



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu kola kompaktního kolesového rypadla

Design of bucket wheel drive unit of compact bucket wheel excavator

Diplomová práce

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Petr Kříbala

Jan Cinis

Praha 2015

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

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

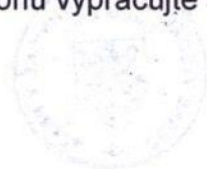
Student: **Bc. Jan Cinis**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Návrh pohonu kola kompaktního
kolesového rýpadla**

Název práce anglicky: **Design of Bucket Wheel Drive Unit of Compact Bucket Wheel
Excavator**

Zadání práce:

V rámci diplomové práce navrhnete pohon kompaktního kolesového rýpadla na základě znalosti požadovaných parametrů. Návrh bude zahrnovat dvě varianty řešení pohonu kola - elektromechanické a hydraulické. Porovnejte navržené varianty pohonu a pro vybrané varianty pohonu vypracujte sestavné výkresy.



Stručná osnova zadání:

1. Rešerše pohonů kola kompaktních kolesových rýpadel.
2. Koncepční návrhy včetně výpočtů a modelů sestav pohonů.
3. 3D model vybraných variant pohonu kola.
4. Porovnání jednotlivých variant a zhodnocení výsledků.

Rozsah grafické části:

1. 3D modely jednotlivých variant pohonu.
2. Výkresy sestav pohonu vybraných variant.

Specifikace textové části:

1. Technická zpráva s výpočty.
2. Rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy.

Doporučené podklady:

- ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. a kol. *Projekt - III. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Vedoucí práce: **Ing. Petr Křibala**

Datum zadání: **10. 4. 2015**

Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

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

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

Zadání diplomové práce převzal dne: *8. 4. 2015*

Yurung
.....
podpis studenta

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



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

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh pohonu kola kompaktního kolesového rypadla“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Kříbaly s použitím literatury, uvedené na konci diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 29. 06. 2015

Jan Cinis

Poděkování

Za cenné připomínky a aktivní přístup bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Kříbalovi.

Také bych rád poděkoval svým kolegům, hlavně Ing. Leoši Kratochvílovi, který mi ze všech nejvíce pomáhal s tímto úkolem. Oceňuji jeho kritický přístup a důležitou výpomoc při vyjednávání četných nabídek. Potom také děkuji Ing. Jiřímu Vonkovi, který definoval požadované vlastnosti stroje a pomohl objektivně posoudit dosažené výsledky. Dále děkuji odborníkovi na elektro Ing. Dominiku Mackovi, který mi poradil s výběrem elektromotoru a příslušného frekvenčního měniče. Nesmím také zapomenout na Ing. Aleše Jůzu, Ph.D. jenž se podílel o své zkušenosti s programem Scia Engineer 14 a také rád poradil s pevnostní kontrolou dílčích konstrukčních celků.

Zároveň děkuji za spolupráci společnostem, které poskytly nabídky svých výrobků a potřebné údaje k nim. Jmenovitě chci poděkovat Ing. Martinu Sladovnickovi ze společnosti SEW, Ing. Vlastimilu Mikiskovi ze společnosti TGE, Ing. Zdenku Bendovi ze společnosti OPIS Engineering, potom také Ing. Adamu Musiolkovi a Ing. Milanu Obertovi ze společnosti Bosch Rexroth. Speciální poděkování patří Ing. Josefu Tichákovi ze společnosti Liebezeit Hydraulik, jenž důsledně ohodnotil navržené varianty hydropohonu a poradil s mnoha věci ohledně hydraulických zařízení. Za výpomoc s návrhem hydraulického obvodu děkuji také Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D. z Ústavu výrobních strojů a zařízení ČVUT.

Nakonec bych chtěl poděkovat své rodině, i v ruském významu tohoto slova, a všem těm, kteří mi pomáhali a mě podporovali. Především děkuji svému dědovi, který nikdy o mně nepochyboval. A v neposlední řadě budiž pochválen Ježíš Kristus.

Anotační list

Jméno autora:	Jan CINIS
Název DP:	Návrh pohonu kola kompaktního kolesového rypadla
Anglický název:	Design of bucket wheel drive unit of compact bucket wheel excavator
Rok:	2015
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Petr Křibala
Bibliografické údaje:	počet stran 98 počet obrázků 47 počet tabulek 27 počet příloh 4
Klíčová slova:	Pohon, koleso, rypadlo
Keywords:	Drive, wheel, excavator

Anotace:

Předmětem diplomové práce je návrh řešení pohonu kola kompaktního kolesového rypadla. Výstupem práce jsou dvě nejvhodnější řešení navrhaného pohonu, jedno elektromechanické a druhé hydraulické řešení pohonu kola. Postup návrhu vychází z rešerše zkoumané problematiky a konkrétních požadavků určených zadavatelem práce. Diplomová práce je zpracována s použitím příslušných norem a odborné literatury. Hlavní přílohou jsou sestavné výkresy vybraných variant pohonu kola kompaktního kolesového rypadla.

Abstract:

The subject of the master's thesis is design of a bucket wheel drive unit of a compact bucket wheel excavator. Results of the thesis represent two of the most appropriate solutions of the proposed drive, one electromechanical and the other one hydraulic solution of the bucket wheel drive. The design process is based on research of examined topic and specific demands of the project owner. The master's thesis was elaborated according to relevant standards and technical literature. The drawings of selected variants of the bucket wheel drive of a compact bucket wheel excavator are included in the main attachments.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů

Úvod	1
1 Rešerše	2
1.1 <i>Kompaktní kolesová rypadla</i>	<i>2</i>
1.1.1 Kolesová rypadla s elektromechanickým pohonem kola.....	3
1.1.1.1 Kolesová rypadla Krupp řady S.....	3
1.1.1.2 Kolesová rypadla Garant řady ER.....	4
1.1.1.3 Kolesová rypadla Sandvik řady PE100	6
1.1.2 Kolesová rypadla s hydraulickým pohonem kola	7
1.1.2.1 Krupp O&K AG 1415.....	7
1.1.2.2 UNEX K650.3.....	9
1.1.2.3 SKW KWK-250L.....	10
1.1.2.4 FAM SR 300 R5.....	11
1.2 <i>Pohon kola</i>	<i>12</i>
1.2.1 Elektromechanický pohon.....	12
1.2.2 Hydraulický pohon	13
1.2.2.1 Přímý hydrophon.....	13
1.2.2.2 Nepřímý hydrophon.....	15
2 Koncepční návrhy pohonu kola rypadla	16
2.1 <i>Návrh elektromechanického pohonu varianta 1. SEW-E.....</i>	<i>16</i>
2.1.1 Návrh elektromotoru s parkovací brzdou	16
2.1.2 Návrh převodového ústrojí pohonu.....	17
2.1.3 Návrh spojky	19
2.1.4 Sestava elektromechanického pohonu	19
2.2 <i>Návrh elektromechanického pohonu varianta 2. TGE-E</i>	<i>20</i>
2.2.1 Návrh převodového ústrojí pohonu.....	21
2.2.2 Návrh spojky	21
2.2.3 Sestava elektromechanického pohonu	22
2.3 <i>Návrh elektromechanického pohonu var. 3. Bonfiglioli.....</i>	<i>23</i>
2.3.1 Návrh převodového ústrojí pohonu.....	23
2.3.2 Návrh spojky	24

2.3.3	Sestava elektromechanického pohonu	24
2.4	<i>Návrh hydraulického obvodu hydropohonů</i>	<i>25</i>
2.4.1	Stanovení základních parametrů hydraulického obvodu	25
2.5	<i>Návrh přímého hydropohonu varianta 4. Hägglunds</i>	<i>26</i>
2.5.1	Návrh vysokomomentového hydromotoru	27
2.5.2	Návrh hydroagregátu přímého hydropohonu	27
2.5.3	Návrh parkovací brzdy hydromotoru	29
2.5.4	Sestava přímého hydropohonu	29
2.6	<i>Návrh přímého hydropohonu varianta 5. Eaton</i>	<i>30</i>
2.6.1	Návrh vysokomomentového hydromotoru	30
2.6.2	Návrh hydroagregátu přímého hydropohonu	31
2.6.3	Návrh parkovací brzdy hydromotoru	32
2.6.4	Sestava přímého hydropohonu	32
2.7	<i>Návrh nepřímého hydropohonu varianta 6. REDULUS</i>	<i>33</i>
2.7.1	Návrh převodového ústrojí nepřímého hydropohonu	33
2.7.2	Návrh hydromotoru nepřímého hydropohonu	35
2.7.3	Návrh hydroagregátu nepřímého hydropohonu	35
2.7.4	Návrh parkovací brzdy a spojky	36
2.7.5	Sestava nepřímého hydropohonu	37
2.8	<i>Návrh nepřímého hydropohonu varianta 7. SEW-H</i>	<i>38</i>
2.8.1	Volba převodového ústrojí nepřímého hydropohonu	38
2.8.2	Návrh hydromotoru nepřímého hydropohonu	40
2.8.3	Návrh hydroagregátu nepřímého hydropohonu	40
2.8.4	Návrh spojky	41
2.8.5	Návrh parkovací brzdy	41
2.8.6	Návrh setrvačníku	43
2.8.7	Sestava nepřímého hydropohonu	45
2.8.7.1	Návrh adaptéru	45
2.8.7.2	Pevnostní kontrola adaptéru	46
2.8.7.3	Sestava pohonu a její parametry	50
2.9	<i>Návrh nepřímého hydropohonu varianta 8. TGE-H</i>	<i>51</i>
2.9.1	Volba převodového ústrojí nepřímého hydropohonu	51
2.9.2	Návrh hydromotoru nepřímého hydropohonu	51

2.9.3	Návrh hydroagregátu nepřímého hydropohonu	51
2.9.4	Návrh spojky	52
2.9.5	Návrh parkovací brzdy	53
2.9.5.1	Sestava pohonu a její parametry	53
2.10	Návrh momentového ramene	54
2.10.1	Návrh průřezových charakteristik momentového ramene	54
3	Vícekritériální metoda pro výběr vhodných variant	62
3.1	Vytvoření soustavy kritérií	62
3.2	Výběr nejvhodnějšího elektromechanického pohonu	66
3.2.1	Stanovení vah kritérií	66
3.2.2	Výpočet normalizované kritériální matice	67
3.2.3	Stanovení hodnot užítka jednotlivých variant	68
3.2.4	Výběr nejvhodnější varianty	68
3.3	Výběr nejvhodnějšího hydraulického pohonu	69
3.3.1	Stanovení vah kritérií	69
3.3.2	Výpočet normalizované kritériální matice	70
3.3.3	Stanovení hodnot užítka jednotlivých variant	71
3.3.4	Výběr nejvhodnějších varianty	72
4	Závěrečné zhodnocení a shrnutí výsledků	73
4.1	Obecný poznatek z navrhování nestandardních pohonů	74
4.2	Poznatek z navrhování elektromechanických pohonů	74
4.3	Poznatek z navrhování hydropohonů	75
4.4	Poznatek z vybírání nejvhodnějšího řešení	75
	Seznam použité literatury	76
	Seznam obrázků	82
	Seznam tabulek	83
	Seznam příloh	84
	Přílohy	

Seznam zkratek a symbolů

A	průřez rovné částí vnějšího olamovacího plechu ramene	[mm ²]
B_i	maximální šířka i-tého průřezu momentového ramene	[mm]
b	šířka pásnic podélné částí adaptéru	[mm]
b_i	minimální šířka i-tého průřezu momentového ramene	[mm]
$b_i(z)$	šířka i-tého průřezu daná výškovou souřadnicí průřezu	[mm]
C	konstanta dle Stokesovy věty pro uzavřený tok napětí	[1]
d_H	průměr trubic a hadic hydraulického obvodu	[mm]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
H	hypotetická bazální varianta	[1]
H_i	výška i-tého průřezu ramene včetně lemovacího plechu	[mm]
H_j	jednotlivé prvky hypoteticky bazální varianty	[1]
$h_i(y)$	výška i-tého průřezu daná podélnou souřadnicí nosníku	[mm]
h_i	výška i-tého průřezu ve vybraném místě nosníku	[mm]
h_0	maximální výška průřezů momentového ramene	[mm]
F_{KR}^T	kritická síla dle Tetmajera	[N]
F_p	maximální síla v ose prutu	[N]
f_A	faktor využití převodovky	[1]
f_S	servisní faktor	[1]
f_W	termální faktor převodovky	[1]
f_p	součinitel přetížení	[1]
I_{BRK}	moment setrvačnosti brzdného kotouče	[kg.m ²]
I_E	redukovaný moment setrvačnosti elektromech. pohonu	[kg.m ²]
I_H	redukovaný moment setrvačnosti hydropohonu	[kg.m ²]
I_{HM}	moment setrvačnosti hydromotoru	[kg.m ²]
I_K	moment setrvačnosti kola	[kg.m ²]
I_m	moment setrvačnosti elektromotoru	[kg.m ²]
$I_{př}$	moment setrvačnosti převodového ústrojí	[kg.m ²]
$I_{př K}$	moment setrvačnosti kuželocelní převodovky	[kg.m ²]
$I_{př P}$	moment setrvačnosti planetové převodovky	[kg.m ²]
I_S	moment setrvačnosti spojky	[kg.m ²]

I_{ST}	moment setrvačnosti setrvačnicku	[kg.m ²]
$i_{KČ}$	převodový poměr vybrané kuželočelní převodovky	[1]
$i'_{KČ}$	teoretický převodový poměr kuželočelní převodovky	[1]
i_{PL}	převodový poměr vybrané planetové převodovky	[1]
i_p	skutečný celkový převodový poměr převodového ústrojí	[1]
i'_p	celkový teoretický převodový poměr	[1]
i_{VH}	převodový poměr mezi primárním a vyvedeným hřídelem	[1]
J_{Ki}	modul tuhosti v kroucení i-tého průřezu adaptéru	[mm ⁴]
J_{\min}	minimální kvadratický moment průřezu nosníku	[mm ⁴]
$J_x(y)$	kvadratický moment průřezu v ohybu k ose x daný podélnou souřadnicí nosníku	[mm ⁴]
J_{xi}	kvadratický moment i-tého průřezu v ohybu k ose x	[mm ⁴]
J_z	kvadratický moment průřezu v ohybu k ose z	[mm ⁴]
K	matice vah kritérií	[1]
k	bezpečnostní součinitel	[1]
k_S	bezpečnostní součinitel spojky	[1]
k_V	vzpěrná bezpečnost	[1]
k_{VDov}^T	dovolená vzpěrná bezpečnost pro Tetmajerovou oblast	[1]
L_{10h}	základní trvanlivost ložiska v hodinách	[h]
l	délka rovné částí vnějšího olamovacího plechu ramene	[mm]
l_A	délka trubkové částí adaptéru	[mm]
l_{OBV}	celková délka vstupní větve hydraulického obvodu	[mm]
l_R	délka nosníkového modelu momentového ramene	[mm]
M_B	brzdny moment na hřídeli kola rypadla	[Nm]
M_{BR}	požadovaný brzdny moment hydraulické brzdy na vstupu	[Nm]
M_{dm}	požadovaný jmenovity moment dieselového motoru	[Nm]
M_K	jmenovity krouticí moment kola rypadla	[Nm]
M_m	jmenovity výstupny moment elektromotoru	[Nm]
M_{HM}^m	měrný výstupny moment zvoleného hydromotoru	[Nm.bar ⁻¹]
M_{HM}	jmenovity výstupny moment zvoleného hydromotoru	[Nm]
$M_{HM\max}$	maximální výstupny moment zvoleného hydromotoru	[Nm]

M_{nP}	požadovaný jmenovitý výstupní momentu převodovky	[Nm]
$M_{nK\check{C}}$	požadovaný jmenovitý moment kuželočelní převodovky	[Nm]
$M_{o\max}$	maximální ohybový moment	[Nm]
$M_o(y)$	ohybový moment daný podélnou souřadnicí nosníku	[Nm]
M_R	maximální reakční moment nosníku momentového ramene	[Nm]
M_S	požadovaný jmenovitý moment spojky	[Nm]
m_d	hmotnost všech desek adaptéru na straně hydromotoru	[kg]
m_{HM}	hmotnost hydromotoru	[kg]
m_{TR}	hmotnost trubkové částí adaptéru	[kg]
n_{dm}	jmenovité otáčky dieselového motoru	[min ⁻¹]
n_{HM}	jmenovité otáčky hydromotoru	[min ⁻¹]
n'_{HM}	teoretické jmenovité otáčky hydromotoru	[min ⁻¹]
n_K	jmenovité otáčky kola rypadla	[min ⁻¹]
$n_{K\max}$	maximální požadované otáčky kola	[min ⁻¹]
n_{Lh}	referenční otáčky pro výpočet základní trvanlivosti ložiska	[min ⁻¹]
n_m	jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n'_m	potřebné otáčky el.motoru pro vybrané převodové ústrojí	[min ⁻¹]
$n_{př}$	jmenovité vstupní otáčky převodového ústrojí	[min ⁻¹]
$n_{př K}$	jmenovité vstupní otáčky kuželočelní převodovky	[min ⁻¹]
$n_{př P}$	jmenovité vstupní otáčky planetové převodovky	[min ⁻¹]
n_S	jmenovité otáčky spojky	[min ⁻¹]
n_{ST}	jmenovité otáčky setrvačnicku	[min ⁻¹]
n_{vz}	součinitel uložení nosníku při vzpěru	[1]
P_{dm}	požadovaný výkon dieselového motoru čerpadla	[kW]
P_h	požadovaný maximální výkon hydromotoru	[kW]
P_m	požadovaný jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
P_T	přípustný tepelný výkon převodovky	[kW]
P_{ih}	nominální tepelný výkon převodovky	[kW]
$P_{\check{C}}$	jmenovitý výstupní tlak čerpadla	[bar]
P_{HM}	jmenovitý vstupní tlak hydromotoru	[bar]

$P_{HM \max}$	maximální vstupní tlak hydromotoru	[bar]
$Q_{\check{c}}$	požadovaný výstupní průtok čerpadla	[l.min ⁻¹]
Q_{HM}	požadovaný vstupní průtok hydromotoru	[l.min ⁻¹]
R	normalizovaná kriteriální matice	[1]
R_o	vnějšímu poloměr trubkové částí adaptéru	[mm]
R_s	střední poloměr trubkové částí adaptéru	[mm]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
r_i	i-té zaoblení trubkové částí adaptéru	[mm]
r_{ij}	jednotlivé prvky normalizované kriteriální matice	[1]
$\overline{S_{xi}}$	statický moment „oddělené“ části i-tého průřezu	[mm ³]
T_R	velikost posouvající síly nosníku momentového ramene	[N]
t	tloušťka vnějšího lemovacího plechu momentového ramene	[mm]
t_i	tloušťka i-tého průřezu adaptéru	[mm]
t_{\max}	maximální tloušťka průřezu adaptéru	[mm]
u	matice vyjadřující celkové hodnoty užítka každé varianty	[1]
$V_{\check{c}}$	požadovaný geometrický objem čerpadla	[cm ³ .ot ⁻¹]
V_{HM}	požadovaný geometrický objem hydromotoru	[cm ³ .ot ⁻¹]
v	rychlost proudění oleje v potrubí	[m.s ⁻¹]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
$W_o(y)$	průřezový modul v ohybu daný podélnou souřadnicí nosníku	[mm ³]
X	hypotetická ideální varianta	[1]
X_j	jednotlivé prvky hypoteticky ideální varianty	[1]
Y	upravená kriteriální matice	[1]
Y_{ij}	jednotlivé prvky upravené kriteriální matice	[1]
y	podélná souřadnice nosníku momentového ramene	[mm]
y_i	celková délka i-tého úseku nosníku momentového ramene	[mm]
z_K	odhadovaný počet kolen v hydraulickém obvodu	[1]
Δb_i	rozdíl maximální a minimální šířky i-tého průřezu ramene	[mm]
Δh	maximální výšková změna hydraulického obvodu	[mm]
Δp_C	celkové tlakové ztráty v hydraulickém obvodu	[bar]
Δp_H	tlakové ztráty vlivem výškové změny	[bar]
Δp_F	tlakové ztráty vlivem místních odporů	[bar]

Δp_L	tlakové ztráty třením v hladké části potrubí	[bar]
$\eta_{\dot{c}}$	účinnost hydraulického čerpadla	[1]
η_{HM}	účinnost hydromotoru	[1]
η_p	teoretická účinnost převodového ústrojí	[1]
η_{pi}	teoretická účinnost i-té převodovky	[1]
σ_{Dov}	maximální dovolené napětí	[MPa]
σ_K	mez kluzu	[MPa]
σ_{KR}^T	kritické napětí v tlaku dle Tetmajera	[MPa]
$\sigma_o(y)$	ohybové napětí dané podélnou souřadnicí nosníku	[MPa]
$\sigma_{o\max}$	maximální ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{Pi\max}$	maximální redukované napětí i-tého průřezu ramene	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{red\max}$	maximální redukované napětí	[MPa]
σ_u	mez úměrnosti	[MPa]
λ	součinitel ztráty třením pro laminární proudění	[1]
λ_{mez}	mezní štíhlost nosníku	[1]
λ_n	štíhlost řešeného nosníku	[1]
ξ	součinitel místního odporu	[1]
ρ	hustota hydraulického oleje	[kg.m ⁻³]
τ'	tečné napětí průřezu bez uvažování zaoblení	[MPa]
$\tau_{K\max}$	maximální tečné napětí průřezu adaptéru	[MPa]
$\tau_{Pi\max}$	maximální tečné napětí i-tého průřezu ramene	[MPa]
τ_{ri}	tečné napětí průřezu adaptéru pro i-té zaoblení	[MPa]
ω_{HM}	jmenovitá úhlová rychlost hydromotoru	[rad.s ⁻¹]
ω_K	jmenovitá úhlová rychlost kola	[rad.s ⁻¹]
ω_m	jmenovitá úhlová rychlost elektromotoru	[rad.s ⁻¹]
$\omega_{př}$	jmenovitá úhlová rychlost převodového ústrojí	[rad.s ⁻¹]
$\omega_{př K}$	jmenovitá úhlová rychlost kuželové převodovky	[rad.s ⁻¹]
$\omega_{př P}$	jmenovitá úhlová rychlost planetové převodovky	[rad.s ⁻¹]
$\mathcal{G} \cdot G$	součin modulu pružnosti ve smyku a zkrutu	[N.mm ⁻³]

Úvod

Tato práce je primárně zaměřena na návrh pohonné jednotky kola kompaktního kolesového rypadla dle požadovaných vstupních parametrů zadavatele. Cílem je navrhnout a vybrat nejvhodnější variantu pohonu z hlediska několika kritérií. Výchozím bodem řešení dané problematiky je průzkum tuzemského a zahraničního trhu v oblasti kompaktních kolesových rypadel.

Kolesová rypadla představují kontinuálně pracující stroje pro povrchovou těžbu nerostných surovin a zemin. Pracovním orgánem stroje je kolo, na jehož obvodu jsou umístěny korečky, kterými je nabírán těžební materiál. Kolo včetně jeho pohonu je umístěno na kolesovém výložníku, který je rotačně uchycen na střední stavbě stroje [1, str. 18-19], viz obr. 1 na str. 3. U kompaktních kolesových rypadel putuje vytěžený materiál nejprve z kola na dopravník kolesového výložníku, z něhož je následně přesypán na dopravník nakládacího výložníku, ze kterého je materiál obvykle dopraven na dálkový pásový dopravník.

Historie vývoje kolesových rypadel sahá až k roku 1913, kdy byl udělen v Německu patent na kolo s bočním výsypem, jehož princip se používá dodnes. Rozvoj používání kolesových rypadel byl spjat zejména s vývojem kapacity dopravních prostředků ve třicátých a čtyřicátých letech, kdy byla zavedena elektrifikace vlakové dopravy. Největší rozvoj byl zaznamenán na konci padesátých let minulého století, kdy se postupně přecházelo k dálkové pásové dopravě [2, str. 77].

V dnešní době těžební průmysl má stále značný podíl na celosvětové průmyslové výrobě. Například k roku 2012 dosahoval počet těžebních výhradních a nevýhradních ložisek na území České republiky hodnoty 704 [3, str. 32]. Z nerostných surovin v ČR se nejvíce těží hnědé uhlí a lignit, černé uhlí, štěrkopísky a písky, stavební kámen, vápence atd. Z hlediska energetiky se v ČR vyrábí přibližně 60 % elektrické energie právě z uhlí (87 % hnědé, 13 % černé). Ačkoliv procentní podíl výroby elektřiny z uhlí v ČR postupně klesá, stále však v české energetice hraje nejdůležitější roli. S podporou nových technologií, jako je například technologie účinnějšího spalování uhlí CCT, je patrné, že v nejbližších desetiletích uhlí bude i nadále nejdůležitějším zdrojem pro výrobu energie [4, str. 11]. Z tohoto důvodu lze říci, že vývoj těžební a transportní techniky nejenom v ČR bude mít pořád své značné uplatnění z dlouhodobého hlediska.

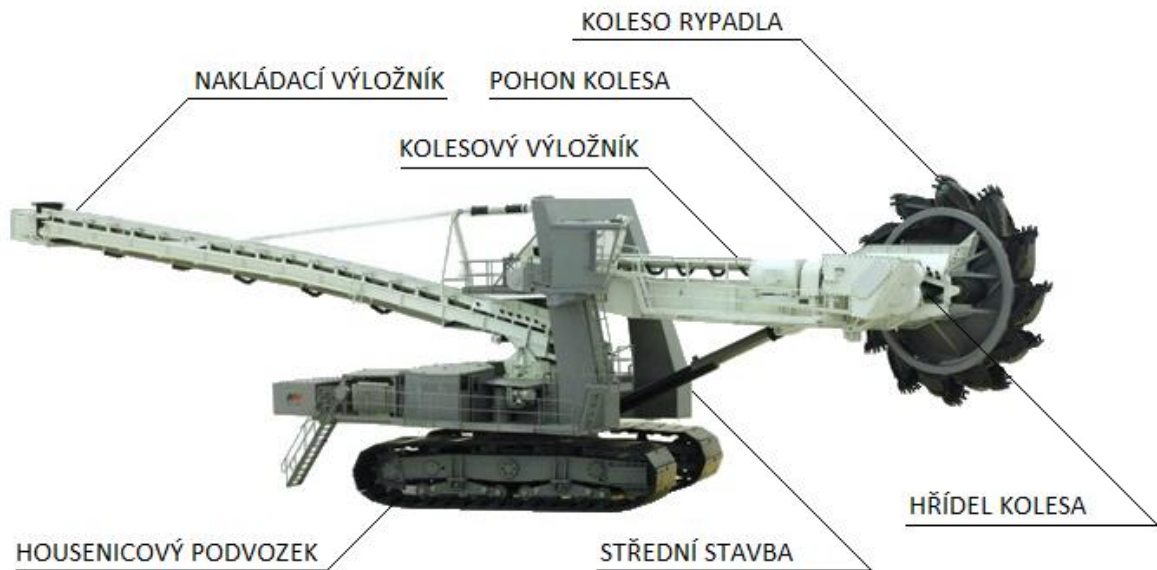
1 Rešerše

Hlavním předmětem rešerše je provést základní průzkum v oblasti kompaktních kolesových rypadel. Úkolem je prozkoumat všechny možné způsoby provedení pohonu kola u již existujících strojů, včetně dílčích komponent pohonu.

1.1 Kompaktní kolesová rypadla

Kategorie kompaktních rypadel je charakterizovaná vysokým stupněm modularizace a standardizace s provozní hmotností do (50 až 1 600) tun a výkonností (100 až 5 000) m³/h. Taková rypadla mohou patřičně doplnit velkostrojovou důlní techniku. Charakteristickým rysem je možnost transportu bez nutnosti demontáže na jednotlivé komponenty. Hlavním znakem kompaktních rypadel je možnost dopravovat těžký materiál přímo na dopravník, čili rypadlo nepotřebuje mít dodatečně spojovací most a přesypový vůz. V současné době je na trhu velký výběr kompaktních rypadel. Největší kolesové kompaktní rypadlo se nachází v Maďarsku, v hnědouhelných dolech Bükkábrányi, nese označení PE100-1600 a bylo vyprojektováno švédskou společností Sandvik. Za zmínku také stojí další české kompaktní rypadlo, navržené v 80. letech konstruktéry z Uničova, kteří vyvinuli rypadla typu K650. Jedno z nich bylo posléze vyvezeno do ruského Jakutska. Druhé rypadlo od roku 1995 pracuje na nejnižším skrývkovém řezu Dolů Bílina [5, str. 28].

Hlavní výhody kompaktních rypadel vůči konvenčním velkostrojovým rypadlům jsou: nízká hmotnost, dobrá obratnost a vyšší odolnost vůči dynamickým rázům. Hmotnost může být nižší až o (40 až 60) % vůči konvenčním strojům. Vyšší obratnost je podmíněna menším poloměrem otáčení housenicových podvozků a možností využití menších přístupových stezek v dole. Lepší odolnost vůči dynamickým rázům je dána relativně malou délkou kolesového výložníku, což je také příznivější z hlediska vibrací. Co se týká nevýhod kompaktních rypadel, je to zejména nižší koeficient využití kapacity rypadla, čili poměr hmotnosti k teoretické výkonnosti stroje vynásobené součtem délek obou výložníků. Tento koeficient ukazuje, jak moc je využit potenciál rypadla, kde referenční hodnotou je celková hmotnost rypadla. Podle [6] je tento koeficient u kompaktních rypadel nižší cca o (12 až 18) %. Potom teoretickým limitem pro použití kompaktního kolesového rypadla v hnědouhelných dolech je výkonnost stroje do 6 700 m³/h [6]. Nad tuto hodnotu nadále jsou výhodnější konvenční kolesová rypadla. Níže je uveden obr. 1, na kterém jsou popsány hlavní části kompaktního kolesového rypadla z roku 1986 [7].



obr. 1.: Popis hlavních částí kompaktního kolesového rypadla VABE 700 [7]

1.1.1 Kolesová rypadla s elektromechanickým pohonem kola

Nejdříve jsou uvedena rypadla s elektromechanickým provedením pohonu, protože v dnešní době je to nejčastější způsob realizace pohonu kola.

1.1.1.1 Kolesová rypadla Krupp řady S

Jedná se o rypadla německé výroby. Jsou to starší stroje, které v dnešní době nabízí společnost ThyssenKrupp, ale v novějším provedení.

Z uvedené řady svými parametry pro účely zadané práce nejlíp odpovídá rypadlo S100. Výkon elektromechanického pohonu kola u tohoto rypadla činí 75 kW. Housenicový podvozek, zvedací a otočné systémy výložníků jsou poháněny hydraulicky. Další technické parametry včetně údajů pro ostatní typy rypadel řady S jsou uvedené v následující tabulce.

tab. 1.: Hlavní technické parametry rypadel KRUPP řady S [8]

Parametry	S100	S250	S400	S630
Celková hmotnost, t	55	140	200	400
Teoretická výkonnost stroje, m ³ /h	500	1 250	2 000	3 000
Typ pohonu kola	el.mech.	el.mech.	el.mech.	el.mech.
Celkový instalovaný výkon, kW	190	350	550	980
Objem korečku, dm ³	100	250	400	630
Délka kolesového výložníku, m	6	9	11	16
Šířka pásu, mm	800	1 000	1 200	1 400

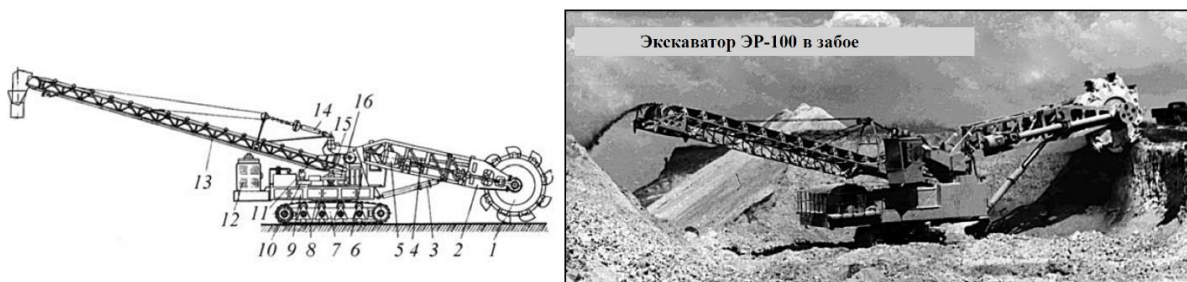
Ostatní typy rypadel řady S od společností Krupp se liší od S100 hlavně rozměry a výkonem. Pohon kola je ale vždy řešen elektromechanicky.



obr. 2.: Kompaktní kolesové rypadlo S400 při těžbě železné rudy [9, str. 126]

1.1.1.2 Kolesová rypadla Garant řady ER

Patří sem hlavně stále vyráběná rypadla ER-200, ER-280 a ER-320, vyprojektovaná v Doněcku společností Garant (zkratka ER znamená v překladu kolesové rypadlo). Za zmínku také stojí jejich předchůdce ER-100 z roku 1966 [10], který byl realizován ve Voroněžském rypadlovém závodě "VEKS". Rypadlo ER-100 bylo navrženo pro těžbu písku, hlíny a štěrku. Koleso rypadla bylo poháněno elektromotorem, který byl napájený dieselovým elektrogenerátorem, přičemž elektromotor byl umístěn na opačné straně výložníku vzhledem ke kolesu. Elektromotor byl spojen s převodovkou kola pomocí kardanového hřídele, který vedl téměř přes celý výložník. Takové provedení pohonu kola se již v dnešní době nepoužívá. ER-100 také mohlo sloužit jako zakladač vagonů nebo nákladních automobilů. Rypadlo tenkrát nemělo příliš velký úspěch, protože výroba diesel-elektrických rypadel v té době byla technologicky složitější a tím pádem i mnohem dražší [10].



obr. 3.: Kompaktní kolesové rypadlo ER-100 [11, str. 56-57]

V dnešní době jsou všechna rypadla vyráběná společností Garant řešena elektromechanicky, kde všechny elektromotory jsou napájené ze sítě 380 V. V pohonech strojů jsou využívány převodovky známých výrobců jako je Bonfiglioli (Itálie), Tramec (Itálie), Boneng (Čína). Rypadlo ER-280 má nadprůměrně vysoké otáčky – 12 otáček za minutu, což lze zdůvodnit tím, že rypadla typu ER pracují s méně pevným homogenním materiálem. Konkrétně rypadla typu ER jsou navržena pro těžbu písku, uhlí, hlíny, kaolinu, vápence a šterku [12, str. 36]. Tyto rypadla také můžou sloužit jako nakladače. Níže je uvedená tabulka pro porovnání vlastností jednotlivých rypadel řady ER společnosti Garant.

tab. 2.: Hlavní technické parametry rypadel Garant řady ER [12, str. 36], [13]

Parametry	ER 200	ER 280	ER 320
Celková hmotnost, t	50,1	110	140
Teoretická výkonnost stroje, m ³ /h	200	280	320
Maximální výška rytí, m	8	8	11
Typ pohonu kola	el.mech.	el.mech.	el.mech.
Celkový instalovaný výkon, kW	175	205	280
Průměrná spotřeba energií, kW	130	150	175
Objem korečku, dm ³	100	100	107
Počet korečků	10	12	24
Šířka pásu, mm	800	1 000	1 000
Rychlost housenicového podvozku, m/h	330	330	330



obr. 4.: Kompaktní kolesové rypadlo ER-320 [14]

1.1.1.3 Kolesová rypadla Sandvik řady PE100

Jak již bylo zmíněno, mezi tento typ rypadel patří největší kompaktní kolesové rypadlo PE100-1600, které je v provozu od roku 2009 a nachází v Maďarsku. Celkové investice do tohoto kompaktního kolesového rypadla podle [15] dosáhly částky 26 milionů eur (cca 730 milionů Kč).

Kompaktní kolesová rypadla Sandvik jsou navrhována pro těžbu uhlí, lignitu, skrývky a dalších minerálů do pevností v tlaku 20 MPa. Rypadla mají velmi vysokou úroveň automatizace a jejich konstrukce má modulární provedení [16].

Rypadlo PE100-1600 váží kolem 1650 tun a délka jeho kolesového výložníku činí 28,8 metrů. Průměr kola měří 12 metrů. Je vybaveno 16 korečky, z nichž každý má objem 1600 dm³. Výkon pohonu kola činí 1100 kW, kdežto celkový instalovaný výkon dosahuje hodnoty 3200 kW [17, str. 21-22]. Níže je uvedena tabulka parametrů všech rypadel řady PE100, které uvádí výrobce na svých stránkách.

tab. 3.: Hlavní technické parametry rypadel Sandvik řady PE100 [6], [16]

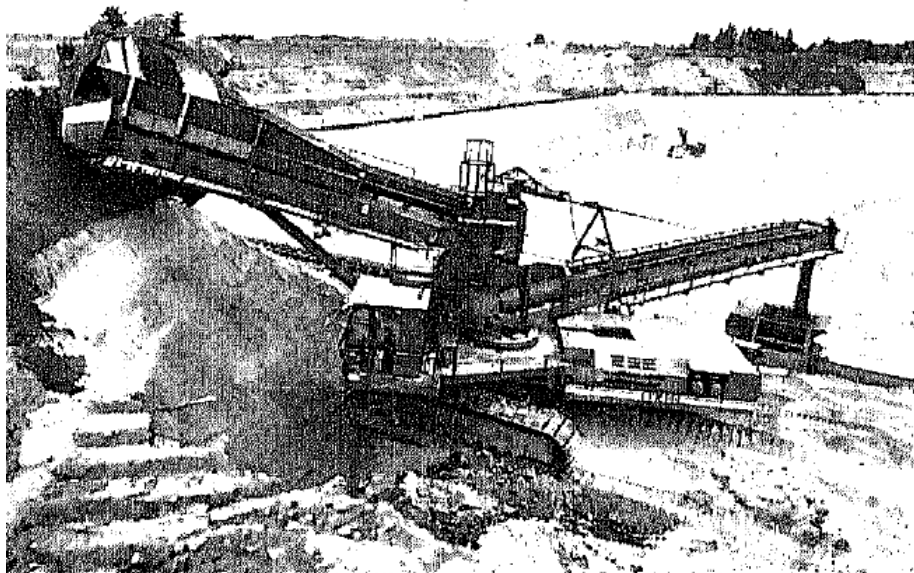
Parametry	PE100-1300	PE100-1500	PE100-1600
Celková hmotnost, t	840	1 250	1 650
Teoretická výkonnost stroje, m ³ /h	5 000	7 100	6 700
Typ pohonu kola	el.mech.	el.mech.	el.mech.
Objem korečku, dm ³	1 300	1 500	1 600
Celkový instalovaný výkon, kW	3 200	2 400	2 000
Délka kolesového výložníku, m	22.5	27.8	28.8
Výška stroje k pásu KV, m	20	24.5	20



obr. 5.: Kompaktní kolesové rypadlo PE100-1600 [15]

1.1.2 Kolesová rypadla s hydraulickým pohonem kola

Vývoj a použití hydraulických pohonů pro pohon kola nebo housenicových podvozků rypadel úzce souvisí s vývojem pomaloběžných vysokomomentových hydromotorů. Jejich vývoz začal ještě v 30. letech minulého století, hlavním úskalím byla neschopnost hydromotoru pracovat s vyššími tlaky, většími než 20 MPa a také výrazná závislost kinematické viskozity pracovní kapaliny na teplotě. Až v 70. letech vývoj vysokomomentových hydromotorů dospěl k tomu, aby se začaly používat v těžební technice [18, str. 187-190]. Například jedním z nejstarších rypadel, které používalo hydraulický pohon kola a housenicových podvozků, je německý stroj O&K SH 400 od společnosti Krupp [19, str. 342].



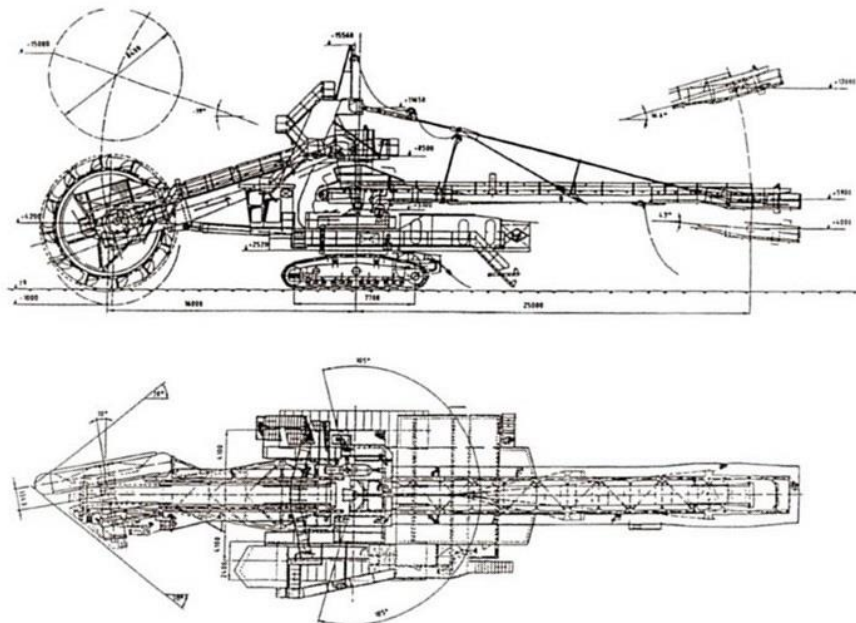
obr. 6: Kolesové rypadlo Krupp O&K SH 400 (1972) [19, str. 342]

1.1.2.1 Krupp O&K AG 1415

O&K AG 1415 je starší, ale stále pracující kompaktní kolesové rypadlo od německé společnosti Krupp, které bylo realizované v roce 1989. Výkonem a rozměry stroj patří mezi ta větší kompaktní kolesová rypadla. Celková délka stroje dosahuje 45,5 metrů. Celkový instalovaný výkon stroje činí 969 kW. Koleso rypadla je vybaveno 12 korečkou a přes planetovou převodovku poháněno radiálním pístovým hydromotorem, na který je napojena dvojice čerpadel, z nichž každé je o výkonu 250 kW. Maximální otáčky kola jsou 7,4 otáčky za minutu, přičemž pracovní otáčky kola jsou cca 3 otáčky za minutu [20]. V následující tabulce jsou vedeny hlavní charakteristiky tohoto rypadla.

tab. 4.: Hlavní technické parametry rypadla O&K AG 1415 [20]

Parametry	Hodnoty
Celková hmotnost, t	478
Teoretická výkonnost stroje, m ³ /h	3 400
Maximální výška rytí, m	15
Typ pohonu kola	hydraulický
Výkon pohonu kola, kW	2x 250
Objem korečku, dm ³	740
Průměr kola, mm	8 400
Vzdálenost osy kola od osy otáčení, mm	16 000
Šířka pásu, mm	1 400



obr. 7.: Schéma kompaktního kolesového rypadla O&K AG 1415 [20]



obr. 8: Kompaktní kolesové rypadlo O&K AG 1415 [20]

1.1.2.2 UNEX K650.3

Dalším představitelem rypadla s hydraulickým pohonem kola je již zmíněné kompaktní kolesové rypadlo K650.3, které dodnes pracuje v Severočeských dolech Bílina. Stávající řešení pohonu kola rypadla představuje nepřímý hydropohon, čili kombinace 2 hydromotorů a mechanické převodovky. Následně od roku 2005 byla charakteristika provozu rypadla měřena a zkoumána odborníky z Fakulty strojní VŠB. Podle [21, str. 26] bylo hlavním cílem optimalizace rypadla snížení váhy špičky kola na kolesovém výložníku a snížení nákladů na údržbu pohonu kola. Ve výsledku zkoumané problematiky dle [21, str. 39] byl navržen přímý hydropohon, tvořený radiálním pístovým vysokomomentovým hydromotorem přímo napojeným na hřídel kola. Radiální pístový hydromotor Hägglunds a příslušný agregát byly zvoleny od německé společnosti Bosch Rexroth, jejichž charakteristiky budou popsány dále. Takové řešení by umožnilo snížit hmotnost špičky kola rypadla K650.3 o 27 % [21, str. 30]. Nicméně navržená optimalizace nebyla realizovaná, zřejmě kvůli vysokým investičním nákladům. Niže je uvedena tabulka s hlavními parametry rypadla.

tab. 5.: Hlavní technické parametry rypadla K650.3 [22]

Parametry	Hodnoty
Celková hmotnost, t	564
Teoretická výkonnost stroje, m ³ /h	1 850
Maximální výška rytí, m	14,7
Typ pohonu kola	hydraulický
Výkon pohonu kola, kW	2x 250
Objem korečku, dm ³	500
Průměr kola, mm	8 800
Vzdálenost osy kola od osy otáčení svršku, mm	15 600
Šířka pásu, mm	1 400



obr. 9.: Kompaktní kolesové rypadlo K650.3

1.1.2.3 SKW KWK-250L

Jedná se o kompaktní kolesové rypadlo polské výroby od společnosti SKW, navržené pro těžbu v hnědouhelných dolech. Rypadlo má klasické provedení kompaktního typu, celková výška stroje dosahuje 10.6 metru, rozchod housenicového podvozku činí 5.8 metru a celková délka včetně kolesového a nakládacího výložníku dosahuje 34 m [23]. Pozoruhodný je fakt, že všechny pohony na stroji jsou řešeny hydraulicky, kromě hnacích bubnů dopravníků. Téměř všechny prvky hydraulických systémů jsou dodané společností Bosch Rexroth Poland. Pohon kola zajišťuje stejně jako u K650.3, radiální pístový hydromotor Hägglunds od téhož dodavatele [24, str. 3-4], který je napojen na speciální planetovou převodovku s převodovým číslem kolem 10. Čili opět se jedná o nepřímý hydropohon kola. V následující tabulce jsou uvedené hlavní technické parametry rypadla.

tab. 6.: Hlavní technické parametry stroje KWK-250L [23]

Parametry	Hodnoty
Celková hmotnost, t	196.8
Teoretická výkonnost stroje, m ³ /h	1 250
Maximální výška rytí, m	11.5
Typ pohonu kola	hydraulický
Výkon pohonu kola, kW	200
Celkový instalovaný výkon, kW	600
Objem korečku, dm ³	100
Průměr kola, mm	5 300
Vzdálenost osy kola od osy otáčení svršku, mm	13 000
Šířka pásu, mm	1 000



obr. 10.: Kompaktní kolesové rypadlo KWK-250L [23], [25]

1.1.2.4 FAM SR 300 R5

Další kompaktní kolesové rypadlo s hydraulickým pohonem kola je od Německé společnosti FAM, které bylo dodané do dolu Holly Hill v USA, Jižní Karolina. Rypadlo je určeno především pro těžbu slínovce, s pevností v tlaku do 25 MPa. Toto rypadlo patří do skupiny největších kompaktních kolesových rypadel, o čemž také svědčí jeho značný teoretický výkon, viz tab. 7. Otoč kolesového výložníku je nezávislá na otáčení nakládacího výložníku [26]. Co se týká hydraulického pohonu kola, nejpravděpodobněji se jedná o přímé napojení radiálního pístového hydromotoru na hřídel kola. Výrobce hydromotoru v tomto případě je opět Bosch Rexroth, dokonce je na stroji použit stejný model hydromotoru jako u optimalizací K650.3 dle [27, str. 7], jehož charakteristiky budou popsány v kapitole 1.2.2.1. Níže je tabulka s hlavními charakteristikami rypadla.

tab. 7.: Hlavní technické parametry stroje SR 300 R5 [26]

Parametry	Hodnoty
Teoretická výkonnost stroje	2 300 t/h (1 500 m ³ /h)
Maximální výška rytí, m	11
Typ pohonu kola	Hydraulický
Výkon pohonu kola, kW	500
Výkon pohonu dopravníků, kW	75
Průměrný měrný tlak na pláň, MPa	0.12
Šířka pásu, mm	1 200



obr. 11.: Kompaktní kolesové rypadlo SR 300 R5 [26]

1.2 Pohon kola

Pohon kola může být řešen 2 způsoby – elektromechanicky nebo také hydraulicky, jež lze rozdělit na přímý nebo nepřímý hydrophon. Z rešerše je vidět, že většina současných rypadel má elektromechanické provedení pohonu. Řešení pohonu kola pomocí nepřímého hydrophonu, čili pomocí hydraulického motoru a mechanické převodovky, je postupně nahrazováno řešením s vysokomomentovým hydromotorem. Tento trend lze odůvodnit tím, že v dřívějších dobách nebyly k dispozici hydromotory, které by zvládly přenášet velké krouticí momenty, cca 100 kNm a více. Dnes už se takové hydromotory běžně vyrábějí a postupně se zavádějí do různých odvětví průmyslu. Avšak cena zcela hydraulického provedení pohonu je pořád znatelně větší než u elektromechanického provedení. I když se vynaložené náklady mohou časem vrátit na údržbě rypadla, protože hydraulika je obecně odolnější vůči rázům, stále většina výrobců zůstává u elektromechanického provedení pohonu. Další důvod, proč u korečkových rypadel převládá elektromechanické provedení pohonu kola, je dán relativně nízkou setrvačností hydrophonu, což se velmi nepříznivě odráží na těžbě tvrdších nehomogenních hornin. Použití přímého hydrophonu pro pohon kola se zatím osvědčilo pouze u zakladačů nebo korečkových rypadel pro těžbu velmi poddajných hornin.

1.2.1 Elektromechanický pohon

Klasický elektromechanický pohon tvoří elektromotor napájený z rozvodné stanice, přes spojku je elektromotor napojen na jednu či více převodovek, podle požadované redukce vstupních otáček motoru. Motor je většinou volen jako asynchronní čtyřpólový, se jmenovitými otáčkami kolem 1500 otáček za minutu. Mezi nejužívanější výrobce motoru v ČR patří společnosti SEW, ABB nebo Siemens AG. Pokud jde o převodovky, je tu velký počet možností, jak lze požadovaný převod realizovat. Například lze použít vícestupňovou planetovou převodovku a na ni navázat jednostupňovou kuželočelní převodovku. Nebo naopak použít vícestupňovou kuželočelní převodovku a tím snížit počet stupňů u planetové převodovky. Na trhu je velký počet různých firem, tuzemských nebo zahraničních, které se zabývají návrhem a výrobou převodovek. Z tuzemských společností to jsou například MOTOR-GEAR, Wikov nebo TGE. Ze zahraničních výrobců by se měli volit

takoví, jež mají pobočky v Evropě, za účelem vyhnout se případným komplikacím při servisu zařízení. Mezi takové výrobce patří SEW, Bonfiglioli nebo Tramec.

Výhodou použití elektromechanického pohonu je především nižší cena. Další výhodou může být značně větší setrvačný moment oproti přímému hydropohonu, což se příznivě odráží na řezných vlastnostech stroje. Má to ale za následek také jednu nevýhodu, která spočívá v pomalejší odezvě ovládání pohonu.

1.2.2 Hydraulický pohon

Hydraulické pohony lze rozdělit na dvě podskupiny: přímé a nepřímé hydropohony. Dále jsou popsány vlastnosti těchto pohonů včetně příkladů.

1.2.2.1 Přímý hydrophon

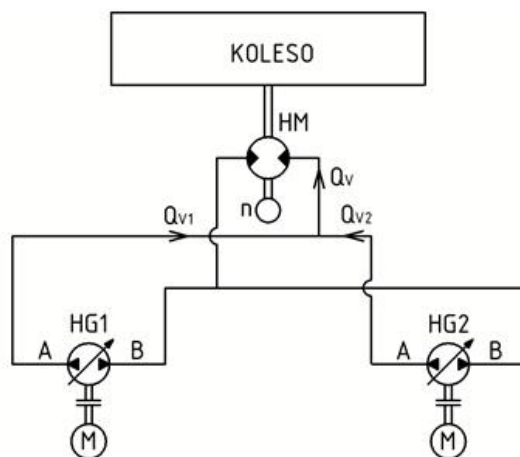
Přímý hydropohon se skládá z hydraulického agregátu a hydromotoru. Potřebný krouticí moment a výstupní otáčky jsou dosaženy použitím vhodného typu hydromotoru, a proto za hydromotor není třeba dávat mechanickou převodovku, poháněný hřídel je přímo napojen na hydromotor. Pro pohon kola korečkového rypadla se většinou používá hydromotor radiální pístový, pro přenos menších momentů lze také použít hydromotor axiální pístový. Radiální pístový typ hydromotoru byl použit u všech nalezených kompaktních kolesových rypadel s přímým hydropohonem. Ve většině případů byla výrobcem hydraulického pohonu německá společnost Bosch Rexroth. Na trhu můžeme najít i jiné firmy, které jsou schopné nabídnout takové řešení pohonu, například je to společnost POCLAIN HYDRAULICS (Francie) nebo Eaton (USA). Pro lepší představu o provedení přímého hydropohonu kola rypadla, jsou dále podrobně rozebrány hydropohony výše uvedených rypadel UNEX K650.3 a FAM SR 300 R5.

Jak již bylo zmíněno, stroje UNEX K650.3 a FAM SR 300 R5 mají od stejného výrobce navržený stejný model hydromotoru, který nese označení Hägglunds MB4000 a pohání kolo rypadla. V tab. 8 jsou uvedeny hlavní charakteristiky tohoto pístového radiálního hydromotoru dle [28]. Agregát PEC 803 optimalizovaného hydropohonu kola rypadla UNEX K650.3 je od téhož výrobce jako hydromotor a podle [21, str. 39] se skládá ze dvou regulovaných hydrogenerátorů SP355, každé o maximálním objemu 355 cm^3 a maximálním výkonu 414 kW. Přičemž každý hydrogenerátor je poháněn vlastním asynchronním motorem o výkonu 315 kW, viz

obr. 12. Dalšími komponenty agregátu jsou různé hydraulické prvky obvodu a nádrž o objemu 857 litrů. Navíc v hydraulickém obvodu jsou 2 akumulátorové bloky s kapacitou 6 litrů, které slouží na pokrytí tlakových špiček obvodu. Z bezpečnostních prvků stojí za zmínku lamelová parkovací brzda BICA [29].

tab. 8.: Hlavní technické parametry hydromotoru Hägglunds MB4000 [28, str. 5]

Parametry	Hodnoty
Geometrický objem, cm^3/ot	251 323
Maximální dovolený tlak, bar	350
Měrný moment, Nm/bar	4 000
Jmenovité otáčky, min^{-1}	8
Maximální otáčky, min^{-1}	12
Maximální výkon, kW	1 580
Hmotnost, kg	9 800



Kde: 1 - křivková dráha, 2 - odvalovací kladka, 3 - píst, 5 - rotující blok pístů, 9 - ventilová deska (rozváděč)

obr. 12.: Schéma hydraulického obvodu pohonu kola rypadla UNEX K650.3 včetně řezu radiálního pístového hydromotoru [21, str. 27, 37]

Mezi hlavní přednosti přímého hydropohonu dle [30] řadíme nízkou celkovou hmotnost pohonu, možnost plynulé regulace otáček v poměrně širokém rozsahu, velmi rychlou odezvu ovládání pohonu, což je dáno 5 až 10 krát nižší setrvačností, lepší zástavbové rozměry a možnost napojení hydroagregátu na centrální jednotku stroje.

Ovšem přímý hydropohon má také řadu nevýhod. Jak již bylo zmíněno, hlavní nevýhodou je nízká setrvačnost a s ní související zhoršené rypné vlastnosti při těžbě tvrdších nehomogenních hornin. Další nevýhodou je nižší celková účinnost vůči elektromechanickým pohonům, větší závislost na pracovní teplotě okolí, velká citlivost na znečištění oleje a v neposlední řadě cena [30].

1.2.2.2 Nepřímý hydrophon

Nepřímý hydrophon je tvořen hydraulickým agregátem, hydromotorem a mechanickou převodovkou, čili pohaněný hřídel kola nevstupuje přímo do hydromotoru, ale do převodovky. Jedná se o kombinaci elektromechanického a přímého hydraulického pohonu. Z možností volby různých poměrů dílčích převodových čísel převodovky a hydromotoru vyplývá velký počet možných řešení pohonu, ze kterých je třeba vybrat nejvhodnější řešení z hlediska určitých kritérií. Jednotlivé komponenty pohonu lze vybrat ze všech výše uvedených výrobců elektromechanických či hydraulických pohonů.

Pro lepší představu jsou uvedeny charakteristiky nepřímého hydrophonu kola rypadla SKW KWK-250L. Vzhledem k speciální planetové převodovce pro pohon kola použít hydromotor nižší třídy, který nese označení CA 210. V tab. 9 jsou uvedeny hlavní charakteristiky tohoto pístového radiálního hydromotoru dle [31]. Hydroagregát hydrophonu kola je součástí agregátu celého stroje, kde dle [24] součásti agregátu jsou dvě axiální pístová čerpadla A4VSG355, které pohání housenicový podvozek, další čerpadlo A4VG28 s elektronickým regulátorem slouží pro pohon zbývajících otočných systémů stroje. Každé čerpadlo je vybaveno elektromotorem o výkonu 160 kW. Hydromotor kola je vybaven integrovanou diskovou brzdou BICA 13 a úhlovým senzorem otáčení.

tab. 9.: Hlavní technické parametry hydromotoru Hägglunds CA210 [31, str. 7]

Parametry	Hodnoty
Geometrický objem, cm ³ /ot	13 200
Maximální dovolený tlak, bar	350
Měrný moment, Nm/bar	210
Jmenovité otáčky, min ⁻¹	85
Maximální otáčky, min ⁻¹	115
Maximální výkon, kW	800
Hmotnost, kg	456

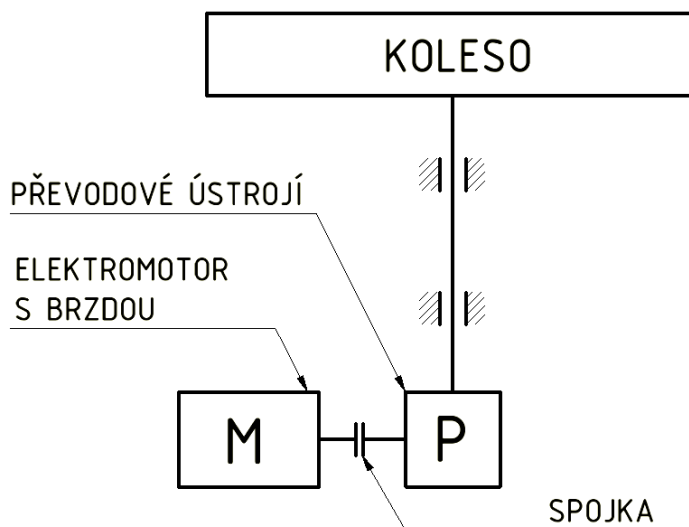
Hlavní předností nepřímých hydrophonů může být cena, jelikož se dá použít sériově vyráběný hydromotor standardního provedení. Nicméně hydromechanické řešení má velkou nevýhodu stejně jako přímý hydrophon, která spočívá ve velmi nízké setrvačnosti pohonu. Avšak na rozdíl od přímého hydrophonu v některých případech lze tento problém řešit přidáním setrvačnicku.

2 Koncepční návrhy pohonu kola rypadla

Koncepční návrhy vycházejí z poznatků různých typů provedení pohonu kola rypadel, které byly podrobně prozkoumány v rešerši. Na základě konzultací s Ing. Vonkou byly stanoveny následující požadované parametry pohonu kola kompaktního korečkového rypadla: jmenovitý krouticí moment kola $M_K = 125\,000 \text{ kNm}$, jmenovité otáčky kola $n_K = 5,82 \text{ min}^{-1}$, rozsah otáček kola v rozmezí (50 až 110) % jmenovité hodnoty, s tím, že by teoretická životnost pohonu kola měla odpovídat hodnotě 50 000 hodin. Poháněný hřídel pohonu představuje hřídel kola rypadla, jenž má průměr 260 mm a délku pro svěrný spoj 160 mm.

2.1 Návrh elektromechanického pohonu varianta 1. SEW-E

Soustavu elektromechanického pohonu tvoří elektromotor se zabudovanou parkovací brzdou a převodové ústrojí, spojené s elektromotorem přes bezpečnostní spojku. Níže je uvedené schéma navrhovaného elektropohonu.



obr. 13.: Schéma uspořádání elektropohonu kola

2.1.1 Návrh elektromotoru s parkovací brzdou

Předběžná teoretická účinnost převodového ústrojí:

$$\eta_p = \eta_{p1} \cdot \eta_{p2} = 0,98^3 \cdot 0,98^2 \doteq 0,904 \quad (2.1)$$

Požadovaný jmenovitý výkon elektromotoru:

$$P_m = M_K \cdot \omega_K = M_K \cdot 2\pi \cdot \frac{n_K}{60 \cdot \eta_p} = 125\,000 \cdot 2\pi \cdot \frac{5,82}{60 \cdot 0,904} \doteq 84\,274 \text{ W} \doteq 84,3 \text{ kW} \quad (2.2)$$

Je zvolen motor od společnosti ABB, čtyřpólový asynchronní, o jmenovitém výkonu 90 kW, se zabudovanou parkovací brzdou, který nese označení M3BP 280SMB4. Níže je uvedena tabulka s hlavními parametry elektromotoru.

tab. 10.: Hlavní technické parametry elektromotoru 280SMB4 3GBP [32, str. 24]

Parametry	Hodnoty
Jmenovité otáčky, min^{-1}	1 484
Jmenovitý výkon, kW	90
Hmotnost (s brzdou), kg	745
Moment setrvačnosti, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1,5
Jmenovitý přenášený moment, Nm	579
Minimální účinnost motoru, %	94
Napájecí napětí / frekvence, V / Hz	400 / 50

Zvolený elektromotor bude řízen pomocí frekvenčního měniče od stejného výrobce. Po konzultacích s odborníky byl zvolen frekvenční měnič podle [33, str. 15] s označením ACS800-04-0165-3, jehož napájecí napětí je 400 V a nominálním přetížením činí 132 kW.

2.1.2 Návrh převodového ústrojí pohonu

V této variantě bude tvořit převodové ústrojí sestava převodovek od společnosti SEW. Snahou je využít možnosti volby maximálního převodového stupně planetové převodovky při stejných zástavbových rozměrech. Větší převodový poměr planetového stupně pak umožní použít kuželočelní převodovku menších rozměrů. Servisní faktor pro kolesová rypadla dle doporučení výrobce odpovídá hodnotě $f_s = 2$.

- Návrh planetové převodovky dle [34, str. 51-65]:

Požadovaný jmenovitý výstupní momentu převodovky:

$$M_{nP} = M_K \cdot f_s = 125\,000 \cdot 2 \doteq 250\,000 \text{ Nm} \quad (2.3)$$

Na základě výpočtu (2.3) je zvolena dvoustupňová planetová převodovka PHF072 s převodem $i_{PL} \doteq 20$ od společnosti SEW, s následujícími parametry:

tab. 11.: Hlavní technické parametry převodovky PHF 072 [34, str. 14, 268]

Parametry	Hodnoty
Celkový převodový poměr převodovky	20,04
Hmotnost, kg	1 255
Provozní přenášený moment, Nm	140 000
Jmenovitý přenášený moment, Nm	245 660
Mechanická účinnost jednoho stupně, %	98

- Návrh kuželočelní převodovky dle [35, str. 44]:

Celkový teoretický převodový poměr:

$$i'_p = \frac{n_m}{n_K} = \frac{1\,484}{5,82} \doteq 254,983 \quad (2.4)$$

Teoretický převodový poměr kuželočelní převodovky:

$$i'_{K\check{C}} = \frac{i'_p}{i_{PL}} = \frac{254,983}{20,04} \doteq 12,72 \quad (2.5)$$

Požadovaný jmenovitý moment kuželočelní převodovky:

$$M_{nK\check{C}} = \frac{M_K}{i_{PL}} \cdot f_s = \frac{125\,000}{20,04} \cdot 2 \doteq 12\,475 \text{ Nm} \quad (2.6)$$

Po četných konzultacích a vyjednávání se společností SEW bylo stanoveno, že jediným možným řešením, které je schopen výrobce nabídnout pro kombinaci s vybranou planetovou převodovkou PHF072, je třístupňová kuželočelní převodovka KF157 AD8 s parametry dle tab. 12. S tím, že podle katalogu kuželočelních převodovek [38] by ještě teoreticky vyhovovala převodovka KF127 AD7, která má mnohem příznivější zástavbové rozměry a hmotnost, a není tolik předimenzovaná. Nicméně výrobce není schopen technicky realizovat tuto kombinaci převodovek a nejmenší velikost kuželočelní převodovky, kterou lze zvolit pro navrhované řešení, nese označení KF157.

tab. 12.: Hlavní technické parametry převodovky KF 157 AD8 [35, str. 333]

Parametry	Hodnoty
Celkový převodový poměr převodovky	12,65
Hmotnost, kg	720
Provozní přenášený moment, Nm	8 500
Jmenovitý přenášený moment, Nm	17 000
Mechanická účinnost jednoho stupně, %	98

Skutečný celkový převodový poměr převodového ústrojí:

$$i_p = i_{K\check{C}} \cdot i_{PL} = 12,65 \cdot 20,04 \doteq 253,506 \quad (2.7)$$

Potřebné otáčky elektromotoru pro vybranou kombinaci převodovek:

$$n'_m = n_K \cdot i_p = 5,82 \cdot 253,506 \doteq 1\,475 \text{ min}^{-1} \quad (2.8)$$

Mezi jmenovitými otáčkami vybraného elektromotoru a potřebnými otáčkami pro vybranou kombinaci převodovek je nepatrný rozdíl, který bude korigován frekvenčním měničem, nastavením napájecí frekvence na hodnotu kolem 49,7 Hz.

2.1.3 Návrh spojky

Pro spojení elektromotoru a převodovek je použita použitá spojka od společnosti Rexnord. Provozní součinitel spojky je volen $k_s = 2$ s ohledem na dovolenou přetížitelnost elektromotoru, která je nastavována pomocí frekvenčního měniče jako 1,5 násobek jmenovité hodnoty momentu motoru [33, str. 14].

Jmenovitý výstupní moment elektromotoru:

$$M_m = \frac{M_K}{i_p \cdot \eta_p} \doteq \frac{125\,000}{253,506 \cdot 0,98^5} \doteq 545,5 \text{ Nm} \quad (2.9)$$

Požadovaný jmenovitý moment spojky:

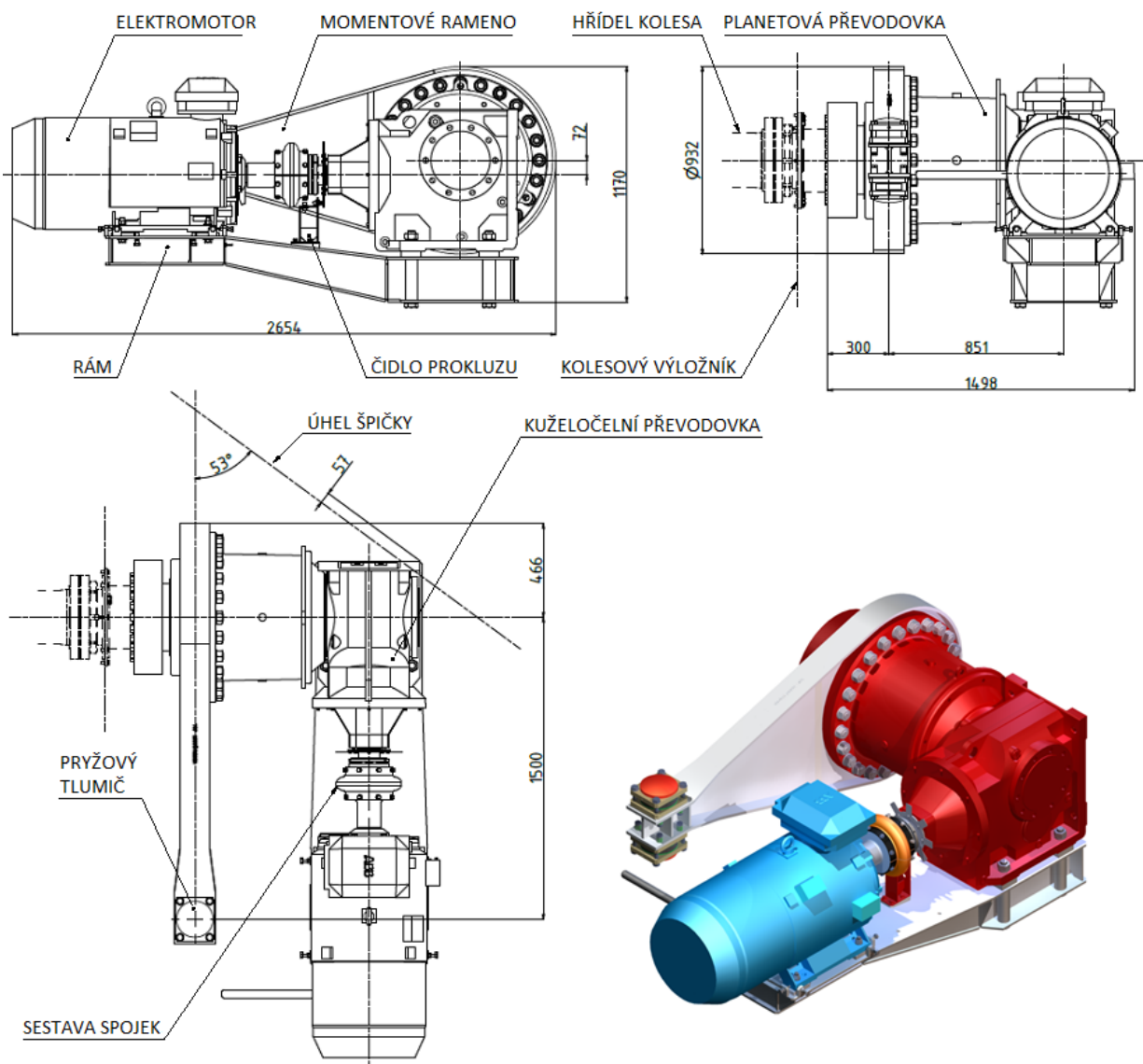
$$M_s = M_m \cdot k_s \doteq 545,5 \cdot 2 \doteq 1\,091 \text{ Nm} \quad (2.10)$$

Dle katalogu [36, str. 9] je volena spojka typu Omega o velikosti 60 s nejbližší vyšší hodnotou jmenovitého přenášeného momentu 1 412 Nm. Ze samotné spojky je použit pouze pružný element. Příruby jsou navrženy zvlášť, tak, aby bylo možno navázat na přírubu ze strany převodovky bezpečnostní spojku.

Jako ochrana před přetížením elektromotoru bude použita bezpečnostní spojka od společnosti KTR [37, str. 253]. Vzhledem k jmenovitým otáčkám elektromotoru $n_m \doteq 1\,484 \text{ min}^{-1}$ a jmenovitému výstupnímu momentu elektromotoru $M_m \doteq 545,5 \text{ Nm}$ je volena spojka typu RUFLEX o velikosti 6, která obsahuje jednu diskovou pružinu a má nastavitelný maximální přenositelný moment v rozsahu (300 až 1 200) Nm. Hodnota maximálního přenositelného momentu zvolené bezpečnostní spojky se nastaví podle vypočteného momentu $M_s \doteq 1\,091 \text{ Nm}$.

2.1.4 Sestava elektromechanického pohonu

Na další stránce je uveden obrázek 14, který znázorňuje CAD model navržené sestavy, stejně jako další varianty pohonu model byl vytvořen pomocí programu Autodesk Inventor Professional [38]. Na základě modelů jsou odvozena kritéria, které představují vstupní parametry pro závěrečné porovnání jednotlivých variant. Jedním z takových kritérií je např. vzdálenost pohonu od roviny úhlu špičky. Úhel špičky představuje rovinu svahu, která vzniká během těžení rypadla, strmost sklonu se může měnit v závislosti na těženém materiálu, tvar roviny byl stanoven zadavatelem práce. Na obr. 14 úhel špičky představuje průmět roviny svahu do roviny, ve které leží osa poháněného hřídele rypadla.



obr. 14.: Sestava elektromechanického pohonu varianty 1. SEW-E

2.2 Návrh elektromechanického pohonu varianta 2. TGE-E

Analogicky jako u varianty č. 1 tvoří soustavu elektromechanického pohonu elektromotor se zabudovanou parkovací brzdou a převodové ústrojí, spojené s elektromotorem přes bezpečnostní spojku, viz obr. 13.

Jelikož navrhovaný pohon má pracovat se stejným výstupním výkonem, je v této variantě použit také elektromotor ABB s parkovací brzdou dle tab. 10, který byl zvolen v odstavci 3.1.1. Na výstupu pohonu varianty č. 2 je počítáno se stejným výstupním krouticím momentem, stejnou hodnotou výstupních otáček a počtem převodových stupňů menších o jeden než v přechodí variantě. Řízení elektromotoru také zajišťuje frekvenční měnič s označením ACS800-04-0165-3 [33].

2.2.1 Návrh převodového ústrojí pohonu

V této variantě je použita převodovka od společnosti TGE. Na rozdíl od SEWu se v tomto případě nevolí planetová a kuželočelní převodovka zvláště, nýbrž už hotová soustava podle požadovaného výstupního momentu a převodového stupně.

Jelikož výrobce uvádí v katalogu [39, str. 8] stejnou hodnotu servisního faktoru pro kolesová korečková rypadla stejně jako SEW u předchozí varianty, lze počítat se stejnou hodnotou jmenovitého výstupního momentu převodovky, který byl vypočten dle vzorce (2.3). Vzhledem ke stejným otáčkám na vstupu převodovky uvažujeme celkový teoretický převod dle výpočtu (2.4).

Byla zvolena planetová převodovka se vstupním kuželočelním stupněm, která nese označení P2KA18 a má celkovým převodový poměr $i_p \doteq 244,85$. Její hlavní charakteristiky jsou uvedeny v následující tabulce:

tab. 13.: Hlavní technické parametry převodovky P2KA18 [39, str. 27]

Parametry	Hodnoty
Celkový převodový poměr převodovky	244,85
Hmotnost, kg	2010
Provozní přenášený moment, Nm	122 000
Jmenovitý přenášený moment, Nm	244 000
Mechanická účinnost jednoho stupně, %	98

Potřebné otáčky elektromotoru pro vybranou převodovku:

$$n'_m = n_K \cdot i_p = 5,82 \cdot 244,85 \doteq 1\,425 \text{ min}^{-1} \quad (2.11)$$

Nepatrný rozdíl mezi celkovým teoretickým převodovým poměrem dle (2.4) a poměrem vybrané převodovky bude korigovat vybraný frekvenční měnič.

2.2.2 Návrh spojky

Při návrhu spojky je použit stejný postup jako u varianty č. 1, viz kapitola 2.1.3. Pro spojení hydromotoru a převodovky je taktéž použita pružná spojka od společnosti Rexnord.

Jmenovitý výstupní moment elektromotoru:

$$M_m = \frac{M_K}{i_p \cdot \eta_p} \doteq \frac{125\,000}{244,85 \cdot 0,98^4} \doteq 553 \text{ Nm} \quad (2.12)$$

Požadovaný jmenovitý moment spojky:

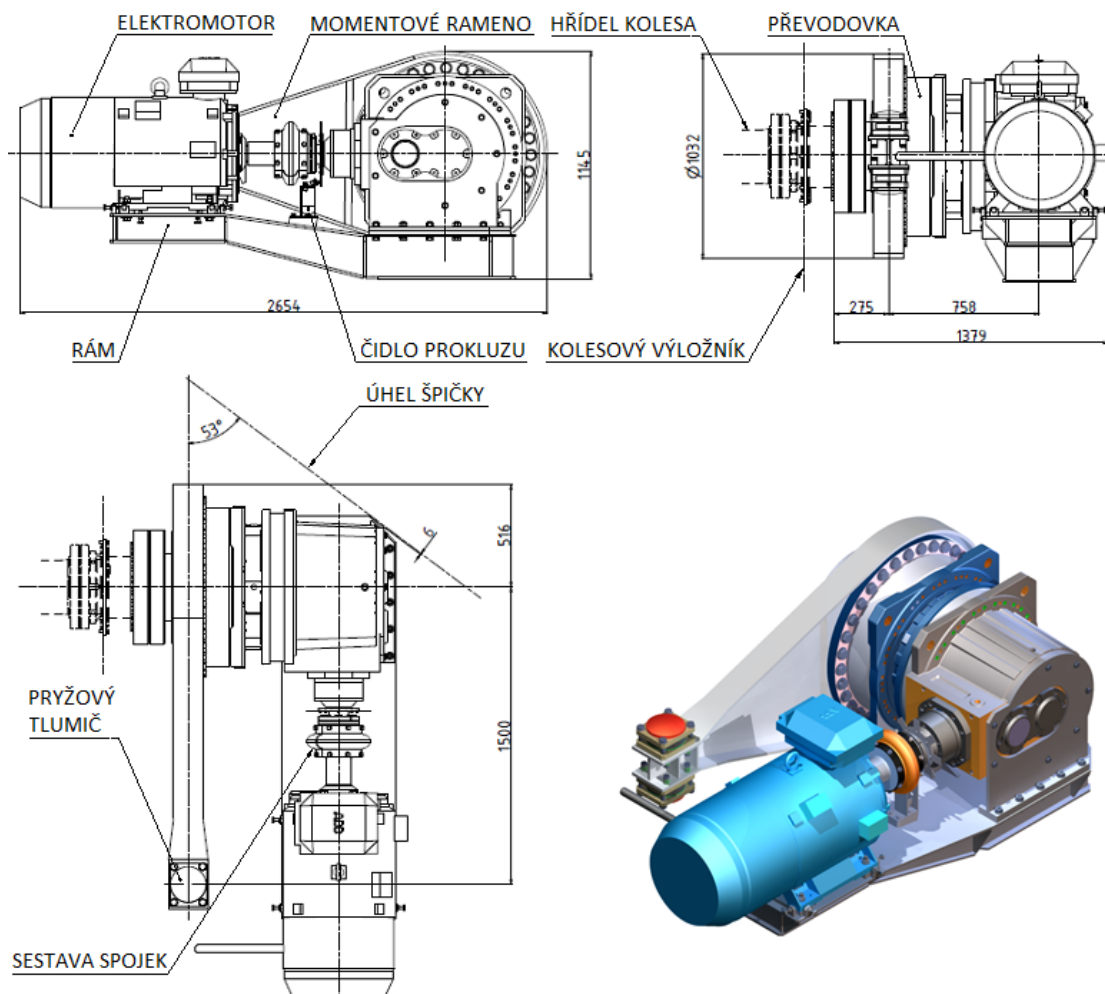
$$M_s = M_m \cdot k_s \doteq 553 \cdot 2 \doteq 1\,106 \text{ Nm} \quad (2.13)$$

Dle katalogu [36, str. 9] je volena spojka typu Omega o velikosti 60 s nejbližší vyšší hodnotou jmenovitého přenášeného momentu 1 412 Nm. Ze samotné spojky je použit pouze pružný element. Příruby jsou navrženy zvlášť, tak, aby bylo možno navázat na přírubu ze strany převodovky bezpečnostní spojku.

Jako ochrana před přetížením elektromotoru bude použita bezpečnostní spojka od společnosti KTR [37, str. 253]. Vzhledem k jmenovitým otáčkám elektromotoru $n_m \doteq 1\,484 \text{ min}^{-1}$ a jmenovitému výstupnímu momentu elektromotoru $M_m \doteq 553 \text{ Nm}$ je volena spojka typu RUFLEX o velikosti 6, která obsahuje jednu diskovou pružinu a má nastavitelný maximální přenositelný moment v rozsahu (300 až 1 200) Nm. Hodnota maximálního přenositelného momentu zvolené bezpečnostní spojky se nastaví podle vypočteného momentu (2. 13).

2.2.3 Sestava elektromechanického pohonu

Níže je uveden obrázek 15 znázorňující CAD model navržené sestavy.



obr. 15.: Sestava elektromechanického pohonu varianty 2. TGE-E

2.3 Návrh elektromechanického pohonu var. 3. Bonfiglioli

Návrh této varianty vychází ze stejných předpokladů jako v předchozích dvou případech. Čili soustavu elektromechanického pohonu tvoří elektromotor se zabudovanou parkovací brzdou a převodové ústrojí, spojené s elektromotorem přes bezpečnostní spojku, viz obr. 13.

Výstupní výkon pohonu je uvažován stejný jako v předchozích variantách, proto lze taktéž použít elektromotor ABB s parkovací brzdou dle tab. 10. Řízení elektromotoru také zajišťuje frekvenční měnič s označením ACS800-04-0165-3 [33].

2.3.1 Návrh převodového ústrojí pohonu

V této variantě je použita převodovka od společnosti Bonfiglioli. Stejně jako ve variantě s převodovkou od společnosti TGE, v tomto případě převodové ústrojí bude tvořit hotová soustava převodovek podle požadovaného výstupního momentu a převodového stupně.

Výrobce byla doporučena nižší hodnota servisního faktoru než v předchozích případech, jejíž hodnota činí $f_s = 1,9$. Vzhledem ke stejným otáčkám na vstupu převodovky uvažujeme celkový teoretický převod dle výpočtu (2.4).

Požadovaný jmenovitý výstupní momentu převodovky:

$$M_{nP} = M_K \cdot f_s = 125\,000 \cdot 1,9 \doteq 237\,500 \text{ Nm} \quad (2.14)$$

Byla zvolena kombinace planetové a kuželočelní převodovky, která nese označení 3/HDO 318 L1, má pět převodových stupňů a celkovým převodovým poměrem činí $i_p \doteq 259,6$. Její hlavní charakteristiky jsou uvedeny v následující tabulce:

tab. 14.: Hlavní technické parametry převodovky 3/HDO 318 L1 [40, str. 10]

Parametry	Hodnoty
Celkový převodový poměr převodovky	259,6
Hmotnost, kg	2 510
Provozní přenášený moment, Nm	124 720
Jmenovitý přenášený moment, Nm	236 970
Mechanická účinnost jednoho stupně, %	98

Potřebné otáčky elektromotoru pro vybranou převodovku:

$$n'_m = n_K \cdot i_p = 5,82 \cdot 244,85 \doteq 1\,411 \text{ min}^{-1} \quad (2.15)$$

Nepatrný rozdíl mezi celkovým teoretickým převodovým poměrem dle (2.4) a poměrem vybrané převodovky bude korigovat vybraný frekvenční měnič.

2.3.2 Návrh spojky

Při návrhu spojky je použit stejný postup jako v předchozích dvou případech. Pro výpočet jmenovitého výstupního momentu elektromotoru platí vztah:

$$M_m = \frac{M_K}{i_p \cdot \eta_p} \doteq \frac{125\,000}{259,6 \cdot 0,98^5} \doteq 533 \text{ Nm} \quad (2.16)$$

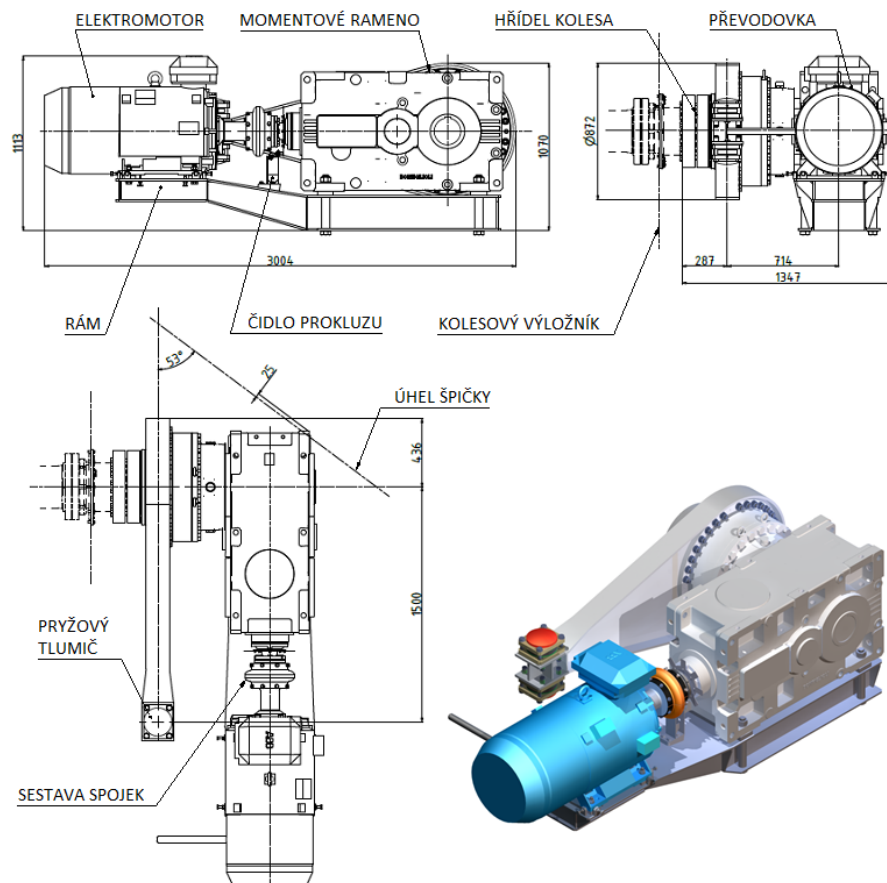
Požadovaný jmenovitý moment spojky:

$$M_S = M_m \cdot k_S \doteq 533 \cdot 2 \doteq 1\,066 \text{ Nm} \quad (2.17)$$

Stejně jako v předchozích variantách dle katalogu [36, str. 9] je volena spojka typu Omega o velikosti 60 s nejbližší vyšší hodnotou jmenovitého přenášeného momentu 1 412 Nm. Jako ochrana před přetížením elektromotoru je použita bezpečnostní spojka typu RUFLEX od společnosti KTR [37, str. 253] o velikosti 6, která obsahuje jednu diskovou pružinu a hodnota max. přenositelného momentu zvolené bezpečnostní spojky se nastaví podle vypočteného momentu (2. 17).

2.3.3 Sestava elektromechanického pohonu

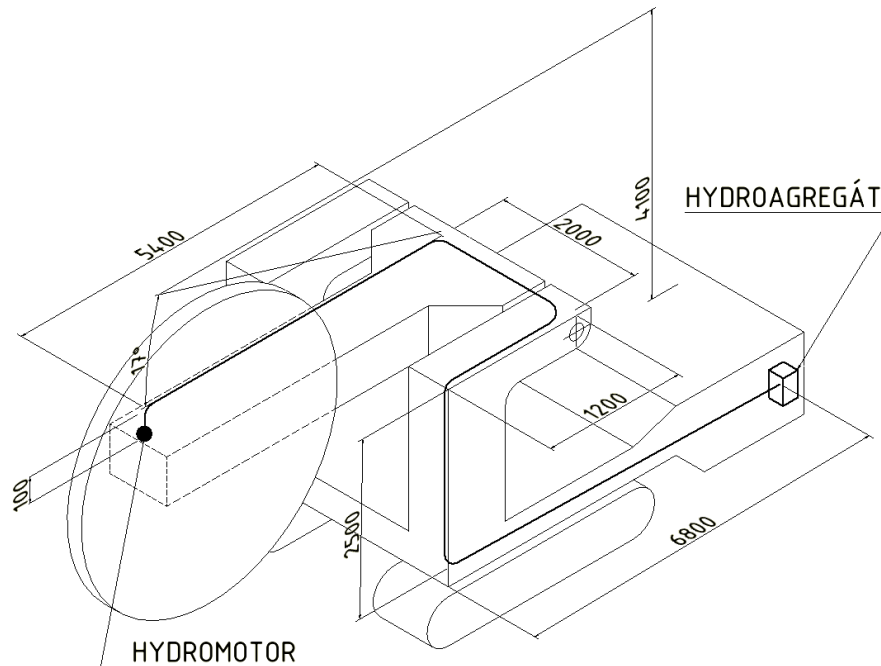
Níže je uveden obrázek 16 znázorňující CAD model navržené sestavy.



obr. 16.: Sestava elektromechanického pohonu varianty 3. Bonfiglioli

2.4 Návrh hydraulického obvodu hydropohonů

Návrhy variant přímého a nepřímého hydropohonu vycházejí ze stejných parametrů základního hydraulického obvodu. Na obrázku 17 je znázorněno zjednodušené schéma umístění hydraulického obvodu na rypadle.



obr. 17.: Zjednodušené schéma umístění hydraulického obvodu na rypadle

2.4.1 Stanovení základních parametrů hydraulického obvodu

Z navrženého schématu dle obr. 17 plynou hodnoty následujících parametrů: celková délka vstupní větve hydraulického obvodu $l_{OBV} = 18$ m, maximální výšková změna $\Delta h = 4,1$ m, odhadovaný počet kolen v obvodě $z_K = 20$. Jako další parametry hydraulického obvodu byly zvoleny: průměr trubíc a hadic v obvodu $d_H = 32$ mm, hustota hydraulického oleje $\rho = 800$ kg·m⁻³, hodnota Reynoldsova čísla pro laminární proudění v kovovém potrubí $Re = 2\,000$ [41, str. 18], součinitel místního odporu $\xi = 1$ [42, str. 15]. Z předběžných výpočtů byla stanovena rychlost proudění oleje v potrubí $v = 6,4$ m·s⁻¹. V následujícím kroku dle zvolených parametrů jsou stanoveny tlakové ztráty v obvodě dle vztahů [41, str. 17-18] a [42, str. 11-13].

Součinitel ztráty třením pro laminární proudění:

$$\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75}{2\,000} = 0,0375 \quad (2.18)$$

Tlakové ztráty třením v hladké části potrubí:

$$\Delta p_L = \lambda \cdot \frac{l_{OBV}}{d_H} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 0,0375 \cdot \frac{18\,000}{32} \cdot 800 \cdot \frac{6,4^2}{2} = 0,346 \text{ MPa} = 3,46 \text{ bar} \quad (2.19)$$

Tlakové ztráty vlivem místních odporů:

$$\Delta p_F = \sum_{i=1}^m \xi_i \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = z_K \cdot \xi_i \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = 20 \cdot 1 \cdot \frac{6,4^2}{2} \cdot 800 \doteq 0,328 \text{ MPa} = 3,28 \text{ bar} \quad (2.20)$$

Tlakové ztráty vlivem výškové změny:

$$\Delta p_H = \rho \cdot g \cdot \Delta h = 800 \cdot 9,81 \cdot 4,1 \doteq 32,177 \cdot 10^3 \text{ Pa} = 0,032 \text{ MPa} = 0,32 \text{ bar} \quad (2.21)$$

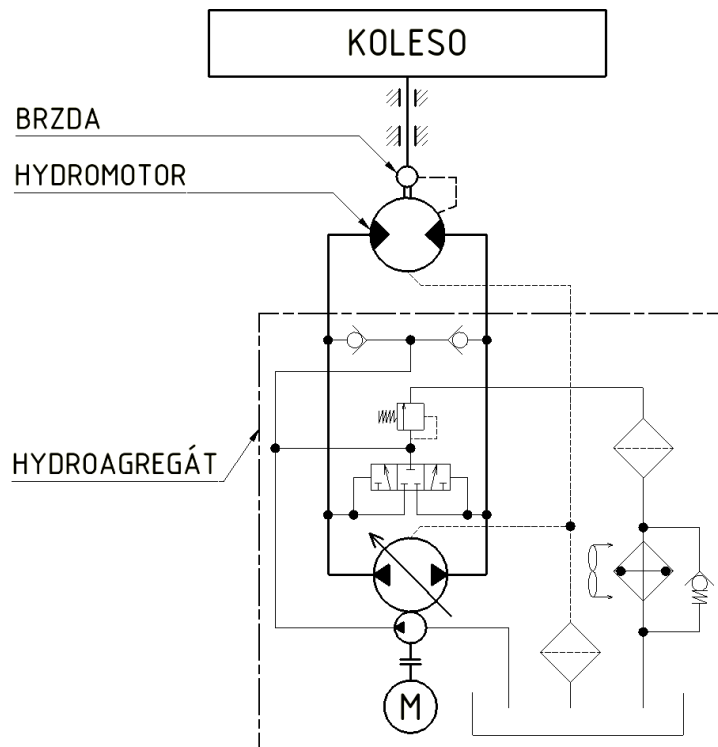
Celkové tlakové ztráty v hydraulickém obvodu:

$$\Delta p_C = \Delta p_L + \Delta p_F + \Delta p_H = 3,46 + 3,28 + 0,32 \doteq 7,06 \text{ bar} \quad (2.22)$$

Ztráty vlivem teploty budou řešeny pomocí volby vhodného typu maziva a výběrem vhodného chladiče v obvodu, který předepíše dodavatel.

2.5 Návrh přímého hydropohonu varianta 4. Hägglunds

Sestavu pohonu s přímým hydropohonem tvoří vysokomomentový hydromotor, příslušný hydroagregát a parkovací brzda. Níže je uvedeno schéma uzavřeného hydraulického obvodu navrhovaného hydropohonu, které bylo odvozeno dle [43].



obr. 18.: Schéma hydraulického obvodu přímého hydropohonu [43, str. 3]

2.5.1 Návrh vysokomomentového hydromotoru

V této variantě je volen radiální pístový hydromotor Hägglunds od společnosti Bosch Rexroth. Podle [44, str. 22] účinnost těchto hydromotorů činí $\eta_{HM} = 0,95$. Pracovní tlak hydromotoru je volen $p_{HM} = 200 \text{ bar} = 20 \text{ MPa}$.

Požadovaný geometrický objem hydromotoru:

$$V_{HM} = \frac{2\pi \cdot M_K}{p_{HM} \cdot \eta_{HM}} = \frac{2\pi \cdot 125\,000}{21 \cdot 0,95} \doteq 41\,337 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.23)$$

Na základě výpočtu je zvolen radiální pístový hydromotor Hägglunds CB840-680 od společnosti Bosch Rexroth s následujícími parametry:

tab. 15.: Hlavní technické parametry hydromotoru Hägglunds CB840-680[44, str. 8]

Parametry	Hodnoty
Geometrický objem, cm^3/ot	42 700
Maximální dovolený tlak, bar	350
Měrný moment, Nm/bar	680
Jmenovité otáčky, min^{-1}	27
Maximální otáčky, min^{-1}	40
Maximální dovolený moment, Nm	220 000
Maximální dosažitelný výkon, kW	890
Hmotnost, kg	1 445

Jmenovitý výstupní moment zvoleného hydromotoru

$$M_{HM} = p_{HM} \cdot M_{HM}^m = 200 \cdot 680 \doteq 136\,000 \text{ Nm} > 125\,000 \text{ Nm} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.24)$$

2.5.2 Návrh hydroagregátu přímého hydropohonu

Dle požadavku zadavatele jsou maximální možné otáčky kola:

$$n_{K \max} = 1,1 \cdot n_K = 1,1 \cdot 5,82 = 6,402 \text{ min}^{-1} \quad (2.25)$$

Požadovaný vstupní průtok zvoleného hydromotoru:

$$Q_{HM} = \frac{V_{HM} \cdot n_{K \max}}{1\,000} = \frac{41\,337 \cdot 6,402}{1\,000} \doteq 264,639 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.26)$$

Čerpadlo hydroagregátu bude poháněno dieselovým motorem, jehož pracovní otáčky jsou uvažované $n_{dm} = 1\,800 \text{ min}^{-1}$. Účinnost regulovatelných čerpadel od výrobce Bosch Rexroth, uvažujeme-li v pracovním stavu plné naklopení desky čerpadla, odpovídá hodnotě $\eta_C = 0,84$ dle [45, str. 8].

Požadovaný výstupní průtok čerpadla:

$$Q_c = \frac{Q_{HM}}{\eta_c} = \frac{264,639}{0,84} \doteq 315,05 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.27)$$

Požadovaný geometrický objem čerpadla:

$$V_c = \frac{Q_c \cdot 1\,000}{n_{dm}} = \frac{315,05 \cdot 1\,000}{1\,800} \doteq 175 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.28)$$

Bylo zvoleno axiální pístové regulační čerpadlo pro uzavřené hydraulické obvody SP180 od společnosti Bosch Rexroth s následujícími parametry:

tab. 16.: Hlavní technické parametry čerpadla SP180 [46, str. 8, 14, 53]

Parametry	Hodnoty
Geometrický objem, cm ³ /ot	180
Maximální dovolený tlak, bar	400
Maximální provozní otáčky, ot/min	2 400
Maximální průtok, l/min	432
Maximální dosažitelný výkon, kW	252
Hmotnost, kg	150

Jmenovitý výstupní tlak čerpadla:

$$p_c = p_{HM} + \Delta p_c \doteq 200 + 7,06 \doteq 207,06 \text{ bar} \quad (2.29)$$

Požadovaný výkon dieselového motoru čerpadla:

$$P_{dm} = \frac{p_c \cdot Q_c}{600} = \frac{207,06 \cdot 315,05}{600} \doteq 108,72 \text{ kW} \quad (2.30)$$

Požadovaný jmenovitý výstupní moment dieselového motoru:

$$M_{dm} = \frac{9550 \cdot P_{dm}}{n_{dm}} = \frac{9\,550 \cdot 108,72}{1\,800} \doteq 577 \text{ Nm} \quad (2.31)$$

Volba vhodného dieselového motoru podle vypočtených parametrů není součástí této práce.

Objem nádrže agregátu se volí dle zkušenosti, kdy potřebný objem nádrže je vztažen na 60 % jmenovité hodnoty průtoku čerpadla, plus rezerva na chlazení, čili odhadovaný objem nádrže je 210 litrů. Typ oleje v systému je volen dle doporučení výrobce, kde by viskozita oleje měla odpovídat hodnotě 40 cSt (187 SSU).

Další možností je zvolit již kompletní hydroagregát přímo od výrobce hydromotoru, který ale bude třeba upravit pro použití dieselového motoru. Podle [46, str. 13, 17] byl zvolen hydroagregát DUEC1 s následujícími parametry:

tab. 17.: Hlavní technické parametry hydroagregátu DUEC1 [46, str. 13, 17]

Parametry	Hodnoty
Maximální průtok čerpadla, l/min	250
Maximální dovolený tlak, bar	350
Maximální dosažitelný výkon, kW	146
Hmotnost bez motoru, kg	800
Max. délka x šířka x výška, mm	1 740 x 1 090 x 1 800

2.5.3 Návrh parkovací brzdy hydromotoru

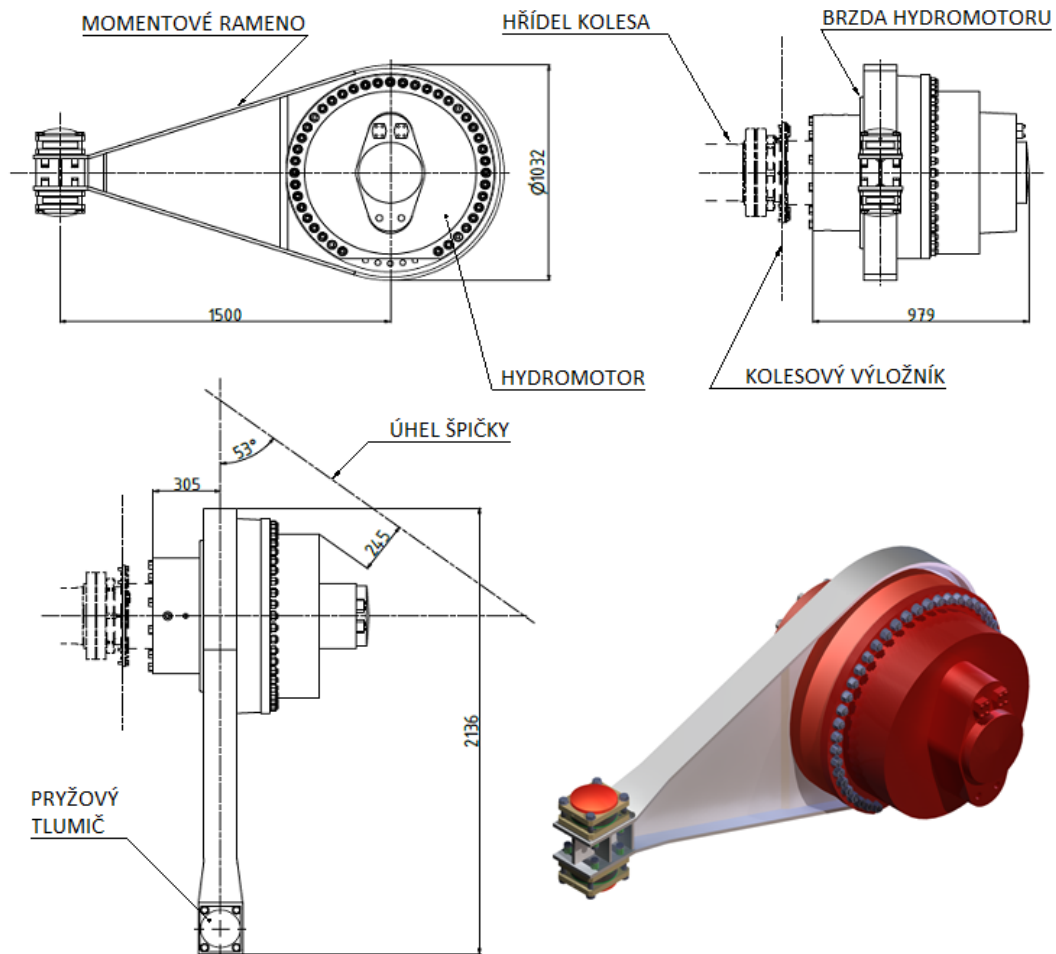
Funkce parkovací brzdy spočívá v zajištění statické polohy kola, ve chvíli, kdy je hydraulický obvod pohonu odpojen od zdroje tlaku. V takovém případě se jako největší moment na kolese uvažuje moment, který vznikne otáčivým pohybem nevyváženého kola s polovičním počtem prázdných namontovaných korečků. Tato hodnota byla odvozena na základě CAD modelu kola menšího kompaktního kolesového rypadla jako $M_p \approx 18 \text{ kNm} = 18\,000 \text{ Nm}$.

Nejjednodušší možností je volit brzdu od stejného výrobce, který byl zvolen při výběru hydromotoru Hägglunds CB840-680, od společnosti Bosch Rexroth. Dle katalogu [29, str. 13, 17] pro vybranou velikost hydromotoru lze použít jako nejmenší možnou parkovací brzdou diskového typu s označením BICA 90. Tato brzda má jmenovitý brzdový moment 90 kNm a váží 670 kilogramů. Nevýhoda této brzdy spočívá v tom, že pro umístění hydromotoru na hřídeli kola je nutné použít hřídel s drážkovaným koncem.

V případě, že statická poloha kola musí být udržována pouze ve chvíli, kdy je hydromotor napojen na zdroj tlaku, potom na pohonu nemusí být použita disková brzda BICA 90, nýbrž statickou polohu kola lze zajistit pomocí hydraulických zámků, které mají označení Emergency stop valve VECB. Kromě hydraulických zámků je také třeba použít tzv. přísávací ventily, které přísávají olej z protilehlé větve a zabraňují kavitaci.

2.5.4 Sestava přímého hydropohonu

Na další stránce je uveden obrázek 19 znázorňující CAD model navržené sestavy. Momentové rameno je umístěno mezi brzdou a hydromotorem, které jsou navzájem spojeny 24 šrouby M24. Stejně jako u elektromechanických variant řešení pohonu kola je momentové rameno zachyceno v ocelové konstrukci kolesového výložníku pomocí předpružených pryžových bloků, které plní funkci tlumičů.



obr. 19.: Sestava přímého hydroponu varianty 4. Hägglunds

2.6 Návrh přímého hydroponu varianta 5. Eaton

Analogicky jako u varianty č. 4. sestavu pohonu s přímým hydroponem tvoří vysokomomentový hydromotor, příslušný hydroagregát a parkovací brzda, viz obr. 18. Jediným rozdílem je umístění brzdy, v tomto případě je brzda na vstupu motoru.

2.6.1 Návrh vysokomomentového hydromotoru

V této variantě je volen radiální pístový hydromotor řady Hyde-MAC od společnosti Eaton. Účinnost těchto hydromotorů činí $\eta_{HM} = 0,95$. Pracovní tlak hydromotoru je volen $p_{HM} = 235 \text{ bar} = 23,5 \text{ MPa}$.

Požadovaný geometrický objem hydromotoru:

$$V_{HM} = \frac{2\pi \cdot M_K}{p_{HM} \cdot \eta_{HM}} = \frac{2\pi \cdot 125\,000}{23,5 \cdot 0,95} \doteq 35\,180 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.32)$$

Byl zvolen hydromotor MB 566 od s parametry dle následující tabulky:

tab. 18.: Hlavní technické parametry hydromotoru Hydre-MAC MB 566 [47, str. 2]

Parametry	Hodnoty
Geometrický objem, cm ³ /ot	35 478
Maximální dovolený tlak, bar	350
Měrný moment, Nm/bar	563
Jmenovité otáčky, min ⁻¹	32
Maximální otáčky, min ⁻¹	42
Maximální dovolený moment, Nm	197 050
Maximální dosažitelný výkon, kW	860
Hmotnost, kg	2 400

Jmenovitý výstupní moment zvoleného hydromotoru

$$M_{HM} = p_{HM} \cdot M_{HM}^m = 235 \cdot 563 \doteq 132\,305 \text{ Nm} > 125\,000 \text{ Nm} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.33)$$

2.6.2 Návrh hydroagregátu přímého hydropohonu

Dle požadavku zadavatele jsou maximální možné otáčky kola:

$$n_{K \max} = 1,1 \cdot n_K = 1,1 \cdot 5,82 = 6,402 \text{ min}^{-1} \quad (2.34)$$

Požadovaný vstupní průtok zvoleného hydromotoru:

$$Q_{HM} = \frac{V_{HM} \cdot n_{K \max}}{1\,000} = \frac{35\,180 \cdot 6,402}{1\,000} \doteq 225,222 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.35)$$

Požadovaný výstupní průtok čerpadla:

$$Q_{\check{c}} = \frac{Q_{HM}}{\eta_{\check{c}}} = \frac{225,222}{0,84} \doteq 268,121 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.36)$$

Požadovaný geometrický objem čerpadla:

$$V_{\check{c}} = \frac{Q_{\check{c}} \cdot 1\,000}{n_{dm}} = \frac{268,121 \cdot 1\,000}{1\,800} \doteq 149 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.37)$$

Na základě výpočtu (2.37) je zvoleno axiální pístové regulační čerpadlo pro uzavřené hydraulické obvody SP180 od společnosti Bosch Rexroth, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce č. 16 dle [46, str. 8, 14, 53].

Jmenovitý výstupní tlak čerpadla:

$$p_{\check{c}} = p_{HM} + \Delta p_C \doteq 235 + 7,06 \doteq 242,06 \text{ bar} \quad (2.38)$$

Požadovaný výkon dieselového motoru čerpadla:

$$P_{dm} = \frac{p_{\check{c}} \cdot Q_{\check{c}}}{600} = \frac{242,06 \cdot 268,121}{600} \doteq 108,17 \text{ kW} \quad (2.39)$$

Požadovaný jmenovitý výstupní moment dieselového motoru:

$$M_{dm} = \frac{9550 \cdot P_{dm}}{n_{dm}} = \frac{9\,550 \cdot 108,17}{1\,800} \doteq 574 \text{ Nm} \quad (2.40)$$

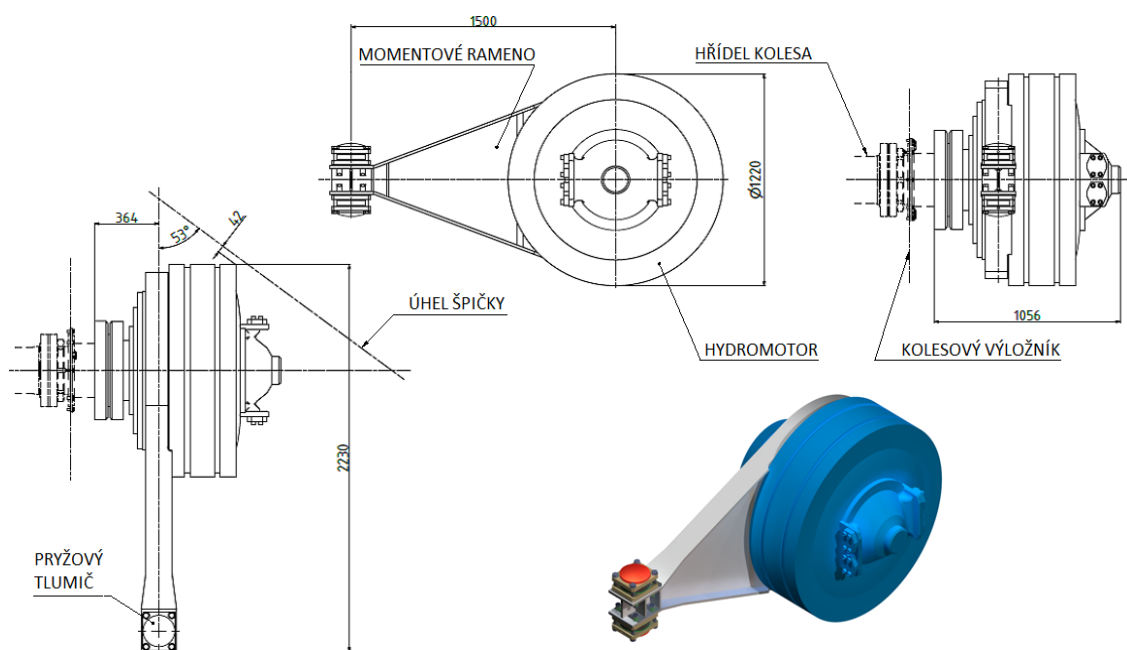
Obdobně jako u varianty č. 4 je volen objem nádrže dle zkušenosti, kdy potřebný objem nádrže je vztažen na 60 % jmenovité hodnoty průtoku čerpadla, plus rezerva na chlazení, čili odhadovaný objem nádrže je 190 litrů. Typ oleje v systému je volen dle doporučení výrobce hydroagregátu Bosch Rexroth.

2.6.3 Návrh parkovací brzdy hydromotoru

Parkovací brzda pro zvolený hydromotor MB 566 byla vybrána na základě konzultací s výrobcem hydromotoru. Jedná se o diskovou parkovací brzdu na vstupu hydromotoru. Dle výkresové dokumentace, kterou poskytl výrobce hydromotoru, maximální brzdný moment na výstupu hydromotoru dosahuje hodnoty 175 000 Nm, což je značně předimenzované vůči potřebnému brzdnému momentu 18 kNm, který byl stanoven v odstavci 3.5.3. Stejně jako v předchozí variantě s hydromotorem Hägglunds., cena brzdy výrazně ovlivní celkovou cenu navrženého pohonu. Nicméně u takovýchto hydromotorů téměř nejsou jiné možnosti řešení parkovací brzdy, která je požadována zadavatelem.

2.6.4 Sestava přímého hydropohonu

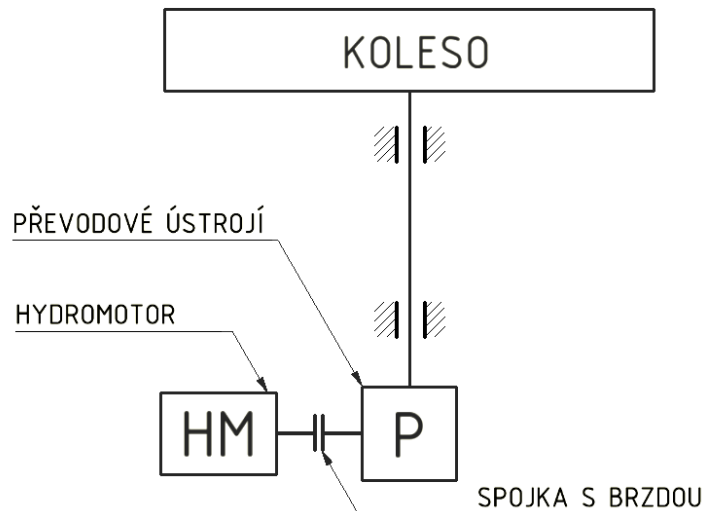
Níže je uveden obrázek 20 znázorňující CAD model navržené sestavy.



obr. 20.: Sestava přímého hydropohonu varianty 5. Eaton

2.7 Návrh nepřímého hydropohonu varianta 6. REDULUS

Sestavu pohonu s nepřímým hydropohonem tvoří menší hydromotor, lamelová hydraulická brzda se spojkou, mechanická převodovka a příslušný hydroagregát. Níže je uvedeno zjednodušené schéma tohoto nepřímého hydropohonu.



obr. 21.: Schéma uspořádání nepřímého hydropohonu kola

2.7.1 Návrh převodového ústrojí nepřímého hydropohonu

Při volbě převodového ústrojí nepřímého hydropohonu mají prioritu převodovky s připojením hydromotoru na vstupu převodovky. Dalším požadavkem je velký převodový poměr, což je dáno nízkou dovolenou hodnotou vstupního momentu od hydromotoru a velkým krouticím momentem na výstupu převodovky. Tyto podmínky splňují například planetové převodovky REDULUS řady GMH od společnosti Bosch Rexroth. Dále je uveden návrh převodovky tohoto typu dle katalogu výrobce [48, str. 6-11].

Požadovaný jmenovitý výstupní momentu převodovky:

$$M_{nP} = M_K \cdot f_s = 125\,000 \cdot 1,1 \doteq 137\,500 \text{ Nm} \quad (2.41)$$

Servisní faktor byl zvolen $f_s = 1,1$ dle katalogu [48, str. 6], jelikož na vstupu převodovky bude připojen hydromotor. Hodnota pracovního tlaku hydromotoru byla zvolena $p_{HM} = 220 \text{ bar} = 22 \text{ MPa}$. Předběžná teoretická účinnost planetové třístupňové převodovky je uvažována jako $\eta_p = 0,94$.

Požadovaný maximální výkon hydromotoru:

$$P_h = M_K \cdot \omega_K = M_K \cdot 2\pi \cdot \frac{n_K}{60 \cdot \eta_p} = 125\,000 \cdot 2\pi \cdot \frac{6,402}{60 \cdot 0,94} \doteq 89\,151 \text{ W} \doteq 89,15 \text{ kW} \quad (2.42)$$

Při návrhu nepřímého hydropohonu se vychází ze skutečnosti, že u běžných sériově vyráběných hydromotorů výrazně klesá životnost při otáčkách větších jak 2000 otáček za minutu, přičemž je minimální hodnota otáček omezena maximálním možným přenositelným momentem hydromotoru. Z tohoto důvodu je třeba volit vyšší výstupní otáčky hydromotoru, aby bylo dosaženo velkého výstupního momentu převodovky. Hodnota jmenovitých teoretických otáček hydromotoru byla zvolena $n'_{HM} = 1600 \text{ min}^{-1}$.

Stanovení teoretického převodového poměru převodovky:

$$i'_p = \frac{n'_{HM}}{n_K} = \frac{1600}{5,82} \doteq 274,914 \quad (2.43)$$

Byly vybrány následující převodovky typu REDULUS:

tab. 19.: Parametry vybraných převodovek typu REDULUS [48, str. 8, 11]

Parametry	Převod [1]	Jmenovitý moment [Nm]	Nominální tepelný výkon [kW]	Referenční otáčky [min^{-1}]
GMH 0330 T	303,34	150 000	100	16,2
GMH 0425 R	265,26	162 000	154	89,4

Z katalogu výrobce převodovek byly odečteny následující parametry: n_{Lh} referenční otáčky pro výpočet základní trvanlivosti ložiska (viz tab. 19), P_{th} nominální tepelný výkon převodovky (viz tab. 19), termální faktor $f_w(80\%, 40^\circ) = 0,79$ dle [48, str. 10], faktor využití převodovky $f_A(76\%, 40^\circ) = 0,94$ dle [48, str. 10].

Kontrola životnosti ložisek a oteplení vybraných převodovek dle [48, str. 9, 10]:

- GMH 0330 T:

$$L_{10h} = \left(\frac{M_{nP}}{M_K} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{n_{Lh}}{n_K} \right) \cdot 10\,000 = \left(\frac{137,5}{125} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{16,2}{5,82} \right) \cdot 10\,000 \doteq 38\,244 \text{ h} < 50\,000 \text{ h} \quad (2.44)$$

$$P_T = P_{th} \cdot f_w \cdot f_A = 100 \cdot 0,79 \cdot 0,94 \doteq 74,26 \text{ kW} < P_p = 89,15 \text{ kW} \quad (2.45)$$

Převodovka typu GMH 0330 T nevyhovuje ani z hlediska životnosti ložisek, ani z hlediska jejího použití bez externího chlazení.

- GMH 0425 R:

$$L_{10h} = \left(\frac{M_{nP}}{M_K} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{n_{Lh}}{n_K} \right) \cdot 10\,000 = \left(\frac{137,5}{125} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{89,4}{5,82} \right) \cdot 10\,000 \doteq 211\,052 \text{ h} > 50\,000 \text{ h} \quad (2.46)$$

$$P_T = P_{th} \cdot f_w \cdot f_A = 154 \cdot 0,79 \cdot 0,94 \doteq 114,36 \text{ kW} > P_p = 89,15 \text{ kW} \quad (2.47)$$

Byla zvolena převodovka typu GMH 0425 R, která vyhovuje z obou hledisek. Tato převodovka má 3 planetové stupně, váží kolem 1900 kg, výstup převodovky je realizován jako dutá hřídel. Dalším požadavkem je parkovací brzda na vstupu převodovky. Externí chlazení převodovka nepotřebuje. Vybraná převodovka nese katalogové označení REDULUS GMH 0425R 3 S A B 265.26 H C O [48, str. 5].

2.7.2 Návrh hydromotoru nepřímého hydropohonu

Požadovaný jmenovitý výstupní moment hydromotoru:

$$M_{HM} = \frac{M_K}{i_p \cdot \eta_p^3} = \frac{125\,000}{265,26 \cdot 0,98^3} \doteq 500,68 \text{ Nm} \quad (2.48)$$

Požadovaný geometrický objem hydromotoru:

$$V_{HM} = \frac{2\pi \cdot M_{HM}}{p_{HM} \cdot \eta_{HM}} = \frac{2\pi \cdot 500,68}{22 \cdot 0,95} \doteq 150,52 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.49)$$

Velikost průtoku v obvodu bude řízena pomocí čerpadla v agregátu, proto volím hydromotor s konstantním průtokem. Typ hydromotoru je volen axiální pístový, od společnosti Bosch Rexroth. Z vypočtené hodnoty jmenovitého objemu hydromotoru plyne, že pro pohon kola by vcelku vyhovoval hydromotor A2FM160. Nicméně po konzultaci s výrobcem bylo zjištěno, že skříně převodovek velikosti GMH 0425 R jsou navrženy pouze pro připojení hydromotoru o velikosti A2FM355. Návrh nové skříně převodovky by výrazně ovlivnil výslednou cenu a dobu její výroby. Proto nakonec byl zvolen hydromotor A2FM355. Hlavní charakteristiky obou hydromotorů jsou uvedeny v tabulce 20.

tab. 20.: Hlavní technické parametry hydromotorů A2FM160, 355 [49, str. 7]

Parametry	A2FM160	A2FM355
Geometrický objem, cm ³ /ot	160	355
Maximální dovolený tlak, bar	400	350
Maximální dovolené otáčky, min ⁻¹	4 000	3 000
Maximální dosažitelný moment, Nm	1 021	1 978
Maximální dosažitelný výkon, kW	406	590
Moment setrvačnosti, kg.m ²	0.022	0.102
Hmotnost, kg	45	110

2.7.3 Návrh hydroagregátu nepřímého hydropohonu

Požadovaný výstupní tlak čerpadla:

$$p_C = p_{HM} + \Delta p_C \doteq 220 + 7,06 \doteq 227,06 \text{ bar} \quad (2.50)$$

Maximální otáčky hydromotoru:

$$n_{HM} = n_{K_{max}} \cdot i_p = 6,402 \cdot 265,26 \doteq 1\,698,194 \text{ min}^{-1} \quad (2.51)$$

Požadovaný vstupní průtok zvoleného hydromotoru:

$$Q_{HM} = \frac{V_{HM} \cdot n_{HM}}{1\,000} = \frac{150,52 \cdot 1\,698,194}{1\,000} \doteq 255,612 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.52)$$

Požadovaný výstupní průtok čerpadla:

$$Q_{\check{c}} = \frac{Q_{HM}}{\eta_{\check{c}}} = \frac{255,612}{0,84} \doteq 304,3 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.53)$$

Požadovaný geometrický objem čerpadla:

$$V_{\check{c}} = \frac{Q_{\check{c}} \cdot 1\,000}{n_{dm}} = \frac{304,3 \cdot 1\,000}{1\,800} \doteq 169,06 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.54)$$

Na základě výpočtu bylo vybráno axiální pístové regulační čerpadlo pro uzavřené hydraulické obvody SP180 od společnosti Bosch Rexroth, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce č. 16. dle [46, str. 8, 14, 53].

Požadovaný výkon dieselového motoru čerpadla:

$$P_{dm} = \frac{p_{\check{c}} \cdot Q_{\check{c}}}{600} = \frac{227,06 \cdot 304,3}{600} \doteq 115,16 \text{ kW} \quad (2.55)$$

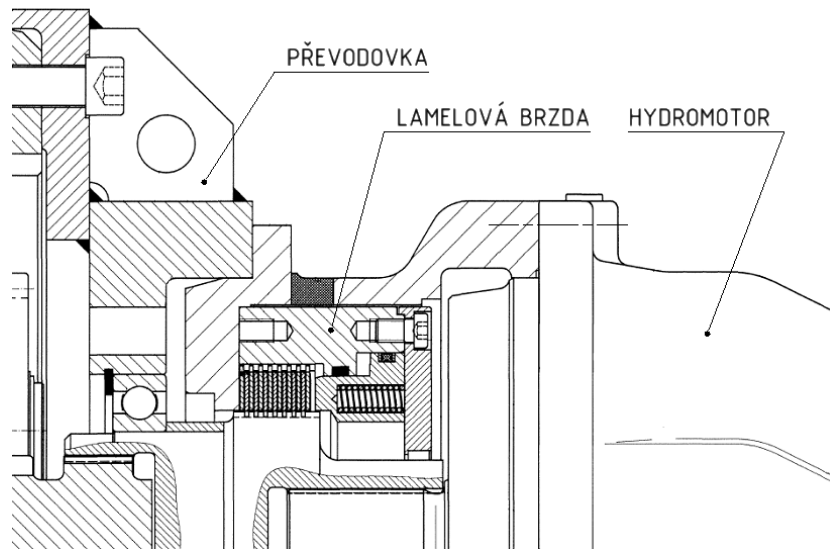
Požadovaný jmenovitý výstupní moment dieselového motoru:

$$M_{dm} = \frac{9\,550 \cdot P_{dm}}{n_{dm}} = \frac{9\,550 \cdot 115,16}{1\,800} \doteq 611 \text{ Nm} \quad (2.56)$$

Odhadovaný objem potřebné nádrže, včetně rezervy na chlazení, činí 200 litrů. Typ oleje v systému je volen dle doporučení výrobce hydroagregátu Bosch Rexroth.

2.7.4 Návrh parkovací brzdy a spojky

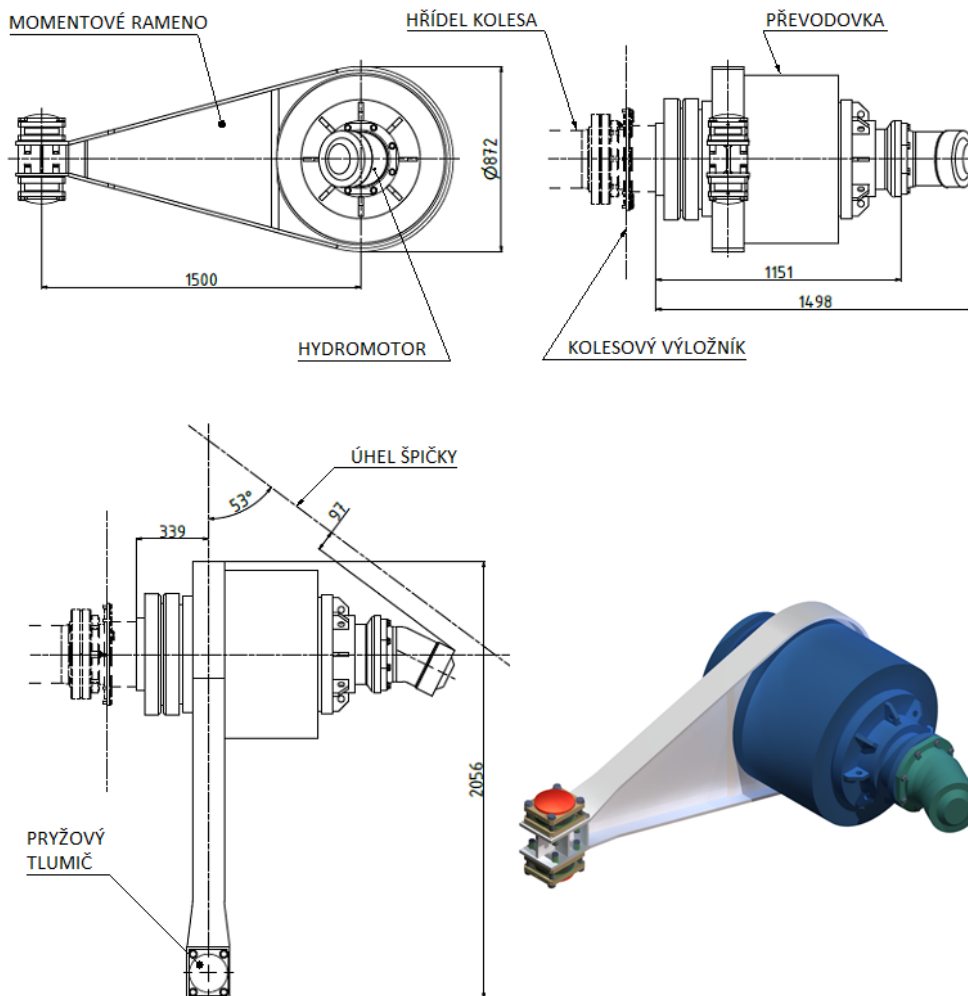
Parkovací brzda včetně spojky je součástí vybrané převodovky od společností Bosch Rexroth. Brzda je umístěna uvnitř skříně převodovky na vstupu mezi hydromotorem a převodovkou, viz obr. 22. Z obrázku je patrné, že se jedná o lamelovou brzdu, odbrzdňovanou pomocí řídicího tlaku. Brzdný moment na výstupu převodovky lze nastavit pomocí počtu lamel brzdy, nicméně v základním provedení brzda snadno zvládne vyvinout brzdný moment na výstupu o hodnotě 20 kNm, což je zcela dostačující vzhledem k požadovanému brzdnému momentu pohonu, který byl stanoven v odstavci 3.5.3.



obr. 22.: Provedení parkovací brzdy převodovky REDULUS GHM 0425 R

2.7.5 Sestava nepřímého hydropohonu

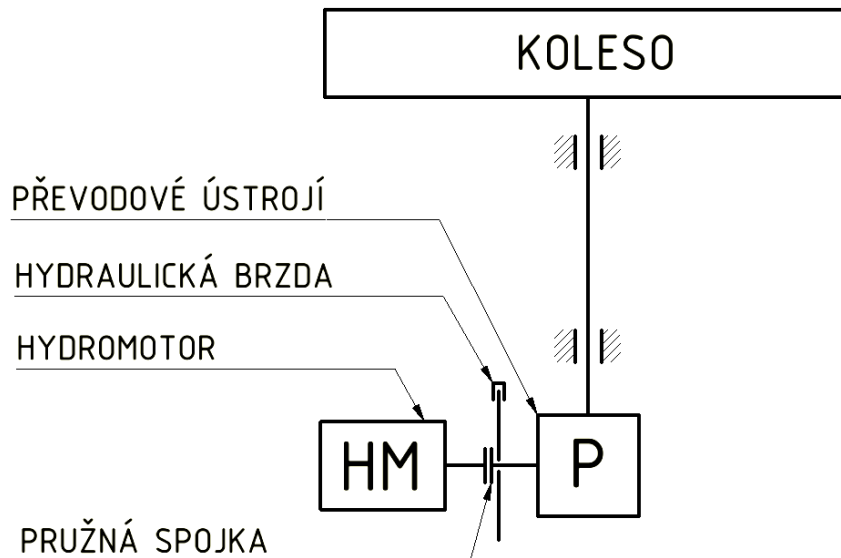
Níže je uveden obrázek 23 znázorňující CAD model navržené sestavy.



obr. 23.: Sestava nepřímého hydropohonu varianty 6. REDULUS

2.8 Návrh nepřímého hydropohonu varianta 7. SEW-H

Alternativní variantu s nepřímým hydropohonem bude tvořit menší hydromotor, pružná spojka, hydraulická brzda, mechanická převodovka a příslušný hydroagregát. Níže je uvedeno zjednodušené schéma tohoto nepřímého hydropohonu.



obr. 24.: Schéma uspořádání nepřímého hydropohonu kola

2.8.1 Volba převodového ústrojí nepřímého hydropohonu

Návrh této varianty nepřímého hydropohonu vychází z nabídky převodovek společnosti SEW. Zadavatel práce stanovil požadavek, že hydromotor a převodové ústrojí by měly být spojené jinak než pomocí rámu. Pro vhodnou náhradu rámu je navržen adaptér, na kterém je také umístěna hydraulická parkovací brzda. Z důvodu chybějících připojovacích prvků pro adaptér na jednostupňové kuželočelní převodovce, která byla navržena v první variantě elektromechanického pohonu, se nedá použít stejná sestava převodovek. Hodnota jmenovitých teoretických otáček hydromotoru byla zvolena $n'_{HM} = 1600 \text{ min}^{-1}$. Pracovní tlak hydromotoru je volen $p_{HM} = 23,5 \text{ MPa}$.

- Návrh planetové převodovky dle [34, str. 51-65]:

Návrh převodovky vychází z hodnoty jmenovitého výstupního momentu dle (2.3). Vzhledem k tomu, že se jedná o převodovku od stejného výrobce jako u varianty č. 1 SEW-E, je jediným možným řešením zvolit stejnou planetovou převodovku jako v kapitole 2.1.2., jejíž charakteristiky jsou uvedeny v tabulce 11 [34, str. 14, 268].

- Návrh kuželočelní převodovky dle [50, str. 42]:

Celkový teoretický převodový poměr převodovek:

$$i'_p = \frac{n'_{HM}}{n_K} = \frac{1\ 600}{5,82} \doteq 274,91 \quad (2.57)$$

Teoretický převodový poměr kuželočelní převodovky:

$$i'_{K\check{C}} = \frac{i'_p}{i_{PL}} = \frac{274,91}{20,04} \doteq 13,97 \quad (2.58)$$

Požadovaný jmenovitý moment kuželočelní převodovky:

$$M_{nK\check{C}} = \frac{M_K}{i_{PL}} \cdot f_s = \frac{125\ 000}{20,04} \cdot 2 \doteq 12\ 475\ \text{Nm} \quad (2.59)$$

Byla zvolena převodovka typu X od SEW. Z hlediska vypočteného minimálního jmenovitého výstupního momentu by vyhovovaly dvoustupňové převodovky o velikostech X2KS120, X2KS130 a X2KS140. Avšak tyto převodovky nejsou vyhovující z hlediska životnosti syntetického oleje. Bez použití externího chlazení bude teplota oleje v nejlepším případě dosahovat hodnoty 110 °C, tzn., perioda výměny oleje je za těchto podmínek 2 až 3 měsíce. Doporučenou pracovní teplotou syntetického oleje je teplota menší než 85 °C, pro minerální oleje je to teplota menší než 70 °C. Pro navrhovaný pohon vyhovuje teplota syntetického oleje kolem 95 °C, kdy je nutné měnit olej každého 1 až 1,5 roku. Jelikož mezi hydromotorem a převodovým ústrojí je uvažován speciální adaptér s hydraulickou brzdou, použití externího chlazení na převodovce nepřichází v úvahu. Protože externí chlazení, např. ventilátor, lze umístit pouze na čelní stranu převodovky, kde to bude zamezovat upevnění adaptéru. Z tohoto hlediska, po konzultaci s výrobcem, byla zvolena třístupňová kuželočelní převodovka X3KS140. Na rozdíl od dvoustupňové převodovky se dokáže zchladit sama bez externího chlazení. V následující tabulce jsou uvedené hlavní charakteristiky vybrané převodovky X3KS140:

tab. 21.: Hlavní technické parametry převodovky X3KS140 [50, str. 139]

Parametry	Hodnoty
Celkový převodový poměr převodovky	12,35
Hmotnost, kg	600
Provozní přenášený moment, Nm	11 000
Jmenovitý přenášený moment, Nm	22 000
Mechanická účinnost jednoho stupně, %	98

Skutečný celkový převodový poměr převodového ústrojí:

$$i_p = i_{KC} \cdot i_{PL} = 12,35 \cdot 20,04 \doteq 247,49 \quad (2.60)$$

Rozdíl mezi celkovým teoretickým převodovým poměrem (2.57) a celkovým skutečným převodovým poměrem vybrané převodovky (2.60) bude korigován otáčkami regulovatelného čerpadla hydroagregátu, čímž se nastaví potřebný výstupní průtok a tím i otáčky hydromotoru. Volba vhodného čerpadla je uvedena na další stránce.

2.8.2 Návrh hydromotoru nepřímého hydropohonu

Požadovaný jmenovitý výstupní moment hydromotoru:

$$M_{HM} = \frac{M_K}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{125\,000}{247,49 \cdot 0,98^5} \doteq 558,756 \text{ Nm} \quad (2.61)$$

Jmenovitý geometrický objem hydromotoru:

$$V_{HM} = \frac{2\pi \cdot M_{HM}}{p_{HM} \cdot \eta_{HM}} = \frac{2\pi \cdot 558,756}{23,5 \cdot 0,95} \doteq 157,257 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.62)$$

Velikost průtoku v obvodu bude řízena pomocí čerpadla v agregátu, proto je volen hydromotor s konstantním průtokem. Typ hydromotoru je volen axiální pístový, od společnosti Bosch Rexroth, který nese označení A2FM160. Charakteristiky tohoto hydromotoru jsou uvedeny v tab. 20 [49, str. 7].

2.8.3 Návrh hydroagregátu nepřímého hydropohonu

Požadovaný výstupní tlak čerpadla:

$$p_C = p_{HM} + \Delta p_C \doteq 235 + 7,06 \doteq 242,06 \text{ bar} \quad (2.63)$$

Maximální otáčky hydromotoru:

$$n_{HM} = n_{K_{\max}} \cdot i_c = 6,402 \cdot 247,49 \doteq 1\,584,43 \text{ min}^{-1} \quad (2.64)$$

Požadovaný vstupní průtok zvoleného hydromotoru:

$$Q_{HM} = \frac{V_{HM} \cdot n_{HM}}{1\,000} = \frac{157,257 \cdot 1\,584,43}{1\,000} \doteq 249,163 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.65)$$

Požadovaný výstupní průtok čerpadla:

$$Q_C = \frac{Q_{HM}}{\eta_C} = \frac{249,163}{0,84} \doteq 296,62 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.66)$$

Požadovaný geometrický objem čerpadla:

$$V_c = \frac{Q_c \cdot 1\,000}{n_{dm}} = \frac{296,62 \cdot 1\,000}{1\,800} \doteq 165 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.67)$$

Bylo vybráno axiální pístové regulační čerpadlo pro uzavřené hydraulické obvody SP180 od společnosti Bosch Rexroth, s parametry dle tab. 16. [46 str. 8, 14, 53].

Požadovaný výkon dieselového motoru čerpadla:

$$P_{dm} = \frac{p_c \cdot Q_c}{600} = \frac{242,06 \cdot 296,62}{600} \doteq 119,67 \text{ kW} \quad (2.68)$$

Požadovaný jmenovitý výstupní moment dieselového motoru:

$$M_{dm} = \frac{9550 \cdot P_{dm}}{n_{dm}} = \frac{9\,550 \cdot 119,67}{1\,800} \doteq 635 \text{ Nm} \quad (2.69)$$

Odhadovaný objem potřebné nádrže, včetně rezervy na chlazení, činí 200 litrů.

2.8.4 Návrh spojky

Pro spojení hydromotoru a převodovky je použita pružná spojka od společnosti Rexnord. Výpočet maximálního výstupního momentu hydromotoru vychází z nastavené hodnoty přepouštěcího ventilu v hydraulickém obvodu $p_{HM \max} = 35 \text{ MPa}$, která je zvolena s ohledem na maximální dovolený tlak hydromotoru dle tab. 20 [46].

$$M_{HM \max} = \frac{V_{HM} \cdot p_{HM \max} \cdot \eta_{HM}}{2\pi} = \frac{157,767 \cdot 35 \cdot 0,95}{2\pi} \doteq 835 \text{ Nm} \quad (2.70)$$

Na výběr je buď spojka typu Omega o velikosti 50, která má hodnotu jmenovitého momentu 864 Nm [36, str. 9]. Anebo lze zvolit spojku typu Viva o velikosti 245, která má hodnotu jmenovitého momentu 938 Nm [51, str. 5]. Jelikož Omega spojka má požadovaný průměr přírub 207 mm, což by komplikovalo montáž při výměně hydromotoru na adaptéru, a je také dražší, proto je zvolena spojka Viva 245.

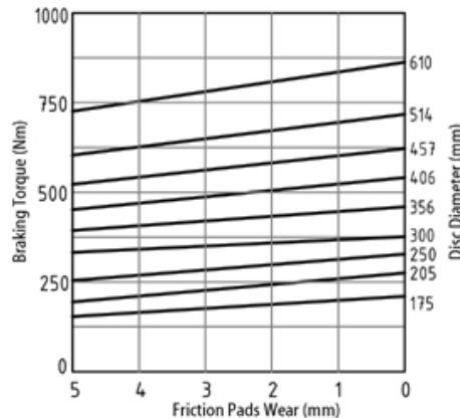
2.8.5 Návrh parkovací brzdy

Návrh vychází ze stejné úvahy, která byla popsána při návrhu brzdy přímého hydroponu. S tím, že v tomto případě brzda nebude umístěna na výstupu pohonu, nýbrž mezi hydromotorem a převodovkou. Protože kvůli velké vzdálenosti mezi hydromotorem a převodovkou není k dispozici vhodná lamelová hydraulická brzda, proto je volen čelistový typ hydraulické brzdy. Na přírubě spojky bude umístěn brzdový kotouč, brzda pak bude připevněna na adaptéru.

Požadovaný brzdňý moment hydraulické brzdy na vstupu:

$$M_{BR} = \frac{M_B}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{18\,000}{246,69 \cdot 0,98^5} = 81 \text{ Nm} \quad (2.71)$$

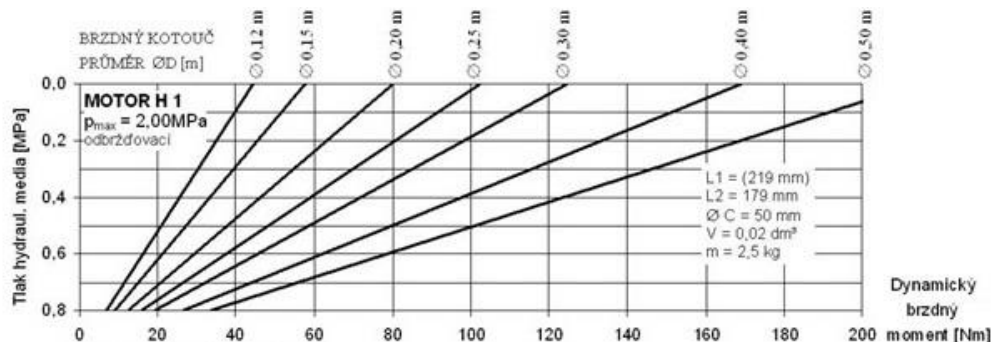
Byla zvolena hydraulická pružinová čelistová brzda od společnosti ICP, která nese označení CBHS-5 [52]. Na následujícím obrázku je znázorněn graf závislosti hodnoty brzdňého momentu na průměru kotouče a jeho opotřebení.



obr. 25.: Charakteristika hydraulické brzdy CBHS 5 [52]

Dle grafu je patrné, že lze použít kotouč o nejmenším možném průměru 175 mm. Avšak vzhledem k rozměrům zvolené spojky a umístění brzdy na adaptéru, jsou zvoleny následující parametry brzdňého kotouče: průměr 310 mm a tloušťka kotouče 12,7 mm. Jmenovitý brzdňý moment brzdy pak vychází 380 Nm.

Další možnou variantou řešení brzdy je hydraulická pružinová brzda od výrobce PIVKO, která má označení OCHS1-8-P [53]. Tato brzda má menší zástavbové rozměry a brzdňý moment není tak předimenzovaný. Nevýhodou je nutnost zvětšit podélný směr adaptéru o 22 mm.



obr. 26.: Charakteristika hydraulické brzdy OCHS1-8-P [53]

Pro brzdnu PIVKO jsou zvoleny následující parametry brzdňého kotouče: průměr 310 mm a tloušťka kotouče 8 mm. Jmenovitý brzdňý moment brzdy vychází 125 Nm.

2.8.6 Návrh setrvačnicku

Jak již bylo zmíněno v rešerši, hydropon, na rozdíl od elektromechanického pohonu, má značně nižší moment setrvačnosti, což významně ovlivňuje schopnost rypadla těžit nehomogenní horniny.

Nejjednodušším způsobem, jak se dá kompenzovat nižší moment setrvačnosti hydroponu kola, je použití setrvačnicku. Avšak zatím nejsou známy žádné případy, kdy by tímto způsobem byl moment setrvačnosti kola na hydroponech kompenzován. Rypadla s hydraulickým pohonem kola se většinou navrhuji pro těžbu poddajných nebo homogenních hornin, v ostatních případech se volí elektromechanické řešení.

Proto dílčím cílem této práce je pouze ukázat, jakou podobu by mohl mít takový setrvačnick na hydroponu kola. Jeho skutečné využití v praxi by pak vyžadovalo ověření jeho funkčnosti pomocí experimentálních zkoušek, což je velmi nákladná záležitost.

Řešený typ nepřímého hydroponu, jehož součástí je kuželočelní převodovka, na rozdíl od ostatních variant hydroponů, umožňuje použití setrvačnicku pro kompenzaci momentu setrvačnosti.

Jako referenční moment setrvačnosti, který je třeba kompenzovat, je uvažován moment setrvačnosti, který má elektromechanický pohon, jehož funkčnost je ověřena dlouholetou praxí. Proto pro stanovení základních parametrů setrvačnicku je třeba nejdřív vypočítat redukovaný moment setrvačnosti na výstupní otáčce kola např. elektromechanického pohonu varianty č. 1 SEW-E, který byl navržen v kapitole 2.1.

Redukovaný moment setrvačnosti elektromechanického pohonu:

$$\frac{1}{2}I_E \cdot \omega_K^2 = \frac{1}{2}I_m \cdot \omega_m^2 + \frac{1}{2}I_S \cdot \omega_S^2 + \frac{1}{2}I_{př} \cdot \omega_{př}^2 + \frac{1}{2}I_K \cdot \omega_K^2 \quad (2.72)$$

$$I_E \cdot n_K^2 = I_m \cdot n_m^2 + I_S \cdot n_S^2 + I_{př} \cdot n_{př}^2 + I_K \cdot n_K^2 \quad (2.73)$$

$$I_E \cdot 5,82^2 = 1,5 \cdot 1475^2 + 0,2 \cdot 1475^2 + 0,1275 \cdot 1475^2 + 13\,800 \cdot 5,82^2$$

$$I_E \doteq 131\,180 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde n_m jsou otáčky elektromotoru, $n_{př}$ jsou vstupní otáčky převodového ústrojí, n_S jsou otáčky spojky. Analogicky platí pro úhlové rychlosti a momenty setrvačnosti, kde moment setrvačnosti kola $I_K = 13\,800 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ je teoretická hodnota, která byla odvozena z CAD modelu kola menšího kompaktního kolesového rypadla.

Redukovaný moment setrvačnosti hydropohonu:

$$\frac{1}{2} I_H \cdot \omega_K^2 = \frac{1}{2} (I_{HM} + I_S + I_{BRK}) \cdot \omega_{HM}^2 + \frac{1}{2} I_{přK} \cdot \omega_{přK}^2 + \frac{1}{2} I_{přP} \cdot \omega_{přP}^2 + \frac{1}{2} I_K \cdot \omega_K^2 \quad (2.74)$$

$$I_H \cdot n_K^2 = (I_{HM} + I_S + I_{BRK}) \cdot n_S^2 + I_{přK} \cdot n_{přK}^2 + I_{přP} \cdot n_{přP}^2 + I_K \cdot n_K^2 \quad (2.75)$$

$$n_{HM} = n_{přK} \doteq 1\,584,43 \text{ min}^{-1}$$

$$I_H \cdot n_K^2 = (I_{HM} + I_S + I_{BRK} + I_{přK}) \cdot n_{HM}^2 + I_{přP} \cdot n_{přP}^2 + I_K \cdot n_K^2$$

$$I_H \cdot 5,82^2 = (0,022 + 0,2 + 0,1 + 0,0696) \cdot 1584,43^2 + 0,3123 \cdot \left(\frac{1584,43}{12,35}\right)^2 + 13\,800 \cdot 5,82^2$$

$$I_H \doteq 42\,974,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde n_{HM} jsou otáčky hydromotoru, n_S jsou otáčky spojky, n_{BRK} jsou otáčky brzdného kotouče, $n_{přK}$ jsou vstupní otáčky kuželocelnicí převodovky, $n_{přP}$ jsou vstupní otáčky planetové převodovky. Analogicky platí pro úhlové rychlosti a momenty setrvačnosti.

Umístění setrvačnicku na pohonu je řešeno pomocí vyvedení přidavného hřídele na vstupu kuželocelnicí převodovky. Nevýhodou je nutnost použití speciální bezpečnostní spojky pro umístění setrvačnicku na vyvedeném hřídeli. Převodový poměr mezi primárním a vyvedeným hřídelem činí $i_{VH} = 1,391$.

Jmenovité otáčky setrvačnicku:

$$n_{ST} = \frac{n_{HM}}{i_{VH}} = \frac{1584,43}{1,391} \doteq 1\,139,06 \text{ min}^{-1} \quad (2.76)$$

Moment setrvačnosti setrvačnicku potřebný pro plnou kompenzaci:

$$I_{ST} = (I_E - I_H) \cdot \left(\frac{n_K}{n_{ST}}\right)^2 \doteq (131\,180 - 42\,974,8) \cdot \left(\frac{5,82}{1\,139,06}\right)^2 \doteq 2,303 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (2.77)$$

Podle vypočtených parametrů byl navržen setrvačnick o průměru 445 mm, šířce 110 mm, který váží 80 kg a jeho moment setrvačnosti je 2,3 kg.m². Jelikož tato problematika ještě nikdy nebyla pořádně prozkoumaná, otázkou zůstává, jak moc je třeba kompenzovat moment setrvačnosti hydropohonu vůči elektromechanickému pohonu. V případě, že by stačilo kompenzovat pouze 50 % hodnoty momentu setrvačnosti elektromechanického provedení pohonu, pak by setrvačnick měl následující hodnotu momentu setrvačnosti:

$$I_{ST} = (I_E - I_H) \cdot \left(\frac{n_K}{n_{ST}}\right)^2 \doteq (131\,180 \cdot 0,5 - 42\,974,8) \cdot \left(\frac{5,82}{1\,139,06}\right)^2 \doteq 0,59 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (2.78)$$

Potom takový setrvačnick by měl průměr 350 mm, šířku 80 mm a váhu 40 kg.

2.8.7 Sestava nepřímého hydropohonu

Nejdřív je uveden návrh konstrukce adaptéru, který je součástí sestavy pohonu.

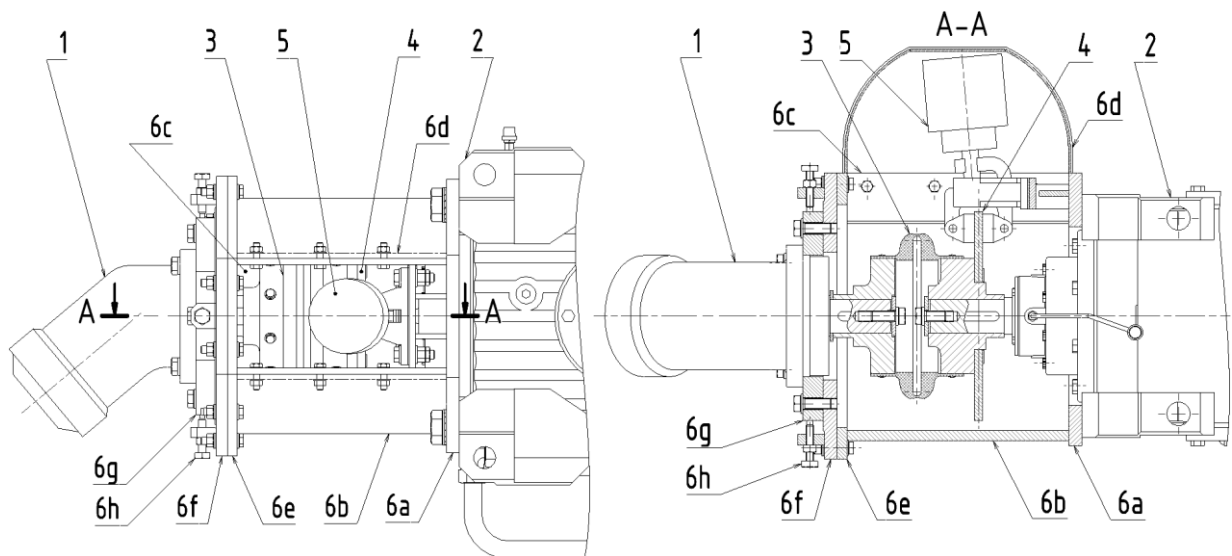
2.8.7.1 Návrh adaptéru

Jak již bylo zmíněno, požadavkem zadavatele je návrh adaptéru místo rámu pro hydraulický typ pohonu kola. Na rozdíl od rámu, by adaptér měl umožnit lepší výhled řidiči rypadla. Použití adaptéru u hydropohonů lze také odůvodnit tím, že váha hydromotoru je zpravidla 10 až 15 krát menší, než je váha elektromotoru. Potom pro propojení převodového ústrojí a hydromotoru stačí menší adaptér místo robustní rámové konstrukce.

Adaptér musí splňovat následující požadavky:

- propojení hydromotoru a převodového ústrojí
- možnost seřízení dostatečné souososti hydromotoru a převodového ústrojí
- jednoduchá výměna hydromotoru bez rozladění nastavené souososti
- možnost umístění hydraulické parkovací brzdy na adaptéru
- zakrytí spojky, brzdy a ochrana brzdného kotouče od vnějších účinků

Pro splnění těchto požadavků byl navržen následující adaptér:



obr. 27.: Provedení adaptéru hydropohonu

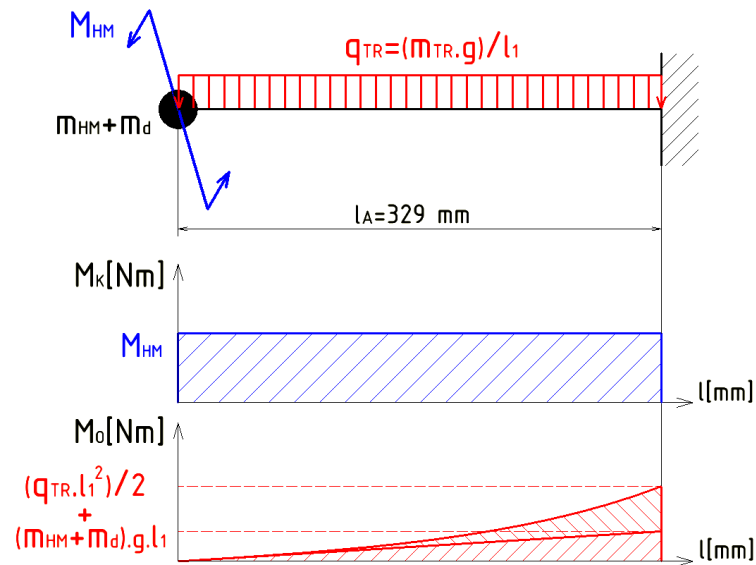
Jako 1. je označen hydromotor, 2. kuželočelní převodovka, 3. pružná spojka, 4. brzdný kotouč, 5. hydraulická parkovací brzda, 6. adaptér, který se skládá z následujících částí: 6a čelní deska převodovky, 6b trubka, 6c okénko pro montáž spojky a umístění brzdy, 6d kryt brzdy, 6e a 6f desky propojené lícovanými šrouby, 6g deska hydromotoru, 6h stavěcí šrouby pro zajištění polohy hydromotoru.

Montáž adaptéru bude probíhat následujícím způsobem. Nejdřív se na kuželočelní převodovku 2. připevní pomocí čtyř šroubů M30 čelní deska adaptéru 6a, ke které je přivařená trubka 6b a deska 6e. Dvorní trubky adaptéru 6b se na vstupní hřídel převodovky 2. nasune první část spojky 3, na které je pomocí šesti šroubů M10 připevněn brzdny kotouč 4. Potom se na desku 6e pomocí osmi šroubů M12 přišroubuje deska 6f a jejich poloha se ustanoví pomocí dvou lícovaných šroubů M12. Dále následuje montáž na volno desky hydromotoru 6g na desku 6f pomocí čtyř šroubů M16, které se zatím neutahují. Poté se na desku 6g pomocí čtyř šroubů M16 připevní hydromotor 1 s nasunutou na hřídel hydromotoru druhou částí spojky 3. Pomocí stavěcích šroubů 6h se nastaví požadovaná souosost hydromotoru 1 a kuželočelní převodovky 2. Pak se můžou utáhnout šrouby M16 pro pevné spojení desek 6f a 6g. Dále přes okénko 6c probíhá spojení obou částí spojky 3 pomocí pružného elementu a šestnácti šroubů M8, kde pootáčení spojkou 3 je prováděno pomocí vyfrézovaného osmihranu na první části spojky. Následuje montáž hydraulické parkovací brzdy 5 k adaptéru 6 pomocí dvou šroubů M14 pro brzdu ICP CBHS-5, v případě že se použije brzda PIVKO OCHS1-8-P, se její připevnění k adaptéru zajistí pomocí dvou šroubů velikosti M12. Nakonec se k trubkové části adaptéru 6b připevní kryt 6d pomocí šesti šroubů M10, který zakryje okénko 6c a ochrání brzdu 5 vůči vlivům vnějšího okolí.

V případě výměny hydromotoru 1 je třeba odmontovat dle předchozího návodu kryt brzdy 6d a samotnou brzdu 5. Pak se přes okénko 6c odšroubují šrouby M8 druhé část spojky 3 a šrouby M16, které spojují hydromotor 1 a jeho desku 6g. Poté se z adaptéru může vyndat hydromotor 1 s nasunutou na jeho hřídel druhou částí spojky 3. Nakonec následuje montáž nového hydromotoru stejného typu dle výše uvedeného návodu. S tím, že se už nemusí nastavovat souosost hydromotoru a převodovky, která se pro stejný typ hydromotoru nastaví jednou pomocí šroubů 6h.

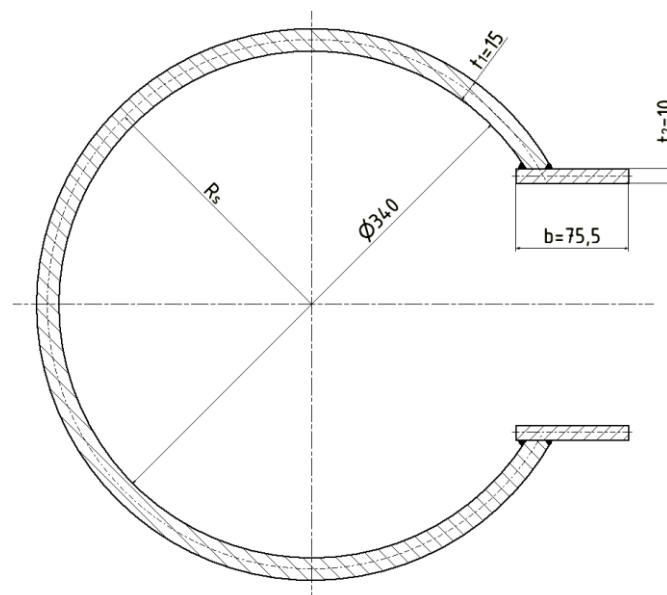
2.8.7.2 Pevnostní kontrola adaptéru

Výpočtový model adaptéru představuje vetknutý nosník, viz obr. 28, kde hlavní namáhání je vyvoláno jmenovitým krouticím momentem hydromotoru, které způsobuje kroucení trubkové části adaptéru. Ohyb nosníku je způsoben tíhou trubkové části adaptéru neboli tíhou samotného nosníku a také tíhou hydromotoru a k němu připevněných desek se spojovacím materiálem.



obr. 28.: Výpočtový model adaptéru

Podle navrženého modelu adaptéru má nosník následující průřez, všechny rozměry jsou v mm:



obr. 29.: Průřez řešeného nosníku

Výpočet tečného napětí od krutu nekruhového otevřeného profilu je proveden dle [54, str. 130-148]. Pro výpočet je třeba průřez rozdělit na tři samostatné obdélníkové části dle obr. 21, kde je obdélník s největší plochou brán jako rozvin trubkové části adaptéru.

Modul tuhosti v kroucení menších obdélníků:

$$J_{K1} = \frac{1}{3} \cdot b \cdot t_2^3 = \frac{1}{3} \cdot 75,5 \cdot 10^3 \doteq 2,517 \cdot 10^3 \text{ mm}^4 \quad (2.79)$$

Modul tuhosti v kroucení většího rozvinutého obdélníku:

$$J_{K2} = \frac{1}{3} \cdot (2\pi \cdot R_s) \cdot t_1^3 = \frac{1}{3} \cdot [2\pi \cdot (340 + 15)] \cdot 15^3 \doteq 2,509 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (2.80)$$

Výpočet maximálního výstupního momentu hydromotoru vychází z nastavené hodnoty přepouštěcího ventilu v hydraulickém obvodu $p_{HM \max} = 31 \text{ MPa}$, která byla zvolena s ohledem na maximální dovolený tlak hydromotoru dle tab. 22.

$$M_{HM \max} = \frac{V_{HM} \cdot p_{HM \max} \cdot \eta_{HM}}{2\pi} = \frac{159,586 \cdot 31 \cdot 0,95}{2\pi} \doteq 748 \text{ Nm} \quad (2.81)$$

Tečné napětí průřezu bez uvažování zaoblení trubkové části:

$$\tau' = \frac{M_{HM \max} \cdot t_{\max}}{\sum_{i=1}^n J_{Ki}} = \frac{748 \cdot 000 \cdot 15}{2 \cdot 2,517 \cdot 10^3 + 2,509 \cdot 10^6} \doteq 4,463 \text{ MPa} \quad (2.82)$$

Součin modulu pružnosti ve smyku a zkrutu nekruhového profilu:

$$\mathcal{G} \cdot G = \frac{\tau'}{t_{\max}} = \frac{4,463}{15} \doteq 0,2975 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-3} \quad (2.83)$$

Konstanta vycházející ze Stokesovy věty pro uzavřený tok napětí: (2.84)

$$C = - \mathcal{G} \cdot G \cdot \frac{(R_s + t_1)^2 - (R_s - t_1)^2}{2 \cdot \ln\left(\frac{R_s + t_1}{R_s - t_1}\right)} = -0,2975 \cdot \frac{((340 + 15) + 15)^2 - ((340 + 15) - 15)^2}{2 \cdot \ln\left(\frac{(340 + 15) + 15}{(340 + 15) - 15}\right)} \doteq -37 \, 474,3$$

Maximální tečné napětí průřezu s uvažováním zaoblení trubkové části:

$$\tau_{ri} = \mathcal{G} \cdot G \cdot r_i + \frac{C}{r_i} \quad (2.85)$$

$$\tau_{r1} = \mathcal{G} \cdot G \cdot r_1 + \frac{C}{r_1} = \mathcal{G} \cdot G \cdot (R_s - t_1) + \frac{C}{(R_s - t_1)} = 0,2975 \cdot 340 + \frac{-37 \, 474,3}{340} \doteq -9,057 \text{ MPa}$$

$$\tau_{r2} = \mathcal{G} \cdot G \cdot r_2 + \frac{C}{r_2} = \mathcal{G} \cdot G \cdot (R_s + t_1) + \frac{C}{(R_s + t_1)} = 0,2975 \cdot 370 + \frac{-37 \, 474,3}{370} \doteq 8,805 \text{ MPa}$$

$$\tau_{K \max} = \max\{|\tau_{r1}|, \tau_{r2}\} = 9,057 \text{ MPa}$$

Dle grafu průběhů ohybového momentu na obr. 20: (2.86)

$$M_{o \max} = \frac{m_{TR} \cdot g \cdot l_A}{2} + (m_{HM} + m_d) \cdot g \cdot l_A = \frac{40 \cdot 9,81 \cdot 329}{2} + (45 + 42) \cdot 9,81 \cdot 329 \doteq 345 \, 341 \text{ Nmm}$$

Pomocí počítačového programu [38] byl stanoven kvadratický moment zvoleného průřezu v ohybu $J_z = 266\,951\,757,87 \text{ mm}^4$, kde největší poloměr ohybu je roven vnějšímu poloměru trubkové částí adaptéru, což je $R_o = 185 \text{ mm}$. Potom maximální ohybové napětí lze spočítat dle vztahu:

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max}}{J_z} \cdot R_o = \frac{345\,341}{266\,951\,757,87} \cdot 185 \doteq 0,239 \text{ MPa} \quad (2.87)$$

Celkové maximální napětí adaptéru dle Trescy:

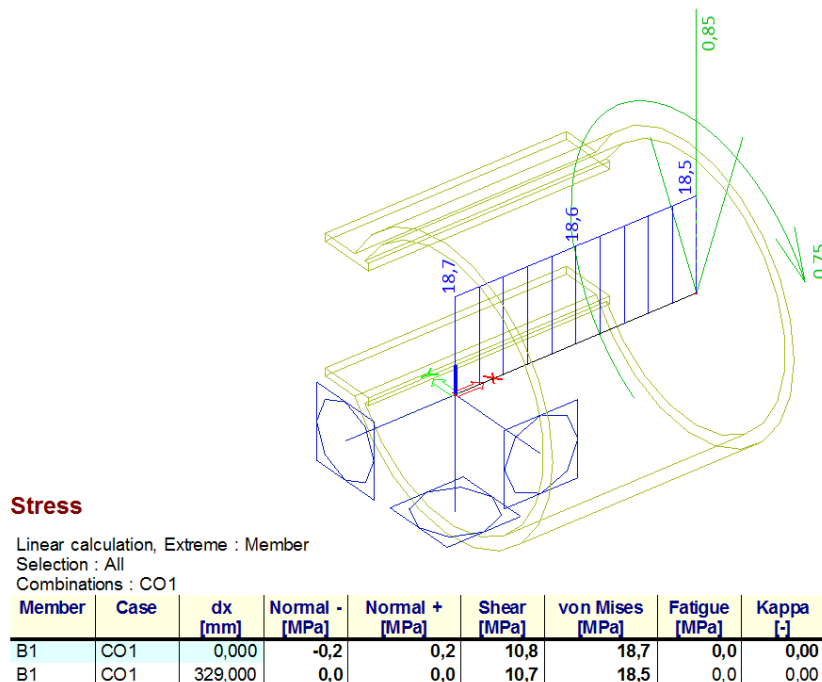
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o\max}^2 + 4 \cdot \tau_{K\max}^2} = \sqrt{0,239^2 + 4 \cdot 9,057^2} \doteq 18,1 \text{ MPa} \quad (2.88)$$

Ocel, ze které bude vyroben adaptér, je volena jako S235JR. Součinitel bezpečnosti je volen $k = 2$, mez kluzu pro míjivé namáhání smykem je převzato z tabulek [57], potom pro maximální dovolené napětí platí vztah:

$$\sigma_{Dov} = \frac{\sigma_K}{2} = \frac{140}{2} = 70 \text{ MPa} > \sigma_{red} \quad (2.89)$$

Z výpočtu je vidět, že maximální napětí na adaptéru je několikanásobně menší než dovolené napětí zvoleného materiálu. Čili navržené řešení adaptéru zcela vyhovuje.

Kontrola byla také provedena pomocí programu Scia Engineer 14 [55], ve kterém byl vymodelován řešený nosník a zatížen příslušnými silami.

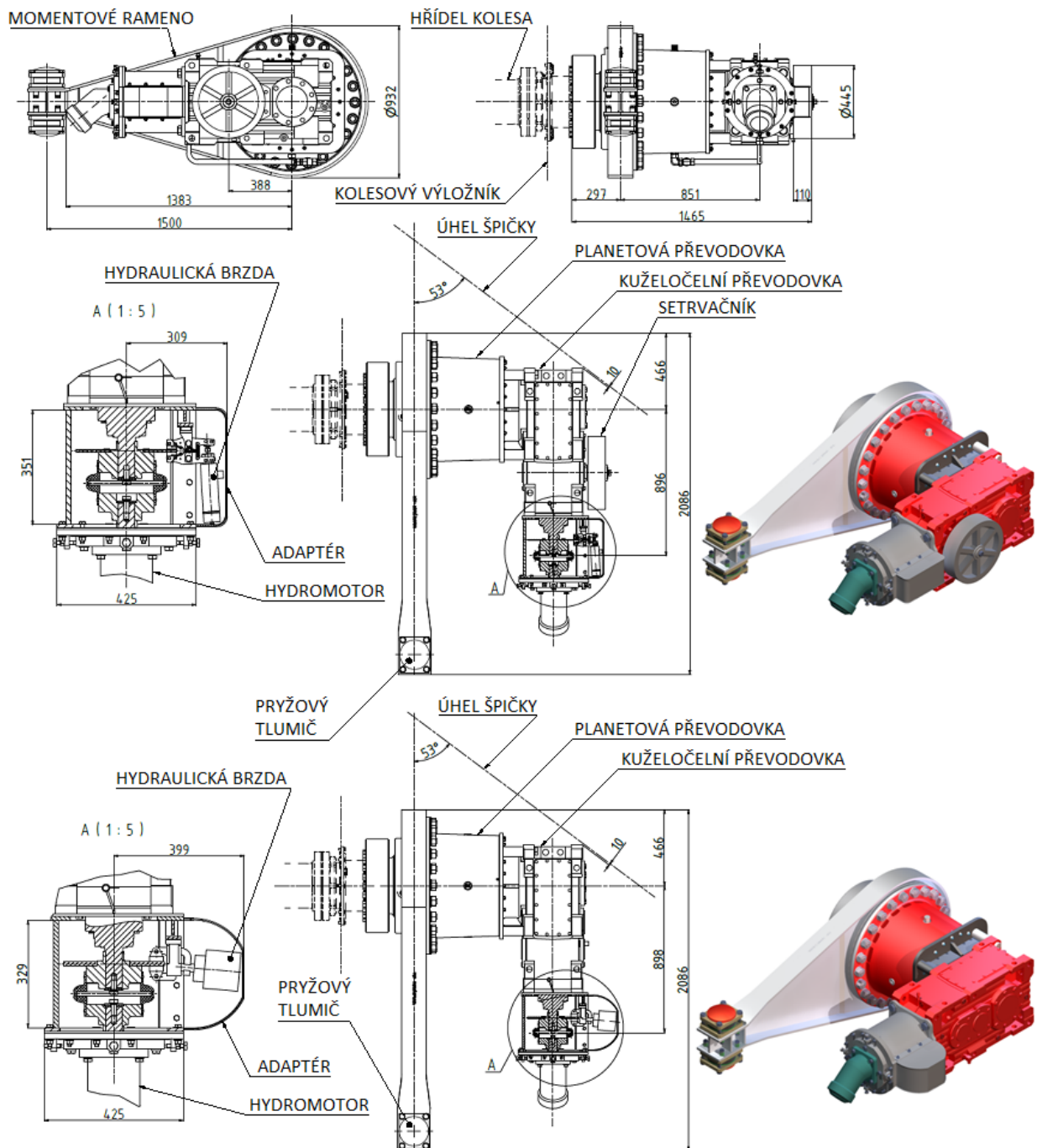


obr. 30.: Výpočtový model adaptéru a výsledné celkové napětí na nosníku

Z obrázku je patrné, že maximální tečné napětí dosahuje hodnoty 10,8 MPa, kdežto maximální celkové napětí činí 18,7 MPa, což se téměř shoduje s výsledky výpočtů uvedených výše.

2.8.7.3 Sestava pohonu a její parametry

Níže je uveden obrázek 31 znázorňující CAD model navržené sestavy. Primárně je zobrazena sestava se setrvačником a hydraulickou brzdou PIVKO, pro srovnávání je také uvedena varianta bez setrvačniku s brzdou ICP.



obr. 31: Sestava nepřímého hydropohonu varianty 7. SEW-H

2.9 Návrh nepřímého hydropohonu varianta 8. TGE-H

Analogicky jako u varianty č. 7. soustavu nepřímého hydropohonu tvoří menší hydromotor, pružná spojka, hydraulická brzda, mechanická převodovka a příslušný hydroagregát, viz obr. 24.

2.9.1 Volba převodového ústrojí nepřímého hydropohonu

Jelikož požadované výstupní otáčky a moment kola jsou u všech variant stejné a vybraný výrobce TGE nabízí pouze jednu možnou sestavu převodovek pro stejný jmenovitý výstupní moment dle rovnice (2.3), je zvolena stejná převodovka jako v kapitole 2.2.1. Parametry této převodovky jsou uvedené v tabulce č. 13.

Spojení hydromotoru a převodového ústrojí je realizováno stejně jako u předchozí varianty pomocí pružné spojky a adaptéru, který byl navržen a detailně popsán v kapitole 2.8.7.1. Rozměry adaptéru jsou upraveny pro připojovací rozměry vybrané převodovky od společností TGE. Byl zvětšen vnější průměr trubkové části adaptéru o 10 mm a na délku adaptér byl prodloužen o 121 mm.

2.9.2 Návrh hydromotoru nepřímého hydropohonu

Hodnota jmenovitých teoretických otáček hydromotoru byla zvolena $n'_{HM} = 1600 \text{ min}^{-1}$. Pracovní tlak hydromotoru je volen $p_{HM} = 23 \text{ MPa}$.

Požadovaný jmenovitý výstupní moment hydromotoru:

$$M_{HM} = \frac{M_K}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{125\,000}{244,85 \cdot 0,98^4} \doteq 553,485 \text{ Nm} \quad (2.90)$$

Jmenovitý geometrický objem hydromotoru:

$$V_{HM} = \frac{2\pi \cdot M_{HM}}{p_{HM} \cdot \eta_{HM}} = \frac{2\pi \cdot 553,485}{23 \cdot 0,95} \doteq 159,16 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.91)$$

Stejně jako u přechozích variant velikost průtoku v obvodu je řízena pomocí čerpadla v agregátu, proto je zvolen axiální pístový hydromotor s konstantním průtokem od společnosti Bosch Rexroth, který nese označení A2FM160. Charakteristiky tohoto hydromotoru jsou uvedeny v tab. 20 dle [49, str. 7].

2.9.3 Návrh hydroagregátu nepřímého hydropohonu

Požadovaný výstupní tlak čerpadla:

$$p_C = p_{HM} + \Delta p_C \doteq 230 + 7,06 \doteq 237,06 \text{ bar} \quad (2.92)$$

Maximální otáčky hydromotoru:

$$n_{HM} = n_{K \max} \cdot i_c = 6,402 \cdot 244,85 \doteq 1\,567,53 \text{ min}^{-1} \quad (2.93)$$

Požadovaný vstupní průtok zvoleného hydromotoru:

$$Q_{HM} = \frac{V_{HM} \cdot n_{HM}}{1\,000} = \frac{159,16 \cdot 1\,567,53}{1\,000} \doteq 249,488 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.94)$$

Požadovaný výstupní průtok čerpadla:

$$Q_{\check{c}} = \frac{Q_{HM}}{\eta_{\check{c}}} = \frac{249,488}{0,84} \doteq 297 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.95)$$

Požadovaný geometrický objem čerpadla:

$$V_{\check{c}} = \frac{Q_{\check{c}} \cdot 1\,000}{n_{dm}} = \frac{297 \cdot 1\,000}{1\,800} \doteq 165 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}} \quad (2.96)$$

Bylo vybráno axiální pístové regulační čerpadlo pro uzavřené hydraulické obvody SP180 od společnosti Bosch Rexroth, s parametry dle tab. 16. [46 str. 8,14,53].

Požadovaný výkon dieselového motoru čerpadla:

$$P_{dm} = \frac{p_{\check{c}} \cdot Q_{\check{c}}}{600} = \frac{237,06 \cdot 297}{600} \doteq 117,34 \text{ kW} \quad (2.97)$$

Požadovaný jmenovitý výstupní moment dieselového motoru:

$$M_{dm} = \frac{9550 \cdot P_{dm}}{n_{dm}} = \frac{9\,550 \cdot 117,34}{1\,800} \doteq 622,5 \text{ Nm} \quad (2.98)$$

Odhadovaný objem potřebné nádrže, včetně rezervy na chlazení, činí 210 litrů.

2.9.4 Návrh spojky

Pro spojení hydromotoru a převodovky je použita pružná spojka od společnosti Rexnord. Výpočet maximálního výstupního momentu hydromotoru vychází z nastavené hodnoty tlaku přepouštěcího ventilu v hydraulickém obvodu $p_{HM \max} = 35 \text{ MPa}$, která byla zvolena s ohledem na maximální dovolený tlak hydromotoru dle tab. 20 [49, str. 7].

$$M_{HM \max} = \frac{V_{HM} \cdot p_{HM \max} \cdot \eta_{HM}}{2\pi} = \frac{159,16 \cdot 35 \cdot 0,95}{2\pi} \doteq 842,26 \text{ Nm} \quad (2.99)$$

Ze stejných důvodů jako v kapitole 2.8.4 byla zvolena spojka Viva 245 od společnosti Rexnord, která má hodnotu jmenovitého momentu 938 Nm [51, str. 5].

2.9.5 Návrh parkovací brzdy

Stejně u varianty č. 7 nepřímého hydropohonu je volen čelistový typ hydraulické brzdy. Na přírubě spojky bude také umístěn brzdny kotouč, brzda pak bude připevněna na adaptéru.

Požadovaný brzdny moment hydraulické brzdy:

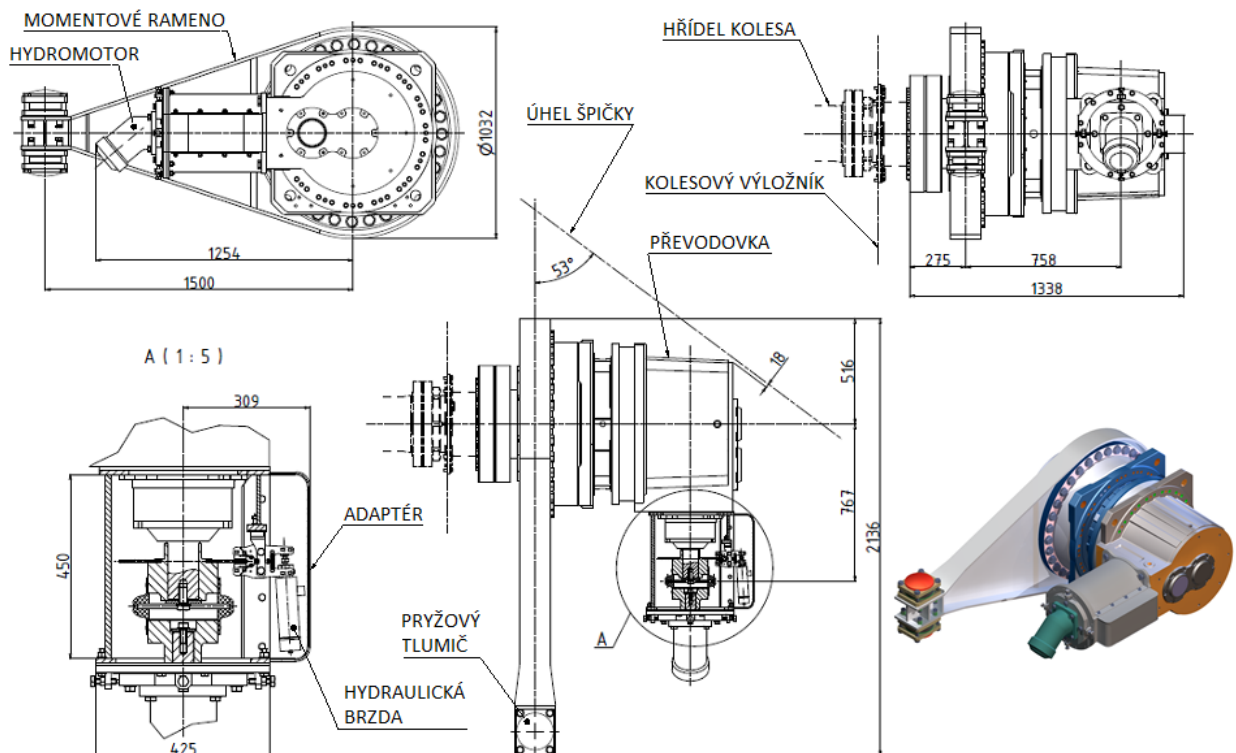
$$M_{BR} = \frac{M_B}{i_p \cdot \eta_p} \doteq \frac{18\,000}{244,85 \cdot 0,98^4} \doteq 79,7 \text{ Nm} \quad (2.100)$$

Na rozdíl od předchozí varianty nepřímého hydropohonu je délka adaptéru podstatně větší, takže je v tomto případě jednoznačně výhodnější použít brzdu od společnosti PIVKO, která má označení OCHS1-8-P [53].

Charakteristika této brzdy je znázorněna na obrázku 26. Dle grafu je patrné, že lze použít kotouč o průměru 200 mm. Avšak vzhledem k rozměrům zvolené spojky a umístění brzdy na adaptéru byly zvoleny následující parametry brzdnyho kotouče: průměr 310 mm a tloušťka kotouče 8 mm. Jmenovitý brzdny moment brzdy pak vychází 125 Nm, čímž je zajištěna malá rezerva.

2.9.5.1 Sestava pohonu a její parametry

Níže je uveden obrázek 32 znázorňující CAD model navržené sestavy.



obr. 32: Sestava nepřímého hydropohonu varianty 8. TGE-H

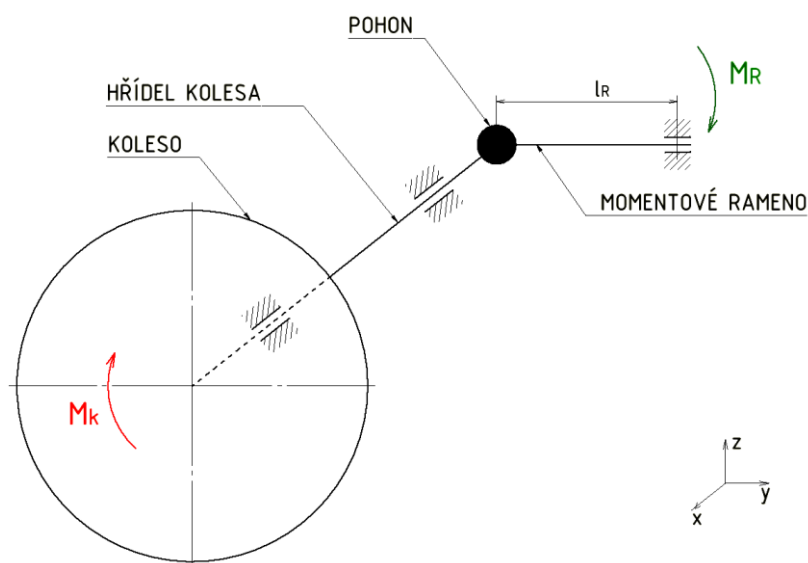
2.10 Návrh momentového ramene

Hlavní funkcí reakčního ramene je zajištění stálé polohy pohonu, aby nedocházelo k protáčení samotné sestavy pohonu, nýbrž otáčení pouze výstupního hřídele pohonu. Z toho plyne, že pohon není pevně vázán ke kolesovému výložníku. Výhodou takového řešení pohonu je skutečnost, že výstupní hřídel pohonu nemusí být dělený. V opačném případě, kdy pohon je umístěn přímo na ocelové konstrukci výložníku, výstupní hřídel musí být rozdělen na dva celky, spojené mezi sebou např. zubovou spojkou, která slouží pro vyrovnání polohy os spojených částí.

Jelikož výstupní moment u všech navržených pohonů je stejný, pro všechny varianty je navrženo jediné reakční rameno se stejnými průřezovými charakteristikami, jehož finální geometrie se upraví podle připojovacích rozměrů pro každou variantu zvlášť, aby byly zachovány naddimenzované průřezové charakteristiky momentového ramene.

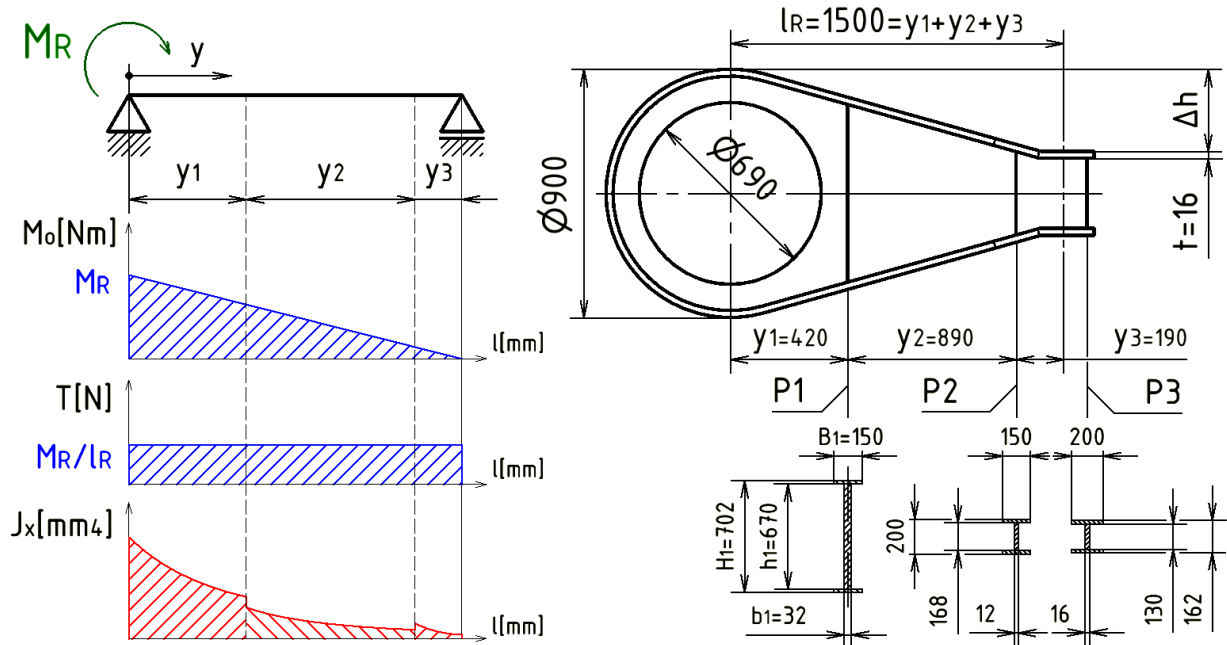
2.10.1 Návrh průřezových charakteristik momentového ramene

Umístění momentového ramene na pohonu je patrné z již uvedených obrázků navržených sestav pohonu. Obecně se rameno upevňuje co nejbližší k výstupnímu hřídeli např. na převodovce nebo pomaloběžném hydromotoru. Upevnění ramene je obvykle realizováno pomocí šroubů. Druhý konec ramene je posuvně uchycen v ocelové konstrukci kolesového výložníku pomocí předpražených pryžových bloků, jak je to vidět např. dle obr. 33. Níže je uvedeno zjednodušené schéma zástavbové situace na kolesovém výložníku rypadla.



obr. 33.: Zástavbová situace na kolesovém výložníku rypadla

Vzhledem k výše uvedenému obrázku výpočtový model momentového ramene si lze představit jako nosník na dvou podporách, jehož hlavní namáhání způsobuje jmenovitý krouticí moment kola. Níže je uveden výpočtový model momentového ramene, všechny rozměry jsou v mm.



obr. 34.: Výpočtový model momentového ramene

Výpočet redukovaného napětí na nosníku vychází ze jmenovitého krouticího momentu na kolese, kde maximální souč. přetížení $f_p = 1,5$ je uvažován podle navržených variant elektromechanického pohonu. U variant s hydropohonem je tento součinitel o něco nižší, dle nastavení maximálního tlaku na přepouštěcím ventilu.

Maximální reakční moment nosníku momentového ramene:

$$M_R = M_K \cdot f_p = 125\,000 \cdot 1,5 \doteq 187\,500 \text{ Nm} \quad (2.101)$$

Odvození závislostí ohybového napětí na podélné souřadnici nosníku:

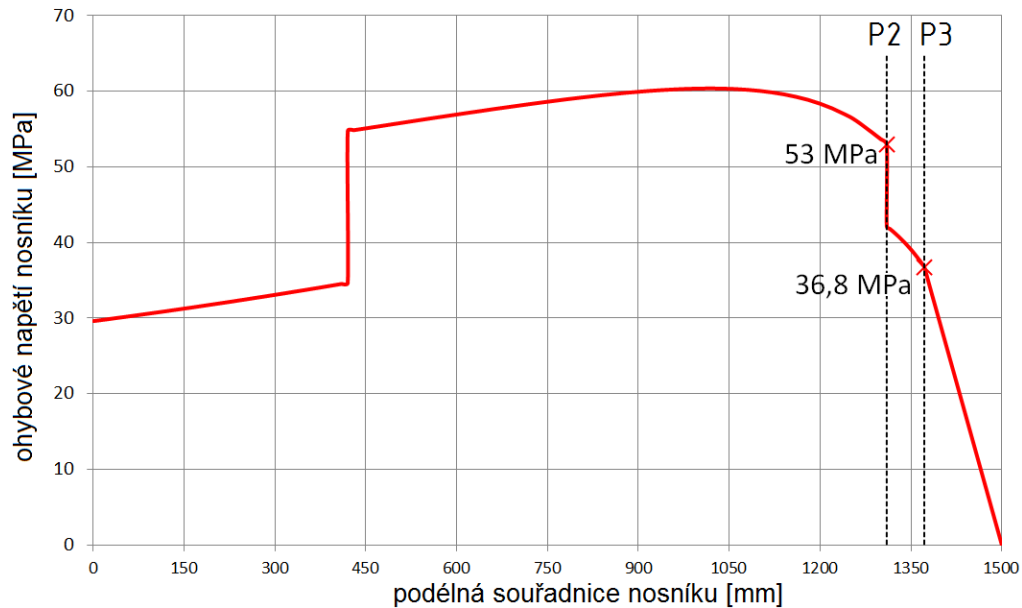
$$h_i(y) = h_0 - 2 \cdot \frac{y \cdot \Delta h}{y_i} = 900 - 2 \cdot \frac{y \cdot \Delta h}{y_i} \quad (2.102)$$

$$J_x(y) = \frac{1}{12} \cdot (B_i \cdot H_i^3 - \Delta b_i \cdot h_i(y)^3) = \frac{1}{12} \cdot [B_i \cdot (h_i(y) + 2 \cdot t)^3 - (B_i - b_i) \cdot h_i(y)^3] \quad (2.103)$$

$$M_o(y) = M_R - \frac{M_R \cdot y}{l_R} \quad (2.104)$$

$$\sigma_o(y) = \frac{M_o(y)}{W_o(y)} = \frac{2 \cdot M(y)}{J_x(y)} = \frac{24 \cdot \left(M_R - \frac{M_R \cdot y}{l_R} \right)}{B_i \cdot (h_i(y) + 2 \cdot t)^3 - (B_i - b_i) \cdot h_i(y)^3} \quad (2.105)$$

Po dosažení zvolených průřezových charakteristik momentového ramene vyšla následující závislost ohybového napětí na podélné souřadnici nosníku:



obr. 35.: Závislost ohybového napětí momentového ramene

Z grafu je patrné, že maximální ohybové napětí dosahuje hodnoty 60,4 MPa. Pro stanovení maximálního redukovaného momentu je také třeba stanovit hodnoty smykového napětí.

Smykové napětí od posouvající síly, která je konstantní po celé délce nosníku, dosahuje maximálních hodnot v nejmenších navržených průřezech P2 a P3.

Velikost posouvající síly dle obr. 34:

$$T_R = \frac{M_R}{l_R} = \frac{187\,500}{1,5} = 125\,000 \text{ N} \quad (2.106)$$

Maximální smykové napětí v průřezu P2 podle [56, str. 22]: (2.107)

$$\tau_{P2\max} = \frac{T_R \cdot \overline{S_{x2}}}{J_{x2} \cdot b_2(z)} = \frac{T_R \cdot [B_2 \cdot t \cdot (h_2 + t) \cdot 4 + b_2 \cdot h_2^2]}{J_{x2} \cdot b_2 \cdot 8} = \frac{125\,000 \cdot [150 \cdot 16 \cdot (168 + 16) \cdot 4 + 12 \cdot 168^2]}{45471232 \cdot 12 \cdot 8}$$

$$\tau_{P2\max} \doteq 60,28 \text{ MPa}$$

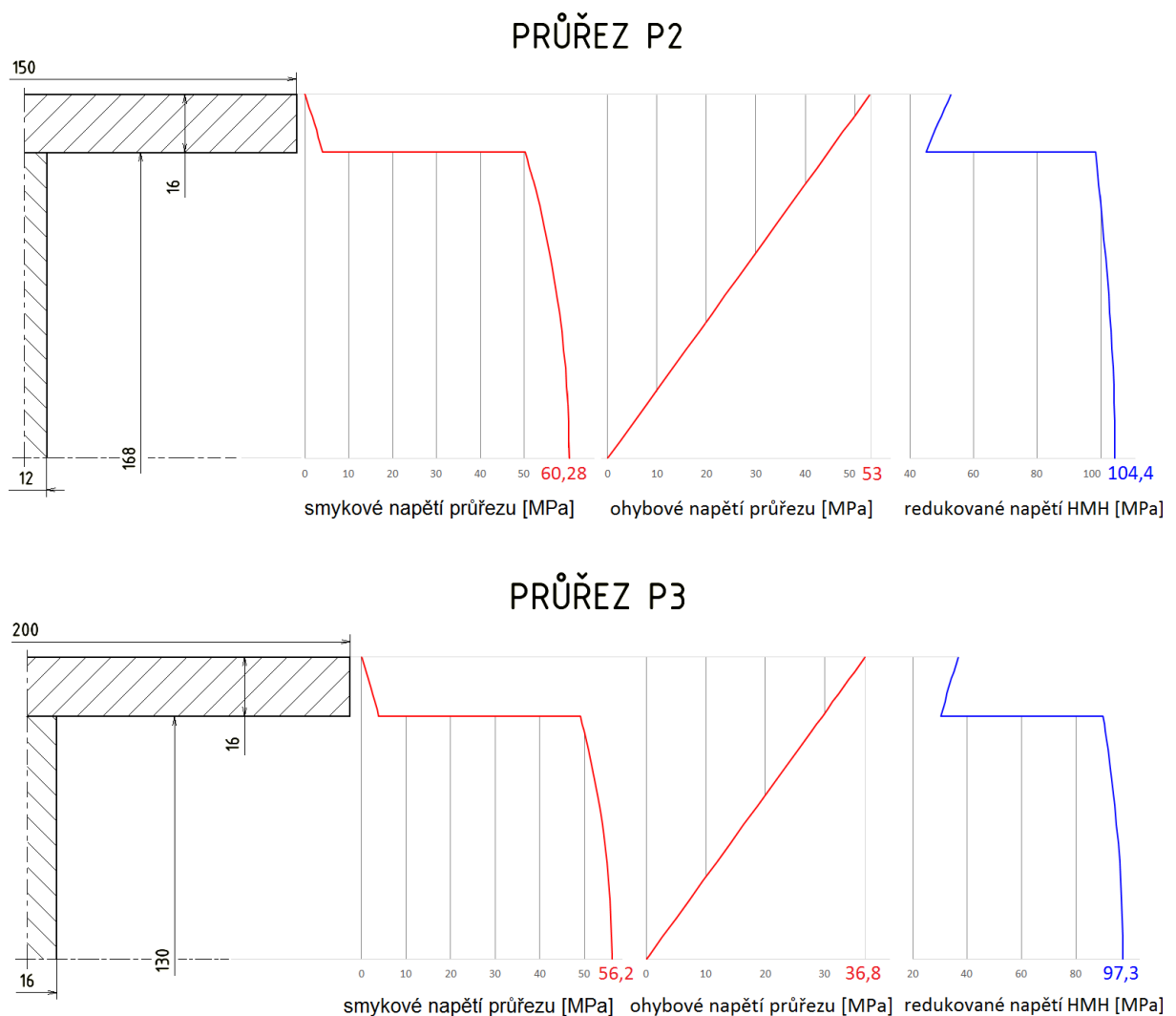
Maximální smykové napětí v průřezu P3 podle [56, str. 22]: (2.108)

$$\tau_{P3\max} = \frac{T_R \cdot \overline{S_{x3}}}{J_{x3} \cdot b_3(z)} = \frac{T_R \cdot [B_3 \cdot t \cdot (h_3 + t) \cdot 4 + b_3 \cdot h_3^2]}{J_{x3} \cdot b_3 \cdot 8} = \frac{125\,000 \cdot [200 \cdot 16 \cdot (130 + 16) \cdot 4 + 16 \cdot 130^2]}{37171467 \cdot 16 \cdot 8}$$

$$\tau_{P3\max} = 56,2 \text{ MPa}$$

Hodnoty kvadratických momentů průřezů J_{x2} a J_{x3} byly stanoveny dle již uvedené rovnice (2.103).

Z uvedených výpočtů je patrné, že dominantní namáhání ramene je způsobeno posouvající silou. Proto redukované napětí bude nabývat maximální hodnoty v jednom ze stanovených kritických průřezů. Níže je uveden obr. 36 průběhu jednotlivých složek napětí v kritických průřezech, ze kterých je stanoven průběh redukovaného napětí průřezu dle hypotézy HMM.



obr. 36.: Průběh napětí v kritických průřezích momentového ramene

Z obrázku je vidět, že redukované napětí nabývá své maximální hodnoty přesně uprostřed průřezu. Potom maximální redukované napětí momentového ramene dle hypotézy HMM lze stanovit podle následujícího vztahu:

$$\sigma_{P2\max} = \sqrt{\sigma_{P2\min}^2 + 3 \cdot \tau_{P2\max}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 60,28^2} \doteq 104,41 \text{ MPa} \quad (2.109)$$

$$\sigma_{P3\max} = \sqrt{\sigma_{P3\min}^2 + 3 \cdot \tau_{P3\max}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 56,2^2} \doteq 97,34 \text{ MPa} \quad (2.110)$$

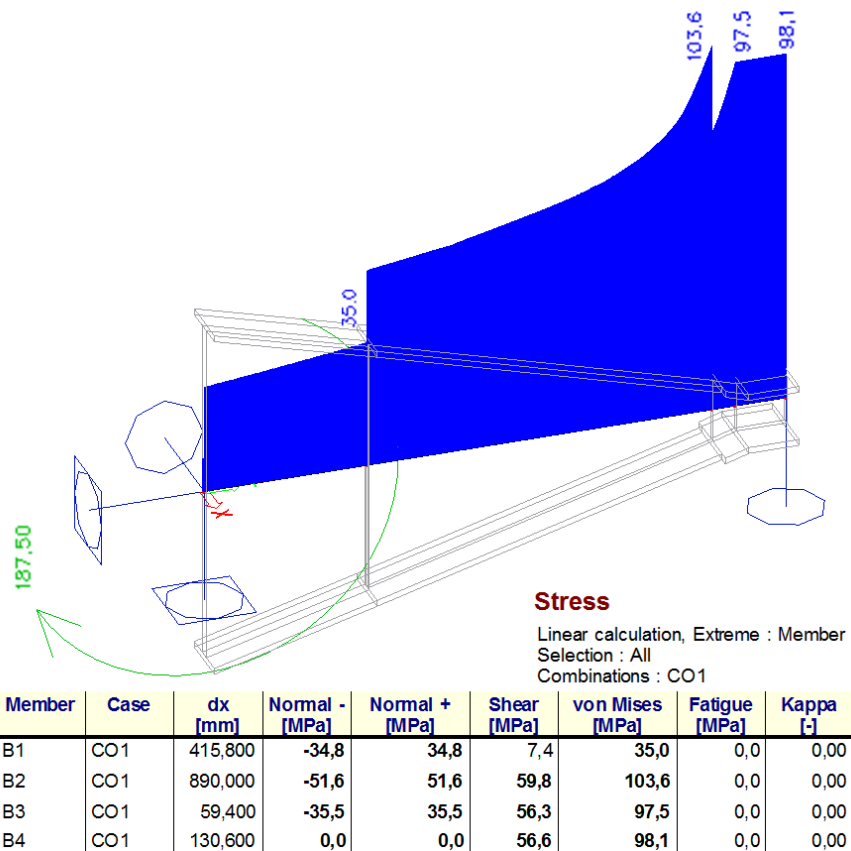
$$\sigma_{red\max} = \max\{\sigma_{P2\max}, \sigma_{P3\max}\} = 104,41 \text{ MPa} \quad (2.111)$$

Ocel, ze které bude vyrobeno momentové rameno, je volena jako S355JR. Součinitel bezpečnosti je volen $k = 1,5$, mez kluzu pro míjivé namáhání smykem je převzato z tabulek [57, str. 55]. Potom pro max. dovolené napětí vybrané oceli platí:

$$\sigma_{Dov} = \frac{\sigma_K}{k} = \frac{180}{1,5} \doteq 120 \text{ MPa} > \sigma_{red\max} \quad (2.112)$$

Z výpočtu je vidět, že rozměry momentového ramene jsou navrženy s dostatečnou rezervou. Navržené průřezy a rozměry vyhovují požadavkům.

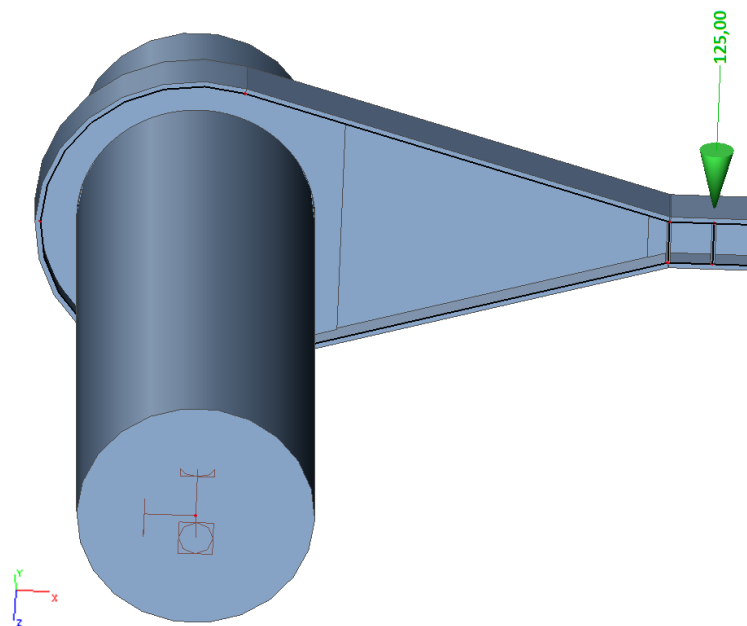
Kontrola byla také provedena pomocí programu Scia Engineer 14 [55], ve kterém byl výpočtový model momentového ramene řešen dvěma způsoby. Nejprve výpočtový model představuje nosník s proměnným průřezem, viz obr. 37.



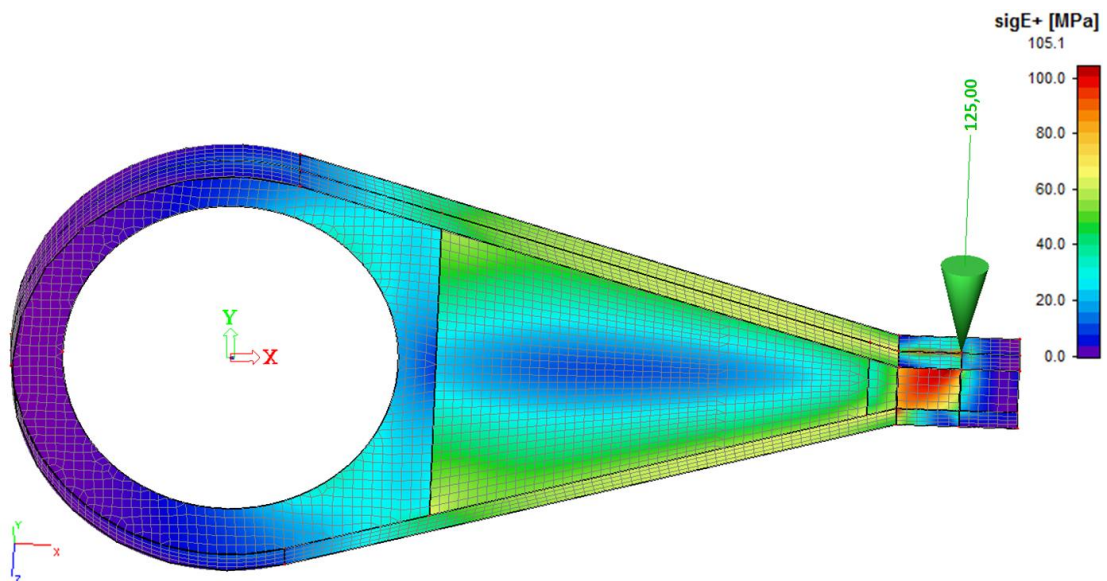
obr. 37.: Nosníkový model a jeho výsledné celkové napětí

Z obrázku je patrné, že maximální redukované napětí dosahuje hodnoty 103,6 MPa, což se téměř shoduje s výsledkem výše uvedených výpočtů.

Ve druhém případě představuje výpočtový model momentového ramene deskostěnový MKP model, který je znázorněn na obr. 38. Tento model by měl poskytnout realističtější výsledky rozložení napětí na momentovém rameni. Okrajové podmínky pro řešení napětí jsou dány použitými vazbami. Momentové rameno je pevně spojeno s hřídelí koleasa, jež má na jednom konci pevnou vazbu. Na volný konec momentového ramene působí síla dle (2.106). Situaci si lze představit jako vetknutý nosník namáhaný ohybem. Pro tvorbu sítě jsou využity deskové elementy čtvercového tvaru se zvolenou délkou hrany 20 mm, viz obrázek 39.



obr. 38.: Deskostěnový model momentového ramene



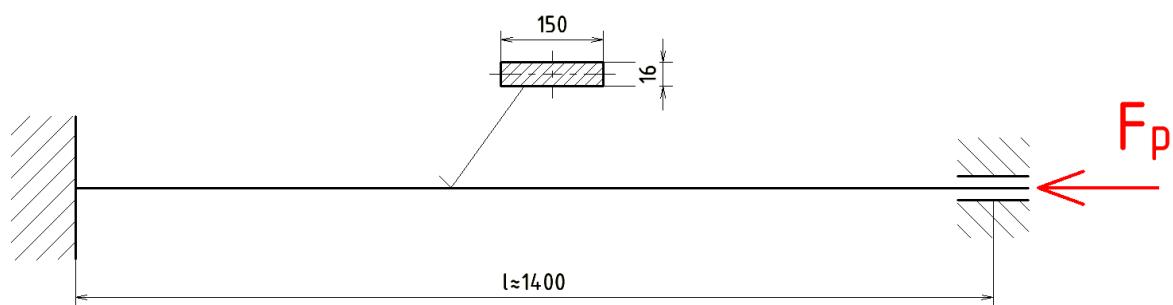
obr. 39.: Výsledné rozložení napětí deskostěnového modelu

Z výsledku výpočtu stanoveného na základě deskostěnového modelu dle obr. 39 je vidět, že celkové napětí dosahuje maximální hodnoty 105 MPa v průřezu P3 dle obr. 34. S tím, že pro zjednodušení modelu byla šířka horních plechů průřezu P3 zmenšena na 150 mm místo navržených 200 mm. Proto lze usoudit, že tento výsledek je zcela v souladu s výsledky, které byly stanoveny předešlými způsoby.

Rozdíl mezi deskostěnovým a nosníkovým výpočtovým modelem je pouze v průběhu napětí mezi průřezy P1 a P2 dle obr. 34. Lze to odůvodnit tím, že deskostěnový model na rozdíl od nosníkového počítá s tím, že namáhání v této oblasti je přenášeno natažením a stlačením vnějších plechů průřezu, kdežto střed průřezu zůstává téměř nezatížený.

Tím pádem lze navržené momentové rameno ještě upravit pomocí odebrání materiálu ze středu průřezu prostřední desky ramene, čili v desce o tloušťce 12 mm by se vyřízl odlehčovací otvor. Po konzultaci se zadavatelem bylo dohodnuto, že tato úprava ramene není nezbytná, protože v tomto případě je úspora 10 kg materiálu vůči celkové hmotnosti ramene 300 kg nepatrná. Navíc by se zvýšila náročnost výroby ramene, protože takový otvor by bylo třeba ovařit lemovacím plechem.

Na závěr ještě je provedena kontrola stability rovné částí vnějšího olamovacího plechu ramene, kde se kontroluje, jestli by nemohlo dojít ke vzpěru tohoto plechu a jeho vybočení. Kontrolovanou část plechu lze představit jako dlouhý nosník s obdélníkovým průřezem, jehož rozměry a délku lze odečíst z obr. 34. Na obrázku níže je uveden výpočtový model řešené problematiky.



obr. 40.: Výpočtový model obložení momentového ramene namáhaného vzpěrem

Z obrázku je patrné, že dle [58, str. 71] se jedná o čtvrtý případ ztráty stability, tím pádem součinitel uložení nosníku při vzpěru n_{vz} je roven 4. Pro vybranou ocel SR355JR je převzata z tabulek mez kluzu 230 MPa pro míjivé namáhání tlakem [57, str. 54], mez úměrnosti této oceli činí 185 MPa dle [57, str. 37]. Vzorce pro kontrolu stability plechu na vzpěr jsou převzaty z literatury [58, str. 74].

Maximální síla v ose prutu:

$$F_p = \sigma_{o\max} \cdot A = 60,4 \cdot 150 \cdot 16 = 144\,960 \text{ N} \quad (2.113)$$

Minimální kvadratický moment průřezu nosníku:

$$J_{\min} = \frac{1}{12} \cdot 150 \cdot 16^3 = 51\,200 \text{ mm}^4 \quad (2.114)$$

Mezní štíhlost nosníku:

$$\lambda_{mez} = \sqrt{\frac{n_{vz} \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{185}} \doteq 211,69 \quad (2.115)$$

Štíhlost řešeného nosníku:

$$\lambda_n = l \cdot \sqrt{\frac{A}{J_{\min}}} = 1\,400 \cdot \sqrt{\frac{150 \cdot 16}{144\,960}} \doteq 180,14 \quad (2.116)$$

Štíhlost řešeného nosníku je menší než mezní štíhlost, tzn. pro výpočet kritické síly je třeba použít vztah dle Tetmajera: (2.117)

$$F_{KR}^T = \sigma_{KR}^T \cdot A = \left(\sigma_K + \frac{\sigma_u - \sigma_K}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda_n \right) \cdot A = \left(230 + \frac{185 - 230}{211,69} \cdot 180,14 \right) \cdot 150 \cdot 16 \doteq 460\,096 \text{ N}$$

Vzpěrná bezpečnost navrženého obložení momentového ramene:

$$k_v = \frac{F_{KR}^T}{F_p} = \frac{460\,096}{144\,960} \doteq 3,17 > k_{vDov}^T = 3 \quad (2.118)$$

Vypočtená bezpečnost je větší než dovolená vzpěrná bezpečnost pro Tetmajerovou oblast dle [59, str. 19], čili ke ztrátě stability obložení momentového ramene by nemělo docházet. Ztráta stability byla také ověřena na základě navrženého deskostěnnového modelu dle obr. 38. Níže je uveden obr. 41 s výsledky analýzy stability modelu, která byla vytvořena ve stejném programu, který byl použit pro MKP analýzu.

...:POSUDEK STABILITY:...:

Klasifikace pro návrh dílce na vzpěr

Poznámka: Pro tento průřez je klasifikace pro návrh průřezu použita také pro návrh ztráty stability dílce.
=> průřez klasifikován jako třída 1 pro návrh dílce na vzpěr

Posudek klopení

Podle článku EN 1993-1-1 : 6.3.2.1. a vzorce (6.54)

Štíhlost nebo ohybový moment umožňují ignorovat účinky klopení podle EN 1993-1-1 článek 6.3.2.2(4)

Posudek boulení

v poli vzpěru 1

Podle článku EN 1993-1-5 : 5. & 7.1. a vzorce (5.10) & (7.1)

Štíhlost stojiny je taková, že není potřeba posudek ztráty stability smykem.

Prvek splňuje podmínky stabilitního posudku.

obr. 41.: Posudek stability děskostěnnového modelu momentového ramene [55]

3 Vícekriteriální metoda pro výběr vhodných variant

Z navržených variant je třeba vybrat ty, které nejvíc odpovídají požadavkům zadavatele. Jelikož elektromechanické a hydraulické pohony mají dost odlišné vlastnosti, porovnávají se zvlášť a výsledkem jsou dvě vybrané varianty.

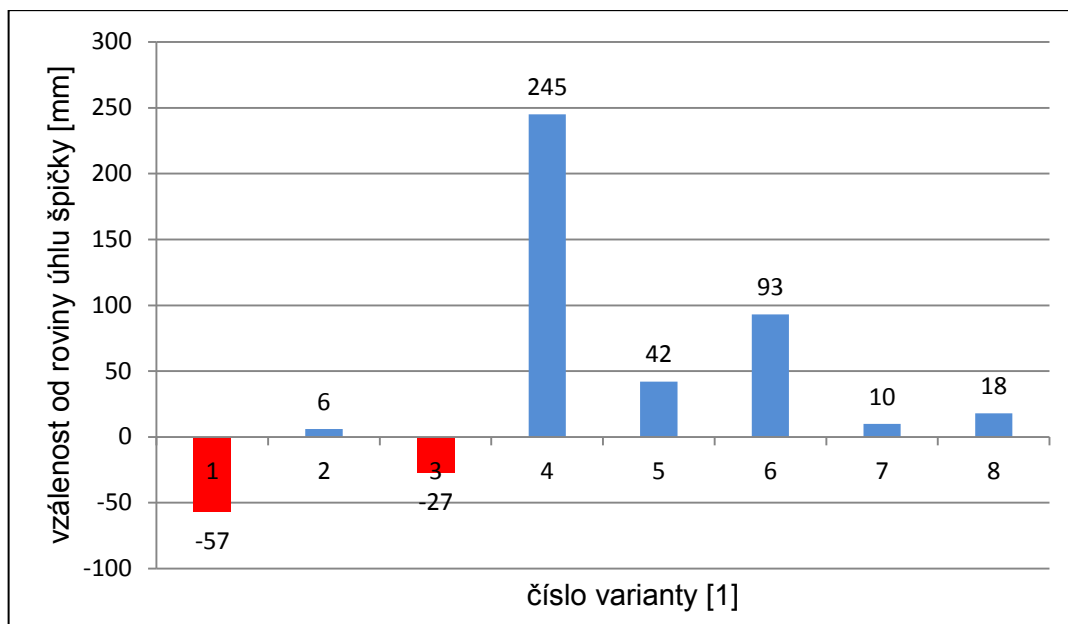
Pro porovnání jednotlivých variant je zvolena vícekriteriální vyhodnocovací metoda, konkrétně metoda váženého součtu WSA. Všechna kritéria a jejich váhy byly stanoveny na základě konzultací se zadavatelem a budou podrobně popsány v následující kapitole.

Postup vícekriteriální metody váženého součtu je převzat z [60, str. 5-14]. Obecně lze postup rozdělit na několik kroků. Nejdřív je třeba definovat vhodná srovnávací kritéria variant, potom je třeba stanovit váhu pro každé kritérium. Dále se vypočte normalizovaná kritériální matice, jejíž prvky vyjadřují hodnoty užítka každé varianty podle zvoleného kritéria. Následně je třeba stanovit ze všech kritérií dvě porovnávací varianty, jednu teoreticky nejlepší a druhou teoreticky nejhorší. V posledním kroku lze z vypočtené matice stanovit celkovou hodnotu užítka pro každou variantu a vybrat jednu nejvhodnější, jež má maximální hodnotu užítka ze všech variant.

3.1 Vytvoření soustavy kritérií

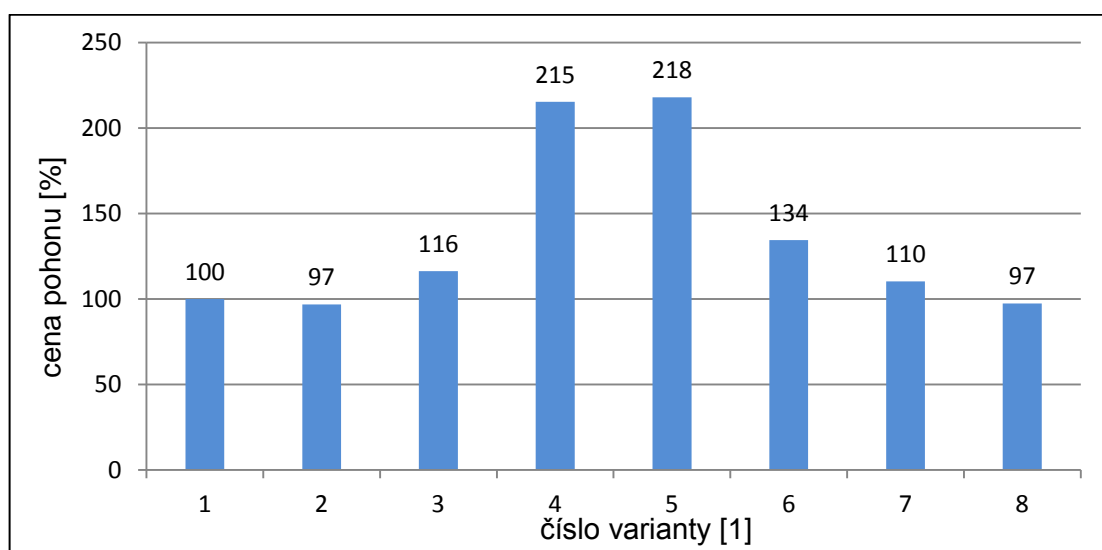
V prvním kroku jsou definována kritéria, dle kterých budou hodnoceny všechny navržené varianty pohonu, jak elektromechanické, tak i hydraulické. Pro hodnocení metodou váženého součtu je pak třeba všechna maximalizační kritéria převést na minimalizační. Byla definována následující kritéria:

vzdálenost pohonu od roviny úhlu špičky – tento parametr byl již popsán v odstavci 3.4.1. a vyjadřuje minimální vzdálenost pohonu vůči teoretické rovině svahu. Čím větší je vzdálenost pohonu od této roviny, tím víc splňuje požadavky zadavatele, čili kritérium je maximalizační. Záporná hodnota kritéria naopak vyjadřuje, jak moc požadavek nebyl dodržen. Nicméně záporná hodnota neznamena, že varianta pohonu je nepoužitelná, protože je to vždy závislé na konkrétní aplikaci rypadla, čili o kolik se budou lišit skutečné vlastnosti svahu těžené horniny vůči teoreticky určeným. Hodnoty parametru pro každou variantu jsou odečtené z CAD modelů, dle obrázků, jež byly uvedeny výše pro každé řešení pohonu. Na následujícím obrázku 42 jsou graficky znázorněny hodnoty tohoto kritéria pro všechny varianty:



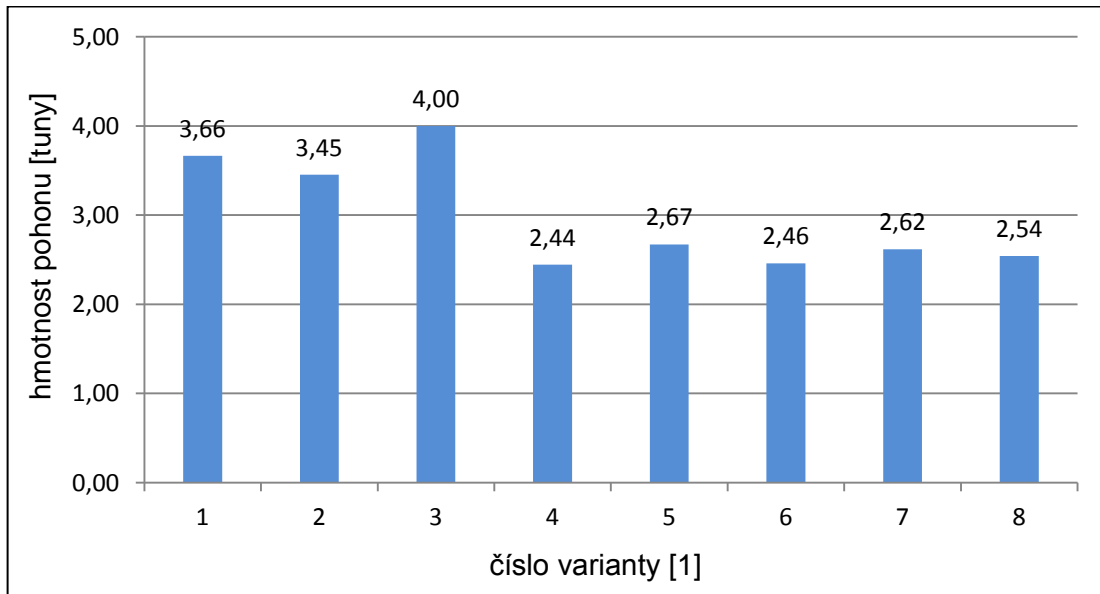
obr. 42.: Hodnoty kritéria vzdálenosti pohonu od roviny úhlu špičky

cena pohonu – cena přímo ovlivňuje celkovou cenu rypadla, a tím pádem i jeho konkurenceschopnost na trhu. Čím vyšší je cena, tím je menší celková užitečnost varianty, takže se jedná o minimalizační kritérium. Ceny jednotlivých variant pohonu byly stanoveny na základě cenových nabídek od vybraných výrobců. U elektromechanických variant pohonu je tvořena hlavní složka ceny cenou elektromotoru, frekvenčního měniče a převodovky. U hydropohonů má značný vliv na cenu vybraný hydroagregát a pomaloběžný hydromotor s brzdou popř. rychloběžný hydromotor s převodovým ústrojím. Na následujícím obrázku jsou ceny jednotlivých variant vyjádřeny v procentech, kde je referenční hodnotou zvolena cena varianty č. 1 SEW-E, jejíž cena představuje 100 %.



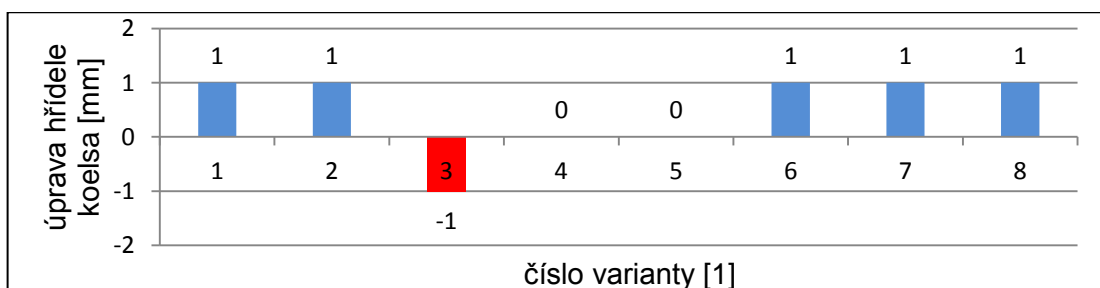
obr. 43.: Hodnoty kritéria ceny pohonu

hmotnost pohonu – celková hmotnost pohonu nepřímo ovlivňuje celkovou cenu rypadla, obecně – čím je rypadlo těžší, tím je dražší, čili kritérium je minimalizační. Navíc hmotnost na špičce kolesového výložníku také ovlivňuje robustnost konstrukce výložníku a v neposlední řadě hmotnost protizávaží na střední stavbě rypadla. Na následujícím obrázku jsou uvedeny hmotnosti jednotlivých variant, které byly stanoveny na základě modelů sestav pohonů.



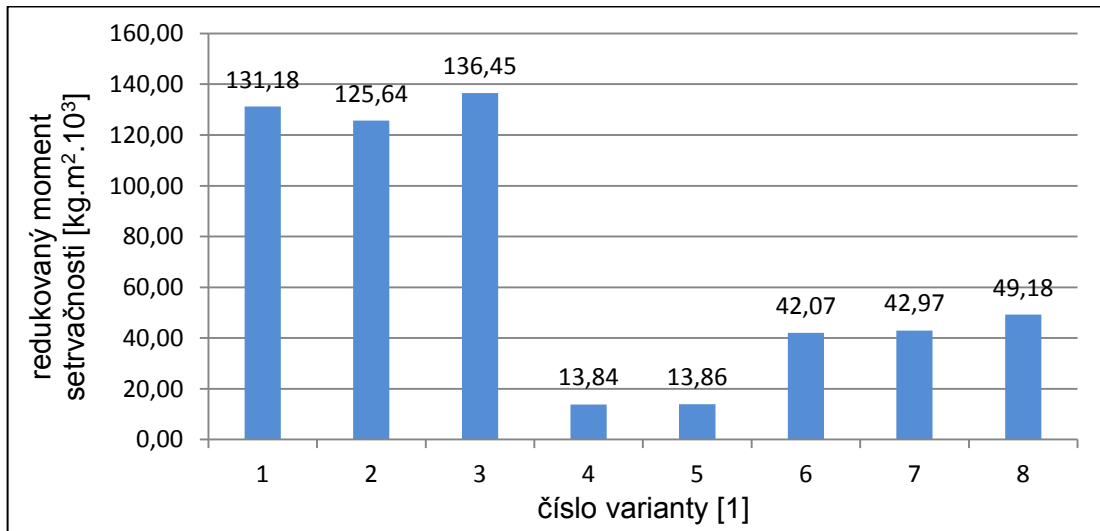
obr. 44.: Hodnoty kritéria ceny pohonu

úprava hřídele kola rypadla – hřídel kola rypadla představuje výstupní hřídel pohonu, základní parametry neupraveného hřídele určil zadavatel a jsou uvedeny v kapitole 2. Potřebnost úpravy hřídele zvyšuje výrobní náklady, proto jsou hodnoty kritéria určeny tak, aby se jednalo o maximalizační kritérium. Hodnota (-1) odpovídá případu, kdy je třeba upravit průměr hřídele kola, 0 říká, je požadovaná pouze menší úprava beze změny průměru, (+1) znamená, že hřídel není třeba nijak upravovat. Jednotlivé hodnoty kritéria variant jsou uvedeny na následujícím obrázku.



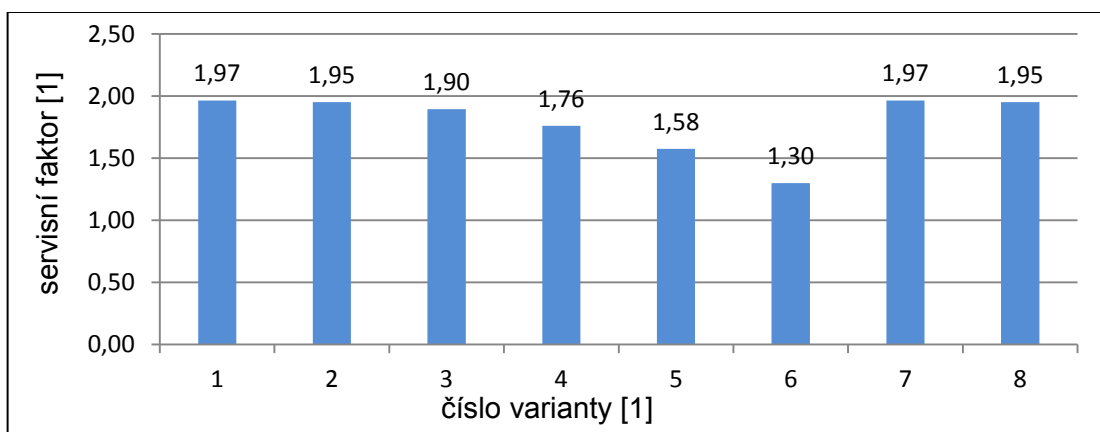
obr. 45.: Hodnoty kritéria úpravy hřídele kola

redukovaný moment setrvačností pohonu – redukovaný moment setrvačností je počítán na výstupní otáčky, čili na pracovní otáčky kola. Jak již bylo popsáno v rešerši, vyšší hodnota setrvačnosti umožňuje aplikovat rypadlo pro těžbu méně homogenních hornin s pevnými proplásty. Takže se jedná o maximalizační kritérium. Na následujícím obrázku jsou znázorněny hodnoty kritéria pro jednotlivé varianty, které byly vypočteny na základě vztahů (2.72) a (2.74).



obr. 46.: Hodnoty kritéria redukovaného momentu setrvačnosti

servisní faktor – servisní faktor zohledňuje poměr mezi jmenovitým pracovním momentem a maximálním dovoleným momentem pohonu. Servisní faktor ovlivňuje výslednou životnost pohonu, takže čím je vyšší hodnota servisního faktoru, tím je delší životnost pohonu. Proto se jedná o maximalizační kritérium. Jednotlivé hodnoty kritéria byly stanoveny na základě max. dovoleného momentu uvedeného v tabulce s hlavními charakteristikami vybrané převodovky, popř. hydromotoru, viz obr. 47.



obr. 47.: Hodnoty kritéria servisního faktoru

3.2 Výběr nejvhodnějšího elektromechanického pohonu

Nejdřív je vybraná nejvhodnější varianta elektromechanického pohonu, takže se vybírá z prvních třech navržených variant: SEW-E, TGE-E a Bonfiglioli. Kritéria již byla definována v předchozí kapitole, ale vzhledem k odlišným vlastnostem elektromechanického pohonu a hydropohonu, pro výběr elektromechanického řešení kritéria mají jinou váhu než u výběru řešení hydraulického.

3.2.1 Stanovení vah kritérií

Po konzultaci se zadavatelem práce byl stanoven maximální počet bodů, které může dostat nejdůležitější kritérium, což odpovídá hodnotě 10. Nejméně významné kritérium pak má počet bodů rovný podílu maximálního počtu bodů celkovým počtem zvolených kritérií. Dohromady bylo zvoleno 6 porovnávacích kritérií, takže nejméně významné kritérium dostalo 1,7 bodu. Tímto způsobem je určeno pořadí důležitostí jednotlivých kritérií a k nim přiřazené body:

vzdálenost pohonu od roviny úhlu špičky (10 bodů) – důležitost tohoto kritéria byla předepsána zadavatelem, jelikož, dle zkušeností navrhování kompaktních kolesových rypadel, obvykle u těchto strojů vychází velmi malá rezerva umístění pohonu vůči teoretické rovině svahu.

cena (8,3 bodů) – druhým nejdůležitějším kritériem je cena, protože to přímo ovlivňuje celkovou cenu stroje a tím pádem i jeho konkurenceschopnost.

hmotnost (6,7 bodů) – v tomto případě hmotnost je méně důležitá než cena, jelikož u elektromechanického řešení vždy je počítáno s vyšší hmotností a na rozdíl od ceny výrobce převodovek ji může ovlivnit pouze v nepatrném rozsahu.

úprava hřídele kola (5 bodů) – jak již bylo zmíněno, nutnost úpravy hřídele zvyšuje výrobní náklady rypadla a také snižuje univerzálnost pohonu, čili možnost okamžité výměny jednoho pohonu za jiný. Ovšem zde je vždy prostor pro diskuzi s výrobcem, kdy za vyšší cenu je téměř vždy možné geometrii převodovky upravit.

servisní faktor (3,3 bodů) – předposledním kritériem podle důležitosti je servisní faktor. U korečkových rypadel s elektromechanickým pohonem, z důvodu vysokého dynamického namáhání a setrvačných silových účinků, hodnota servisního faktoru nesmí být menší než 1,8, což potom odpovídá dostatečné životnosti převodovky. Tato podmínka byla dodržena u všech variant elektromechanického řešení.

redukovaný moment setrvačností (1,7 bodu) – nejméně významným kritériem je redukovaný moment setrvačnosti, jelikož jeho hodnota u elektromechanického řešení pohonů vychází opravdu velká a nadmíru dostačující.

Celkem bylo přiřazeno 35 bodů, z toho lze stanovit celkovou matici vah jednotlivých kritérií. Tato matice vznikne tak, že počet bodů každého kritéria se vydělí celkovým počtem přiřazených bodů.

tab. 22.: Matice vah kritérii elektromechanických variant pohonu

Kritérium	Váha
vzd. pohonu od roviny úhlu špičky	0,286
cena	0,238
hmotnost	0,190
úprava hřídele kola	0,143
servisní faktor	0,048
redukovaný moment setrvačností	0,095

$$K = \begin{bmatrix} 0,286 \\ 0,238 \\ 0,190 \\ 0,143 \\ 0,048 \\ 0,095 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

3.2.2 Výpočet normalizované kritériální matice

Nejdřív je třeba stanovit samotnou kritériální matici pro všechny varianty, kde příslušné hodnoty jsou převzaty dle grafů z obrázků kapitoly 3.1.

tab. 23.: Neupravená kritériální matice elektromechanických variant pohonu

Varianta	vzd. od roviny	cena	hmotnost	hřídel	faktor	red. moment
1. SEW-E	-57	100	3,66	1	1,97	131,18
2. TGE-E	6	97	3,45	1	1,95	125,64
3. Bonfiglioli	-27	116	4,00	-1	1,90	136,45
Povaha kritéria	max.	min.	min.	max.	max.	max.

Kritéria s minimalizační povahou je třeba převést na kritéria s maximalizační povahou. Lze to udělat tak, že se pro každou variantu odečte od hodnoty vybraného minimalizačního kritéria nejvyšší hodnota tohoto kritéria ze všech variant. Tím vzniká kritériální matice ve tvaru:

tab. 24.: Upravená kritériální matice elektromechanických variant pohonu

Varianta	vzd. od roviny	cena	hmotnost	hřídel	faktor	red. moment
1. SEW-E	-57	16	0,34	1	1,97	131,18
2. TGE-E	6	19	0,55	1	1,95	125,64
3. Bonfiglioli	-27	0	0	-1	1,90	136,45
Povaha kritéria	max.	max.	max.	max.	max.	max.

Maticový zápis upravené kriteriální matice:

$$Y = \begin{bmatrix} -57 & 16 & 0,34 & 1 & 1,97 & 131,18 \\ 6 & 19 & 0,55 & 1 & 1,95 & 125,64 \\ -27 & 0 & 0 & -1 & 1,90 & 136,45 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

V dalším kroku je třeba stanovit hodnoty matice hypoteticky ideální varianty:

$$X = [6 \quad 19 \quad 0,55 \quad 1 \quad 1,97 \quad 136,45] \quad (3.3)$$

Pro hodnoty matice hypoteticky bazální varianty platí:

$$H = [-57 \quad 0 \quad 0 \quad -1 \quad 1,90 \quad 125,64] \quad (3.4)$$

Pro jednotlivé prvky normalizované kriteriální matice platí vztah:

$$r_{ij} = \frac{Y_{ij} - H_j}{X_j - H_j}, \text{ např. } r_{11} = \frac{-57 - (-57)}{6 - (-57)} = 0 \quad (3.5)$$

Výsledný tvar normalizované kriteriální matice pro elektromechanické řešení:

$$R = \begin{bmatrix} 0 & 0,84 & 0,61 & 1 & 1 & 0,51 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0,81 & 0 \\ 0,48 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

3.2.3 Stanovení hodnot užítku jednotlivých variant

Vynásobí-li se normalizovaná kriteriální matice maticí vah kritérií. Tím vznikne matice vyjadřující celkové hodnoty užítku každé varianty:

$$u = R \cdot K = \begin{bmatrix} 0 & 0,84 & 0,61 & 1 & 1 & 0,51 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0,81 & 0 \\ 0,48 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0,286 \\ 0,238 \\ 0,190 \\ 0,143 \\ 0,048 \\ 0,095 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,58 \\ 0,93 \\ 0,18 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

3.2.4 Výběr nejvhodnější varianty

Z výsledku rovnice (3.7) plyne, že maximální hodnoty užítku 0,93 dosahuje varianta č. 2 TGE-E a je tedy nejvhodnější variantou pro řešení elektromechanického pohonu kola kompaktního kolesového rypadla. Další v pořadí je varianta č. 1 SEW-E, a nakonec varianta č. 3 Bonfiglioli. Rozdíl mezi vybranou variantou č. 2 TGE-E a ostatními variantami je velmi výrazný, čili se jedná o jednoznačný výběr.

3.3 Výběr nejvhodnějšího hydraulického pohonu

Nejvhodnější řešení hydraulického pohonu se vybírá stejným způsobem, který byl použit u výběru elektromechanické varianty pohonu. V tomhle případě se ale vybírá z 5 zbývajících variant, kde nadefinovaná kritéria mají jinou váhu vzhledem k odlišným vlastnostem hydropohonu.

3.3.1 Stanovení vah kritérií

Stejně jako v předchozím případě, maximální počet bodů nejdůležitějšího kritéria odpovídá hodnotě 10. Nejméně významné kritérium pak má počet bodů rovný podílu maximálního počtu bodů celkovým počtem zvolených kritérií. Jelikož je také použito 6 porovnávacích kritérií, pak nejméně významné kritérium má 1,7 bodu. Tímto způsobem je určeno pořadí důležitostí jednotlivých kritérií a k nim přiřazené body:

vzdálenost pohonu od roviny úhlu špičky (10 bodů) – stejně jako v předchozím případě, bylo toto kritérium stanoveno zadavatelem jako nejdůležitější.

hmotnost (8,3 bodů) – v tomto případě je druhým nejdůležitějším kritériem hmotnost, protože obecnou výhodou použití hydropohonu je značné snížení hmotnostní na konci kolesového výložníku.

cena (6,7 bodů) – třetím nejdůležitějším kritériem je cena, která vychází obecně vyšší než u elektromechanického řešení, kdy prioritou jsou lepší zástavbové rozměry a nižší hmotnost, za které je třeba připlatit.

úprava hřídele kola (5 bodů) – v tomto případě by výrazná úprava hřídele taktéž mohla komplikovat univerzálnost pohonu a zvýšit výrobní náklady. Proto kritérium po zohlednění třech předchozích se jeví jako nejdůležitější.

servisní faktor (3,3 bodů) – předposledním kritériem podle důležitosti je servisní faktor. Na rozdíl od elektromechanických pohonů většinou výrobce nepředepisují doporučenou hodnotou servisního faktoru. Je to dáno minimální hodnotou setrvačných účinků hydropohonu. Takže servisní faktor se volí podle zkušeností nebo z výpočtů minimální životností pohonu, kterou garantuje výrobce pro zvolenou aplikaci pohonu.

redukovaný moment setrvačností (1,7 bodu) – nejméně významným kritériem je opět redukovaný moment setrvačnosti. Je to dáno tím, že při návrhu hydropohonu je předem brán ohled na skutečnost, že hydraulické řešení má několikanásobně menší redukovaný moment setrvačnosti než řešení elektromechanické. Takže rypadlo je pak nasazeno pro těžbu výrazně homogenních hornin nebo pohon je naddimenzován na nejvyšší možnou hodnotu krouticího momentu kola pro danou horninu. Použití setrvačnicku se zatím v praxi vůbec neuplatnilo.

Celkem bylo přiřazeno 35 bodů, z toho lze stanovit celkovou matici vah jednotlivých kritérií. Tato matice vznikne tak, že počet bodů každého kritéria se podělí celkovým počtem přiřazených bodů.

tab. 25.: Matice vah kritérii pro varianty hydropohonu

Kritérium	Váha
vzd. pohonu od roviny úhlu špičky	0,286
hmotnost	0,238
cena	0,190
(úprava hřídele kola)	0,143
servisní faktor	0,048
redukovaný moment setrvačností	0,095

$$K = \begin{bmatrix} 0,286 \\ 0,238 \\ 0,190 \\ 0,143 \\ 0,048 \\ 0,095 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

3.3.2 Výpočet normalizované kritériální matice

Nejdřív je třeba stanovit samotnou kritériální matici pro všechny varianty, kde příslušné hodnoty jsou převzaty dle grafů z obrázků kapitoly 3.1.

tab. 26.: Neupravená kritériální matice pro varianty hydropohonu

Varianta	vzd. od roviny	hmotnost	cena	hřídel	faktor	red. moment
4. Hägglunds	245	2,44	215	0	1,76	13,84
5. Eaton	42	2,67	218	0	1,58	13,86
6. REDULUS	93	2,46	134	1	1,30	42,07
7. SEW-H	10	2,62	110	1	1,97	42,97
8. TGE-H	18	2,54	97	1	1,95	49,18
Povaha kritéria	max.	min.	min.	max.	max.	max.

Kritéria s minimalizační povahou je třeba převést na kritéria s maximalizační povahou. Lze to udělat tak, že se pro každou variantu odečte od hodnoty vybraného minimalizačního kritéria nejvyšší hodnota tohoto kritéria ze všech variant. Tím vzniká kritériální matice ve tvaru:

tab. 27.: Upravená kriteriální matice pro varianty hydropohonu

Varianta	vzd. od roviny	hmotnost	cena	hřídel	faktor	red. moment
4. Hägglunds	245	0,23	3	0	1,76	13,84
5. Eaton	42	0	0	0	1,58	13,86
6. REDULUS	93	0,21	83	1	1,30	42,07
7. SEW-H	10	0,05	108	1	1,97	42,97
8. TGE-H	18	0,13	120	1	1,95	49,18
Povaha kritéria	max.	max.	max.	max.	max.	max.

Maticový zápis upravené kriteriální matice:

$$Y = \begin{bmatrix} 245 & 0,23 & 3 & 0 & 1,76 & 13,84 \\ 42 & 0 & 0 & 0 & 1,58 & 13,86 \\ 93 & 0,21 & 83 & 1 & 1,30 & 42,07 \\ 10 & 0,05 & 108 & 1 & 1,97 & 42,97 \\ 18 & 0,13 & 120 & 1 & 1,95 & 49,18 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

V dalším kroku je třeba stanovit hodnoty matice hypoteticky ideální varianty:

$$X = [245 \quad 0,23 \quad 120 \quad 1 \quad 1,97 \quad 49,18] \quad (3.10)$$

Pro hodnoty matice hypoteticky bazální varianty platí:

$$H = [10 \quad 0 \quad 0 \quad -1 \quad 1,30 \quad 13,84] \quad (3.11)$$

Pro jednotlivé prvky normalizované kriteriální matice platí vztah:

$$r_{ij} = \frac{Y_{ij} - H_j}{X_j - H_j}, \text{ např. } r_{11} = \frac{245 - 10}{245 - 10} = 1 \quad (3.12)$$

Výsledný tvar normalizované kriteriální matice pro elektromechanické řešení:

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0,02 & 0,5 & 0,69 & 0 \\ 0,14 & 0 & 0 & 0,5 & 0,42 & 0,0006 \\ 0,35 & 0,94 & 0,69 & 1 & 0 & 0,80 \\ 0 & 0,24 & 0,89 & 1 & 1 & 0,82 \\ 0,03 & 0,58 & 1 & 1 & 0,98 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

3.3.3 Stanovení hodnot užítku jednotlivých variant

Vynásobí-li se normalizovaná kriteriální matice maticí vah kritérií. Tím vznikne matice vyjadřující celkové hodnoty užítku každé varianty:

$$u = R \cdot K = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0,02 & 0,5 & 0,69 & 0 \\ 0,14 & 0 & 0 & 0,5 & 0,42 & 0,0006 \\ 0,35 & 0,94 & 0,69 & 1 & 0 & 0,80 \\ 0 & 0,24 & 0,89 & 1 & 1 & 0,82 \\ 0,03 & 0,58 & 1 & 1 & 0,98 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0,286 \\ 0,238 \\ 0,190 \\ 0,143 \\ 0,048 \\ 0,095 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,67 \\ 0,15 \\ 0,64 \\ 0,5 \\ 0,62 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

3.3.4 Výběr nejvhodnějších varianty

Z výsledku rovnice (3.14) plyne, že maximální hodnoty užítku 0,67 dosahuje varianta č. 4 Hägglunds a je tedy nejvhodnější variantou pro řešení hydraulického pohonu kola kompaktního kolesového rypadla. Další v pořadí je varianta č. 6 REDULUS, za ní následuje varianta č. 8 TGE-H, potom varianta č. 7 SEW-H a nakonec varianta č. 5 Eaton. Nicméně rozdíl mezi celkovými hodnotami užítku jednotlivých variant není tak výrazný, jako v předchozím případě při porovnání hodnot užítku elektromechanických variant řešení. S určitou rezervou varianty č. 6 a č. 8 by se dalo označit jako alternativní řešení řešeného pohonu.

Ačkoliv nakonec byla vybrána varianta č. 4 Hägglunds jako nejvhodnější řešení hydropohonu, dá se konstatovat, že v případě menší změny požadavků zadavatele nebo menší změny vlastnosti alternativních variant, např. při dohodnutí slevy na ceně nebo v důsledku vývoje nových lehčích konstrukcí převodovek, by už vybraná varianta nemusela být tou nevhodnější.

Hlavní důvod, proč byla vybrána právě varianta č. 4 Hägglunds, ačkoliv rozdíl v užitečnosti oproti alternativním variantám je malý, je dán faktem, že pokud by se objevilo jiné náhradní řešení parkovací brzdy u hydromotoru Hägglunds, než které dokáže poskytnout výrobce, výrazně by se to odrazilo na vlastnostech pohonu. Především by se výrazně snížila cena, protože vybraná brzda stojí stejně jako samotný hydromotor, tím by se také zmenšily zástavbové rozměry, protože brzda má značnou velikost oproti hydromotoru. Také by se to výrazně odrazilo na celkové hmotnosti pohonu, protože brzda váží 670 kg. Pro spojení hydromotoru a hřídele kola by šel použit místo drážkování svěrný spoj. Jelikož vzdálenost pohonu od úhlu špičky rypadla, hmotnost a cena jsou nejdůležitějšími kritérii, v takovém případě by jednoznačně zvítězila tato varianta.

Náhradní řešení brzdy je již projednáváno s výrobcem hydromotoru, avšak zatím se nedospělo k jednoznačnému závěru.

4 Závěrečné zhodnocení a shrnutí výsledků

Diplomová práce byla zaměřena na návrh pohonu kola kompaktního kolesového rypadla na základě vstupních parametrů a požadavků zadavatele práce. Jako výchozí bod práce byla vypracovaná velmi podrobná rešerše ohledně všech způsobů realizace pohonu kola kompaktních kolesových rypadel. Na základě poznatků získaných z rešerše a požadavků plynoucích ze zadání bylo vypracováno několik variant řešení pohonu kola rypadla. Varianty lze rozdělit na dvě skupiny podle rozdílných vlastností a provedení pohonu, na pohony elektromechanického a hydraulického typu, které lze ještě rozdělit na hydropohony přímé a nepřímé.

Celkem bylo navrženo 8 různých variant, z toho 3 varianty elektromechanické a 5 variant hydraulických, z nichž 2 se řadí mezi přímé hydropohony a zbývající 3 jsou koncipované jako hydropohony nepřímé. Pro porovnání variant byla zvolena vícekritériální metoda váženého součtu WSA, kde všechna kritéria a jejich váhy byly konzultovány a vybrány spolu se zadavatelem práce. Pomocí této metody byly stanoveny hodnoty funkce užitku každé varianty, na jejichž základě byly vybrány dvě nejvhodnější varianty řešení pohonu kola.

Jako nejvhodnější řešení elektromechanického pohonu kola kompaktního kolesového rypadla byla vybrána sestava pohonu, kterou tvoří elektromotor se zabudovanou parkovací brzdou od společností ABB napojený přes kombinaci pružné a bezpečnostní spojky na planetovou převodovku od společností TGE se vstupním kuželočelním stupněm, která je zachycena na kolesovém výložníku rypadla pomocí momentového ramene.

Jako nejvhodnější řešení hydraulického pohonu kola kompaktního kolesového rypadla byla nakonec vybrána sestava pohonu, kterou tvoří pomaluběžný vysokomomentový radiální pístový hydromotor Hägglunds od společnosti Bosch Rexroth, jenž je zachycen na kolesovém výložníku pomocí momentového ramene a na jeho výstupu je umístěna hydraulická parkovací brzda od téhož výrobce.

V rámci diplomové práce byly navrženy varianty pohonu kola kompaktního kolesového rypadla, včetně pevnostních výpočtů dílčích konstrukčních uzlů: momentového ramene a adaptéru. Pro dvě vybrané varianty řešení pohonu kola rypadla byly vypracovány sestavné výkresy, viz příloha č. 1 a č. 2. Náhled CAD modelů všech navržených variant pohonu kola je k dispozici v příloze č. 3. Níže je uvedeno několik konkrétních závěrů týkajících se důležitých bodů řešené problematiky.

4.1 Obecný poznatek z navrhování nestandardních pohonů

Nestandardními pohony se rozumí pohony pro specifické stroje, jako jsou rypadla, velkoobjemové drtiče, vysoce výkonné pohony pro energetický a těžební průmysl apod.

Při navrhování takovýchto pohonů je třeba počítat s tím, že výrobce např. převodovek nebo hydromotorů, vždy nechává určité know-how pro sebe. Zejména jde o detailní kontrolu oteplení nebo stanovení výsledné životnosti. Proto řešitel není schopen určit, do jaké míry je nabízené řešení objektivní, jestli volba větší velikosti strojního zařízení byla opravdu nezbytná, nebo je v tom také interní politika výrobce. Konkrétním příkladem je návrh převodovek pro hydropohony varianty č. 7 SEW-H, kdy byla na poslední chvíli změněna velikost domluvené dvoustupňové převodovky X2KS140 na větší třístupňovou převodovku X3KS140 v důsledku detailní kontroly oteplení převodovky. Ačkoliv v tomto případě šlo opravdu o opodstatněnou změnu, řešitel neměl možnost, jak ji předvídat a ušetřit hodiny práce.

4.2 Poznatek z navrhování elektromechanických pohonů

Poznatek plyne z výsledku porovnání navržených variant elektromechanického pohonu, kdy s velkým odstupem varianta č. 2 TGE-E předčila ostatní dvě varianty SEW-E a Bonfiglioli, což bylo dáno především mnohem příznivější vzdáleností pohonu od roviny úhlu špičky rypadla. Vybraná převodovka od společnosti TGE je realizována jako planetová převodovka se zabudovaným kuželočelním stupněm na vstupu. Zatímco převodovky SEW a Bonfiglioli se skládají ze dvou dílčích celků, čelní třístupňové převodovky a dvoustupňové planetové převodovky. Z toho plyne, že pokud chceme ušetřit místo na pohonu kola, není výhodný volit převodovku, která je složena z několika dílčích převodovek, nýbrž je výhodnější preferovat převodovku, jejíž převodové stupně mají společnou nerozebíratelnou konstrukci.

Zdánlivou výhodou převodového ústrojí, které je složeno z dílčích převodovek, je možnost snadnější výměny některé z částí v případě poruchy, nebo to také může zvyšovat počet možných kombinací převodovek a tím pádem i jejich univerzálnost. Avšak toto pravidlo se v této práci nepotvrdilo, protože při navrhování varianty č. 1 SEW-E, kdy bylo s výrobcem dlouho projednáváno řešení s menší kuželočelní převodovkou KF127 místo KF157, nakonec bylo řešení výrobcem zamítnuto

z důvodu, že nejsou schopni technicky realizovat spojení kuželočelní převodovky KF127 s nejmenší možnou planetovou převodovkou PHF072, která má celkový převod rovný 20, přičemž celá varianta s KF127 už byla detailně zpracována a měla dokonce lepší parametry než vítězná varianta č. 2 TGE-E.

4.3 Poznatek z navrhování hydropohonů

Hlavním úskalím při navrhování hydropohonů je „slepé pásmo“ mezi pohony s rychloběžnými a pomaluběžnými hydromotory, které si lze představit jako absenci možnosti katalogového řešení se středně výkonnými hydromotory. Rychloběžné hydromotory nejsou schopny pracovat s vysokými momenty, a tak je vždy nutno použít převodovku větších rozměrů. Na druhou stranu jsou pomaluběžné hydromotory výrazně dražší než řešení s nepřímým hydropohonem a většinou vyžadují použití speciálního maziva. Ve výsledku to znamená, že je třeba mít rozdělené centrální hydroagregát stroje a agregát pomaluběžného hydromotoru.

Nejvhodnějším řešením by byl kompromis – středně rychlý hydromotor, který dokáže vyvinout středně velký moment a který by byl napojen na převodovku s menším převodovým číslem. Avšak pořád je problematické najít hydromotor s takovými parametry a ještě větším úskalím je vybrat vhodnou převodovku. Totiž převodovka, která má malý převodový stupeň, středně velký vstupní moment a velký výstupní moment, není katalogovou záležitostí, vede to k zakázkové výrobě a ztrácí se výhoda nižší ceny rychlejších hydromotorů oproti pomaluběžným.

4.4 Poznatek z vybírání nejvhodnějšího řešení

U uvedeného způsobu volby kritérií a určování jejich vah je třeba poznamenat, že tento způsob není univerzální. Vždy je to závislé na konkrétní nabídce stroje a požadavcích zákazníka. V některých případech je požadavek na minimální cenu, menší hmotnost nebo vyšší výkon, takže při navrhování pohonu je na to třeba brát zřetel. Není od věci mít více různých pohonů s velmi odlišnými vlastnostmi, ačkoliv výhody některé z variant nemusí hned najít uplatnění.

V této práci nebyla zahrnuta řešení se zakázkovou výrobou převodovek, protože by se nejednalo o samostatné řešení. Avšak v praxi je třeba pamatovat, že ne vždy katalogové řešení je tím nejlepším. V některých případech je výhodnější si nechat navrhnout zcela speciální, ale také dražší řešení na míru.

Seznam použité literatury

- [1] DOMBROVSKIJ, N. *Mnogokovshovyje ekskavatory. Konstrukcii, tjeorija i raschjot.* Moskva: izdatelstvo «Mashinostrojenije», 1972. 432 s.
- [2] FRIES, Jiří. *Zemní stroje* [online]. Vydání první. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2567-0. [cit. 2014-10-22]. Dostupné z: http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/ZS/TEXT/Zemni_stroje_340-0333_www.pdf
- [3] STARÝ, Jaromír aj. *Surovinové zdroje České republiky: nerostné suroviny 2013.* Vydání první. Praha: Ministerstvo životního prostředí České republiky, 2013. 305 s. ISBN: 978-80-7075-854-0.
- [4] BERAN, Antonín. *Surovinová politika České republiky* [online]. Vydání první. Praha: Ministerstvo průmyslu a obchodu, 2012. [cit. 2014-10-22]. Dostupné z: <http://www.spoj.org/data/files/surovinovapolitika072012.pdf>
- [5] VRBA, Tomáš. Nové české kompaktní rýpadlo jde do světa. *Hornické listy: časopis zaměstnanců skupiny SD* [online]. Zář 2014, číslo 4, str. 28. Chomutov: Severočeské doly, a. s. [cit. 2014-11-02]. Dostupné z: <http://www.hornicke-listy.cz/archiv/HL04-2014.pdf>
- [6] KASZTELEWICZ, Zbigniew; SYPNIEWSKI, Szymon; ZAJĄCZKOWSKI, Maciej. Porównanie koparek kompaktowych i tradycyjnych. *POROZUMIENIE PRODUCENTÓW WĘGLA BRUNATNEGO* [online]. PPWB, © 2010. [cit. 2014-11-02]. Dostupné z: <http://www.ppwb.org.pl/wb/71/5.php>
- [7] Model of a bucket-wheel excavator. *Technisches Museum Wien* [online]. TMW, 2012. [cit. 2015-06-14]. Dostupné z: <http://www.technischesmuseum.at/object/modell-schaufelradbagger>
- [8] KOTROVSKIJ, Mihail aj. Kompaktnyje rotornyje ekskavatory firmy KRUPP. *Gornaja Promyshlennost* [online]. 1999, №1, Moskva: Nauchno-Proizvodstvjenaja kompanija «Gemos Limited». [cit. 2014-11-02]. Dostupné z: <http://www.mining-media.ru/ru/article/karertekh/2037-kompaktnye-rotornye-ekskavatory-firmy-krupp>
- [9] DURST, Walter; VOGT, Werner. *Bucket Wheel Excavator.* Vol. 7. Clausthal-Zellerfeld: Trans Tech Publications, 1988. ISBN: ISBN 0-87849-075-2.
- [10] IOFFE, Aleksandr. Voronezhskie ekskavatory: nachalo puti. *WWW.TECHSTORY.RU* [online]. TechStory.ru, ©2002. [cit. 2014-11-03]. Dostupné z: http://www.techstory.ru/fin/veks_03.htm

- [11] KUZIN, E. Tehnika VNIIstrojdomasha: ot rozhdenija do nashih dnjej. *Stroitelnyje i dorozhnyje mashiny* [online]. 2014, №7, s. 56-57. Ekaterinburg: Agentstvo «Ural-Press». [cit. 2014-11-04]. Dostupné z: <http://www.sdmpress.ru/online/820142597.pdf>
- [12] KOTROVSKIJ, Mihail aj. Rotornyje ekskavatory proizvodstva ZAO «Garant». *Gornaja Promyshlennost* [online]. 2008, №2, s. 36. Moskva: Nauchno-Proizvodstvjenaja kompanija «Gemos Limited». [cit. 2014-11-04]. Dostupné z: <http://www.mining-media.ru/ru/article/karertekh/796-rotornye-ekskavatory-proizvodstva-zao-garant>
- [13] Garant ER. *Maksi ekskavator.ru* [online]. MAKSI Ekskavator Ru, © 2007. [cit. 2014-11-05]. Dostupné z: http://maxi-ekskavator.ru/excapedia/technic/typ/ekskavatori_karernie_rotornie/garant
- [14] Rotornyj ekskavator ER-320. *FORENET* [online]. FORENET.info, © 2002. [cit. 2014-11-04]. Dostupné z: <http://forenet.info/b2b/rotornyj-ekskavator-er-320.html>.
Formát: 591 x 387.
- [15] SZABÓ, Attila. Óriás kotrógép Bükkábrányban. *NOL* [online]. NOL Mworks Print Ltd. © 2014. [cit. 2014-11-05]. Dostupné z: http://nol.hu/gazdasag/orias_kotrogep_bukkabranyban_-338627
- [16] Bucket wheel excavators PE100-PE200 series. *Sandvik Mining Products* [online]. Sandvik Mining, © 2011. [cit. 2014-11-05]. Dostupné z: <http://www.miningandconstruction.sandvik.com>
- [17] HINTERHOLZER, Stefan. *Advanced Mining Solutions* [online]. 2014, Issue 04, pp. 21-22. [cit. 2014-11-05]. Dostupné z: http://www.advanced-mining.com/images/upload/ams_201104_en.pdf
- [18] AVRUNIN, G; MOROZ, I. Etapy razvitija i dostizhenija sovremjennogo objemnogo gidroprivoda. *Visnik NTU «HPI»* [online]. 2014. № 1(1044), s. 187-188. ISSN 2078-774X. [cit. 2014-11-05]. Dostupné z: http://www.kpi.kharkov.ua/archive/Haukova_periodika/vestnik/Energetichni_ta_teplo_tehnicni_procеси_й_ustatkuвання/2014/1/1_14_25.pdf
- [19] GARBOTZ, Georg. *Baumaschinen einst und jetzt. Baumaschine und Bautechnik* [online]. Oktober 1974, 21. Jg, s. 342. ISSN 0005-6693. [cit. 2014-11-15]. Dostupné z: https://www.baumaschine.de/fachzeitschriften/baumaschinen/baumaschine-und-bautechnik_dateien/1974/heft10/a333_346.pdf/at_download/file

- [20] DÖNEN KOVALI EKSKAVATÖR [online]. Stimpeks Makina İth.İhr.Tic.Ltd.Şti. © 2012. [cit. 2014-11-29]. Dostupné z: <http://www.stimpeks.com.tr/?newUrun=1&Id=846356&CatId=bs437527&Fstate>
- [21] RAUTOVÁ, Jana. *Vývoj pohonu koles u kompaktních kolesových rypadel na hydropohon: autoreferát doktorské disertační práce*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, 2008, 48 s. ISBN 978-80-248-1740-8.
- [22] VRBA, Tomáš. Kompaktní rýpadlo K 650.3/K 108. *Hornické listy* [online]. Severočeské doly, a. s. © 1994. [cit. 2014-11-09]. Dostupné z: <http://www.hornicke-listy.cz/clanky/kompaktni-rypadlo-k-650-3-k-108.aspx>
- [23] KANCZEWSKI, Paweł. Maszyny kompaktowe KWK-250L i PGOT-1250.38 w KWB "Konin". *POROZUMIENIE PRODUCENTÓW WĘGLA BRUNATNEGO* [online]. PPWB, © 2012. [cit. 2014-11-09]. Dostupné z: <http://www.ppwb.org.pl/wb/79/11.php>
- [24] LEMPART, Antoni. Bosch Rexroth dostawcą kompletnych napędów hydrostatycznych do maszyn w górnictwie odkrywkowym. *Drive&control local* [online]. 2011, 02, s. 3-4. Warszawa: Bosch Rexroth sp. z o.o. [cit. 2014-11-09]. Dostupné z: http://dc-emea.resource.bosch.com/media/pl/local/local_02_11.pdf
- [25] Wielonaczyniowa koparka kołowa KWK-250L. *POROZUMIENIE PRODUCENTÓW WĘGLA BRUNATNEGO* [online]. PPWB, © 2012. [cit. 2014-11-09]. Dostupné z: <http://www.ppwb.org.pl/wb/78/16.php>
- [26] The new Mining system at Holly Hill Plant – Holcim (US) Inc. *FAM Förderanlagen Magdeburg* [online]. FAM, © 2000. [cit. 2014-11-09]. Dostupné z: <http://www.fam.de/english/News/newsarchive/news.16.html>
- [27] Hägglunds Drives AB [online]. *Mining and Bulk Materials Handling. Product References Catalog*. © 2004. [cit. 2014-11-09]. Dostupné z: <http://www.hub-4.com/download/busdir/372/3>
- [28] Bosch Rexroth AG [online]. *Radial piston motors Marathon MA. Product Manual*. © 2009. [cit. 2014-11-11]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/download/index.jsp?object_nr=EN395-6h
- [29] Bosch Rexroth AG [online]. *BICA-disc brake for Compact motors. Installation and Maintenance Manual*. © 2005. [cit. 2014-11-12]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/download/index.jsp?object_nr=EN643-3h

- [30] Prijemuschjestva i nedostatki gidravlicheskogo privoda. *RVD Ural* [online]. OOO «RVD Ural», © 2010-2013. [cit. 2014-11-18]. Dostupné z: <http://rvdural.ru/preimushhestva-i-nedostatki-gidravlicheskogo-privoda/>
- [31] Bosch Rexroth AG [online]. *Radial piston motors Compact CA. Product Manual*. © 2011. [cit. 2014-11-11]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/download/index.jsp?object_nr=EN396-10h
- [32] ABB [online]. *Low voltage General performance motors according to EU MEPS. Catalog*. © 2014. [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: https://library.e.abb.com/public/763e1d7b087332afc1257e1a002745f5/Catalog_Process_performance_acc_to_EU_MEP_S_9AKK105944%20EN%2011_2014.pdf?filename=Catalog_Process_performance_acc_to_EU_MEPS_9AKK105944%20EN%2011_2014.pdf
- [33] ABB [online]. *ABB industrial drives acs800 drive modules 0.55 to 2900 kW. Catalog*. © 2013. [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: https://library.e.abb.com/public/153aaedadf116bdfc1257b57003b80d2/ACS800drivemodules_catalogEN_REVK.pdf
- [34] SEW-EURODRIVE [online]. *Industrial Gear Units: Planetary Gearmotors P.002 – P.102 Series. Catalog*. © 2014. [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/21216193.pdf>
- [35] SEW-EURODRIVE [online]. *Gear Units. Catalog*. © 2010. [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16997611_G01.pdf
- [36] Rexnord Corporation [online]. *Omega Elastomeric Couplings. Catalog*. © 2014. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: http://www.rexnord.com/sites/process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000_Omega%20Elastomeric%20Couplings_Catalog.pdf
- [37] KTR Kupplungstechnik GmbH [online]. *RUFLEX Torque limiter. Product Catalog*. © 2015. [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: http://ktr-international.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/009_ruflex_syntex_ktr-si_en.pdf
- [38] Autodesk, Inc. *Autodesk Inventor Professional 2015* [počítačový program]. Build: 159 [USA], © 2014 [cit. 2014-11-14]. Dostupné z: <http://www.autodesk.cz/products/autodesk-inventor-family/free-trial>
- [39] TGE Transmission Company Ltd. [online]. *P series PLANETARY GEAR UNITS. Product Catalog*. © 2014. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.tge-transmission.com/lib/download/cat1125.pdf>

- [40] Bonfiglioli Riduttori S.p.A [online]. *3/H Combined gearboxes. Sales Catalogue*. © 2014. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: http://www.bonfiglioli.com/media/filer_public/dc692bec-1af9-4dec-af9f-c5e1f58f5c60/cat_3-h_uk.pdf
- [41] BUBÁK, Antonín. *Zákony hydromechaniky. Hydraulické a pneumatické mechanismy*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 2011. s. 1-18. Učební texty VŠ, ČVUT - fakulta strojní.
- [42] ČSN 75 5455. *Výpočet vnitřních vodovodů*. ICS: 91.140.60. Vydání první. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, únor 2014. s. 64.
- [43] JONES, Gordon; AMIN, Ashok. Successful Retrofit Upgrade of Direct Hydraulic Drive System for Apron Feeder Applications in a Limestone Quarry to Improve Reliability and Production. *IEEE-IAS/PCA 2007 CEMENT INDUSTRY TECHNICAL CONFERENCE Charleston, S. C.* [online]. IEEE, ©2007. [cit. 2015-02-08]. Dostupné z: <http://www.asocem.org.pe/bivi/sa/dit/icem/04-03-2007.pdf>
- [44] Bosch Rexroth AG [online]. *Radial piston motors Compact CB. Product Manual*. © 2011. [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/download/index.jsp?object_nr=EN734-7h
- [45] Bosch Rexroth AG [online]. *Speed Variable Pump Drives Technology. Product Presentation*. © 2012. [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: http://hydraulicspneumatics.com/site-files/hydraulicspneumatics.com/files/uploads/2012/10/Komsta_Rexroth_9_11.pdf
- [46] Bosch Rexroth AG [online]. *Hägglunds DUE Drive Unit. Product Catalogue*. © 2015. [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_15325/re15325_2015-02.pdf
- [47] Eaton [online]. *Eaton Radial Piston Motors. Hydre-MAC. Catalog*. © 2014. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: http://www.berendsen.com.au/uploads/68282/ufiles/PDFs/Eaton_Hydre-MAC_Flyer.pdf
- [48] Bosch Rexroth AG [online]. *Planetary Gear Units REDULUS GMH/GME. Product Catalogue*. © 2010. [cit. 2015-02-18]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_76120/re76120_2010-07.pdf
- [49] Bosch Rexroth AG [online]. *Axial Piston Fixed Motor A2FM. Product Catalogue*. © 2012. [cit. 2015-02-18]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_91001/re91001_2012-06.pdf

- [50] SEW-EURODRIVE [online]. *Industrial Gear Units: X. Series Horizontal Gear Units Torque class from 6.8 kNm – 475 kNm. Catalog.* © 2014. [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/20200145.pdf>
- [51] Rexnord Corporation [online]. *Viva Elastomeric Couplings. Catalog.* © 2004. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: http://www.rexnord.com/sites/process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4044ENDEIT_Viva%20Elastomeric%20Couplings_Catalog.pdf
- [52] Industrial Clutch Parts Ltd. [online]. *ICP Hydraulically Released Caliper Brake Type CBHS 5. Catalog.* © 2014. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.industrialclutch.com/pdf/caliper-brakes/cbhs5.pdf>
- [53] P.I.V.K.O Spojky Brzdy Hřídele Kocián [online]. *CHS Brzda Hydraulická Pružinová Data PIVKO. Katalog výrobků.* © 2002. [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: <http://www.pivkobrakes.com/DCHS.html>
- [54] MICHALEC, Jiří a kol. *Pružnost a pevnost II.* Vyd. 2. Praha: ČVUT, 2001. 215 s. ISBN 80-01-02375-3.
- [55] NEMETSCHEK AG. *Scia Engineer 14.0.1043* [počítačový program]. Build: 168 [Germany], © 2013 [cit. 2014-04-20]. Dostupné z: <http://14.scia-engineer.com/en/sciaengineer2013-downloads.html>
- [56] KREJSA, Martin. *Smyková napětí v ohýbaných nosnících* [online] 30. listopadu 2014 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://fast10.vsb.cz/krejsa/studium/pp_tema07.pdf
- [57] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, c2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [58] ŘEZNÍČEK, Jan. *PRUŽNOST A PEVNOST II PŘEDNÁŠKY (rozšířené s příklady)* [online]. Vydání páté. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2015. 164 s. [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: http://www.pruznost.unas.cz/PP_II_14_15_96.pdf
- [59] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady.* Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1991. 105 s. ISBN 80-01-00624-7.
- [60] KORVINY, Petr. *Teoretické základy vícekriteriálního rozhodování* [online]. Petr Korviny, © 2006-2011. [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://korviny.cz/mca7/soubory/teorie_mca.pdf

Seznam obrázků

obr. 1.: Popis hlavních částí kompaktního kolesového rypadla VABE 700 [7].....	3
obr. 2.: Kompaktní kolesové rypadlo S400 při těžbě železné rudy [9, str. 126]	4
obr. 3.: Kompaktní kolesové rypadlo ER-100 [11, str. 56-57]	4
obr. 4.: Kompaktní kolesové rypadlo ER-320 [14]	5
obr. 5.: Kompaktní kolesové rypadlo PE100-1600 [15]	6
obr. 6: Kolesové rypadlo Krupp O&K SH 400 (1972) [19, str. 342].....	7
obr. 7.: Schéma kompaktního kolesového rypadla O&K AG 1415 [20]	8
obr. 8: Kompaktní kolesové rypadlo O&K AG 1415 [20].....	8
obr. 9.: Kompaktní kolesové rypadlo K650.3	9
obr. 10.: Kompaktní kolesové rypadlo KWK-250L [23], [25]	10
obr. 11.: Kompaktní kolesové rypadlo SR 300 R5 [26].....	11
obr. 12.: Schéma hydraulického obvodu pohonu kola rypadla UNEX K650.3 včetně řezu radiálního pístového hydromotoru [21, str. 27, 37]	14
obr. 13.: Schéma uspořádání elektropohonu kola	16
obr. 14.: Sestava elektromechanického pohonu varianty 1. SEW-E	20
obr. 15.: Sestava elektromechanického pohonu varianty 2. TGE-E	22
obr. 16.: Sestava elektromechanického pohonu varianty 3. Bonfiglioli	24
obr. 17.: Zjednodušené schéma umístění hydraulického obvodu na rypadle	25
obr. 18.: Schéma hydraulického obvodu přímého hydropohonu [43, str. 3]	26
obr. 19.: Sestava přímého hydropohonu varianty 4. Hägglunds.....	30
obr. 20.: Sestava přímého hydropohonu varianty 5. Eaton	32
obr. 21.: Schéma uspořádání nepřímého hydropohonu kola	33
obr. 22.: Provedení parkovací brzdy převodovky REDULUS GHM 0425 R	37
obr. 23.: Sestava nepřímého hydropohonu varianty 6. REDULUS	37
obr. 24.: Schéma uspořádání nepřímého hydropohonu kola	38
obr. 25.: Charakteristika hydraulické brzdy CBHS 5 [52].....	42
obr. 26.: Charakteristika hydraulické brzdy OCHS1-8-P [53].....	42
obr. 27.: Provedení adaptéru hydropohonu	45
obr. 28.: Výpočtový model adaptéru	47
obr. 29.: Průřez řešeného nosníku	47
obr. 30.: Výpočtový model adaptéru a výsledné celkové napětí na nosníku	49

obr. 31: Sestava nepřímého hydropohonu varianty 7. SEW-H.....	50
obr. 32: Sestava nepřímého hydropohonu varianty 8. TGE-H.....	53
obr. 33.: Zástavbová situace na kolesovém výložníku rypadla.....	54
obr. 34.: Výpočtový model momentového ramene	55
obr. 35.: Závislost ohybového napětí momentového ramene	56
obr. 36.: Průběh napětí v kritických průřezích momentového ramene.....	57
obr. 37.: Nosníkový model a jeho výsledné celkové napětí.....	58
obr. 38.: Deskostěnový model momentového ramene	59
obr. 39.: Výsledné rozložení napětí deskostěnového modelu	59
obr. 40.: Výpočtový model obložení momentového ramene namáhaného vzpěrem .	60
obr. 41.: Posudek stability děskostěnnového modelu momentového ramene [55]	61
obr. 42.: Hodnoty kritéria vzdálenosti pohonu od roviny úhlu špičky	63
obr. 43.: Hodnoty kritéria ceny pohonu.....	63
obr. 44.: Hodnoty kritéria ceny pohonu.....	64
obr. 45.: Hodnoty kritéria úpravy hřídele kola	64
obr. 46.: Hodnoty kritéria redukovaného momentu setrvačností	65
obr. 47.: Hodnoty kritéria servisního faktoru	65

Seznam tabulek

tab. 1.: Hlavní technické parametry rypadel KRUPP řady S [8].....	3
tab. 2.: Hlavní technické parametry rypadel Garant řady ER [12, str. 36], [13].....	5
tab. 3.: Hlavní technické parametry rypadel Sandvik řady PE100 [6], [16].....	6
tab. 4.: Hlavní technické parametry rypadla O&K AG 1415 [20].....	8
tab. 5.: Hlavní technické parametry rypadla K650.3 [22]	9
tab. 6.: Hlavní technické parametry stroje KWK-250L [23]	10
tab. 7.: Hlavní technické parametry stroje SR 300 R5 [26].....	11
tab. 8.: Hlavní technické parametry hydromotoru Hägglunds MB4000 [28, str. 5].....	14
tab. 9.: Hlavní technické parametry hydromotoru Hägglunds CA210 [31, str. 7]	15
tab. 10.: Hlavní technické parametry elektromotoru 280SMB4 3GBP [32, str. 24]	17
tab. 11.: Hlavní technické parametry převodovky PHF 072 [34, str. 14, 268].....	17
tab. 12.: Hlavní technické parametry převodovky KF 157 AD8 [35, str. 333]	18
tab. 13.: Hlavní technické parametry převodovky P2KA18 [39, str. 27].....	21

tab. 14.:	Hlavní technické parametry převodovky 3/HDO 318 L1 [40, str. 10]	23
tab. 15.:	Hlavní technické parametry hydromotoru Hägglunds CB840-680 [44, str. 8] ..	27
tab. 16.:	Hlavní technické parametry čerpadla SP180 [46, str. 8, 14, 53]	28
tab. 17.:	Hlavní technické parametry hydroagregátu DUEC1 [46, str. 13, 17]	29
tab. 18.:	Hlavní technické parametry hydromotoru Hydre-MAC MB 566 [47, str. 2] ..	31
tab. 19.:	Parametry vybraných převodovek typu REDULUS [48, str. 8, 11]	34
tab. 20.:	Hlavní technické parametry hydromotorů A2FM160, 355 [49, str. 7]	35
tab. 21.:	Hlavní technické parametry převodovky X3KS140 [50, str. 139]	39
tab. 22.:	Matice vah kritérií elektromechanických variant pohonu	67
tab. 23.:	Neupravená kritériální matice elektromechanických variant pohonu	67
tab. 24.:	Upravená kritériální matice elektromechanických variant pohonu	67
tab. 25.:	Matice vah kritérií pro varianty hydropohonu	70
tab. 26.:	Neupravená kritériální matice pro varianty hydropohonu	70
tab. 27.:	Upravená kritériální matice pro varianty hydropohonu	71

Seznam příloh

Příloha 1: Výkres vybrané sestavy elektromechanického pohonu varianty č. 2 TGE-E

Příloha 2: Výkres vybrané sestavy hydropohonu varianty č. 4 Hägglunds

Příloha 3: CAD modely všech navržených variant pohonu kola ve formátu DWF

Příloha 4: CD s elektronickou verzí diplomové práce