnímu i terciálnímu drcení hornin. Rozpětí velikosti zrn výstupního produktu závisí na konkrétním typu drtiče. Tato firma vyrábí přibližně 14 typů zubových drtičů. Nejmenší typ HCS0810 pojme vstupní zrn o velikosti 200-500 mm, výstupní zrn má velikost 40-170 mm a výkon činí 485 t/h. Největší typ HCS1542 pracuje se vstupním zrnem o velikostech až 1500 mm a finální velikost zrna je v rozmezí 290-400 mm a výkon drtiče je 4730 t/h. Konstrukce válců je zde též řešena pomocí výměnných segmentů [17].



Obr. 1.14 Zubový drtič firmy Hazemag [17]

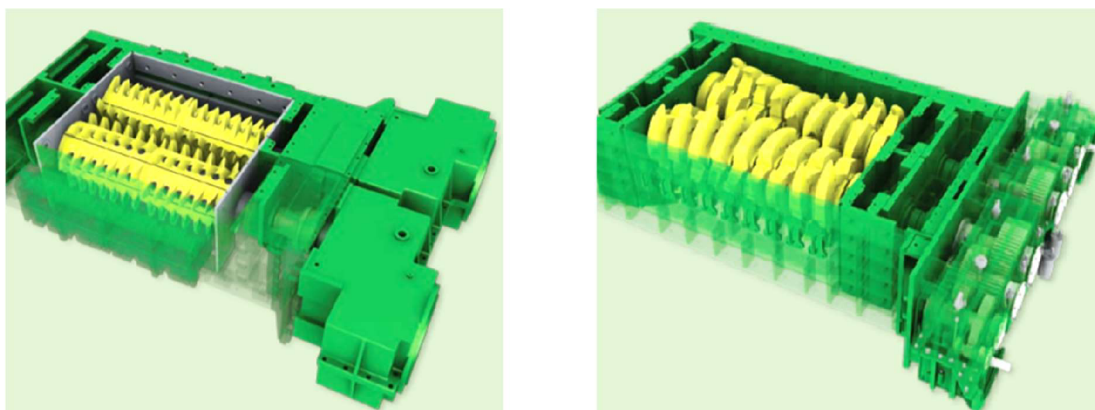
MMD (UK)

Firma MMD disponuje mnoha druhy stroji používaných v oboru zpracování kameniva. Vyrábí třídíče, podavače, drtiče a mobilní jednotky. V oblasti drtičů zpracovává až 80 druhů materiálů. Zubové drtiče jsou konstruovány s výměnnými segmenty a využívají 3 fáze drcení. V první fázi je vstupní zrno drceno pomocí hrotů na menší frakce, které se dále rozdrťí o těla segmentů. Ve třetí fázi se drtí zrna, která doposud nemají požadovanou výstupní zrnitost, o pomocnou konstrukci se zuby (břity) [19].



Obr. 1.15 Tři fáze drcení [19]

Typy zubových drtičů jsou rozřazeny pomocí rozteče os hřídelů drtících válců. Nejmenším zástupcem je drtič s roztečí 500 mm. Vstupní frakce, výstupní frakce a výkonnost se odvíjejí od druhu drceného materiálu. U strojů MMD 500 Series twin shaft sizer je pohon zajištěn dvěma elektromotory, každý o výkonu 75 kW. Největší drtiče s roztečí 1500 mm MMD 1500 Series twin shaft sizer pohání dva elektromotory, každý o výkonu 400kW [19].



Obr. 1-16 MMD 500 (vlevo), MMD 1500 (vpravo) [19]

## 2 ROZBOR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

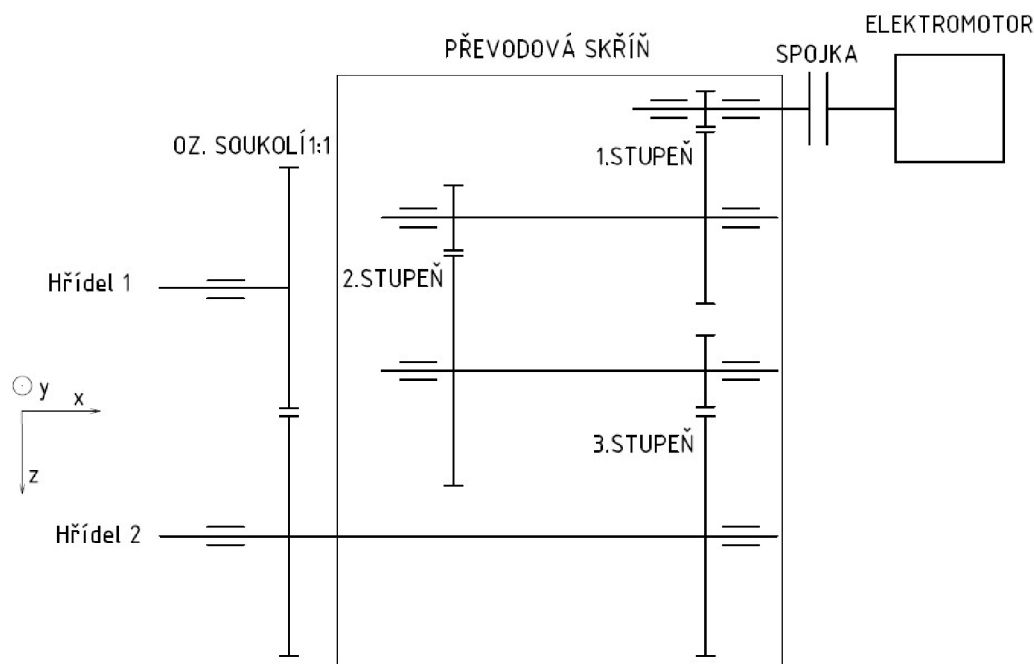
Při návrhu konstrukce je důležité nejdříve provést rozbor konstrukčního řešení, zvolit základní parametry, rozměry a technické provedení drtiče. Následně jsou navrženy potřebné prvky, je vytvořen model drtiče v programu Solidworks, jsou provedeny základní výpočty komponentů a pevnostní analýza v programu Solidworks.

### 2.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY, PARAMETRY A PROVEDENÍ

Při volbě základních parametrů, technického provedení a rozměrů stroje, jako jsou rozměry skříně, průměr hřídelů, rozteč hřídelů apod., jsou potřebné určité zkušenosti z praxe. Tyto základní vstupní informace pro navrhovaný zubový drtič pro drcení kameniva byly osobně konzultovány s firmou RESTA s.r.o.

### 2.2 PŘENOS KROUTÍCÍHO MOMENTU

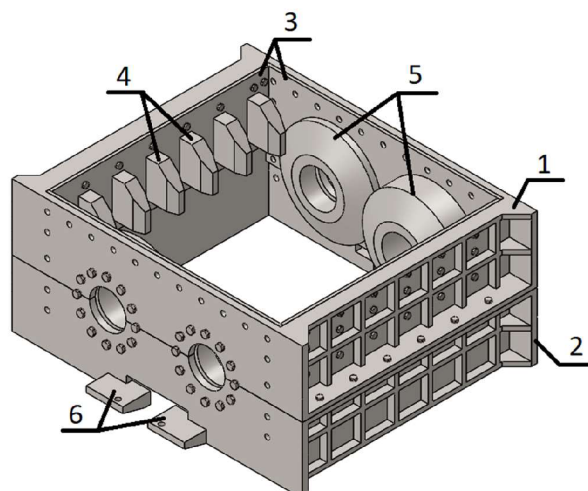
Kroutící moment je vytvářen elektromotorem o výkonu 160 kW. Za elektromotorem je zařazena hydrodynamická spojka. Ta plní funkci přenosu kroutícího momentu a funkci bezpečnostní. V případě, že do pracovního prostoru drtiče vnikne nedrtitelné těleso, hřídele se zaseknou a dojde k prokluzu (do vypnutí motoru jsou namáhány pouze hřídele, nikoliv motor samotný). V případě drcení materiálu v drtiči (i zaseknutí hřídelů) plní hydrodynamická spojka také funkci částečné minimalizace rázů přenášených zpět do motoru. Pro těžební průmysl vyrábí hydrodynamické spojky firma VOITH. Z katalogu za pomoci vstupního výkonu a vstupních otáček je volena spojka VOITH 750TV [24] viz Příloha 1, obr. P1-1. Následně je kroutící moment veden do převodové skříně. U zubového drtiče je volen pomaluběžný chod s velmi nízkými otáčkami. V praxi tato hodnota nabývá mezi 30-40 otáčkami za minutu. Pomaluběžný chod je důležitý ke správnému "zakousávání" hrotů (zubů) do materiálu. Při vysokých otáčkách by docházelo pouze ke škrábání (rýhování) větších kusů vstupního materiálu. Převodovka je realizována jako třístupňová s čelním ozubením. Převodový poměr byl konzultován a zvolen 40:1. Z těchto parametrů je následně vybrán elektromotor Siemens 1LE15023AC63 s 988 ot/min. Z převodové skříně je kroutící moment veden k ozubenému soukolí, které má převodový poměr 1:1. Díky ozubenému soukolí dochází k rozdělení kroutícího momentu na oba pracovní hřídele. Přenos momentu z ozubeného kola na hřídel je uskutečněn pomocí upínacího hřídelového pouzdra SIT LOCK-1 (200 x 260 mm) [26].



Obr. 2.1 Schéma přenosu krouticího momentu

### 2.3 SKŘÍŇ DRTIČE

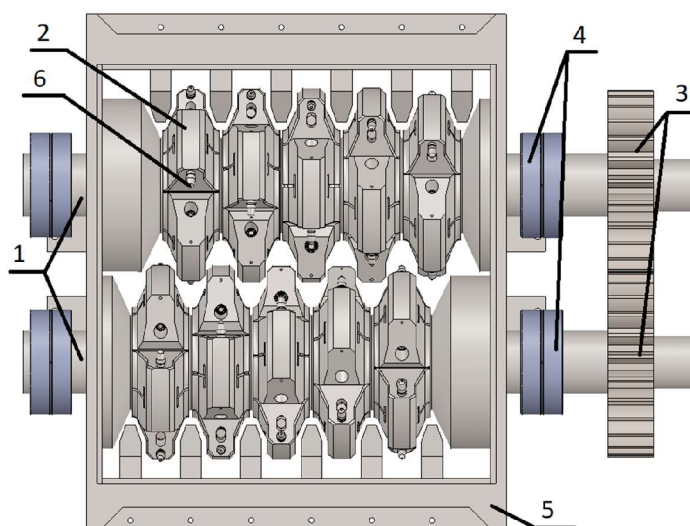
Velikost vstupní frakce drceného materiálu může dosahovat rozměrů až 700 x 500 x 500 mm. Zubový drtič umožňuje zpracovat mnohonásobně vyšší vstupní velikost materiálu ku pracovnímu prostoru (rozměru skříně) oproti běžným válcovým drtičům. V praxi může plocha jednoho kusu zrna dle odhadu vyplnit až 50 % pracovní plochy drtiče. Další důležitý rozměr pro určení velikosti skříně je rozteč hřídelů viz kapitola 2.4.1. Rozměry skříně jsou voleny jako minimálně dvojnásobek největšího rozměru vstupního zrna, tzn. přibližně 1500 x 1500 mm. Skutečné rozměry jsou řešeny až při modelování drtiče. Skříň je navržena z plechů tloušťky 40 mm materiálu S355J0 (11523) a je zhotovena jako svařenec. Skládá se ze 2 částí (horní (1) a spodní (2)), aby bylo možné ji snáze smontovat a demontovat. Horní a spodní díl frémy je spojen šrouby. Dělená rovina leží v rovině os hřídelů. Vnitřní stěna horní části skříně je vyztužena pancířem z oteruvzdorné oceli - Hardox 500. Na každou stěnu je přišroubován plát tohoto pancíře o šířce 20 mm tak, aby byla výměna při opotřebení co nejjednodušší. V horní části skříně jsou šroubovým spojem namontovány zamezovače propadu ve tvaru mezery mezi drtičícími elementy (4). Dále jsou uvnitř pracovního prostoru zamezovače propadu tvaru komolého kužele s válcovou podstavou a dírou pro hřídel (5). Tyto zamezovače se neotáčejí s hřídelem, nýbrž jsou šroubovým spojem připevněny k frémě stroje (montují se zároveň s hřídelem). Na spodní části skříně jsou montážní otvory a úchyty pro nosník s drtičícími břity (6), který umožňuje rozdrčení větších kusů kameniva, které propadly zubovou mezerou.



Obr. 2.2 Skříň drtiče - 1 - Horní díl skříně, 2 - Spodní díl skříně, 3 - Plátovani z otěruvzdorné oceli, 4 - Zamezovače propadu ve tvaru zubové mezery, 5 - Zamezovače propadu tvaru komolého kužele s válcovou podstavou, 6 - Úchyty pro nosník s drticími břity

## 2.4 HŘÍDELE S DRTÍCÍMI ELEMENTY

Mezi další důležité součásti stroje patří hřídele s drticími elementy neboli drticí válce (1). Ty plní pracovní funkci (drcení kameniva). Na každém hřídeli je 5 drticích elementů (2), které jsou od sebe pootočený do tvaru šroubovice. Toto uspořádání umožňuje záběr pouze jednoho elementu na hřídeli – využití maximální síly při drcení. Oba hřídele jsou od sebe posunuty v ose hřídele o polovinu jednoho drticího elementu (segmenty jednoho hřídele zapadají do zubové mezery druhého hřídele). Maximální rozměr šířky štěrbiny je 110 mm.



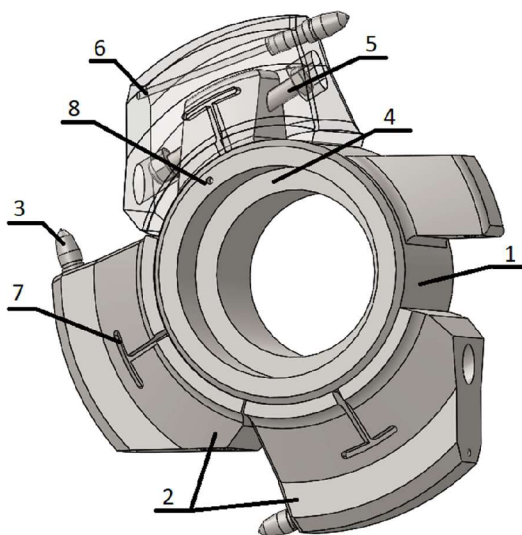
Obr. 2.3 Hřídele s drticími elementy - 1 - Hřídel, 2 - Drticí element, 3 - Ozubené soukolí, 4 - Soudečkové naklápěcí ložiska, 5 - Skříň drtiče, 6 - Hrot

### 2.4.1 NÁVRH HŘÍDELŮ

Rozteč je zvolena tak, aby se mezi dva protější hroty vešla zrna největší dovolené frakce drceného materiálu. Průměr hřídelů je zvolen 240 mm s roztečí os 675 mm. Přenos kroutícího momentu na drtící elementy je realizován pomocí upínacího hřídelového pouzdra SIT LOCK- 1 (240 x 305 mm). Hřídele jsou navrženy z oceli ČSN 41 2050 (12050).

### 2.4.2 DRTÍCÍ ELEMENTY

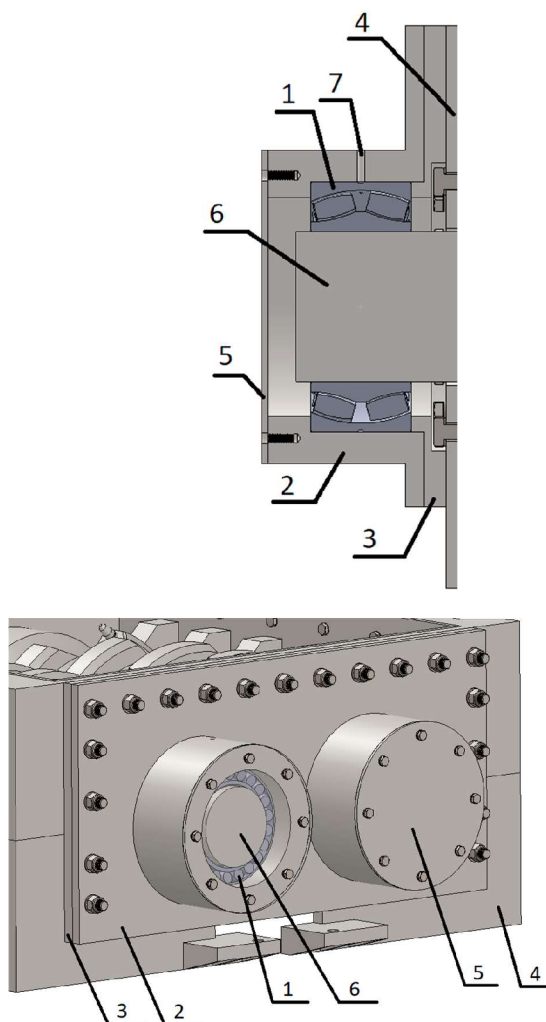
Drtící element je tvořen nosičem segmentů (1), čtyřmi segmenty (2) a hroty (3). Drtící element je na hřídeli uložen pomocí upínacího hřídelového pouzdra SIT LOCK- 1 (240 x 305 mm). Každý z pěti drtících elementů je vůči sobě pootočen do tvaru šroubovice pomocí naváděcího kolíku ISO 2338 – 10 m6 x 30. Ten je v jednom nosiči nalisován a v druhém uložen s vůlí. Díry pro kolík (8) jsou na každém vedlejším nosiči pootočené o 18 °. Na nosiči segmentů jsou nasazeny segmenty a jsou společně sešroubovány šroubem M24 (5). V segmentech jsou usazeny hroty BTK16 [21] obr. 4.2. Tyto hroty se také využívají k frézování silnic, tudíž je jejich výměna častá a jednoduchá. Hrot je opatřen diamantovou špičkou a pružným plíškem. Tento plíšek se v oblasti, kde je větší průměr díry než dřívku, roztáhne a zajistí proti vypadnutí. Při výměně hrotu se používají speciální kleště pro tuto činnost určené. Jestliže dojde k velkému opotřebení hrotu tak, že zde chybí drážka pro vytáhnutí kleštěmi, je skrze segment vyvrtaný otvor pro případné vyklepnutí hrotu kulatinou (6). V segmentu je vyfrézována drážka ve tvaru T (7), aby při sešroubování na sebe dosedly plochy nosiče a segmentu (sevření části nosiče v segmentu). Nosiče segmentu jsou svařence navrženy z oceli S355J0 (11523), která zaručuje svařitelnost. Segmenty pro drcení a uchycení hrotu jsou navrženy z manganové oceli na odlitky ČSN 42 2714 (422714), která má dobrou odolnost vůči opotřebení a využívá se u strojů pro manipulaci nebo drcení hornin.



Obr. 2.4. Drtící element - 1 - Nosič segmentů, 2 - Segment pro drcení a uchycení hrotu, 3 - Hrot BTK16, 4 - Vybrání pro upínací hřídelové pouzdro, 5 - Šroub M24 se samojistnou maticí, 6 - Otvor pro vyklepnutí hrotu, 7- Drážka ve tvaru T, 8 - Díra pro naváděcí kolík

**2.4.3 LOŽISKA**

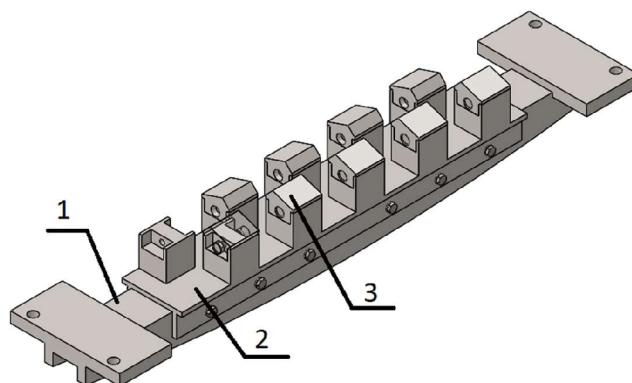
Pro uložení hřídele v rámu stroje jsou zvolena soudečková naklápěcí ložiska (1). Tato ložiska mají valivé elementy ve tvaru soudečků ve dvou řadách. Jsou vhodné pro přenos velkých radiálních sil. Díky naklápění dokáží vyrovnat průhyb či nesouosost hřídele. Na každém hřídeli jsou dvě ložiska uložena v ložiskových domcích (2). Ložiskový domek je svařenec z oceli S355J0 (11523) a je sešroubován společně s protikusem a frémou drtiče. Ložisko na straně ozubeného soukolí je na hřídeli zajištěno pojistným kroužkem z obou stran. Druhé ložisko je na hřídeli uloženo volně kvůli dilataci vlivem rozdílu teplot. Při zajištění obou ložisek pojistnými kroužky dochází v praxi k tzv. zadření ložisek. Ložiska mohou být mazána řízeně nebo pomocí maznic. Ložiskový domek s protikusem a víkem je navržen z materiálu S355J0 (11523).



Obr. 2.5 Uložení ložiska - 1 - Soudečkové naklápěcí ložisko, 2 - Ložiskový domek, 3 - Protikus ložiskového domku, 4 - Fréma drtiče, 5 - Viko ložiskového domku, 6 - Hřídel, 7 - Otvor pro mazání ložiska

## 2.5 NOSNÍK S DRTÍCÍMI BŘÍTY PRO DRCENÍ PROPADLÝCH KUSŮ VĚTŠÍCH ROZMĚRŮ

Při drcení vápence může nastat situace propadu větších zrn materiálu, než je požadováno. Proto je na spodním dílu skříňě drtiče osazen nosník s drtícími břitů, který se dělí na nosník (1), nosič břitů (2) z oceli S355J0 (11523) a drtící břitů (3) z manganové oceli ČSN 42 2714 (422714). Nosník a nosič břitů jsou řešeny jako svařence, které jsou k sobě spojeny šroubovými spoji. Břit je uchycen na nosiči osazením a šroubem. Vrchol břítu je navržen tak, aby směřoval proti hrotu drtícího elementu.

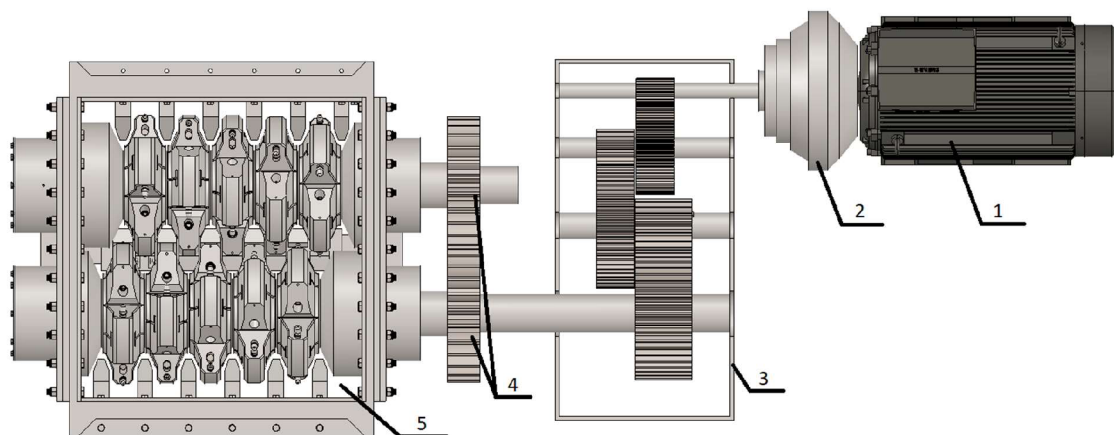


Obr. 2.6 Nosník s drtícími břitů - 1 - Nosník, 2 - Nosič břitů, 3 - Břit

## 2.6 SESTAVA DRTIČE

Zubový drtič pro drcení kameniva je navržen obdobně, jako drtiče firmy MMD viz kapitola 1.4. Drtič je nutno spouštět i zastavovat prázdný. V první fázi dochází k dopravení a nasypání vstupního kameniva do pracovní části drtiče. Z tohoto objemu část nejdrobnějších frakcí propadne rovnou a následně se začnou drtit větší zrna. Velká zrna se nejdříve zdrobní pomocí "zakousnutí" hrotů (štipání) – první fáze drcení. V druhé fázi dochází ke zdrobnění pomocí těl segmentů (tlakem) – zrna se zasekne o segment hřídele a část protějšího hrotu nebo segmentu. Třetí fáze je drcení pomocí břitů upevněných na nosníku ve spodní části drtiče (štipání).





Obr. 2.7 Model zubového drtiče pro drcení kameniva - 1 - Elektromotor SIEMENS 1LE15023AC63, 2 - Hydrodynamická spojka VOITH 750TV, 3 - Převodová skříň, 4 - Ozubené soukolí, 5 - Sestava drtiče

### 3 VÝPOČTY ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ DRTIČE

V této kapitole jsou provedeny základní výpočty důležitých parametrů drtiče, jako je stupeň rozpojení, teoretické výkony drtiče a výběr elektromotoru.

#### 3.1 PROSTÝ STUPEŇ ROZPOJENÍ

Prostý stupeň rozpojení je definován jako maximální rozměr  $D$  [mm] vstupního materiálu k maximální rozměru  $d$  [mm] výstupního materiálu viz kapitola 1.2.2. Maximální vstupní zrno je určeno jako 700 x 500 x 500 mm.

$D = 500$  mm určeno v zadání, brán jako střední rozměr (šířka zrna) viz kap. 1.1.2

$d = 120$  mm požadavek ze zadání

$$s = \frac{D}{d} = \frac{500}{120} = 4,16 \quad (3.1)$$

Kde

$s$  [–]            prostý stupeň rozpojení

$D$  [mm]        maximální velikost středního rozměru (průměru) vstupního zrna

$d$  [mm]        maximální velikost středního rozměru (průměru) výstupního zrna

Z praxe plyne, že nejlepší výsledky vykazují válcové zubové drtiče při hodnotách prostého stupně rozpojení v rozmezí 3-5. Výpočtem je ověřen vhodný prostý stupeň rozpojení pro navrhovaný drtič.

#### 3.2 VÝBĚR VHDNÉHO ELEKTROMOTORU

Ze zadání je známo, že pro zubový drtič má být použit šestipólový asynchronní motor o výkonu 160 kW. Tyto motory značky SIEMENS se dále běžně rozdělují podle počtu otáček za minutu [20]:

- 980 ot/min
- 1490 ot/min
- 2982 ot/min

Jako převodový poměr mezi výstupními otáčkami motoru a otáčkami hřídelů se zuby je volen 40:1.

Výpočet otáček hřídelů s drtíci elementy dle běžně dostupných elektromotorů:

$i_c = 40$ , volen dle doporučení

**Elektromotor 160kW s 988 ot/min:**

$$n_{e1} = 988 \text{ min}^{-1}$$

$$n_1 = \frac{n_{e1}}{i_c} = \frac{988}{40} = 24,7 \text{ min}^{-1} = 0,41 \text{ s}^{-1} \quad (3.2)$$

$$T_1 = \frac{1}{n_1} = \frac{1}{0,41} = 2,44 \text{ s} \quad (3.3)$$

Kde

$n_{e1} [\text{min}^{-1}]$	otáčky zvoleného elektromotoru
$n_1 [\text{s}^{-1}]$	otáčky hřídele s drtíci elementy pro zvolený elektromotor
$T_1 [\text{s}]$	perioda hřídele s drtíci elementy pro zvolený elektromotor

Kvůli správnému zakusování hrotů (zubů) do materiálu je pro hrubé drcení zvolen pomaluběžný chod. Tomu odpovídá nejlépe elektromotor s 988 ot/min SIEMENS 1LE15023AC63.

### 3.3 VÝPOČET STŘEDNÍ OBVODOVÉ RYCHLOSTI OZUBENÉHO HŘÍDELE

Rychlost materiálu je shodná se střední obvodovou rychlostí ozubeného hřídele [8].

$n_1 = 0,41 \text{ s}^{-1}$  viz kapitola 3.2, rovnice (3.2)

$r_{kš} = 370 \text{ mm} = 0,370 \text{ m}$  určeno z modelu

$r_{zš} = 210 \text{ mm} = 0,210 \text{ m}$  určeno z modelu

$$v_{okš} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot r_{kš} = 2 \cdot \pi \cdot 0,41 \cdot 0,370 = 0,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4)$$

$$v_{ozš} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot r_{zš} = 2 \cdot \pi \cdot 0,41 \cdot 0,210 = 0,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.5)$$

$$v_{ostř} = \frac{v_{okš} + v_{ozš}}{2} = \frac{0,95 + 0,54}{2} = 0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.6)$$

Kde

$r_{kš} [\text{mm}]$	vzdálenost konce šterbiny od osy hřídele
$r_{zš} [\text{mm}]$	vzdálenost začátku šterbiny od osy hřídele
$v_{okš} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost konce šterbiny hřídele s drtíci elementy
$v_{ozš} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost začátku šterbiny hřídele s drtíci elementy
$v_{ostř} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	střední obvodová rychlost šterbiny hřídele s drtíci elementy

### 3.4 MAXIMÁLNÍ TEORETICKÝ VÝKON

Maximální teoretický výkon je určen šířkou štěrbinou mezi hřídeli a obvodovou rychlostí hřídelů [8].

#### 3.4.1 MAXIMÁLNÍ TEORETICKÝ OBJEMOVÝ VÝKON DRTIČE

$$s_{\xi} = 0,110 \text{ m}$$

$$dl_{\xi} = 1,035 \text{ m}$$

$$v_{ostř} = 0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \text{ viz kapitola 3.3, rovnice (3.6)}$$

$$S_{\xi} = s_{\xi} \cdot dl_{\xi} = 0,110 \cdot 1,035 = 0,114 \text{ m}^2 \quad (3.7)$$

$$V_{tmax} = 3600 \cdot S_{\xi} \cdot v_{ostř} = 3600 \cdot 0,114 \cdot 0,75 = 307,8 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \quad (3.8)$$

Kde

$s_{\xi}$  [–] šířka štěrbinou (maximální střední rozměr průchozího materiálu)

$dl_{\xi}$  [–] vzdálenost os prvního a posledního drtícího elementu

$v_{ostř}$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] střední obvodová rychlost štěrbinou hřídele s drtícími elementy

$S_{\xi}$  [ $\text{m}^2$ ] plocha štěrbinou

$V_{tmax}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ ] maximální teoretický objemový výkon

#### 3.4.2 MAXIMÁLNÍ TEORETICKÝ HMOTNOSTNÍ VÝKON DRTIČE

$$V_{tmax} = 307,8 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \text{ viz kapitola 3.4.1, rovnice (3.8)}$$

$$\rho_v = 2,72 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3} \text{ viz Tab. 1-1}$$

$$Q_{tmax} = V_{tmax} \cdot \rho_v = 307,8 \cdot 2,72 = 837,2 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1} \quad (3.9)$$

Kde

$\rho_v$  [ $\text{t} \cdot \text{m}^{-3}$ ] objemová hmotnost vápence

$Q_{tmax}$  [ $\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$ ] maximální teoretický hmotnostní výkon drtiče

Skutečný výkon válcových drtičů se pohybuje obvykle v rozmezí 25 až 75 % vypočtených hodnot. U zubových drtičů je hodnota menší. Ovlivňující faktory:

- Materiál prochází štěrbinou ve shlucích, nikoliv jako souvislá hmota.
- Produkt nepropadá štěrbinou po celé délce drtiče stejnoměrně.
- Plnění násypky drtiče značně ovlivňuje hmotnostní výkon drtiče.

#### 3.4.3 TEORETICKÝ HMOTNOSTNÍ VÝKON DRTIČE

Pro výpočet teoretického výkonu drtiče je nutné použít korekční součinitel, který zahrnuje výše uvedené faktory. Hodnota korekčního součinitele pro hrubé drcení tvrdých materiálů je 0,25- 0,45 [8].

$$K_{h1} = 0,25, [8]$$

$$K_{h2} = 0,45, [8]$$

$$Q_{t1} = K_{h1} \cdot Q_{tmax} = 0,25 \cdot 837,2 = 209,3 t \cdot hod^{-1} \quad (3.10)$$

$$Q_{t2} = K_{h2} \cdot Q_{tmax} = 0,45 \cdot 837,2 = 376,7 t \cdot hod^{-1} \quad (3.11)$$

Kde

$K_{h1,2} [-]$  korekční součinitele pro hrubé drcení tvrdých materiálů

$Q_{t1,2} [t \cdot hod^{-1}]$  teoretické hmotnostní výkony drtiče

Při uvážení korekčního součinitele se může teoretický hmotnostní výkon pohybovat v rozmezí 209-378 t/hod. Tato skutečnost je ovlivněna způsobem plnění násypky, velikostí vstupní frakce, opotřebením hrotů, vlhkostí materiálu apod. U zubového drtiče kvůli typu konstrukce může hmotnostní výkonost klesnout i pod spodní hranici.

#### **3.4.4 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PŘÍKONU PRO DRCENÍ**

Pro výpočet potřebného minimálního příkonu jsou užity vztahy pro výpočty válcových mlýnů [13]. To je umožněno zcela shodným principem práce jak u válcových drtičů, tak i u válcových mlýnů. Příkon potřebný pro drcení je odvozen z Kirpičevovy teorie zdobňování, pro kterou platí vztah:

$$A_k = \frac{\sigma^2 \cdot V}{2 \cdot E} \quad (3.12)$$

Kde

$A_k [J]$  potřebná práce pro drcení (Kirpičevova teorie)

$\sigma [MPa]$  pevnost rozemílaného materiálu v tlaku

$V [m^3]$  objem přetvářeného materiálu

$E [MPa]$  modul pružnosti rozemílaného materiálu

Pro úvahu kulových zrn, neustálé posloupnosti zrn v řadách a výpočtu práce na jednu otáčku je dán vzorec pro výpočet první složky příkonu [13] s.58. Vstupní hodnota do výpočtu pro modul pružnosti materiálu je brána jako maximální hodnota pro vápenec 20-70 GPa dle normy ČSN 14580 [4]. Celkový příkon se skládá ze složky příkonu pro vykonání potřebné práce a ze složky příkonu potřebného k překonání tření mezi materiálem a drticími elementy.

$$r_{kš} = 370 \text{ mm}, \text{ viz kapitola 3.3}$$

$$r_{zš} = 210 \text{ mm}, \text{ viz kapitola 3.3}$$

$$\sigma_v = 200 \text{ MPa}, \text{ dle zadání}$$

$$E_v = 70 \text{ GPa}, \text{ dle normy ČSN 14580 [4]}$$

$$B_h = 1150 \text{ mm}, \text{ určeno z modelu}$$

$$D = 500 \text{ mm}, \text{ viz kapitola 3.1}$$

$$n_1 = 0,41 \text{ s}^{-1}, \text{ viz kapitola 3.2, rovnice (3.2)}$$

$f_{tm} = 0,35$ , viz [13] s.58

$$D_{stř} = \frac{r_{kš} + r_{zš}}{2} \cdot 2 = \frac{370 + 210}{2} \cdot 2 = 580 \text{ mm} \quad (3.13)$$

**Složky příkonu:**

$$P_1 = \frac{\sigma_v^2}{E_v} \cdot \frac{B_h \cdot D_{stř} \cdot D \cdot n_1}{1200} = \frac{(200 \cdot 10^6)^2}{70 \cdot 10^9} \cdot \frac{1,15 \cdot 0,58 \cdot 0,5 \cdot 0,41}{1200} = 65,1 \text{ kW} \quad (3.14)$$

$$P_2 = P_1 \cdot f_{tm} = 65,1 \cdot 0,35 = 22,8 \text{ kW} \quad (3.15)$$

**Celkový příkon:**

$$P_c = P_1 + P_2 = 65,1 + 22,8 = 87,9 \text{ kW} \quad (3.16)$$

Kde

$D_{stř} [mm]$	střední průměr hřídele s drticími elementy (v místě poloviny zubové mezery)
$\sigma_v [MPa]$	pevnost v tlaku vápence
$E_v [MPa]$	modul pružnosti v tlaku vápence
$B_h [mm]$	délka pracovní části hřídele
$f_{tm} [-]$	součinitel tření pro tvrdé a suché materiály
$P_1 [kW]$	složka příkonu pro vykonání potřebné práce
$P_2 [kW]$	složka příkonu potřebná k překonání tření mezi materiálem a drticími elementy
$P_c [kW]$	celkový potřebný příkon pro drcení materiálu

Z hlediska potřebného příkonu pro drcení, elektromotor s výkonem 160 kW vyhovuje. Skutečný potřebný příkon bude nižší s ohledem na účinnost drtiče, tedy na skutečnost, že výpočet je realizován pro drcení po celé délce pracovní části hřídele s neustálým zásobením materiálu. Tento stav kvůli rozložení drticích elementů do tvaru šroubovice nenastane - drcení bude probíhat jen v lokálních místech pracovní části hřídele.

## 4 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY

V následující kapitole jsou uvedeny základní výpočty konstrukčních prvků, jako jsou hřídele, ozubené převody a potřebné výpočty pro výběr ložiska. Výpočty jsou ve většině případů počítány s využitím literatury [10], pokud není uvedeno jinak.

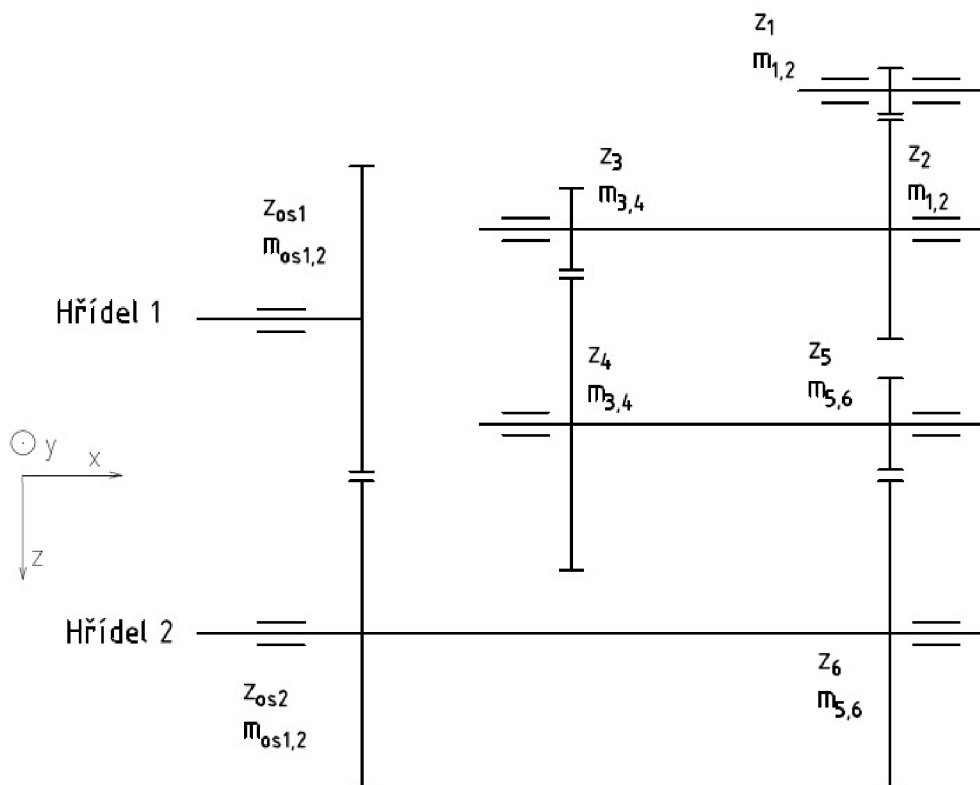
### 4.1 NÁVRH TŘÍSTUPŇOVÉ PŘEVODOVKY S ČELNÍM OZUBENÍM

Kvůli skutečnosti, že nebyla sehnána vhodná převodovka, je v této podkapitole navržena třístupňová převodovka s převodovým poměrem blízcím se k ideální hodnotě 40:1. Proveden je pouze rámcový návrh převodovky. Podrobný návrh včetně skříně, ložisek, atd. je nad rámec zadání této diplomové práce.

Převod je uskutečněn čelními ozubenými koly s přímými zuby. Následně jsou provedeny základní výpočty z hlediska přípustného zatížení.

#### 4.1.1 VOLBA MODULU A POČTU ZUBŮ OZUBENÝCH KOL

Převodovka je navržena dle schématu:



Obr. 4.1 Schéma převodovky

Pastorek 1:

$$m_{12} = 6 \text{ mm} \quad z_1 = 20$$

Kolo 2:

$$m_{12} = 6 \text{ mm} \quad z_2 = 81$$

Pastorek 3:

$$m_{34} = 10 \text{ mm} \quad z_3 = 18$$

Kolo 4:

$$m_{34} = 10 \text{ mm} \quad z_4 = 65$$

Pastorek 5:

$$m_{56} = 14 \text{ mm} \quad z_5 = 18$$

Kolo 6:

$$m_{56} = 14 \text{ mm} \quad z_6 = 49$$

Kde

$m_{12,34,56}$  [mm] modul ozubených pastorků a kol 12, 34, 56

$z_{1-6}$  [-] počet zubů ozubených pastorků a kol 1–6

#### **4.1.2 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU NAVRŽENÉ PŘEVODOVKY**

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{20} = 4,05 \quad (4.1)$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{65}{18} = 3,611 \quad (4.2)$$

$$i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{49}{18} = 2,722 \quad (4.3)$$

$$i_{cp} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = 4,05 \cdot 3,611 \cdot 2,722 = 39,8 \quad (4.4)$$

Kde

$i_{12,34,56}$  [-] převodové poměry mezi jednotlivými stupni převodovky

$i_{cp}$  [-] celkový převodový poměr navržené převodovky s čelním ozubením

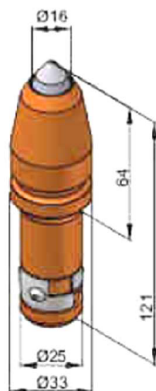
#### **4.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI BĚŽNÉM CHODU**

V této výpočetní části je uvažován běžný chod drtiče. Je předpokládáno drcení vápence s pevností do 200 MPa.



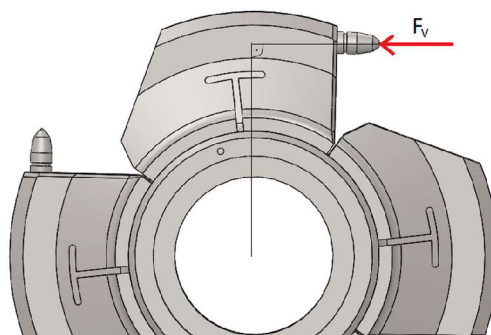
**4.2.1 VÝPOČET REAKČNÍ SÍLY VÁPENCE NA HROT**

Reakční síla je vypočtena z maximálního tlaku 200 MPa a plochy hrotu BTK16 s dřikem 25 mm. Hrot je vybrán z katalogu firmy STAGEO [21].



BTK16

Obr. 4.2 Hrot BTK16 [21]



Obr. 4.3 Reakční síla působící na hrot za běžného chodu drtiče

$\sigma_v = 200 \text{ MPa}$  dáno ze zadání

$D_{hr} = 16 \text{ mm}$  dáno výrobcem

$$S_{hr} = \pi \cdot \frac{D_{hr}^2}{4} = \pi \cdot \frac{16^2}{4} = 201,1 \text{ mm}^2 \quad (4.5)$$

$$F_v = \sigma_v \cdot S_{hr} = 200 \cdot 201,1 = 40220 \text{ N} \quad (4.6)$$

Kde

$\sigma_v$  [MPa]      pevnost v tlaku vápence

$D_{hr}$  [mm]      průměr špičky hrotu BTK16

$S_{hr}$  [mm<sup>2</sup>]    plocha hrotu BTK16

$F_v$  [N]        reakční síla vápence působící na hrot

**4.2.2 VÝPOČET KROUTÍCIHO MOMENTU PŘI BĚŽNÉM CHODU**

$l_{ohr} = 325 \text{ mm} = 0,325 \text{ m}$ , určeno z modelu

$F_v = 40220 \text{ N}$ , viz kapitola 4.2.1, rovnice (4.6)

$$M_{kh1,2v} = F_v \cdot l_{ohr} = 40220 \cdot 0,325 = 13072 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.7)$$

Kde

$l_{ohr} [\text{mm}]$  kolmá vzdálenost osy hřídele a nositelky síly  $F_v$

$M_{kh1,2v} [\text{N} \cdot \text{m}]$  kroučící moment působící na hřídele při běžném chodu

**4.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ VYVOLANÉHO VNIKNUTÍM NEDRTITELNÉHO PŘEDMĚTU**

V této podkapitole jsou provedeny výpočty zatížení v případě, že do drtiče vnikne nedrtitelný předmět. Pro omezení počtu těchto případů je doporučeno před drtič instalovat magnetický odlučovač. Výpočty jsou realizovány pomocí úvahy zatížení hřídelů v případě zaseknutí nedrtitelným předmětem pouze o jeden drtič element. Účelem výpočtů je fakt, že součásti stroje musí vydržet zatížení způsobené vniknutím předmětu do doby, než se rozpojí hydrodynamická spojka a vypne motor.

**4.3.1 VÝPOČET KROUTÍCIHO MOMENTU PŘI VNIKNUTÍ NEDRTITELNÉHO PŘEDMĚTU**

V časovém úseku mezi zaseknutím nedrtitelného předmětu v drtiči a přerušení přenosu kroučícího momentu (vypnutí motoru) bude na hřídele působit kroučící moment vyvolaný elektromotorem. Projeví se zde dynamické účinky rotoru motoru, které způsobí násobné zvětšení nominálního kroučícího momentu motoru. Výrobce udává maximální hodnotu kroučícího momentu elektromotoru jako 3,5 násobek nominálního kroučícího momentu. Pro výpočty je uvažován maximální kroučící moment, který dokáže přenést hydrodynamická spojka. Firma SIEMENS udává pro dané hydrodynamické spojky typu TV, které jsou doporučeny pro různé druhy drtičů, hodnotu maximálního kroučícího momentu rovnu 1,6 násobku nominálního kroučícího momentu elektromotoru při rozběhu stroje. Tato hodnota platí obecně pro tento typ hydrodynamických spojek, kterou je i VOITH 750TV. Hodnota je určena z grafů viz příloha 1 obr. P1-2. Při zastavení drtiče vlivem nedrtitelného předmětu je uvažován přenos stejného násobku nominálního kroučícího momentu po velmi krátkou dobu, jako je tomu i při rozběhu stroje.

V případě záseku je uvažováno rovnoměrné rozložení kroučícího momentu na oba hřídele. Úvaha je založena na faktu, že moment je přenášen na hřídele pomocí dvou ozubených kol, které mají stejný modul a stejný počet zubů.

Kroučící moment je uvažován bez korekce účinnosti hydrodynamické spojky a navržené převodovky. V důsledku této úvahy je kroučící moment vyšší než ve skutečnosti, tudíž výsledná bezpečnost součástí v reálném provozu bude vyšší než vypočtená bezpečnost.

$M_{kem} = 1546 \text{ N} \cdot \text{m}$ , dán výrobcem, katalogová hodnota [11]

$i_{cp} = 39,8$ , viz kapitola 4.1.2, rovnice (4.4)

$$M_{kh1,2zs} = \frac{i_{cp} \cdot 1,6 \cdot M_{kem}}{2} = \frac{39,8 \cdot 1,6 \cdot 1546}{2} = 49225 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.8)$$

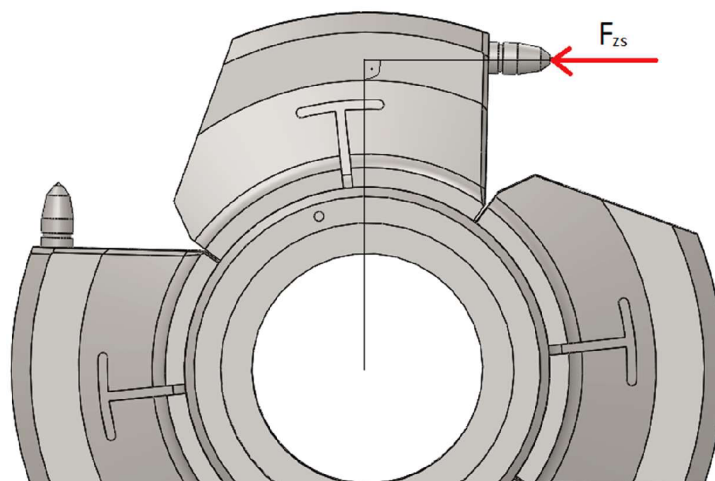
$$M_{kh3zs} = i_{cp} \cdot 1,6 \cdot M_{kem} = 39,8 \cdot 1,6 \cdot 1546 = 98449 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.9)$$

Kde

$M_{kem} [\text{N} \cdot \text{m}]$	kroučící moment elektromotoru (katalogová hodnota)
$M_{kh1,2zs} [\text{N} \cdot \text{m}]$	kroučící moment působící na oba hřídele v oblasti od ozubených kol po zaseknutý předmět
$M_{kh3zs} [\text{N} \cdot \text{m}]$	kroučící moment působící na část delšího hřídele 2, která přenáší moment z převodovky po dvě ozubené kola

#### 4.3.2 VÝPOČET REAKČNÍ SÍLY NA HROT PŘI ZASEKNUTÍ NEDRTITELNÝM PŘEDMĚTEM

Reakční síla působí ve stejném směru jako v případě drcení vápence.



Obr. 4.4 Reakční síla při zaseknutí nedrtitelného předmětu

$M_{kh1,2z} = 49225 \text{ N} \cdot \text{m}$ , viz kapitola 4.3.1, rovnice (4.8)

$l_{ohr} = 325 \text{ mm} = 0,325 \text{ m}$ , určeno z modelu

$$F_{zs} = \frac{M_{kh1,2zs}}{l_{ohr}} = \frac{49225}{0,325} = 151462 \text{ N} \quad (4.10)$$

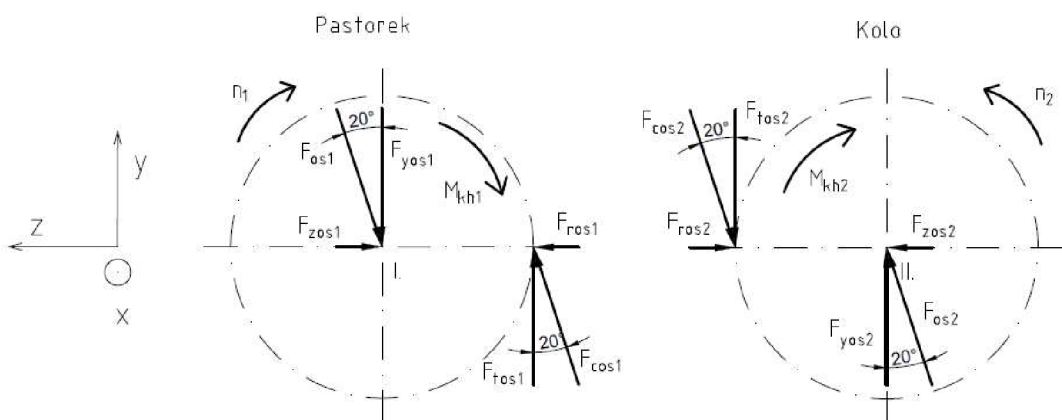
Kde

$l_{ohr} [\text{mm}]$	kolmá vzdálenost osy hřídele a nositelky síly $F_{zs}$
$F_{zs} [\text{N}]$	reakční síla působící na hrot při zaseknutí nedrtitelným předmětem

Síla, kterou dokáže vyvinout motor  $F_{zs}$ , je více než trojnásobek síly potřebné k drcení vápence  $F_v$ .

#### 4.4 NÁVRH OZUBENÉHO SOUKOLÍ ROZDĚLUJÍCÍ KROUTÍCÍ MOMENT NA HŘÍDELE

Výpočetní část se zabývá návrhem páru totožných ozubených kol, které rozdělují kroučící moment na oba pracovní hřídele. Následně je soukolí navrženo pouze pro případ zaseknutí. Výpočty jsou zhotoveny za pomoci literatury [10] s. 751, 753, 784 a následného schématu.



Obr 4.5 Silové poměry v čelním ozubeném soukolí

##### 4.4.1 SILOVÉ POMĚRY V ČELNÍM OZUBENÉM SOUKOLÍ PŘI BĚŽNÉM CHODU

$$d_{os1,2} = 675 \text{ mm}$$

$$M_{kh1,2v} = 13072 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ viz kapitola 4.2.2, rovnice (4.7)}$$

$$\alpha = 20^\circ, [10]$$

$$F_{tos1,2v} = F_{yos1,2v} = \frac{M_{kh1,2v} \cdot 2}{d_{os1,2}} = \frac{13072 \cdot 2}{0,675} = 38732 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$F_{ros1,2v} = F_{zos1,2v} = F_{tos1,2v} \cdot \tan \alpha = 38732 \cdot \tan 20^\circ = 14097 \text{ N} \quad (4.12)$$

$$F_{cos1,2v} = F_{os1,2v} = \frac{F_{tos1,2v}}{\cos \alpha} = \frac{38732}{\cos 20^\circ} = 41217 \text{ N} \quad (4.13)$$

Kde

$d_{os1,2}$  [mm] průměr roztečných kružnic ozubeného soukolí

$\alpha$  [°] úhel profilu zubu

$F_{tos1,2v}$  [N] obvodová síla ozubeného soukolí při běžném chodu drtiče

$F_{zos1,2v}$  [N] vazbové reakce na hřídelech v ose z při běžném chodu drtiče

$F_{ros1,2v}$  [N] radiální síla ozubeného soukolí při běžném chodu drtiče

$F_{yos1,2v}$  [N] vazbové reakce na hřídelech v ose y při běžném chodu drtiče

$F_{cos1,2v}$  [N] výsledná síla působící na ozubené soukolí při běžném chodu drtiče

$F_{os1,2v}$  [N] výsledné vazbové reakce na hřídelech při běžném chodu drtiče

**4.4.2 SILOVÉ POMĚRY V ČELNÍM OZUBENÉM SOUKOLÍ PŘI VNIKUTÍ NEDRTITELNÉHO PŘEDMĚTU**

$$d_{os1,2} = 675 \text{ mm}$$

$$M_{kh1,2zs} = 49225 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ viz kapitola 4.3.1, rovnice (4.8)}$$

$$\alpha = 20^\circ, [10]$$

$$F_{tos1,2zs} = F_{yos1,2zs} = \frac{M_{kh1,2zs} \cdot 2}{d_{os1,2}} = \frac{49225 \cdot 2}{0,675} = 145852 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$F_{ros1,2zs} = F_{zos1,2zs} = F_{tos1,2zs} \cdot \tan \alpha = 145852 \cdot \tan 20^\circ = 53086 \text{ N} \quad (4.15)$$

$$F_{cos1,2zs} = F_{os1,2zs} = \frac{F_{tos1,2zs}}{\cos \alpha} = \frac{145852}{\cos 20^\circ} = 155212 \text{ N} \quad (4.16)$$

Kde

$d_{os1,2} [mm]$  průměr roztečných kružnic ozubeného soukolí

$\alpha [^\circ]$  úhel profilu zubu

$F_{tos1,2zs} [N]$  obvodová síla ozubeného soukolí při vniknutí nedrtitelného předmětu

$F_{zos1,2zs} [N]$  vazbové reakce na hřídelech v ose z při vniknutí nedrtitelného předmětu

$F_{ros1,2zs} [N]$  radiální síla ozubeného soukolí při vniknutí nedrtitelného předmětu

$F_{yos1,2zs} [N]$  vazbové reakce na hřídelech v ose y při vniknutí nedrtitelného předmětu

$F_{cos1,2zs} [N]$  výsledná síla působící na ozubené soukolí při vniknutí nedrtitelného předmětu

$F_{os1,2zs} [N]$  výsledné vazbové reakce na hřídelech při vniknutí nedrtitelného předmětu

**4.4.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ PŘÍPUSTNÉ OBVODOVÉ SÍLY NA OZUBENÉ SOUKOLÍ**

Pro ozubené soukolí je na základě konzultace s firmou RESTA zvolena mangan chromová ocel k cementování s označením ČSN 41 4220 (14220). Pro požadovanou rozteč hřídelů (průměr roztečných kružnic) 675 mm je možné dle normy ČSN 01 4608 [2] uvažovat moduly 9 mm a 25 mm. Modul 9 mm je z hlediska pevnostních výpočtů nedostačující, proto je zvolen modul 25 mm. Výpočet dle [10] s. 784 a s. 785.

$$R_{p0,2(14220)} = \sigma_{D_{os1,2}} = 588 \text{ MPa}, \text{ dle ČSN 41 4220 [1]}$$

$$m_{os1,2} = 25 \text{ mm}$$

$$d_{os1,2} = 675 \text{ mm}$$

$$n_1 = 0,41 \text{ s}^{-1}, \text{ viz kapitola 3.2, rovnice (3.2)}$$

$$b_{os1,2} = 175 \text{ mm}, \text{ voleno odhadem}$$

$$z_{os1,2} = \frac{d_{os}}{m_{os1,2}} = \frac{675}{25} = 27 \quad (4.17)$$

**Obvodová rychlost:**

$$v_{os1,2} = \pi \cdot d_{os1,2} \cdot n_1 = \pi \cdot 0,675 \cdot 0,41 = 0,869 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.18)$$

**Součinitel vnitřních dynamických sil:**

$$K_{vos1,2} = \frac{6,1 + v_{os1,2}}{6,1} = \frac{6,1 + 0,869}{6,1} = 1,14 \quad (4.19)$$

**Lewisův součinitel tvaru:**

Pro  $z_{os1,2} = 75$  je upravený Lewisův součinitel tvaru  $Y_{os1,2} = 0,435$

**Přípustná obvodová síla:**

$$F_{tos1,2max} = \frac{\sigma_{Dos1,2} \cdot b_{os1,2} \cdot m_{os1,2} \cdot Y_{os1,2}}{K_{vos1,2}} = \frac{588 \cdot 175 \cdot 25 \cdot 0,435}{1,14} = 981611 \text{ N} \quad (4.20)$$

**Bezpečnost ozubeného soukolí z hlediska maximální přípustné obvodové síly:**

$$k_{tos1,2} = \frac{F_{tos1,2max}}{F_{tos1,2zs}} = \frac{981611}{145852} = 6,7 \quad (4.21)$$

Kde

$R_{p0,2(14220)}$ [MPa]	mez kluzu materiálu 14220
$m_{os1,2}$ [mm]	modul ozubených kol ozubeného soukolí
$d_{os,2}$ [mm]	průměr roztečných kružnic ozubeného soukolí
$z_{os1,2}$ [–]	počet zubů obou ozubených kol ozubeného soukolí
$v_{os1,2}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	obvodová rychlost ozubených kol ozubeného soukolí
$K_{vos1,2}$ [–]	součinitel vnitřních dynamických sil ozubeného soukolí
$Y_{os1,2}$ [–]	Lewisův součinitel tvaru
$F_{tos1,2max}$ [F]	maximální přípustná obvodová síla na v ozubeném soukolí
$k_{tos1,2}$ [–]	bezpečností koeficient ozubeného soukolí z hlediska maximální přípustné obvodové síly

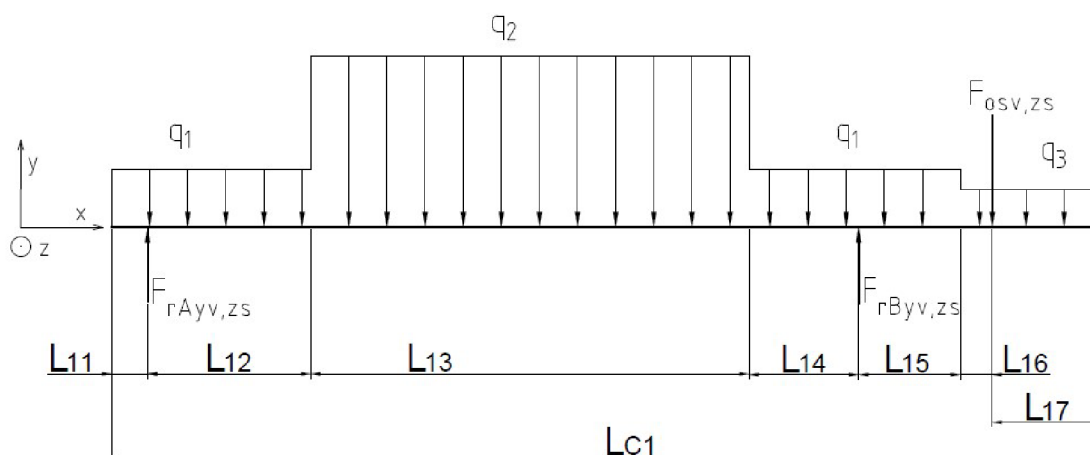
Ozubené soukolí z hlediska bezpečnosti vůči maximální přípustné obvodové síle vyhovuje.

#### 4.5 VÝPOČET REKČNÍCH SIL V LOŽISKÁCH PŘI BĚŽNÉM CHODU A PŘI VNIKNUTÍ NEDRTITELNÉHO PŘEDMĚTU

Zatížení je dáno vlastní hmotností hřídelů včetně všech drtících elementů, ozubeného kola a reakčními silami, vyvolanými kroutícím momentem při běžném chodu (drcení vápence) a při vniknutí nedrtitelného tělesa. Výpočet je vztažen na hřídel 2, kde je stejná orientace síly od ozubeného kola a lineárních zatížení.

**4.5.1 REKČNÍ SÍLY V OSE Y**

Zatížení vlastní hmotností hřídele je rozděleno na 3 lineární zatížení  $q_1, q_2, q_3$ , tedy zatížení vlastní hmotností části hřídele o průměru 240 mm, zatížení hmotností drtících elementů a zatížení vlastní hmotností části hřídele o průměru 200 mm. Dále na hřídel v ose y působí obvodová síla ozubeného soukolí.



Obr. 4.6 Zatížení hřídele v ose y

Rozměry jsou určeny z modelu.

$$L_{11} = 95 \text{ mm}$$

$$L_{12} = 428 \text{ mm}$$

$$L_{13} = 1150 \text{ mm}$$

$$L_{14} = 288 \text{ mm}$$

$$L_{15} = 267 \text{ mm}$$

$$L_{16} = 87 \text{ mm}$$

$$L_{17} = 288 \text{ mm}$$

$$L_{c1} = 2600 \text{ mm}$$

$$D_{11} = 240 \text{ mm}$$

$$D_{12} = 200 \text{ mm}$$

$$\rho_{ocel} = 7800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$m_{del} = 353 \text{ kg}$$

$$d_{del} = 230 \text{ mm}$$

$$F_{yos2v} = 38732 \text{ N, viz kapitola 4.4.1, rovnice (4.11)}$$

$$F_{yos2z} = 145852 \text{ N, viz kapitola 4.4.2, rovnice (4.14)}$$

$$m_{okos} = 431 \text{ kg}$$

**Plocha části hřídele o průměru 240mm :**

$$S_{h240} = \pi \cdot \frac{D_{11}^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,24^2}{4} = 0,0452 \text{ m}^2 \quad (4.22)$$

**Lineární zatížení  $q_1$ :**

$$q_1 = S_{h240} \cdot \rho_{ocel} \cdot g = 0,0452 \cdot 7800 \cdot 9,8 = 3190 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (4.23)$$

**Lineární zatížení  $q_2$ :**

$$q_2 = \frac{m_{del} \cdot g}{d_{del}} + q_1 = \frac{353 \cdot 9,8}{0,23} + 3190 = 18233 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (4.24)$$

**Plocha části hřídele o průměru 200 mm :**

$$S_{h200} = \pi \cdot \frac{D_{12}^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,20^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2 \quad (4.25)$$

**Lineární zatížení  $q_3$ :**

$$q_3 = S_{h200} \cdot \rho_{ocel} \cdot g = 0,0314 \cdot 7800 \cdot 9,8 = 2400 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (4.26)$$

**Síla od ozubeného soukolí při běžném chodu:**

$$F_{osv} = F_{yos2v} + m_{okos} \cdot g = 38732 + 431 \cdot 9,8 = 42956 \text{ N} \quad (4.27)$$

**Síla od ozubeného soukolí při zaseknutí nedrtitelným předmětem:**

$$F_{oszs} = F_{yos2zs} + m_{okos} \cdot g = 145852 + 431 \cdot 9,8 = 150076 \text{ N} \quad (4.28)$$

**Momentová rovnováha v bodě A (místo ložiska):**

$$\sum M_{Az} = 0$$

$$\begin{aligned} & -q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left(-L_{11} + \frac{L_{11} + L_{12}}{2}\right) - q_2 \cdot L_{13} \cdot \left(L_{12} + \frac{L_{13}}{2}\right) - q_1 \cdot (L_{14} + L_{15}) \\ & \quad \cdot \left(L_{12} + L_{13} + \frac{L_{14} + L_{15}}{2}\right) + F_{rByv,zs} \cdot (L_{12} + L_{13} + L_{14}) - q_3 \cdot (L_{16} + L_{17}) \\ & \quad \cdot \left(L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} + \frac{L_{16} + L_{17}}{2}\right) - F_{osv,zs} \\ & \quad \cdot (L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} + L_{16}) = 0 \end{aligned}$$



$$F_{rByv,zs} = \left\{ q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left( -L_{11} + \frac{L_{11} + L_{12}}{2} \right) + q_2 \cdot L_{13} \cdot \left( L_{12} + \frac{L_{13}}{2} \right) + q_1 \cdot (L_{14} + L_{15}) \cdot \left( L_{12} + L_{13} + \frac{L_{14} + L_{15}}{2} \right) + q_3 \cdot (L_{16} + L_{17}) \cdot \left( L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} + \frac{L_{16} + L_{17}}{2} \right) + F_{osv,zs} \cdot (L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} + L_{16}) \right\} / (L_{12} + L_{13} + L_{14})$$

$$F_{rByv,zs} = \left\{ 3190 \cdot (0,095 + 0,428) \cdot \left( -0,095 + \frac{0,095 + 0,428}{2} \right) + 18233 \cdot 1,150 \cdot \left( 0,428 + \frac{1,150}{2} \right) + 3190 \cdot (0,288 + 0,267) \cdot \left( 0,428 + 1,150 + \frac{0,288 + 0,267}{2} \right) + 2400 \cdot (0,087 + 0,288) \cdot \left( 0,428 + 1,150 + 0,288 + 0,267 + \frac{0,087 + 0,288}{2} \right) + F_{osv,zs} \cdot (0,428 + 1,150 + 0,288 + 0,267 + 0,087) \right\} / (0,428 + 1,150 + 0,288)$$

$$F_{rByv,zs} = 16006 + \frac{2,22 \cdot F_{osv,zs}}{1,866} [N] \quad (4.29)$$

**Statická rovnováha v ose y:**

$$\sum F_y = 0$$

$$-q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) + F_{rAyv,zs} - q_2 \cdot L_{13} - q_1 \cdot (L_{14} + L_{15}) + F_{rByv} - q_3 \cdot (L_{16} + L_{17}) - F_{oyv,zs} = 0$$

$$F_{rAyv,zs} = q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) + q_2 \cdot L_{13} + q_1 \cdot (L_{14} + L_{15}) - F_{rByv} + q_3 \cdot (L_{16} + L_{17}) + F_{osv,zs}$$

$$F_{rAyv,zs} = 3190 \cdot (0,95 + 0,428) + 18233 \cdot 1,150 + 3190 \cdot (0,288 + 0,267) - F_{rByv,zs} + 2400 \cdot (0,087 + 0,288) + F_{osv,zs}$$

$$F_{rAyv,zs} = F_{osv,zs} - F_{rByv,zs} + 28034 [N] \quad (4.30)$$

**Reakční síly v ose y při běžném chodu:**

$$F_{rByv} = 16006 + \frac{2,22 \cdot F_{osv}}{1,866} = 16006 + \frac{2,22 \cdot 42956}{1,866} = 67111 N \quad (4.31)$$

$$F_{rAyv} = F_{osv} - F_{rByv} + 28034 = 42956 - 67111 + 28034 = 3879 N \quad (4.32)$$

**Reakční síly v ose y při zaseknutí nedrtitelným předmětem:**

$$F_{rByzs} = 16006 + \frac{2,22 \cdot F_{oszs}}{1,866} = 16006 + \frac{2,22 \cdot 150076}{1,866} = 194553 \text{ N} \quad (4.33)$$

$$F_{rAyzs} = F_{oszs} - F_{rByzs} + 28034 = 150076 - 194553 + 28034 = -16443 \text{ N} \quad (4.34)$$

Kde

$L_{11}$ [mm]	vzdálenost osy ložiska A od začátku hřídele
$L_{12}$ [mm]	vzdálenost osy ložiska A od začátku prvního drtícího elementu
$L_{13}$ [mm]	šířka všech drtících elementů
$L_{14}$ [mm]	vzdálenost osy ložiska B od konce posledního (pátého) drtícího elementu
$L_{15}$ [mm]	vzdálenost osy ložiska B od počátku ozubeného soukolí
$L_{16}$ [mm]	polovina šířky ozubeného kola
$L_{17}$ [mm]	vzdálenost osy ozubeného kola od konce hřídele
$L_{C1}$ [mm]	celková délka hřídele
$D_{11}$ [mm]	průměr části hřídele od počátku po ozubené kolo
$D_{12}$ [mm]	průměr hřídele od počátku ozubeného kola po konec hřídele
$\rho_{ocel}$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	hustota oceli
$m_{del}$ [kg]	hmotnost jednoho drtícího elementu
$d_{del}$ [mm]	šířka jednoho drtícího elementu
$m_{okos}$ [kg]	hmotnost ozubeného kola
$S_{h240}$ [m <sup>2</sup> ]	plocha hřídele o průměru 240 mm
$S_{h200}$ [m <sup>2</sup> ]	plocha hřídele o průměru 200 mm
$q_1$ [ $N \cdot m^{-1}$ ]	lineární zatížení hmotností hřídele o průměru 240 mm
$q_2$ [ $N \cdot m^{-1}$ ]	lineární zatížení hmotností hřídele o průměru 240 mm a hmotností drtících elementů
$q_3$ [ $N \cdot m^{-1}$ ]	lineární zatížení hmotností hřídele o průměru 200 mm
$F_{osv}$ [N]	zatížení od ozubeného soukolí při běžném chodu včetně hmotnosti ozubeného kola
$F_{oszs}$ [N]	zatížení od ozubeného soukolí při zaseknutí včetně hmotnosti ozubeného kola
$F_{rAyzs}$ [N]	reakční síla v místě ložiska A v ose y při drcení nebo zaseknutí
$F_{rByzs}$ [N]	reakční síla v místě ložiska B v ose y při drcení nebo zaseknutí

#### **4.5.2 REAKČNÍ SÍLY V OSE Z**

Reakční síla v místě B bude největší při drcení nebo zaseknutí na nejbližším (pátém) drtícím elementu.

Reakční síla v místě A bude největší při drcení nebo zaseknutí na nejbližším (prvním) drtícím elementu.

V obou těchto případech jsou spočítány reakční síly.

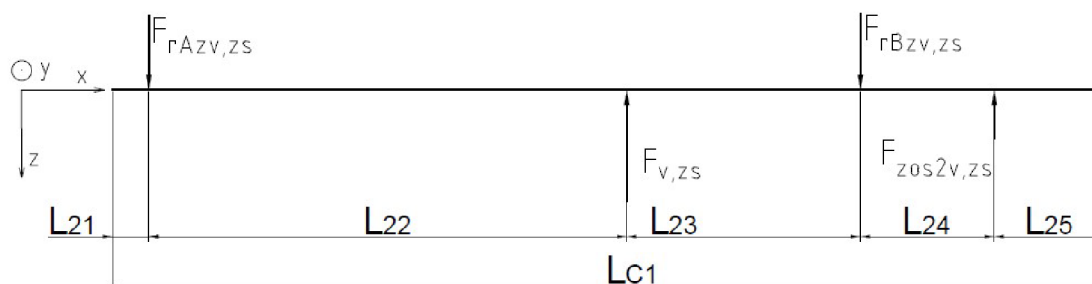
$$L_{C1} = 2600 \text{ mm}$$

$$F_v = 40220 \text{ N, viz kapitola 4.2.1, rovnice (4.6)}$$

$$F_{zs} = 151462 \text{ N, viz kapitola 4.3.2, rovnice (4.10)}$$

$$F_{zos2v} = 14097 \text{ N, viz kapitola 4.4.1, rovnice (4.12)}$$

$$F_{zos2} = 53086 \text{ N, viz kapitola 4.4.2, rovnice (4.15)}$$



Obr. 4.7 Zatížení hřídele v ose z

V Obr. 4.7 jsou proměnné délky  $L_{22}$  a  $L_{23}$  v závislosti na výpočtu s působištem síly  $F_{v,zs}$  v ose prvního nebo posledního drtícího elementu.

Rozměry jsou určeny z modelu.

$$L_{21} = 95 \text{ mm}$$

$$L_{22,1} = 543 \text{ mm}$$

$$L_{22,5} = 1436 \text{ mm}$$

$$L_{23,1} = 1323 \text{ mm}$$

$$L_{23,5} = 430 \text{ mm}$$

$$L_{24} = 354 \text{ mm}$$

$$L_{25} = 288 \text{ mm}$$

Momentová rovnováha v bodě A (místo ložiska):

$$\sum M_{Ay} = 0$$

$$F_{v,zs} \cdot L_{22} - F_{rBzv,zs} \cdot (L_{22} + L_{23}) + F_{zos2v,zs} \cdot (L_{22} + L_{23} + L_{24}) = 0$$

$$F_{rBzv,zs} = \frac{F_{v,zs} \cdot L_{22} + F_{zos2v,zs} \cdot (L_{22} + L_{23} + L_{24})}{(L_{22} + L_{23})} \text{ [N]} \quad (4.35)$$

**Působíště síly v ose prvního drtícího elementu:**

$$F_{rBzv,zs1} = \frac{F_{v,zs} \cdot L_{22,1} + F_{zos2v,zs} \cdot (L_{22,1} + L_{23,1} + L_{24})}{(L_{22,1} + L_{23,1})} =$$

$$= \frac{0,543 \cdot F_{v,zs} + 2,22 \cdot F_{zos2v,zs}}{1,866} [N] \quad (4.36)$$

**Působíště síly v ose pátého drtícího elementu:**

$$F_{rBzv,zs5} = \frac{F_{v,zs} \cdot L_{22,5} + F_{zos2v,zs} \cdot (L_{22,5} + L_{23,5} + L_{24})}{(L_{22,5} + L_{23,5})} =$$

$$= \frac{1,436 \cdot F_{v,zs} + 2,22 \cdot F_{zos2v,zs}}{1,866} [N] \quad (4.37)$$

Statická rovnováha v ose y:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{rAzv,zs} - F_{v,zs} + F_{rBzv,zs} - F_{zos2v,zs} = 0$$

$$F_{rAzv,zs} = F_{v,zs} - F_{rBzv,zs} + F_{zos2v,zs} [N] \quad (4.38)$$

**Reakční síly v ose z při běžném chodu:**

Působíště síly v ose prvního drtícího elementu:

$$F_{rBzv1} = \frac{0,543 \cdot F_v + 2,22 \cdot F_{zos2v}}{1,866} = \frac{0,543 \cdot 40220 + 2,22 \cdot 14097}{1,866} = 28475 N \quad (4.39)$$

$$F_{rAzv1} = F_v - F_{rBzv1} + F_{zos2v} = 40220 - 28475 + 14097 = 25842 N \quad (4.40)$$

Působíště síly v ose pátého drtícího elementu:

$$F_{rBzv5} = \frac{1,436 \cdot F_v + 2,22 \cdot F_{zos2v}}{1,86} = \frac{1,436 \cdot 40220 + 2,22 \cdot 14097}{1,866} = 47723 N \quad (4.41)$$

$$F_{rAzv5} = F_v - F_{rBzv5} + F_{zos2v} = 40220 - 47723 + 14097 = 6594 N \quad (4.42)$$

**Reakční síly v ose z při zaseknutí nedrtitelným předmětem:**

Působíště síly v ose prvního drtícího elementu:

$$F_{rBzvs1} = \frac{0,543 \cdot F_{zs} + 2,22 \cdot F_{zos2zs}}{1,86} = \frac{0,543 \cdot 151462 + 2,22 \cdot 53086}{1,866} =$$

$$= 107232 N \quad (4.43)$$

$$F_{rAZzS1} = F_{zS} - F_{rBzS1} + F_{zos2zS} = 151462 - 107232 + 53086 = 97316 \text{ N} \quad (4.44)$$

Působíště síly v ose pátého drtícího elementu:

$$F_{rBzS5} = \frac{1,436 \cdot F_{zS} + 2,22 \cdot F_{zos2zS}}{1,86} = \frac{1,436 \cdot 151462 + 2,22 \cdot 53086}{1,86} = 179716 \text{ N} \quad (4.45)$$

$$F_{rAZzS5} = F_{zS} - F_{rBzS5} + F_{zos2zS} = 151462 - 179716 + 53086 = 24832 \text{ N} \quad (4.46)$$

Kde

- $L_{21} [mm]$  vzdálenost osy ložiska A od začátku hřídele
- $L_{22,1} [mm]$  vzdálenost osy ložiska A od osu prvního drtícího elementu
- $L_{22,5} [mm]$  vzdálenost osy ložiska A os osy posledního (pátého) drtícího elementu
- $L_{23,1} [mm]$  vzdálenost osy prvního drtícího elementu od osy ložiska B
- $L_{23,5} [mm]$  vzdálenost osy posledního (pátého) drtícího elementu od osy ložiska B
- $L_{24} [mm]$  vzdálenost osy ložiska B od osy ozubeného kola
- $L_{25} [mm]$  vzdálenost osy ozubeného kola od konce hřídele
- $F_{rAZv,zS1} [N]$  reakční síla v místě ložiska A v ose z, při drcení nebo zaseknutí (první element)
- $F_{rAZv,zS5} [N]$  reakční síla v místě ložiska A v ose z, při drcení nebo zaseknutí (pátý element)
- $F_{rBzv,zS1} [N]$  reakční síla v místě ložiska B v ose z, při drcení nebo zaseknutí (první element)
- $F_{rBzv,zS5} [N]$  reakční síla v místě ložiska B v ose z, při drcení nebo zaseknutí (pátý element)

### 4.5.3 CELKOVÉ REAKČNÍ SÍLY V LOŽISKÁCH A A B

**Celková reakční síla v místě ložisek A a B při běžném chodu:**

$$F_{rAyv} = 194 \text{ N, viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.32)}$$

$$F_{rAZv1} = 25842 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.40)}$$

$$F_{rAZv5} = 6594 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.42)}$$

$$F_{rByv} = 67111 \text{ N, viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.31)}$$

$$F_{rBzv1} = 28475 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.39)}$$

$$F_{rBzv5} = 47723 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.41)}$$

$$F_{rCAv1} = \sqrt{F_{rAyv}^2 + F_{rAZv1}^2} = \sqrt{194^2 + 25842^2} = 25843 \text{ N} \quad (4.47)$$

$$F_{rCAv5} = \sqrt{F_{rAyv}^2 + F_{rAZv5}^2} = \sqrt{194^2 + 6594^2} = 6597 \text{ N} \quad (4.48)$$

$$F_{rCBv1} = \sqrt{F_{rByv}^2 + F_{rBzv1}^2} = \sqrt{67111^2 + 28475^2} = 72902 \text{ N} \quad (4.49)$$

$$F_{rCBv5} = \sqrt{F_{rByv}^2 + F_{rBzv5}^2} = \sqrt{67111^2 + 47723^2} = 82349 \text{ N} \quad (4.50)$$

**Celková reakční síla v místě ložisek A a B při zaseknutí:**

$$F_{rAyzs} = -16443 \text{ N, viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.34)}$$

$$F_{rAZ} = 97316 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.44)}$$

$$F_{rAZzs5} = 24832 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.46)}$$

$$F_{rByzs} = 194553 \text{ N, viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.33)}$$

$$F_{rBzz} = 107232 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.43)}$$

$$F_{rBz} = 179716 \text{ N, viz kapitola 4.5.2, rovnice (4.45)}$$

$$F_{rcAZs1} = \sqrt{F_{rAyzs}^2 + F_{rAZzs1}^2} = \sqrt{(-16443)^2 + 97316^2} = 98695 \text{ N} \quad (4.51)$$

$$F_{rcAZs5} = \sqrt{F_{rAyzs}^2 + F_{rAZzs5}^2} = \sqrt{(-16443)^2 + 24832^2} = 29782 \text{ N} \quad (4.52)$$

$$F_{rcBzs1} = \sqrt{F_{rByzs}^2 + F_{rBzss1}^2} = \sqrt{194553^2 + 107232^2} = 222148 \text{ N} \quad (4.53)$$

$$F_{rcBzs5} = \sqrt{F_{rByzs}^2 + F_{rBzss5}^2} = \sqrt{194553^2 + 179716^2} = 264856 \text{ N} \quad (4.54)$$

Kde

$F_{rcAv1}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska A při běžném chodu (první element)

$F_{rcAv5}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska A při běžném chodu (pátý element)

$F_{rcAZs1}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska A při zaseknutí (první element)

$F_{rcAZs}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska A při zaseknutí (pátý element)

$F_{rcBv1}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska B při běžném chodu (první element)

$F_{rcBv5}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska B při běžném chodu (pátý element)

$F_{rcBzs1}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska B při zaseknutí (první element)

$F_{rcBzs}$  [N] celková reakční síla v místě ložiska B při zaseknutí (pátý element)

Maximální celková reakční síla při drcení i při zaseknutí je v místě ložiska B při působišti síly na pátém elementu. Tato síla je složena z reakčních sil v ose y a z.

#### 4.6 VOLBA SOUDEČKOVÉHO NAKLÁPĚCÍHO LOŽISKA

V této podkapitole je voleno soudečkové naklápěcí ložisko za pomoci statického a dynamického zatížení a návrhového součinitele bezpečnosti. Součinitel bezpečnosti je zvolen s přihlédnutím k faktu, že při výpočtu reakčních sil v ložisku je uvažována pouze část hřídele v pracovním prostoru, tedy bez části, která převádí kroutící moment z převodovky k ozubenému soukolí. Kapitola kvůli velmi nízkým otáčkám za minutu nezahrnuje výpočet životnosti ložisek. Výpočty provedeny podle [11] s. 92-96.

**4.6.1 MINIMÁLNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST LOŽISKA**

Statickým zatížením je uvažována maximální celková reakční síla v ložisku při zaseknutí stroje nedrtitelným tělesem.

Výpočty jsou provedeny podle [11] s. 92-96.

$$F_{rcBzs5} = 264856 \text{ N, viz kapitola 4.5.3, rovnice (4.54)}$$

$$k_{nlož} = 5, \text{ zvolen dle textu v kapitole 4.6}$$

$$C_{0min} = k_{nlož} \cdot F_{rcBzs5} = 5 \cdot 264856 = 987620 \text{ N} = 1324 \text{ kN} \quad (4.55)$$

Kde

$k_{nlož}$  [–] návrhový součinitel bezpečnosti pro ložiska

$C_{0min}$  [kN] minimální statická únosnost ložiska

**4.6.2 MINIMÁLNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST LOŽISKA**

Dynamickým zatížením je uvažována maximální celková reakční síla v ložisku při běžném chodu (drcení vápence).

$$F_{rcBv5} = 82349 \text{ N, viz kapitola 4.5.3, rovnice (4.50)}$$

$$k_{nlož} = 5$$

$$C_{min} = k_{nlož} \cdot F_{rcBv5} = 5 \cdot 82349 = 411745 \text{ N} = 412 \text{ kN} \quad (4.56)$$

Kde

$k_{nlož}$  [–] návrhový součinitel bezpečnosti pro ložiska

$C_{min}$  [kN] minimální dynamická únosnost ložiska

**4.6.3 VÝBĚR LOŽISKA**

Z hlediska minimální statické a dynamické únosnosti vyhovují téměř všechny soudečkové naklápací ložiska o vnitřním průměru 240 mm z katalogu SKF [22]. Z hlediska dostupnosti a ceny ložiska je zvoleno ložisko s označením 24048 CC/C3W33 [23].

Tab.4-1 Základní parametry ložiska 24048 CC/C3 [22]

Statická únosnost $C_0$	2700 kN
Dynamická únosnost $C$	1663 kN
Vnitřní průměr	240 mm
Vnější průměr	360 mm
Šířka	118 mm
Hmotnost	42 kg
Maximální otáčky	1600 ot/min



Obr. 4.8 Soudečkové naklápěcí ložisko SKF 24048 CC/C3W33 [22]

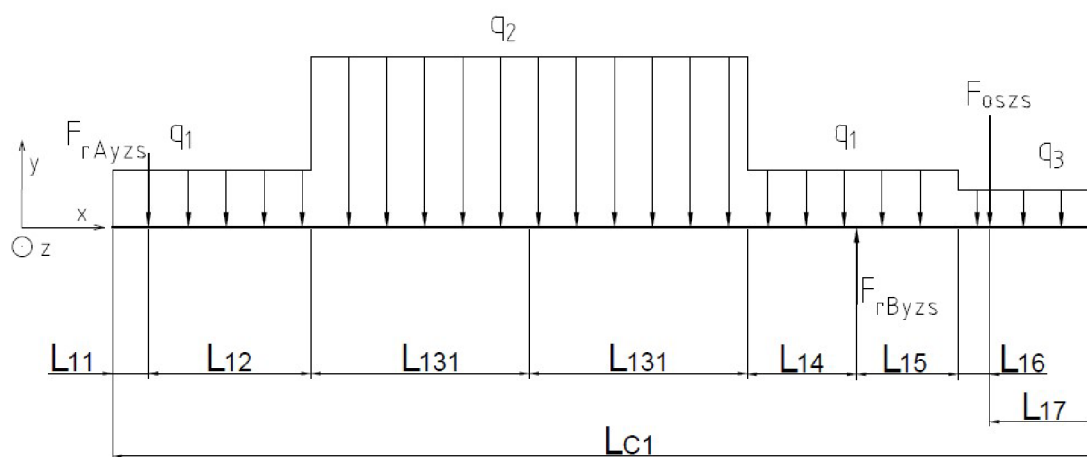
#### 4.7 VÝPOČET BEZPEČNOSTI HŘÍDELE PŘI ZASEKNUTÍ

Ve výpočetní části je uvažováno zaseknutí drtiče jen ojediněle, tzn. zatížení hřídelů je bráno jako statické. Hřídele v případě zaseknutí nejsou počítány na únavu. Hřídele jsou navrženy z oceli ČSN 41 2050 (12050), která se využívá k výrobě hřídelů stabilních spalovacích motorů a čerpadel, těžních strojů, karuselů a jiných hřídelů [12].

##### 4.7.1 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU V OSE Y PŘI ZASEKNUTÍ NEDRTITELNÝM PŘEDMĚTEM

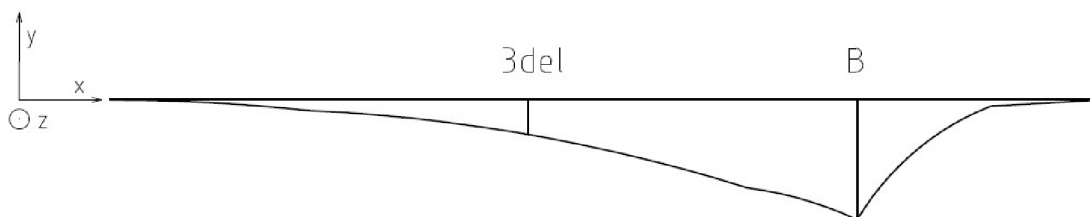
Pro výpočet jsou uvažována místa s maximálním ohybovým momentem v místě ložiska B a v místě osy prostředního (třetího) drtícího elementu.

**Zatížení v ose y:**



Obr. 4.9 Zatížení hřídele v ose y při zaseknutí nedrtitelným předmětem





Obr. 4.10. Schéma průběhu ohybového momentu pro zatížení v ose y při zaseknutí

$$L_{11} = 95 \text{ mm}$$

$$L_{12} = 428 \text{ mm}$$

$$L_{131} = 575 \text{ mm}$$

$$L_{14} = 288 \text{ mm}$$

$$L_{15} = 267 \text{ mm}$$

$$L_{16} = 87 \text{ mm}$$

$$L_{17} = 288 \text{ mm}$$

$$L_{C1} = 2603 \text{ mm}$$

$$q_1 = 3190 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.23)}$$

$$q_2 = 18233 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.24)}$$

$$q_3 = 2400 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.26)}$$

$$F_{rByzs} = 194553 \text{ N}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.33)}$$

$$F_{rAyzs} = 16443 \text{ N}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.34)}$$

$$F_{oszs} = 150076 \text{ N}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.28)}$$

$$D_{11} = 240 \text{ mm}, \text{ viz kapitola 4.5.1}$$

Hodnota ohybového momentu v ose třetího drticího elementu:

$$x_{1yzs} \in (0, L_{131})$$

$$M_{ozx} = q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left( \frac{L_{11} + L_{12}}{2} + x_{1yzs} \right) + F_{rAyzs} \cdot (L_{12} + x_{1yzs}) + q_2 \cdot \frac{x_{1yzs}^2}{2}$$

$$M_{ozzs3} = q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left( \frac{L_{11} + L_{12}}{2} + L_{131} \right) + F_{rAyzs} \cdot (L_{12} + L_{131}) + q_2 \cdot \frac{L_{131}^2}{2} \quad (4.57)$$

$$\begin{aligned} M_{ozzs} &= 3190 \cdot (0,095 + 0,428) \cdot \left( \frac{0,095 + 0,428}{2} + 0,575 \right) + 16443 \cdot (0,428 + 0,575) \\ &\quad + 18233 \cdot \frac{0,575^2}{2} = 20902 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$x_{2yzs} \in (0, L_{14})$$

$$\begin{aligned} M_{ozx2yzs} &= q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left( \frac{L_{11} + L_{12}}{2} + 2 \cdot L_{131} + x_{2yzs} \right) + F_{rAyzs} \\ &\quad \cdot (L_{12} + 2 \cdot L_{131} + x_{2yzs}) + q_2 \cdot 2 \cdot L_{131} \cdot (L_{131} + x_{2yzs}) + q_1 \cdot \frac{x_{2yzs}^2}{2} \end{aligned}$$

$$M_{ozBzs} = q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left( \frac{L_{11} + L_{12}}{2} + 2 \cdot L_{131} + L_{14} \right) + F_{rAyzs} \cdot (L_{12} + 2 \cdot L_{131} + L_{14}) + q_2 \cdot 2 \cdot L_{131} \cdot (L_{131} + L_{14}) + q_1 \cdot \frac{L_{14}^2}{2} \quad (4.58)$$

$$M_{ozBzs} = 3190 \cdot (0,095 + 0,428) \cdot \left( \frac{0,095 + 0,428}{2} + 2 \cdot 0,575 + 0,288 \right) + 16443 \cdot (0,428 + 2 \cdot 0,575 + 0,288) + 18233 \cdot 2 \cdot 0,575 \cdot (0,575 + 0,288) + 3190 \cdot \frac{0,288^2}{2} = 51746 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{o240y,z} = \frac{J_{240}}{h_{240}} = \frac{\frac{\pi \cdot D_{11}^4}{64}}{\frac{D_{11}}{2}} = \frac{\pi \cdot D_{11}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,24^3}{32} = 1,357 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (4.59)$$

$$\sigma_{oyzs3} = \frac{M_{ozzs3}}{W_{o240z}} = \frac{20902}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 15,4 \text{ MPa} \quad (4.60)$$

$$\sigma_{oyBzs} = \frac{M_{ozBzs}}{W_{o240z}} = \frac{51746}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 38,1 \text{ MPa} \quad (4.61)$$

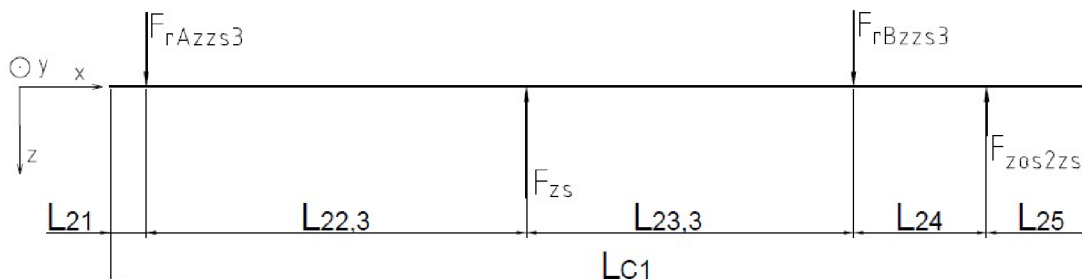
Kde

$L_{131}$ [mm]	vzdálenost počátku prvního i posledního drtícího elementu od osy prostředního (třetího) drtícího elementu
$x_{1yzs}$ [mm]	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervalu $(0, L_{131})$
$x_{2yzs}$ [mm]	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervalu $(0, L_{14})$
$M_{ozx1yzs}$ [N · m]	ohybový moment v ose z pro proměnnou $x_{1yzs}$ při zaseknutí
$M_{ozx2yzs}$ [N · m]	ohybový moment v ose z pro proměnnou $x_{2yzs}$ při zaseknutí
$M_{ozzs3}$ [N · m]	ohybový moment v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$M_{ozBzs}$ [N · m]	ohybový moment v ose z v místě osy ložiska B při zaseknutí
$W_{o240y,z}$ [m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu hřídele 240 mm v ose y a z
$J_{240}$ [m <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu v ohybu hřídele 240 mm v ose y a z
$h_{240}$ [mm]	dvojnásobek vzdálenosti krajního vlákna od osy hřídele 240 mm
$\sigma_{oyzs3}$ [MPa]	napětí v ohybu v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$\sigma_{oyBzs}$ [MPa]	napětí v ohybu v ose y v místě osy ložiska B při zaseknutí

#### **4.7.2 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU V OSE Z PŘI ZASEKNUTÍ NEDRTITELNÝM PŘEDMĚTEM**

Pro výpočet jsou uvažována místa s maximálním ohybovým momentem v místě ložiska B a v místě osy prostředního (třetího) drtícího elementu. Nejdříve jsou vypočteny potřebné reakce v ložiskách A a B při působení síly při zaseknutí v místě osy prostředního (třetího) drtícího elementu.

Zatížení v ose z:



Obr. 4.10 Zatížení hřídele v ose z při zaseknutí nedrtitelným předmětem v místě osy 3. drtícího elementu

$$L_{21} = 95 \text{ mm}$$

$$L_{22,3} = 1003 \text{ mm}$$

$$L_{23,3} = 863 \text{ mm}$$

$$L_{24} = 354 \text{ mm}$$

$$L_{25} = 288 \text{ mm}$$

$$F_{zs} = 151462 \text{ N}, \text{ viz kapitola 4.3.2, rovnice (4.10)}$$

$$F_{zos2zs} = 53086 \text{ N}, \text{ viz kapitola 4.4.2, rovnice (4.15)}$$

$$W_{o240y} = 1,357 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3, \text{ viz kapitola 4.7.1, rovnice (4.59)}$$

$$\sum M_{Ay} = 0$$

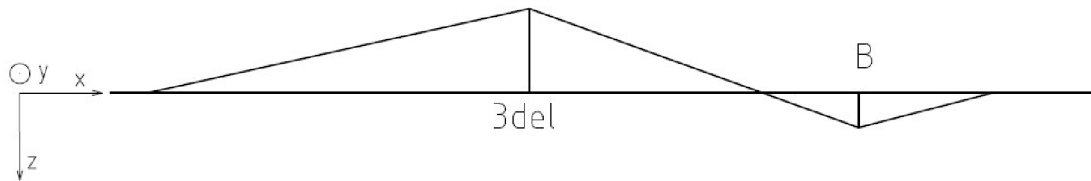
$$F_{zs} \cdot L_{22,3} - F_{rBzz} \cdot (L_{22,3} + L_{23,3}) + F_{zos2} \cdot (L_{22,3} + L_{23,3} + L_{24}) = 0$$

$$\begin{aligned} F_{rBzzs3} &= \frac{F_{zs} \cdot L_{22,3} + F_{zos2zs} \cdot (L_{22,3} + L_{23,3} + L_{24})}{(L_{22,3} + L_{23,3})} = \\ &= \frac{151462 \cdot 1,003 + 53086 \cdot (1,003 + 0,863 + 0,354)}{(1,003 + 0,863)} \quad (4.62) \\ &= 144570 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{rAzzs3} - F_{zs} + F_{rBzzs3} - F_{zos2} = 0$$

$$F_{rAzzs3} = F_{zs} - F_{rBzzs3} + F_{zos2zs} = 151462 - 144570 + 53086 = 59978 \text{ N} \quad (4.63)$$



Obr. 4.11 Schéma průběhu ohybového momentu pro zatížení v ose z při zaseknutí

$$x_{1ZZS} \in (0, L_{22,3})$$

$$M_{OyX1Z} = -F_{rAZZS3} \cdot x_{1ZZ}$$

$$M_{OyZS3} = -F_{rAZZS3} \cdot L_{22,3} = -59978 \cdot 1,003 = -60158 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.64)$$

$$x_{2ZZS} \in (0, L_{23,3})$$

$$M_{OyX2ZZS} = -F_{rAZ} \cdot (L_{22,3} + x_{2ZZS}) + F_{ZS} \cdot x_{2ZZS}$$

$$\begin{aligned} M_{OyBZS} &= -F_{rAZZS3} \cdot (L_{22,3} + L_{23,3}) + F_{ZS} \cdot L_{23,3} = \\ &= -59978 \cdot (1,003 + 0,863) + 151462 \cdot 0,863 = 18792 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$\sigma_{ozzs3} = \frac{M_{OyZS3}}{W_{o240y}} = \frac{|-60158|}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 44,3 \text{ MPa} \quad (4.66)$$

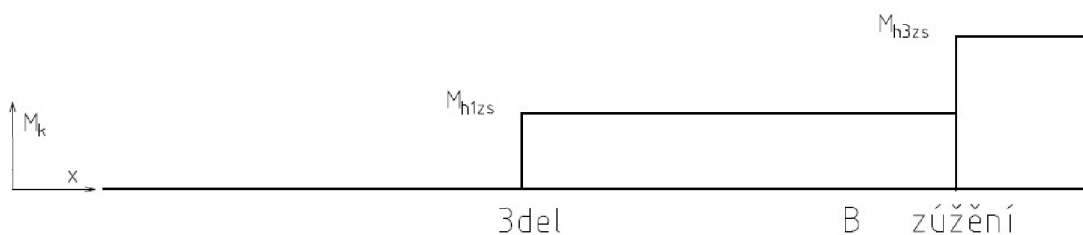
$$\sigma_{ozBzs} = \frac{M_{OyBZS}}{W_{o240y}} = \frac{18792}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 13,8 \text{ MPa} \quad (4.67)$$

Kde

$L_{22,3}$ [mm]	vzdálenost osy ložiska A od osy třetího drtícího elementu
$F_{rBZS3}$ [N]	reakční síla v místě osy ložiska B v ose z při zaseknutí (třetí element)
$F_{rAZZS}$ [N]	reakční síla v místě osy ložiska A v ose z při zaseknutí (třetí element)
$x_{1ZZS}$ [mm]	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervale $(0, L_{22,3})$
$x_{2ZZS}$ [mm]	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervale $(0, L_{23,3})$
$M_{OyX1ZZS}$ [N · m]	ohybový moment v ose y pro proměnnou $x_{1ZZS}$ při zaseknutí
$M_{OyX2ZZS}$ [N · m]	ohybový moment v ose y pro proměnnou $x_{2ZZS}$ při zaseknutí
$M_{OyZ}$ [N · m]	ohybový moment v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$M_{OyBZS}$ [N · m]	ohybový moment v ose y v místě osy ložiska B při zaseknutí
$\sigma_{ozzs3}$ [MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$\sigma_{ozBzs}$ [MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy ložiska B při zaseknutí

**4.7.3 VÝPOČET NAPĚTÍ V KRUTU**

Vlivem zaseknutí nedrtitelným předmětem vzniká v úseku mezi osou drtícího elementu (zaseklého předmětu) a ozubeným soukolím kroučící moment  $M_{kh1,2zs}$ , který má hodnotu poloviny kroučícího momentu přenášeného z převodové skříně  $M_{kh3zs}$ .



Obr. 4.12 Průběh kroučícího momentu podél osy hřídele

$$M_{kh1,2z} = 49225 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ viz kapitola 4.3.1, rovnice (4.8)}$$

$$M_{kh3zs} = 98449 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ viz kapitola 4.3.1, rovnice (4.9)}$$

$$D_{11} = 240 \text{ mm}, \text{ viz kapitola 4.5.1}$$

**Napětí v krutu hřídele v pracovním prostoru (do místa zúžení):**

$$W_{k240} = \frac{J_{p240}}{h_{240}} = \frac{\frac{\pi \cdot D_{11}^4}{32}}{\frac{D_{11}}{2}} = \frac{\pi \cdot D_{11}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,24^3}{16} = 2,714 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (4.68)$$

$$\tau_{240zs} = \frac{M_{kh1,2zs}}{W_{k240}} = \frac{49225}{2,714 \cdot 10^{-3}} = 18,1 \text{ MPa} \quad (4.69)$$

**Napětí v krutu hřídele za ozubeným soukolím:**

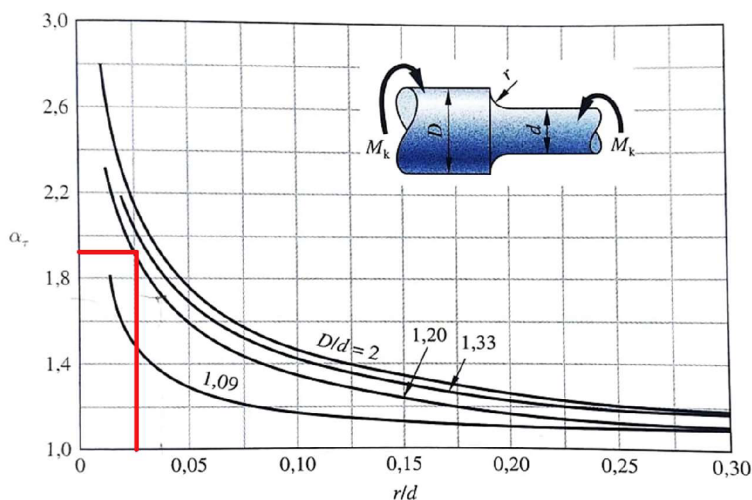
Část hřídele, která přenáší dvojnásobný kroučící moment oproti předešlé části hřídele na ozubené soukolí, je zúžená na 200 mm kvůli montáži ložisek. Tato část hřídele je zkontrolována na krut. V místě přechodu hřídele z 240 mm na 200 mm je rádius 5 mm.

$$D_{12} = 200 \text{ mm}, \text{ viz kapitola 4.5.1}$$

$$r_z = 5 \text{ mm}, \text{ určeno z modelu}$$

$$\frac{r_z}{D_{12}} = \frac{5}{200} = 0,025 \quad (4.70)$$

$$\frac{D_{11}}{D_{12}} = \frac{240}{200} = 1,2 \quad (4.71)$$



Obr. 4.13 Graf součinitelů tvaru  $\alpha$  – krut [10] s.1115

Z obr. 4.13 je určen součinitel tvaru  $\alpha_z = 1,9$ .

$$W_{k200} = \frac{J_{p200}}{h_{200}} = \frac{\frac{\pi \cdot D_{12}^4}{32}}{\frac{D_{12}}{2}} = \frac{\pi \cdot D_{12}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,20^3}{16} = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (4.72)$$

$$\tau_{200zs} = \alpha_z \frac{M_{kh3zs}}{W_{k200}} = 1,9 \cdot \frac{98449}{1,57 \cdot 10^{-3}} = 119,1 \text{ MPa} \quad (4.73)$$

Kde

$W_{k240} [\text{m}^3]$	modul průřezu v krutu hřídele o průměru 240 mm
$W_{k200} [\text{m}^3]$	modul průřezu v krutu hřídele o průměru 200 mm
$J_{p240} [\text{m}^4]$	polární moment průřezu v krutu hřídele o průměru 240 mm
$J_{p20} [\text{m}^4]$	polární moment průřezu v krutu hřídele o průměru 200 mm
$h_{240} [\text{mm}]$	dvojnásobek vzdálenosti krajního vlákna od osy hřídele 240 mm
$h_{200} [\text{mm}]$	dvojnásobek vzdálenosti krajního vlákna od osy hřídele 200 mm
$\tau_{240zs} [\text{MPa}]$	napětí v krutu podél osy hřídele o průměru 240 mm při zaseknutí
$\tau_{200zs} [\text{MPa}]$	napětí v krutu podél osy hřídele o průměru 200 mm při zaseknutí
$r_z [\text{mm}]$	rádus v místě přechodu hřídele z 240 mm na 200 mm
$\alpha_z [-]$	součinitel tvaru pro krut

#### 4.7.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE TEORIE HMH PŘI ZASEKNUTÍ NEDRTITELNÝM PŘEDMĚTEM

V této podkapitole je výpočet redukovaného napětí hřídele v pracovním prostoru. Redukované napětí je počítáno dle teorie HMH pro houževnaté materiály [10] s.277.

$\sigma_{oyzs3} = 15,4 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.7.1, rovnice (4.60)

$\sigma_{oyBzs} = 38,1 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.7.1, rovnice (4.61)

$\sigma_{ozzs} = 44,3 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.7.2, rovnice (4.66)

$\sigma_{ozBzs} = 13,8 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.7.2, rovnice (4.67)

$\tau_{240zs} = 18,1 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.7.3, rovnice (4.69)

$$\begin{aligned} \sigma_{redzs3} &= \sqrt{\sigma_{oyzs3}^2 - \sigma_{oyzs3} \cdot \sigma_{ozzs} + \sigma_{ozzs}^2 + 3 \cdot \tau_{240zs}^2} \\ &= \sqrt{15,4^2 - 15,4 \cdot 44,3 + 44,3^2 + 3 \cdot 18,1^2} = 50 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.74)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{redBzs} &= \sqrt{\sigma_{oyBzs}^2 - \sigma_{oyBzs} \cdot \sigma_{ozBzs} + \sigma_{ozBzs}^2 + 3 \cdot \tau_{240zs}^2} \\ &= \sqrt{38,1^2 - 38,1 \cdot 13,8 + 13,8^2 + 3 \cdot 18,1^2} = 45,8 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.75)$$

Kde

$\sigma_{redzs} \text{ [MPa]}$  redukované napětí působící v místě ose třetího drtícího elementu při zaseknutí

$\sigma_{redBzs} \text{ [MPa]}$  redukované napětí působící v místě osy ložiska B při zaseknutí

V dalších výpočtech je uvažováno pouze maximální redukované napětí, které je v místě prostředního (třetího) drtícího elementu.

#### **4.7.5 VÝPOČET SOUČiniteLE BEZPEČNOSTI HŘÍDELE V PRACOVNÍM PROSTORU PŘI ZASEKNUTÍ**

Výpočetní část součinitele bezpečnosti hřídele v pracovním prostoru při zaseknutí, který je navržen z oceli ČSN 41 2050 (12050) [3].

$\sigma_{redzs} = 50 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.7.4, rovnice (4.74)

$\sigma_{D(12050)} = R_{p0,2(12050)} = 325 \text{ MPa}$ , [3]

$$k_{h240zs} = \frac{\sigma_{D(12040)}}{\sigma_{redzs3}} = \frac{325}{50} = 6,5 \quad (4.76)$$

Kde

$k_{h240zs} [-]$  součinitel bezpečnosti hřídele v pracovním prostoru při zaseknutí

$\sigma_{D(12050)} \text{ [MPa]}$  maximální dovolené napětí pro hřídele z oceli 12050

$R_{p0,2(12050)} \text{ [MPa]}$  smluvní mez kluzu materiálu 12050

Část hřídele v pracovním prostoru z hlediska bezpečnosti při zaseknutí nedrtitelného předmětu vyhovuje.

**4.7.6 VÝPOČET BEZPEČNOSTI ČÁSTI ZÚŽENÉHO HŘÍDELE ZA OZUBENÝM SOUKOLÍM**

Část hřídele, která přenáší dvojnásobný krouticí moment oproti předešlé části hřídele na ozubené soukolí, je zúžená na 200 mm kvůli montáži ložiska. Tato část hřídele je zkontrolována na krut.

$$\tau_{200zs} = 119,1 \text{ MPa}, \text{ viz kapitola 4.7.3, rovnice (4.73)}$$

$$\tau_{D(12050)} = R_{p0,2(12050)} = 325 \text{ MPa}, [3]$$

$$k_{h200zs} = \frac{\tau_{D(14020)}}{\tau_{200zs}} = \frac{325}{119,1} = 2,73 \quad (4.77)$$

$k_{h200zs}$  [-] součinitel bezpečnosti hřídele za ozubeným soukolím při zaseknutí  
 $\tau_{D(12050)}$  [MPa] maximální dovolené napětí v krutu hřídele z oceli 12050  
 $R_{p0,2(12050)}$  [MPa] smluvní mez kluzu materiálu 12050

Hřídel v zúžené části za ozubeným soukolím z hlediska bezpečnosti při zaseknutí drtiče nedrtitelným předmětem vyhovuje.

**4.8 VÝPOČET BEZPEČNOSTI HŘÍDELE PŘI DRCENÍ**

V této kapitole je uvažováno pravidelně se opakující namáhání hřídele vlivem drcení materiálu. Výpočet bezpečnosti je realizován pomocí korigované meze únavy.

**4.8.1 VÝPOČET KORIGOVANÉ MEZE ÚNAVY**

Korigovaná mez únavy je vypočtena podle Marinovy rovnice [10] s.346.

**Mez únavy zkušební tyče za rotace:**

$$R_{m(12050)} = 540 \text{ MPa}, [3]$$

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_{m(12050)} = 0,504 \cdot 540 = 272,1 \text{ MPa} \quad (4.78)$$

Kde

$R_{m(12050)}$  [MPa] mez pevnosti oceli 12050

$\sigma_{co}$  [MPa] mez únavy zkušební tyče za rotace oceli 12050

**Součinitel jakosti povrchu  $k_a$ :**

Parametry  $a_1$  a  $b_1$  jsou pro povrch dokončený obráběním určeny z TAB. 7-4 literatury [10] s. 346.

$$a_1 = 4,51, [10]$$

$$b_1 = -0,265, [10]$$

$$k_a = a_1 \cdot R_{m(12050)}^{b_1} = 4,51 \cdot 540^{-0,265} = 0,851 \quad (4.79)$$

Kde



$a_1, b_1 [-]$  parametry pro dokončení povrchové úpravy obráběním  
 $k_a [-]$  součinitel jakosti povrchu

**Součinitel velikosti tělesa  $k_b$ :**

Výpočet dle rovnice (7-19) [13]. Pro  $51 < D_{11} \leq 254$  je součinitel velikosti tělesa vyjádřen vzorcem:

$$k_b = 1,51 \cdot D_{11}^{-0,157} = 1,51 \cdot 240^{-0,157} = 0,639 \quad (4.80)$$

Kde  
 $k_b [-]$  součinitel velikosti tělesa

**Součinitel vlivu způsobu zatěžování pro krut je  $k_c = 0,59$  [10] s. 348.**

**Ostatní součinitele v Marinově rovnici jsou rovny 1.**

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot \sigma_{co} = 0,851 \cdot 0,639 \cdot 0,59 \cdot 272,1 = 87,3 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

Kde  
 $\sigma'_{co} [\text{MPa}]$  korigovaná mez únavy hřídele z oceli 12050

#### **4.8.2 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU PŘI DRCENÍ V OSE Y A Z**

V této podkapitole je vypočteno napětí v ohybu v ose y a z. Při drcení nastává stejná situace jako při zaseknutí, tudíž všechny vzorce jsou převzaty z kapitol 4.7.1, 4.7.2, 4.7.3. Změnou v těchto výpočtech jsou pouze hodnoty sil zatížení v jednotlivých osách. Stejně jako u výpočtů napětí v ohybu při zaseknutí, jsou spočteny ohybové momenty v místě osy třetího drtícího elementu a v místě ložiska B.

**Napětí v ohybu v ose y:**

$$\begin{aligned} L_{11} &= 95 \text{ mm, viz kapitola 4.7.1} \\ L_{12} &= 428 \text{ mm, viz kapitola 4.7.1} \\ L_{131} &= 575 \text{ mm, viz kapitola 4.7.1} \\ L_{14} &= 288 \text{ mm, viz kapitola 4.7.1} \\ q_1 &= 3190 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.23)} \\ q_2 &= 18233 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \text{ viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.24)} \\ F_{rAyv} &= -3879 \text{ N, viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.32)} \\ F_{osv} &= 42956 \text{ N, viz kapitola 4.5.1, rovnice (4.27)} \\ D_{11} &= 240 \text{ mm, viz kapitola 4.5.1} \\ W_{o240y,z} &= 1,357 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3, \text{ viz kapitola 4.7.1, rovnice (4.59)} \end{aligned}$$

$$M_{ozv3} = q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left( \frac{L_{11} + L_{12}}{2} + L_{131} \right) - F_{rAyv} \cdot (L_{12} + L_{131}) + q_2 \cdot \frac{L_{131}^2}{2} \quad (4.82)$$

$$M_{ozv3} = 3190 \cdot (0,095 + 0,428) \cdot \left( \frac{0,095 + 0,428}{2} + 0,575 \right) - 3879 \cdot (0,428 + 0,575) + 18233 \cdot \frac{0,575^2}{2} = 519 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ozBv} = q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left( \frac{L_{11} + L_{12}}{2} + 2 \cdot L_{131} + L_{14} \right) - F_{rAyv} \cdot (L_{12} + 2 \cdot L_{131} + L_{14}) + q_2 \cdot 2 \cdot L_{131} \cdot (L_{131} + L_{14}) + q_1 \cdot \frac{L_{14}^2}{2} \quad (4.83)$$

$$M_{ozBv} = 3190 \cdot (0,095 + 0,428) \cdot \left( \frac{0,095 + 0,428}{2} + 2 \cdot 0,575 + 0,288 \right) - 3879 \cdot (0,428 + 2 \cdot 0,575 + 0,288) + 18233 \cdot 2 \cdot 0,575 \cdot (0,575 + 0,288) + 3190 \cdot \frac{0,288^2}{2} = 13824 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{oyv3} = \frac{M_{ozv3}}{W_{0240z}} = \frac{519}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 0,4 \text{ MPa} \quad (4.84)$$

$$\sigma_{oyBv} = \frac{M_{ozBv}}{W_{0240z}} = \frac{13824}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 10,1 \text{ MPa} \quad (4.85)$$

Kde

$M_{ozv3} [N \cdot m]$	ohybový moment v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při drcení
$M_{ozBv} [N \cdot m]$	ohybový moment v ose z v místě osy ložiska B při drcení
$\sigma_{oyv3} [MPa]$	napětí v ohybu v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při drcení
$\sigma_{oyBv} [MPa]$	napětí v ohybu v ose y v místě osy ložiska B při drcení

#### Napětí v ohybu v ose z:

$L_{21} = 95 \text{ m}$ , viz kapitola 4.7.2

$L_{22,3} = 1003 \text{ mm}$ , viz kapitola 4.7.2

$L_{23,3} = 863 \text{ mm}$ , viz kapitola 4.7.2

$L_{24} = 354 \text{ mm}$ , viz kapitola 4.7.2

$F_v = 40220 \text{ N}$ , viz kapitola 4.3.2, rovnice (4.6)

$F_{zos2v} = 14097 \text{ N}$ , viz kapitola 4.4.1, rovnice (4.12)

$$F_{rBzv3} = \frac{F_v \cdot L_{22,3} + F_{zos2v} \cdot (L_{22,3} + L_{23,3} + L_{24})}{(L_{22,3} + L_{23,3})} = \frac{40220 \cdot 1,003 + 14097 \cdot (1,003 + 0,863 + 0,354)}{(1,003 + 0,863)} = 38390 \text{ N} \quad (4.86)$$

$$F_{rAzv3} = F_v - F_{rBzv3} + F_{zos2v} = 40220 - 38390 + 14097 = 15927 \text{ N} \quad (4.87)$$

$$M_{oyv3} = -F_{rAzv3} \cdot L_{22,3} = -15927 \cdot 1,003 = -15974 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.88)$$

$$M_{oyBv} = -F_{rAzv3} \cdot (L_{22,3} + L_{23,3}) + F_v \cdot L_{23,3} \\ = -15927 \cdot (1,003 + 0,863) + 40220 \cdot 0,863 = 5006 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.89)$$

$$\sigma_{ozv3} = \frac{M_{oyv3}}{W_{o240y}} = \frac{|-15974|}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 11,8 \text{ MPa} \quad (4.90)$$

$$\sigma_{ozBv} = \frac{M_{oyBv}}{W_{o240y}} = \frac{5006}{1,357 \cdot 10^{-3}} = 3,7 \text{ MPa} \quad (4.91)$$

Kde

$F_{rBzv3}$ [N]	reakční síla v místě osy ložiska B v ose z při drcení (třetí element)
$F_{rAzv3}$ [N]	reakční síla v místě osy ložiska A v ose z při drcení (třetí element)
$M_{oyv3}$ [N · m]	ohybový moment v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při drcení
$M_{oyBv}$ [N · m]	ohybový moment v ose y v místě osy ložiska B při drcení
$\sigma_{ozv3}$ [MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při drcení
$\sigma_{ozBv}$ [MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy ložiska B při drcení

#### **4.8.3 VÝPOČET NAPĚTÍ V KRUTU PŘI DRCENÍ**

Při drcení materiálu působí na hřídel v pracovní oblasti nárazově kroutící moment, který je spočten v kapitole 4.2.2.

$$M_{kh1v} = 13072 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ viz kapitola 4.2.2, rovnice (4.7)}$$

$$W_{k240} = 2,714 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3, \text{ viz kapitola 4.7.3, rovnice (4.68)}$$

$$\tau_{240v} = \frac{M_{kh1v}}{W_{k240}} = \frac{13072}{2,714 \cdot 10^{-3}} = 4,8 \text{ MPa} \quad (4.92)$$

Kde

$$\tau_{240v} \text{ [MPa]} \quad \text{napětí v krutu podél osy hřídele o průměru 240 mm při drcení}$$

#### **4.8.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE TEORIE HMH PŘI DRCENÍ**

Redukované napětí je počítáno dle teorie HMH pro houževnaté materiály [10] s.277.

$$\sigma_{oyv3} = 0,4 \text{ MPa}, \text{ viz kapitola 4.8.2, rovnice (4.84)}$$

$$\sigma_{oyBv} = 10,1 \text{ MPa}, \text{ viz kapitola 4.8.2, rovnice (4.85)}$$

$$\sigma_{ozv3} = 11,8 \text{ MPa}, \text{ viz kapitola 4.8.2, rovnice (4.90)}$$

$$\sigma_{ozBv} = 3,7 \text{ MPa}, \text{ viz kapitola 4.8.2, rovnice (4.91)}$$

$$\tau_{240} = 4,8 \text{ MPa}, \text{ viz kapitola 4.8.3, rovnice (4.92)}$$

$$\sigma_{redv3} = \sqrt{\sigma_{oyv3}^2 - \sigma_{oyv3} \cdot \sigma_{ozv3} + \sigma_{ozv3}^2 + 3 \cdot \tau_{240v}^2} \\ = \sqrt{0,4^2 - 0,4 \cdot 11,8 + 11,8^2 + 3 \cdot 4,8^2} = 14,3 \text{ MPa} \quad (4.93)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{redBv} &= \sqrt{\sigma_{oyBv}^2 - \sigma_{oyBv} \cdot \sigma_{ozBv} + \sigma_{ozBv}^2 + 3 \cdot \tau_{240v}^2} \\ &= \sqrt{10,1^2 - 10,1 \cdot 3,7 + 3,7^2 + 3 \cdot 4,8^2} = 12,1 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (4.94)$$

Kde

$\sigma_{redv3}$  [MPa] redukované napětí působící v místě ose třetího drtícího elementu při drcení

$\sigma_{redBv}$  [MPa] redukované napětí působící v místě osy ložiska B při drcení

V dalších výpočtech je uvažováno pouze maximální redukované napětí, které je v místě prostředního (třetího) drtícího elementu.

#### **4.8.5 VÝPOČET SOUČiniteLE BEZPEČNOSTI HŘÍDELE PŘI DRCENÍ POMOCÍ KORIGOVANÉ MEZE ÚNAVY**

Pro hřídel v části pracovního prostoru je počítán součinitel bezpečnosti z hlediska únavy při drcení.

$\sigma_{redv3} = 14,3 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.8.4, rovnice (4.93)

$\sigma'_{co} = 87,3 \text{ MPa}$ , viz kapitola 4.8.1, rovnice (4.81)

$$k_{h240v} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{redv}} = \frac{87,3}{14,3} = 6,1 \quad (4.95)$$

Kde

$k_{h240v}$  [–] součinitel bezpečnosti hřídele v pracovním prostoru, který je kontrolován na únavu při drcení

Hřídel v části pracovního prostoru z hlediska bezpečnosti při kontrole na únavu vyhovuje.

## 5. PEVNOSTNÍ ANALÝZA VE VÝPOČETNÍM PROGRAMU

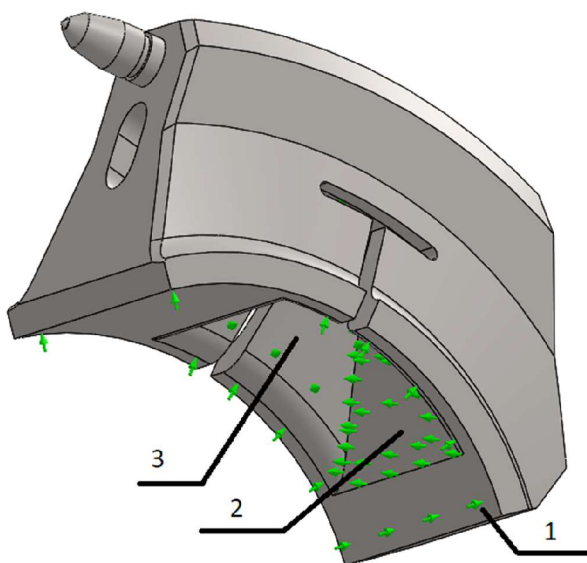
Pevnostní analýza je vypracována v programu SOLIDWORKS 2020 s nastavbou SIMULATION. Pro analýzu jsou brány hodnoty zatížení z kapitoly 4. Jako stav zatížení je uvažován pouze případ zaseknutí drtiče vlivem nedrtitelného předmětu v místě prostředního drtícího elementu. Výsledkem je posouzení bezpečnosti daných součástí stroje.

### 5.1 SEGMENT S HROTEM

V této části je provedena nejprve pevnostní analýza soustavy výměnného segmentu s hrotem. Následně vlivem částečné destrukce hrotu je předpoklad rozložení síly na přední plochu segmentu.

#### 5.1.1 ZAVAZBENÍ SEGMENTU

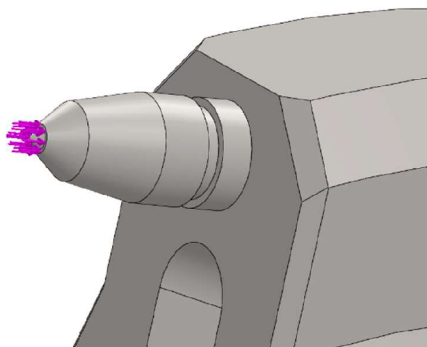
Nejprve je provedena náhrada nosiče segmentů pomocí posuvných vazeb. Dosedací válcová plocha je zavazbena zamezením translace pomocí válcových ploch (1). Dosedací plochy na přední a zadní část výběžku nosiče jsou nahrazeny zamezením translace ve směru kolmém k těmto plochám (2). Jako poslední jsou zavazbeny boční plochy výběžku nosiče pomocí zamezení translace ve směru kolmém k těmto rovinám (3).



Obr. 5.1 Zobrazení zavazbení segmentu s hrotem - 1 - Pomocí válcových ploch, 2 - Ve směru kolmém k přední a zadní ploše výběžku nosiče, 3 - Ve směru kolmém k bočním plochám výběžku nosiče

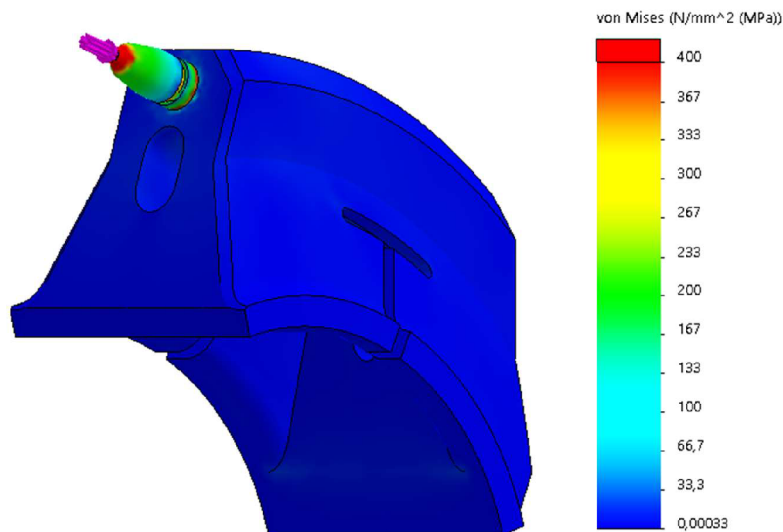
### 5.1.2 ZATÍŽENÍ SILOU $F_{zs}$ SEGMENTU S HROTEM

Nejprve je zatížení simulováno silou  $F_{zs}$  s působišťem kolmo na plochu hrotu viz kapitola 4.2.1.



Obr. 5.2 Zobrazení zatížení silou  $F_{zs}$  na plochu hrotu

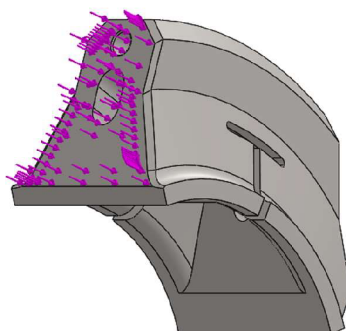
Následně je programem vytvořena automatická síť a je spuštěna analýza. Minimální mez kluzu manganových ocelí je v rozmezí 345 až 414 MPa [14]. Pro výpočet je brána nejmenší hodnota meze kluzu.



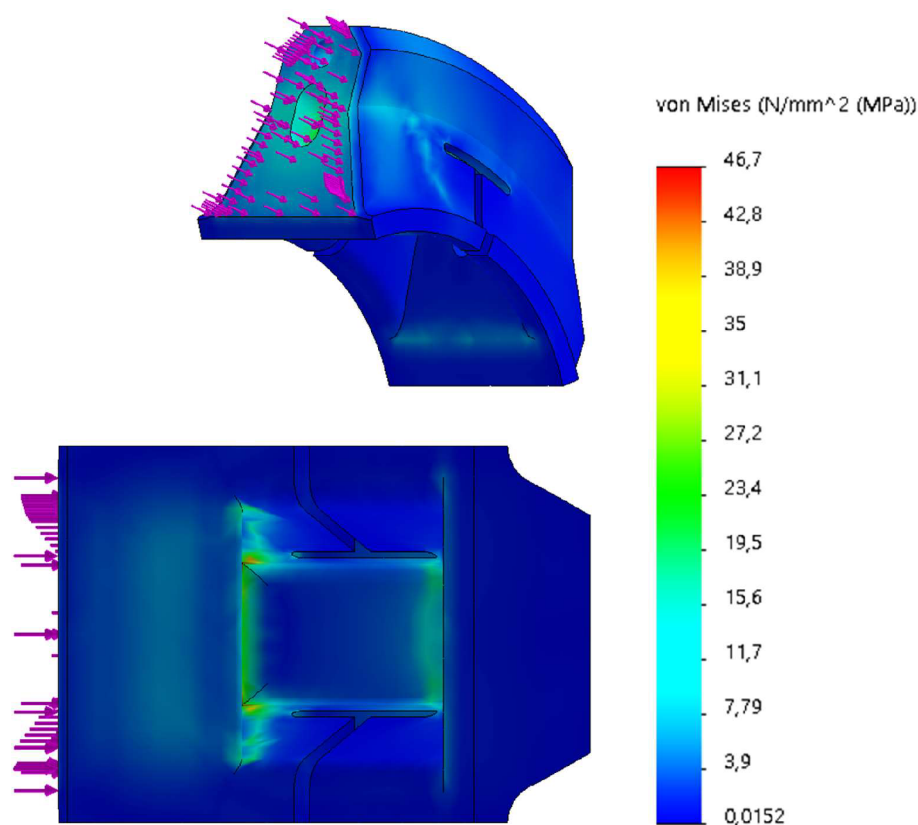
Obr. 5.3 Výsledná pevnostní analýza zatížení segmentu s hrotem

Z analýzy vyplývá, že dojde k překročení meze kluzu materiálu a k pravděpodobnému zničení hrotu. Maximální hodnota napětí na hrotu dosahuje 2480 MPa. Následně je provedeno zjemnění sítě v kritických oblastech segmentu. Kritická místa se nachází v rozích vnitřních ploch, viz Obr. 5.5.

Dále je simulována situace, kdy krouticí moment  $M_{kh1,2zs}$  vyvolán reakční silou  $F_{zs}$  bude působit na přední plochu vyměnitelného segmentu (absence hrotu).



Obr. 5.4 Zatížení krouticím momentem  $M_{kh1,2zs}$  na přední plochu segmentu



Obr. 5.5 Výsledná pevnostní analýza zatížení segmentu při absenci hrotu, základní pohled a pohled zespoda

Z analýzy vyplývá, že největší napětí je v oblasti dotyku přední plochy výběžku nosiče s vnitřní přední plochou segmentu. Tato hodnota nabývá až 46,7 MPa.

**5.1.3 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI SEGMENTU**

$\sigma_{mn} = 345 \text{ MPa}$ , viz kapitola 5.1.2

$\sigma_{segmax} = 46,7 \text{ MPa}$ , viz kapitola 5.1.2

$$k_{seg} = \frac{\sigma_{mn}}{\sigma_{segmax}} = \frac{345}{46,7} = 7,4 \quad (5.1)$$

Kde

$\sigma_{mn} [\text{MPa}]$             minimální mez kluzu manganové oceli

$\sigma_{segmax} [\text{MPa}]$         maximální napětí v kritické oblasti segmentu

$k_{seg} [-]$                 součinitel bezpečnosti segmentu

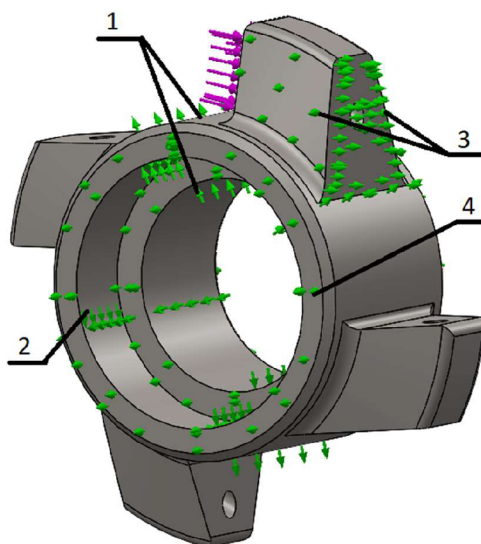
Segment z hlediska bezpečnosti při zaseknutí vlivem nedrtitelného předmětu vyhovuje.

**5.2 NOSIČ SEGMENTŮ**

V této podkapitole je provedena pevnostní analýza nosiče segmentů s použitím náhrad. Zatížen je pouze jeden výběžek segmentu v okamžiku zaseknutí.

**5.2.1 ZAVAZBENÍ NOSIČE SEGMENTŮ**

Nosič segmentů je zavazben pomocí zamezení translaci ploch. Je provedena náhrada hřídele a segmentů pomocí válcové plochy, zamezující rozpínání hřídele (1) a náhrada upínacího hřídelového pouzdra pomocí válcové plochy, zamezující translaci ve všech směrech (2). Výběžek nosiče je zavazben pomocí zamezení translace na bočních plochách a zadní ploše, a to ve směru kolmém k těmto plochám (3). Dále je zamezena translace bočních ploch nosiče (4).

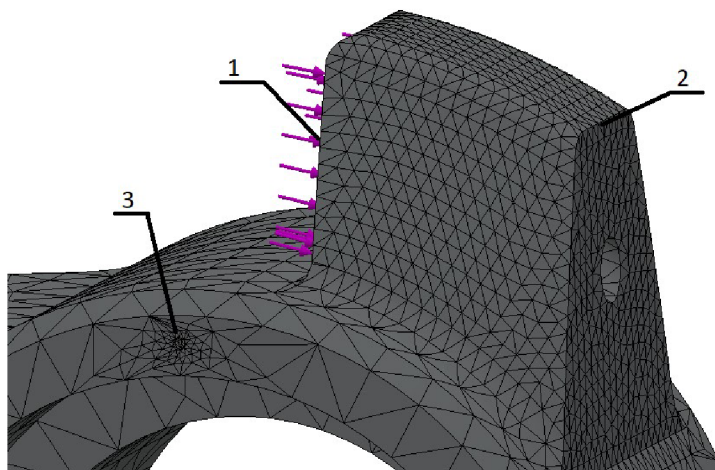


Obr. 5.6 Zobrazení zavazbení nosiče segmentů – 1 – Pomocí válcových ploch, 2 – Pomocí válcových ploch ve všech směrech, 3 – Ve směru kolmém k bočním a zadní ploše výběžku, 4 – Ve směru kolmém k bokům nosiče



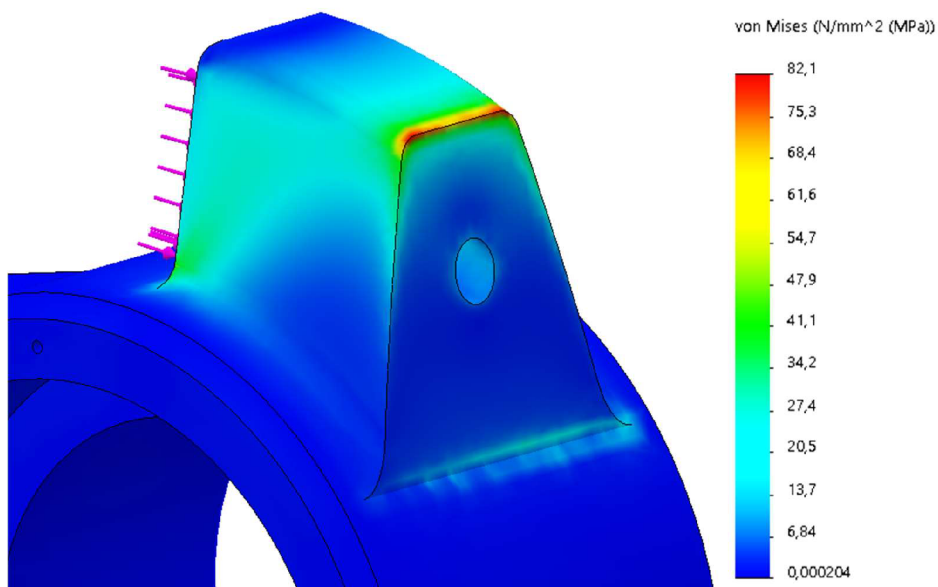
### 5.2.2 ZATÍŽENÍ KROUTÍCÍM MOMENTEM PŘENESENÉHO ZE SEGMENTU

Nosič segmentů je zatížen kroučícím momentem  $M_{kh1,2zs}$ , přeneseným z vnitřní přední stěny segmentu na přední plochu nosiče segmentů (1). Programem je vytvořena automatická síť, jsou zajištěna kritická místa a následně je síť v těchto místech zjemněna. Kritickým místem je hrana horní a zadní plochy nosiče segmentu (2). Zjemnění síť v oblasti díry pro naváděcí kolík (3).



Obr.5.7 Zobrazení zatížení a sítě nosiče segmentů - 1 - Zatížení kroučícím momentem  $M_{kh1,2zs}$  na přední plochu výběžku nosiče segmentů, 2 - Zjemnění sítě v kritickém místě, 3 - Zjemnění sítě v oblasti díry pro naváděcí kolík

Následuje spuštění analýzy a vyhodnocení maximálního napětí v kritickém místě, které dosahuje hodnoty 82,1 MPa.



Obr. 5.8 Výsledná pevnostní analýza zatížení nosiče segmentů

### **5.2.3 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI NOSIČE SEGMENTŮ**

$\sigma_{D(11523)} = 355 \text{ MPa}$ , viz [14]

$\sigma_{nsmax} = 82,1 \text{ MPa}$ , viz kapitola 5.2.2

$$k_{ns} = \frac{\sigma_{D(11523)}}{\sigma_{nsmax}} = \frac{355}{82,1} = 4,3 \quad (5.2)$$

Kde

$\sigma_{D(11523)}$  [MPa]      maximální dovolené napětí pro nosič segmentů z oceli 11523

$\sigma_{nsmax}$  [MPa]      maximální napětí v kritické oblasti nosiče segmentů

$k_{ns}$  [–]              součinitel bezpečnosti nosiče segmentů

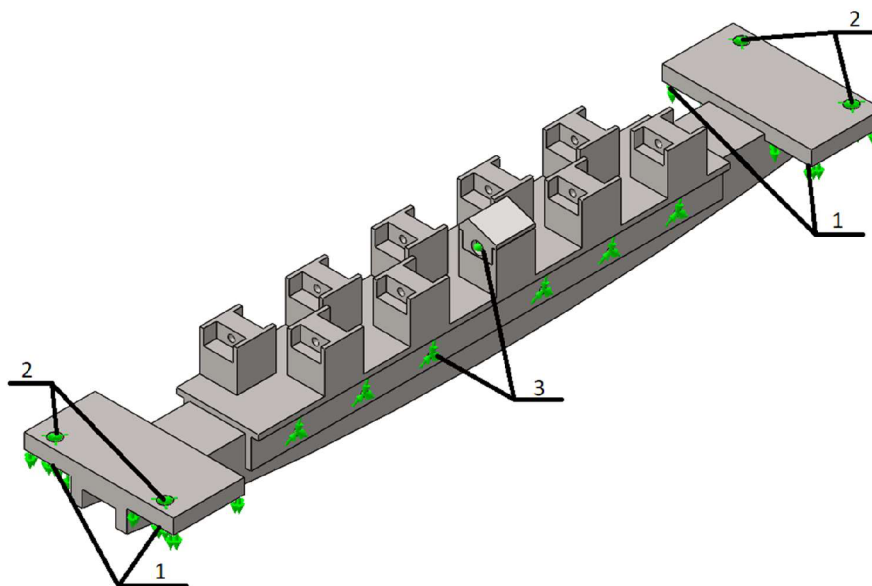
Nosič segmentů z hlediska bezpečnosti při zaseknutí vlivem nedrtitelného předmětu vyhovuje.

### **5.3 NOSNÍK S DRTÍCÍMI BŘÍTY**

Při drcení může nastat situace, že nedrtitelný předmět propadne drticím prostorem a zasekne se až o drticí břit. Pevnostní analýza je provedena na kompletní sestavě nosníku s drticími břity. Pro analýzu je uvažován pouze jeden stav zaseknutí nedrtitelného předmětu, kterým je zaseknutí o prostřední břit. Kvůli zjednodušení a zrychlení výpočtu jsou ostatní břity, které nejsou v daný moment zatíženy, v sestavě potlačeny (odstraněny).

#### **5.3.1 ZAVAZBENÍ NOSNÍKU S DRTÍCÍMI BŘÍTY**

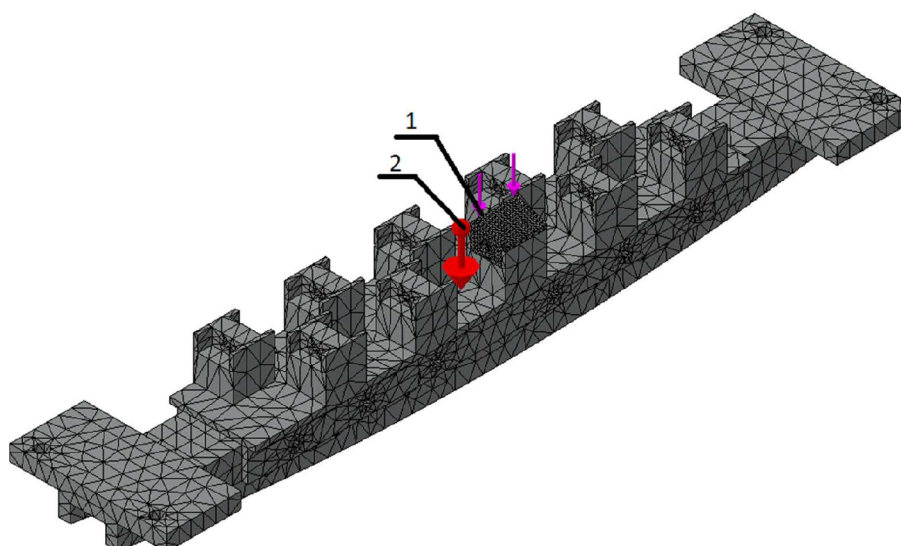
Nosník s drticími břity je uložen na úchytech a sešroubován s frémou drtiče. Náhrada úchyty pro nosník je zavazbena pomocí zamezení translace ve směru kolmém k dotykovým plochám nosníku a úchyty nosníku (1). Šroubový spoj nosníku a frémy je nahrazen zamezením translace pomocí válcových ploch (2). Nosič břitů je sešroubován s nosníkem, břit je sešroubován s nosičem břitů a náhrada těchto šroubových spojů je realizována zamezením translací pomocí válcových ploch (3). Kontakty všech součástí soustavy jsou řešeny pomocí funkce globálního kontaktu – žádný průnik.



Obr. 5.9 Zobrazení zavazbení nosníku s drticími břity - 1 - Ve směru kolmém k plochám úchytu, 2 - Pomocí válcových ploch, 3 - Pomocí válcových ploch

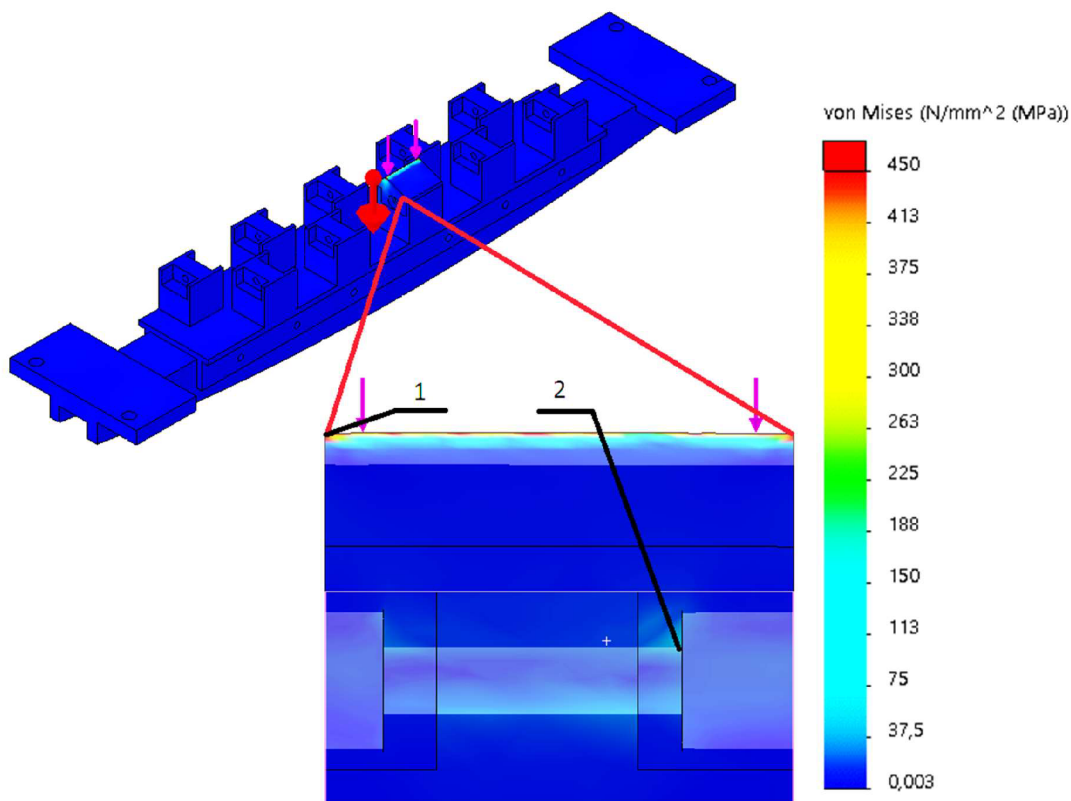
### 5.3.2 ZATÍŽENÍ NOSNÍKU S DRTICÍMI BŘITY

Nosník je zatížen silou  $F_{zs}$  vzniklou vniknutím nedrtitelného předmětu (1) a vlastní tíhou (2). Směr síly od nedrtitelného předmětu závisí na velikosti vniklého předmětu. Pro zatěžující stav je brán pouze směr síly totožný se směrem tíhového zrychlení. Programem je vytvořena automatická síť, zjištěny kritické místa a následné zjemnění sítě v těchto místech.



Obr. 5.10 Zobrazení zatížení a sítě nosníku s drticími břity – 1 - Zatížení silou  $F_{zs}$  na prostřední břit ve stejném směru jako tíhové zrychlení, 2 – Zatížení vlastní tíhou

Následuje spuštění analýzy a vyhodnocení maximálního napětí v kritickém místě břitu, které má hodnotu 3113 MPa (1). Z analýzy vyplývá, že dojde k překročení meze kluzu zvoleného materiálu pro břit a dochází k částečné deformaci břitu. Hodnota maximálního napětí pro ostatní součásti nosníku a nosiče břitu je v místě řezu držáku břitu a má hodnotu 142 MPa (2).



Obr. 5.11 Výsledná pevnostní analýza zatížení nosníku s drticími břity - 1 - Kritické místo břitu, 2 - Kritické místo nosiče břitu v řezu

### 5.3.3 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI NOSNÍKU S BŘITY

$$\sigma_{D(11523)} = 355 \text{ MPa, viz [14]}$$

$$\sigma_{nsbmax} = 142 \text{ MPa, viz kapitola 5.3.2}$$

$$k_{nsb} = \frac{\sigma_{D(11523)}}{\sigma_{nsbmax}} = \frac{355}{142} = 2,5 \quad (5.3)$$

Kde

$\sigma_{D(11523)}$  [MPa] maximální dovolené napětí pro nosník s břity z oceli 11523

$\sigma_{nsbmax}$  [MPa] maximální napětí v kritické oblasti nosiče břitu

$k_{nsb}$  [-] součinitel bezpečnosti nosiče břitu

Nosník s drticími břity z hlediska bezpečnosti při zaseknutí vlivem nedrtitelného předmětu vyhovuje.

## ZÁVĚR

Diplomová práce je rozdělena do několika částí. První kapitola se zabývá teorií zdrobňování hornin a vlastnostmi drcených materiálů. Na základě těchto poznatků je dále proveden průzkum průmyslových řešení drtičů. Každý typ drtiče má své specifikace, okruh použití, a samozřejmě výhody a nevýhody, které jsou zde popsány. Závěrem první kapitoly je výčet několika větších firem, které vyrábí zubové drtiče s výměnnými hroty, drticími segmenty a nosnými elementy. Jedná se o novější typ drtičů, proto se o nich dá najít pouze omezené množství informací, a to převážně na webových stránkách firem výrobců.

V druhé kapitole je popsán a zdůvodněn rozbor vlastního návrhu konstrukčního řešení, který je zčásti inspirován dostupnými informacemi výrobců těchto drtičů. Celé konstrukční řešení bylo konzultováno s firmou RESTA s.r.o. tak, aby toto řešení mohlo být užito pro další úpravy, dle následných požadavků na drtič (uchycení drtiče do nosné konstrukce stroje, kompletní návrh převodové skříně apod.) a uvedení stroje do výroby. Konstrukce je navržena se snadnou výměnou hrotů a drticích elementů bez nutnosti demontáže hřídele. Díky nosníku s drticími břity umístěnými ve spodní části stroje je zaručena maximální výstupní zrnitost vápence do 120 mm.

Třetí kapitola pojednává o výpočtech základních parametrů drtiče jako je stupeň rozpojení, maximální teoretický hmotnostní výkon drtiče, výběr elektromotoru a následné kontroly z hlediska potřebného příkonu pro drcení vápence.

Ve čtvrté kapitole jsou provedeny analytické výpočty základních částí drtiče. Nejprve je rámcově navržena převodová skříně. Poté jsou vypočteny reakční síly v ložiskách, jak při běžném chodu, tak při zaseknutí nedrtitelným předmětem. Za pomoci těchto výsledků jsou vybrána soudečková naklápěcí ložiska. Poté je proveden výpočet bezpečnosti hřídele při zaseknutí a bezpečnosti při běžném chodu užitím korigované meze únavy.

V poslední kapitole jsou části stroje podrobeny pevnostní analýze, která je provedena v programu Solidworks 2020 s doplňkem Simulation. Tato analýza se zabývá pouze situací při zaseknutí drtiče nedrtitelným předmětem a posuzuje bezpečnost drticích elementů, nosiče drticích elementů a nosníku s drticími břity.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

### Normy:

[1] ČSN 41 4220 (414220) *A Ocel 14 220 Mn-Cr*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1978. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>

[2] ČSN 01 4608 (014608) *A Ozubená kola. Moduly*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>

[3] ČSN 41 2050 (412050) *A Ocel 12 050*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1978. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>

[4] ČSN EN 14580 (721165) *A Zkušební metody přírodního kamene - Stanovení statického modulu pružnosti*. Praha: Český normalizační institut, 2005. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>

### Literatura:

[5] ČEP, Hynek a Renáta ŠPÍRKOVÁ. *Technologie úpravy kameniva*. Brno: Těžební unie, 1997.

[6] DINTER, Oskar. *Drcení a mletí nerostných surovin*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:9dbc1fc0-4696-11e7-aac4-005056827e51>

[7] MALÁŠEK, Jiří. *Stroje pro výrobu stavebních materiálů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2004. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

[8] POLUS, Emil. *Úpravárenské stroje I: drtiče a mechanické třídače pro průmysl kamene, výrobu maltovin a lehčených stavebních hmot*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1970. Učební texty vysokých škol.

[9] POLICKÝ, Zdeněk. *Úpravárenské stroje*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.

[10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:6789ee90-02bf-11e5-a8ce-005056827e52>

[11] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN 80-7226-311-0.

[12] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.

[13] POLICKÝ, Zdeněk. *Keramické a úpravárenské stroje*. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1989, 1.. Učební texty vysokých škol.

[14] FREMUNT, P.; PODRÁBSKÝ, T. Konstrukční oceli. Brno: CERM, 1996, 261 s. ISBN 80-858-6795-

#### Webby:

[15] Double Roll Crushers | McLanahan. *Aggregate, Mineral and Agricultural Equipment | McLanahan* [online]. Copyright ©2020 McLanahan. [cit. 28.01.2020]. Dostupné z: <https://www.mclanahan.com/products/double-roll-crushers>

[16] Joy MVT-II 600 Mineral Sizer - Surface Mining | Komatsu Mining Corp. . *Home | Komatsu Mining Corp.* [online]. Dostupné z: <https://mining.komatsu/product-details/mvt-ii-600>

[17] HAZEMAG -CENTER SIZERS | HCS. [online]. Copyright © 2020 HAZEMAG [cit. 28.01.2020]. Dostupné z: <https://www.hazemag.com/en/products/center-sizers-hcs/>

[18] Kamenivo | eBeton - Specialista na beton. *eBeton | eBeton - Specialista na beton* [online]. Dostupné z: <http://www.ebeton.cz/pojmy/kamenivo>

[19] MMD Group of Companies - Home [online]. Copyright © 2016 cPanel, Inc. [cit. 21.05.2020]. Dostupné z: <http://www.mmdsizers.com/>

[20] Elektromotory SIEMENS | Elektromotory .net. *Elektromotory SIEMENS | Elektromotory .net* [online]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/>

[21] Tangenciální nože - Navařitelné štolý - nůž s dřikem - ploché zuby - vrtné šárošky . *Listová dláta - Vrtné nástroje - vrtné šneky - kotevní technika* [online]. Copyright © 2020 STAGEO, spol. s r.o., [cit. 21.05.2020]. Dostupné z: <http://www.stageo.cz/index.php?nid=8028&lid=cs&oid=1544240>

[22] SKF. [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings>

[23] ARKOV. [online]. Dostupné z: <https://www.arkov.cz/p/24048-cc-c3w33-lozisko-soudeckove-dvourade-valcova-dira-skf-15761>

[24] VOITH. [online]. Dostupné z: [http://voith.com/corp-en/products-services\\_connection-components-couplings\\_fluid-couplings.html?120475%5B%5D=0](http://voith.com/corp-en/products-services_connection-components-couplings_fluid-couplings.html?120475%5B%5D=0)

[25] FLENDER. [online]. Copyright © Flender 2017 [cit. 21.05.2020]. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/Products/Couplings/FLUDEX-Fluid-Coupling/p/ATN02901>

[26] Upínací pouzdro SIT-LOCK 1 - 200 x 260 | Mateza.cz. *Mateza.cz | Ložiska, řemeny, těsnění | Doručení do 48 hod | Mateza.cz* [online]. Copyright © [cit. 21.06.2020]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/upinaci-pouzdro-sit-lock-1-200-x-260>

[27] *Power Transmission Solutions | Technical Applications | SIT S.p.A.* [online]. Copyright © [cit. 21.06.2020]. Dostupné z: [https://sitspa.com/wp-content/uploads/\\_documents/en/SIT-LOCK-locking-devices.pdf](https://sitspa.com/wp-content/uploads/_documents/en/SIT-LOCK-locking-devices.pdf)

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_1, b_1$	[–]	parametry pro dokončení povrchové úpravy obráběním
$A_k$	[ $J$ ]	potřebná práce pro drcení (Kirpičevova teorie)
$B_h$	[ $mm$ ]	délka pracovní části hřídele
$b_{tp}$	[ $mm$ ]	šířka těsného pera
$C_{0min}$	[ $kN$ ]	minimální statická únosnost ložiska
$C_{min}$	[ $kN$ ]	minimální dynamická únosnost ložiska
$D$	[ $mm$ ]	maximální velikost středního rozměru (průměru) vstupního zrna
$d$	[ $mm$ ]	maximální velikost středního rozměru (průměru) výstupního zrna
$D_{11}$	[ $mm$ ]	průměr části hřídele od počátku po ozubené kolo
$D_{12}$	[ $mm$ ]	průměr hřídele od počátku ozubeného kola po konec hřídele
$d_{del}$	[ $mm$ ]	šířka jednoho drtícího elementu
$D_{hr}$	[ $mm$ ]	průměr špičky hrotu BTK16
$dl_{\xi}$	[–]	vzdálenost os prvního a posledního drtícího elementu
$d_{os1,2}$	[ $mm$ ]	průměr roztečných kružnic ozubeného soukolí
$D_{stř}$	[ $mm$ ]	střední průměr válce s drtícími elementy (v místě poloviny zubové mezery)
$E$	[ $MPa$ ]	modul pružnosti rozemílaného materiálu
$E_v$	[ $MPa$ ]	modul pružnosti v tlaku vápence
$F_{cos1,2v}$	[ $N$ ]	výsledné vazbové reakce působící na ozubené soukolí při běžném chodu drtiče
$F_{cos1,2zs}$	[ $N$ ]	výsledné vazbové reakce působící na ozubené soukolí při vniknutí nedrtitelného předmětu
$F_{osv}$	[ $N$ ]	zatížení od ozubeného soukolí při běžném chodu včetně hmotnosti ozub. kola
$F_{oszs}$	[ $N$ ]	zatížení od ozubeného soukolí při zaseknutí včetně hmotnosti ozub. kola
$F_{rAyv,zs}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě ložiska A v ose y při drcení nebo zaseknutí
$F_{rAzv,zs1}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě ložiska A v ose z, při drcení nebo zaseknutí (první element)
$F_{rAzv,zs5}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě ložiska A v ose z, při drcení nebo zaseknutí (pátý element)
$F_{rAzv3}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě osy ložiska A v ose z při drcení (třetí element)
$F_{rAzs3}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě osy ložiska A v ose z při zaseknutí (třetí element)
$F_{rByv,zs}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě ložiska B v ose y při drcení nebo zaseknutí
$F_{rBzv,zs1}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě ložiska B v ose z, při drcení nebo zaseknutí (první element)
$F_{rBzv,zs5}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě ložiska B v ose z, při drcení nebo zaseknutí (pátý element)
$F_{rBzv3}$	[ $N$ ]	reakční síla v místě osy ložiska B v ose z při drcení (třetí element)



$F_{rBz3}$	[N]	reakční síla v místě osy ložiska B v ose z při zaseknutí (třetí element)
$F_{rcAv1}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska A při běžném chodu (první element)
$F_{rcAv5}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska A při běžném chodu (pátý element)
$F_{rcAzs1}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska A při zaseknutí (první element)
$F_{rcAzs5}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska A při zaseknutí (pátý element)
$F_{rcBv1}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska B při běžném chodu (první element)
$F_{rcBv5}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska B při běžném chodu (pátý element)
$F_{rcbz1}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska B při zaseknutí (první element)
$F_{rcBzs5}$	[N]	celková reakční síla v místě ložiska B při zaseknutí (pátý element)
$F_{ros1,2v}$	[N]	radiální síla ozubeného soukolí při běžném chodu drtiče
$F_{ros1,2zs}$	[N]	radiální síla ozubeného soukolí při vniknutí nedrtitelného předmětu
$f_{im}$	[–]	součinitel tření pro tvrdé a suché materiály
$F_{tos1,2max}$	[N]	maximální přípustná obvodová síla na v ozubeném soukolí
$F_{tos1,2v}$	[N]	obvodová síla ozubeného soukolí při běžném chodu drtiče
$F_{tos1,2zs}$	[N]	obvodová síla ozubeného soukolí při vniknutí nedrtitelného předmětu
$F_v$	[N]	reakční síla vápence působící na hrot
$F_{yos1,2v}$	[N]	vazbové reakce na hřídelech v ose y při běžném chodu drtiče
$F_{yos1,2zs}$	[N]	vazbové reakce na hřídelech v ose y při vniknutí nedrtitelného předmětu
$F_{zos1,2v}$	[N]	vazbové reakce na hřídelech v ose z při běžném chodu drtiče
$F_{zos1,2zs}$	[N]	vazbové reakce na hřídelech v ose z při vniknutí nedrtitelného předmětu
$F_{zs}$	[N]	reakční síla působící na hrot při zaseknutí nedrtitelným předmětem
$h_{200}$	[mm]	dvojnásobek vzdálenosti krajního vlákna od osy hřídele 200 mm
$h_{240}$	[mm]	dvojnásobek vzdálenosti krajního vlákna od osy hřídele 240 mm
$i_{12,34,56}$	[–]	převodové poměry mezi jednotlivými stupni převodovky
$i_{cp}$	[–]	celkový převodový poměr navržené převodovky s čelním ozubením
$J_{240}$	[m <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu v ohybu hřídele 240 mm v ose y a z
$J_{p200}$	[m <sup>4</sup> ]	polární moment průřezu v krutu hřídele o průměru 200 mm
$J_{p240}$	[m <sup>4</sup> ]	polární moment průřezu v krutu hřídele o průměru 240 mm
$k_a$	[–]	součinitel jakosti povrchu

$k_b$	[–]	součinitel velikosti tělesa
$K_{h1,2}$	[–]	korekční součinitele pro hrubé drcení tvrdých materiálů
$K_{h200zs}$	[–]	součinitel bezpečnosti hřídele za ozubeným soukolím při zaseknutí
$K_{h240v}$	[–]	součinitel bezpečnosti hřídele v pracovním prostoru, který kontrolován na únavu při drcení
$K_{h240zs}$	[–]	součinitel bezpečnosti hřídele v pracovním prostoru při zaseknutí
$K_{hpn}$	[–]	součinitel bezpečnosti kratšího hřídele
$K_{nlož}$	[–]	návrhový součinitel bezpečnosti pro ložiska
$K_{ns}$	[–]	součinitel bezpečnosti nosiče segmentů
$K_{nsb}$	[–]	součinitel bezpečnosti nosiče břitů
$K_{seg}$	[–]	součinitel bezpečnosti segmentu
$K_{tos1,2}$	[–]	bezpečnostní koeficient ozubeného soukolí z hlediska maximální přípustné obvodové síly
$K_{vos1,2}$	[–]	součinitel vnitřních dynamických sil ozubeného soukolí
$L_{11}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska A od začátku hřídele
$L_{12}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska A od začátku prvního drtícího elementu
$L_{13}$	[mm]	šířka všech drtících elementů
$L_{131}$	[mm]	vzdálenost počátku prvního i posledního drtícího elementu od osy prostředního (třetího) drtícího elementu
$L_{14}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska B od konce posledního (pátého) drtícího elementu
$L_{15}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska B od počátku ozubeného soukolí
$L_{16}$	[mm]	polovina šířky ozubeného kola
$L_{17}$	[mm]	vzdálenost osy ozubeného kola od konce hřídele
$L_{21}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska A od začátku hřídele
$L_{22,1}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska A od osu prvního drtícího elementu
$L_{22,3}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska A od osy třetího drtícího elementu
$L_{22,5}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska A od osy posledního (pátého) drtícího elementu
$L_{23,1}$	[mm]	vzdálenost osy prvního drtícího elementu od osy ložiska B
$L_{23,5}$	[mm]	vzdálenost osy posledního (pátého) drtícího elementu od osy ložiska B
$L_{24}$	[mm]	vzdálenost osy ložiska B od osy ozubeného kola
$L_{25}$	[mm]	vzdálenost osy ozubeného kola od konce hřídele
$L_{C1}$	[mm]	celková délka hřídele
$l_{ohr}$	[mm]	kolmá vzdálenost osy hřídele a nositelky síly $F_p$
$l_{tp}$	[mm]	délka těsného pera
$m_{12,34,56}$	[mm]	modul ozubených pastorků a kol 12, 34, 56
$m_{del}$	[kg]	hmotnost jednoho drtícího elementu
$M_{kem}$	[N · m]	kroučící moment elektromotoru (katalogová hodnota)
$M_{kh1,2v}$	[N · m]	kroučící moment působící na hřídele při běžném chodu

$M_{kh1,2zs}$	$[N \cdot m]$	kroucí moment působící na oba hřídele v oblasti od ozubených kol po zaseknutý předmět
$M_{kh3zs}$	$[N \cdot m]$	kroucí moment působící na část hřídele 2, která přenáší moment z převodovky po dvě ozubené kola
$m_{okos}$	$[kg]$	hmotnost ozubeného kola
$m_{os1,2}$	$[mm]$	modul ozubených kol ozubeného soukolí
$M_{oyBv}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose y v místě osy ložiska B při drcení
$M_{oyBzs}$	$[N \cdot m]$	napětí v ohybu v ose z v místě osy ložiska B při zaseknutí
$M_{oyv3}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při drcení
$M_{oyx1zsz}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose y pro proměnnou $x_{1zsz}$ při zaseknutí
$M_{oyx2zsz}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose y pro proměnnou $x_{2zsz}$ při zaseknutí
$M_{oyz3}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$M_{ozbv}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose z v místě osy ložiska B při drcení
$M_{ozBzs}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose z v místě osy ložiska B při zaseknutí
$M_{ozv3}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při drcení
$M_{ozx1yzs}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose z pro proměnnou $x_{1yzs}$ při zaseknutí
$M_{ozx2yzs}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose z pro proměnnou $x_{2yzs}$ při zaseknutí
$M_{ozz3}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$n_1$	$[s^{-1}]$	otáčky hřídele s drtícími elementy pro zvolený elektromotor
$n_{e1}$	$[min^{-1}]$	otáčky zvoleného elektromotoru
$P_1$	$[kW]$	složka příkonu pro vykonání potřebné práce
$P_2$	$[kW]$	složka příkonu potřebná k překonání tření mezi materiálem a drtícími elementy
$P_c$	$[kW]$	celkový potřebný příkon pro drcení materiálu
$p_d$	$[MPa]$	maximální dovolený tlak na drážku v náboji
$q_1$	$[N \cdot m^{-1}]$	lineární zatížení hmotností hřídele o průměru 240 mm
$q_2$	$[N \cdot m^{-1}]$	lineární zatížení hmotností hřídele o průměru 240 mm a hmotností drtících elementů
$q_3$	$[N \cdot m^{-1}]$	lineární zatížení hmotností hřídele o průměru 200 mm
$Q_{t1,2}$	$[t \cdot hod^{-1}]$	teoretické hmotnostní výkony drtiče
$Q_{tmax}$	$[t \cdot hod^{-1}]$	maximální teoretický hmotnostní výkon drtiče
$r_{kš}$	$[mm]$	vzdálenost konce štěrbin od osy hřídele
$R_{m(12050)}$	$[MPa]$	mez pevnosti oceli 12050
$R_{p0,2(12050)}$	$[MPa]$	smluvní mez kluzu materiálu 12050
$R_{p0,2(14220)}$	$[MPa]$	mez kluzu materiálu 14220
$r_z$	$[mm]$	rádius v místě přechodu hřídele z 240 mm na 200 mm
$r_{zš}$	$[mm]$	vzdálenost začátku štěrbin od osy hřídele
$s$	$[-]$	prostý stupeň rozpojení

$S_{h200}$	$[m^2]$	plocha hřídele o průměru 200 mm
$S_{h240}$	$[m^2]$	plocha hřídele o průměru 240 mm
$S_{hr}$	$[mm^2]$	plocha hrotu BTK16
$S_{\S}$	$[m^2]$	plocha štěrbin
$s_{\S}$	$[-]$	šířka štěrbin (maximální střední rozměr průchozího materiálu)
$T_1$	$[s]$	perioda hřídele s drtícími elementy pro zvolený elektromotor
$t_1$	$[mm]$	hloubka drážky v náboji
$V$	$[m^3]$	objem přetvářeného materiálu
$V_{okš}$	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost konce štěrbin hřídele s drtícími elementy
$V_{os1,2}$	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost ozubených kol ozubeného soukolí
$V_{ostř}$	$[m \cdot s^{-1}]$	střední obvodová rychlost štěrbin hřídele s drtícími elementy
$V_{ozš}$	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost začátku štěrbin hřídele s drtícími elementy
$V_{tmax}$	$[m^3 \cdot hod^{-1}]$	maximální teoretický objemový výkon
$W_{k200}$	$[m^3]$	modul průřezu v krutu hřídele o průměru 200 mm
$W_{k240}$	$[m^3]$	modul průřezu v krutu hřídele o průměru 240 mm
$W_{o240y,z}$	$[m^3]$	modul průřezu v ohybu hřídele 240 mm v ose y a z
$x_{1yzs}$	$[mm]$	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervale $(0, L_{131})$
$x_{1zsz}$	$[mm]$	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervale $(0, L_{22,3})$
$x_{2yzs}$	$[mm]$	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervale $(0, L_{14})$
$x_{2zsz}$	$[mm]$	proměnná délky pro výpočet VVÚ v intervale $(0, L_{23,3})$
$Y_{os1,2}$	$[-]$	Lewisův součinitel tvaru
$z_{1-6}$	$[-]$	počet zubů ozubených pastorků a kol 1–6
$z_{os1,2}$	$[-]$	počet zubů obou ozubených kol ozubeného soukolí
$z_{tp}$	$[-]$	počet těsných per
$\alpha$	$[^\circ]$	úhel profilu zubu
$\alpha_z$	$[-]$	součinitel tvaru pro krut
$\rho_{ocel}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota oceli
$\rho_v$	$[t \cdot m^{-3}]$	objemová hmotnost vápence
$\sigma$	$[MPa]$	pevnost rozemílaného materiálu v tlaku
$\sigma'_{co}$	$[MPa]$	korigovaná mez únavy hřídele z oceli 12050
$\sigma_{co}$	$[MPa]$	mez únavy zkušební tyče za rotace oceli 12050
$\sigma_{D(11523)}$	$[MPa]$	maximální dovolené napětí pro nosič segmentů z oceli 11523
$\sigma_{D(12050)}$	$[MPa]$	maximální dovolené napětí pro hřídele z oceli 1205
$\sigma_{hpnmax}$	$[MPa]$	maximální napětí v kritické oblasti kratšího hřídele
$\sigma_{mn}$	$[MPa]$	minimální mez kluzu manganové oceli
$\sigma_{nsbmax}$	$[MPa]$	maximální napětí v kritické oblasti nosiče bříty
$\sigma_{nsmax}$	$[MPa]$	maximální napětí v kritické oblasti nosiče segmentů
$\sigma_{oyBv}$	$[MPa]$	napětí v ohybu v ose y v místě osy ložiska B při drcení
$\sigma_{oyBzs}$	$[MPa]$	napětí v ohybu v ose y v místě osy ložiska B při zaseknutí
$\sigma_{oyv3}$	$[MPa]$	napětí v ohybu v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při drcení

$\sigma_{0yZs3}$	[MPa]	napětí v ohybu v ose y v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$\sigma_{0zBv}$	[MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy ložiska B při drcení
$\sigma_{0zBzs}$	[MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy ložiska B při zaseknutí
$\sigma_{0zv3}$	[MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při drcení
$\sigma_{0zzs3}$	[MPa]	napětí v ohybu v ose z v místě osy třetího drtícího elementu při zaseknutí
$\sigma_{redBv}$	[MPa]	redukované napětí působící v místě osy ložiska B při drcení
$\sigma_{redBzs}$	[MPa]	redukované napětí působící v místě osy ložiska B při zaseknutí
$\sigma_{redv3}$	[MPa]	redukované napětí působící v místě ose třetího drtícího elementu při drcení
$\sigma_{redzs3}$	[MPa]	redukované napětí působící v místě ose třetího drtícího elementu při zaseknutí
$\sigma_{segmax}$	[MPa]	maximální napětí v kritické oblasti segmentu
$\sigma_v$	[MPa]	pevnost v tlaku vápence
$\tau_{200zs}$	[MPa]	napětí v krutu podél osy hřídele o průměru 200 mm při zaseknutí
$\tau_{240v}$	[MPa]	napětí v krutu podél osy hřídele o průměru 240 mm při drcení
$\tau_{240zs}$	[MPa]	napětí v krutu podél osy hřídele o průměru 240 mm při zaseknutí
$\tau_{D(12050)}$	[MPa]	maximální dovolené napětí v krutu hřídele z oceli 12050

## SEZNAM PŘÍLOH

### PŘÍLOHY

Příloha 1) = Parametry pro volbu hydrodynamické spojky

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres sestavy – DRTÍCÍ VÁLEC-1                      1-UADI-01

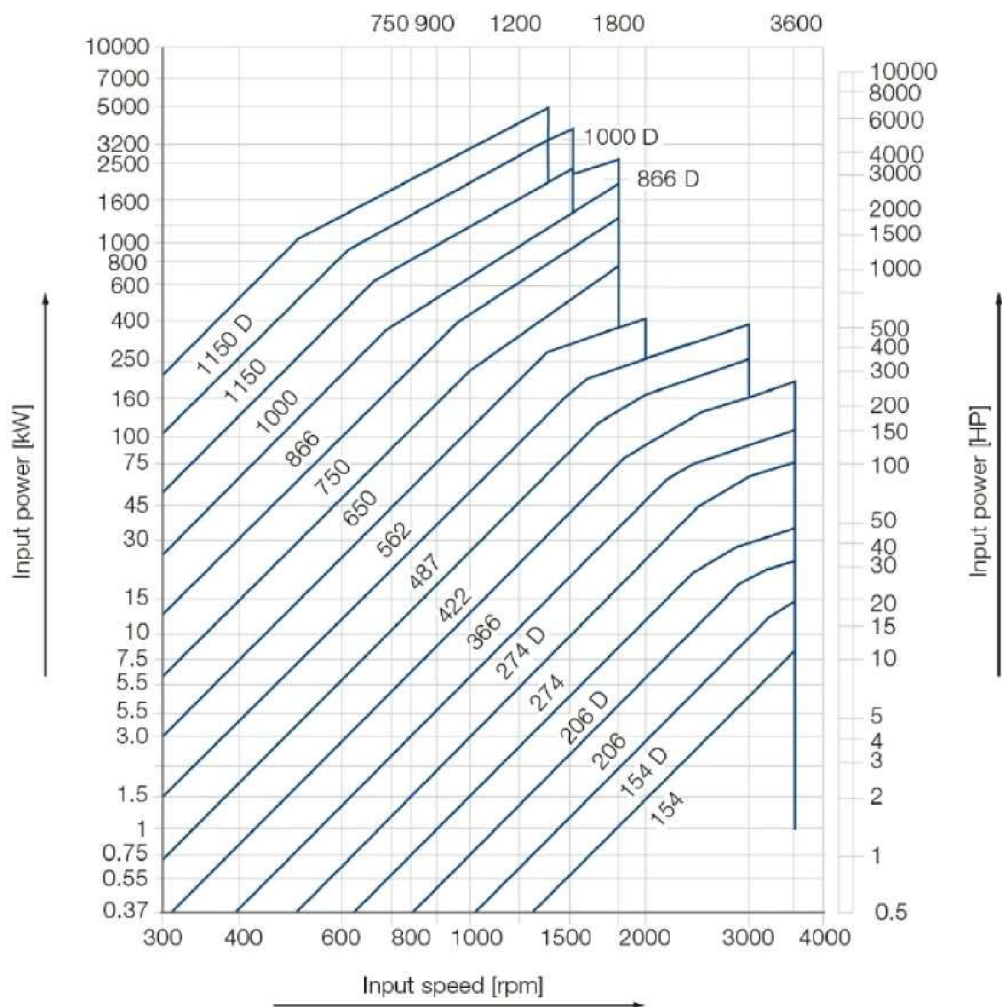
Výkres sestavy – ZUBOVÝ DRTIČ                      0-UADI-00

Výkres součásti – HŘÍDEL 1-KRATŠÍ                      3-UADI-3

**PŘÍLOHA 1 – PARAMETRY PRO VOLBU HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY**

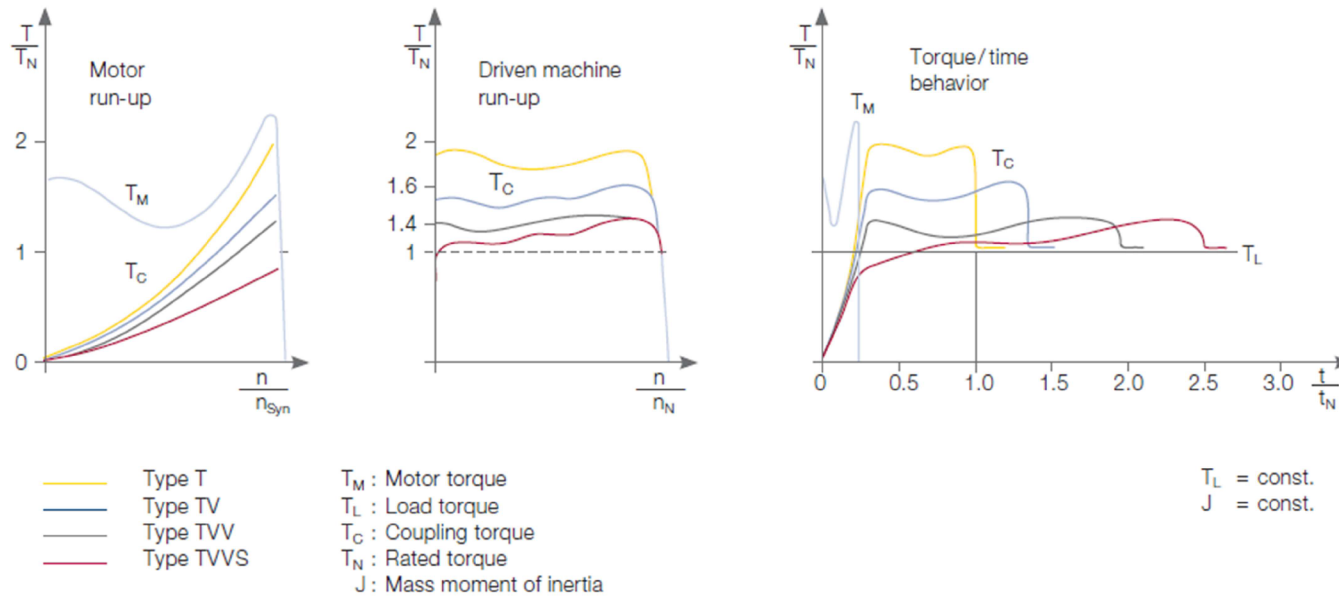
$$n_e = 988 \text{ min}^{-1}$$

$$P_e = 160 \text{ kW}$$



Obr. P1-1 Graf závislosti výkonu elektromotoru na vstupních otáčkách [24]

Fig. 33: Comparison of start-up behavior of a driven machine with constant load torque and mass moment of inertia while using various coupling types. Drive motor is a squirrel cage asynchronous motor



Obr. P1-2 Grafy průběhu kroutícího momentu při rozběhu stroje [25]