

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh drtiče umístěného na výložníku
velkstroje

Structural Design Crusher Placed on Brackets Basic
Opencast Machines

Student:

Bc. David Minarik

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Horst Gondek DrSc.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. David Minarik**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin

Téma: **Konstrukční návrh drtiče umístěného na výložníku velkostroje**
Structural Design Crusher Placed on Brackets Basic Opencast Machines

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše problematiky řešení snižování kusovitosti na kolesových rýpadlech
- 2) Konstrukční návrh kruhadla
- 3) Základní výpočet výkonu pohonu kruhadla
- 4) Konstrukční návrh rotoru kruhadla
- 5) Detailní výkres prstence se zuby.

Seznam doporučené odborné literatury:

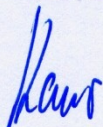
- 1) BOLEK, A. a kol. *Části strojů 1. Svazek 6.* Vydání SNTL Praha. 1989, 707 s., ISBN 80-03-00426-7
- 2) ZAJAC, O.- BOROŠKA, J.- GONDEK, H. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia.* Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991. 428 s. ISBN-80-05-00713-2
- 3) ANTONIAK, J. *Przenosniki taśmowe.* Vydawatelstwo politechniki slaskiej Gliwice. 2004, 388 s. ISBN 83-7335 – 266- X
- 4) ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory.* Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- 5) ČSN ISO 690 *Bibliografické citace.* Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

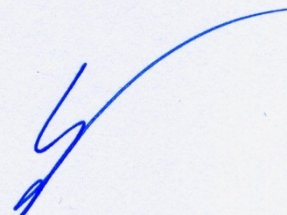
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 13.5.2014

..... David Linhart
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....19.5.2014.....

David Minarik
.....
podpis

David Minarik

Zelená 50

Zelená

431 02

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MINARIK, D. *Konstrukční návrh drtiče umístěného na výložníku velkostroje: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 43 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Horst Gondek DrSc.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem drtiče skrývky umístěného na špičce kolesového výložníku, tzv. kruhadla. Úvod práce je zaměřen na problematiku procesu rozpojování drticím zařízením se shrnutím vlastností hornin a popisem některých mechanických zkoušek pevnosti hornin. Další částí je rešerše drticích zařízení užívaných na kolesových rypadlech v povrchových dolech. Poslední část práce je věnována samotnému konstrukčnímu návrhu kruhadla, jehož součástí je textová (výpočtová) a zároveň grafická část (jako příloha). K práci jsou dále přiloženy jako příloha výkresy konstrukčního návrhu rotoru kruhadla a prstence se zuby.

ANNOTATION DIPLOMA THESIS

MINARIK, D. *Structural Design Crusher Placed on Brackets Basic Opencast Machines: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 43 s. Thesis head: prof. Ing. Horst Gondek DrSc.

This diploma thesis deals with the structural design of the crusher overburden located at the tip wheel boom, the choppers. Home work is focused on the process of disintegration shredder with a summary description of the properties of rocks and some mechanical strength tests of rocks. Another part of the research crushing equipment used on wheeled excavator in open cast mines. The last part is devoted to the technical design of the choppers, which includes text (calculated), while the graphics part (as an attachment). The work is also included as an engineering design drawings rotor choppers and rings with teeth.

Obsah

Seznam použitých značek	8
Seznam použitých zkratk	11
Úvod	12
1 Přehled problematiky rozpojování [1]	13
1.1 Podstata zdrobňování	13
1.2 Drtitelnost	14
1.3 Vlastnosti hornin podmiňující drtitelnost	14
1.3.1 Vliv pevnosti v tlaku, tahu, smyku a ohybu na drtitelnost	16
1.3.2 Vliv tvrdosti na drtitelnost	21
1.3.3 Vliv křehkosti na drtitelnost	21
1.3.4 Vliv plasticity na drtitelnost	22
1.4 Vlastnosti uhlí	22
1.5 Faktory ovlivňující drcení	24
1.6 Teorie zdrobňování	24
1.6.1 Povrchová teorie (podle Rittingera)	24
1.6.2 Objemová teorie (podle Kicka)	25
1.6.3 Tzv. třetí teorie zdrobňování (podle Bonda)	25
1.6.4 Teorie zdrobňování podle Charlese	25
2 Nasazení drtících zařízení na kolesových rypadlech	27
3 Drtící zařízení na kolesových rypadlech	28
3.1 Drtiče na konci dopravních cest kolesových rypadel	30
3.1.1 Drtič skrývky DSOH	30
3.1.2 Tangenciální drtič skrývky	31
3.2 Drtiče vkládané do přesypů kolesových rypadel	32
3.2.1 Drtič těženého materiálu v přesypech pásových cest těžebních zařízení [5]	33
3.3 Drtiče umísťované na špičky kolesových výložníků	34
3.3.1 Jednorotorové kruhadlo skrývky 1 RKS na velkostroji KU800/8 [6], [7]	35
3.3.2 Jednorotorové kruhadlo skrývky 1 RKS na velkostroji SchRs1320	39
3.3.3 Dvourotorové kruhadlo [8]	40
4 Základní výpočet kruhadla	42
4.1 Základní rozvaha pro návrh kruhadla	42
4.2 Základní výpočet výkonu pohonu kruhadla	43
4.3 Návrh řemenového převodu	45
4.3.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene	45
4.3.2 Návrh výpočtových průměrů řemenic	45
4.3.3 Návrh osové vzdálenosti	46
4.3.4 Určení délky řemenu	47
4.3.5 Výpočet skutečné osové vzdálenosti	48
4.3.6 Stanovení počtu řemenů	49
4.3.7 Výpočet předpětí řemene	49

4.3.8 Návrh klínových řemenic.....	51
4.4 Základní výpočet pojistné prokluzové spojky	52
5 Závěr	55
6 Použitá literatura	56
7 Seznam příloh.....	58

Seznam použitých značek

Značka	Jednotka	Popis
A	[m ²]	počáteční průřezová plocha vzorku
A'	[m]	výpočtová osová vzdálenost
A_{MAX}	[m]	maximální osová vzdálenost
A_{MIN}	[m]	minimální osová vzdálenost
A_{sk}	[m]	skutečná osová vzdálenost
C_K	[-]	součinitel počtu řemenů
C_L	[-]	součinitel vlivu délky řemenu
C_p	[-]	součinitel dynamičnosti zařízení
C_α	[-]	součinitel úhlu opásání malé řemenice
D	[m]	průměr horninového kotouče
F	[N]	maximální dosažená síla při porušení tělesa
F_{NS}	[N]	napínací síla řemenu
F_p	[N]	přítlačná síla ve stykové ploše lamel
F_v	[N]	výslednice předepjatých sil
F_0	[N]	předpětí řemenu
F_1	[N]	přenášená obvodová síla na malé řemenici
F_c	[N]	celková drtící síla
F_z	[N]	maximální drtící síla na jeden zub
D	[m]	průměr kruhového razníku
D_{MIN}	[m]	minimální průměr řemenice
D_m	[m]	průměr malé řemenice
D_v	[m]	průměr velké řemenice
D_r	[m]	průměr rotoru kruhadla
D_z	[m]	střední průměr zrn před zdrobněním
D_1	[m]	vnitřní průměr vnitřní lamely
D_2	[m]	vnější průměr vnější lamely
K	[-]	počet řemenů
L_p	[m]	délka řemenu
L_p'	[m]	výpočtová předběžná délka řemenu
M_o	[N·m]	ohybový moment
M_v	[N·m]	výpočtový točivý moment

N_0	[W]	jmenovitý výkon 1 řemenu
N_p	[W]	skutečný výkon přenášený 1 řemenem
P_M	[W]	výkon pohonu kruhadla
P_{Msk}	[W]	skutečný výkon pohonu kruhadla
P_r	[W]	výkon kruhadla
P_{rsk}	[W]	skutečný výkon kruhadla
R_s	[m]	střední třecí poloměr lamel
S_{oz}	[m ²]	plocha vzniklá otupením špičky zubu
T	[N]	posouvající síla
W	[J·kg ⁻¹]	měrná spotřeba práce
c	[-]	empiricky stanovená konstanta
b	[m]	šířka stykové plochy lamel
c_B	[-]	empiricky stanovená konstanta
c_K	[-]	empiricky stanovená konstanta
c_R	[-]	empiricky stanovená konstanta
c_v	[-]	součinitel vlivu obvodové rychlosti
c_i	[-]	součinitel vlivu stykových ploch
d_r	[m]	průměr roubíku
d_z	[m]	střední průměr zrn po zdrobnění
e	[m]	vzdálenost mezi osami drážek řemenice
f	[m]	vzdálenost osy krajní drážky od nejbližší hrany
f	[-]	součinitel vláknového tření
f_k	[-]	součinitel tření v klínové drážce
f_0	[-]	součinitel suchého smykového tření
f_z	[-]	součinitel tření mezi zubem a uhlím
i	[-]	převodový poměr
i_p	[-]	počet stykových ploch lamel
i_z	[-]	počet zubů
k	[-]	součinitel bezpečnosti proti prokluzu řemenu
m	[-]	empiricky stanovená konstanta
n_M	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_r	[min ⁻¹]	otáčky kruhadla
n_{rsk}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky rotoru kruhadla
p	[Pa]	tlak ve stykové ploše lamel
p_D	[Pa]	dovolený tlak ve stykové ploše lamel

p_0	[Pa]	tlak ve třecí ploše lamel za klidu
s	[mm]	skluz řemenu
t	[m]	tloušťka zkoušené destičky
v_1	[m]	obvodová rychlost malé řemenice
v_{1MAX}	[m]	maximální obvodová rychlost malé řemenice
x	[m]	velikost zrna
α	[°]	úhel opásání malé řemenice
α_d	[°]	úhel drážky malé řemenice
$\hat{\alpha}$	[rad]	úhel opásání malé řemenice v obloukové míře
δ	[°]	úhel opásání velké řemenice
γ	[°]	doplňkový úhel
η_L	[-]	účinnost ložisek
η_{ip}	[-]	účinnost řemenového převodu
μ	[-]	součinitel nakypření
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_c	[MPa]	pevnost v jednoosém tlaku
σ_{uh}	[MPa]	pevnost uhlí v tlaku
σ_1	[MPa]	napětí v tříosé napjatosti na ose y
σ_2	[MPa]	napětí v tříosé napjatosti na ose x
σ_3	[MPa]	napětí v tříosé napjatosti na ose z
ω_r	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost rotoru kruhadla

Seznam použitých zkratek

Zkratka	Význam zkratky
ČSN	Česká technická norma (Česká státní norma)
DNT	Doly Nástup Tušimice, součást Severočeských dolů, a.s.
DSOH	drtič skrývky obkročný housenicový
KU800/8	kolesové rypadlo univerzální na kráčivém podvozku
KU800/20	kolesové rypadlo univerzální na kráčivém podvozku
SchRs1320	kolesové rypadlo na housenicovém podvozku, z německého jazyka Schaufelradbager
SchRs1550	kolesové rypadlo na housenicovém podvozku, z německého jazyka Schaufelradbager
VÚHU	Výzkumný ústav hnědého uhlí
1RKS	Jednorotorové kruhadlo skrývky

Úvod

Při lomovém dobývání nerostných surovin dochází k uvolňování velkých kusů a často i celých bloků dobývané horniny. Při těžbě těchto hornin kolesovými rypadly dochází, vlivem velké objemnosti korečků, k naložení horniny o velké kusovitosti až na dopravní cesty velkorypadel a poté dál na dálkovou pásovou dopravu. Nadměrná kusovitost horniny ovšem negativně působí na dopravní cesty, což je nežádoucí převážně z ekonomického hlediska. Pro odstranění všech nežádoucích vlivů spojených s dopravou horniny o nadměrné kusovitosti jsou do dopravních cest vkládána drtící zařízení, která nadměrné kusy dopravované horniny zdrobňují.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh drtiče na špičce kolesového výložníku kolesového rypadla, na základě znalostí složení horniny a jejích fyzikálně-mechanických vlastností. Funkcí drtiče na špičce kolesového výložníku kolesového rypadla je zdrobňovat nadměrné kusy horniny na maximální stanovenou velikost již při vstupu na dopravní cesty.

1 Přehled problematiky rozpojování [1]

Pro návrh strojů a zařízení, které budou využívány k těžbě a zpracování nerostných surovin, je potřebné seznámit se s danou problematikou, především s vlastnostmi těžných hornin. Poznatky o složení těžné horniny a také o jejích fyzikálně mechanických vlastnostech má podstatný význam pro konstrukci důlních strojů a jejich částí s ohledem na očekávaný výkon a životnost.

1.1 Podstata zdrobňování

Zdrobňování (drcení) nerostných surovin a jiných materiálů je proces, při kterém se působením vnějších sil překonávají vnitřní mezimolekulární síly soudržnosti a dochází tak k rozrušení zrn [3]. Rozpadem zrn při drcení vzniká soubor menších zrn a současně vzrůstá celkový povrch. Příklad vzrůstu celkového povrchu krychle o objemu 1cm^3 je znázorněn v tabulce 1.

Tabulka 1 – Vzrůst celkového povrchu krychle při jejím dělení

Velikost krychle	1 cm	1 mm	100 mikronů	10 mikronů	1 mikron
Počet krychlí	1	103	106	109	1012
Celkový povrch	6 cm^2	60cm^2	600cm^2	6000 cm^2	6m^2

K drcení lze využívat různých způsobů rozrušování a zdrobňování materiálů. Rozhodující význam má namáhání zdrobňovaných zrn tlakem, úderem a stříhem. V menší míře se uplatňuje i namáhání na ohyb. Naproti tomu vliv namáhání tahem je nepatrný. Způsob zdrobňování závisí na konstrukci a typu používaného stroje [2].

Ve většině zdrobňovacích strojů je materiál rozrušován kombinovaným účinkem různých způsobů namáhání a průběh zdrobňování bývá proto velmi složitý [2]. Při zdrobňování se jednotlivá zrna rozpadají vždy v místech se zmenšenou pevností. Při pokračujícím dalším zdrobňování se počet takových míst postupně zmenšuje a odpor vůči zdrobňování zvětšuje.

1.2 Drtitelnost

Drtitelností označujeme odpor zdrobňovaného materiálu vůči pracovním elementům zdrobňovacích strojů. Čím menší je tento odpor, tím snadněji se příslušný materiál rozrušuje a zdrobňuje.

Vzhledem k velkému množství různých vlivů působících při zdrobňování je prakticky zcela vyloučeno formulovat jednotné, obecně platné kritérium zdrobňování.

Drtitelnost hornin, rud a jiných materiálů nezávisí jen na jejich fyzikálních nebo fyzikálně-chemických vlastnostech, ale i na způsobu, jakým je materiál rozpojován, na konstrukci a typu použitého zdrobňovacího stroje, na vzájemném působení zrn v průběhu zdrobňování, případně i na vlivech prostředí atd. Podstata zdrobňovacího procesu není dosud ve všech podrobnostech dostatečně známa [2].

V praxi se používá poměrně velký počet různých metod pro určování drtitelnosti. Většina z nich je však zaměřena nebo omezena na konkrétní případy.

1.3 Vlastnosti hornin podmiňující drtitelnost

Horniny i ostatní materiály, které drtíme, mají různé, často odlišné vlastnosti. Tyto vlastnosti nám významně ovlivňují drtitelnost. Z tohoto důvodu je znalost vlastností drcených materiálů potřebná k navrhování a volbě drticích zařízení.

K vlastnostem hornin a jiných materiálů, které podmiňují jejich drtitelnost, patří [2]:

- pevnost v tlaku,
- pevnost v tahu,
- pevnost ve smyku,
- pevnost v ohybu,
- pevnost v krutu,
- tvrdost,
- křehkost,
- plasticita,
- elasticita,

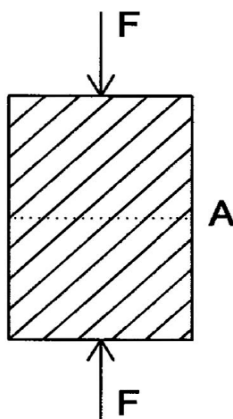
- stlačitelnost,
- obsah vody,
- schopnost přijímat nebo ztrácet vodu,
- hydroskopičnost,
- sorpční schopnost,
- sklon k hydrataci povrchu,
- tepelná vodivost,
- tepelná roztažnost,
- schopnost dekrepitovat,
- elektrická vodivost,
- permitivita,
- krystalová strukturní mřížka,
- způsob chemické vazby v krystalech,
- štěpnost,
- vady v krystalové mřížce,
- místa nehomogenity na rozhraní různě orientovaných vzájemně srostlých krystalů,
- vruby na povrchu reálných zrn,
- struktura hornin,
- textura hornin,
- vrstevnatost,
- břidličnatost,
- stříhy (kolmé nebo šikmé k vrstevnatosti),
- kliváže,
- tektonické pukliny (uzavřené) nebo trhliny (otevřené),
- trhlinky vyvolané trhacími pracemi při uvolňování hornin z masivu,
- stupeň zvětrání hornin,
- obsah popelovin v uhlí,
- nestejnorodost nerostného složení hornin,
- rozdílné vlastnosti jednotlivých komponent,
- odolnost proti otěru,
- abrazivnost,
- velikost zdrobňovaných zrn,
- granulometrické složení zdrobňovaného materiálu.

1.3.1 Vliv pevnosti v tlaku, tahu, smyku a ohybu na drtitelnost

Mechanické způsoby zdrobňování jsou založeny na využívání tlakových sil. Při drcení je zdrobňovaný materiál namáhán především tlakem. T je nevýhodou, protože pevnost v tlaku je přibližně 20 až 50krát větší než pevnost v tahu téhož materiálu.

K určení pevnostních vlastností hornin se využívá celá řada zkoušek.

Pevnost v jednoosém tlaku (tzv. prostá tlaková pevnost) je největší síla, kterou zkušební těleso snese při namáhání jednoosým tlakem, vztážená na počáteční průřez tohoto tělesa [4] (obrázek 1).



Obrázek 1 – Schéma zkoušky pro stanovení pevnosti horniny v jednoosém tlaku
F – maximální dosažená síla při porušení tělesa, A – počáteční průřezová plocha vzorku

Pevnost v jednoosém tlaku má mezi ostatními pevnostmi stanovovanými na horninách jisté výjimečné postavení. Je totiž součástí řady účelových klasifikací a sama o sobě je základní klasifikací hornin [4] (tabulka 2 a 3).

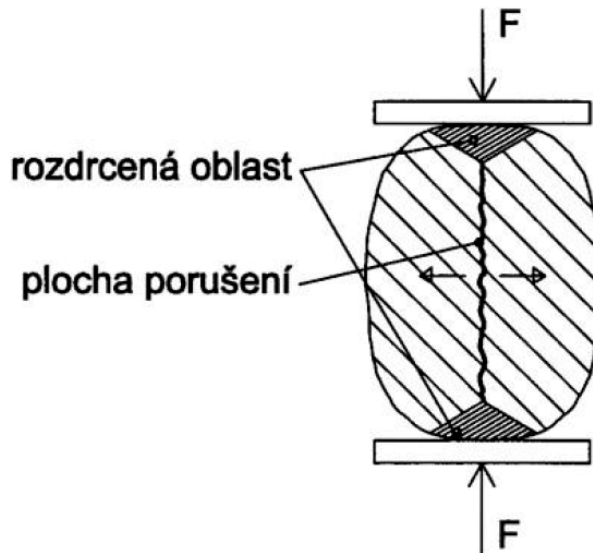
Tabulka 2 – Klasifikace hornin podle pevnosti (ČSN 72 1002/1990, ČSN 73 1001/1988)

Třída pevnosti	Pevnost v jednoosém tlaku stanovená na horninovém tělísku σ_c [MPa]	
(R0)	(> 250)	skalní horniny
R1	> 150	
R2	50 ÷ 150	(nepříliš šťastně zvolená formální hranice) ↓
R3	15 ÷ 50	poloskalní horniny
R4	5 ÷ 15	
R5	1,5 ÷ 5	(formální hranice) ↓
R6	0,5 ÷ 5	zeminy

Tabulka 3 – Klasifikace hornin podle pevnosti (ČSN EN ISO 14689-1/2004)

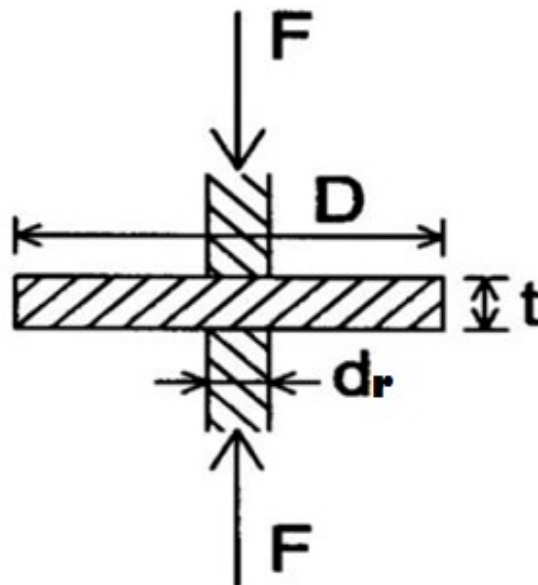
Termín	Polní identifikace	Jednoosá tlaková pevnost MPa
Extrémně slabá	Lze vtlačit nehet	< 1
Velmi slabá	Rozpadá se pod údery špice geologického kladiva, lze škrábat nožem.	1 až 5
Slabá	Lze obtížně škrábat kapesním nožem, povrchový (mělký) vrub rázným úderem špice geologického kladiva.	5 až 25
Středně pevná	Nelze škrábat kapesním nožem, vzorek může být rozbit jedním rázným úderem geologického kladiva.	25 až 50
Pevná	Vzorek je nutno rozbít více než jedním úderem geologického kladiva.	50 až 100
Velmi pevná	Vzorek je nutno rozbít mnoha údery geologického kladiva.	100 až 250
Extrémně pevná	Vzorek může být geologickým kladivem pouze vyštípnut (oštípnut).	> 250

Pevnost v drcení nepravidelných horninových těles (tzv. oříšková zkouška) je zkouška vhodná pro poloskalní horniny v případech kdy není možné připravit pravidelná zkušební tělesa. Zkušební těleso je ve skutečnosti rozrušováno příčným tahem [4] (obrázek 2).



Obrázek 2 – Schéma zkoušky pro stanovení pevnosti v drcení nepravidelných horninových těles
F – maximální dosažená síla při porušení tělesa

Pevnost v tlaku stanovená pomocí souosých roubíků je stanovována na destičkách upnutých v axiátoru mezi dvěma roubíky o profilu, který odpovídá tloušťce zkušební destičky [4] (obrázek 3). Zkouška je určena především pro křehké horniny.



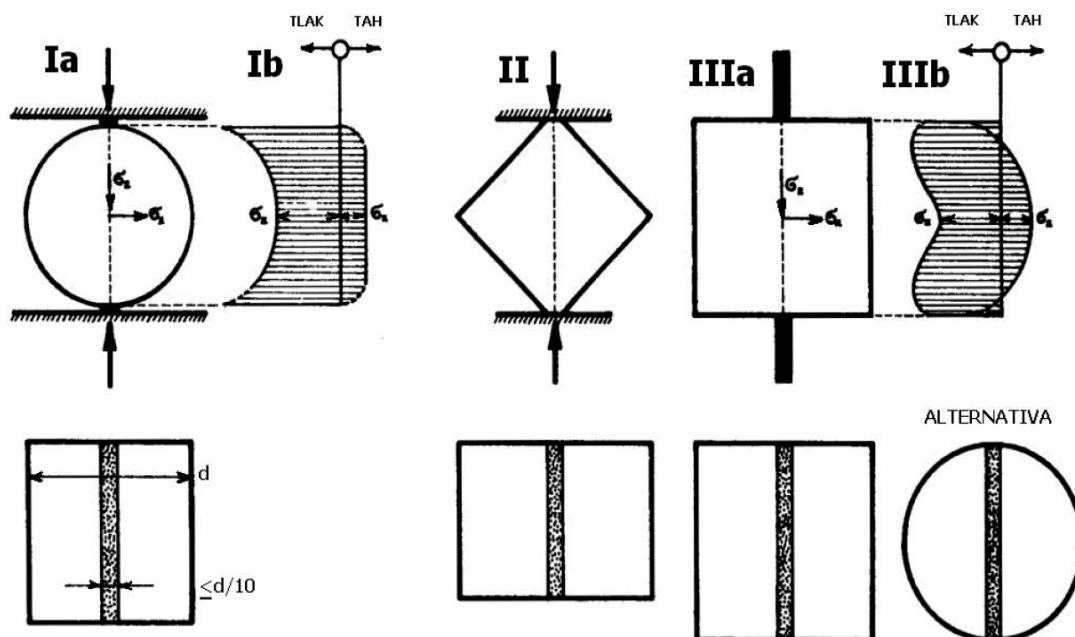
Obrázek 3 – Schéma zkoušky pro stanovení pevnosti horniny v tlaku pomocí souosých roubíků
F – maximální dosažená síla při porušení tělesa, d_r – průměr roubíků, ($d_r = t$), t – tloušťka zkoušené destičky, D – Průměr horninového kotouče

Pevnost horniny v jednoosém tahu (tzv. prostá tahová pevnost) je největší síla, kterou zkušební těleso snese při namáhání jednoosým tahem, vztažená na počáteční průřez zkoušeného tělesa [4] (obrázek 4).



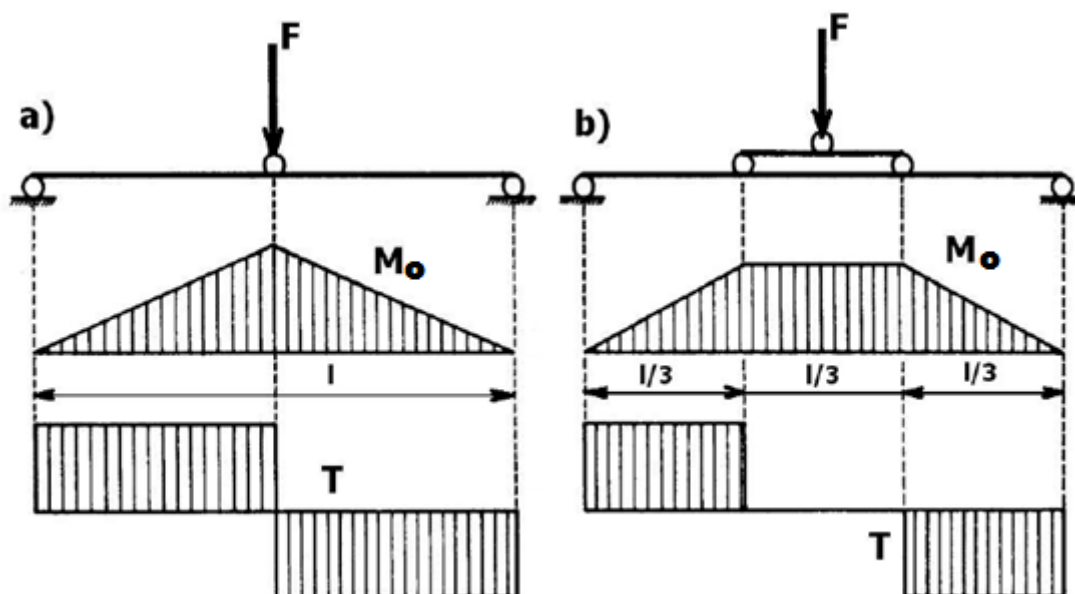
Obrázek 4 – Schéma zkoušky pro stanovení pevnosti horniny v jednoosém tahu
F – maximální dosažená síla při porušení tělesa, A – počáteční průřezová plocha vzorku

Pevnost horniny v příčném tahu (tzv. Brazilská zkouška) spočívá v zatěžování pravidelného tělíska na dvou protilehlých rovnoběžných přímkách. Porušení nastane rozštěpením tělesa tahovým napětím v rovině spojující protilehlé přímky zatížení [4] (obrázek 5).



Obrázek 5 – Schéma zkoušky pro stanovení pevnosti horniny v příčném tahu

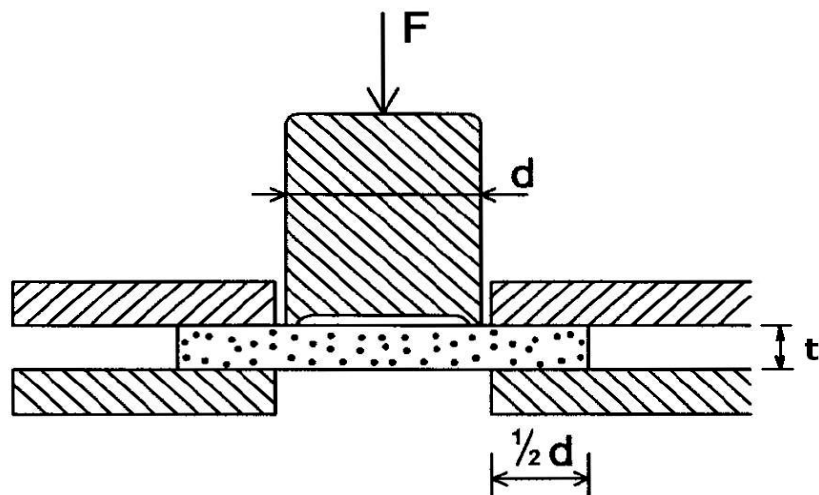
Pevnost horniny v tahu za ohybu je rovna nejvyššímu dosaženému napětí v dolních tažených vláknech ohýbaného zkušebního tělesa. Zkušební trámeček je namáhán ohybem, tzn. tlakem i tahem (obrázek 6). Tato zkouška není příliš požívána. Hlavní význam má při testování kamene jako stavební suroviny [4].



Obrázek 6 – Průběh ohybových momentů M_o a posouvajících sil T v trámečcích testovaných v tahu za ohybu, a) bez vahadla, b) zatížení přes vahadlo

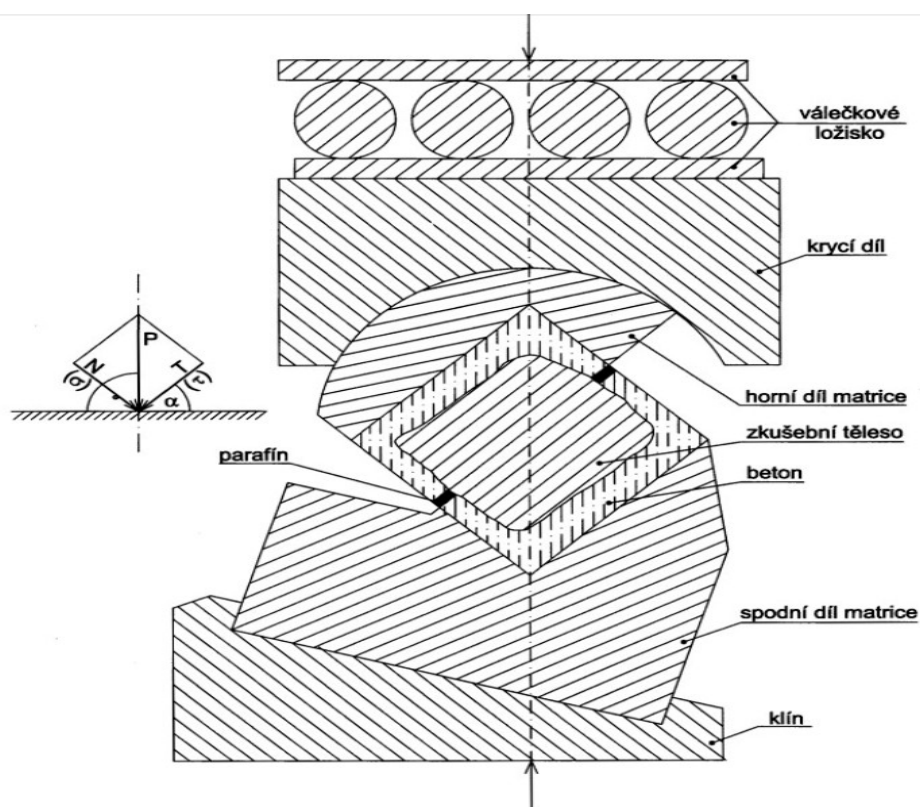
Pevnost hornin v prostém stříhu je nejvyšší síla potřebná k prostřížení horninové destičky vztažená na počáteční plochu namáhaného průřezu. Provádí se na destičkách

tloušťky 5 až 10 mm upnutých ve speciálním přípravku a prostřihovaných kruhovým razníkem [4] (obrázek 7). V praxi je tato zkouška užívána poměrně často.



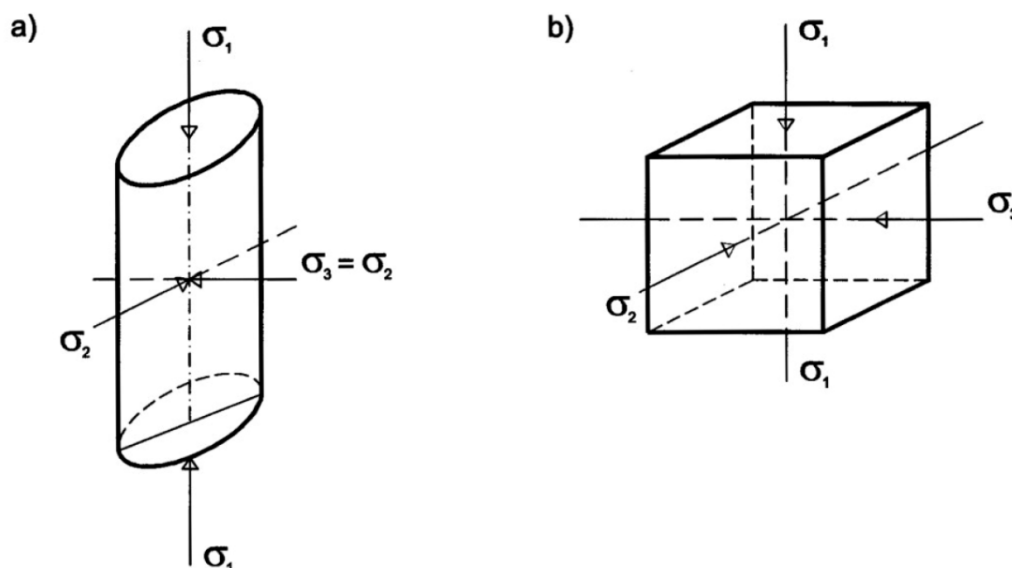
Obrázek 7 - Schéma zkoušky pro stanovení pevnosti horniny v prostém stříhu
F – maximální dosažená síla při porušení tělesa, d – průměr kruhového razníku, t – tloušťka zkušební destičky

Pevnost horniny v kombinovaném stříhu a tlaku (tzv. ukloněné matrice) je zkouška, při které jsou plocha i směr porušení předem předurčeny. Na vymezené ploše porušení působí tangenciální stříhové napětí a napětí normálové [4] (obrázek 8).



Obrázek 8 – Sestava (ukloněných) matric a silové působení při zkoušce pevnosti horniny v kombinovaném stříhu a tlaku

Triaxiální pevnost modeluje pevnost horniny v tříosé napjatosti. Ta by měla odpovídat původnímu (přírodnímu) stavu nacházejícímu se uvnitř masívu. Při triaxiálním namáhání se vyvíjejí výraznější plastické deformace, při porušení zřetelné. Pro tuto zkoušku je potřebné mimořádně složité a náročné (konstrukčně a finančně) testovací zařízení. Princip spočívá v nutnosti provést zkoušku v systému tzv. řízené deformace [4] (obrázek 9).



Obrázek 9 – Schéma namáhání zkušebních vzorků horniny v triaxiálním přístroji
a) v nepravém přístroji, b) v pravém přístroji

1.3.2 Vliv tvrdosti na drtitelnost

Pro určování tvrdosti hornin se v technické praxi velmi často používá Mohsova stupnice. To je ovšem nesprávné, protože Mohsova stupnice byla vytvořena jako pomůcka pro určení tvrdosti různých materiálů na základě jejich odporu při vrypu a nevyjadřuje jejich mechanické vlastnosti z hlediska jejich drtitelnosti [2].

1.3.3 Vliv křehkosti na drtitelnost

Křehkost má poměrně velký vliv na drtitelnost. Při jakémkoliv rozpojování se využívá účinně jenom ta část energie, která se spotřebovává na elastickou deformaci rozrušující zdrobňovaná zrna. Křehkost je výrazně závislá na zvýšení, či snížení teploty.

1.3.4 Vliv plasticity na drtitelnost

Plasticita materiálů je v podstatě opakem křehkosti. Plastické materiály se zdrobňují mnohem hůře než materiály křehké.

Materiály, které mají obvykle při pomalu vzrůstajícím namáhání znatelně plastické vlastnosti, chovají se při prudkém vzrůstu namáhání jako materiály křehké [2]. To má značný praktický význam, jelikož energie spotřebovaná při drcení se využívá účinně jenom u elastické, ale ne při plastické deformaci.

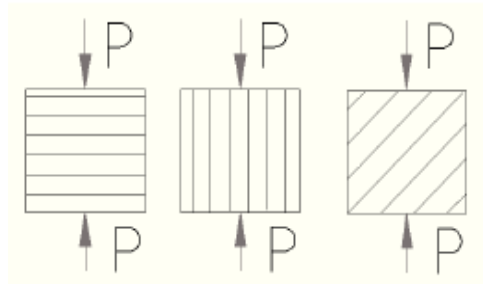
1.4 Vlastnosti uhlí

Pokud pomineme nadložní zeminy, které jsme nuceni při lomovém dobývání vytěžit, je v severočeských dolech hlavní těžená nerostná surovina uhlí. Rozeberu tedy jeho základní vlastnosti zvlášť.

Uhlí je nehomogenní hmota, jejíž složení je rozdílné nejen v různých slojích, ale i v jedné a téže sloji, což se projevuje na jeho mechanických vlastnostech. Při pohledu na uhlí je vidět, že se skládá z různých lesklých, matných a vláknitých vrstev, které vykazují rozdílné mechanické vlastnosti.

V uhelné sloji se vyskytují tzv. proplástky a tvrdé vměstky, které mají podstatně většími odpory proti rozpojení. Charakteristickou vlastností uhlí je jeho vrstevnatost a u některého druhu uhlí také příčné prostoupení jednotlivých vrstev jemnými trhlinami (tzv. diaklasami), jejichž přítomnost velmi usnadňuje rozpojování. Vzhledem k nesourodému složení uhlí jej hodnotíme podle pevnosti, což zahrnuje mechanické vlastnosti jako tvrdost, pružnost a houževnatost.

Provedenými zkouškami bylo ověřeno, že pevnost uhlí v tlaku a jeho odolnost proti rozrušení se mění podle směru působící síly k vrstevnatosti. Největší pevnost v tlaku vykazuje uhlí při kolmém působení tlaku na vrstevnatost a naopak nejmenší pevnost pod úhlem 45° [3] (obrázek10).



Obrázek 10 – Směr působení tlaku na vrstevnatost

Dále pak lze říci, že největší pevnost vykazuje uhlí v tlaku a naopak nejmenší pevnost v tahu a ohybu.

Pevnost uhlí ovlivňuje:

- mineralizace,
- stupeň prouhelnění,
- obsah tvrdých uhelných složek, např. duritických a clarit-duritických,
- stupeň tektonického porušení.

Určování pevnosti uhlí je velmi složitý problém a dosud neexistuje jednotná a přesná metoda jeho určování. Nejpoužívanější způsob zjišťování pevnosti uhlí je metoda dynamického drcení, která umožňuje určit první kritéria pro výběr mechanizačních a dobývacích prostředků [3].

Z hlediska pevnosti uhlí v tlaku rozdělujeme uhlí na:

- velmi pevné (35 ÷ 40 MPa),
- pevné (25 ÷ 30 MPa),
- středně pevné (10 ÷ 15 MPa),
- měkké (5 ÷ 10 MPa).

V uhelných slojích je mnoho vlivů, které působí na vlastnosti uhlí.

Mechanické vlastnosti uhlí ovlivňuje:

- jeho teplota,
- pórovitost,
- vlhkost,
- hloubka pod povrchem,
- obsah plynů ve sloji, apod.

1.5 Faktory ovlivňující drcení

Faktory ovlivňující drcení jsou velice různorodé a žádný z nich není opomenutelný.

Mezi nejdůležitější faktory patří:

- způsob drcení,
- konstrukce a typ drtiče,
- požadovaná velikost (zrnitost) produktu,
- optimální granulometrické složení produktu,
- požadovaná tvarová hodnota rozdrcených zrn,
- vliv extrémních teplot,
- vliv prostředí (rozpojování za sucha nebo za mokra).

1.6 Teorie zdrobňování

Do dnešní doby vzniklo několik teorií zdrobňování, ovšem žádná z nich neřeší průběh zdrobňování komplexně.

1.6.1 Povrchová teorie (podle Rittingera)

Tato teorie předpokládá, že energie (práce) spotřebovaná při drcení je úměrná nově vytvořenému povrchu.

Podle Rittingerovi teorie je úměrná spotřeba práce při drtícím procesu určena vztahem [3]:

$$W = c_R \cdot \left(\frac{1}{d_z} - \frac{1}{D_z} \right) \quad (1)$$

W - měrná spotřeba práce	[J·kg ⁻¹],
c_R - empiricky stanovená konstanta	[-],
D_z - střední průměr zrn před zdrobňováním	[m],
d_z - střední průměr zrn po zdrobňování	[m].

1.6.2 Objemová teorie (podle Kicka)

Objemová teorie drcení vychází z předpokladu, že celkové množství technické práce odpovídá elastické deformační práci vynaložené k rozrušení zrna.

Podle Kickovi teorie je hodnota měrné spotřeby práce stanovena vztahem [3]:

$$W = c_K \cdot \log \frac{D_z}{d_z} \quad (2)$$

W – měrná spotřeba práce [J·kg⁻¹],

c_K – empiricky stanovená konstanta [-],

D_z – střední průměr zrn před zdrobněním [m],

d_z – střední průměr zrn po zdrobnění [m].

1.6.3 Tzv. třetí teorie zdrobňování (podle Bonda)

Tato teorie předpokládá, že množství energie potřebné ke zdrobňování částic je závislé jak na velikosti objemu, tak na velikosti povrchu částic.

Podle Bondovi teorie lze stanovit spotřebu měrné práce z výrazu [3]:

$$W = c_B \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{d_z}} - \frac{1}{\sqrt{D_z}} \right) \quad (3)$$

W – měrná spotřeba práce [J·kg⁻¹],

c_B – empiricky stanovená konstanta [-],

D_z – střední průměr zrn před zdrobňováním [m],

d_z – střední průměr zrn po zdrobňování [m].

1.6.4 Teorie zdrobňování podle Charlese

Podle Charlese se vztahují všechny tři uvedené teorie jen na zvláštní případy, podmíněné určitými, avšak náhodnými podmínkami zdrobňovacího procesu.

Charles proto formuloval obecný diferenciální zákon, do něhož jsou zahrnuty i zvláštní případy [2]:

$$dW = -c \cdot \frac{dx}{x^m} \quad (4)$$

W – měrná spotřeba práce [J·kg⁻¹],

X – velikost zrna [m],

c, m – empiricky stanovené konstanty [-],

dW - přírůstek energie nutný ke zmenšení velikosti zrna,

dx – diferenciální změna velikosti zrna.

Přestože Charlesova teorie vystihuje lépe vztah mezi vynaloženou prací a výsledkem procesu zdrobnění, nevyjadřuje nějaké skutečné fyzikální zákonitosti.

Žádná z dosud vyslovených teorií není bez principiálních nedostatků z teoretického hlediska a jejich praktický význam je většinou omezen jen na určité, úzce vymezené podmínky.

2 Nasazení drtících zařízení na kolesových rypadlech

V severočeském hnědouhelném revíru se kolesovými rýpadly těží uhlí a nadložní horniny, kterými jsou povětšinou jílové horniny. Obě tyto těžené horniny, uhlí i jílové horniny, jsou náchylné ke kvádrování. Při těžbě dochází vlivem kvádrování hornin k uvolňování nadměrných kusů horniny, které jsou samotnou těžbou naloženy na dopravní cesty kolesových rypadel a dále na dálkovou pásovou dopravu. Zde potom, tyto nadměrné kusy horniny, způsobují škody, jak na dopravních cestách kolesových rypadel, tak po celé dálkové pásové dopravě [1].

Nadměrné kusy horniny způsobují:

- provozní škody (prostoje),
- materiálové škody,
- hluk, otřesy.

Provozní škody (prostoje) nadměrnými kusy horniny jsou technologického rázu. Způsobují je ucpané dopravní cesty rozměrnými kusy (sýpky na velkorypadlech nebo přesypy jednotlivých dopravních pásů), tzv. závaly. Nežádoucí prostoje vznikají také dočasným znemožněním provozu dopravní linky vyražením většího počtu válečků linky z jejich uložení a to po průchodu nadměrného kusu po dopravníku. Dopravní pás by se mohl o uložení pro válečky (tzv. kozlíky) poškodit, takže by zároveň vznikla i materiálová škoda.

Materiálové škody jsou další nežádoucí působení nadměrných kusů horniny na dopravních cestách. Mezi materiálové škody řadíme ničení konstrukčních částí dopravních cest (válečků linky, bočnic, sýpek, štítů přesypů, atd.), a samozřejmě znehodnocení dopravního pásma (průrazy, rychlejší degradace).

Provozní a materiálové škody jsou charakteru ekonomického, na rozdíl od hluku a otřesů, které jsou charakteru hygienického a bezpečnostního.

Pro eliminaci těchto nežádoucích jevů se snažíme přepravě velkých kusů horniny předcházet snížením kusovitosti, a proto vkládáme do dopravních cest drtící zařízení (drtiče).

3 Drtící zařízení na kolesových rypadlech

Jak je v předešlém textu již popsáno, jsou součástí kolesových rypadel válcové drtiče s hroty, které zmenšují kusovitost přiváděné horniny na velikost maximální stanovenou a menší. Velké kusy horniny jsou drceny (rozbíjeny) na malé části, které již nemají negativní dopad na dopravní cesty.

Rotory válcových drtičů na kolesových rypadlech jsou válce osazené prstencovými segmenty s hroty (zuby) různých profilů, což je výhodné při těžbě jílových hornin. U původních návrhů rotorů se zuby byly rotory osazeny prstenci s držáky pro výměnné zuby (obdobné jako u korečků). Tyto rotory byly ovšem náročnější na údržbu, zuby se vylamovaly a bylo je potřeba vyměňovat a doplňovat. Proto se přešlo na konstrukčně jednodušší a na údržbu minimálně náročné řešení. Buben rotoru byl osazen prstencovými segmenty s hroty různých profilů [1].

Válcové drtiče na kolesových rypadlech:

- dvourotorové,
- jednorotorové.

Na kolesových rypadlech dochází k primárnímu, popřípadě i k sekundárnímu drcení. A to podle toho zda je na velkorypadle jedno nebo dvě drtící zařízení.

Nad dálkovou pásovou dopravou, pod přesypem nakládacího výložníku, tedy na samém konci kolesového rypadla se umísťují dvourotorové drtiče DSOH, např. u kolesového rypadla KU800/20 na 3. skrývkovém řezu na DNT.

Dále jsou drtiče na kolesových rypadlech umísťovány do přesypů pasových dopravníků. Např. dvourotorový drtič kolesového rypadla SchRs1550, umístěný do střední sýpky ve střední stavbě stroje. Rypadlo je součástí technologického celku 1. skrývkového řezu na DNT.

Na začátek dopravních cest kolesových rypadel tedy na špičku kolesového výložníku nad pásový dopravník pod skluz kola se umísťují jednorotorové drtiče (tzv. kruhadla), např. jednorotorové kruhadlo kolesového rypadla SchRs1320 (obrázek 11), které těží

horniny na 2. skrývkovém řezu na DNT a na dnes již odstaveném velkorypadle KU800/8 (obrázek 12) z téhož řezu. Kruhadla mohou být také dvourotorová.

SchRs1320 je vybaveno kromě primárního drtiče na špičce kolesového výložníku, také sekundárním drtičem DSOH na konci dopravních cest. Takto bylo drtiči vybaveno také KU800/8, jež bylo na 2. skrývkovém řezu na DNT předchůdcem SchRs1320.



Obrázek 11 – Kolesové rypadlo SchRs1320



Obrázek 12 – Kolesové rypadlo KU800/8

3.1 Drtiče na konci dopravních cest kolesových rypadel

Jak je z předešlého textu patrné, tyto drtiče stojí na konci dopravních cest kolesových rypadel nad dopravníkem dálkové pásové dopravy. Tyto drtiče stojí obkročmo nad pásovým dopravníkem, pod přesypem nakládacího výložníku kolesového rypadla. Drtiče jsou vybaveny dvěma rotory s hroty.

3.1.1 Drtič skrývky DSOH

Tento mobilní drtič (obrázek 13) je určen k drcení skrývkových hornin se sklonem k vytváření nadměrných kusů o maximální pevnosti v tlaku do 40 MPa (ojedinělé kusy do 100 MPa).



Obrázek 13 – Drtič skrývky DSOH

Drtič je válcový dvourotorový, s možností regulace drtící šterbiny, umístěný na obkročném housenicovém podvozku, který pojíždí nad trasou dálkové pásové dopravy. Pracuje jako průchozí bez předtřídění a drcený materiál je na výstupu z drtiče sypán do příslušné pojízdné násypky dálkové pásové dopravy. Rotory drtiče jsou uloženy vodorovně s pásovým dopravníkem.

Oba rotory mají vždy jeden setrvačnický sloužící k vyrovnávání rázů při drcení. Setrvačnický jsou nasazeny na převislých koncích rotorů a to na protilehlých stranách, dva

setrvačníky se vedle sebe nevejdou. Setrvačníky zároveň slouží jako hnané řemenice, proto mají po svém obvodě drážky pro řemeny.

Přenos krouticího momentu z hnací řemenice na setrvačnick je zajištěn násobnými klínovými řemeny o délce 7500 mm. Na každé straně vždy dva řemeny s pěti profily klínového tvaru. Hnací i hnaná řemenice mají proto deset drážek.

Pohon rotorů je zajištěn dvěma pohonnými jednotkami, elektromotory 200 kW/6 kV.

Pojezd celého drtiče je zajištěn dvěma housenicovými podvozky. Oba podvozky mají každý svou pohonnou jednotku, elektromotor 55 kW/500 V.

Drťící výkon tohoto drtiče je 5000 m³ sypané zeminy za hodinu. A váha tohoto stroje je 180 t.

3.1.2 Tangenciální drtič skrývky

Je to mobilní dvurotorový drtič (obrázek 14) obdobný drtiči DSOH. Na rozdíl od drtiče DSOH má Tangenciální drtič rotory uloženy, v horizontální rovině, kolmo (tangenciálně) k pásovému dopravníku dálkové pásové dopravy (obrázek 15).



Obrázek 14 – Mobilní Tangenciální drtič skrývky

Stejně jako DSOH je i Tangenciální drtič obkročmo umístěn nad násypku na pásovém dopravníku dálkové pásové dopravy pod přesyp nakládacího výložníku kolesového rypadla.

Rotory drtiče jsou válcové bubny vybavené hroty (zuby).

Pojezd drtiče je zajištěn dvěma housenicovými podvozky.

Tangenciální drtiče mohou být o drticím výkonu 2500 až 10000 m³ sypané zeminy za hodinu s váhou 66 až 226 t.



Obrázek 15 – Pohled od spodu na příčně uložené rotory Tangenciálního drtiče skrývky

3.2 Drtiče vkládané do přesypů kolesových rypadel

Jsou to dvourotorové drtiče s hroty. Jejich výhoda, oproti drtičům na konci dopravních cest kolesových rypadel, je zkrácení vzdálenosti od dobývacího orgánu (kolesa s korečky). Odtud vyplývá hlavní význam užití tohoto drtiče, ochrana dopravních cest kolesových rypadel za tímto drtičem před nežádoucími účinky nadměrné kusovitosti těžené horniny.

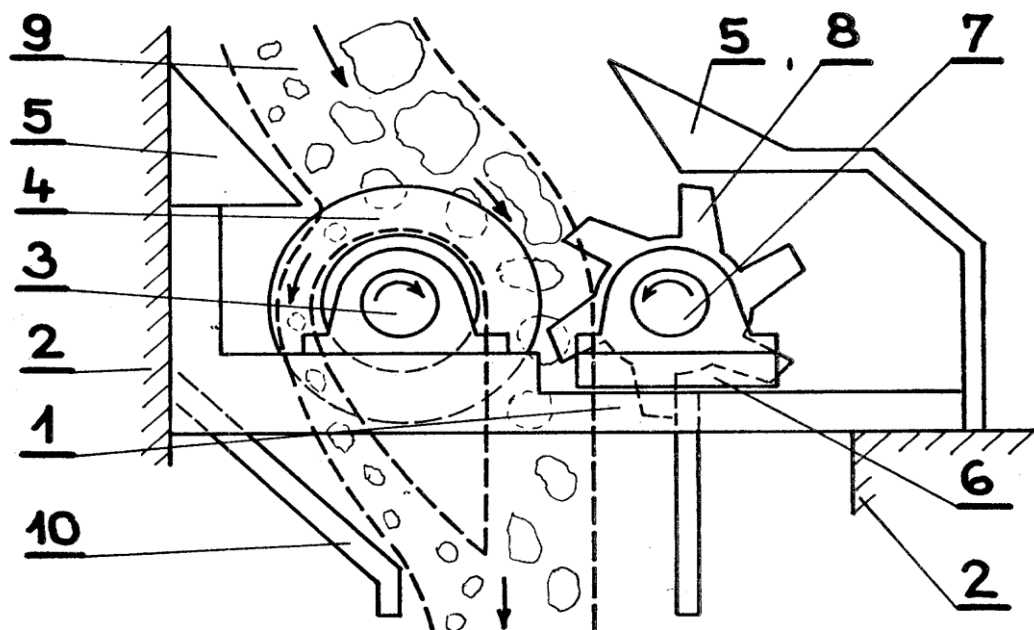
Další výhodou je nižší hmotnost, která ovšem není na úkor robustnosti drticího zařízení.

3.2.1 Drtič těženého materiálu v přesypech pásových cest těžebních zařízení [5]

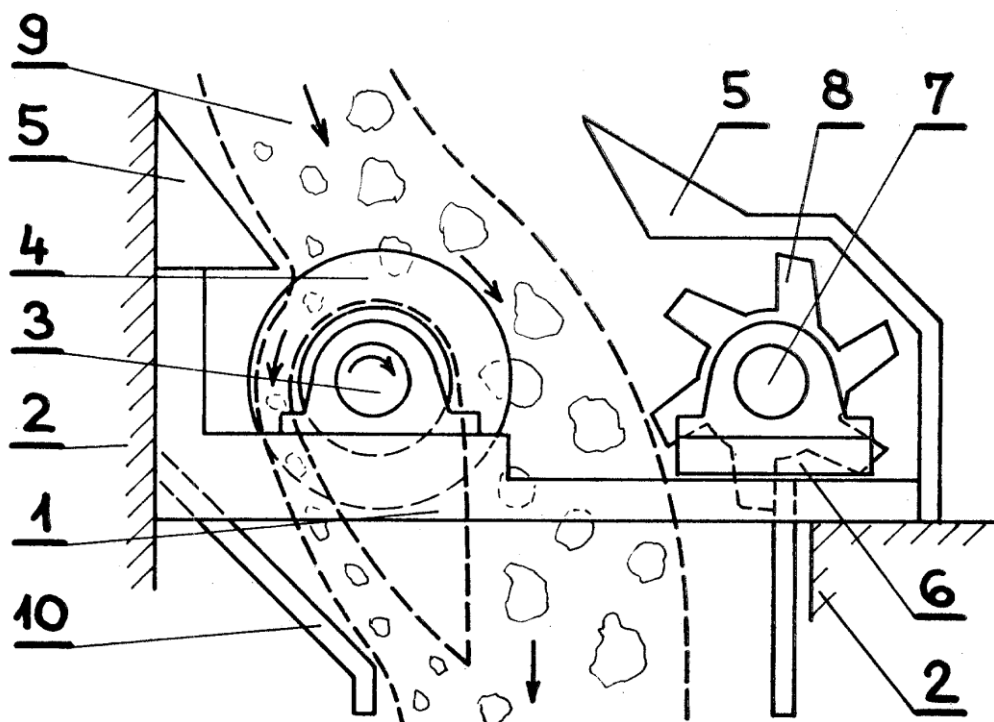
Tento drtič sestává z hlavního rámu pevně spojeného s těžebním zařízením. V hlavním rámu je pevně uložen rotor osazený např. hladkými kotouči a pohyblivý rám, ve kterém je pevně uložen rotor se zuby. Pohyblivý rám je v hlavním rámu uložen suvně nebo otočně. Toto suvné nebo otočné uložení pohyblivého rámu v hlavním rámu umožňuje vysunutí rotoru se zuby z toku materiálu. Rotor s hladkými kotouči a rotor se zuby mají protiběžný směr otáčení, souhlasný s hlavním směrem toku materiálu. V horní části hlavního rámu je násypka pro usměrnění toku materiálu na rotor s hladkými kotouči. Ve spodní části drtiče je umístěna výsypka pro usměrnění rozdrčeného materiálu.

Jestliže je pohyblivý rám s ozubeným rotorem přisunut k rotoru s hladkými kotouči, jak je znázorněno na obrázku 16, pracuje zařízení jako drtič. Ustavením pohyblivého rámu s ozubeným rotorem se mezi rotory vymezení štěrbina podle požadované výstupní kusovitosti těženého materiálu. Jestliže se pohyblivý rám s ozubeným rotorem odsune od rotoru s hladkými kotouči, jak je znázorněno na obrázku 17, je rotor se zuby vyřazen z činnosti a rotor s hladkými kotouči uložený na hlavním rámu působí jako tlumící buben.

Tento drtič lze také využít v přesypech korečkových rypadel, ale také v přesypech dálkové pásové dopravy.



Obrázek 16 – Schéma drtiče těženého materiálu v přesypu dopravních cest, rotor se zuby je v poloze pro drčení



Obrázek 17 – Schéma drtiče těžného materiálu v přesypu dopravních cest, rotor se zuby je vyřazen z činnosti

1 – hlavní rám, 2 – rám těžebního zařízení, 3 – pevně uložený rotor, 4 – hladké kotouče, 5 – násypka pro usměrnění toku, 6 – posuvný rám, 7 – přestavný rotor, 8 – zuby, 9 – tok těžného materiálu, 10 – výsyпка pro usměrnění rozdrčeného materiálu.

3.3 Drtiče umístované na špičky kolesových výložníků

Na špičku kolesového výložníku jsou montovány jednorotorové válcové drtiče s protištěnou nebo dvourotorové drtiče. Rotory jsou válcové bubny, po jejichž plášti jsou účelně rozmístěny hroty (zuby), které kusovitý materiál krájí a lámou. Proto v pravém slova smyslu nejde o drcení, ale o řezání (krouhání). Odtud pochází název **kruhadlo**.

Jak již bylo popsáno výše, kruhadlo slouží k primárnímu drcení horniny. Z uložení na špičce kolesového výložníku vyplývá, že hornina dopravovaná kolesy s korečky vypadává v horní úvrati kola z korečků, a přes skluz kola padá přímo pod hroty rotoru kruhadla (obrázek 18), popř. pod hroty rotorů kruhadel, kde je zdobňována. Na dopravní pásma kolesového výložníku, vedoucí pod kruhadlem, dopadá těžný materiál již zdobňovaný na požadovanou velikost zrna.



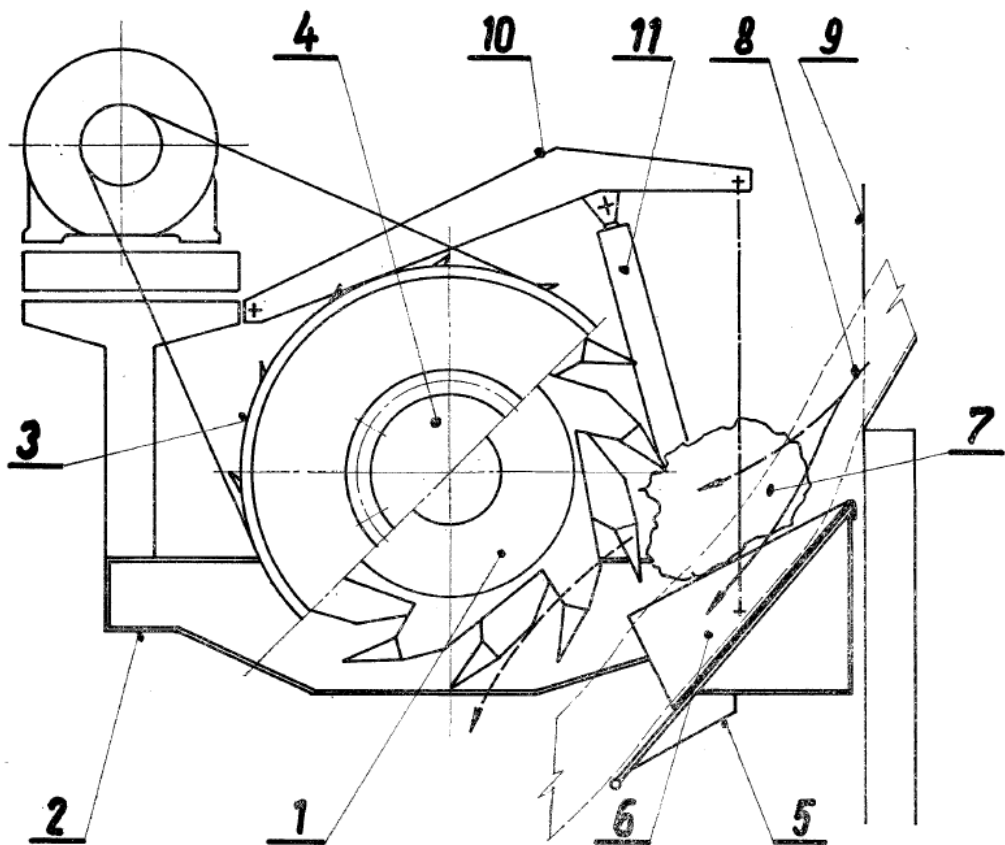
Obrázek 18 – Těžený materiál vypadává z korečků přímo pod hroty kruhadla

Z tohoto je patrný hlavní důvod užití drtiče na špičce kolesového výložníku. **Vsazením kruhadla pod skluz kola jsou kompletně chráněny dopravní cesty velkorypadla, včetně kolesového výložníku a celé dálkové pásové dopravy, od negativních vlivů nadměrné kusovitosti těžené horniny, o kterých je zmíněno výše v textu.**

3.3.1 Jednorotorové kruhadlo skřívky 1 RKS na velkstroji KU800/8 [6], [7].

Schéma na obrázku 19 znázorňuje jednorotorový drtič v pracovní poloze.

Kruhadlo je umístěno v násypce kola (obrázek 20) a jeho rám je otočně spojen na pěti místech s rámem napínacího bubnu pásu kolesového výložníku.



Obrázek 19 – Schéma jednorotorového drtiče

1 – rotor, 2 – rám, 3 – setrvačník, 4 – prokluzová spojka, 5 – násypka kolesového výložníku, 6 – protistěna se žebry, 7 – kvádry těžného materiálu, 8 – průchod toku materiálu, 9 – koleso, 10 – rameno pro odklopení, 11 – hydraulický válec



Obrázek 20 - Boční pohled na umístění kruhadla v násypce kolesového výložníku na KU800/8

Rotor kruhadla o \varnothing 1800 mm je válcový buben osazeným drtícími zuby, které jsou účelně rozmístěné po jeho obvodě. Původně byl válcový buben osazen držáky s výměnnými zuby (obdobnými, jaké jsou používány na korečcích), které byly později nahrazeny praktičtějším řešením, navařenými prstenci s hroty (zuby) profilu lichoběžníku (obrázek 21).



Obrázek 21 – Rotor kruhadla s lichoběžníkovými zuby

Převíslé konce rotoru jsou osazeny setrvačníky, které pomáhají vyrovnávat rázy při drcení horniny. Vnější plocha setrvačníku slouží jako řemenice. V průběhu let byla tato vnější plocha setrvačníku upravena do tvaru rádiusu, z důvodu zabezpečení proti sjíždění řemenů. Řemen má snahu držet se na největším průměru řemenice (setrvačníku). Tímto řešením je zaručeno centrování. Spojení setrvačnicků s rotorem je provedeno prokluzovými spojkami. Prokluzové spojky v případě přetížení odpojují dynamické účinky setrvačnicků a motorů. Maximální krouticí moment prokluzových spojek je 34 kN·m.

Pohon kruhadla je proveden dvěma hnacími jednotkami, které sestávají z elektromotorů o výkonu 160 kW, 500V (obrázek 22). Motory pohání přes periflexní spojku hnací řemenici.

K přenosu výkonu z hnací řemenice na setrvačnick je použit plochý řemen TITAN-CHEMLON 7700x360x10-11 impregnace Vultex. Napínací síla řemenů je 100 kN. Samozřejmostí jsou snímače prokluzu řemenů.

Při drcení horniny dochází k jejímu rozptylování do okolí. Z toho důvodu je celý prostor rotoru drtiče opatřen krytem (obrázek 22). Zakrytovány jsou také elektromotory a řemeny pohonu. Volný zůstává prostor nad drtičem, pro přívod drcené horniny, a prostor pod drtičem (obrázek 23), kde zdrobňená hornina propadává na pásový dopravník kolesového výložníku.



Obrázek 22 – Pohled na zakrytování rotoru, hnací a hnané řemenice s řemeny a na hnací elektromotory

Při pracovní poloze je rám s rotorem zaklesnut hákovým závěsem do otvoru v násypce kola. Při těžbě nekvádrujících materiálů se rám s rotorem odklopí a zajistí se začepováním táhla. K odklápění rámu s rotory slouží hydraulické válce a hydraulický agregát. Hydraulický rozvod pracuje s tlakem 12 MPa.

Jmenovitá výkonnost kruhadla 1 RKS je 5500 m³ sypané zeminy za hodinu. A hmotnost kruhadla je 42 t.



Obrázek 23 - Pohled na zuby rotoru a protistěny se spodu z dopravního pásma kolesového výložníku

3.3.2 Jednorotorové kruhadlo skrývky 1 RKS na velkstroji SchRs1320

Kruhadlo velkstroje SchRs1320 je obdobné kruhadlu velkstroje Ku800/8. Liší se pouze v několika detailech.

Na 1 RKS na SchRs1320 jsou k přenosu hnací síly použity násobné klínové řemeny. Na obou stranách rotoru jsou tři řemeny se čtyřmi profily klínového tvaru. Šířka řemenu je 110 mm a výška profilu je 25 mm. Z toho důvodu jsou setrvačníky tohoto rotoru, jakožto hnaná řemenice, vybaveny drážkami. Vždy dvanáct drážek na jednom setrvačníku (obrázek 24).



Obrázek 24 – Setrvačník kruhadla s drážkami a násobné klínové řemeny

Další odlišností je tvar profilu zubů, kterými je osazen rotor drtiče. Na SchRs1320 je rotor kruhadla osazen prstenci s hroty (zuby), které mají tvar tzv. žraločích ploutví (obrázek 25).



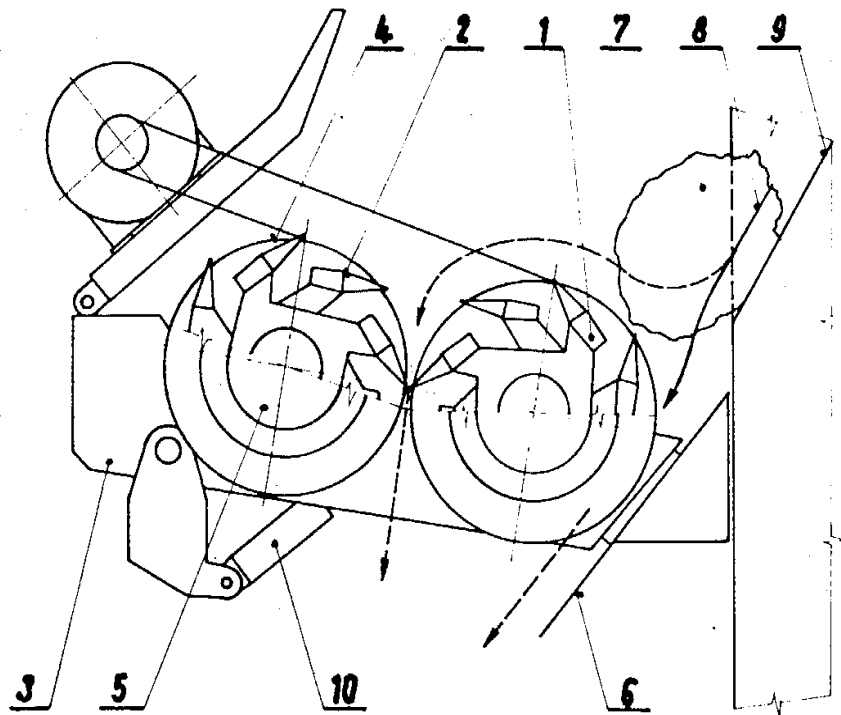
Obrázek 25 – Kruhadlo na SchRs1320 s rotorem osazeným prstenci s hroty profilu “žraločích ploutví”

3.3.3 Dvourotorové kruhadlo [8]

Dvourotorové kruhadlo na obrázku 26 sestává z rámu zavěšeného na násypce kolesového výložníku, ve kterém je za sebou uložen podávací rotor a rozpojovací rotor. Podávací a rozpojovací rotor jsou po obou stranách osazeny setrvačníky pro vyrovnání rázů při rozpojování. Krouticí moment ze setrvačnicků do podávacího a rozpojovacího rotoru se uskutečňuje prostřednictvím prokluzových spojek. Přenos hnací síly z hnací řemenice na hnanou, kterou je opět setrvačnick, je přes hnací řemeny. Pro zvedání rámu jsou po jeho obou stranách umístěny zvedací hydraulické válce.

Výhody dvourotorového drtiče oproti jednorotorovému jsou ve snížení dynamického účinku působení rotoru jednorotorového drtiče na kolesový výložník. U dvourotorového drtiče se tyto dynamické účinky vzájemně vyruší. Další výhodou je zvýšení účinnosti při zdrobňování horniny.

Nevýhodou dvourotorového drtiče oproti jednorotorovému je větší váha a tedy větší zatížení kolesového výložníku.

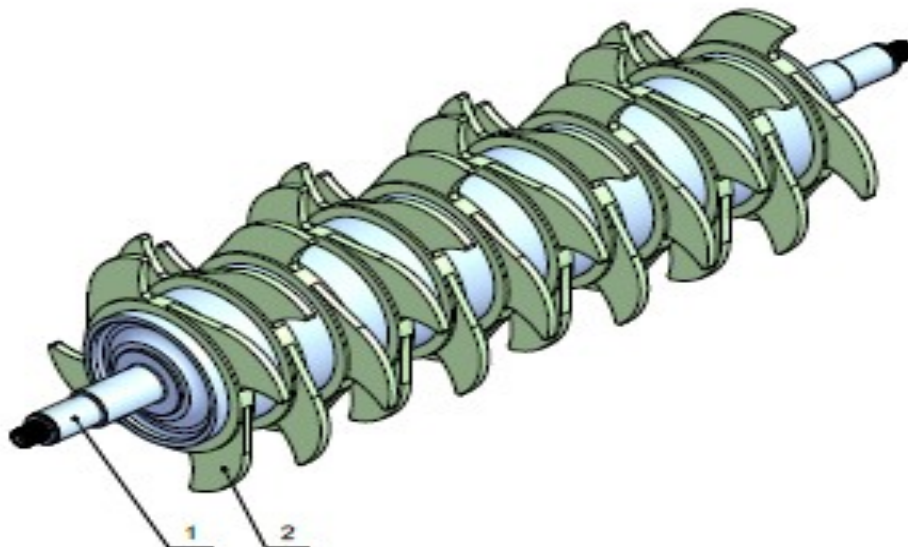


Obrázek 26 – Schéma dvourotorového drtiče

1 – podávací rotor, 2 – rozpojovací rotor, 3 – rám, 4 – setrvačnick, 5 – prokluzová spojka, 6 – násypka kolesového výložníku, 7 – kvádry těžného materiálu, 8 – tok materiálu, 9 – koleso, 10 – hydraulický válec pro odklopení

4 Základní výpočet kruhadla

Výpočet vztáhnou na rotor kruhadla z konstrukčního návrhu (obrázek 27).



*Obrázek 27 – Rotor kruhadla
1 – těleso rotoru, 2 – prstenec se zuby*

4.1 Základní rozvaha pro návrh kruhadla

Návrh kruhadla provedu pro kolesové rýpadlo na skrývkovém řezu na DNT. Již z určení místa nasazení kolesového rýpadla vyplývá, že kruhadlo bude sloužit k případnému zdrobňování skrývkových hornin, výjimečně také uhlí.

Jak jsem již uvedl v teoretické části mé práce, je při návrhu drtiče velice důležitá znalost složení těžných hornin a jejich mechanicko-fyzikálních vlastností. Jak již bylo také uvedeno, nejvýznačnější z těchto vlastností je pevnost horniny v tlaku. Ing. Žďárský z VÚHU prováděl, na žádost vedení skrývkových řezů na DNT, pevnostní zkoušky skrývkových hornin a z jeho zprávy [9] vycházím. Většina vzorků (jíly, jílovce apod.) vykazovala pevnost v prostém tlaku do 6 MPa, dva vzorky vykázali pevnost nad 10 MPa a u jednoho vzorku (karbonát) byla naměřena pevnost 53,55 MPa. Tento nejpevnější vzorek byl odebrán na pojezdové pláni nejnižšího skrývkového řezu.

Hornin, s pevností nad 50 MPa, je v rámci skrývkových řezů na DNT, oproti ostatním těžným horninám, s pevností do 10 MPa, mizivé procento. Těmto pevným polohám se při samotné těžbě kolesovými rýpadly vyhýbáme a jejich odstranění z postupu těžby je prováděno pomocnou mechanizací. Z těchto důvodů je, dle mého názoru, dimenzování kruhadla na pevnosti nad 50 MPa neekonomické. Proto jsem se, po konzultaci s geology na DNT, rozhodl při návrhu počítat s pevností velmi pevného uhlí 40 MPa v prostém tlaku (kapitola 1.4).

Jako pojistka, při případném vniknutí nedrtitelných materiálů pod hroty kruhadly, je součástí obou setrvačníků (hnaných řemenic) pojistná prokluzová spojka.

4.2 Základní výpočet výkonu pohonu kruhadla

Výkon motoru musí být od výkonu kruhadla navýšen o ztráty v řemenovém převodu a ztráty v ložiskách.

$$P_M = \frac{P_r}{\eta_{ip} \cdot \eta_L} = \frac{477723,145}{0,9 \cdot 0,99} = \underline{\underline{536165,146 \text{ W}}} \quad (5)$$

P_r – výkon kruhadla [W],

η_{ip} – účinnost řemenového převodu [-],

η_L – účinnost ložisek [-].

Výkon kruhadla [3]

$$\begin{aligned} P_r &= F_c \cdot f_z \cdot \frac{D_r}{2} \cdot \omega_r = F_c \cdot f_z \cdot \frac{D_r}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_r}{60} = 70400 \cdot 0,4 \cdot \frac{1,8}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{180}{60} \\ &= \underline{\underline{477723,145 \text{ W}}} \end{aligned} \quad (6)$$

F_c – celková drtící síla [N],

f_z – součinitel tření mezi zubem a uhlím (0,38÷0,44) [-],

D_r – průměr rotoru kruhadla (z konstrukčního návrhu) [m],

n_r – otáčky rotoru kruhadla (volím $n_r = 180 \text{ ot./min}$) [min^{-1}].

Celková drtící síla [3]

$$F_c = F_z \cdot i_z = 8800 \cdot 8 = \underline{70400 \text{ N}} \quad (7)$$

F_z – maximální drtící síla na jeden zub [N],

i_z – počet zubů v záběru (teoretický předpoklad) [-].

Maximální drtící síla na jeden zub [3]

$$F_z = \sigma_{uh} \cdot S_{oz} \cdot \mu = 40 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1,1 = \underline{8800 \text{ N}} \quad (8)$$

σ_{uh} – pevnost uhlí v tlaku (velmi pevné uhlí) [Pa],

S_{oz} – plocha vzniklá otupením špičky zubu (max. hodnota) [m²],

μ – součinitel nakypření (1,1÷1,5) [-].

Volba elektromotorů

Rotor kruhadla je poháněn dvěma elektromotory, proto výsledný výkon pohonu kruhadla podělím dvěma a získám potřebný výkon elektromotoru.

$$\frac{P_M}{2} = \frac{536165,146}{2} = 268082,573 \text{ W} = \underline{268 \text{ kW}} \quad (9)$$

Elektromotory volím z katalogu firmy Siemens [10].

Volím dva nízkonapěťové motory s kotvou na krátko Siemens typ 1LA8 357-8AB60. Motory mají výkon $P_{Msk} = 315 \text{ kW}$ a otáčky výstupní hřídele $n_M = 741 \text{ min}^{-1}$. Motory budou mít opačný smysl otáčení výstupních hřídelů.

Přepočítání skutečného výkonu kruhadla

Tímto přepočtem zjistím, jaký je výkon kruhadla při zvoleném elektromotoru o výkonu 315 kW.

$$P_{rsk} = 2 \cdot P_{Msk} \cdot \eta_{řp} \cdot \eta_L = 2 \cdot 315000 \cdot 0,9 \cdot 0,99 = \underline{561330 \text{ W}} \quad (10)$$

4.3 Návrh řemenového převodu

Přenos krouticího momentu od motoru na kruhadlo bude uskutečněn řemenovým převodem. Návrh a výpočet provedu dle vysokoškolské příručky [11].

4.3.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene

Řemen má 6 normalizovaných velikostí průřezu označovaných Z, A, B, C, D, E. Potřebnou velikost průřezu řemene pro zadané parametry převodu určím podle ČSN 02 3111. Vynesím otáček malé řemenice (otáčky elektromotoru) n_M a přenášeného výkonu (výkon elektromotoru) P_{Msk} do diagramu ze strojnických tabulek [12] určím velikost normalizovaného průřezu řemene.

Z grafu odečítám řemen velikosti E a zároveň volím řemen v provedení Industrial pro obvodové rychlosti $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

4.3.2 Návrh výpočtových průměrů řemenic

Na řemenicích se řemen ohýbá a mohl by nadměrným ohybovým namáháním popraskat na vnější straně. Proto je třeba zvolit minimální průměr řemenice D_{MIN} . V závislosti na velikosti klasického průřezu řemene jsou D_{MIN} určeny v ČSN 02 3179.

Ze strojnických tabulek [12] odečtu minimální výpočtový průměr řemenice pro průřez řemene velikosti E rozměr $D_{MIN} = 500 \text{ mm}$.

Pro konstrukční návrh volím dle ČSN 02 3179 výpočtové průměry malé a velké řemenice následovně:

$$\underline{D_m = 500 \text{ mm}} \quad \text{pro malou řemenici,}$$

$$\underline{D_v = 2000 \text{ mm}} \quad \text{pro velkou řemenici (setrvačnick).}$$

Přepočet skutečných otáček rotoru kruhadla

Po zvolení výpočtových průměrů řemenic přepočítám pomocí převodového poměru skutečné otáčky rotoru kruhadla.

$$i = \frac{n_M}{n_{rsk}} \Rightarrow n_{rsk} = \frac{n_M}{i} = \frac{741}{4,08163} = \underline{\underline{181,545 \text{ min}^{-1}}} \quad (11)$$

i – převodový poměr [-].

$$i = \frac{D_v}{D_m \cdot (1 - s)} = \frac{2000}{500 \cdot (1 - 0,02)} = \underline{\underline{4,08163}} \quad (12)$$

s – skluz řemenu (pro řemen typu Industrial) [mm].

Kontrola obvodové rychlosti na malé řemenici

Jelikož je řemen typu Industrial konstruován do rychlosti $v_{1\max} = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, překontrolují obvodovou rychlost na navržené malé řemenici.

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_M}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 700}{60} = \underline{\underline{19,399 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}} \quad (13)$$

$$\underline{\underline{v_1 < v_{1\max}}} \Rightarrow \text{podmínka splněna, kontrola v pořádku}$$

4.3.3 Návrh osové vzdálenosti

Výhodou převodu s klínovými řemeny je použitelnost malých osových vzdáleností. Díky klínové drážce postačuje pro bezpečný přenos výkonu poměrně malý úhel opásání malé řemenice a to obvykle $\alpha \geq 90^\circ$.

$$A_{MIN} \leq A' \leq A_{MAX} \quad (14)$$

A' – výpočtová osová vzdálenost [m].

Minimální osová vzdálenost plyne z minimálního úhlu opásání $\alpha = 90^\circ$.

$$A_{MIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_v - D_m) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (2 - 0,5) = \underline{\underline{1,06 \text{ m}}} \quad (15)$$

Konečné délky uzavřených normalizovaných klínových řemenů omezují osovou vzdálenost, proto:

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_m + D_v) = 2 \cdot (0,5 + 2) = \underline{5 \text{ m}} \quad (16)$$

S ohledem na předchozí výpočty mezi vosové vzdálenosti a na konstrukční návrh volím výpočtovou osovou vzdálenost $\underline{A' = 2400 \text{ mm}}$.

4.3.4 Určení délky řemenu

Uzavřenou délku řemenu L_p , kterou uvádíme v objednávce řemenu, určím pomocí geometrického výpočtu předběžné délky řemenu L_p' v rovině neutrálních vláken. Výpočet plyne z obrázku 28.

$$\begin{aligned} L_p' &= 2 \cdot A' \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_m \cdot \frac{\alpha}{360^\circ} + \pi \cdot D_v \cdot \frac{\delta}{360^\circ} \\ &= 2 \cdot 2,4 \cdot \sin \frac{143,58^\circ}{2} + \pi \cdot 0,5 \cdot \frac{143,58^\circ}{360^\circ} + \pi \cdot 2 \cdot \frac{216,4199^\circ}{360^\circ} \\ &= \underline{8,963 \text{ m}} \end{aligned} \quad (17)$$

α - úhel opásání malé řemenice [°],

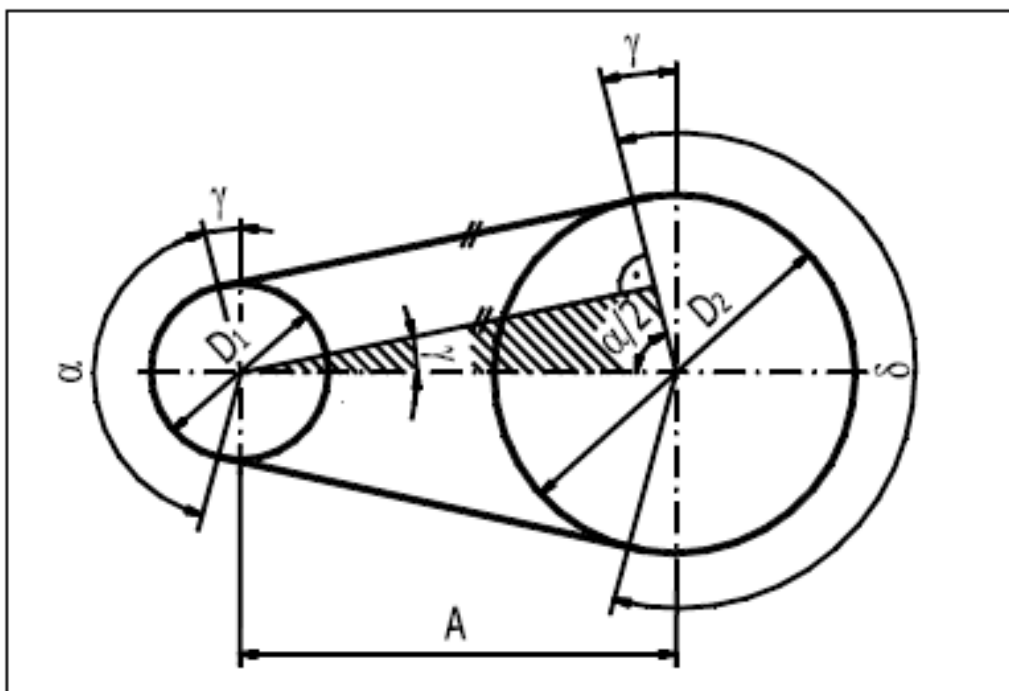
δ - úhel opásání velké řemenice [°].

$$\begin{aligned} \cos \frac{\alpha}{2} &= \frac{D_v - D_m}{2 \cdot A'} \Rightarrow \alpha = 2 \cdot \arccos \left(\frac{D_v - D_m}{2 \cdot A'} \right) = 2 \cdot \arccos \left(\frac{2 - 0,5}{2 \cdot 2,4} \right) \\ &= \underline{143,58^\circ} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\delta = 180^\circ + 2 \cdot \gamma = 180^\circ + 2 \cdot 18,2099^\circ = \underline{216,4199^\circ} \quad (19)$$

γ - tzv. doplňkový úhel [°].

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\alpha}{2} = 90^\circ - \frac{143,58^\circ}{2} = \underline{18,2099^\circ} \quad (20)$$



Obrázek 28 - Schéma úhlů opásání na řemenicích

Dle vypočtené předběžné délky řemenu L_p' určím nejbližší normalizovanou délku řemenu L_p odečtením z ČSN 02 3110 ve strojnických tabulkách [12].

Určuji normalizovanou délku řemenu $L_p = 9000 \text{ mm}$.

4.3.5 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

Pro konstrukční návrh řemenového převodu je potřeba znát skutečnou osovou vzdálenost A_{sk} , která odpovídá zvolené normalizované délce řemenu L_p .

Rozdíl mezi předběžnou délkou řemenu L_p' a určenou normalizovanou délkou řemenu L_p je velice malý, proto již nebudu přepočítávat úhly opásání, neboť jejich změna je minimální.

$$A_{sk} = \frac{L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_m + D_v) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180^\circ} \cdot (D_v - D_m)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{9 - \frac{\pi}{2} \cdot (0,5 + 2) - \frac{\pi \cdot 18,2099^\circ}{180^\circ} \cdot (2 - 0,5)}{2 \cdot \sin \frac{143,58^\circ}{2}} = \underline{\underline{2,419 \text{ m}}} \quad (21)$$

4.3.6 Stanovení počtu řemenů

Celkový počet řemenů K určím dle ČSN 02 3111, a všechny potřebné hodnoty odečítám ze strojnických tabulek [12].

$$K = \frac{P_{Msk}}{N_p \cdot C_k} = \frac{315}{23,677 \cdot 0,85} = \underline{15,65 \text{ ks}} \quad (22)$$

C_k - součinitel počtu řemenů [-],
 N_p - skutečný výkon přenášený jedním řemenem [kW].

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 29,9 \cdot \frac{0,905 \cdot 1,05}{1,2} = \underline{23,677 \text{ kW}} \quad (23)$$

N_0 - jmenovitý výkon 1 řemenu [kW],
 C_α - součinitel úhlu opásání malé řemenice [-],
 C_L - součinitel vlivu délky řemene [-],
 C_p – souč. dynamičnosti zařízení a vlivu pracovního režimu [-].

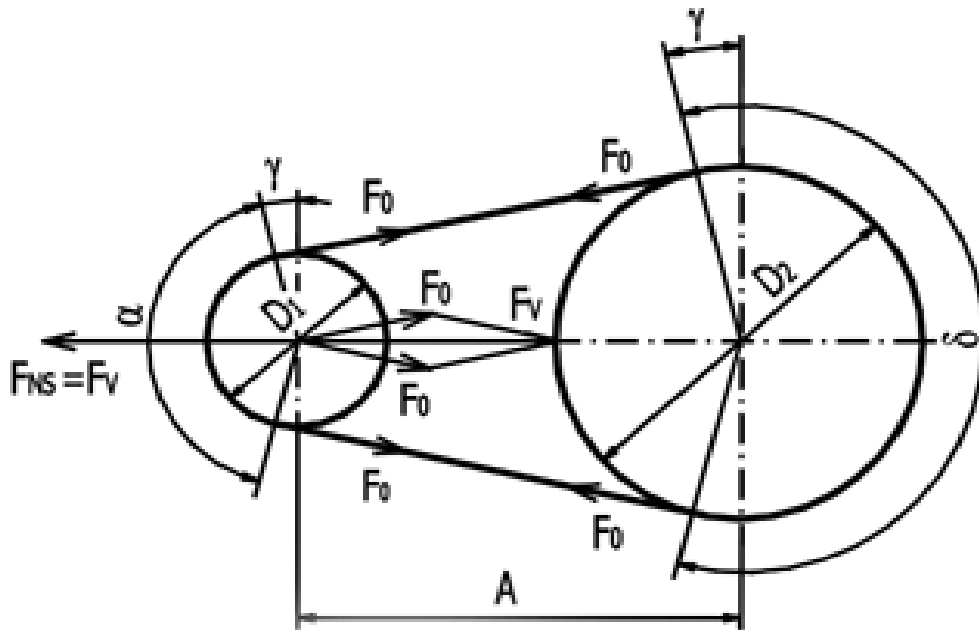
Dle vypočítaného volím pro přenos hnací síly 16 ks řemenů na jeden pohon.

Pro konstrukční návrh volím 32 x ŘEMEN E – 9000 ČSN 02 3110.

4.3.7 Výpočet předpětí řemene

Předpětí je důležité pro bezporuchovou a správnou funkci řemenového převodu a dosažení co nejdelší životnosti řemene. Předpětí je podmínkou pro vznik vláknového tření, které vzniká za provozu na opásáních mezi řemenem a řemenicemi a přenáší obvodovou sílu přenášeného výkonu z hnací řemenice na řemen a z řemene na hnanou řemenici. Je-li řemen nedostatečně napnut, na řemenicích prokluzuje, nepřenáší celý výkon a způsobuje nežádoucí vibrace v pohonu stroje. Naopak, je-li řemen napnut příliš, trpí ložiska a hřídel nadměrným namáháním. V obou případech se řemen nadměrně zahřívá a jeho životnost se tím zkracuje.

Předpětí F_o je síla, která působí stejnou silou v obou větvích řemenu. Vyvozujeme ji za klidu, při montáži, napnutím řemene napínací silou F_{NS} , která je rovna výslednici F_V předepjatých sil F_o .



Obrázek 29 - Znárodnění působení sil na řemen při předpětí

$$F_o = k \cdot \frac{F_1}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1,6 \cdot \frac{16237,67}{2} \cdot \frac{e^{1,885954581 \cdot 2,505945246} + 1}{e^{1,885954581 \cdot 2,505945246} - 1} = \underline{\underline{13222,4 \text{ N}}} \quad (24)$$

k – souč. bezpečnosti proti prokluzu řemene (1,3 ÷ 1,6) [-],
 F_1 - přenášená obvodová síla na malé řemenici [N],
 $\hat{\alpha}$ - úhel opásání malé řemenice v obloukové míře [rad],
 f_k - součinitel tření v klínové drážce [-].

$$F_1 = \frac{P_{Msk} \cdot 60}{D_m \cdot \pi \cdot n_M} = \frac{315000 \cdot 60}{0,5 \cdot \pi \cdot 741} = \underline{\underline{16237,67 \text{ N}}} \quad (25)$$

$$\hat{\alpha} = \pi \cdot \frac{\alpha}{180^\circ} = \pi \cdot \frac{143,58^\circ}{180^\circ} = \underline{\underline{2,505945246 \text{ rad}}} \quad (26)$$

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_d}{2}} = \frac{0,58279}{\sin \frac{36^\circ}{2}} = \underline{\underline{1,885954581}} \quad (27)$$

α_d - úhel drážky malé řemenice [°],

f - součinitel vláknového tření [-].

$$f = f_o + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 19,399 = \underline{\underline{0,58279}} \quad (28)$$

f_o - součinitel suchého smykového tření vyskytujícího se u nového, nezaběhnutého řemene (pro pryžový řemen a ocelovou řemenici) [-].

4.3.8 Návrh klínových řemenic

Jako materiál klínových řemenic volím ocel 11 500.

Ze strojnických tabulek [12] dle normy ČSN 02 3179 určím rozměry drážky řemenic pro řemen průřezu E.

Šířka věnce klínových řemenic

Šířku věnce vypočítám také dle ČSN 02 3179 [12].

$$M = (K - 1) \cdot e + 2f = (16 - 1) \cdot 44,5 + 2 \cdot 29 = \underline{\underline{725,5 \text{ mm}}} \quad (29)$$

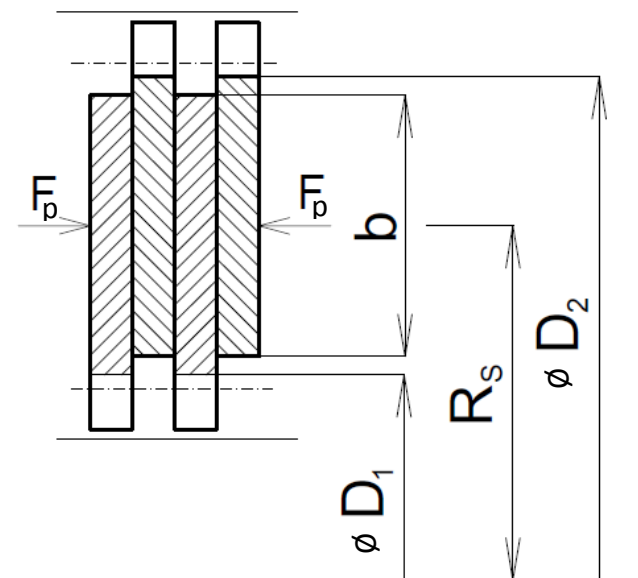
e - vzdálenost mezi osami drážek [mm],

f - vzdálenost osy krajní drážky od nejbližší hrany řemenice [mm].

4.4 Základní výpočet pojistné prokluzové spojky

Pojistná prokluzová spojka je třecí lamelová spojka, která je nastavena na požadovaný moment. Při překročení nastavené hodnoty momentu odpojuje spojka dynamické účinky pohonu. Požadovaný moment je nastaven pomocí tlaku na lamely spojky, vyvíjený tlačnou pružinou. Pro vyšší hodnotu točivého momentu již pružina nevyvíjí dostatečný tlak na lamely, dojde ke stlačení pružiny a k prokluzu. Následně je prokluz vyhodnocen elektronikou a je vypnut pohon.

Pro výpočet, který jsem provedl dle „Částí strojů“ [13], jsem zvolil hodnotu středního třecího poloměru $R_s = 220$ mm a hodnotu průměru lamely $D_2 = 500$ mm dle obrázku 30.



Obrázek 30 – Schéma pro výpočet pojistné prokluzové lamelové spojky

Volba ostatních rozměrů třecích ploch

$$\frac{D_1}{D_2} = (0,6 \div 0,8) \Rightarrow D_1 = D_2 \cdot 0,6 = 0,5 \cdot 0,6 = \underline{0,3 \text{ m}} \quad (30)$$

$$\frac{b}{R_s} = (0,25 \div 0,5) \Rightarrow b = R_s \cdot 0,5 = 0,22 \cdot 0,5 = \underline{0,11 \text{ m}} \quad (31)$$

Podmínka dovoleného tlaku ve stykové ploše lamel

$$p \leq p_D \quad (32)$$

p – tlak ve stykové ploše [Pa],

p_D – dovolený tlak ve stykové ploše [Pa].

Tlak ve stykové ploše

$$p = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{2 \cdot \pi \cdot R_s \cdot b} = \frac{44736,438}{2 \cdot \pi \cdot 0,22 \cdot 0,11} = \underline{294215,923 \text{ Pa}} \quad (33)$$

F_p – přítlačná síla ve stykové ploše [N].

Přítlačná síla ve stykové ploše

$$M_v = i_p \cdot f \cdot F_p \cdot R_s \Rightarrow F_p = \frac{M_v}{i_p \cdot f \cdot R_s} = \frac{29526,049}{10 \cdot 0,3 \cdot 0,22} = \underline{44736,438 \text{ N}} \quad (34)$$

M_v – výpočtový točivý moment [N·m],

i_p – počet stykových ploch [-],

f – součinitel tření (ocel – osinek) [-].

Výpočtový točivý moment na stykové ploše

$$P_{rsk} = M_v \cdot \omega_r \Rightarrow M_v = \frac{P_{rsk} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{rsk}} = \frac{561330 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 181,545} = \underline{29526,049 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (35)$$

P_{rsk} – skutečný výkon kruhadla [W],

n_{rsk} – skutečné otáčky kruhadla [min^{-1}].

Dovolený tlak

$$p_D = p_0 \cdot c_v \cdot c_i = 600000 \cdot 0,773 \cdot 0,79 = \underline{366463,353 \text{ Pa}} \quad (36)$$

p_0 – tlak ve třecí ploše za klidu (0,4 ÷ 0,8 MPa) [Pa],

c_v – součinitel vlivu obvodové rychlosti [-],

c_i – součinitel vlivu stykových ploch [-].

Vliv obvodové rychlosti

Součinitel vlivu obvodové rychlosti se počítá z empirického vzorce [13]:

$$c_v = \sqrt{\frac{2,5}{v}} = \sqrt{\frac{2,5}{\pi \cdot 2 \cdot R_s \cdot n_{rsk}}} = \sqrt{\frac{2,5 \cdot 60}{\pi \cdot 2 \cdot 0,22 \cdot 181,545}} = \underline{\underline{0,773}} \quad (37)$$

Kontrola splnění podmínky dovoleného tlaku

$$\underline{\underline{294215,9 \text{ Pa}}} < 366463,3 \text{ Pa} \Rightarrow \underline{\underline{p}} < \underline{\underline{p_D}} \Rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (38)$$

5 Závěr

V dnešní době je požadována, od všech strojních zařízení vysoká výkonnost, stroje pro těžbu a zpracování nerostných surovin nevyjímaje. Proto jsou u všech zařízení kladeny vysoké nároky na efektivitu a bezporuchovost.

U dobývacích strojů, zejména pak u kolesových rypadel, byla v minulosti velkým zdrojem poruchovosti a prostojů nadměrná kusovitost těžené horniny. K odstranění poruchovosti vlivem nadměrné kusovitosti těžného materiálu nebo alespoň k jejímu minimalizování zařazujeme do dopravních cest kolesových rýpadel drtící zařízení.

Drtící zařízení, ať už jsou vřazována na konec dopravních cest velkstrojů nebo jsou součástí přesypů dopravních cest anebo jsou vsazována na začátek dopravních cest velkstrojů, slouží ke zdrobnění nadměrných kusů horniny, přicházejících od dobývacího orgánu. Za drtícími zařízeními je již těžená hornina zdrobněna na maximální stanovenou velikost zrna a tím je zbytek dopravních cest ochráněn před negativními vlivy nadměrné kusovitosti těžené horniny.

V této práci jsem se zabýval důležitostí vřazování drtících zařízení do dopravních cest kolesových rýpadel. Upozornil jsem, že pro navrhnutí a zvolení drtícího zařízení je potřeba znát fyzikální a mechanické vlastnosti dobývané horniny. Následně jsem provedl rešerši drtících zařízení užívaných na kolesových rýpadlech. Poté jsem provedl konstrukční návrh drtiče na špičce kolesového výložníku (kruhadla), jehož součástí je výpočtová část mé diplomové práce. Ve výpočtové části jsem nejprve provedl základní výpočet výkonu pohonu kruhadla, podle kterého jsem zvolil výkon hnacích elektromotorů. Následně jsem navrhl řemenový převod k převodu hnací síly z elektromotoru na setrvačnick, včetně návrhu řemenic. Poslední součástí výpočtové části je výpočet pojistné prokluzové spojky sloužící k přenosu krouticího momentu na rotor kruhadla. Konstrukční návrh je proveden, aby kruhadlo splňovalo požadavky, kladené na drtiče umístované na špičkách kolesových výložníků.

6 Použitá literatura

[1] MINARIK, David. *Konstrukční návrh drtiče skrývky na výložníku velkostroje: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 43 s.

[2] KINCEL, Vladislav. *Stanovení energo – silových parametrů pro vývoj a řešení důlních drtičů: kandidátská disertační práce*. Ostrava: VŠB – Ostrava, 2004, 119 s.

[3] BALETKA, Stanislav. *Konstrukční návrh porubového drtiče pro úpravu uhlí* [online]. Ostrava, 2011, 79 s [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: http://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/88042/BAL182_FS_N2301_3909T001_20_2011.pdf?sequence=1. Diplomová práce. VŠB - Ostrava.

[4] Mechanika hornin - laboratoř. *Mechanika hornin - laboratoř* [online]. 2005, 38b s, 19.05.2005 [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: http://geotech.fce.vutbr.cz/studium/mech_hornin/mhig_10.pdf.

[5] BENEŠ, Josef, Jiří KOUDELA, Pavel VÁGNER. *Drtič těžného materiálu v přesypech pásových cest těžebních zařízení* [patent]. Česká republika. 225574. Uděleno 24.06.1983. Zapsáno 30.09.1985. Dostupné z: <http://spisy.upv.cz/Patents/FullDocuments/225/225574.pdf>.

[6] KÖRNER, F. KSK. *Pokyny pro obsluhu a údržbu kolesového rýpadla KU 808: Kniha I*. Uničov, 1994.

[7] REISSIG, Ivo, Milan SŮVA, Přemysl KEJKRT, Karel STRAKOŠ, František WILL a Karel KÁŠ. *Jednorotorové kruhadlo* [patent]. Česká republika. 222730. Uděleno 29.01.1982. Zapsáno 15.03.1986. Dostupné z: <http://spisy.upv.cz/Patents/FullDocuments/222/222730.pdf>.

[8] KEJKRT, Přemysl, Karel STRAKOŠ, Ivo REISSIG, Milan SŮVA, František WILL a Karel KÁŠ. *Dvourotorové kruhadlo* [patent]. Česká republika. 216593. Uděleno 31.12.1981. Zapsáno 01.08.1984. Dostupné z: <http://spisy.upv.cz/Patents/FirstPages/FPPV0216/0216593.pdf>.

[9] ŽĎÁRSKÝ, Jan. VÚHU - MOST. *Zhodnocení aktuálního stavu dobyvatelnosti na vybraných horizontech: 52/95*. první. Most, 1995.

[10] Nízkonapěťové motory: Katalog M11. *Industry Automation & Drive Technologies - Siemens* [online]. 2005 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=a31cde97ad&ctxp=doc_katalogy&cpage=2.

[11] KALÁB, Květoslav. *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu: Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB-TUO, 2010, 20 s.

[12] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-718-3312-6.

[13] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů: 1. svazek*. 5. přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989, 775 s. Česká matice technická: Technický průvodce, svazek 6. ISBN 80-030-0046-7.

7 Seznam příloh

Příloha A – Výkres konstrukčního návrhu kruhadla	MIN-05-0100
Příloha B – Výkres konstrukčního návrhu rotoru kruhadla	MIN-05-0030
Příloha C – Detailní výkres prstence se zuby	MIN-05-0035
Příloha D – 1 x CD Diplomová práce	