



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

KYVADLO ČELISŤOVÉHO DRTIČE 700 x 300

PENDULUM JAW CRUSHER 700 x 300

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Libor Kopecký

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Libor Kopecký**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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:

Kyvadlo čelistového drtiče 700 x 300

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce čelistového drtiče DCJ 700 x 300 se zaměřením na pevnostní optimalizaci kyvadla.

Cíle diplomové práce:

Vypracovat technickou zprávu s návrhem drtiče, se srovnáním jednovzpěrných a dvouvzpěrných drtičů, s porovnáním konstrukce kyvadla - svarek vůči odlitku.

Nakreslit sestavný výkres drtiče.

Dle zvoleného kinematického modelu optimalizovat tvar a konstrukci kyvadla z hlediska zatěžujících sil - s výsledkem výkresu kyvadla.

Seznam literatury:

Duda, W. H. (1992): Internationale verfahrenstechnik der Zementindustrie. Bauverlag GmbH. Wiesbaden, Berlin. MacDonald Evans, London.

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. ISBN 978-80-553-1187-6.

Malášek, J. (2005): Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců. VUT v Brně.

Medek, J. (1998): Mechanické pochody. VUT v Brně. ISBN 80-214-1284-x.

Pacas, B. (1983): Teorie stavebních strojů. SNTL Praha.

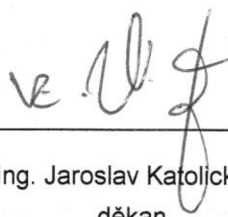
Voštová, V. (1992): Teorie stavebních strojů I,II. ČVUT v Praze.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 26. 11. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce kyvadla čelistového drtiče DCJ 700x300. První část práce se věnuje problematice zpracování nerostných surovin se zaměřením na zdrobňování hornin. Druhá část pojednává o zařízeních sloužících k drcení hornin, speciálně se pak zaměřuje na čelistové drtiče a jeho varianty. Třetí část práce se věnuje konkrétnímu návrhu čelistového drtiče dle zadání. Další část se zabývá konstrukčním návrhem kyvadla s variantami provedení jako svarek a odlitek. Pro vybranou variantu výroby kyvadla je dílčím cílem práce provedení pevnostní analýzy pomocí metody MKP. Součástí práce je výkresová dokumentace drtiče a kyvadla.

KLÍČOVÁ SLOVA

Drcení, čelistový drtič, kyvadlo, pevnostní analýza, výkresová dokumentace.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with construction design of a pendulum for the jaw crusher DCJ 700x300. The first part of the thesis is dedicated to treatment of mineral materials with focus on minimizing minerals. The second part deals with devices used for crushing minerals, jaw crushers and their variants in particular. The third part is devoted to specific design of the jaw crusher based on assigned input. The next part deals with construction design of the pendulum and technology of its production exploring weldments and casts. The aim of this thesis is to perform a strength analysis of the chosen version of pendulum production using the FEM method. The diploma thesis includes drawing documentation of the jaw crusher and the pendulum.

KEYWORDS

Crushing, jaw crusher, pendulum, strength analysis, drawing documentation.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOPECKÝ, L. Kyvadlo čelistového drtiče 700 x 300. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Libor Kopecký



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval především doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. a ostatním pedagogům za odbornou pomoc a cenné rady. Také bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu.



OBSAH

Úvod	10
1 Zpracování nerostných surovin	11
1.1 Vlastnosti kameniva.....	11
1.2 Zdrobňování.....	12
1.2.1 Hypotézy zdrobňování.....	13
1.2.2 Způsoby zdrobňování	15
1.3 Drcení.....	18
1.3.1 Stupeň rozpojení	18
2 Drtící stroje.....	19
2.1 Čelist'ový drtič	19
2.1.1 Jednovzpěrný čelist'ový drtič.....	21
2.1.2 Dvouvzpěrný čelist'ový drtič	24
2.1.3 Zvláštní typy čelist'ových drtičů.....	26
2.2 Porovnání čelist'ových drtičů.....	27
2.3 Pomocná zařízení a příslušenství drtičů.....	27
3 Návrh čelist'ového drtiče	29
3.1 Volba pohonu.....	29
3.2 Návrh setrvačníků	30
3.2.1 Výpočet převodového poměru.....	31
3.2.2 Výpočet otáček setrvačnicku.....	31
3.2.3 Výpočet momentů setrvačnosti	31
3.3 Návrh svěrného spoje mezi výstředníkovým hřídelem a setrvačnickem.....	32
3.3.1 Celkový moment setrvačnosti	32
3.3.2 Rozdíl energií pohybujícího se a stojícího mechanismu	33
3.3.3 Výpočet mechanického výkonu na hřídeli	33
3.3.4 Přenesený moment.....	33
3.3.5 Volba svěrného spoje	34
3.4 Výpočet zdvihu kyvadla	35
3.4.1 Návrhový výpočet zdvihu kyvadla.....	36
3.5 Základní výpočet výkonnosti drtiče.....	36
3.5.1 Zpřesňující výpočet výkonnosti drtiče dle Levensona	37
4 Návrh kyvadla	38
4.1 Rozměrový návrh kyvadla	38
4.2 Technologie výroby kyvadla	40
4.2.1 Odlévání	40



4.2.2	Svařování	41
4.3	Volba technologie výroby kyvadla	43
5	Zatížení kyvadla	44
5.1	Vstupní objem	45
5.2	Výstupní objem	45
5.3	Práce potřebná k drcení	46
5.4	Výpočet drtící síly	47
5.5	Výpočet reakce třecí síly	47
5.6	Výsledná síla	47
5.7	Celková drtící síla	49
5.8	Celková reakce třecí síly	49
5.9	Celková zatěžující síla	49
5.10	Určení polohy výsledné zatěžující síly	49
6	Návrh ložisek kyvadla	51
6.1	Životnost ložiska	52
6.2	Posouzení statické únosnosti	52
7	Pevnostní analýza kyvadla	53
7.1	Tvorba modelu, sítě a okrajových podmínek	53
7.2	Výsledky pevnostní analýzy	54
7.2.1	Zatížení – žula	54
7.2.2	Zatížení – vápenec	56
7.2.3	Zatížení – pískovec	57
7.3	Bezpečnostní analýza kyvadla	59
7.4	Optimalizace konstrukce kyvadla	61
7.4.1	Výsledky optimalizace konstrukce kyvadla	61
	Závěr	64
	Použité informační zdroje	65
	Seznam použitých zkratk a symbolů	67
	Seznam obrázků	72
	Seznam tabulek	74
	Seznam příloh	75



ÚVOD

Člověk si vždy hledal místo k životu, kde by mohl bezpečně a v zákrytu před nepřízní počasí trávit svůj čas. Příkladem mohou být od počátku lidstva jeskyně, dále primitivní dřevěné stavby až po složitější kamenné stavby. Postupný rozvoj stavebních technologií a stavebních materiálů vedl lidstvo ke zlepšování technologií a zařízení pro zpracování základních stavebních surovin. Významný pokrok z hlediska mechanického rozpojování – drcení přinesl v roce 1857 americký vynálezce Blake, který navrhl drtící zařízení podobné čelistovému drtiči. Tento drtič byl ve své době velmi inovativní a efektivní. Ve 20. století se vývoj zdobňovacích zařízení zaměřoval především na energetickou úsporu stroje a vyšší výkonnost. Účinnost zdobňovacích zařízení je však stále nízká (přibližně 1%), proto je stále aktuálním problémem k řešení.

Velikosti zrn nerostných surovin, které člověk například odstřelem vytěží, nejsou obvykle v požadované velikosti. Vytěžená hornina je pomocí dopravního zařízení přepravena ke zdobňovacímu zařízení a dle potřeb je materiál zdobněn na požadovanou velikost zrn. Pomocí třídících zařízení jsou separována požadovaná zrna od nevhodných zrn. Drtiče proto nalézají uplatnění především v podnicích zabývajících se zpracováním hornin nebo při obnově použitých stavebních materiálů. Stávající požadavek na drtiče je uplatnění veškeré vytěžené suroviny při drtících procesech a recyklace odpadů vhodných pro stavební hmoty. Tento požadavek klade za cíl snižování počtu skládek a tím ekologickou šetrnost vůči Zemi.



1 ZPRACOVÁNÍ NEROSTNÝCH SUROVIN

Důležitou roli ve stavebnictví hraje přírodní kamenivo vytěžené v lomech. Kamenivo je součástí při výrobě směsi betonu, malt, omítek a ke stavbě silnic. Produkt vytěžený určitým technologickým postupem je nutné dále zpracovat, aby dosahoval požadovaných vlastností podle potřeb zákazníka. Základní technologickou operací při zpracování nerostných surovin je zdrobňování, kterému se budeme věnovat podrobněji v dalších kapitolách. Při návrhu konstrukce zařízení pro zpracování nerostných surovin je potřeba znát některé vlastnosti suroviny, aby nedošlo k poškození stroje.



Obr. 1 Lom společnosti KÁMEN Zbraslav [17]

1.1 VLASTNOSTI KAMENIVA

Kamenivo je možné rozdělit dle původu na přírodní a umělé. Přírodní kamenivo získáme zdrobňováním přírodního kamene. Umělé kamenivo vzniká recyklací průmyslových odpadů nebo se vyrábí. Uměle vyprodukované kamenivo je známo jako keramzit.

Hornina (kámen) je charakterizována jako materiál nehomogenní a anizotropní. To způsobuje obtíže při výpočtech odporů hornin při interakci se strojním zařízením, které na horninu klade zatížení. Mezi hlavní vlastnosti hornin patří zrnitost, pórovitost, sypaná objemová hmotnost, pevnost a další. Důležitou vlastností při zdrobňování je pevnost a ta závisí především na tvrdosti a soudržnosti. Kamenivo vykazuje nejvyšší pevnost v tlaku a nejnižší v tahu (pevnost v tahu = přibližně jedna desetina pevnosti v tlaku). Další důležitou vlastností je tvar zrna. Ideální tvar zrna pro použití ve stavebních hmotách se podobá kouli, nebo krychli. Tvar zrna nazývaný jako jehlicovitý není pro stavební účely vhodný. Jehlicovitý tvar předpokládáme u zrna, jehož délka je třikrát větší než šířka.



Tab. 1 Označení zrn [3]

Velikost zrn [mm]	Název	
< 0,002	jíl	
0,002 – 0,063	prach	
0,063 – 0,250	písek	jemný
0,250 – 1		střední
1 – 2		hrubý
2 – 8	štěrk	drobný
8 – 32		střední
32 – 128		hrubý
128 – 256	kameny	
> 256	balvany	

1.2 ZDROBŇOVÁNÍ

Hornina vytěžená technologií primárního rozpojování není velikostí svých zrn vhodná pro další použití. Proto vzniká požadavek zdrobňování horniny na požadovanou velikost a tvar zrn. Zdrobňovací proces je velmi energeticky náročný a účinnost zdrobňovacích zařízení je malá. Většina energie se při zdrobňování mění na teplo a další energie, přičemž přibližně jen 1% je využito na užitečnou práci. Další problém zdrobňování je otěr zpracovávaných hornin o pracovní plochu stroje. Některé vysoce abrazivní a pevné materiály způsobují nízkou životnost zdrobňovacích ploch stroje. Proto je vhodné při konstrukci zařízení volit materiály s vhodnými vlastnostmi. Při skutečném zdrobňování nedochází k rozdužení pouze jednoho zrna, ale dochází k rozdužení více zrn najednou.

Materiál zdrobňujeme především za účely:

- dosáhnout požadovaných rozměrů zrn, tak aby ve výsledném výrobku bylo co nejméně zrn větších a menších než jsou požadovány
- získávat produkt s vysokým měrným povrchem (vysoký stupeň rozpojení)
- rozpojit zrno a rozdělit tak žádaný materiál od nežádoucího

Zdrobňování dělíme podle počtu strojů a jejich řazení:

- jednostupňové (zdrobňování na jednom stroji)
- vícestupňové (zdrobňování na více za sebou uspořádaných strojích)
- v otevřeném, polootevřeném nebo uzavřeném cyklu

Rozdělení zdrobňování dle principu namáhání zrn:

- tlakem
- úderem
- stříhem
- ohybem



Rozdělení zdobňování dle namáhání zrn bude podrobněji popsáno v kapitole 1.2.2 *Způsoby zdobňování*. Jak již bylo zmíněno, pevnost v tahu kameniva je mnohonásobně menší než pevnost v tlaku. Bylo by výhodnější zrna namáhat tahem. Přesto však nebyl navrhnut stroj, který by zrna zdobňoval pouze tahovým namáháním. Částečně jsou zrna namáhána tahem, pokud má zatížení zrna ohybový charakter.

Zdobňování můžeme v poslední řadě rozdělit na drcení a mletí. Rozdíl mezi drcením a mletím nejde přímo exaktně definovat. Udává se však, že při mletí dosahujeme zrn menších než 1 mm.

Tab. 2 Porovnání strojů podle principu zdobňování [3]

Stroj	Princip zdobňování
Čelistové drtiče	tlak, ráz, ohyb, štípání
Kuželové drtiče	tlak, ohyb, stříh
Válcové drtiče – hladké válce, stejné obvodové rychlosti	tlak, tření
Válcové drtiče – hladké válce, různé rychlosti	tření, tlak
Válcové drtiče – profilované válce	tlak, ohyb, štípání, tření
Kladivové drtiče, kladivové mlýny	ráz, úder, roztloukání
Odrazové drtiče, odrazové mlýny	ráz, úder
Kulové mlýny	úder, tření
Kolové mlýny, kotoučové mlýny	tlak, tření, stříh
Svorníkové mlýny, kolíkové mlýny	úder, stříh

1.2.1 HYPOTÉZY ZDOBŇOVÁNÍ

Ke stanovení energie potřebné ke zdobňování zrn byly odvozeny níže uvedené teorie. Většina teorií vychází z určitých předpokladů, které nemohou být v reálném provozu splněny. Výpočet je proto pouze orientační.

Rittingerova teorie

Energie potřebná pro drcení je úměrná nově vzniklému povrchu. Odtud pak název povrchová teorie. Ve svých úvahách vycházel Rittinger ze vzrůstu povrchu při zdobňování. [5]

$$A_R = K_R \cdot (S_P - S_S) = K_R \cdot \Delta S \quad (J) \quad (1)$$

kde: A_R [J] práce pro drcení podle Rittingera
 K_R [J.m⁻²] konstanta úměrnosti, kterou je nutno stanovit experimentálně
 S_P [m²] povrch části produktu po drcení
 S_S [m²] povrch části suroviny před drcením
 ΔS [m²] rozdíl povrchů



Rittingerova teorie byla ověřována pouze laboratorně. Mezi zdobňováním jednotlivých zrn a většího množství zrn různých velikostí je zásadní rozdíl. Při zdobňování jednotlivých zrn je veškerá přivedená energie využita na vytváření nového povrchu. Při zdobňování souboru zrn dochází k jejímu vzájemnému tření a převážná část energie se mění v teplo. [6]

Kickova teorie

Vychází z předpokladu, že v provozních podmínkách potřebná deformační práce převažuje nad energií pro vytváření nových povrchů. Kickova teorie je také známá jako teorie objemová. Energie pro drcení je úměrná objemu částice. [5]

$$A_K = K_K \cdot V \quad (J) \quad (2)$$

kde: A_K [J] práce pro drcení podle Kicka
 K_K [J.m⁻³] konstanta, kterou je nutno stanovit experimentálně
 V [m³] objem částice

Pro rozšíření Kickovy teorie na zdobňování celého souboru částic byl zaveden vzorec: [5]

$$A_K = K_K \cdot \log \frac{D_m}{d_m} \quad (J) \quad (3)$$

kde: K_K [J] konstanta, kterou je nutno stanovit experimentálně
 D_m [m] střední průměr částic suroviny
 d_m [m] střední průměr částic produktu

Stejnou teorii zdobňování jako Kick prezentoval i Kirpičev. Kickova teorie uvažuje shodnou pevnost veškerých zrn. Tento předpoklad je mylný z důvodu nehomogenity materiálu.

Bondova teorie

Tato teorie vychází z předpokladu, že energie potřebná pro zmenšování velikosti částic závisí jak na objemu částice, tak i na nově vznikajícím povrchu. Množství potřebné energie je sice úměrné velikosti objemu částice, ale vzhledem ke koncentraci napětí vzniká i možnost trhlinek a tím i nových povrchů. [5]

$$A_B = K_B \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{d_m}} - \frac{1}{\sqrt{D_m}} \right) \quad (J) \quad (4)$$

kde: A_B [J] práce pro drcení podle Bonda

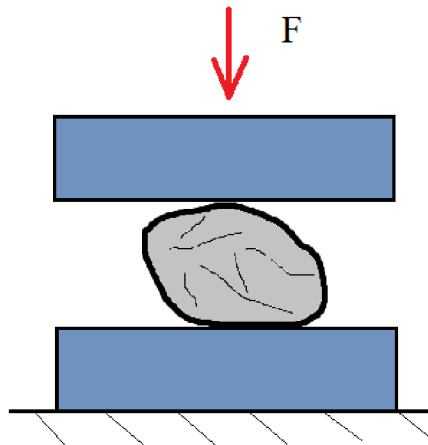
Uvedené teorie zdobňování neudávají skutečnou práci potřebnou k drcení nebo mletí. Při návrhu příkonu pohonu zdobňovacích zařízení se spíše vychází z empirických poznatků a praktických zkušeností.



1.2.2 ZPŮSOBY ZDROBŇOVÁNÍ

Namáhání tlakem

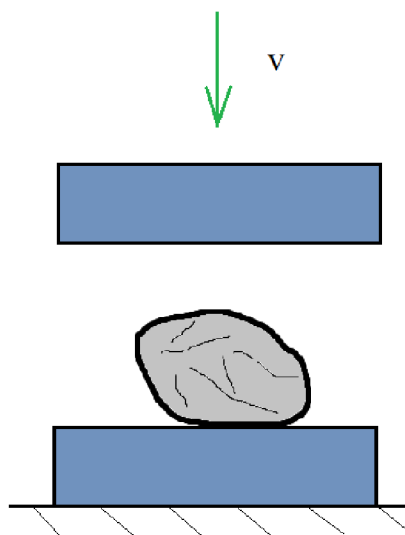
Zrno je mezi dvěma pracovními plochami zatěžováno tlakem. Zrno vlivem působení zatížení stroje praská v místech s nejmenší pevností. Pracovní plochy tvoří například u čelistových drtičů pohyblivá a nepohyblivá čelist.



Obr. 2 Namáhání tlakem

Namáhání úderem

Těž nazýváno jako roztloukání nebo namáhání nárazem. Na volně položené zrno působí kinetická energie pracovního nástroje (např. kladiva drtiče). Energie roste s druhou mocninou rychlosti drtícího elementu.

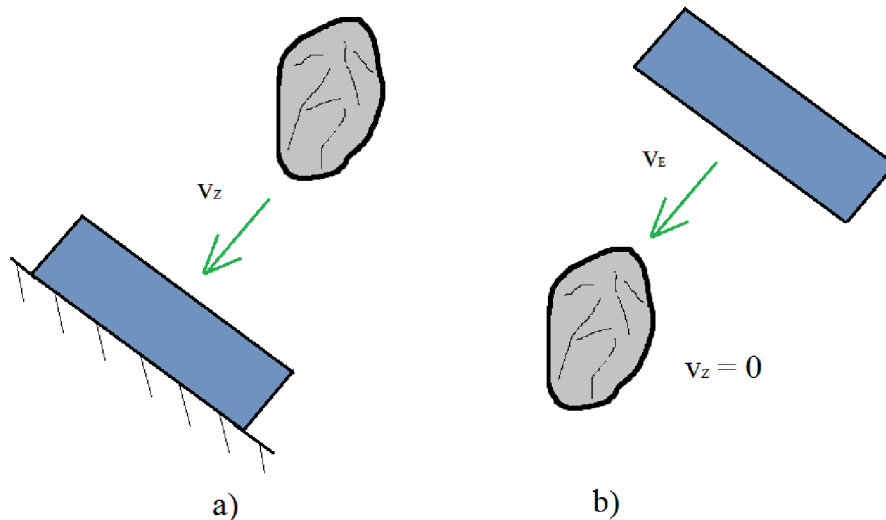


Obr. 3 Namáhání úderem



Namáhání rázem

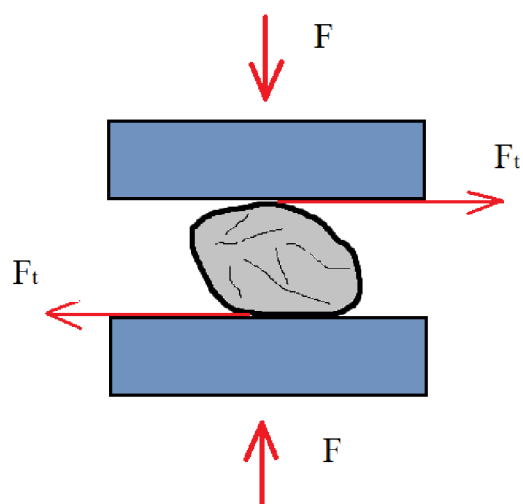
Rozeznáváme několik druhů namáhání rázem. První kdy pracovní nástroj uděluje zrnu kinetickou energii a ta je následně zmařena o stacionární desky stroje (odrazový drtič nebo mlýn). Toto namáhání zobrazuje *Obr. 4 Namáhání rázem a)*. Druhý způsob vychází z principu padajícího elementu (koule, tyč) na zrno. Kinetická energie padajícího elementu působí na zrno a dochází ke zdrobňování (bubnové mlýny). Druhý způsob je popsán *Obr. 4 Namáhání rázem b)*. Poslední možností je kombinace dvou předchozích.



Obr. 4 Namáhání rázem

Namáhání stříhem

Při namáhání stříhem působí na zrno smykové síly. Ty způsobují vysoké tření a materiál je roztírán. (válnové mlýny)

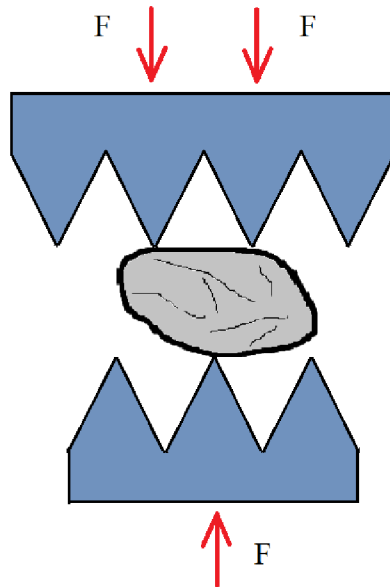


Obr. 5 Namáhání stříhem



Namáhání ohybem

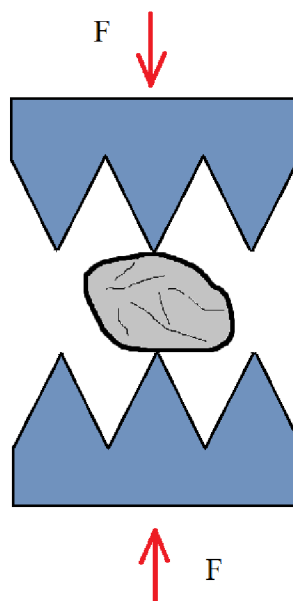
Namáhání ohybem je z hlediska zdrobňování výhodné, protože v zrně vzniká tah. Ohybové namáhání zrn může vzniknout například u čelistových drtičů s přesazením obložení pohyblivé a pevné čelisti.



Obr. 6 Namáhání ohybem

Zdrobňování štípáním

Jestliže pracovní plocha zdrobňovacího zařízení není plochá a je profilovaná rýhováním nebo jinými výstupky, může docházet ke zdrobňování materiálů štípáním.



Obr. 7 Namáhání štípáním



1.3 DRCENÍ

Nejlépe se drtí křehké materiály, horší drtitelnost vykazují materiály plastické. Drcení je z hlediska energetické spotřeby úspornější než mletí. Rozdíl mezi drcením a mletím je ve velikosti zdobňovaného zrna. Pokud výsledným produktem zdobňování je zrno menší jak 1 mm, nazýváme tento proces mletím. Zdobňování s výslednou velikostí zrn větších jak 1 mm nazýváme drcením.

Drcení dělíme na primární a sekundární. Při primárním drcení se zpracovávají největší zrna hornin vytěžené odstřelem v lomu. Velikost zrn je omezena velikostí tlamy primárního drtiče. Zrna musí být menší než tlama drtiče. Je nutné volit správnou technologii těžby tak, aby nebylo třeba dále horninu rozpojovat. Další vhodnou vlastností je nízká stavební výška primárního drtiče. Vytěžená zrna mají značnou hmotnost a jejich doprava k tlamě drtiče je nákladná. Zrna vytěžené horniny přímo podrtí primární drtič na velikosti zrn od 100 do 150 mm [7]. Sekundární drtič dále zrna drtí na velikost 30 mm a větší [7]. Následují operace jako jemné drcení a mletí.

Drcení dále může probíhat v otevřeném a uzavřeném cyklu. Uzavřený cyklus znamená, že za drtičem je zařazen třídíč. Třídíč separuje zrna požadované velikosti od nedostatečně podrcených zrn. Nedostatečně podrcená zrna se vracejí zpět do drtiče.

1.3.1 STUPEŇ ROZPOJENÍ

Důležitou charakteristikou drtičů je stupeň rozpojení. Vyjadřuje poměr mezi největší velikostí zrna vstupujícího do drtiče a největší velikostí zrna vystupujícího z drtiče.

$$s = \frac{D}{d} \quad (-) \quad (5)$$

kde:	s [-]	stupeň rozpojení
	D [mm]	průměr zrna vstupujícího do drtiče
	d [mm]	průměr zrna vystupujícího z drtiče



2 DRTÍCÍ STROJE

Stroje pro drcení materiálu můžeme primárně rozdělit na statické a dynamické. Statické drtiče využívají ke zdrobňování tlakové silové zatížení, případně tření. Drtiče dynamické působí na drcený materiál dynamickým silovým zatížením. Důležitou vlastností drtících strojů je stupeň rozpojení. Často je u drtičů nastavitelný pomocí změny velikosti výstupního otvoru.

Statické drtiče

- Čelist'ové drtiče:
- jednovzpěrné
 - dvouvzpěrné
 - dvojčinné
- Kuželové drtiče:
- ostroúhlé
 - tupoúhlé
- Válcové drtiče:
- jednoválcové
 - dvouválcové

Dynamické drtiče

Kladivové drtiče

Odrazové drtiče

Drtiče čelist'ové jsou jedny z nejpoužívanějších, budou rozvedeny v následujících podkapitolách. Kuželové drtiče mohou mít konstrukci s kuzelem zavěšeným, nebo kuzelem podepřeným. Drtiče válcové jsou osazeny hladkými válci, nebo ozubenými válci. Jednoválcový drtič drtí materiál mezi pevnou plochou a otáčejícím se válcem. U dvouválcového drtiče rotují dva válce ve směru proti sobě, aby byl materiál mezi válce vtahován.

2.1 ČELISŤOVÝ DRTIČ

Čelist'ové drtiče jsou charakteristické dvěma čelistmi, mezi které vkládáme horninu. Materiál je následně podrcen. Běžné drtiče mají jednu čelist pohyblivou a druhou pevnou. Speciální (dvojčinné) drtící zařízení využívají k drcení pohybu obou čelistí. Drtiče se spouští a vypínají naprázdno, tedy bez materiálu v drtícím prostoru. Využití čelist'ových drtičů je především k drcení pevných a těžce drtitelných materiálů.

Pojištění proti přetížení, vniknutí nedrtitelného materiálu je následující. Nejjednodušší pojištění proti poškození drtiče představuje prasknutí vzpěrné desky. Desku musí následně obsluha stroje vyměnit, to způsobí odstávku stroje. Další možností je hydraulicky ovládaná pevná, nebo pohyblivá čelist. Při vniknutí nedrtitelného předmětu nebo zahlcení drtiče se



hydraulicky ovládaná čelist rozevře a materiál propadne výstupním otvorem drtiče. Výhodným pojištěním je pákový unašeč spojující výstředníkový hřídel se setrvačником. Pokud dojde k přetížení, rozpojí se vazba mezi hřídelem a setrvačником. Setrvačnik se otáčí naprázdno.

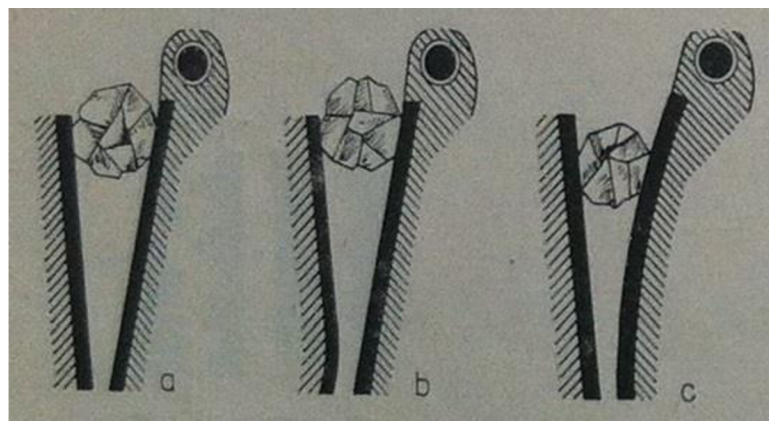
Součásti čelistových drtičů jednovzpěrných a dvouvzpěrných jsou podobné a mají i podobné vlastnosti. Níže jsou uvedeny důležité části čelistových drtičů.

Fréma

Frémou nazýváme rám stroje. Můžeme se setkat také s názvem lože stroje. Fréma musí přenášet vysoká zatížení od drtičích sil. Často se používá rám v podobě robustního odlitku, nebo svařence.

Čelisti

U běžných drtičů je jedna čelist pevná a druhá pohyblivá. Uložení pohyblivé čelisti je u jednovzpěrných a dvouvzpěrných drtičů odlišné. Pohyblivá čelist je uložena v kyvadle. Obložení čelisti je z manganové oceli, která má dobré otěruvzdorné vlastnosti. Často jsou čelisti rýhované. Pokud to konstrukce čelisti dovolí, je možné opotřebenou čelist obrátit o 180°. Zvýší se tak životnost obložení a šetří se náklady. Profil čelisti nemusí být rovný, ale může být i zakřivený. Zakřivený profil je výhodný z hlediska výkonnosti stroje a životnosti. Nevýhodou je nemožnost zakřivený profil otočit pro použití z druhé strany a složitější výroba. Na *Obr. 8 Profily čelistí [6]* vidíme možnosti profilů čelistí a) rovné čelisti, b) zakřivení pevné čelisti v blízkosti výstupu, c) zakřivení pohyblivé čelisti.



Obr. 8 Profily čelistí [6]

Vzpěrná deska

Vzpěrná deska plní ochrannou funkci při vniknutí nedrtitelného materiálu do drtičeho prostoru. Pokud se čelisti snaží podrtit nedrtitelný materiál, vzpěrná deska praskne a zamezí tak poškození dražších částí stroje. Návrh konstrukce drtiče musí být takový, aby vzpěrná deska byla snadno přístupná a obsluhou vyměnitelná. Odstávka stroje musí být co nejkratší.

Jak plyne z názvu, jednovzpěrný drtič má pouze jednu vzpěrnou desku, konstrukce dvouvzpěrného drtiče má dvě vzpěrné desky.



Výstředníkový hřídel

U dvouvpěrných drtičů je výstředníkový hřídel osazen ojnicí, která je spojena se vzpěrnými deskami. Vzpěrná deska dále vychyluje pohyblivou čelist. Jednovzpěrný drtič má pohyblivou čelist usazenou přímo na výstředníkovém hřídeli. Výstředníkový hřídel je uložen v soudečkových ložiscích. Otáčky hřídele se liší. Platí ovšem větší drtič, menší otáčky.

Setrvačnick

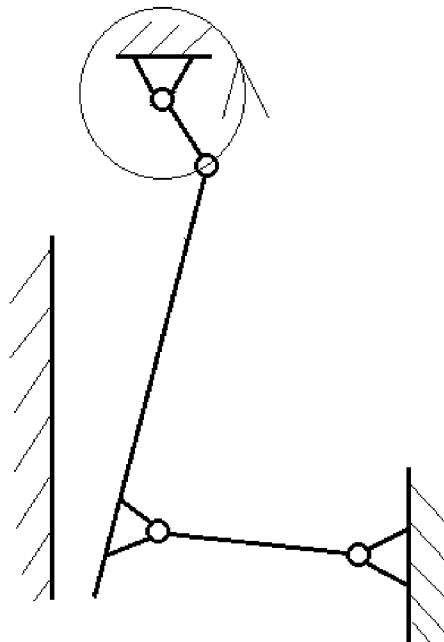
Na výstředníkovém hřídeli jsou nasazeny dva setrvačnick. Jeden setrvačnick má drážkování pro klínové řemeny, které setrvačnick pohánějí pomocí elektromotoru. Na setrvačnicku se často vyskytuje pojistka, která při vniknutí nedrtitelného materiálu do tlamy drtiče rozpojí výstředníkový hřídel od setrvačnicku s drážkami pro klínové řemeny.

Táhlo

Táhlo vrací pohyblivou čelist pomocí pružiny zpět do výchozí polohy. Táhlo s pružinou také zabraňuje vypádnutí vzpěrné desky z jejího uložení.

2.1.1 JEDNOVZPĚRNÝ ČELISTOVÝ DRTIČ

Smysl otáčení výstředního hřídele u jednovzpěrného čelistového drtiče je jednoznačně orientovaný dle *Obr. 9 Kinematické schéma jednovzpěrného čelistového drtiče*. Otáčí se tímto směrem proto, aby byla hornina mezi čelisti vtahována.

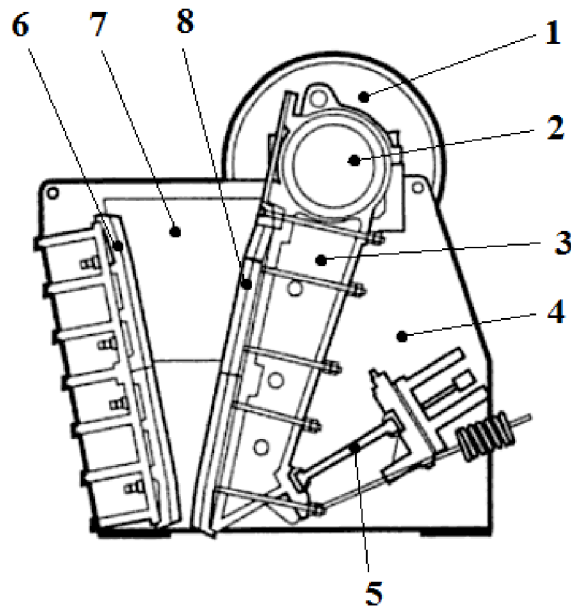


Obr. 9 Kinematické schéma jednovzpěrného čelistového drtiče

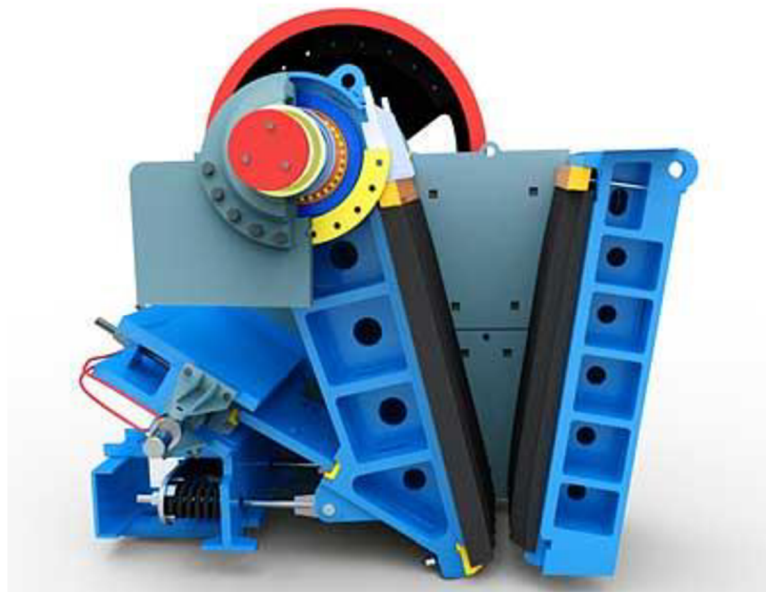
Na *Obr. 10 Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem s popiskem součástí [25]* vidíme jednotlivé části jednovzpěrného čelistového drtiče. Pozice 1 je setrvačnick, který je poháněn elektromotorem pomocí řemenového převodu. Čelistové drtiče mají dva setrvačnick. Na



výstředníkové hřídeli 2 je osazeno kyvadlo 3 spolu se setrvačníky. Pozice 4 představuje rám stroje (frému). Vzpěrná deska 5 je umístěna v konstrukci drtiče tak, aby byla snadno vyměnitelná při její poruše. Proti pevné čelisti 6 je osazena v kyvadle pohyblivá čelist 8. Pozice 7 ukazuje na boční pancéřovou desku.



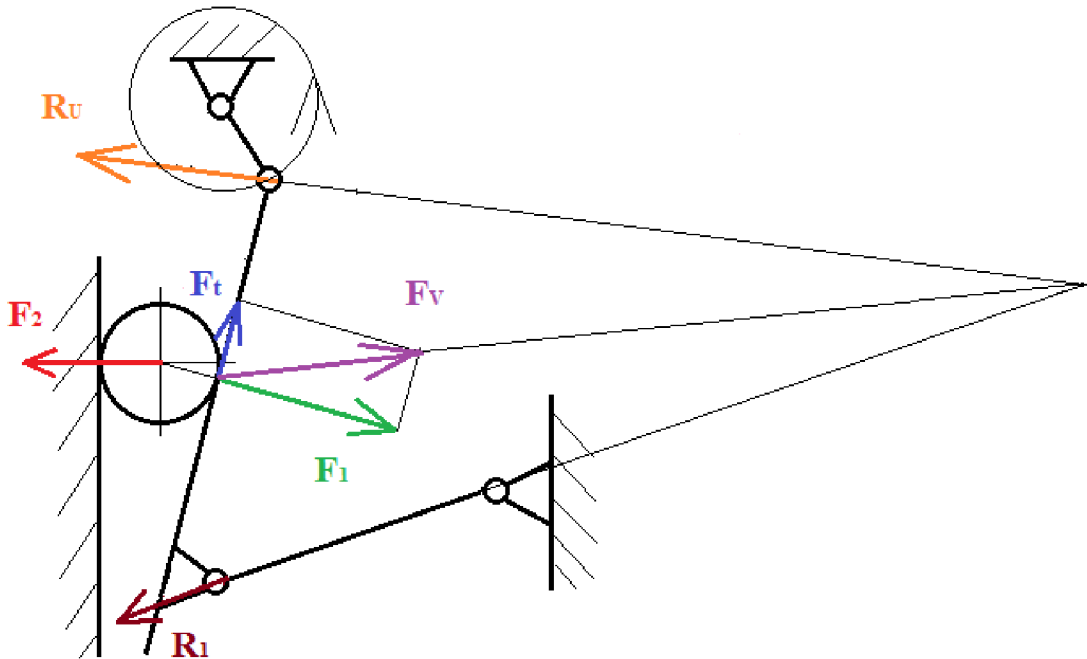
Obr. 10 Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem s popiskem součástí [25]



Obr. 11 Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem [19]



Kyvadlo jednovzpěrného čelistového drtiče koná složený pohyb. Při drcení kamene tak vznikají s normálovými silami i třecí síly. Třecí síla působí proti pohybu drceného zrna. Zjednodušené silové působení v jednovzpěrném čelistovém drtiči je znázorněno na *Obr. 12*. Schéma silového působení v jednovzpěrném čelistovém drtiči.



Obr. 12 Schéma silového působení v jednovzpěrném čelistovém drtiči

kde:

F_1 drtící síla kolmá na pohyblivou čelist [MN]

F_2 drtící síla kolmá na pevnou čelist [MN]

F_t reakce třecí síly [MN]

F_v výsledná síla [MN]

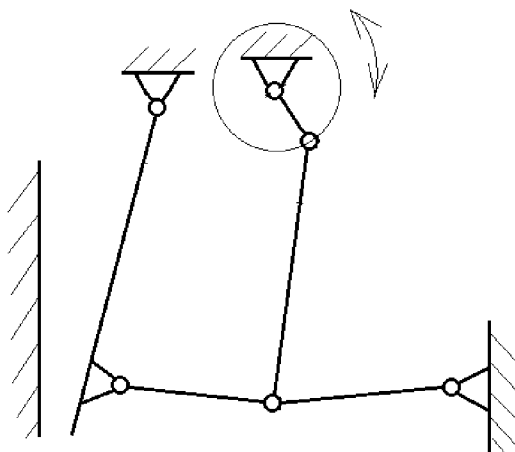
R_1 síla ve vzpěrné desce [MN]

R_U síla v uchycení kyvadla [MN]



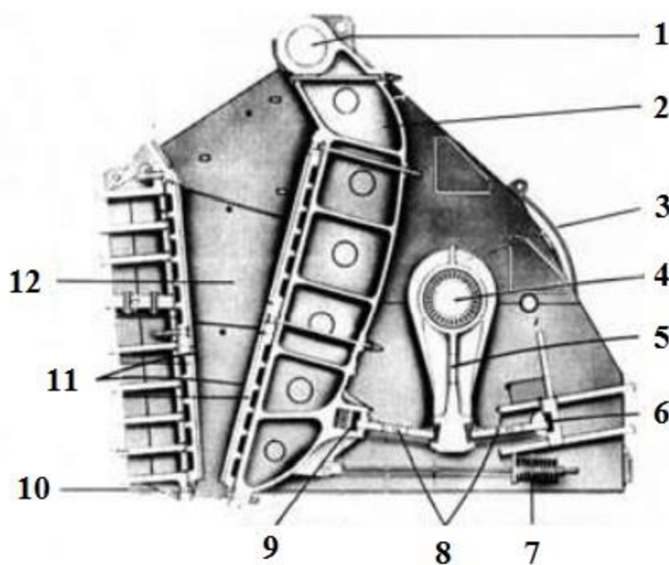
2.1.2 DVOUVZPĚRNÝ ČELIŠŤOVÝ DRTIČ

Používá se jako primární drtič pro drcení vysoce pevných hornin. Na smyslu otáčení výstředníkového hřídele nezáleží. Výstředníkový hřídel se otáčí v soudečkových ložiskách. Dříve se používala kluzná ložiska.



Obr. 13 Kinematické schéma dvouvpěrného čelistového drtiče

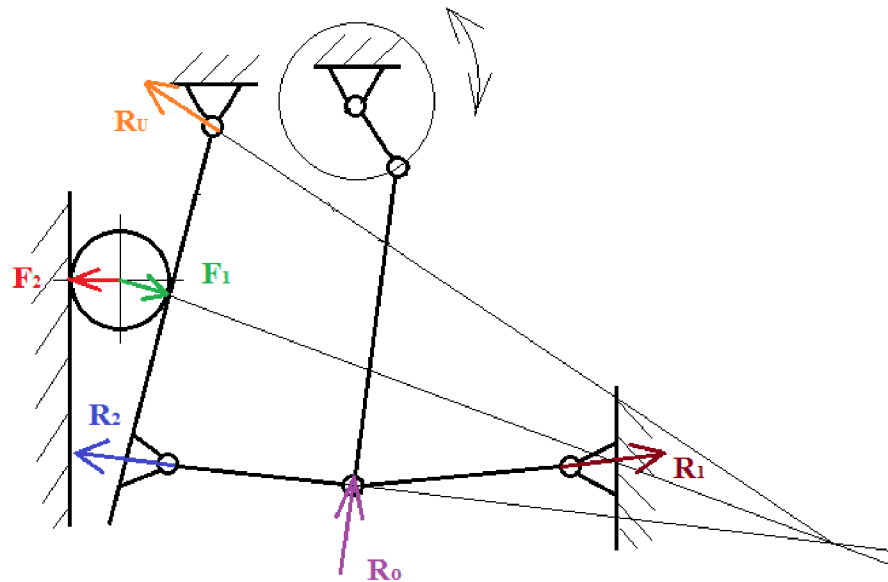
Popis částí dvouvpěrného čelistového drtiče znázorňuje Obr. 14 Řez dvouvpěrným čelistovým drtičem s popisem součástí [21]. Kyvadlo 2 je v horní poloze uchyceno pomocí osy 1. Část setrvačníku je označena pozicí 3. Na pozici 4 se nachází výstředníkový hřídel, na kterém je uložena ojnice 5. Dvě vzpěrné desky vidíme na pozici 8. Pozice 6 představuje vložku vzpěrné desky a pozice 9 stavěcí podložky. Pomocí stavěcích podložek je možné upravovat velikost výstupní štěrbiny. Frému stroje označuje pozice 10. Pozice 11 ukazuje pohyblivou a pevnou čelist drtiče. Boční pancéřovou desku znázorňuje pozice 12.



Obr. 14 Řez dvouvpěrným čelistovým drtičem s popisem součástí [21]



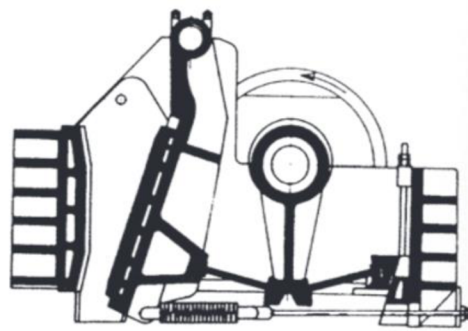
Na Obr. 15 Schéma silového působení v dvouvpěrném čelistovém drtiči jsou popsány směry působení sil při drcení kameniva ve dvouvpěrném čelistovém drtiči. Ve schématu je vyobrazeno jedno kulové zrno, drtič ovšem může drtit více zrn najednou. V reálném provozu je pak kyvadlo namáháno na více místech.



Obr. 15 Schéma silového působení v dvouvpěrném čelistovém drtiči

kde:

- F_1 drtící síla kolmá na pohyblivou čelist [MN]
- F_2 drtící síla kolmá na pevnou čelist [MN]
- R_1 síla ve vzpěrné desce [MN]
- R_2 síla ve vzpěrné desce [MN]
- R_U síla v uchycení kyvadla [MN]
- R_0 síla v ojnici [MN]



Obr. 16 Řez dvouvpěrným čelistovým drtičem [20]



2.1.3 ZVLÁŠTNÍ TYPY ČELISŤOVÝCH DRTIČŮ

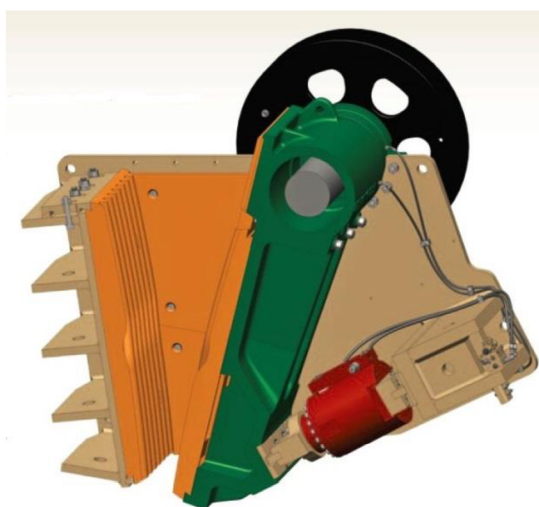
Speciální konstrukcí čelistového drtiče je dvojčinný čelistový drtič. Obě jeho čelisti jsou pohyblivé. Každá čelist má zvlášť výstředníkový hřídel a vzpěrnou desku. Konstrukce je složitější a finančně nákladnější oproti běžným čelistovým drtičům, proto nalezne menší uplatnění v průmyslu.

Čelistové drtiče se montují stacionárně pomocí zápusťných šroubů do betonových pilířů. Menší drtiče je však možné nainstalovat na pásový nebo kolový podvozek. Tuto konstrukci nazýváme pojízdný (mobilní) drtič. Na podvozku s drtičem mohou být osazena další pomocná dopravní a třídící zařízení, pak mluvíme o mobilní drtící soupravě.



Obr. 17 Mobilní drtící jednotka MCU 7UC-2C firmy DSP Přerov [16]

Trend jednovzpěrných čelistových drtičů představuje hydraulicky uložené kyvadlo. Kyvadlo je uloženo na speciálním hydraulickém válci, upraveném pro použití při drcení. Tuto technologii například předvedla firma TelSmith. Dle výrobce hydraulické uložení kyvadla odstraní dlouhé odstávky stroje a sníží náklady na údržbu. Funguje jako již zmiňovaná ochrana proti poškození drahých částí drtiče.



Obr. 18 Čelistový drtič H3244 Hydra-Jaw firmy TelSmith [22]



2.2 POROVNÁNÍ ČELISTŮVÝCH DRTIČŮ

V následujícím rozdělení porovnáváme výhody konstrukcí jednovzpěrného a dvouvzpěrného čelistového drtiče. Oba druhy drtičů srovnáváme mezi sebou.

Při výběru vhodného drtiče musíme uvážit, jaký materiál budeme v drtiči zpracovávat. Především pevnost a rozměr materiálu rozhoduje o vhodné volbě stroje. Další důležitým kritériem je výkonnost drtiče.

Dvouvzpěrný drtič je vhodný jako primární drtič. Primární drtič zpracovává největší vytěžené kusy horniny. Jako sekundární drtiče mohou být použity jednovzpěrné čelistové drtiče.

Jednovzpěrný čelistový drtič

- menší rozměry
- nižší hmotnost
- nižší pořizovací cena
- konstrukčně jednodušší

Dvouvzpěrný čelistový drtič

- větší drtící síly
- delší životnost ložisek
- delší životnost čelistí

2.3 POMOCNÁ ZAŘÍZENÍ A PŘÍSLUŠENSTVÍ DRTIČŮ

Drtící stroj se často neobejde bez pomocného zařízení, které by dopravilo drcený materiál k tlamě drtiče. Proto jsou drtiče vybaveny zařízeními pro kontinuální dopravu materiálu u vstupu do drtiče a případně třídícím strojem na výstupu drtiče. Jiné součásti zvyšují bezpečnost pracovníků pohybujících se kolem drtiče. Jsou to například řetězové clony.

Na výstupu drtiče bývá často umístěn třídič. Třídící zařízení propustí pouze zrna požadované velikosti, které mohou být pomocným dopravním zařízením přesouvány k dalšímu zpracování.



Podavače

Slouží k nepřetržité dopravě materiálu ke vstupu do drtiče. Zvyšují výkon drtiče a zamezují zahlcení drtiče. Podavače mohou být vibrační, žlabové, řetězové a pásové.



Obr. 19 Jednovzpěrný čelistový drtič poháněný elektromotorem s podavačem [18]

Násypky

Násypka slouží k usměrnění toku materiálu do tlamy drtiče. Vkládané kamenivo se nemůže dostat mimo vstup drtiče, zvyšuje tedy bezpečnost obsluhy drtiče.

Řetězové clony

Umísťují se před vstup drtiče, pokud je potřeba tok materiálu zpomalit a zamezit tak zahlcování drtiče. Případně se používají u dynamických drtičů jako bezpečnostní prvek.

Odprašovací zařízení

Při drcení vzniká velké množství prachu, které ohrožuje zdraví obsluhy drtiče. Ventilační zařízení odsává vzduch s kamenným prachem především u vstupu do drtiče a na dalších místech. Potrubím je vzduch s prachem veden k filtračnímu zařízení.

Třídíče

Třídíče separují na výstupu drtiče podrcená zrna vhodné velikosti od nevyhovující velikosti. Zrna vyhovující třídíčem projdou, nevhodná zrna se vrací zpět do drtiče na opětovné drcení. Používají se roštové a síťové třídíče.



3 NÁVRH ČELIŠŤOVÉHO DRTIČE

Dílčím úkol práce bylo navrhnout konstrukci jednovzpěrného čelistového drtiče DJC 700 x 300. Tento typ čelistového drtiče se nachází ve výrobním programu firmy PSP Engineering. Při návrhu drtiče se vycházelo z tabulkových údajů poskytovaných firmou. Mezi tyto parametry patří rozměr vstupního otvoru, jmenovitý výkon elektromotoru a rozsah výkonnosti drtiče.

3.1 VOLBA POHONU

Pro pohon setrvačnicků byl zvolen elektromotor SIEMENS typ 1LG4 280-6AA60-Z. Mezi řemenicí a setrvačnickem s klínovými drážkami byl zvolen řemenový převod. Poháněný je pouze jeden setrvačnick a je roztáčen pomocí šesti klínových řemenů. Řemenový převod umožňuje prokluz, což z hlediska konstrukce drtiče není problém. Smysl otáčení řemenice je shodný se smyslem otáčení setrvačnicku.

Parametry elektromotoru

Jmenovitý výkon:	$P_N = 45\text{kW}$
Jmenovité otáčky:	$n_n = 985\text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment:	$M_N = 436\text{ N.m}$
Účinnost:	$\eta = 0,924$
Frekvence napájení:	$f = 50\text{ Hz}$
Hmotnost:	$m_m = 475\text{ kg}$

Šestipólová konstrukce



Obr. 20 Elektromotor SIEMENS [23]



3.2 NÁVRH SETRVAČNÍKŮ

Na obou koncích výstředníkové hřídele jsou uloženy setrvačníky. Jeden setrvačnick má po obvodu drážky pro klínové řemeny, jak již bylo zmíněno. Setrvačníky jsou odlévány z materiálu 42 2640.5. Řemenice byla také navržena jako odlitek. Byly zvoleny následující parametry.

Parametry setrvačníku

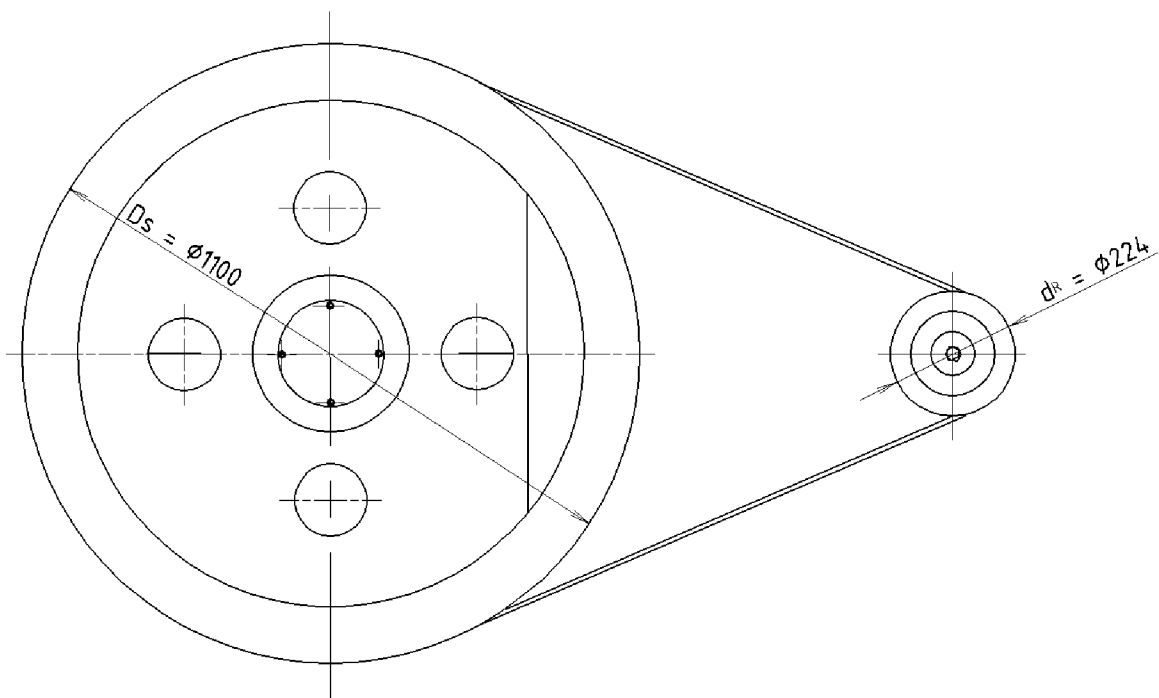
Průměr setrvačníku: $D_S = 1100$ mm

Šířka věnce: $b_v = 190$ mm

Tloušťka věnce: $h_v = 100$ mm

Parametr řemenice

Průměr řemenice: $d_R = 224$ mm



Obr. 21 Řemenový převod



3.2.1 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

$$i = \frac{D_S}{d_R} \quad (-) \quad (6)$$

$$i = \frac{1100}{224}$$

$$i = 4,91$$

kde: $D_S = 1100$ mm průměr setrvačnicku
 $d_R = 224$ mm průměr řemenice

3.2.2 VÝPOČET OTÁČEK SETRVAČNÍKU

$$n_S = \frac{n_n}{i} \quad (min^{-1}) \quad (7)$$

$$n_S = \frac{985}{4,91}$$

$$n_S = 200,61 \text{ min}^{-1}$$

kde: $n_n = 985 \text{ min}^{-1}$ jmenovité otáčky elektromotoru [23]

3.2.3 VÝPOČET MOMENTŮ SETRVAČNOSTI

Byla zvolena nerovnoměrnost chodu otáčení $\delta = 0,007$ [2]. Nerovnoměrnost chodu otáčení se pohybuje v rozmezí 0,006 až 0,008.

Výpočet momentu setrvačnosti určený z výkonu a otáček elektromotoru:

$$I_{Pn} = \frac{k_{pm} \cdot P_N}{8 \cdot \pi^2 \cdot n_S^3 \cdot \delta} \quad (kg \cdot m^2) \quad (8)$$

$$I_{Pn} = \frac{1,3 \cdot 45\,000}{8 \cdot \pi^2 \cdot 3,344^3 \cdot 0,007}$$

$$I_{Pn} = 2830,54 \text{ kg} \cdot m^2$$

kde: $k_{pm} = 1,3$ součinitel přetížení elektromotoru
 $P_N = 45$ kW jmenovitý výkon elektromotoru [23]



Hmotnost věnce setrvačnicku:

$$m_V = \pi \cdot (D_S - h_v) \cdot h_v \cdot b_V \cdot \rho_{Vo} \quad (kg) \quad (9)$$

$$m_V = \pi \cdot (1,1 - 0,1) \cdot 0,1 \cdot 0,19 \cdot 7850$$

$$m_V = 468,6 \text{ kg}$$

kde: $D_S = 1,1 \text{ m}$ průměr setrvačnicku
 $h_v = 0,1 \text{ m}$ tloušťka věnce
 $b_v = 0,19 \text{ m}$ šířka věnce
 $\rho_{Vo} = 7850 \text{ kg.m}^3$ měrná hmotnost (hustota) oceli

Moment setrvačnosti setrvačnicků:

$$I_S = p \cdot \frac{m_V}{4} \cdot (D_S - h_v)^2 \quad (kg \cdot m^2) \quad (10)$$

$$I_S = 2 \cdot \frac{468,6}{4} \cdot (1,1 - 0,1)^2$$

$$I_S = 234,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde: $p = 2$ počet setrvačnicků

3.3 NÁVRH SVĚRNÉHO SPOJE MEZI VÝSTŘEDNÍKOVÝM HŘÍDELEM A SETRVAČNÍKEM

Spojení mezi hřídelem a setrvačnickem je realizováno pomocí svěrného spoje. Stejný svěrný spoj je použit i u druhého setrvačnicku. Alternativou pro svěrný spoj může být spojení pomocí pera a drážky. Při drcení dochází k rázům, proto je nejvýhodnější použít svěrný spoj.

3.3.1 CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

$$I_C = I_{Pn} + I_S \quad (kg \cdot m^2) \quad (11)$$

$$I_C = 2830,54 + 234,3$$

$$I_C = 3064,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde: $I_{Pn} = 2830,54 \text{ kg.m}^2$ moment setrvačnosti daný výkonem a otáčkami el. motoru
 $I_S = 234,4 \text{ kg.m}^2$ moment setrvačnosti setrvačnicků

Úhlová rychlost setrvačnicku:

$$\omega_S = 2 \cdot \pi \cdot n_S \quad (s^{-1}) \quad (12)$$

$$\omega_S = 2 \cdot \pi \cdot 3,344$$

$$\omega_S = 21 \text{ s}^{-1}$$

kde: $n_S = 3,344 \text{ s}^{-1}$ otáčky setrvačnicku

**3.3.2 ROZDÍL ENERGIÍ POHYBUJÍCÍHO SE A STOJÍCÍHO MECHANISMU**

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot I_C (2 \cdot \pi \cdot n_{s1})^2 - \frac{1}{2} \cdot I_C (2 \cdot \pi \cdot n_{s1})^2 \quad (J) \quad (13)$$

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot 3064,84 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 3,344)^2 - \frac{1}{2} \cdot 3064,84 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 0)^2$$

$$\Delta E = 676\,503,6 \text{ J}$$

kde: $I_C = 3064,84 \text{ kg.m}^2$ celkový moment setrvačnosti setrvačnicků
 $n_{s1} = n_s = 3,344 \text{ s}^{-1}$ otáčky setrvačnicku
 $n_{s2} = 0 \text{ s}^{-1}$ nulové otáčky nepohybujícího se setrvačnicku

3.3.3 VÝPOČET MECHANICKÉHO VÝKONU NA HŘÍDELI

$$P = \frac{W_C}{t_z} \quad (W) \quad (14)$$

$$P = \frac{676\,503,6}{1,1}$$

$$P = 615\,003,3 \text{ W}$$

kde: $W_C = \Delta E = 676\,503,6 \text{ J}$ celková vykonaná práce
 $t_z = 1,1 \text{ s}$ teoretická doba do zastavení drtiče

3.3.4 PŘENESENÝ MOMENT

$$M_t = \frac{P}{\omega_s} \quad (N.m) \quad (15)$$

$$M_t = \frac{615\,003,3}{21}$$

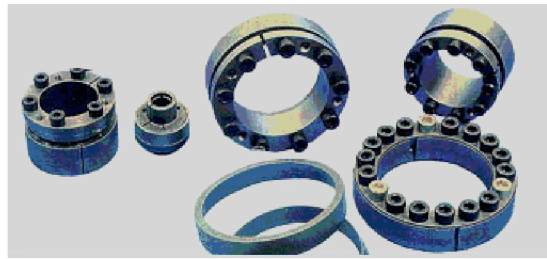
$$M_t = 29\,285,9 \text{ N.m}$$

kde: $P = 615\,003,3 \text{ W}$ mechanický výkon na hřídeli
 $\omega_s = 21 \text{ s}^{-1}$ úhlová rychlost setrvačnicku



3.3.5 VOLBA SVĚRNÉHO SPOJE

Dle vypočteného momentu M_t byl zvolen svěrný spoj Tollok TLK 450.



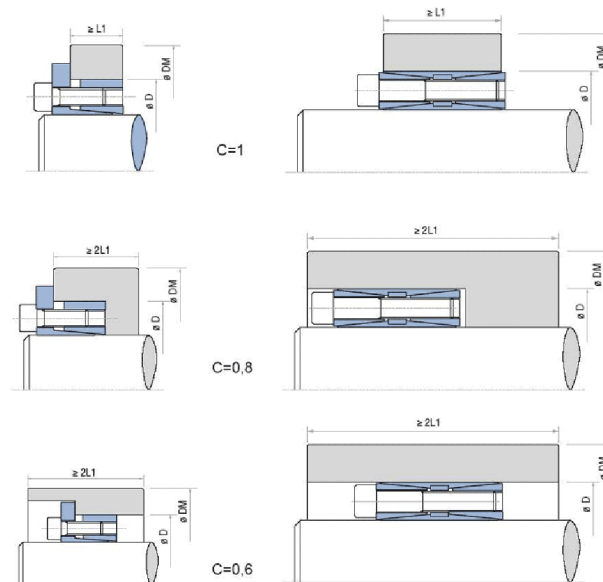
Obr. 22 Svěrné spoje firmy Tollok [13]

Parametry svěrného spoje Tollok TLK 450

Průměr: $D_T = 155 \text{ mm}$

Tlak na náboj: $p_n = 110 \text{ MPa}$

Konstrukční faktor: $C = 0,6$



Obr. 23 Konstrukční faktor svěrného spoje [14]

Výpočet minimálního vnějšího průměru náboje:

Výpočet dle výrobce Tollok.

$$D_{em} = D_T \cdot \sqrt{\frac{R_{p0,2s} + (C \cdot p_n)}{R_{p0,2s} - (C \cdot p_n)}} \quad (\text{mm}) \quad (16)$$

$$D_{em} = 155 \cdot \sqrt{\frac{240 + (0,6 \cdot 110)}{240 - (0,6 \cdot 110)}}$$

$$D_{em} = 205,6 \text{ mm}$$

kde: $R_{p0,2s} = 240 \text{ MPa}$ smluvní mez kluzu materiálu setrvačniku dle ČSN 42 2640 [11]



Materiál odlévaných setrvačníků byl volen 42 2640.5. Smluvní mez kluzu tohoto materiálu je definována dle normy $R_{p0,2s} = 240$ MPa. [11]

Bezpečnostní součinitel navrženého spoje:

$$k_S = \frac{D_e}{D_{em}} \quad (-) \quad (17)$$

$$k_S = \frac{280}{205,6}$$

$$k_S = 1,36$$

kde: $D_e = 280$ mm zvolený minimální průměr náboje setrvačniku

Ze vztahu udávaného výrobcem byl určen minimální průměr náboje $D_{em} = 205,6$ mm. Vzhledem k využití svěrného spoje v těžkém provozu volíme průměr náboje svěrného spoje $D_e = 280$ mm s bezpečností $k_S = 1,36$.

3.4 VÝPOČET ZDVIHU KYVADLA

U dvouvzpěrného čelistového drtiče je kyvadlo uchyceno v horní části kyvadla pomocí osy. Kyvadlo dvouvzpěrného čelistového drtiče koná kývavý pohyb. Jednovzpěrný čelistový drtič je v horní části uložen ve výstředníkové hřídeli. Kyvadlo jednovzpěrného čelistového drtiče koná složený pohyb.

Doba pádu materiálu:

$$t_P = \frac{1}{2 \cdot n_S} \quad (s) \quad (18)$$

$$t_P = \frac{1}{2 \cdot 3,344}$$

$$t_P = 0,15 \text{ s}$$

kde: $n_S = 3,344 \text{ s}^{-1}$ otáčky setrvačniku

Dráha pádu materiálu:

$$h = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t_P^2 \quad (m) \quad (19)$$

$$h = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,15^2$$

$$h = 0,11 \text{ m}$$

kde: $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$ tíhové zrychlení



3.5.1 ZPŘESŇUJÍCÍ VÝPOČET VÝKONNOSTI DRTIČE DLE LEVENSONA

Pro výpočet výkonnosti dle Levensona byla zvolena sypná objemová hmotnost materiálu $\rho_V = 1,45 \text{ t.m}^3$. Drcený materiál bude blíže specifikován v kapitole 5 *Zatížení kyvadla*.

$$Q = 60 \cdot d_{stř} \cdot \frac{z}{tg(\beta)} \cdot B \cdot n_S \cdot k_{zS} \cdot \rho_V \quad (t \cdot h^{-1}) \quad (23)$$

$$Q = 60 \cdot 0,0277 \cdot \frac{0,0254}{tg(13^\circ)} \cdot 0,68 \cdot 200,61 \cdot 0,6 \cdot 1,45$$

$$Q = 21,7 \text{ t} \cdot h^{-1}$$

kde:	$d_{stř} = 27,7 \text{ mm}$	střední průměr zrna
	$z = 25,4 \text{ mm}$	výpočtový zdvih kyvadla
	$\beta = 13^\circ$	úhel záběru drtiče – volen
	$B = 680 \text{ mm}$	šířka čelistí
	$n_S = 200,61 \text{ min}^{-1}$	otáčky setrvačnicku
	$k_{zS} = 0,6$	součinitel zaplnění štěrbin [2]
	$\rho_V = 1,45 \text{ t.m}^3$	sypná objemová hmotnost materiálu [2]

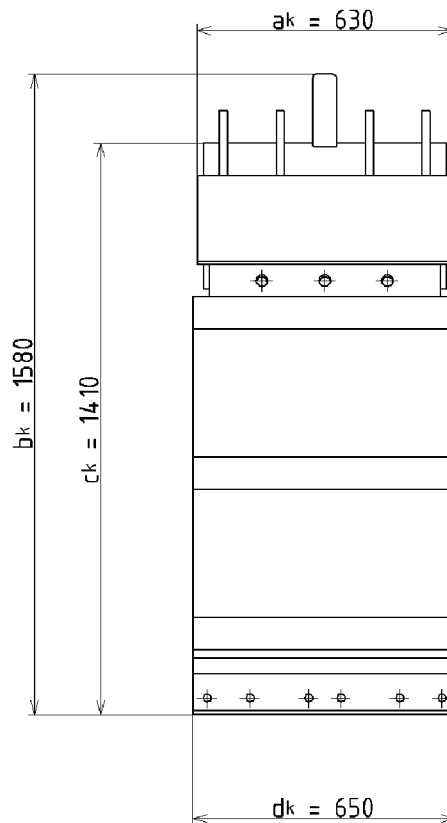


4 NÁVRH KYVADLA

Uložení kyvadla na výstředníkovém hřídeli je provedeno pomocí dvojice soudečkových ložisek. Výstředníkový hřídel je ve frémě také uložen pomocí soudečkových ložisek. Ve spodní části drtiče je kyvadlo uloženo pomocí vzpěrné desky. Uložení vzpěrné desky pomocí distančních desek umožňuje změnu výstupní štěrby drtiče. V následujících podkapitolách bude rozebrán rozměrový návrh kyvadla, volba varianty technologie výroby, zatížení kyvadla a návrh ložisek umístěných v kyvadle.

4.1 ROZMĚROVÝ NÁVRH KYVADLA

Při návrhu kyvadla se vycházelo ze zadaných parametrů jako vstupní otvor drtiče a celkové rozměry drtiče. Dále podle zvolených parametrů jako úhel záběru čelistí. Ostatní rozměry byly voleny a optimalizovány, tak aby vyhovovaly požadované konstrukci kyvadla.

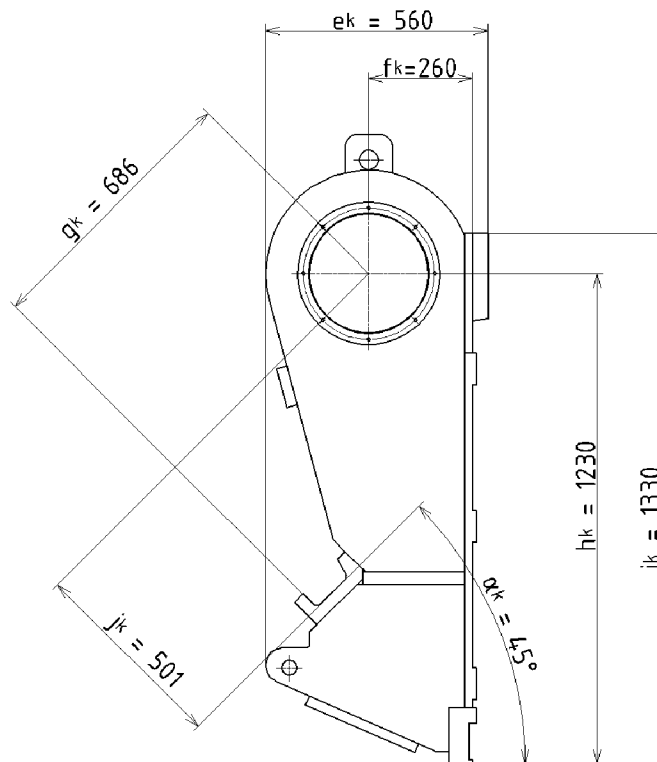


Obr. 24 Čelo kyvadla

kde:	$a_k = 630 \text{ mm}$	šířka odrazové desky
	$b_k = 1580 \text{ mm}$	celková výška kyvadla
	$c_k = 1410 \text{ mm}$	vzdálenost pouzdra kyvadla k patě
	$d_k = 650 \text{ mm}$	šířka kyvadla

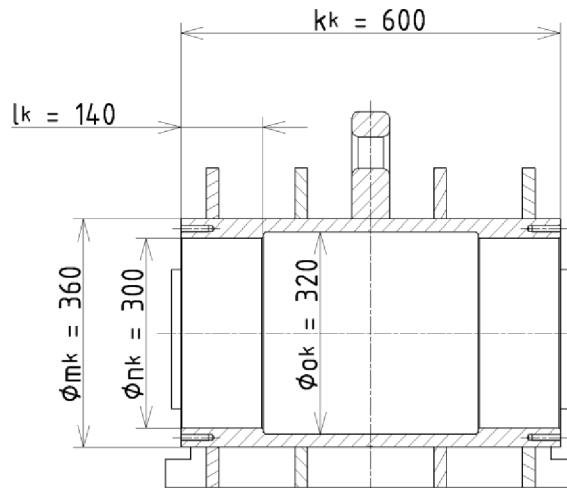


Na čele kyvadla budou pomocí klínů uloženy čelisti z manganové oceli. Dolní klín je uložen v patě kyvadla a fixován šesti šrouby. Horní klín je fixovaný pomocí tří šroubů.



Obr. 25 Profil kyvadla

kde:	$e_k = 560 \text{ mm}$	vzdálenost konce bočnice k odrazové desce
	$f_k = 260 \text{ mm}$	vzdálenost osy pouzdra od čela kyvadla
	$g_k = 686 \text{ mm}$	poloha sedla vůči ose kyvadla v prvním směru
	$h_k = 1230 \text{ mm}$	vzdálenost osy kyvadla od paty
	$i_k = 1330 \text{ mm}$	výška čelní desky
	$j_k = 501 \text{ mm}$	poloha sedla vůči ose kyvadla v druhém směru
	$\alpha_k = 45^\circ$	úhel sedla



Obr. 26 Pouzdro kyvadla

kde: $k_k = 600$ mm	šířka pouzdra
$l_k = 135$ mm	šířka uložení ložisek
$\Phi_{mk} = 360$ mm	průměr pouzdra
$\Phi_{nk} = 300$ mm	průměr uložení ložisek
$\Phi_{0k} = 320$ mm	vnitřní průměr pouzdra

4.2 TECHNOLOGIE VÝROBY KYVADLA

4.2.1 ODLÉVÁNÍ

Technologie odlévání spočívá v lití roztaveného materiálu do formy za různých podmínek. Předpřipravená forma má uvnitř dutinu ve tvaru požadované odlévaného výrobku. Odlévání nabízí možnou nejekonomičtější výrobu finálních součástí a součástí k dalšímu obrobení. Návrh odlitku se většinou využívá pro sériové výroby.

Pro výrobu odlitku je nejprve potřeba vytvořit model součásti a formu pro odlévání. Součástí odlitku je i vtoková soustava a výfuková soustava. Tyto soustavy se po odlití odstraní, výrobek se očistí a pokračuje na případné další zpracování.

Odlévání dělíme dle způsobu provedení:

- gravitační
- za zvýšeného tlaku
- ve vakuu

Rozdělení druhů forem:

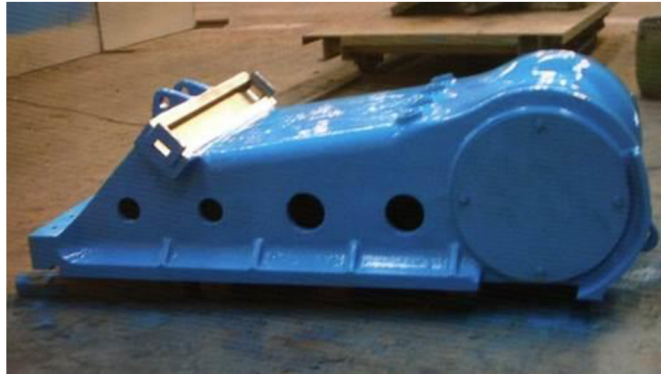
- trvalá
- netrvalá
- polotrvalá



Rozdělení druhů modelu:

- trvalý
- netrvalý

Příkladem trvalé formy může být kokila, netrvalé formy např. forma z písku. Trvalé modely známe např. kovové a dřevěné. Netrvalé a také vytavitelné modely jsou např. z vosku.



Obr. 27 Odlitek kyvadla čelistového drtiče [24]

Na Obr. 27 Odlitek kyvadla čelistového drtiče [24] vidíme odlitek kyvadla čelistového drtiče se zakrytovaným pouzdem uložení výstředníkové hřídele. Moderní trendy ve slévárenství jsou především: zvyšování přesnosti a kvality povrchu, větší tvarová složitost, počítačové simulace plnění formy a tuhnutí odlitku, úspora energie pomocí vhodných výrobních postupů a automatizace procesů.

Výhody odlitku

Odlévání nabízí výhodu především z ekonomického hlediska. Je-li naplánovaná sériová výroba součástí, pravděpodobně se od určitého počtu kusů vyplatí odlévat. Nutnost nákladné přípravy modelu a formy by se u zakázkové kusové výroby nevyplatila. Výhodou při odlévání oproti svařování jsou i nižší vnitřní pnutí ve výrobku. Odpadá tak nutnost dalšího tepelného zpracování. Moderní technologie lití nabízí tvorbu značně složitého odlitku, snižuje se tak počet dokončovacích operací.

Nevýhody odlitku

Nevýhodou pak při naplánování výroby součástí jako odlitku může být vyšší počáteční investice provedení. Investice do technologie odlévání se vrací až s vysokým počtem prodaných výrobků. Přibližně o polovinu větší hmotnost odlitku než svarku klade vyšší požadavky na konstrukci uložení kyvadla. Vyšší zatížení v těžkém provozu pak musí snášet především soudečková ložiska drtiče. Při odlévání mohou vznikat různé vady odlitku, např. bubliny, praskliny, nezaběhnutí materiálu do celé formy a další. Je proto nutné zajistit správnou technologičnost výroby a vhodně navrhnout model odlitku.

4.2.2 SVAŘOVÁNÍ

Svařování je postup výroby nerozebíratelného spoje. Oblast spojovaných součástí je ovlivněna vysokou teplotou, tlakem, nebo kombinací teploty a tlaku. Při tavném svařování plamenem ohříváme svařované součásti na danou teplotu a pomocí přídavného materiálu



vznikne pevný nerozebíratelný svar. Svařují se nejčastěji předpřipravené plechy, výkovky a ocelové odlitky. Moderní technologie nabízí i svařování plastů.

Důležitou charakteristikou pro ocel při svařování je svařitelnost. Svařitelnost je schopnost vytvořit pevný spoj, který splňuje zadané požadavky. Svařování nalézá uplatnění nejen ve výrobě nových strojních součástí a ocelových stavebních konstrukcí, ale i při opravách poškozených strojírenských celků.

Rozdělení svařování:

- svařování tavné
 - svařování plamenem
 - svařování elektrickým obloukem
- svařování působením tlaku
 - svařování elektrickým odporem
 - svařování třením

Základní rozdělení svarových spojů:

- tupé svary
- koutové svary
- přeplátované svary

SVAR	ZOBRAZENÍ	ZNAČKA	SVAR	ZOBRAZENÍ	ZNAČKA	SVAR	ZOBRAZENÍ	ZNAČKA
I			1/2Y		Y	LEMOVÝ		
V		∨	U		Y	PODLOŽENÍ		
1/2 V		∨	1/2 U		Y	OBLÝ Y		
W		∨∨	DĚROVÝ			OBLÝ 1/2V		
UV		Y	BODOVÝ			KOUTOVÝ		
Y		Y	ŠVOVÝ					

Obr. 28 Druhy tavných svarů [8]

Na Obr. 28 Druhy tavných svarů [8] vidíme v tabulce pro daný druh svaru jeho provedení v řezu a značku na výkrese.

Výhody svarku

Technologie svařování poskytuje možnost rychlého provedení nerozebíratelného pevného spoje. Svařování je poměrně nenáročnou operací ve výrobě. Svařená konstrukce se jako celek vyznačuje vysokou tuhostí. Svar však musí být proveden kvalitně a jeho pevnost musí



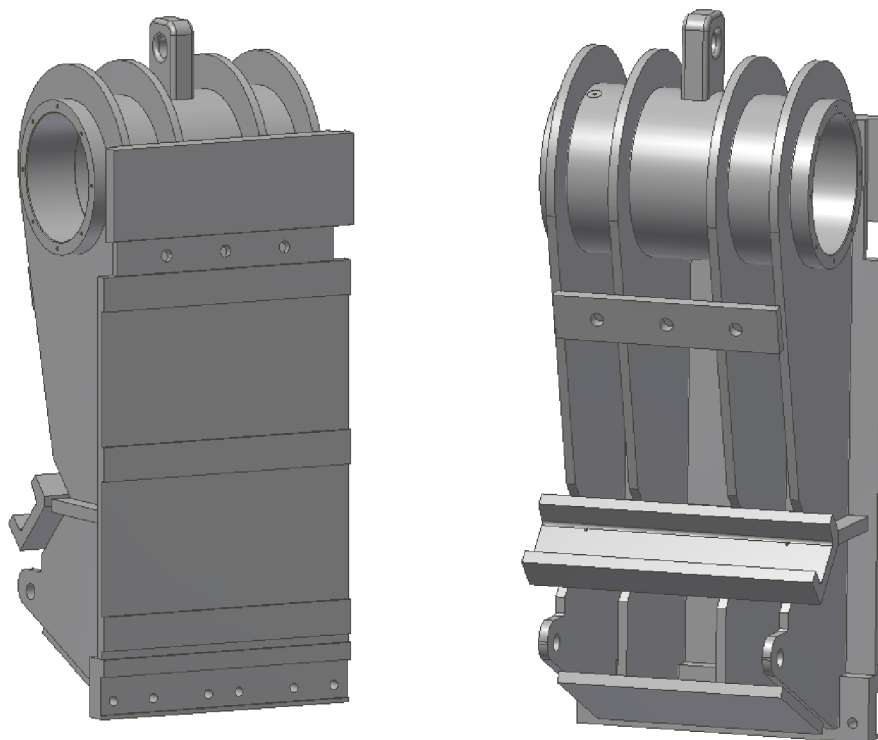
odpovídat daným požadavkům. Dovolené namáhání svarů je zpravidla nižší než dovolené namáhání spojovaného materiálu. Svařovaná konstrukce nabízí konstruktérovi do určité míry volnost při návrhu. Výhodou je i možnost návrhu řešení jako skořepiny, deskové konstrukce, nebo příhradové konstrukce. To vede ke značným úsporám hmotnosti výrobku a to až o 50% oproti odlitku. Snížením hmotnosti kyvadla dosáhneme menšího namáhání ložisek drtiče, a tím zvýšíme jejich životnost. Automatizace svařování vede k vysoké produktivitě výroby.

Nevýhody svarku

Kvalita svarů určuje pevnost konstrukce. Při ručním svařování to klade požadavek na proškolení a zkušenost svářeče. Při chladnutí svarových spojů vznikají v konstrukci vysoká vnitřní pnutí. Tato pnutí mohou vést až k popraskání svarů, nebo k deformaci celé konstrukce. Svarek je nutné žíhat na snížení vnitřního pnutí. Nevýhodou svařence je větší množství dokončovacích operací. Třískové obrábění, např. vrtání přesných děr musí být provedeno až po svaření celé konstrukce.

4.3 VOLBA TECHNOLOGIE VÝROBY KYVADLA

Pro zadání drtiče DCJ 700x300 volíme variantu návrhu konstrukce kyvadla jako svarek. Tuto variantu volíme především z důvodu úspory hmotnosti. Dále z důvodu předpokladu výrobu v malých sériích. Kyvadlo jako svarek se vyplatí pro menší výrobce drtičů. Technologie svařování je finančně méně náročná, technologie odlévání vyžaduje zmiňované vyšší počáteční investice do výroby odlitků. V následujících kapitolách budou prezentovány výsledky zatížení a pevnostní analýzy navržené konstrukce kyvadla.



Obr. 29 Varianta návrhu kyvadla jako svarku



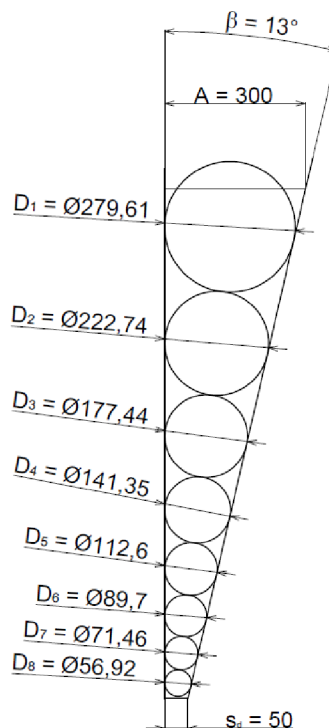
5 ZATÍŽENÍ KYVADLA

Pro drtič byly zvoleny tři stavy zatížení při drcení. Každý stav reprezentuje drcený materiál. Drceným materiálem je žula, vápenec a pískovec. Charakteristiky drcených materiálů nalezneme v *Tab. 3 Charakteristiky drcených materiálů [2]*. Dané vlastnosti hornin byly zjištěny dle literatury [2]. Zatížení je pouze teoretické. Výpočet zatížení drtiče byl proveden pomocí objemové teorie.

Tab. 3 Charakteristiky drcených materiálů [2]

	Pevnost v tlaku – σ_d	Modul pružnosti – E
	[MPa]	[GPa]
Žula	300	150
Vápenec	200	80
Pískovec	230	100

Pro výpočet zatížení podle objemové teorie bylo nutné stanovit průměry kulových zrn zaplněného drtiče. Na *Obr. 30 Schéma zaplnění drtiče* vidíme schéma zaplněného drtiče zrny. Drtič zaplňuje celkem 8 zrn, pro které jsme zjistili jejich průměr.



Obr. 30 Schéma zaplnění drtiče

kde: $A = 300$ mm
 $\beta = 13^\circ$
 $s_d = 50$ mm

vstupní rozvěr drtiče
 úhel záběru drtiče – volen
 výstupní šterbina – volena



Tab. 4 Průměry zrn

D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	D ₇	D ₈
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
279,61	222,74	177,44	141,35	112,6	89,7	71,46	56,92

Následuje fáze opakujících se výpočtů pro každý průměr zrna. Zjistí se tak síly působící na kyvadlo drtiče od každého zrna. Bude uveden pouze výpočet prvního zrna o průměru $D_1 = 279,61$ mm. Ostatní výsledné hodnoty budou uvedeny v tabulkách pod následujícími výpočty.

5.1 VSTUPNÍ OBJEM

$$V_{vstup1} = \frac{\pi}{6} \cdot B \cdot D_1^2 \quad (m^3) \quad (24)$$

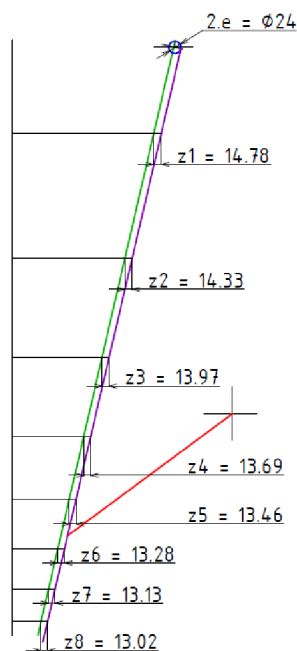
$$V_{vstup1} = \frac{\pi}{6} \cdot 0,68 \cdot 0,27961^2$$

$$V_{vstup1} = 0,028 \text{ m}^3$$

kde: $B = 680$ mm šířka čelistí

5.2 VÝSTUPNÍ OBJEM

Kyvadlo jednovzpěrného drtiče koná složený pohyb, zdvih proto není v každém místě doteku zrna s čelistí stejný. Na *Obr. 31 Zdvih v místě doteku zrna s pohyblivou čelistí* vidíme změnu velikosti zdvihu v daných místech na pohyblivé čelisti. Model byl vytvořen dle literatury [2]. Zelená čára na *Obr. 31 Zdvih v místě doteku zrna s pohyblivou čelistí* představuje výchozí polohu pohyblivé čelisti. Krajní polohu čelisti znázorňuje fialová čára. Červená čára je pak vzpěrnou deskou. Byla zvolena excentricita výstředníkové hřídele 12 mm.



Obr. 31 Zdvih v místě doteku zrna s pohyblivou čelistí

kde: $e = 12$ mm excentricita výstředníkové hřídele – volena



Tab. 5 Zdvihy v daných místech doteku

z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
14,78	14,33	13,97	13,69	13,46	13,28	13,13	13,02

$$V_{vystup1} = \frac{\pi}{6} \cdot B \cdot (D_1 - z_1)^2 \quad (m^3) \quad (25)$$

$$V_{vystup1} = \frac{\pi}{6} \cdot 0,68 \cdot (0,27961 - 0,01478)^2$$

$$V_{vystup1} = 0,025 m^3$$

kde: $B = 680$ mm šířka čelistí
 $D_1 = 279,61$ mm průměr prvního drceného zrna

Tab. 6 Hodnoty vstupních objemů

V_{vstup1}	V_{vstup2}	V_{vstup3}	V_{vstup4}	V_{vstup5}	V_{vstup6}	V_{vstup7}	V_{vstup8}
[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]
0,028	0,018	0,011	0,0071	0,0045	0,0029	0,0018	0,0012

Tab. 7 Hodnoty výstupních objemů

$V_{vystup1}$	$V_{vystup2}$	$V_{vystup3}$	$V_{vystup4}$	$V_{vystup5}$	$V_{vystup6}$	$V_{vystup7}$	$V_{vystup8}$
[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³]
0,025	0,015	0,0095	0,0058	0,0035	0,0021	0,0012	0,00069

5.3 PRÁCE POTŘEBNÁ K DRCENÍ

Výpočet práce potřebné k drcení je závislý na materiálových charakteristikách. Bude proto proveden pouze výpočet pro drcený materiál žula. Ostatní výpočty se opakují, proto jejich výsledky budou umístěny v tabulkách pod následujícími výpočty.

$$A_{z1} = \frac{\sigma_{dz}^2}{2 \cdot E_z} \cdot (V_{vstup1} - V_{vystup1}) \quad (J) \quad (26)$$

$$A_{z1} = \frac{300\,000\,000^2}{2 \cdot 150\,000\,000\,000} \cdot (0,028 - 0,025)$$

$$A_{z1} = 900 J$$

kde: $\sigma_{dz} = 300$ MPa pevnost v tlaku žuly [2]
 $E_z = 150$ GPa modul pružnosti žuly [2]



5.4 VÝPOČET DRŤÍČÍ SÍLY

$$F_{z1} = \frac{2 \cdot A_{z1}}{z_1} \quad (N) \quad (27)$$

$$F_{z1} = \frac{2 \cdot 900}{0,01478}$$

$$F_{z1} = 121\,786\, N$$

kde: $z_1 = 14,78\, \text{mm}$ zdvih v místě doteku prvního zrna

5.5 VÝPOČET REAKCE TŘECÍ SÍLY

$$F_{Tz1} = F_{1z} \cdot f_x \quad (N) \quad (28)$$

$$F_{Tz1} = 121\,786 \cdot 0,47$$

$$F_{Tz1} = 57\,239\, N$$

kde: $f_x = 0,47$ [-] součinitel tření mezi čelistí a drceným materiálem – volen [3]

5.6 VÝSLEDNÁ SÍLA

$$F_{V1z} = \sqrt{F_{z1}^2 + F_{Tz1}^2} \quad (N) \quad (29)$$

$$F_{Vz1} = \sqrt{121\,786^2 + 57\,239^2}$$

$$F_{Vz1} = 134\,567\, N$$

Tab. 8 Práce potřebné k drcení

	A_{z1}	A_{z2}	A_{z3}	A_{z4}	A_{z5}	A_{z6}	A_{z7}	A_{z8}
	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]
žula	900	660	508,8	393,3	304,4	235,6	182,1	140,2
	A_{v1}	A_{v2}	A_{v3}	A_{v4}	A_{v5}	A_{v6}	A_{v7}	A_{v8}
	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]
vápenec	716,4	550	424	327,7	253,7	196,3	151,7	116,8
	A_{p1}	A_{p2}	A_{p3}	A_{p4}	A_{p5}	A_{p6}	A_{p7}	A_{p8}
	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]
pískovec	757,9	581,9	448,6	346,7	268,4	207,7	160,5	123,6



Tab. 9 Drtící síly

	F_{z1}	F_{z2}	F_{z3}	F_{z4}	F_{z5}	F_{z6}	F_{z7}	F_{z8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
žula	121 786	92 106	72 828	57 469	45 234	35 489	27 726	21 539
	F_{v1}	F_{v2}	F_{v3}	F_{v4}	F_{v5}	F_{v6}	F_{v7}	F_{v8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
vápenec	96 923	76 755	60 690	47 891	37 695	29 574	23 105	17 949
	F_{p1}	F_{p2}	F_{p3}	F_{p4}	F_{p5}	F_{p6}	F_{p7}	F_{p8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
pískovec	102 544	81 207	64 210	50 669	39 881	31 289	24 445	18 990

Tab. 10 Reakce třecích sil

	F_{Tz1}	F_{Tz2}	F_{Tz3}	F_{Tz4}	F_{Tz5}	F_{Tz6}	F_{Tz7}	F_{Tz8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
žula	57 239	43 290	34 229	27 010	21 260	16 680	13 031	10 123
	F_{Tv1}	F_{Tv2}	F_{Tv3}	F_{Tv4}	F_{Tv5}	F_{Tv6}	F_{Tv7}	F_{Tv8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
vápenec	45 554	36 075	28 524	22 509	17 717	13 900	10 860	8 436
	F_{Tp1}	F_{Tp2}	F_{Tp3}	F_{Tp4}	F_{Tp5}	F_{Tp6}	F_{Tp7}	F_{Tp8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
pískovec	48 196	38 167	30 179	23 814	18 744	14 706	11 489	8 925

Tab. 11 Výsledné síly

	F_{Vz1}	F_{Vz2}	F_{Vz3}	F_{Vz4}	F_{Vz5}	F_{Vz6}	F_{Vz7}	F_{Vz8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
žula	134 567	101 772	80 470	63 500	49 981	39 213	30 636	23 799
	F_{Vv1}	F_{Vv2}	F_{Vv3}	F_{Vv4}	F_{Vv5}	F_{Vv6}	F_{Vv7}	F_{Vv8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
vápenec	107 094	84 810	67 059	52 917	41 651	32 678	25 531	19 833
	F_{Vp1}	F_{Vp2}	F_{Vp3}	F_{Vp4}	F_{Vp5}	F_{Vp6}	F_{Vp7}	F_{Vp8}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
pískovec	113 306	89 729	70 948	55 986	44 067	34 573	27 011	20 983



5.7 CELKOVÁ DRTÍCÍ SÍLA

$$F_{Cz} = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} + F_{z5} + F_{z6} + F_{z7} + F_{z8} \quad (N) \quad (30)$$

$$F_{Cz} = 121\,786 + 92\,106 + 72\,828 + 57\,469 + 45\,234 + 35\,489 + 27\,726 + 21\,539$$

$$F_{Cz} = 474\,177\,N$$

kde: $F_{z1,\dots,8}$ [N] drtící síly

5.8 CELKOVÁ REAKCE TŘECÍ SÍLY

$$F_{CTz} = F_{Tz1} + F_{Tz2} + F_{Tz3} + F_{Tz4} + F_{Tz5} + F_{Tz6} + F_{Tz7} + F_{Tz8} \quad (N) \quad (31)$$

$$F_{CTz} = 57\,239 + 43\,290 + 34\,229 + 27\,010 + 21\,260 + 16\,680 + 13\,031 + 10\,123$$

$$F_{CTz} = 222\,862\,N$$

kde: $F_{Tz1,\dots,8}$ [N] reakce třecích sil

5.9 CELKOVÁ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

$$F_z = F_{Vz1} + F_{Vz2} + F_{Vz3} + F_{Vz4} + F_{Vz5} + F_{Vz6} + F_{Vz7} + F_{Vz8} \quad (N) \quad (32)$$

$$F_z = 134\,567 + 101\,772 + 80\,470 + 63\,500 + 49\,981 + 39\,213 + 30\,636 + 23\,799$$

$$F_z = 523\,938\,N$$

kde: $F_{Vz1,\dots,8}$ [N] výsledné síly

Tab. 12 Celkové síly

	F_{Cz}	F_{CTz}	F_z
	[N]	[N]	[N]
žula	474 177	222 862	523 938
	F_{Cv}	F_{CTv}	F_v
	[N]	[N]	[N]
vápenec	390 581	183 573	431 570
	F_{Cp}	F_{CTp}	F_p
	[N]	[N]	[N]
pískovec	413 235	194 221	456 602

5.10 URČENÍ POLOHY VÝSLEDNÉ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

Pro výpočet pomocí MKP bylo nutné stanovit působišť výsledné síly na kyvadlo. Určení bylo provedeno pomocí postupného skládání složek zatěžujících sil a určení jejich působišť. Dvojici působících sil jsme nahradili jednou výslednou dle *Obr. 32 Schéma stanovení pozice výsledné síly*. Z osmi působících sil jsme dostali čtyři výsledné síly. Postupnou iterací jsme dosáhli působišť výsledné síly. Dále jsme zjistili, že nezáleželo na drceném materiálu.

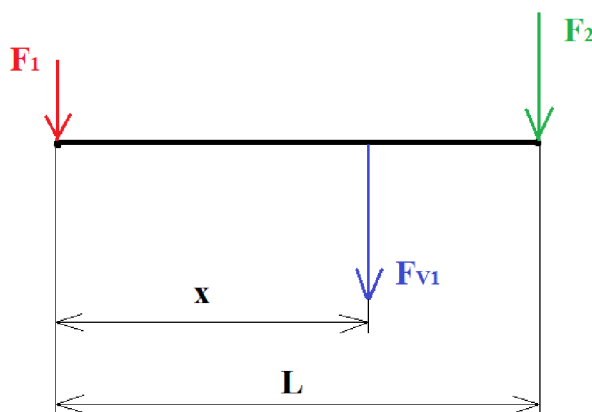


Umístění výsledné drtící síly bylo vždy ve stejné pozici. Pro jednoduchost je uveden pouze obecný vzorec pro stanovení působíště výsledné síly.

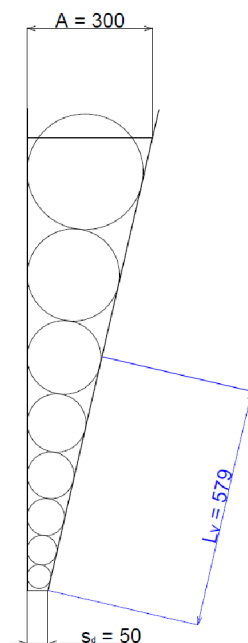
Obecný výpočet pro působíště výsledné síly mezi zrnny:

$$x = \frac{F_2 \cdot L}{F_1 + F_2} \quad (mm) \quad (33)$$

kde: F_1 [N] zatěžující síla 1
 F_2 [N] zatěžující síla 2
 F_{v1} [N] výsledná síla
 L [mm] vzdálenost mezi silami F_1 a F_2



Obr. 32 Schéma stanovení pozice výsledné síly



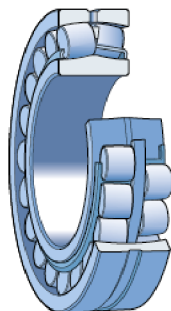
Obr. 33 Schéma pozice zatěžující síly

kde: $A = 300$ mm vstupní rozvěr drtiče
 $s_d = 50$ mm výstupní šterbina
 $L_v = 579$ mm vzdálenost působíště výsledné síly od paty kyvadla



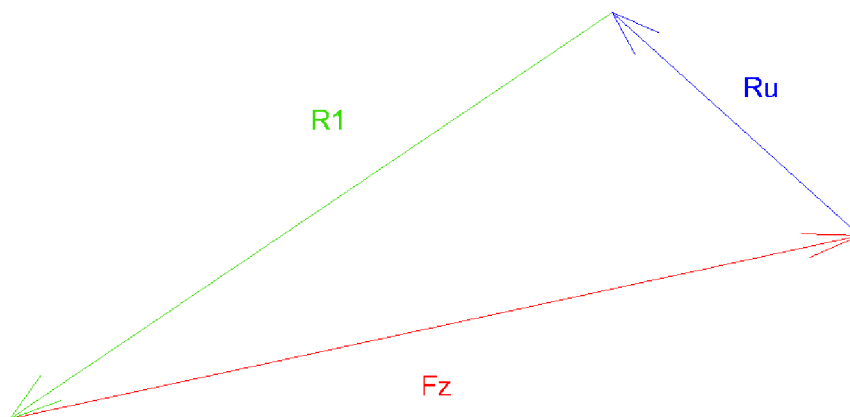
6 NÁVRH LOŽISEK KYVADLA

Byla zvolena soudečková ložiska 24136 CCK30/W33 firmy SKF. Soudečková ložiska jsou naklápěcí a umožňují tak vymezení nesouososti výstředníkového hřídele s pouzdem ložisek v kyvadle. Soudečková ložiska jsou vhodná pro přenos velkých radiálních sil. Dle výpočtů firmy SKF byla vypočtena životnost zvolených ložisek.



Obr. 34 Soudečkové ložisko firmy SKF [12]

Pro výpočet životnosti bylo nutné stanovit zatížení ložisek. Vycházeli jsme z výsledné síly zatěžující kyvadlo, při drcení žuly. Dle Obr. 12 Schéma silového působení v jednovzpěrném čelistovém drtiči byl stanoven silový rozklad, který je znázorněn na Obr. 35 Silový obrazec působení sil v jednovzpěrném drtiči. Výsledná reakce do ložisek byla následně z geometrie přepočtena a použita do výpočtu životnosti.



Obr. 35 Silový obrazec působení sil v jednovzpěrném drtiči

kde:

$F_Z = 517\,885\text{ N}$	výsledná síla (drcení žuly)
$R_1 = 457\,011\text{ N}$	síla ve vzpěrné desce
$R_U = 203\,066\text{ N}$	síla v uchycení kyvadla



Výpočet konstanty:

$$k_x = \eta_c \cdot \frac{P_U}{R_U} \quad (-) \quad (34)$$

$$k_x = 0,4 \cdot \frac{196\,000}{203\,066}$$

$$k_x = 0,39$$

kde: $\eta_c = 0,4$ [-] faktor znečištění [12]
 $P_U = 196\,000$ N minimální únavová únosnost [12]

6.1 ŽIVOTNOST LOŽISKA

V pouzdře kyvadla je na každém jeho konci uloženo ložisko. Bylo uvažováno nejhorší možné zatížení ložiska, kdy se zatěžující síla nachází přímo pod ložiskem. Součinitel SKF byl odečten z grafu [Příloha 2], dále byl volen poměr viskozit $\kappa = 2$.

$$L_{3m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C_1}{R_U}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (\text{mil. otáček}) \quad (35)$$

$$L_{3m} = 0,44 \cdot 2,8 \cdot \left(\frac{1\,449\,000}{203\,066}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{3m} = 861,75 \text{ mil. otáček}$$

kde: $a_1 = 0,44$ [-] součinitel spolehlivosti [12]
 $a_{SKF} = 2,8$ [-] SKF součinitel (odečten z grafu – Příloha 2)
 $C_1 = 1,449$ MN základní dynamická únosnost ložiska [12]
 $R_U = 203\,066$ N zatížení ložisek

Životnost ložisek je 861,75 milionů otáček. Životnost je s ohledem na těžký provoz dostačující.

6.2 POSOUZENÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

$$s_0 = \frac{C_0}{R_U} \quad (-) \quad (36)$$

$$s_0 = \frac{2\,160\,000}{203\,066}$$

$$s_0 = 10,6$$

kde: $C_0 = 2,16$ MN základní statická únosnost ložiska [12]

Součinitel statické únosnosti $s_0 > 4$, ložiska vyhovují.



7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KYVADLA

V následující kapitole bude rozebrána pevnostní analýza kyvadla jednovzpěrného čelistového drtiče pomocí MKP. Analýza byla provedena v prostředí programu NX I-DEAS.

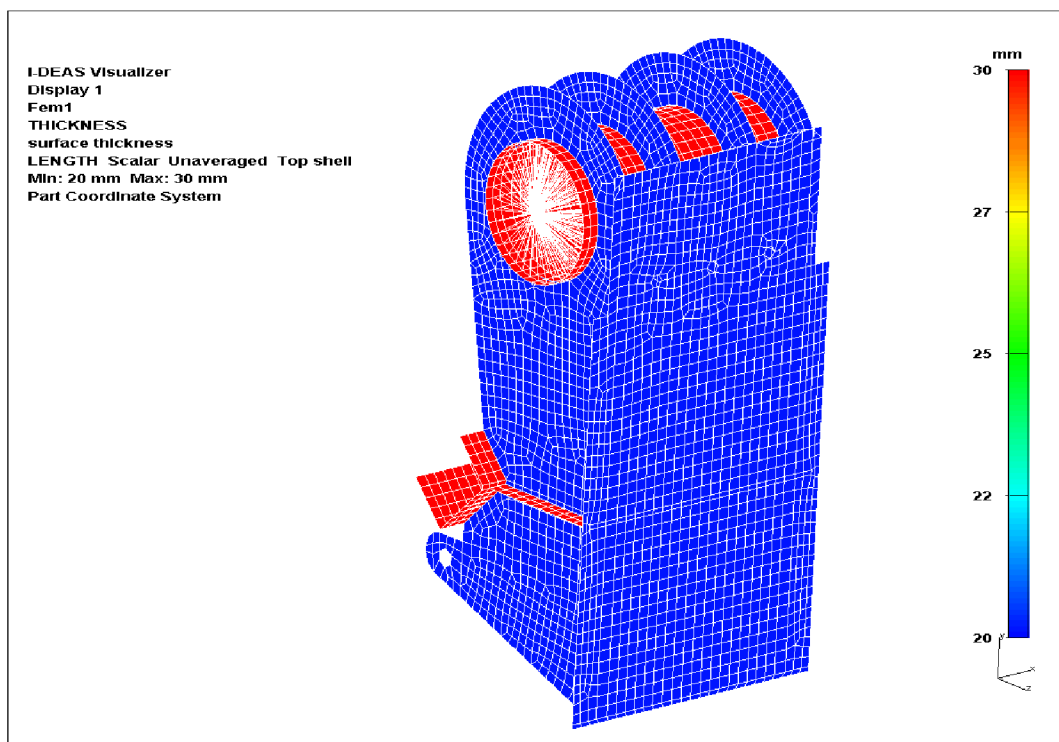
7.1 TVORBA MODELU, SÍŤE A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Kyvadlo jako svarek bylo modelováno jako skořepinový model. Tloušťky stěn skořepiny byly definovány v rozsahu 20 až 30 mm dle *Obr. 36 Tloušťky stěn skořepinového modelu – pohled 1* a *Obr. 37 Tloušťky stěn skořepinového modelu – pohled 2*. Síť modelu byla tvořena čtyřhrannými 2D prvky *Thin Shell*. Uchycení kyvadla v jeho ose bylo provedeno pomocí prvků *Beam* a *Constraint*. Ve spodní části se kyvadlo opírá o vzpěrnou desku. Vzpěrná deska byla nahrazena prvky *Beam* a *Constraint*. Uložení vzpěrné desky ve frémě bylo omezeno prvkem *Displacement Restraint*. Zatížení kyvadla je dle kapitoly 5 *Zatížení kyvadla*. Na závěr bylo k modelu přidáno zatížení tíhovým zrychlením.

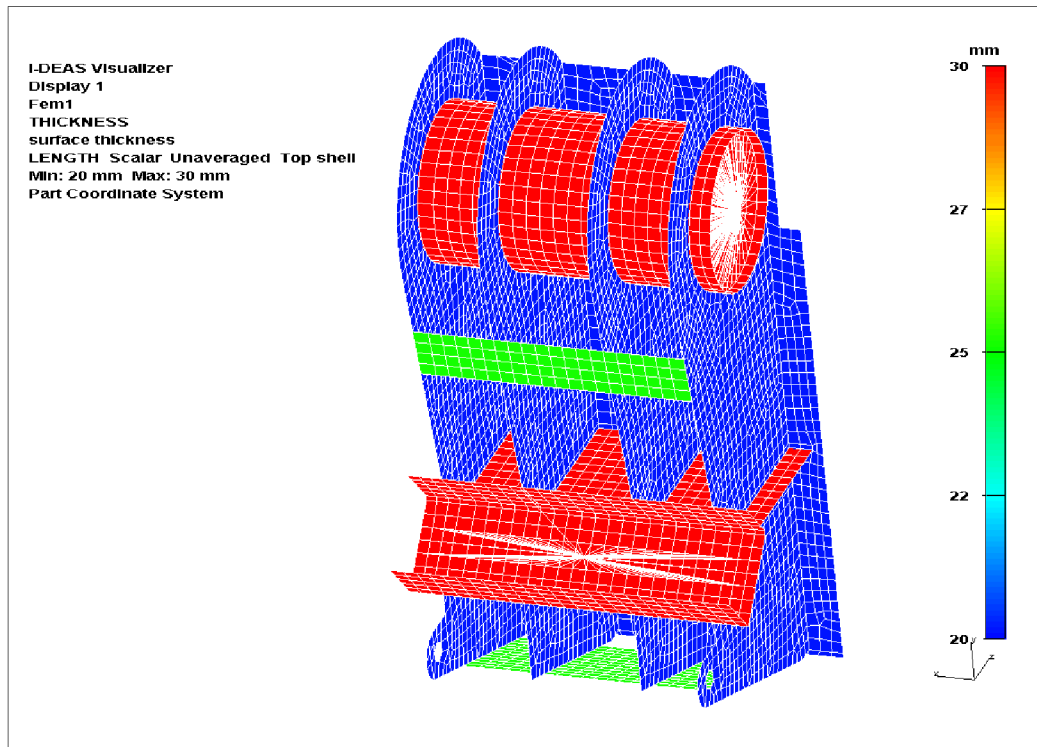
Tloušťky stěn skořepinového modelu

Minimální tloušťka: $t_{\min} = 20 \text{ mm}$

Maximální tloušťka: $t_{\max} = 30 \text{ mm}$



Obr. 36 Tloušťky stěn skořepinového modelu – pohled 1



Obr. 37 Tloušťky stěn skořepinového modelu – pohled 2

7.2 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

V podkapitole 7.2 *Výsledky pevnostní analýzy* jsou uvedeny výsledná napětí pro zatěžovací stavy při drcení žuly, vápence a pískovce. Dále byla provedena bezpečnostní analýza pro nalezení nebezpečných míst a následná optimalizace konstrukce kyvadla.

Kyvadlo je svařeno z materiálu S355J0 (11 523). Pro tento materiál je dle normy ČSN 41 1523 definovaná mez kluzu $R_e = 345$ MPa pro tloušťky materiálu do 40mm. [10]

Charakteristiky materiálu S355J0 zadané do výpočetního programu:

Modul pružnosti: $E = 210$ GPa

Poissonova konstanta: $\mu = 0,3$

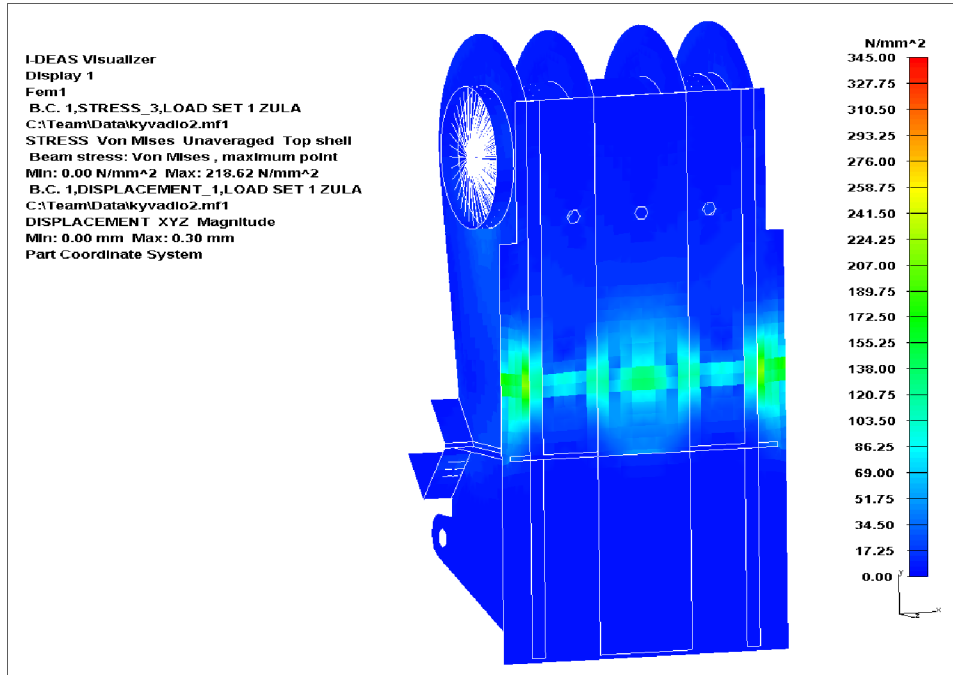
Modul pružnosti ve smyku: $G = 81$ GPa

7.2.1 ZATÍŽENÍ – ŽULA

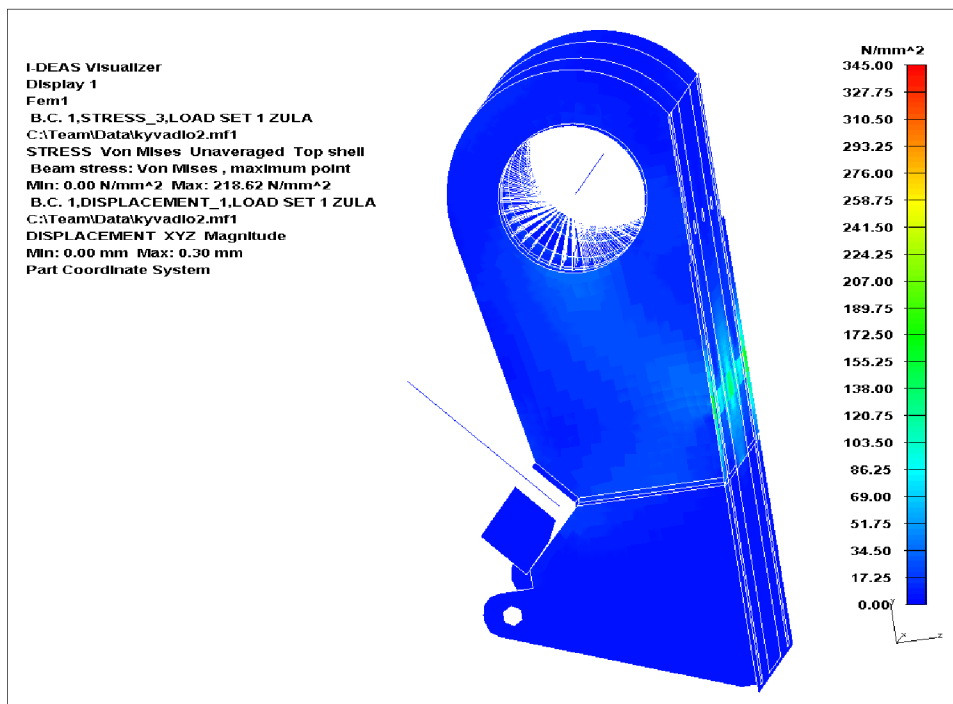
Maximální napětí: $\sigma_{z_max} = 219$ MPa

Maximální průhyb: $y_{z_max} = 0,3$ mm

Rozsah napětí: 0 až 345 MPa



Obr. 38 Výsledná napětí při drcení žuly – pohled 1



Obr. 39 Výsledná napětí při drcení žuly – pohled 2



Výsledná bezpečnost:

$$k_z = \frac{R_e}{\sigma_{z_max}} \quad (-) \quad (37)$$

$$k_z = \frac{345}{219}$$

$$k_z = 1,58$$

kde: $R_e = 345 \text{ MPa}$
 $\sigma_{z_max} = 219 \text{ MPa}$

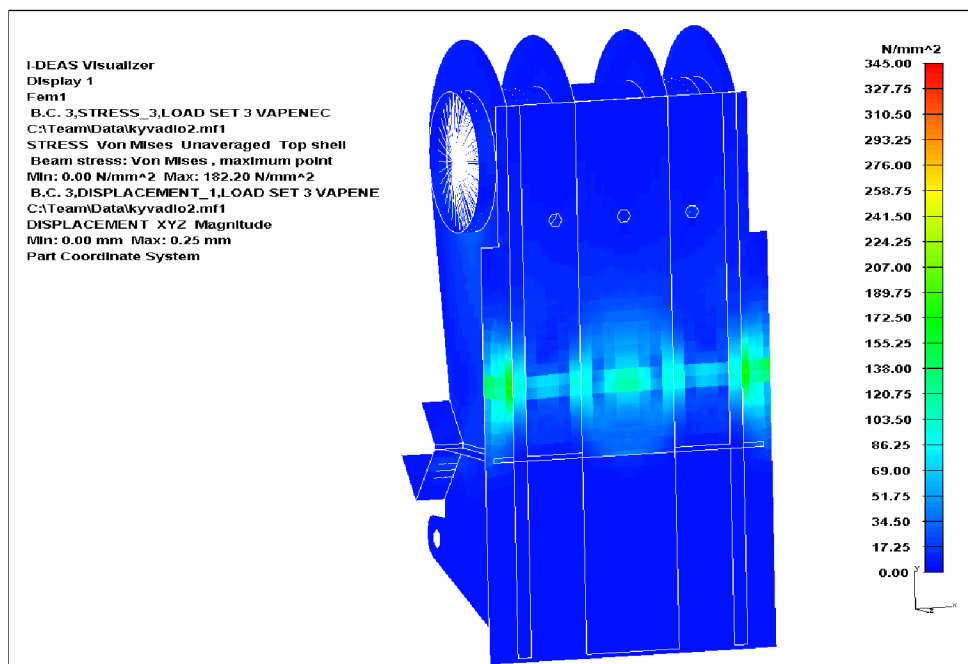
mez kluzu materiálu kyvadla [10]
 maximální napětí při drcení žuly

7.2.2 ZATÍŽENÍ – VÁPENEC

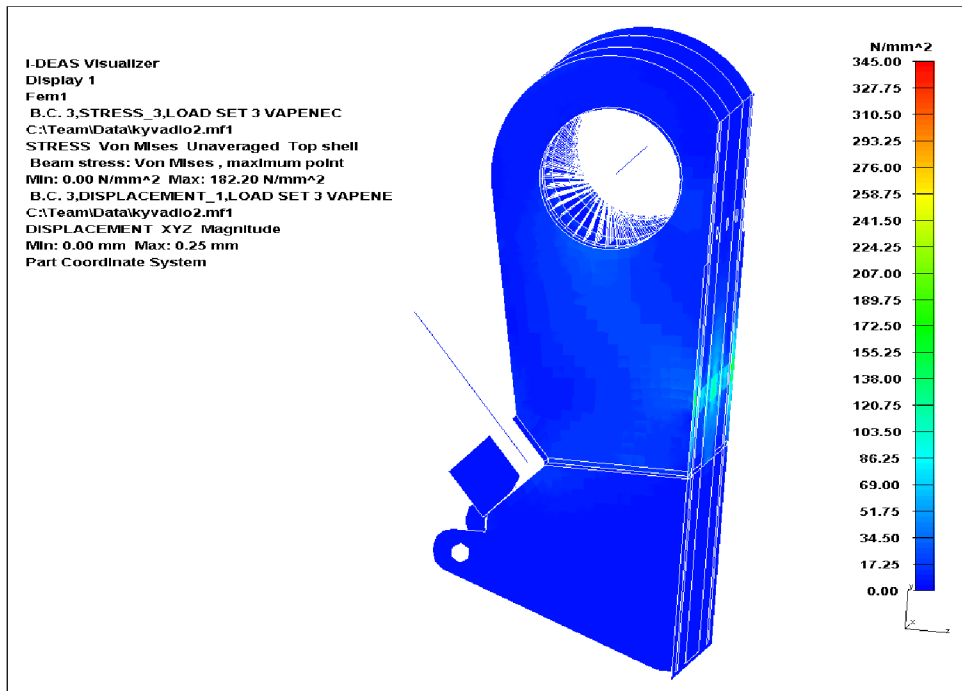
Maximální napětí: $\sigma_{v_max} = 182 \text{ MPa}$

Maximální průhyb: $y_{v_max} = 0,25 \text{ mm}$

Rozsah napětí: 0 až 345 MPa



Obr. 40 Výsledná napětí při drcení vápence – pohled 1



Obr. 41 Výsledná napětí při drcení vápence – pohled 2

Výsledná bezpečnost:

$$k_v = \frac{R_e}{\sigma_{v_max}} \quad (-) \quad (38)$$

$$k_v = \frac{345}{182}$$

$$k_v = 1,90$$

kde: $R_e = 345 \text{ MPa}$
 $\sigma_{v_max} = 182 \text{ MPa}$

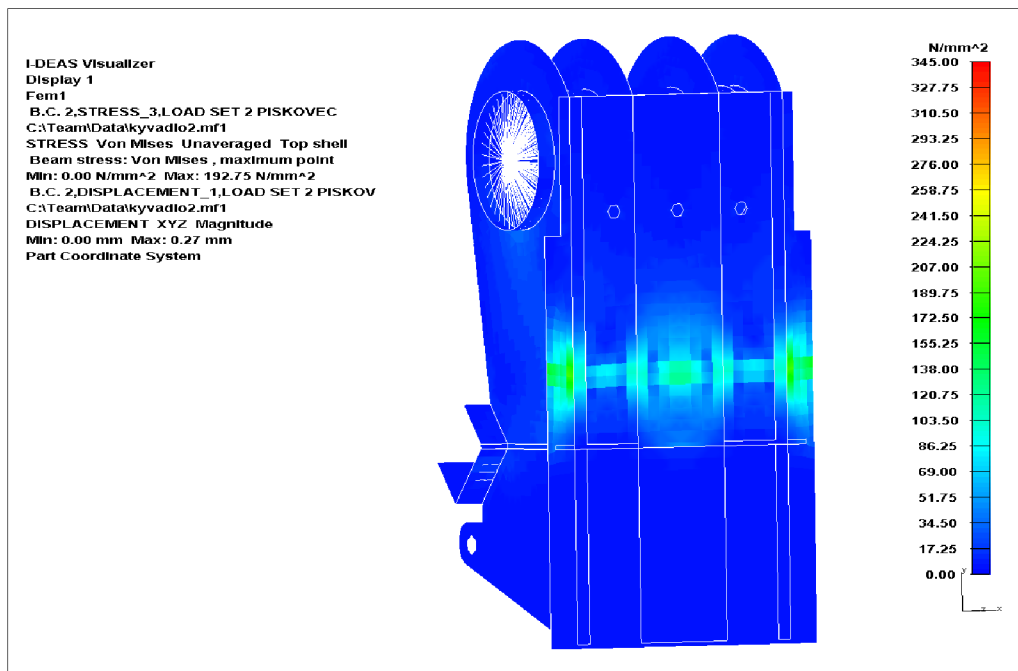
mez kluzu materiálu kyvadla [10]
 maximální napětí při drcení vápence

7.2.3 ZATÍŽENÍ – PÍSKOVEC

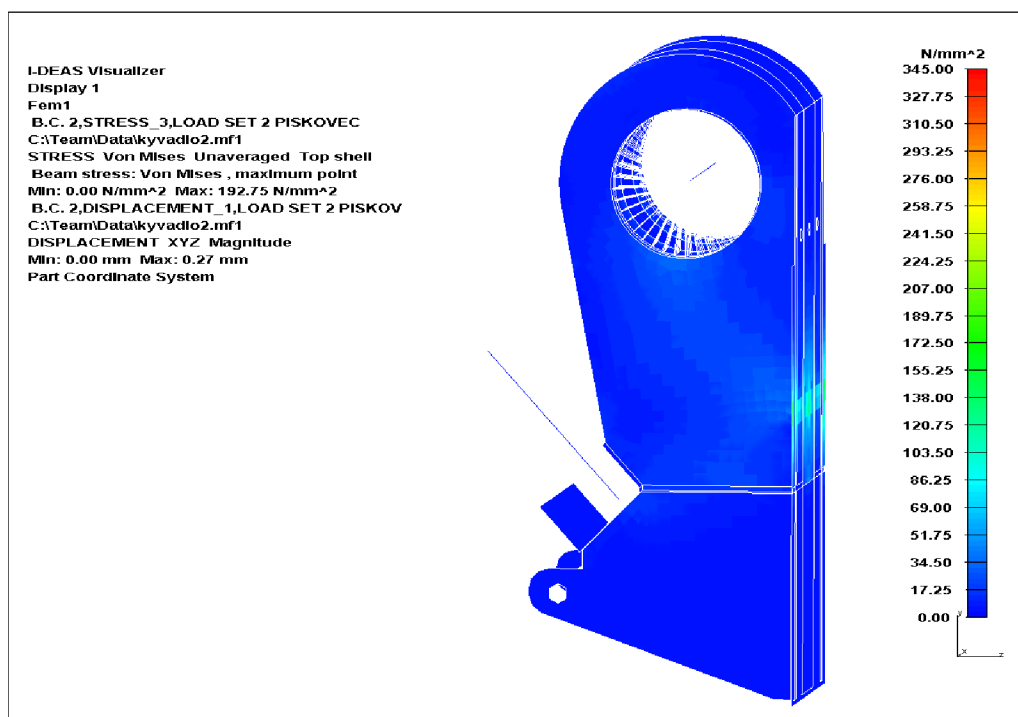
Maximální napětí: $\sigma_{p_max} = 193 \text{ MPa}$

Maximální průhyb: $y_{p_max} = 0,27 \text{ mm}$

Rozsah napětí: 0 až 345 MPa



Obr. 42 Výsledná napětí při drcení piskovce – pohled



Obr. 43 Výsledná napětí při drcení piskovce – pohled 2



Výsledná bezpečnost:

$$k_p = \frac{R_e}{\sigma_{p_max}} \quad (-) \quad (39)$$

$$k_p = \frac{345}{193}$$

$$k_p = 1,79$$

kde: $R_e = 345$ MPa mez kluzu materiálu kyvadla [10]
 $\sigma_{p_max} = 182$ MPa maximální napětí při drcení pískovce

Charakter napětí je u všech stavů podobný, protože charakter zatížení se nemění. U daných zatížení se mění pouze velikosti napětí a průhybu. Nejvíce namáhané díly kyvadla jsou boční desky a čelní deska.

7.3 BEZPEČNOSTNÍ ANALÝZA KYVADLA

Bezpečnostní analýza byla provedena pro zatěžovací stav s nejvyšší hodnotnou napětí na kyvadle, jednalo se o stav drcení žuly. Volíme bezpečnosti 3 a 3,5. Pro tyto bezpečnosti byly vypočteny hodnoty napětí. Na základě těchto napětí byla nalezena místa na kyvadle, kde napětí přesahuje stanovenou hodnotu a nesplňuje tak bezpečnost. Nevyhovující oblasti jsou zvýrazněny červenou barvou.

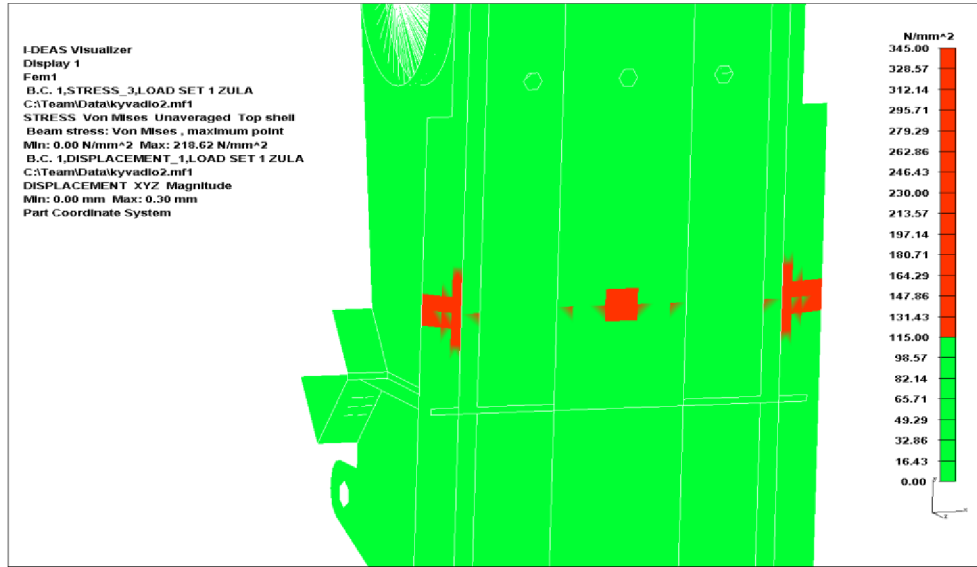
Výpočet napětí pro koeficient bezpečnosti $k = 3$:

$$\sigma_{k3} = \frac{R_e}{k_3} \quad (MPa) \quad (40)$$

$$\sigma_{k3} = \frac{345}{3}$$

$$\sigma_{k3} = 115 \text{ MPa}$$

kde: $R_e = 345$ MPa mez kluzu materiálu kyvadla [10]
 $k_3 = 3$ [-] součinitel bezpečnosti – volen



Obr. 44 Zobrazení oblastí nevyhovujících pro koeficient bezpečnosti $k_3 = 3$

Výpočet napětí pro koeficient bezpečnosti $k = 3,5$:

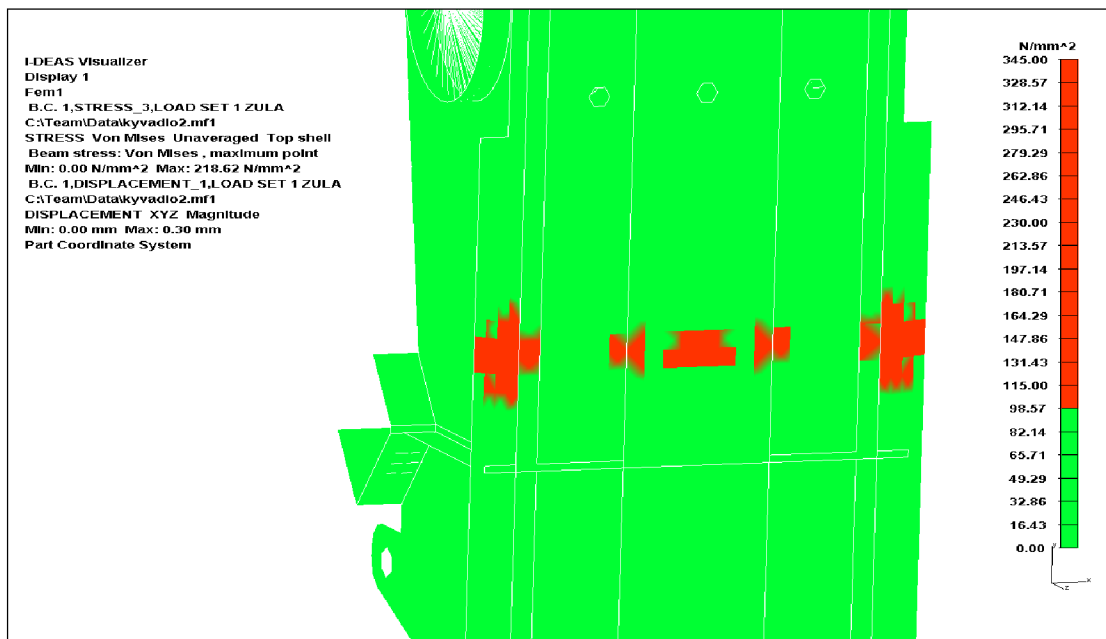
$$\sigma_{k3,5} = \frac{R_e}{k_{3,5}} \quad (MPa) \quad (41)$$

$$\sigma_{k3,5} = \frac{345}{3,5}$$

$$\sigma_{k3,5} = 98,57 \text{ MPa}$$

kde: $R_e = 345 \text{ MPa}$
 $k_{3,5} = 3,5 [-]$

mez kluzu materiálu kyvadla [10]
 součinitel bezpečnosti – volen



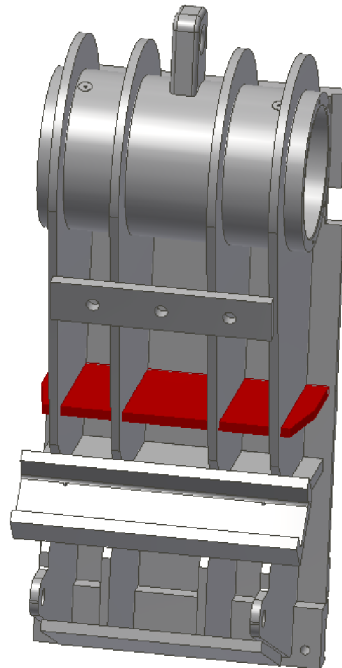
Obr. 45 Zobrazení oblastí nevyhovujících pro koeficient bezpečnosti $k_{3,5} = 3,5$



Podle *Obr. 44* Zobrazení oblastí nevyhovujících pro koeficient bezpečnosti $k_3 = 3$ a *Obr. 45* Zobrazení oblastí nevyhovujících pro koeficient bezpečnosti $k_{3,5} = 3,5$ byla určena místa nevyhovující daným bezpečnostním koeficientům. Jedná se zejména o místa působení zatížení.

7.4 OPTIMALIZACE KONSTRUKCE KYVADLA

Výsledná napětí a bezpečnostní analýzy v předchozích kapitolách ukazují, že nebezpečné oblasti se vyskytují v blízkosti působení zatížení. Proto byla zatížená čelní deska a boční desky vyztuženy pomocí pěti žeber podle *Obr. 46* *Optimalizace – vyztužení čelní desky a bočních desek*. Materiál výztuh je shodný s materiálem konstrukce kyvadla. Tloušťka žeber je 20 mm. Optimalizace byla provedena pro zatížení při drcení žuly.



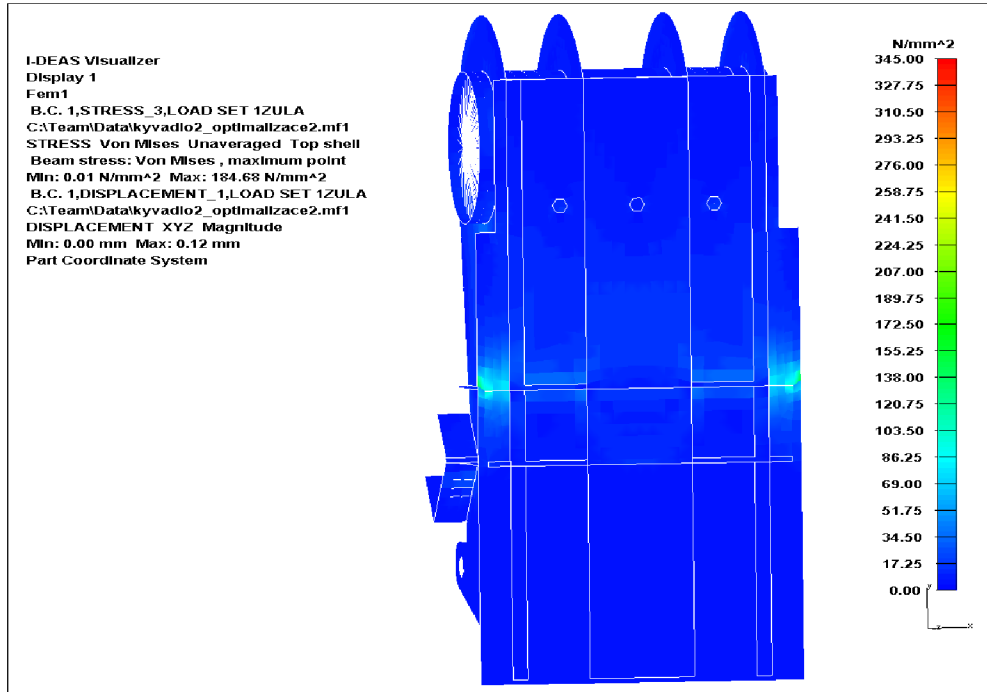
Obr. 46 Optimalizace – vyztužení čelní desky a bočních desek

7.4.1 VÝSLEDKY OPTIMALIZACE KONSTRUKCE KYVADLA

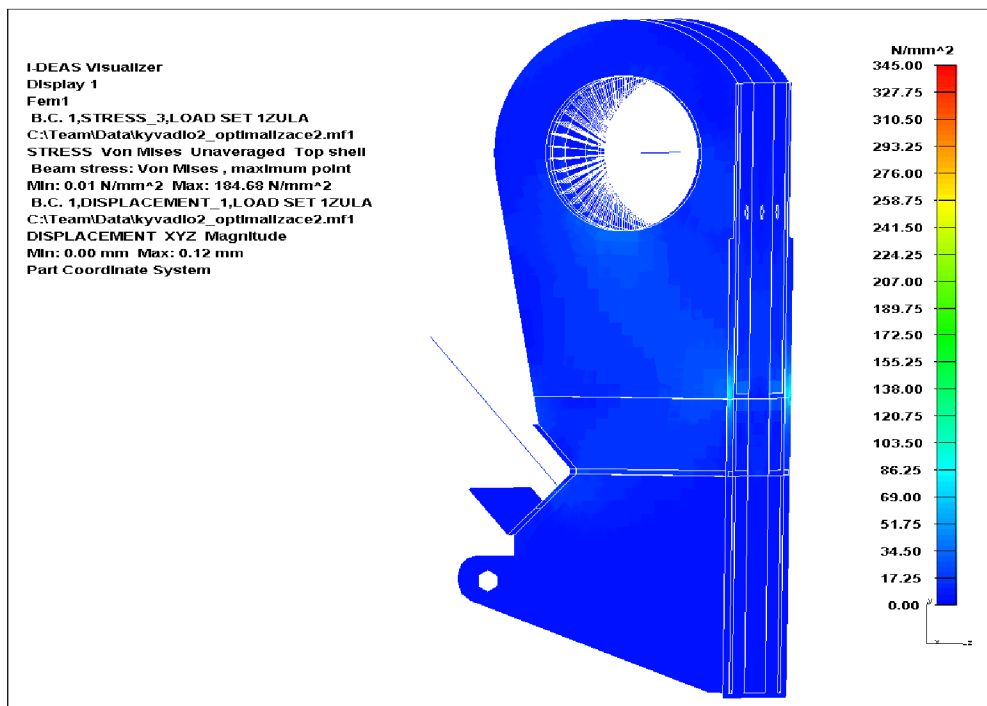
Maximální napětí: $\sigma_{z_o_max} = 185$ MPa

Maximální průhyb: $y_{z_o_max} = 0,12$ mm

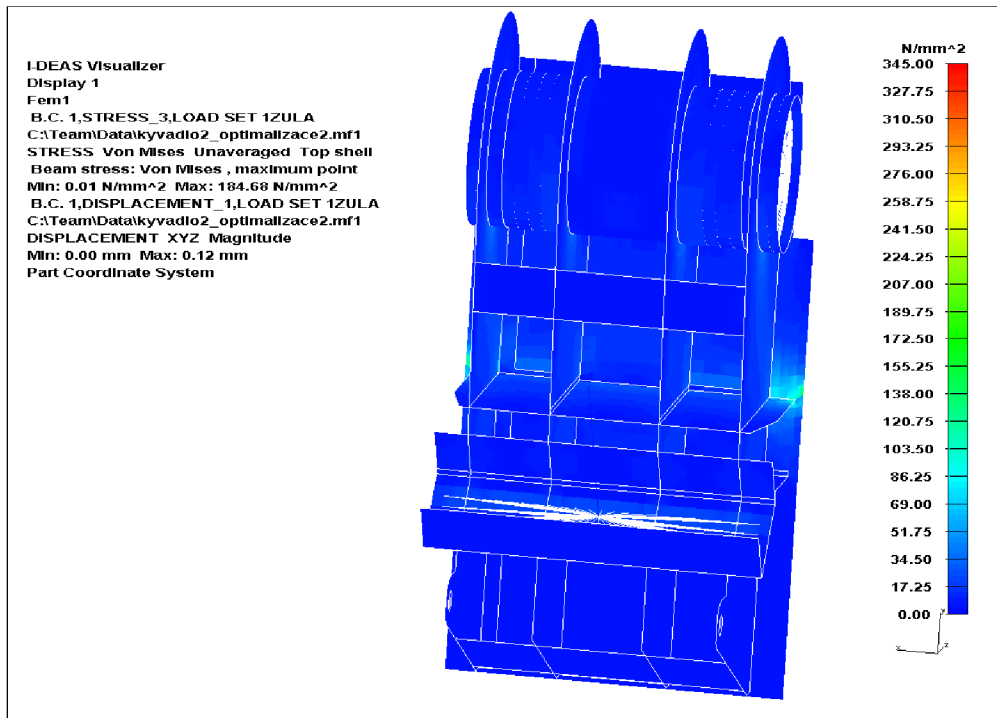
Rozsah napětí: 0 až 345 MPa



Obr. 47 Optimalizace – výsledná napětí při drcení žuly – pohled 1



Obr. 48 Optimalizace – výsledná napětí při drcení žuly – pohled 2



Obr. 49 Optimalizace – výsledná napětí při drcení žuly – pohled 3

Výsledná bezpečnost:

$$k_{z_o} = \frac{R_e}{\sigma_{z_o_max}} \quad (-) \quad (42)$$

$$k_{z_o} = \frac{345}{185}$$

$$k_{z_o} = 1,87$$

kde: $R_e = 345 \text{ MPa}$
 $\sigma_{z_o_max} = 185 \text{ MPa}$

mez kluzu materiálu kyvadla [10]
 maximální napětí po optimalizaci při drcení žuly

Výsledný koeficient bezpečnosti po optimalizaci $k_{z_o} = 1,87$ vyhovuje. Kyvadlo jako celek je dostatečně tuhé.



ZÁVĚR

V první části diplomové práce byla vypracována krátká rešerše z oblasti zpracování nerostných surovin a rozdělení drtících zařízení. Úvodem se práce zabývá teoriemi a způsoby zdobňování, následně se práce zabývá drtícími zařízeními. Podrobněji jsou pak rozebrány jednovzpěrné a dvouvpěrné čelist'ové drtiče.

Následující část práce se věnuje návrhu drtiče a návrhu kyvadla drtiče. Pro návrh drtiče je volen elektromotor a rozměry setrvačnicků. Dále byl zvolen svěrný spoj Tollok mezi výstředníkovým hřídelem a setrvačnicku. Poté byla určena teoretická výkonnost drtiče dle Levensona. Další část analytického výpočtu se věnuje určení zatížení kyvadla při drcení. Výpočet byl proveden podle objemové teorie pro drcené materiály – žula, vápenec a pískovec. Byl stanoven rozměrový návrh kyvadla a porovnány varianty kyvadla jako svarku a odlitku. Dále byla zvolena dvouřadá soudečková ložiska SKF uložená v pouzdru kyvadla a byla vypočtena jejich životnost dle SKF.

Podstatnou část práce tvoří pevnostní analýza modelu kyvadla v programu NX I-DEAS pomocí metody konečných prvků. V programu NX I-DEAS byl vytvořen skořepinový model kyvadla, následně byla v tomto programu vytvořena síť. V dalším kroku byly zadány okrajové podmínky a zatížení při drcení žuly, vápence a pískovce. Dle výsledků pevnostní analýzy a bezpečnostní analýzy byly vyhodnoceny nebezpečné oblasti, které se nacházeli především v oblasti působení zatížení. Provedená optimalizace se zaměřila na tyto místa.

Dle modelu drtiče a modelu kyvadla byl vytvořen sestavný výkres drtiče a výkres svarku kyvadla. Model i výkresová dokumentace byly vytvořeny v prostředí programu Inventor.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOLEC, Miroslav. *Drcení a třídění kamene*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1959.
- [2] POLICKÝ, Zdeněk. *Úpravárenské stroje*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [3] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů: určeno pro posl. fak. strojní*. Praha: SNTL, 1983.
- [4] POLUS, Emil. *Úpravárenské stroje I: drtiče a mechanické třídiče pro průmysl kamene, výrobu maltovin a lehčených stavebních hmot*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1970. Učební texty vysokých škol.
- [5] MEDEK, Jaroslav. *Mechanické pochody*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985. Učební texty vysokých škol.
- [6] DINTER, Oskar. *Drcení a mletí nerostných surovin*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984.
- [7] HÁJEK, Vladimír. *Štěrkovny*. Praha: Věd.-techn. nakl., 1950. Spisy České matice technické.
- [8] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, Jiří DVOŘÁČEK a František PROKEŠ. *Základy konstruování*. Vyd. 4. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [9] DVOŘÁK, Milan. *Technologie II*. Vyd. 3., dopl., v Akademickém nakl. CERM 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2683-7.
- [10] *ČSN 41 1523: Ocel 11 523*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [11] *ČSN 42 2640: Ocel na odlitky 42 2640 uhlíková*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1977.
- [12] *SKF: Soudečková ložiska* [online]. 2016 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html>
- [13] *Tollok: Svěrné hřídelové spoje* [online]. 2004 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.tollok.cz/>
- [14] *Tollok: Kalkulace minimálního průměru náboje* [online]. 2004 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.tollok.cz/kalkulace.htm>
- [15] *PSP Engineering: Jednovzpěrné čelistové drtiče DCJ* [online]. 2012 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www2.pspeng.cz/jednovzperne-celistove-drtice-dcj>



- [16] *DSP Přerov: Mobilní drtící jednotky MCU* [online]. 2011 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.dspprerov.cz/nase-vyrobky/mobilni-zarizeni/mobilni-drtici-jednotky-mcu.html>
- [17] *Kámen Zbraslav: Kamenolom Zbraslav* [online]. 2016 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://kamenzbraslav.cz/cs/tezba-kamene/kamenolom-zbraslav/>
- [18] *SBM: Jaw crusher* [online]. 2012 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.crushersmill.com/knowledge/china-jaw-crusher.html>
- [19] *SBM: Jaw crusher* [online]. 2011 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.21gramdesign.com/2015/html/crusherplants/crusher/jc-series-jaw-crusher.html>
- [20] *MFL: Zpracování minerálů, nerostů a rud* [online]. 2008 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://zeppelin.cz/blob.php?idProduct=12859272&type=pdf&dbPrefixTable=katalog&lng=cs>
- [21] *ZY Machinery: Jaw crusher* [online]. 2011 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.zzywzg.com/en/ArticleShow.asp?ArticleID=524>
- [22] *Telsmith: Hydra-Jaw* [online]. 2016 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: http://telsmith.com/files/Telsmith_H3244_SpecSheet.pdf
- [23] *SIEMENS: Nízkonapěťové standardní motory ILG4, ILG6* [online]. 2016 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/?ctxnh=c29d3fed28&ctxp=doc_katalogy
- [24] *Akdas: Cement and Mining* [online]. 2013 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://akdas.com.tr/en/industries/cement-mining>
- [25] *Mine design: Crushers* [online]. 2011 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://minewiki.engineering.queensu.ca/mediawiki/index.php/Crushers>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm]	vzdálenost mezi pohyblivou a nepohyblivou čelistí v horní části drtiče
a_1	[-]	součinitel spolehlivosti
A_B	[J]	práce pro drcení podle Bonda
a_k	[mm]	šířka odrazové desky
A_K	[J]	práce pro drcení podle Kicka
$A_{p1,\dots,8}$	[J]	práce potřebné k drcení pískovce
A_R	[J]	práce pro drcení podle Rittingera
a_{SKF}	[-]	SKF součinitel
$A_{v1,\dots,8}$	[J]	práce potřebné k drcení vápence
$A_{z1,\dots,8}$	[J]	práce potřebné k drcení žuly
B	[mm]	šířka čelistí
b_k	[mm]	celková výška kyvadla
b_v	[mm]	šířka věnce setrvačnicku
C	[-]	konstrukční faktor svěrného spoje
C_0	[MN]	základní statická únosnost ložiska
C_1	[MN]	základní dynamická únosnost ložiska
c_k	[mm]	vzdálenost pouzdra kyvadla k patě
d	[mm]	průměr zrna vystupujícího z drtiče
D	[mm]	průměr zrna vstupujícího do drtiče
$D_{1,\dots,8}$	[mm]	průměry zrn zaplněného drtiče
D_e	[mm]	volený minimální průměr náboje setrvačnicku
D_{em}	[mm]	minimální vnější průměr náboje
d_k	[mm]	šířka kyvadla
d_m	[m]	střední průměr částic produktu
D_m	[m]	střední průměr částic suroviny
d_R	[mm]	průměr řemenice
D_S	[mm]	průměr setrvačnicku
$d_{stř}$	[mm]	velikost středního zrna
D_T	[mm]	velký průměr svěrného spoje
e	[mm]	excentricita výstředníkového hřídele
E	[GPa]	modul pružnosti



e_k	[mm]	vzdálenost konce bočnice k odrazové desce
E_z	[GPa]	modul pružnosti žuly
f	[Hz]	frekvence napájení elektromotoru
F_1	[MN]	drtící síla kolmá na pohyblivou čelist
F_1	[N]	zatěžující síla 1
F_2	[MN]	drtící síla kolmá na pevnou čelist
F_2	[N]	zatěžující síla 2
F_{Cp}	[N]	celková drtící síla při drcení pískovce
F_{CTp}	[N]	celková reakce třecí síly při drcení pískovce
F_{CTv}	[N]	celková reakce třecí síly při drcení vápence
F_{CTz}	[N]	celková reakce třecí síly při drcení žuly
F_{Cv}	[N]	celková drtící síla při drcení vápence
F_{Cz}	[N]	celková drtící síla při drcení žuly
f_k	[mm]	vzdálenost osy pouzdra od čela kyvadla
F_p	[N]	celková zatěžující síla při drcení pískovce
$F_{p1,\dots,8}$	[N]	drtící síly při drcení pískovce
F_t	[MN]	reakce třecí síly
$F_{Tp1,\dots,8}$	[N]	reakce třecích sil při drcení pískovce
$F_{Tv1,\dots,8}$	[N]	reakce třecích sil při drcení vápence
$F_{Tz1,\dots,8}$	[N]	reakce třecích sil při drcení žuly
F_v	[N]	celková zatěžující síla při drcení vápence
F_v	[MN]	výsledná síla
F_{v1}	[N]	výsledná síla
$F_{v1,\dots,8}$	[N]	drtící síly při drcení vápence
$F_{vp1,\dots,8}$	[N]	výsledné síly při drcení pískovce
$F_{vv1,\dots,8}$	[N]	výsledné síly při drcení vápence
$F_{vz1,\dots,8}$	[N]	výsledné síly při drcení žuly
f_x	[—]	součinitel tření
F_z	[N]	celková zatěžující síla při drcení žuly
$F_{z1,\dots,8}$	[N]	drtící síly při drcení žuly
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[GPa]	modul pružnosti ve smyku
g_k	[mm]	poloha sedla vůči ose kyvadla v prvním směru



h	[m]	dráha pádu materiálu
h_k	[mm]	vzdálenost osy kyvadla od paty
h_v	[mm]	tloušťka věnce
i	[–]	převodový poměr řemenového převodu
I_C	[kg.m ²]	celkový moment setrvačnosti
i_k	[mm]	výška čelní desky
I_{Pn}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti určený z výkonu a otáček elektromotoru
I_S	[kg.m ²]	moment setrvačnosti setrvačnicku
j_k	[mm]	poloha sedla vůči ose kyvadla v druhém směru
k_3	[–]	koeficient bezpečnosti
$k_{3,5}$	[–]	koeficient bezpečnosti
k_k	[mm]	šířka pouzdra
K_K	[J.m ⁻³]	experimentálně stanovená konstanta
k_p	[–]	bezpečnostní konstanta při drcení pískovce
k_{pm}	[–]	součinitel přetížitelnosti elektromotoru
K_R	[J.m ⁻²]	konstanta úměrnosti
k_S	[–]	bezpečnostní součinitel svěrného spoje
k_v	[–]	bezpečnostní konstanta při drcení vápence
k_x	[–]	konstanta SKF
k_z	[–]	bezpečnostní konstanta při drcení žuly
k_{z_o}	[–]	bezpečnostní konstanta po optimalizaci
k_{ZS}	[–]	součinitel zaplnění štěrbin
L	[mm]	vzdálenost mezi silami F_1 a F_2
L_{3m}	[mil. ot.]	životnost ložiska
l_k	[mm]	šířka uložení ložisek
L_V	[mm]	vzdálenost působíště výsledné síly od paty kyvadla
m_m	[kg]	hmotnost elektromotoru
M_N	[N.m]	jmenovitý moment elektromotoru
M_t	[N.m]	přenesený moment
m_V	[kg]	hmotnost věnce setrvačnicku
n_n	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru
n_S	[min ⁻¹]	otáčky setrvačnicku
n_{S1}	[s ⁻¹]	otáčky setrvačnicku



n_{s2}	$[s^{-1}]$	nulové otáčky nepohybujícího se setrvačnicku
p	$[-]$	počet setrvačnicků
P	$[W]$	mechanický výkon na hřídeli
p_n	$[MPa]$	tlak na náboj
P_N	$[kW]$	jmenovitý výkon elektromotoru
P_U	$[N]$	minimální únavová únosnost
Q	$[t \cdot h^{-1}]$	výkonnost drtiče dle Levensona
Q_Z	$[t \cdot h^{-1}]$	základní vztah pro výkonnost drtiče
R_1	$[MN]$	síla ve vzpěrné desce
R_2	$[MN]$	síla ve vzpěrné desce
R_e	$[MPa]$	mez kluzu materiálu kyvadla
R_O	$[MN]$	síla v ojnici
$R_{p0,2s}$	$[MPa]$	smluvní mez kluzu materiálu setrvačnicku
R_U	$[MN]$	síla v uchycení kyvadla
s	$[-]$	stupeň rozpojení
s_0	$[-]$	statická únosnost ložiska
s_d	$[mm]$	výstupní štěrbina
S_P	$[m^2]$	povrch části produktu po drcení
S_S	$[m^2]$	povrch části suroviny před drcením
t_{max}	$[mm]$	maximální tloušťka stěny modelu
t_{min}	$[mm]$	minimální tloušťka stěny modelu
t_p	$[s]$	doba pádu materiálu
t_{Smin}	$[mm]$	minimální šířka výstupní štěrbiny
t_z	$[s]$	teoretická doba do zastavení drtiče
V	$[m^3]$	objem částice
$V_{vstup1,...,8}$	$[m^3]$	vstupní objemy
$V_{vystup1,...,8}$	$[m^3]$	výstupní objemy
W_C	$[J]$	celková vykonaná práce
x	$[mm]$	působíště výsledné síly
y_{p_max}	$[mm]$	maximální průhyb při drcení pískovce
y_{v_max}	$[mm]$	maximální průhyb při drcení vápence
y_{z_max}	$[mm]$	maximální průhyb při drcení žuly
$y_{z_o_max}$	$[mm]$	maximální průhyb po optimalizaci



z	[mm]	návrhový zdvih kyvadla
$z_{1,\dots,8}$	[mm]	zdvihy v daných místech doteku zrn
α_k	[°]	úhel sedla
β	[°]	úhel záběru drtiče
ΔE	[J]	energie otáčení mechanismu
ΔS	[m ²]	rozdíl povrchů
δ	[–]	nerovnoměrnost chodu otáčení
η	[–]	účinnost elektromotoru
η_c	[–]	faktor znečištění
κ	[–]	poměr viskozit
μ	[–]	Poissonova konstanta
ρ_{V_0}	[kg.m ³]	měrná hmotnost oceli
ρ_V	[t.m ³]	sypaná objemová hmotnost materiálu
σ_d	[MPa]	pevnost v tlaku
σ_{dz}	[MPa]	pevnost v tlaku žuly
σ_{k3}	[MPa]	napětí při zvolené bezpečnosti
$\sigma_{k3,5}$	[MPa]	napětí při zvolené bezpečnosti
σ_{p_max}	[MPa]	maximální napětí při drcení pískovce
σ_{v_max}	[MPa]	maximální napětí při drcení vápence
σ_{z_max}	[MPa]	maximální napětí při drcení žuly
$\sigma_{z_o_max}$	[MPa]	maximální napětí po optimalizaci
Φm_k	[mm]	průměr pouzdra
Φn_k	[mm]	průměr uložení ložisek
Φo_k	[mm]	vnitřní průměr pouzdra
ω_S	[s ⁻¹]	úhlová rychlost setrvačníku



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Lom společnosti KÁMEN Zbraslav [17]	11
Obr. 2 Namáhání tlakem	15
Obr. 3 Namáhání úderem	15
Obr. 4 Namáhání rázem	16
Obr. 5 Namáhání stříhem	16
Obr. 6 Namáhání ohybem	17
Obr. 7 Namáhání štípáním	17
Obr. 8 Profily čelistí [6]	20
Obr. 9 Kinematické schéma jednovzpěrného čelistového drtiče	21
Obr. 10 Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem s popiskem součástí [25]	22
Obr. 11 Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem [19]	22
Obr. 12 Schéma silového působení v jednovzpěrném čelistovém drtiči	23
Obr. 13 Kinematické schéma dvouvpěrného čelistového drtiče	24
Obr. 14 Řez dvouvpěrným čelistovým drtičem s popiskem součástí [21]	24
Obr. 15 Schéma silového působení v dvouvpěrném čelistovém drtiči	25
Obr. 16 Řez dvouvpěrným čelistovým drtičem [20]	25
Obr. 17 Mobilní drtící jednotka MCU 7UC-2C firmy DSP Přerov [16]	26
Obr. 18 Čelistový drtič H3244 Hydra-Jaw firmy Telsmith [22]	26
Obr. 19 Jednovzpěrný čelistový drtič poháněný elektromotorem s podavačem [18]	28
Obr. 20 Elektromotor SIEMENS [23]	29
Obr. 21 Řemenový převod	30
Obr. 22 Svěrné spoje firmy Tollok [13]	34
Obr. 23 Konstrukční faktor svěrného spoje [14]	34
Obr. 24 Čelo kyvadla	38
Obr. 25 Profil kyvadla	39
Obr. 26 Pouzdro kyvadla	40
Obr. 27 Odlitek kyvadla čelistového drtiče [24]	41
Obr. 28 Druhy tavných svarů [8]	42
Obr. 29 Varianta návrhu kyvadla jako svarku	43
Obr. 30 Schéma zaplnění drtiče	44
Obr. 31 Zdvih v místě doteku zrna s pohyblivou čelistí	45
Obr. 32 Schéma stanovení pozice výsledné síly	50
Obr. 33 Schéma pozice zatěžující síly	50
Obr. 34 Soudečkové ložisko firmy SKF [12]	51
Obr. 35 Silový obrazec působení sil v jednovzpěrném drtiči	51
Obr. 36 Tloušťky stěn skořepinového modelu – pohled 1	53
Obr. 37 Tloušťky stěn skořepinového modelu – pohled 2	54
Obr. 38 Výsledná napětí při drcení žuly – pohled 1	55
Obr. 39 Výsledná napětí při drcení žuly – pohled 2	55
Obr. 40 Výsledná napětí při drcení vápence – pohled 1	56
Obr. 41 Výsledná napětí při drcení vápence – pohled 2	57
Obr. 42 Výsledná napětí při drcení pískovce – pohled	58
Obr. 43 Výsledná napětí při drcení pískovce – pohled 2	58
Obr. 44 Zobrazení oblastí nevyhovujících pro koeficient bezpečnosti $k_3 = 3$	60
Obr. 45 Zobrazení oblastí nevyhovujících pro koeficient bezpečnosti $k_{3,5} = 3,5$	60
Obr. 46 Optimalizace – vyztužení čelní desky a bočních desek	61
Obr. 47 Optimalizace – výsledná napětí při drcení žuly – pohled 1	62



Obr. 48 Optimalizace – výsledná napětí při drcení žuly – pohled 2	62
Obr. 49 Optimalizace – výsledná napětí při drcení žuly – pohled 3	63



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Označení zrn [3]	12
Tab. 2 Porovnání strojů podle principu zdrobňování [3].....	13
Tab. 3 Charakteristiky drcených materiálů [2].....	44
Tab. 4 Průměry zrn	45
Tab. 5 Zdvihy v daných místech doteku.....	46
Tab. 6 Hodnoty vstupních objemů	46
Tab. 7 Hodnoty výstupních objemů	46
Tab. 8 Práce potřebné k drcení	47
Tab. 9 Drtící síly	48
Tab. 10 Reakce třecích sil	48
Tab. 11 Výsledné síly	48
Tab. 12 Celkové síly	49



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 Tabulka svěrných spojů Tollok
- Příloha 2 Graf pro získání součinitele a_{SKF}
- Příloha 3 Jednovzpěrný čelist'ový drtič: pohled 1
- Příloha 4 Jednovzpěrný čelist'ový drtič: pohled 2
- Příloha 5 Jednovzpěrný čelist'ový drtič: pohled 3

Výkresová dokumentace

DCJ 700x300	1-06-000
KYVADLO	1-06-002



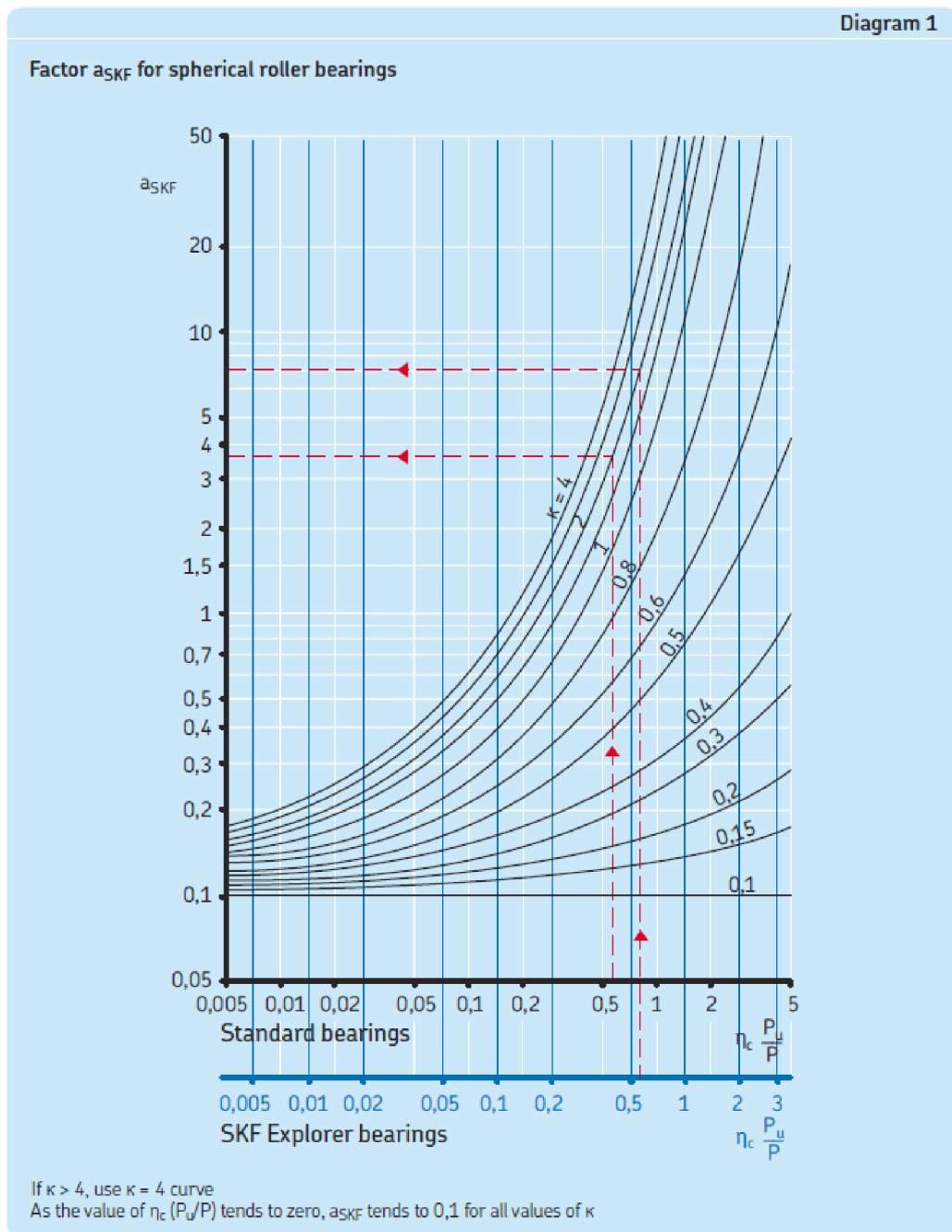
Příloha 1 – Tabulka svěrných spojů Tollok

TLK 450									
dxD	L1	L2	B	Upínací šrouby		Kroutcí moment	Axiální síla	Tlaky na	
				Počet DIN 912 12,9	Utahovací moment			hřidel	náboj
mm	mm	mm	mm	NxTyp	Nm	Nm	KN	N/mm ²	N/mm ²
25x50	39	45	51	8xM6	17	950	76	245	122
28x55	39	45	51	8xM6	17	1070	76	219	111
30x55	39	45	51	8xM6	17	1150	76	204	111
35x60	39	45	51	8xM6	17	1340	76	175	102
38x65	39	45	51	8xM6	17	1450	76	161	94
40x65	39	45	51	8xM6	17	1530	76	153	94
42x75	56	64	72	8xM8	41	2970	141	188	105
45x75	56	64	72	8xM8	41	3150	141	175	105
48x80	56	64	72	8xM8	41	4000	166	164	98
50x80	56	64	72	8xM8	41	4150	166	158	98
55x85	56	64	72	8xM8	41	4550	166	143	93
60x90	56	64	72	10xM8	41	6200	207	164	109
65x95	56	64	72	10xM8	41	6750	207	152	104
70x110	70	78	88	10xM10	83	11550	330	179	114
75x115	70	78	88	10xM10	83	12350	330	167	109
80x120	70	78	88	12xM10	83	15800	396	188	125
85x125	70	78	88	12xM10	83	16800	396	177	120
90x130	70	78	88	12xM10	83	17800	396	167	115
95x135	70	78	88	12xM10	83	18800	396	158	111
100x145	90	100	112	12xM12	145	28800	576	170	117
110x155	90	100	112	12xM12	145	31700	576	155	110
120x165	90	100	112	14xM12	145	40300	673	165	120
130x180	104	116	130	12xM14	230	51400	791	155	112
140x190	104	116	130	14xM14	230	64600	923	168	124
150x200	104	116	130	16xM14	230	79100	1055	179	135
160x210	104	116	130	16xM14	230	84400	1055	168	128
170x225	134	146	162	14xM16	355	109000	1283	149	113
180x235	134	146	162	16xM16	355	132000	1466	161	124
190x250	134	146	162	16xM16	355	139000	1466	153	116
200x260	134	146	162	16xM16	355	146500	1466	145	112

TLK 450

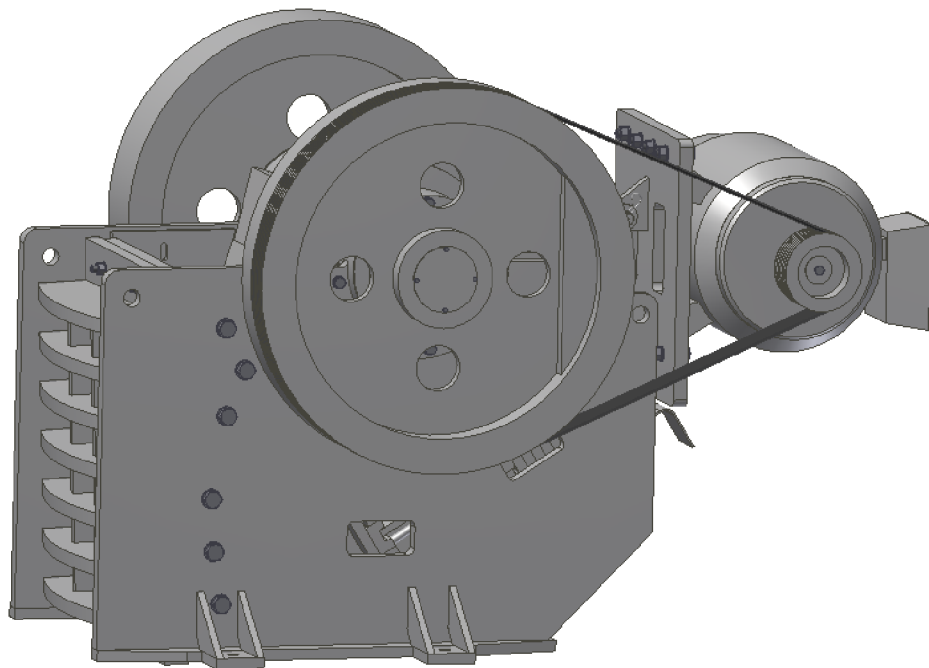


Příloha 2 – Graf pro získání součinitele a_{SKF}

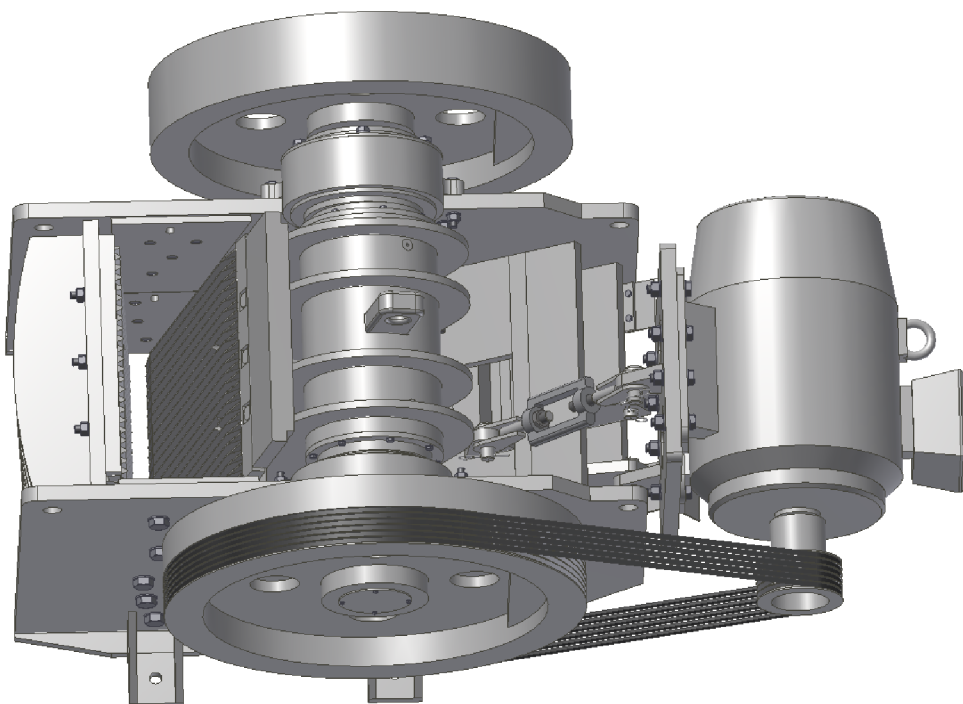




Příloha 3 – Jednovzpěrný čelistový drtič: pohled 1



Příloha 4 – Jednovzpěrný čelistový drtič: pohled 2





Příloha 5 – Jednovzpěrný čelistový drtič: pohled 3

