

# VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh pojezdu kolesového rýpadla

Structural Design Travelling Bucket Wheel Excavator

Student:

Bc. Jiří Kolman

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2014

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

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Kolman**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin  
Téma: **Konstrukční návrh pojezdu kolesového rýpadla  
Structural Design Travelling Bucket Wheel Excavator**

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše podvozků velkostrojů
- 2) Konstrukční návrh kráčivého podvozku pro rýpadlo o hmotnosti 4000 tun
- 3) Základní výpočet horizontálních i vertikálních přímočarých hydromotorů
- 4) Konstrukční návrh vertikálního přímočarého hydromotoru
- 5) Detailní výkresy horního a spodního úchyty vertikálního přímočarého hydromotoru.

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1)BOLEK, A. a kol. *Části strojů 1.Svazek 6*. Vydání SNTL Praha. 1989,707 s., ISBN 80-03-00426-7
- 2)ZAJAC, O.- BOROŠKA, J.- GONDEK, H. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991.428 s. ISBN-80-05-00713-2
- 3)ANTONIAK, J. *Przenosniki tašmowe*. Vydavateľstvo politechniki slaskiej Gliwice. 2004, 388 s. ISBN 83-7335 – 266- X
- 4)ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997.36 s.
- 5)ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

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

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

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



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

## Místopřísežné prohlášení studenta

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

V Ostravě: 16.5.2014



.....  
podpis studenta

## Prohlašuji, že

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

V Ostravě: 16.5.2014



.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Kolman

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Čapkova 846; 418 01 Bílina

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOLMAN, Jiří. *Konstrukční návrh pojezdu kolesového rýpadla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 97 s. Vedoucí práce: Gondek, Horst.

Tématem mé diplomové práce je pojezd kolesového rýpadla o hmotnosti 4 000 tun. Pojezdem se rozumí podvozek, který je jednou z hlavních konstrukčních částí kolesových rýpadel nasazených při těžbě na povrchových dolech. V první části své práce jsem vytvořil přehled používaných typů podvozků, jejich základní rozdělení, popis konstrukce a princip funkce.

Hlavním úkolem mé diplomové práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu kráčivého podvozku pro rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun. Řešení návrhu vychází z koncepce kráčivého podvozku se čtyřmi přímočarými hydromotory. V navazujících kapitolách své práce jsem provedl základní výpočet přímočarých hydromotorů kráčivého podvozku, na základě kterého jsem určil rozměry pro konstrukční návrh vertikálního přímočarého motoru. Pro oba konstrukční návrhy jsem zpracoval textový popis a výkresovou dokumentaci, která tvoří přílohu této práce.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOLMAN, Jiří. *Structural Design Travelling Bucket Wheel Excavator : Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 97 p. Thesis head: Gondek, Horst.

The topic of my thesis is to travelling bucket wheel excavators weighing 4,000 tons. Travel is the chassis, which is one of the main components of bucket wheel excavators deployed in extraction pit mine. In the first part I created a list of the types of chassis, basic classification, description, structure and function.

The main aim of my thesis is to create the design for walking chassis excavator weighing 4,000 tons. Design solution based on the concept walking chassis with four rectilinear motors. In successive chapters I performed the basic calculation of linear motors walking chassis upon which I determined the dimensions for the design of vertical linear motor. For both engineering design I worked a text description and drawings, which are annexed to this work.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b> .....	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>Rešerše podvozků velkstrojů</b> .....	<b>17</b>
2.1	Obecné požadavky kladené na podvozky velkstrojů .....	17
2.2	Konstrukční požadavky na provedení pojezdového ústrojí velkstroje. ....	18
2.3	Síly působící na podvozek .....	19
<b>3</b>	<b>Kolejový podvozek</b> .....	<b>21</b>
3.1	Pohon kolejového podvozku .....	24
3.2	Zatížení kolejových podvozků a jízdní odpory .....	25
3.3	Vliv setrvačných hmot .....	27
3.4	Namáhání kolejnic a pražců .....	27
<b>4</b>	<b>Housenicový podvozek</b> .....	<b>29</b>
4.1	Systémy housenicových podvozků .....	33
4.2	Typy housenicových podvozků .....	38
<b>5</b>	<b>Kráčivý podvozek</b> .....	<b>41</b>
5.1	Kráčivý podvozek se čtyřmi přímočarými hydromotory .....	42
5.2	Kráčivý podvozek se dvěma přímočarými hydromotory do V .....	44
5.3	Kráčivý podvozek s vnější a vnitřní opěrou .....	46
5.4	Kráčivý podvozek s vnějšími prstenci .....	48
<b>6</b>	<b>Kolejokráčivý podvozek</b> .....	<b>51</b>
<b>7</b>	<b>Konstrukční návrh kráčivého podvozku pro rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun</b> ....	<b>53</b>
7.1	Volba systému kráčivého podvozku .....	53
7.2	Zadávací podmínky .....	55
7.3	Mechanické části kráčivého podvozku .....	55
7.3.1	Spodní stavba .....	56
7.3.2	Chodidlo .....	57
7.3.3	Táhlo .....	58
7.3.4	Přímočaré hydromotory .....	58
7.3.5	Kloubové uložení vertikálních PČH .....	60
7.3.6	Kloubové uložení horizontálních PČH a táhel .....	62
7.3.7	Kryty spodních kloubů vertikálních PČH .....	63
<b>8</b>	<b>Funkce kráčivého podvozku se čtyřmi PČH</b> .....	<b>65</b>
<b>9</b>	<b>Kontrola měrného tlaku na podložku</b> .....	<b>69</b>
<b>10</b>	<b>Základní výpočet horizontálních a vertikálních PČH</b> .....	<b>72</b>
10.1	Rozbor sil při pohybu spodní stavby .....	73
10.2	Rozbor sil při sunutí chodidla .....	75
10.3	Výpočet zatěžujících sil horizontálních a vertikálních PČH .....	76
10.4	Základní výpočet horizontálního PČH .....	77
10.4.1	Průměr pístu horizontálního PČH .....	77

10.4.2	Průměr pístitnice horizontálního PČH .....	78
10.4.3	Tloušťka stěny tělesa válce horizontálního PČH .....	79
10.4.4	Tloušťka dna tělesa válce horizontálního PČH .....	81
10.4.5	Kontrola pístitnice horizontálního PČH na vzpěrnou pevnost .....	81
10.5	Základní výpočet vertikálního PČH .....	83
10.5.1	Průměr pístitu vertikálního PČH .....	84
10.5.2	Průměr pístitnice vertikálního PČH .....	85
10.5.3	Tloušťka stěny tělesa válce vertikálního PČH .....	85
10.6	Tloušťka dna tělesa válce vertikálního PČH.....	87
10.7	Kontrola pístitnice vertikálního PČH na vzpěrnou pevnost.....	87
<b>11</b>	<b>Konstrukční návrh vertikálního PČH.....</b>	<b>89</b>
11.1	Těleso válce vertikálního PČH .....	89
11.2	Dno tělesa válce vertikálního PČH.....	90
11.3	Příruba tělesa vertikálního PČH s víkem.....	90
11.4	Pístitnice vertikálního PČH .....	91
<b>12</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>93</b>
<b>13</b>	<b>Použitá literatura .....</b>	<b>95</b>
<b>14</b>	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>96</b>

## Seznam použitých značek

Značka	Jednotka	Význam
$a$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení
$b$	$m$	šířka
$b_{PRmax}$	$mm$	maximální šířka podvozku rýpadla
$D_H$	$m$	průměr válce horizontálního PČH
$d_H$	$m$	průměr pístnice horizontálního PČH
$D_V$	$m$	průměr válce vertikálního PČH
$d_V$	$m$	průměr pístnice vertikálního PČH
$d_{V1}$	$m$	vnitřní průměr pístnice vertikálního PČH
$E$	$MPa$	modul pružnosti oceli
$F_C$	$N$	síla od hmotnosti stroje
$F_{C-CH}$	$N$	síla od hmotnosti stroje bez chodidel
$F_H$	$N$	boční síla na kole kolejového podvozku
$F_{krH}$	$N$	kritická síla
$F_{krV}$	$N$	kritická síla
$F_{S1H}$	$N$	síla na ploše pístu horizontálního PČH
$F_{S2H}$	$N$	síla na ploše pístu horizontálního PČH
$F_{S1V}$	$N$	síla na ploše pístu vertikálního PČH
$F_{S2V}$	$N$	síla na ploše pístu vertikálního PČH
$F_T$	$N$	tažná síla v housenicovém pásu
$F_t$	$N$	třecí síla chodidla
$F_V$	$N$	zatěžující síla na kolejnici
$F_Z$	$N$	zatěžující síla od hmotnosti rýpadla
$F_{ZCH}$	$N$	zatěžující síla od hmotnosti chodidla
$F_1$	$N$	síla od horizontálního PČH potřebná k pohybu stroje
$F_{1CH}$	$N$	síla od horizontálního PČH potřebná k pohybu chodidla
$F_2$	$N$	síla od horizontálního PČH při pohybu stroje
$F_{2a}$	$N$	síla od horizontálního PČH při pohybu stroje
$F_{2CH}$	$N$	síla od horizontálního PČH potřebná k pohybu chodidla
$F_3$	$N$	síla od horizontálního PČH při pohybu stroje
$F_{3a}$	$N$	síla od horizontálního PČH při pohybu stroje
$F_{3CH}$	$N$	síla od vertikálního PČH při pohybu chodidla
$F_4$	$N$	síla od vertikálního PČH při pohybu stroje
$F_{4L}$	$N$	síla od vertikálního PČH při pohybu chodidla
$F_5$	$N$	síla od vertikálního PČH při pohybu stroje



$F_{5CH}$	N	síla od hmotnosti horizontálního PČH
$F_6$	N	síla od hmotnosti horizontálního PČH
$F_{6CH}$	N	síla od hmotnosti horizontálního PČH
$F_7$	N	síla od hmotnosti horizontálního PČH
$F_{7CH}$	N	síla od vertikálního PČH při pohybu chodidla
$f_{zb}$	mm	funkční hodnota $Z_b$
$g$	$m \cdot s^{-2}$	gravitační zrychlení
$h$	m	výška
$h_{PRmax}$	mm	maximální výška podvozku rýpadla
$i_H$	m	poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice
$i_V$	m	poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice
$J_H$	$m^4$	moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti
$J_V$	$m^4$	moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti
$K_{PH}$	-	koeficient bezpečnosti
$K_{PHM}$	-	koeficient bezpečnosti
$K_{PV}$	-	koeficient bezpečnosti
$K_{PVM}$	-	koeficient bezpečnosti
$K_{VH}$	-	koeficient bezpečnosti
$K_{VV}$	-	koeficient bezpečnosti
$L_{PH}$	mm	délka pístnice horizontálního PČH
$L_{PV}$	mm	délka pístnice vertikálního PČH
$l_H$	mm	maximální délka vysunutí horizontálního PČH
$l_V$	mm	maximální délka vysunutí vertikálního PČH
$l_{redH}$	m	redukováná délka pro výpočet vzpěru
$l_{redV}$	m	redukováná délka pro výpočet vzpěru
$l_{Kmax}$	mm	maximální délka kroku
$l_{PRmax}$	mm	maximální délka podvozku rýpadla
$m_{CH}$	kg	hmotnost chodidla
$m_R$	kg	hmotnost rýpadla
$p_{CH}$	MPa	měrný tlak na podložku od chodidel
$p_{PR}$	MPa	měrný tlak na podložku od podvozku rýpadla
$p_{PRmax}$	MPa	maximální měrný tlak na podložku
$p_{PVH}$	MPa	tlak pojišťovacího ventilu horizontálních PČH
$p_{PVV}$	MPa	tlak pojišťovacího ventilu vertikálních PČH
$p_{SS}$	MPa	měrný tlak na podložku od spodní stavby
$p_{1H}$	MPa	tlak na vstupu do horizontálního PČH

$p_{2H}$	MPa	tlak na vstupu do horizontálního PČH
$p_{1V}$	MPa	tlak na vstupu do vertikálního PČH
$p_{2V}$	MPa	tlak na vstupu do vertikálního PČH
$R_e$	MPa	nejnižší mez kluzu oceli
$R_m$	MPa	mez pevnosti v tahu oceli
$r$	m	poloměr
$r_{1H}$	m	poloměr
$r_{2H}$	m	poloměr
$r_{1V}$	m	poloměr
$r_{2V}$	m	poloměr
$S_{CH}$	$m^2$	dosedací plocha chodidla
$S_{PH}$	$m^2$	plocha průřezu pístnice horizontálního PČH
$S_{PV}$	$m^2$	plocha průřezu pístnice vertikálního PČH
$S_{PR}$	$m^2$	dosedací plocha podvozku rýpadla
$S_{SS}$	$m^2$	dosedací plocha spodní stavby
$S_{1H}$	$m^2$	plocha pístu horizontálního PČH
$S_{1V}$	$m^2$	plocha pístu vertikálního PČH
$S_{2H}$	$m^2$	plocha pístu horizontálního PČH
$S_{2V}$	$m^2$	plocha pístu vertikálního PČH
$s_{1H}$	m	tloušťka stěny tělesa válce horizontálního PČH
$s_{2H}$	m	tloušťka dna tělesa válce horizontálního PČH
$s_{1V}$	m	tloušťka stěny tělesa válce vertikálního PČH
$s_{2V}$	m	tloušťka dna tělesa válce vertikálního PČH
$v_{1H}$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost vysouvání horizontálního PČH
$v_{2H}$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost zasouvání horizontálního PČH
$v_{1V}$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost vysouvání vertikálního PČH
$v_{2V}$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost zasouvání vertikálního PČH
$W$	N	jízdní odpor housenicového podvozku
$W_a$	N	odpor ze zrychlení při pojezdu housenicového podvozku
$W_i$	N	suma všech jízdních odporů housenicového podvozku
$W_o$	N	odpor při jízdě housenicového povozku obloukem
$W_p$	N	pasivní vnitřní odpory housenicového podvozku
$W_r$	N	odpor větru
$W_s$	N	odpor při jízdě housenicového podvozku do svahu
$W_v$	N	valivý odpor při přímé jízdě housenicového podvozku
$Z_b$	mm	šířka dotykové deformační zóny
$\alpha$	°	úhel sklonu vertikálního PČH
$\beta$	°	úhel sklonu horizontálního PČH

---

$\gamma$	°	úhel sklonu horizontálního PČH
$\sigma_{DPH}$	MPa	dovolené napětí
$\sigma_{DPV}$	MPa	dovolené napětí
$\sigma_{DVH}$	MPa	dovolené napětí
$\sigma_{DVV}$	MPa	dovolené napětí
$\lambda_H$	-	štíhlost pístnice horizontálního PČH
$\lambda_{mezH}$	-	mezní štíhlost pístnice horizontálního PČH
$\lambda_{mezV}$	-	mezní štíhlost pístnice vertikálního PČH
$\lambda_V$	-	štíhlost pístnice vertikálního PČH
$\mu$	-	Poissonova konstanta

## Seznam použitých zkratek

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
DB	Doly Bílina
DNT	Doly Nástup Tušimice
ERŠR 5000	kolesové rýpadlo na kolejokráčivém podvozku
GMK	povrchový důl ve Volnogorsku
K 650	kompaktní kolesové rýpadlo na housenicovém podvozku
K 800	kolesové rýpadlo na housenicovém podvozku
K 2000	kolesové rýpadlo na housenicovém podvozku
K 10000	Kolesové rýpadlo na kráčivém podvozku
KK 1300	kolesové klasické rýpadlo na housenicovém podvozku
KSS	kolesový skládkový stroj na kolejovém podvozku
KU 300	kolesové rýpadlo na housenicovém podvozku
KU 800	kolesové rýpadlo na kráčivém podvozku
PČH	přímočarý hydromotor
RK 5000	korečkové rýpadlo na kráčivém podvozku
SChRs 1320	kolesové rýpadlo na housenicovém podvozku
SChRs 1550	kolesové rýpadlo na housenicovém podvozku
SChRs 4600	kolesové rýpadlo na housenicovém podvozku
sz	sypaná zemina
USS	univerzální skládkový stroj na kolejovém podvozku
USSK	univerzální skládkový stroj kolesový na kolejovém podvozku
VUS	Vršanská uhelná společnost
ZNKK	zakládací a nakládací kolejový kolesový skládkový stroj
ZP 2500	zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 3500	zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 5500	zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 6600	zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 6800	zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 10000	zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZPD 8000	zakladač pásový dvoupodvozkový na kráčivém podvozku
ZPDH 6300	zakladač pásový dvoupodvozkový na housenicovém podvozku

## Seznam obrázků

Obr. 1 – Schéma osmikolového kolejového podvozku.....	21
Obr. 2 – Konstrukce osmikolového kolejového podvozku.....	21
Obr. 3 – Opěrný kulový čep kolejového podvozku.....	22
Obr. 4 – Kolejový vahadlový podvozek.....	23
Obr. 5 – Uspořádání dvoukolejného podvozku.....	23
Obr. 6 – Uspořádání čtyřkolejového podvozku.....	24
Obr. 7 – Schéma převodu pohonu kolejového podvozku.....	24
Obr. 8 – Zatížení jednoho kola kolejového podvozku boční silou.....	25
Obr. 9 – Styk zatíženého kola s podložkou.....	26
Obr. 10 – Kolesový skládkový stroj KSS na DNT.....	28
Obr. 11 – Universální skládkový stroj kolesový USSK na DB.....	28
Obr. 12 – Různá provedení konstrukce turasového kola.....	30
Obr. 13 – Housenice podvozku rýpadla KK 1300.....	31
Obr. 14 – Průběh tahu v housenicovém pásu.....	32
Obr. 15 – Systémy housenicových podvozků.....	33
Obr. 16 – Rýpadlo K 650 na DB.....	34
Obr. 17 – Podvozek podpěrného vozu nakládacího výložníku rýpadla KU 800.....	34
Obr. 18 – Rýpadlo KU 300 na DB.....	35
Obr. 19 – Rýpadlo K 2000 na DB.....	36
Obr. 20 – Rýpadlo SchRs 4600 na dole Hambach.....	37
Obr. 21 – Průřez kloubového uložení nosiče říditelné housenice KK 1300.....	38
Obr. 22 – Společný pohon pro každý pár housenic na podpěrném voze KU 800.....	39
Obr. 23 – Systém třístupňového uspořádání vahadel podvozku K 2000.....	39
Obr. 24 – Celkové uspořádání podvozku rýpadla KK 1300.....	40
Obr. 25 – Chodidlo kráčivého podvozku se čtyřmi PČH.....	42
Obr. 26 – Schéma kráčení hydraulického systému se čtyřmi PČH.....	43
Obr. 27 – Rýpadlo KU 800 na DB.....	43
Obr. 28 – Schéma kráčení podvozku se dvěma PČH do V.....	45
Obr. 29 – Zakladač ZP 6600 na DB.....	45
Obr. 30 – Schéma kráčení podvozku s vnější a vnitřní opěrou.....	46
Obr. 31 – Zakladač ZPD 8000 na DB.....	47
Obr. 32 – Rýpadlo RK 5000 na VUS.....	47
Obr. 33 – Schéma kráčení podvozku s vnějšími prstenci.....	49
Obr. 34 – Rýpadlo K 10000 na DB.....	50
Obr. 35 – Kolesové rýpadlo ERŠR 5000 nasazené na GMK Volnogorsk.....	52

Obr. 36 – Detail podvozku rýpadla ERŠR 5000.....	52
Obr. 37 – Spodní stavba včetně otočné desky .....	56
Obr. 38 – Chodidlo .....	57
Obr. 39 – Táhlo .....	58
Obr. 40 – Vertikální PČH.....	59
Obr. 41 – Horizontální PČH.....	59
Obr. 42 – Uložení spodního kloubu vertikálního PČH.....	61
Obr. 43 – Uložení horního kloubu vertikálního PČH .....	61
Obr. 44 – Uložení horizontálního PČH na chodidle .....	62
Obr. 45 – Kryt spodního kloubu vertikálního PČH .....	63
Obr. 46 – Návrh kráčivého podvozku .....	64
Obr. 47 – Kinematické schéma pohybu na začátku sunutí chodidla .....	66
Obr. 48 – Kinematické schéma pohybu v polovině sunutí chodidla .....	66
Obr. 49 – Kinematické schéma pohybu při ukončení sunutí chodidla .....	66
Obr. 50 – Kinematické schéma pohybu na začátku kroku vpřed.....	68
Obr. 51 – Kinematické schéma pohybu v polovině kroku vpřed.....	68
Obr. 52 – Kinematické schéma pohybu při ukončení kroku vpřed .....	68
Obr. 53 – V Kontaktní plocha kráčivého podvozku .....	69
Obr. 54 – Rozbor sil působících při pohybu stroje .....	73
Obr. 55 – Rozbor sil působících při sunutí chodidla.....	75
Obr. 56 – Schéma horizontálního PČH.....	77
Obr. 57 – Schéma stěn tělesa válce horizontálního PČH .....	79
Obr. 58 – Schéma vertikálního PČH.....	84
Obr. 59 – Schéma stěn tělesa válce vertikálního PČH .....	85
Obr. 60 – Těleso válce vertikálního PČH.....	89
Obr. 61 – Dno tělesa válce vertikálního PČH.....	90
Obr. 62 – Příruba tělesa válce vertikálního PČH s víkem .....	91
Obr. 63 – Pístnice vertikálního PČH .....	92
Obr. 64 – Vertikální PČH 900 x 710 - 1000 .....	92

## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Zadávací podmínky pro kráčivý podvozek .....	55
Tabulka 2 – Zadávací podmínky pro výpočet horizontálních a vertikálních PČH .....	72

# 1 Úvod

Energetický průmysl v České republice je v současné době do značné míry závislý na dodávkách hnědého uhlí, které se získává těžbou na povrchových dolech. Povrchové dobývání je systematický způsob provádění těžebních, přepravních, pomocných a doplňkových prací, zajišťující efektivní vytěžení ložiska nerostné suroviny. Těžbu provádí organizace v dobývacím prostoru, který je vymezen na základě geologického průzkumu podle rozsahu, uložení, tvaru a mocnosti daného ložiska. Hranice dobývacího prostoru na povrchu tvoří geometricky uzavřený obrazec s přímými stranami, jehož vrcholy jsou určeny souřadnicemi udanými v platném souřadnicovém systému. Ložiska nerostných surovin se musí využívat hospodárně. Tím se rozumí dobývání, úprava a zušlechťování vydobytých nerostů dle platných pravidel, s přihlédnutím k dosažitelným technickým a ekonomickým možnostem, za současného dodržování zásad báňské technologie, bezpečnosti a ochrany zdraví při práci a bezpečnosti provozu.

K provádění prací vyplývajících z principu činnosti na povrchovém dole neboli lomu, se využívá celý komplex na sebe vzájemně navazujících zařízení. Tento uzavřený komplex se nazývá technologický celek a podle teoretické výkonnosti těžby ho zařazujeme do čtyř možných řad. Jedním z hlavních uzlů technologického celku jsou velkostroje. Jedná se o kolesová nebo korečková rýpadla, popřípadě zakladače, jejichž teoretická výkonnost přesahuje  $630 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  sypané zeminy [4]. Rozličné geologické složení těžených materiálů určuje náročnost těžebních podmínek, pro které je nutné zvolit vhodný technologický způsob dobývání a takové parametry těžební technologie, které zajistí maximální možnou míru efektivity těžby.

Klíčovou roli v sestavě technologického celku sehrávají velkostroje a to zejména velkostroje nasazené na porubní frontě. Převážně jsou tyto velkostroje řešeny jako kolesová rýpadla různých typů, odlišných provedení a rozdílné výkonnosti. Jednou z hlavních částí kolesového rýpadla je podvozek, který je určen k jeho přesouvání, jak při transportu na delší vzdálenosti, tak při samotné těžbě. Jedná se o soubor vzájemně spolupracujících zařízení, které musí být navrženo a vyrobeno v souladu s uvažovaným způsobem nasazení kolesového rýpadla. Podvozek je koncipován tak, aby zajistil především požadavky na dovolené zatížení pracovní plošiny, na zabezpečení stability, na dostatečné manipulační schopnosti, stoupavost a rychlost pojezdu včetně účinného brzdění. Z ekonomických důvodů je potřeba věnovat pozornost požadavkům na nízkou spotřebu energie při provozu podvozku, vysokou míru spolehlivosti a minimalizaci nároků na údržbu.



## 2 Rešerše podvozků velkstrojů

Zařízení pro přesun velkstroje je jeden ze základních konstrukčních uzlů zvaný podvozek. Jedná se o zařízení připojené ke spodní stavbě, jehož hlavním úkolem je přemísťování stroje. Na konstrukci pojezdového ústrojí jsou kladeny nároky z pohledu technického i ekonomického. Po technické stránce musí podvozek zajistit spolehlivý a bezporuchový provoz při nestálých klimatických podmínkách. Mezi další kritéria dobře navrženého podvozku patří jeho malá hmotnost, jednoduchost výroby, dlouhá životnost, nízká energetická náročnost na samotný provoz a minimalizace požadavků na údržbu. Hlavními parametry podvozků velkstrojů jsou základní obrysové rozměry, požadavky na zabezpečení stability stroje, střední měrný tlak na podložku, manipulační rozsah, rychlost pojezdu, bezpečné brzdění a schopnost pohybu ve sklonech. Rozhodujícím faktorem při volbě typu a konstrukce podvozku je lokalita nasazení daného stroje. Podmínky v místě nasazení určují únosnost pojezdové plošiny a způsob použití velkstroje.

Protože se v současné době při dobývání na povrchových dolech používá téměř výhradně těžba v bloku, kolejový podvozek je pro takový způsob těžby zcela nevhodný. Tento typ podvozků byl hojně využíván v minulosti, ale nyní je aplikován spíše u zařízení nasazených na skládkách a depech, kde se těží, nebo nakládá frontálním způsobem. Zařízení pro přesun dnešních velkstrojů je koncipováno jako kráčivý, nebo housenicový podvozek. Konstrukce podvozku kolejokráčivého provedení se v České republice nevyskytuje, je aplikována pouze ojediněle u velkstrojů nasazených na zahraničních povrchových dolech.

### 2.1 Obecné požadavky kladené na podvozky velkstrojů

Tyto požadavky lze rozdělit podle tří základních pohledů:

**Podle druhu technologického procesu velkstroje** – podvozek musí vycházet z toho, zda se jedná o rýpadlo, zakladač nebo kolesový nakladač. U rýpadel je zapotřebí rozlišit způsob a rozsah dobývání, zda jde o těžbu v bloku nebo dobývání frontálním způsobem. U zakladačů je to způsob tvorby zakládacího procesu.

**Podle charakteristiky pojezdové plošiny** – ve vztahu k tomuto požadavku musí provedení a konstrukce podvozku respektovat dovolený měrný tlak na podložku, musí být schopen požadované stoupavosti, zabezpečení stability stroje a to za jakýchkoliv klimatických podmínek.

**Podle rychlosti a četnost přemístování** – podvozek musí disponovat dostatečnou pracovní i transportní rychlostí při plynulém rozběhu a brzdění. Podvozek dále zabezpečuje požadovanou přesnost přemístění. Četnost přemístování je závislá na typu podvozku a zvolené technologii dobývání.

## **2.2 Konstrukční požadavky na provedení pojezdového ústrojí velkstroje.**

Z výše uvedených pohledů lze podrobněji definovat požadavky na konstrukci a provedení zařízení pro přesun daného velkstroje. Cílem těchto požadavků je zajištění bezpečného, spolehlivého a po všech stránkách efektivního využití podvozku.

**Stabilita stroje**, pro jejíž zabezpečení je rozhodující rozložení opěrných bodů, které jsou tvořeny připojovacím členem podvozku ke spodní stavbě. Stabilita je potom dána závislostí na hmotnosti a rozměrech jednotlivých dílů stroje za stávajícího zachování váhových poměrů protilehlých částí ve vztahu k poloze těžiště. Zajištění stability platí pro každou polohu stroje ve smyslu příčného a podélného náklonu, za současného respektování vlivů způsobených klimatickými podmínkami.

**Dovolený měrný tlak na pojezdovou plošinu** je určen poměrem hmotnosti k velikosti kontaktní plochy podvozku s podložkou. Na povrchových dolech se únosnost pojezdové plošiny pohybuje v rozmezí  $0,1 \div 0,3$  MPa. Únosnost může být v některých lokalitách narušena vlivem pozůstatků hlubinné těžby prováděné v uplynulém období. Překročení dovoleného měrného tlaku na pojezdovou plošinu by mohlo být zdrojem porušení stability stroje.

**Dostatečné manipulační schopnosti** v závislosti na technologickém procesu velkstroje jsou dalším důležitým kritériem při výběru typu pojezdového ústrojí. Rozsah parametrů konstrukce podvozku, které umožňují změnu směru přemístování stroje, hrají důležitou roli při transpotech, manipulacích a přestavbách těžební technologie. Rozdílné konstrukční provedení kráčivých podvozků má dopad na odlišné způsoby provádění změny směru pohybu. U housenicových podvozků je kladen důraz na velikost poloměru zatáčení. V souvislosti s manipulačními schopnostmi nelze opomenout zajištění dostatečně rychlého a bezpečného přesouvání v dovolených příčných i podélných sklonech. Význam tohoto požadavku spočívá ve využití minimálního pojezdového prostoru pro manipulace se strojem.

**Požadovaná přesnost přemístění** je důležitým faktorem zejména u bezvýsuvových kolesových rýpadel. Tloušťka odebírané třísky je u těchto typů rýpadel určována pojezdem. Moderním trendem v oblasti dobývacích strojů jsou právě bezvýsuvová rýpadla na housenicovém podvozku. Nedostatečná přesnost přemístění stroje může být zdrojem nežádoucího zatížení ocelové konstrukce, nebo prodlužování manipulačních časů.

**Spolehlivost brzdění** je dalším hlediskem určujícím přesnost přemístění stroje. Brzdění je nedílnou součástí pohonu pojezdu. Zastavuje pohon při standardním ukončení pojezdu a zároveň se podílí na zamezení nežádoucích pohybů například při zapůsobení koncových vypínačů, nebo pojistného zařízení omezujícího parametry daného pohybu.

**Potřebná pracovní i transportní rychlost** ovlivňuje časové a výkonové využití stroje. Nízká pracovní rychlost pojezdu vede ke ztrátě kontinuity těžby v úseku volby následující třísky. Ve fázi, kdy nastává dotěžení stávající třísky a zároveň najetí do třísky nové, dochází jednak k srpkovité ztrátě, kterou lze částečně eliminovat způsobem těžby a dále ke ztrátě související se změnou směru pohybu vyvolanou plynulým brzděním a následným rozjezdem do opačného směru. Četnost výskytu těchto manipulací výrazně ovlivňuje výkonové využití stroje. Co se týká transportních manipulací velkstroje, lze většinu z nich zařadit do neprovozních časů. Je tedy důležité, aby pohon podvozku disponoval dostatečným výkonem a pracovní i transportní manipulace proběhla v co nejkratším čase.

**Plynulost rozběhu a brzdění** ovlivňuje dimenzování ocelové konstrukce velkstroje. Velkstroje jsou zařízení o vysoké hmotnosti a z pohledu setrvačnosti ocelové konstrukce je nežádoucí, aby docházelo k prudkému nárůstu zrychlení pojezdu.

### **2.3 Síly působící na podvozek**

Podvozek velkstroje zajišťuje přemístění stroje za současného přenosu hmotnosti a všech existujících vnějších i vnitřních sil na pojezdovou plošinu. Vnější síly mění velikost, směr a působiště vůči vyšetřované části stroje. Jedná se o odpory pojezdu, které jsou dány systémem podvozku, únosností pojezdové pláňe a klimatickými podmínkami.

Jednou z vnějších sil je působení větru, jehož rychlost se měří anemometrem. Při rychlostech větru dosahujících  $17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a vyšší, musí být přerušen provoz a musí dojít k zabezpečenému odstavení stroje tak, aby podélná osa stroje korespondovala s převládajícím směrem větru a stroj skýtal co nejmenší plochu odporu.

Další vnější silou je působení nahromaděného spadu těžného materiálu nebo ulpělého sněhu. Významnou vnější silou je odpor vyvozený rypným orgánem. Proti překročení těchto sil je každý velkostroj vybaven řadou pojistných zařízení.

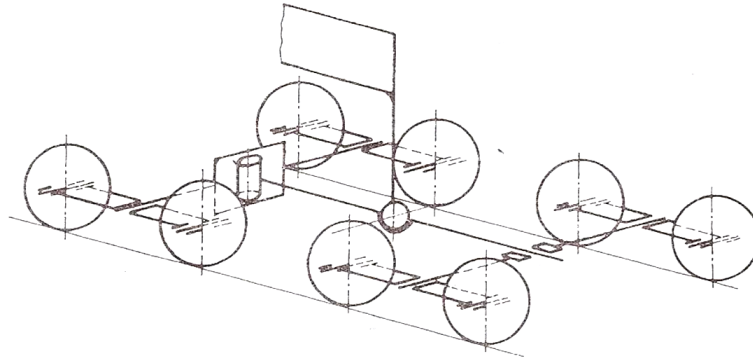
Vnitřní síly vyvozené na podvozek jsou dané kinematikou navazujících skupin stroje a zároveň zatížením od přepravovaného materiálu.

V dnešní době mají podvozky velkostrojů různé konstrukční provedení, ale v zásadě je lze rozdělit na čtyři základní typy:

- kolejové podvozky
- housenicové podvozky
- kráčivé podvozky
- kolejkráčivé podvozky (užívané zcela ojediněle v zahraničí)

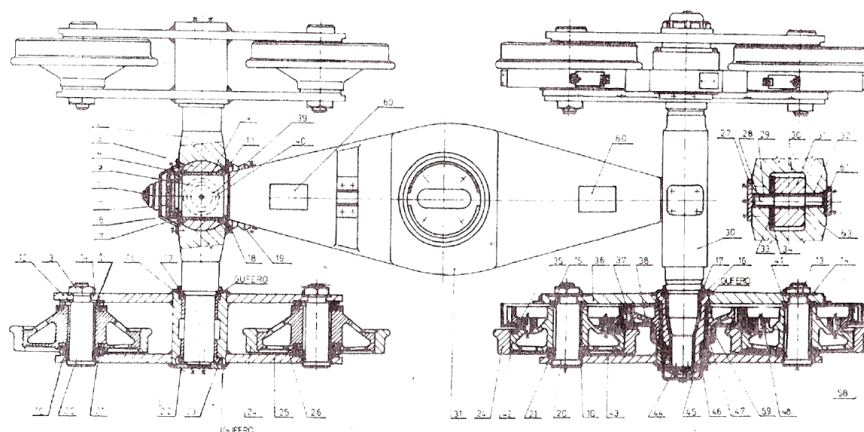
### 3 Kolejový podvozek

Základem konstrukce kolejového podvozku je vahadlový systém uložení jednotlivých pojezdových kol. Zpravidla se jedná o osmikolový podvozek schematicky znázorněný na obr. 1 [2].



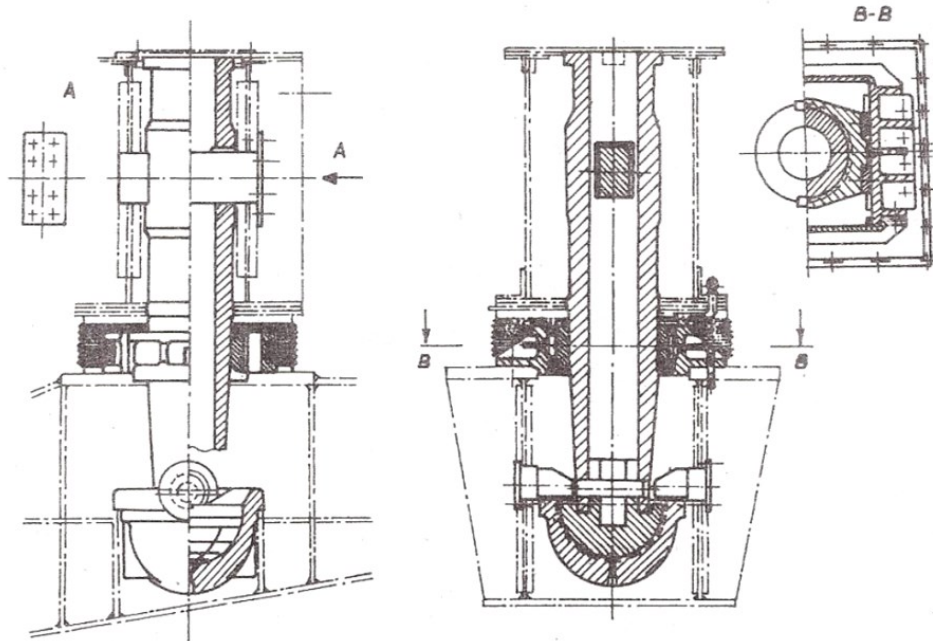
Obr. 1 – Schéma osmikolového kolejového podvozku

Konstrukční provedení osmikolového podvozku zajišťuje překonání horizontálních i vertikálních nerovností kolejiště tak, aby si jako celek zachoval statickou určitost. Podvozek je složen ze základního vahadla, které na obou koncích podvozku nese vahadlo příčné. Spojení těchto vahadel je provedeno prostřednictvím čepů, umožňujících otáčení příčných vahadel kolem osy rovnoběžné s osou pojezdu stroje. Každé z příčných vahadel je opatřeno dvojicí vahadel podélných, s pojezdovými koly. Podélná vahadla jsou k příčným připojena opět pomocí čepů s tím rozdílem, že je jim umožněn pohyb kolem osy kolmé na osu pojezdu stroje. Lepší představu o provedení osmikolového podvozku lze získat z obr. 2 [2], na kterém je podrobně rozkresleno jedno z možných konstrukčních provedení.



Obr. 2 – Konstrukce osmikolového kolejového podvozku

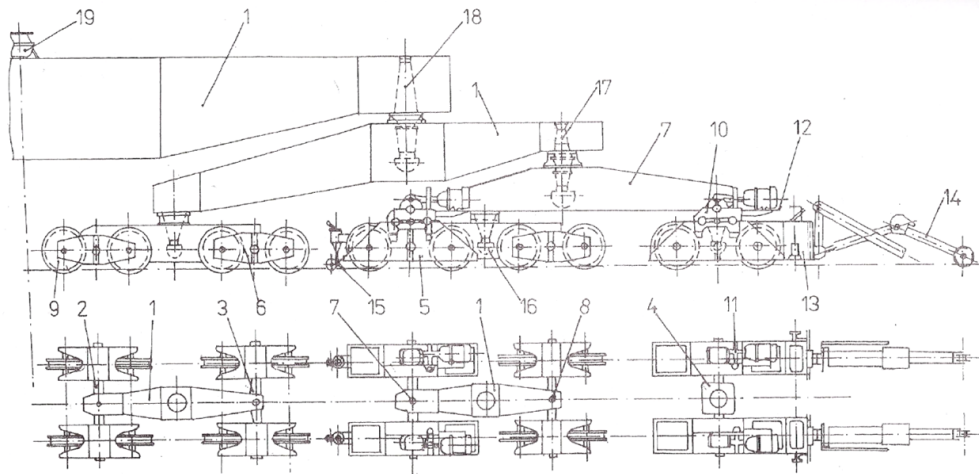
Takto sestavený základní blok kolejového podvozku je k dalšímu z vahadel připojen opěrným kulovým čepem. Jedna z možností konstrukčního provedení opěrného kulového čepu je uvedena v obr. 3 [2].



**Obr. 3 – Opěrný kulový čep kolejového podvozku**

Podvozek je připojen ke spodní stavbě stroje třemi, případně čtyřmi body. Počet kol a uspořádání vahadel jsou závislé na konstrukci podvozku. Na obr. 4 [2] je znázorněno uspořádání dvoukolejného podvozku velkostroje.

Součástí podvozku jsou i důležité prvky příslušenství. Mezi tyto prvky patří nárazníky připojené na krajích podvozku. Úkolem nárazníku je tlumení případného nárazu. Dalším prvkem je stěrač kolejnice, který zamezuje vniknutí cizího předmětu mezi kolo a kolejnici, čímž zabraňuje nežádoucímu vykolejení. Pískovač je prvkem, který zmírňuje prokluz například při nepříznivých klimatických podmínkách, kdy je vlhko nebo vzniká námraza. Kolejové kleště plní funkci parkovací brzdy.

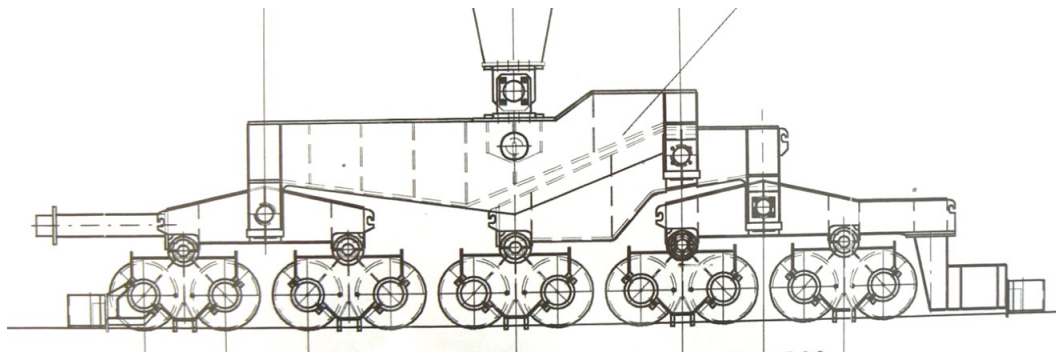


**Obr. 4 – Kolejový vahadlový podvozek**

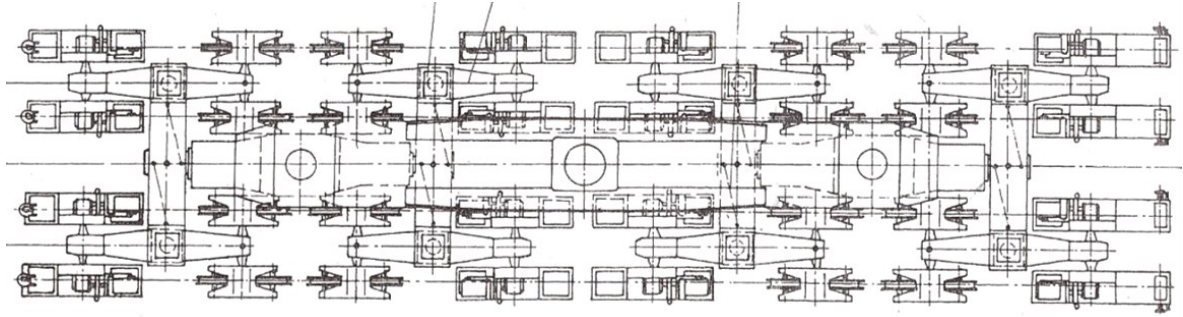
Popis jednotlivých částí kolejového vahadlového podvozku:

1 – vahadlo, 2 – příčné vahadlo podvozku s kulovým opěrným čepem, 3 - příčné vahadlo podvozku bez kulového čepu, 4 – příčné vahadlo podvozku s kulovým čepem, 5, 6 – boční vahadlo, 7 – kulový čep, 8 – svislý čep, 9 – pojezdové kolo, 10 – převodovka, 11 – čelistová brzda, 12 – motor, 13 – kolejové kleště, 14 – pojistný vozík, 15 – pískovač, 16, 17, 18, 19 – kulový čep

U velmi těžkých velkostrujů je nutné z důvodů optimálního rozložení hmotnosti navyšovat počet kol podvozku. Dvoukolejné podvozky by potom vycházely příliš vysoké, což by mělo negativní dopad na výšku těžiště stroje. Pro tyto stroje je vhodnější podvozek v provedení čtyřkolejovém. Z obr. 5 je patrné, že navyšování počtu kol by bylo podmíněno navyšováním počtu a větvení vahadel. Obr. 6 [2] je pohled na sestavu čtyřkolejového podvozku, jehož větvení začíná jedním z připojovacích bodů spodní stavby stroje.



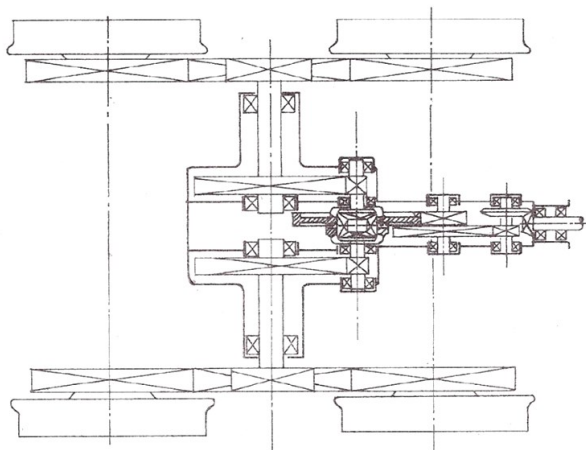
**Obr. 5 – Uspořádání dvoukolejného podvozku**



Obr. 6 – Uspořádání čtyřkolejového podvozku

### 3.1 Pohon kolejového podvozku

Pohon kolejového podvozku je zajištěn prostřednictvím několika mechanických jednotek. Každá pohonná jednotka je složena z elektromotoru a převodové skříně. Elektromotor je k převodové skříně připojen spojkou, jejíž součástí je kotoučová nebo bubnová brzda. Ta plní jak funkci provozní, tak funkci parkovací brzdy. Výstupní hřídel převodové skříně může pohánět přímo pojezdové kolo, nebo může být zdrojem krouticího momentu pro další převod větící se na větší počet pojezdových kol. Pokud je použita jedna hnací jednotka pro dva páry poháněných kol uložených na příčném vahadle, jak je uvedeno v obr. 7 [2], je převodovka navíc opatřena diferenciálem. Důvodem začlenění tohoto prvku do sestavy převodů je eliminace jízdních odporů vznikajících rozdílnou délkou dráhy na vnitřní a na vnější kolejnici při jízdě do oblouku. Moderní pohonné jednotky jsou vybaveny frekvenčním měničem k zajištění plynulé regulace rychlosti. Měnič umožňuje plynulou změnu otáček motoru na vyšší, ale i na nižší počet otáček. Změna otáček na nižší počet způsobuje brzdění záporným momentem motoru. Konstrukční provedení měničů zároveň umožňuje jejich nastavení z hlediska přetížení pohonů od motorů.



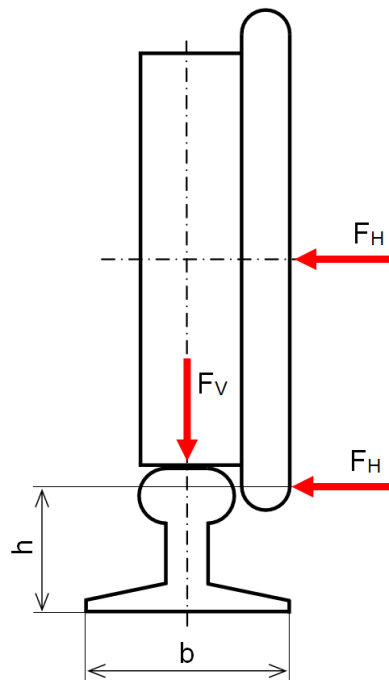
Obr. 7 – Schéma převodu pohonu kolejového podvozku



### 3.2 Zatížení kolejových podvozků a jízdní odpory

Kvalita kolejíště dobývacích a zakládacích strojů je v praxi na velmi nízké úrovni. Na relativně krátké dráze vzniká řada nerovností a zakřivení, která způsobují nárůst zatížení podvozku. Jedná se o působení bočních sil, které vznikají náklonem, jízdou do oblouku nebo nedodržením tolerance osově vzdálenosti kolejnic. Další namáhání podvozku je ovlivněno působením vnějšího zatížení, jako je rypná síla, nebo např. působení větru a to je důvodem nárůstu jízdních odporů.

Maximální síla, kterou je schopno přenést jedno kolo kolejového podvozku kolmo na směr pojezdu stroje je dána stabilitou kolejnice. Je to síla, při níž ještě nedojde k překlopení kolejnice, ale nezapočítáváme do ní vliv upevňovacích prvků. Působení sil je naznačeno v obr. 8.



Obr. 8 – Zatížení jednoho kola kolejového podvozku boční silou

Velikost boční síly  $F_H$  vypočteme z momentové rovnice:

$$F_V \cdot \frac{b}{2} = F_H \cdot h \quad \Rightarrow \quad F_H = \frac{F_V \cdot b}{2 \cdot h} \quad (3.2.1)$$

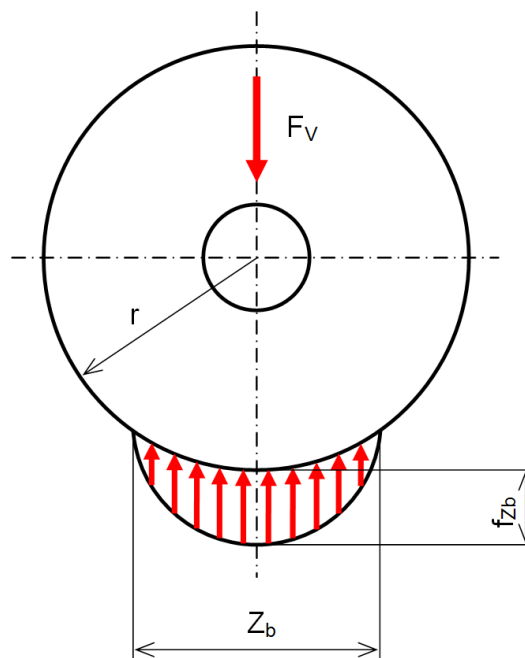
Při odvalování kola po kolejnici vznikají síly působící proti směru pohybu pojezdu. Tyto síly jsou výsledkem působení pasivních odporů, které jsou způsobeny především vlivem následně uvedených dějů.

**Valivé tření mezi koly podvozků a hlavou kolejnice** vniká pružnou deformací kola a kolejnice v závislosti na pojezdové rychlosti, materiálu, stavu styčných ploch a působení klimatických vlivů. V neposlední řadě je valivé tření závislé na stavu kolejiště jako celku.

**Smykové nebo valivé tření čepů kol v ložiscích** vzniká při otáčení kola. Jeho velikost je závislá na konstrukci a druhu nasazeného ložiska, jeho provozních vlastnostech, velikosti zatížení, způsobu mazání a druhu použitého maziva.

**Tření nákolku o kolejnici** může u velkstrojů v důsledku velkých sil působících ve svislém směru nabývat značně vysokých hodnot. Vlastní zatížení kola silou  $F_V$  působící ve vertikálním směru, posuzujeme jako tlak válce na rovinu dle obr. 9. Styková plocha má v průřezu tvar paraboly. Šířka dotykové deformační plochy je dána Hertzovým vzorcem:

$$Z_b = 1,52 \cdot \sqrt{\frac{F_V \cdot r}{E \cdot L}} \quad [\text{mm}] \quad (3.2.2)$$



**Obr. 9 – Styk zatíženého kola s podložkou**

**Odpory při jízdě kolejového podvozku do oblouku** jsou velmi vysoké síly, které mají za následek rozsáhlé opotřebení nákoků, okolů a kolejnic. Dalším projevem působení těchto sil je zvýšená míra rizika vykolejení podvozku. Eliminaci jízdních odporů způsobených jízdou do oblouku je dosaženo konstrukcí podvozku bez náprav a u hnacích párů kol vložení diferenciálu, jak je uvedeno v obr. 7 [2].

### **3.3 Vliv setrvačných hmot**

Vliv setrvačných hmot při rozjezdu velkstroje není tak zásadní jako při brzdění. Rozjezd velkstroje neprobíhá při velkých rychlostech a nedochází ani k velkému zrychlení. Vážnější je opačná situace, kdy nastává brzdění při zastavení nebo při sjíždění se svahu. Při brzdění je nutné spotřebovat kinetickou energii pohybujícího se stroje a zároveň všech rotujících částí podvozku. K tomu je nutné pohltit potenciální energii, která se uvolňuje jízdou se svahu a práci, kterou vykonává tlak větru. Faktorem napomáhajícím brzdění jsou pasivní jízdní odpory.

### **3.4 Namáhání kolejnic a pražců**

Namáhání kolejnic a pražců souvisí se stavem kolejiště. Důležitou roli hraje podkladová plocha kolejiště, její stabilita a únosnost. Dostupné podsypové materiály nezaručují vysokou přesnost směru a výškového uložení kolejnic. Tento problém posléze vyústí v nerovnoměrném zatížení jednotlivých pražců kolejového roštu. Největší zatížení způsobuje vlastní hmotnost stroje, která se do kolejnice vnáší velkým počtem pojezdových kol. Na podložce s nižší únosností je nutné zvýšit únosnost kolejového roštu. Toho se docílí zmenšením jejich vzájemné vzdálenosti. Při překročení namáhání kolejnice může dojít až k jejímu lomu. To je vážná vada kolejiště, která může ohrozit stabilitu stroje.

V současné době se na Severočeských dolech a.s. využívá kolejového podvozku zcela výjimečně. Je aplikován pouze na skládkových strojích USS, USSK (obr. 10), KSS (obr. 11) a ZNKK, což je zakládací a nakládací kolejový kolesový skládkový stroj z produkce firmy PRODECO a.s..



**Obr. 10 – Kolesový skládkový stroj KSS na DNT**



**Obr. 11 – Universální skládkový stroj kolesový USSK na DB**

## 4 Housenicový podvozek

V podmínkách současných povrchových dolů se ukazuje, že nevhodnější konstrukce dobývacích strojů jsou rýpadla bez výsuvu kolesového výložníku. Technologie dobývání v bloku bezvýsuovým rýpadlem zákonitě vede k použití housenicového podvozku. Housenicový podvozek je řešen vahadlovým systémem jako sestava dvou, tří, šesti a někdy i dvanácti nosičů housenic uspořádaných do takového tvaru, který zajišťuje stabilitu stroje při těžbě i transportu. Použití housenicových podvozků přináší celou řadu výhod, jako jsou například:

- pohyb přímo po pojezdové plošině – odpadá výstavba kolejiště
- možnost pohybu po nerovnostech
- nižší nároky na únosnost pracovní plošiny bez rizika narušení stability stroje
- větší stoupavost než u kolejového podvozku
- výrazně lepší pohybové možnosti včetně jízdy do oblouku s menším poloměrem
- menší vliv setrvačných hmot vzhledem k vysokým jízdám odporům

Přestože se v poslední době jeví housenicový podvozek jako nejvýhodnější konstrukční řešení zařízení pro přemísťování velkstroje, jeho použití přináší i nevýhody:

- aplikace mohutných a výkonných pohonných jednotek pro překonání velkých jízdám odporů
- velká provozní hmotnost, která může tvořit až 1/3 celkové hmotnosti stroje a výrazně ovlivňuje jeho výrobní cenu
- vysoké nároky na kvalitu výrobních materiálů
- nebezpečí skluzu při pohybu v příčném sklonu
- snížené pohybové schopnosti při boření v terénu s nižší únosností pojezdové plošiny

Housenicový podvozek je obvykle složen ze dvou nebo více housenic. V závislosti na typu a použití stroje se liší i jejich samotné konstrukční provedení. V zásadě však bude každá housenice sestavena ze základních dílů a to z nosiče housenice, turasového kola, pohonu, napínacího kola, systému vahadel, pojezdových kol, podpěrných kladek, housenicového pásu a příslušenství.

**Nosič housenice** je část ocelové konstrukce připojená pevně nebo kloubovým spojením ke spodní stavbě, která nese ostatní prvky potřebné k zajištění funkčnosti. Obvykle se jedná o uzavřený vyztužený krabicový nosník svařený z tlustých ocelových plechů. Pokud se jedná o housenici párovou, která není bezprostředně připojena ke spodní stavbě je v místě začepování do příčniců opatřena vevařeným odlitkem náboje.

**Turasové kolo** je umístěno na jednom z konců nosiče housenic. Konstrukční provedení uložení je v převážné většině řešeno pomocí hřídele s kluznými ložisky. Obvod turasového kola je tvarován tak, by zapadal do střední části housenicových článků z důvodů přenosu kroučicího momentu. Zapadající výstupky turasu jsou buďto součástí samotného tvaru kola, nebo je jeho obvod opatřen vyměnitelnými zuby, což zaručuje lepší možnosti opravy při dosažení velkého opotřebení.



Obr. 12 – Různá provedení konstrukce turasového kola

**Pohon housenice** je tvořen převodovkou s elektromotorem a brzdou. Převodovky mohou být různé konstrukce, například s kuželočelním vstupem, planetové nebo šnekoplanetové. Převodovka je svou výstupní hřídelí za účelem přenosu krouticího momentu napojena na turasové kolo, které dále pohání housenicový pás. Způsob napojení může být opět rozličný. Motor je připojen k převodovce spojkou, jejíž součástí je kotouč nebo buben brzdy. U moderních pohonů se jedná z důvodů plynulé regulace rychlosti pojezdu o nízkonapěťový asynchronní motor s kotvou nakrátko řízený frekvenčním měničem, který bývá opatřen ventilátorem chlazení se samostatným pohonem.

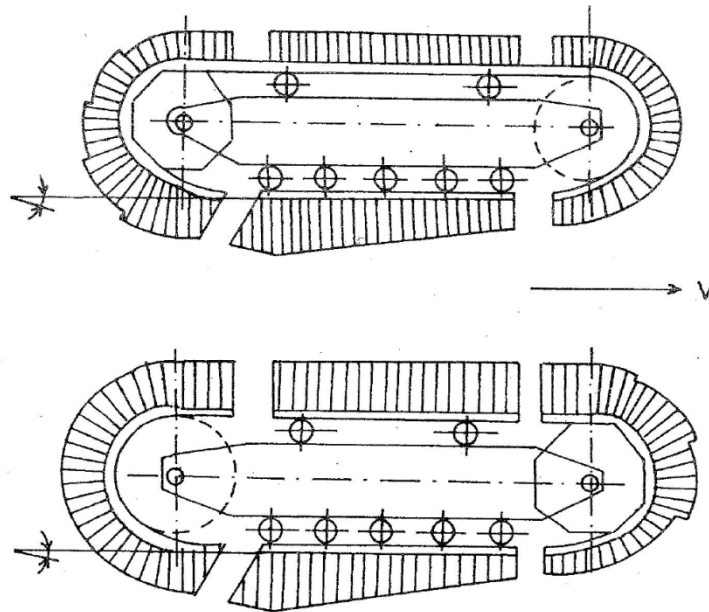
**Napínací kolo** udržuje doporučené napnutí housenicového pásu. Jedná se o volně unášené kolo. Jeho hřídel je uložen v kamenech, které mají na nosiči housenice vedení posuvné ve směru osy pojezdu. Posun těchto kamenů je zajištěn prostřednictvím hydraulických válců, kde každý válec působí na jeden konec hřídele kola. Konečná poloha napínacího kola je aretována pomocí šroubů.

Na obr. 13 je jedna z housenic podvozku rýpadla KK 1300, kde je viditelný nosič housenice, turasové kolo, pohon, napínací kolo, systém vahadel, pojezdová kola, podpěrné kladky, housenicový pás, kabelový rozvod a kryty.



Obr. 13 – Housenice podvozku rýpadla KK 1300

Průběh tahu v housenicovém pásu je znázorněn na obr. 14 [2]. V první části obrázku jde o variantu, kdy je turasové kolo ve směru pojezdu v zadní části housenice. Spodní větve housenicového pásu ležící na pojezdové plošině je zatížena tahem, kdežto horní větve položená na podpěrných kladkách je tlačena směrem k napínacímu kolu. Ve druhé části obrázku jde o variantu opačnou. Turasové kolo je ve směru pojezdu v přední části housenice, horní větve je tažena a spodní tlačena.



**Obr. 14 – Průběh tahu v housenicovém pásu**

Na housenicový pás působí celá řada jízdních odporů  $W_i$ . Hnacím turasem je tedy nutné vyvodit takový tah v housenicovém pásu, který všechny tyto odpory překoná. Pro výslednou tažnou sílu platí vztah:

$$F_T \geq \sum_{i=1}^n W_i \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

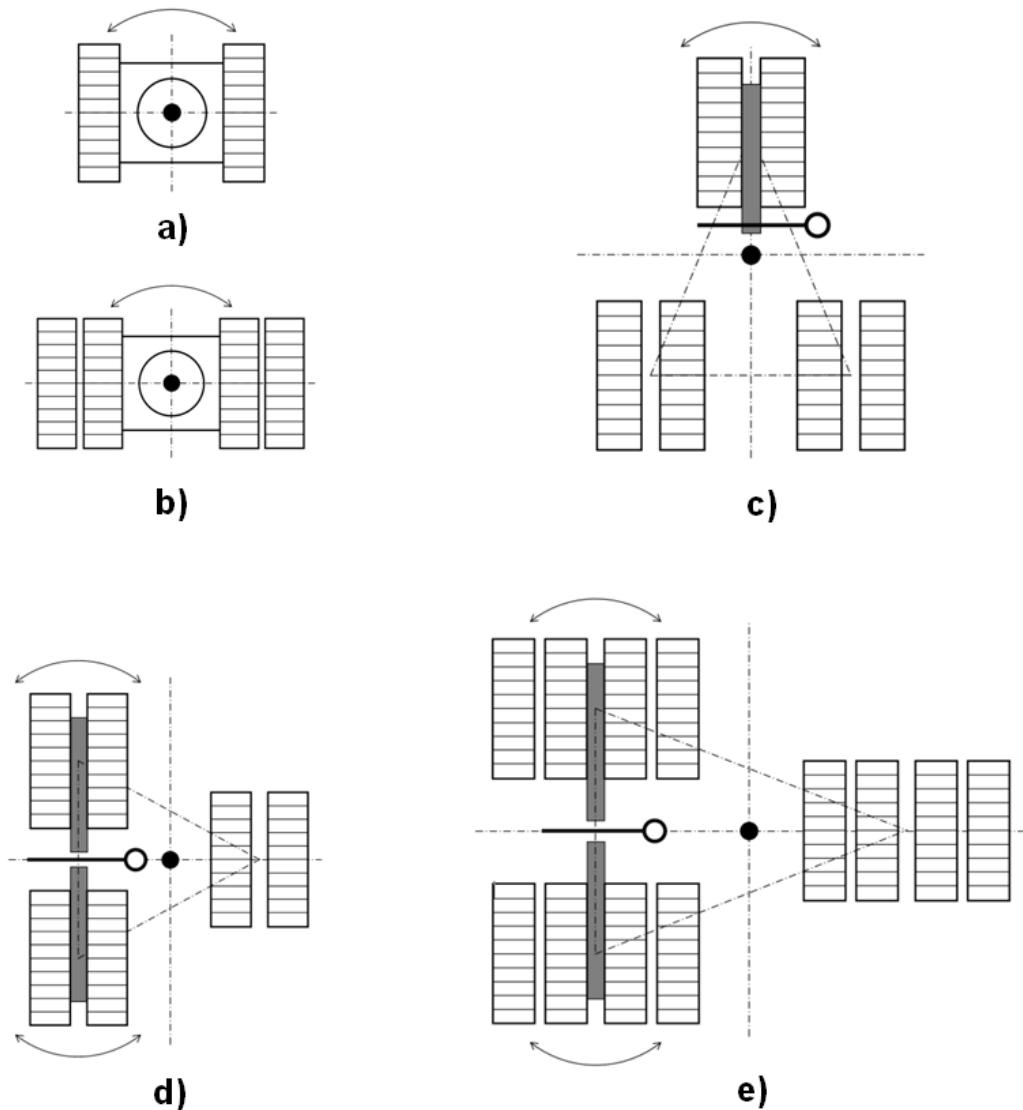
$$\sum W = W_a + W_v + W_p + W_o + W_s + W_r \quad [\text{N}] \quad (4.2)$$

- $W_a$  – odpor ze zrychlení při pojezdu
- $W_v$  – valivý odpor při přímé jízdě
- $W_p$  – pasivní vnitřní odpory podvozku
- $W_o$  – odpor při jízdě obloukem
- $W_s$  – odpor při jízdě do svahu
- $W_r$  – odpor větru



## 4.1 Systémy housenicových podvozků

Systém housenicového podvozku je pojem, kterým je specifikováno obecné schéma uspořádání housenic dané jejich počtem a pozicí – viz obr. 15. Typ housenicového podvozku má potom vlastní konstrukční provedení. Jedná se o tvar, počet a sestavení podpěrných kladek, pojezdových kol, turasů, napínání, článku housenicového pásu, provedení nosiče housenice a jeho uložení resp. připojení ke spodní stavbě.



Obr. 15 – Systémy housenicových podvozků

Systém provedení podvozku **a)** dle obr. 15 se využívá u velkstrojů s malou hmotností. Na Severočeských dolech a.s. je tento typ nasazen na rýpadle K 650 z produkce firmy UNEX a.s. a dále se využívá jako podvozek podpěrného vozu spojovacího mostu na zakladačích řady ZP 5500, ZP 6600, ZPDH 6300, ZPD 8000 a ZP 10000.



**Obr. 16 – Rýpadlo K 650 na DB**

Systém uspořádání podvozku **b)** dle obr. 15 je na Severočeských dolech a.s. nasazen na podpěrném voze nakládacího výložníku rýpadel řady KU 800. Zatačení těchto podvozků je zajištěno rozdílnou rychlostí nebo protichůdným pohybem jednotlivých housenic.



**Obr. 17 – Podvozek podpěrného vozu nakládacího výložníku rýpadla KU 800**

Uspořádání housenic v provedení **c)** dle obr. 15 představuje tři dvojice housenicových podvozků, na nichž je kloubově uložena spodní stavba. Oba housenicové pásy každého podvozku jsou vzájemně kyvné kolem střední nápravy. Housenicové podvozky se skládají ze samostatných nosičů housenic skříňové konstrukce, s velkými a malými vahadly plně vahadlového systému, ve kterých jsou kloubově uloženy pojezdové kladky. Na Severočeských dolech a.s. je podvozek tohoto konstrukčního uspořádání nasazen na rýpadlech řady KU 300. Zatáčení je zajištěno v rozsahu až  $\pm 16^\circ$  elektromechanickým natáčením předního říditelného podvozku a to tak, že dvě přední housenice mají samostatně ovládané motory. Změnou rychlosti jednotlivých housenic předního říditelného páru dojde k jeho natočení. Zadní dvojice housenic jsou ovládány společně.



**Obr. 18 – Rýpadlo KU 300 na DB**

Uspořádání housenicového podvozku v provedení **d)** dle obr. 15 opět tvoří tři dvojice housenicových podvozků. Dvě dvojice jsou říditelné a ke spodní stavbě jsou připojeny kloubovým spojením. Konstrukci tohoto spojení tvoří na horní straně nosičů housenic kulové vrchlíky, do nichž zapadají pánve, uložené na konzolách spodní stavby. Jedna dvojice je pevná, neříditelná a ke spodní stavbě je připojena příčnickem ve funkci křížového čepu. Spojnice připojovacích bodů jednotlivých párů housenic tvoří rovnostranný trojúhelník. Všechny housenice jsou celovahadlové, ve dvojici nezávisle kyvné kolem osy kolmé na směr pojezdu. Tento pohyb je zajištěn prostřednictvím čepu pro uložení nosiče housenic, jak vyplývá z obr. 21. Konstrukce vahadel jsou obvykle skříňové, svařené z tlustých plechů a odlitků. Konstrukce nosiče housenic je obdobně jako u vahadel tvořena uzavřeným průřezem svařeným z tlustých plechů.

Řízení podvozku je řešeno asymetrickými rameny, která jsou součástí nosičů říditelných housenic. Tato ramena jsou mezi housenicemi kloubově spojena, aby je bylo možné natáčet. Spojení ramen je opatřeno pojezdovou kladkou, která se pohybuje po kruhové kolejnici. Sílu potřebnou k natočení říditelných housenicových dvojic přenáší pohybový šroub, nebo u modernějších strojů přímočarý hydromotor. Lepší manévrovací schopnosti stroje jsou dosaženy při použití přímočarého hydromotoru, který umožňuje zpravidla větší úhly natočení housenice.

Na Severočeských dolech a.s. je tento systém podvozků aplikován u rýpadel K 800, SchRs 1320 a SchRs 1550, která těží v lokalitě DNT. Na DB používají tento systém podvozku rýpadla K 2000 a KK 1300. Jediný ze zakladačů s tímto systémem podvozku je zakladač ZPDH 6300. Na podpěrných vozech spojovacích mostů uvedených velkstrojů (mimo K 800, které podpěrný vůz nemá) je provozován stejný systém podvozku s tím rozdílem, že housenice nejsou uspořádány po dvojicích, ale podvozek tvoří pouze tři samostatné housenice.



**Obr. 19 – Rýpadlo K 2000 na DB**

Uspořádání housenic v provedení **e)** dle obr. 15 je ve své podstatě totožné s variantou provedením **d)**. Odlišnost spočívá v tom, že jednotlivé části podvozku netvoří dvojice, ale čtveřice housenic. Na povrchových dolech v České republice se tento systém podvozku nevyskytuje. Je aplikován pouze na velkstrojích nasazených v zahraničí. Na obr. 20 je uvedeno rýpadlo řady SchRs 4600, které těží uhelnou sloj na lokalitě Hambach ve Spolkové republice Německo.



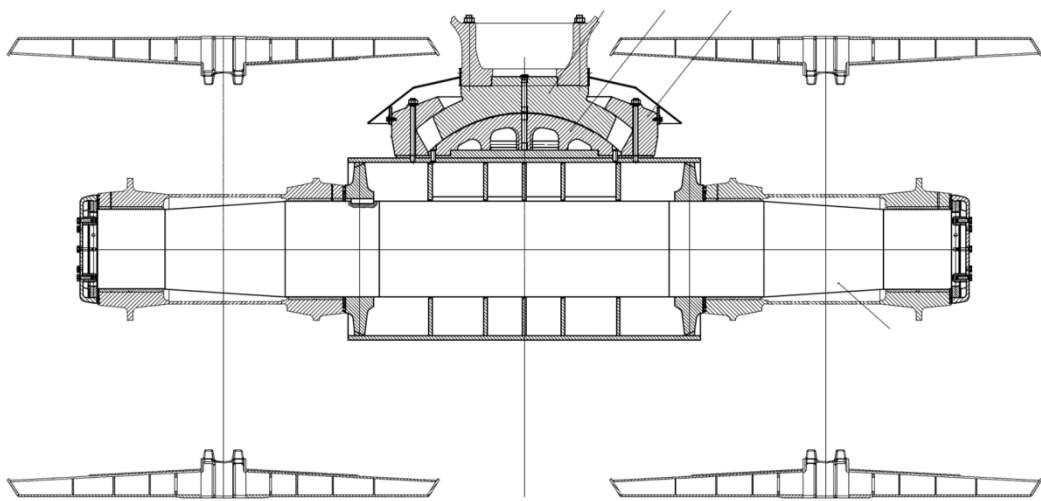
**Obr. 20 – Rýpadlo SchRs 4600 na dole Hambach**

## 4.2 Typy housnicových podvozků

Typy housnicových podvozků lze dále rozdělovat podle vlastních konstrukčních prvků, nebo podle jejich specifických funkčních vlastností.

### 1) Podle způsobu uložení velkstroje na vlastním podvozku

- vícebodové uložení
- čtyřbodové uložení
- tříbodové uložení
- tříbodové uložení vícehousnicového podvozku



Obr. 21 – Průřez kloubového uložení nosiče říditelné housnice KK 1300

### 2) Podle způsobu natáčení velkstroje

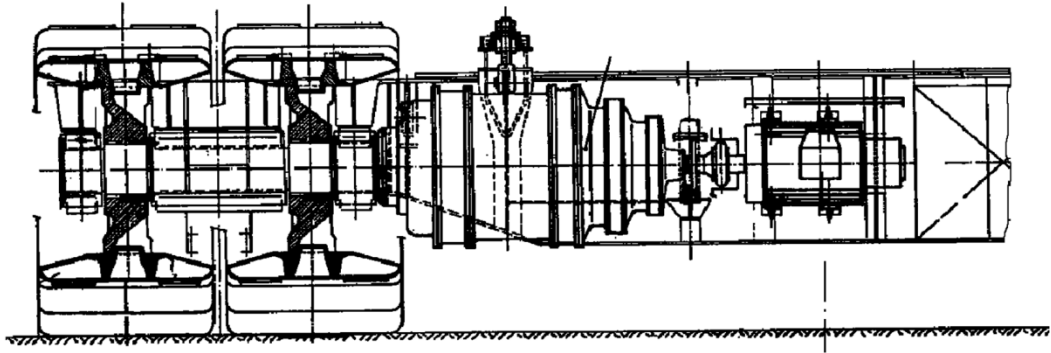
- neřiditelné housnice - jedná se o všechny dvouhousnicové systémy, u kterých dochází k natočení podvozku vlivem rozdílu rychlostí jednotlivých housnic
- říditelné housnice

### 3) Podle mechanismu natáčení říditelných housnic

- natáčení housnic pohybovým šroubem
- natáčení housnic přímočarým hydromotorem
- natáčení housnic lanovým převodem

**4) Podle koncepce provedení pohonu housenic**

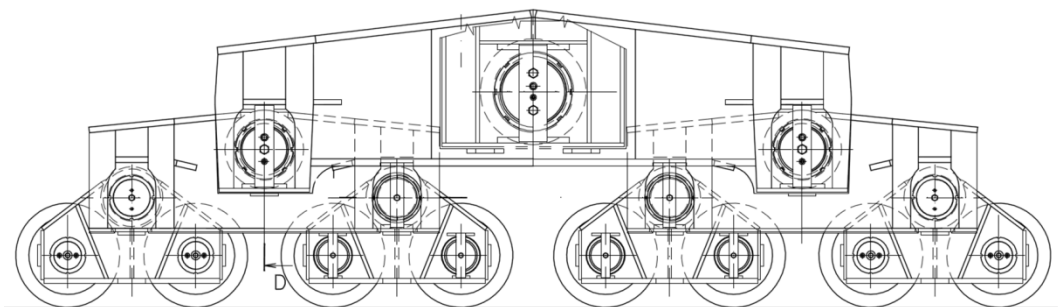
- společný pohon pro každý pár housenic
- samostatný pohon každé housenice



Obr. 22 – Společný pohon pro každý pár housenic na podpěrném voze KU 800

**5) Podle systému uspořádání vahadel**

- jednostupňové
- dvoustupňové
- třístupňové

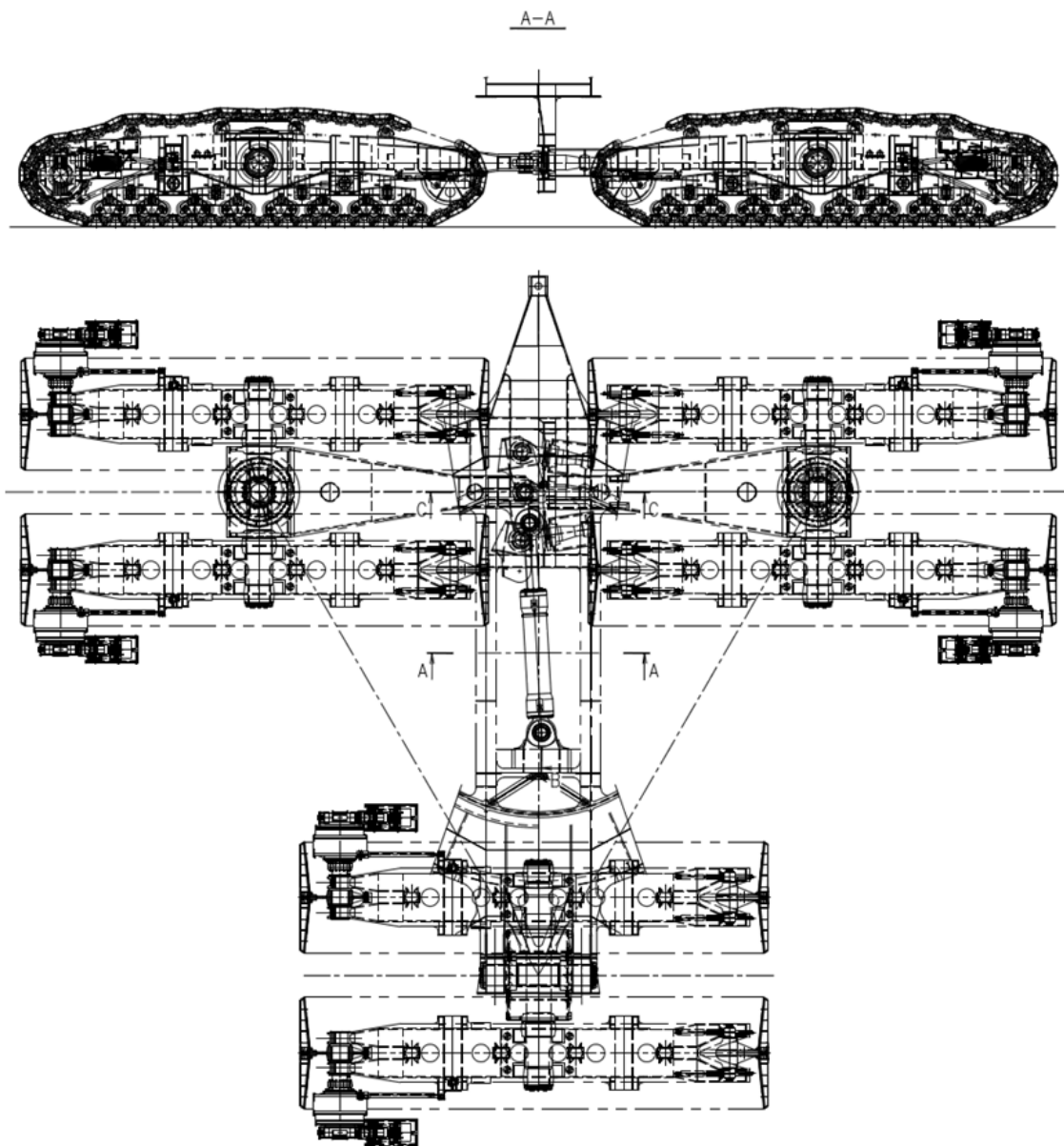


Obr. 23 – Systém třístupňového uspořádání vahadel podvozku K 2000

## 6) Podle počtu pojezdových kladek

- s malým počtem pojezdových kladek – hmotnost stroje se přenáší na malý počet prvků
- s velkým počtem pojezdových kladek – výhodnější pro velkstroje vysoké hmotnosti

Další, jemnější rozdělení housenicových podvozků je možné provádět například podle konstrukčního provedení nosiče housenic, podle typu a umístění pohonu housenic, podle provedení turasového kola, podle způsobu napínání housenicového pásu atd.



Obr. 24 – Celkové uspořádání podvozku rýpadla KK 1300



## 5 Kráčivý podvozek

Na celé řadě velkostrojů provozovaných v současné době na povrchových dolech se jako zařízení pro přemísťování využívá kráčivý podvozek. Přesto, že jsou známé mechanické systémy kráčivých podvozků, jako je kráčivé zařízení s výstředníky, kráčivé zařízení s klikovým mechanismem, vahadlové zařízení na kráčení a kráčivé zařízení anglické firmy Ransomes & Rapier, pro přesun velkostrojů se využívá výhradně systémů hydraulických. Mechanické systémy našly své uplatnění především u lopatových rýpadel.

Kráčivý podvozek je sestava vnější a vnitřní opěry, nebo opěrné části spodní stavby a připojených pohyblivých chodidel. Jednotlivé části spojené do hydraulicky ovládaného mechanismu ve výsledku zajišťují pohyb stroje.

Kráčivý podvozek má své nesporné výhody, mezi které patří:

- nízký měrný tlak na pojezdovou plošinu vlivem velké dosedací plochy podvozku
- nízká stavební výška podvozku pozitivně ovlivňuje stabilitu stroje
- relativně malá konstrukční hmotnost
- velké manipulační schopnosti

Nevýhody kráčivého podvozku:

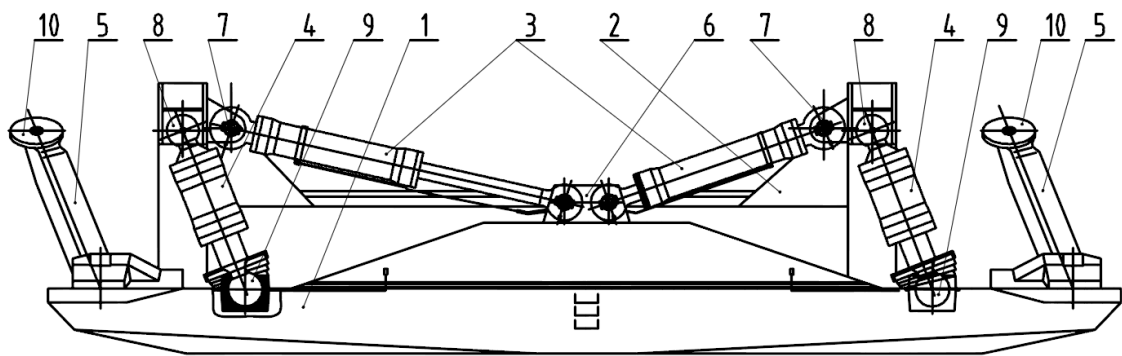
- větší konstrukční složitost než u podvozků housenicových
- vyšší energetické nároky na provoz
- výrazné zvýšení teploty tlakového oleje při transportech na velké vzdálenosti
- nízká transportní rychlost

Velkstroje nasazené na povrchových dolech v České republice využívají čtyři systémy hydraulických kráčivých podvozků. Každý z těchto systémů má své specifické vlastnosti. Jejich konstrukční provedení a kinematika pohybu určuje rozsah manipulačních schopností. Jedná se o hydraulické systémy kráčivého podvozku:

- kráčivý podvozek se čtyřmi přímočarými hydromotory
- kráčivý podvozek se dvěma přímočarými hydromotory do V
- kráčivý podvozek s vnitřní a vnější opěrou
- kráčivý podvozek s vnějšími prstenci

## 5.1 Kráčivý podvozek se čtyřmi přímočarými hydromotory

Tento hydraulický systém kráčivého podvozku velkstroje se skládá z opěrné části spodní stavby stroje ve tvaru obdélníku a ze dvou rovněž obdélníkových chodidel, kde každé z nich je umístěné na jedné straně spodní stavby stroje. Připojení každého z chodidel na spodní stavbu je provedeno pomocí dvou vertikálních přímočarých hydromotorů, dvou horizontálních přímočarých hydromotorů a vyrovnávacího mechanismu složeného ze dvou pohyblivých vzpěr krabicové konstrukce. Vzpěry usměrňují vzájemný pohyb chodidel a spodní stavby. Každé chodidlo má vlastní pohonnou jednotku a je schopno samostatného pohybu. Pohonné jednotky jsou včetně veškerého příslušenství umístěny v útrokách spodní stavby stroje.



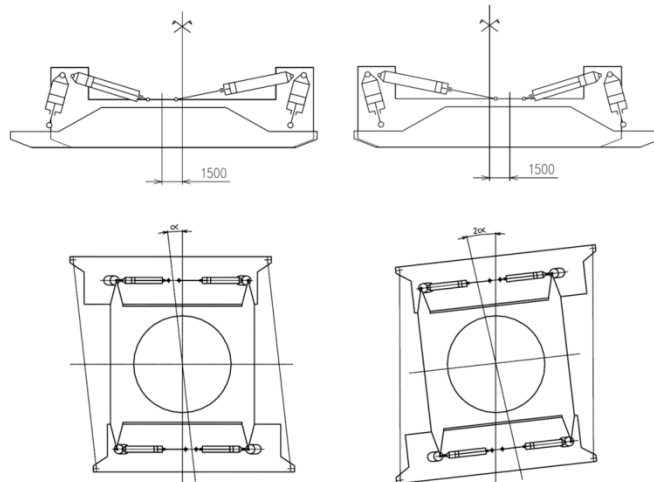
Obr. 25 – Chodidlo kráčivého podvozku se čtyřmi PČH

1 – chodidlo, 2 – spodní stavba, 3 - horizontální PČH, 4 – vertikální PČH, 5 – vzpěry chodidla, 6 – uložení horizontálních PČH na chodidle, 7 – uložení horizontálních PČH na spodní stavbě, 8 – uložení vertikálních PČH na spodní stavbě, 9 – uložení vertikálních PČH na chodidle, 10 – uložení vzpěry na spodní stavbě

Pohyb stroje, takzvaný krok se skládá ze dvou částí. První část kroku je přípravná. Chodidla se vlivem účinků dvojice horizontálních PČH předsunou ve směru dalšího pohybu stroje. V této fázi se pístnice vertikálních PČH volně zasouvají a vysouvají podle polohy chodidla vůči spodní stavbě. Při předsouvání nejsou chodidla nadzvedávána z pojezdové plošiny, ale dochází k jejich sunutí za určitého tření. Po dokončení předsunutí chodidel se uzavře průtok nad písty vertikálních PČH, ty se stanou pevnými podpěrami a opačným účinkem dvojice horizontálních PČH se přemístí stavba stroje.

Změna směru pohybu je zajištěna prostřednictvím natočení celého stroje, které je realizováno protichůdným směrem pohybu chodidel.

Velkostroj při kráčení střídavě dosedá na pojezdovou plošinu opěrnou plochou spodní stavby nebo opěrnou plochou chodidel. Mimo kráčení velkostroj dosedá oběma částmi podvozku najednou, což výrazně sníží měrný tlak na podložku.



**Obr. 26 – Schéma kráčení hydraulického systému se čtyřmi PČH**

Na povrchových dolech v České republice je tento systém kráčivého podvozku aplikován pouze na rýpadlech řady KU 800 a je chráněn českým patentem.



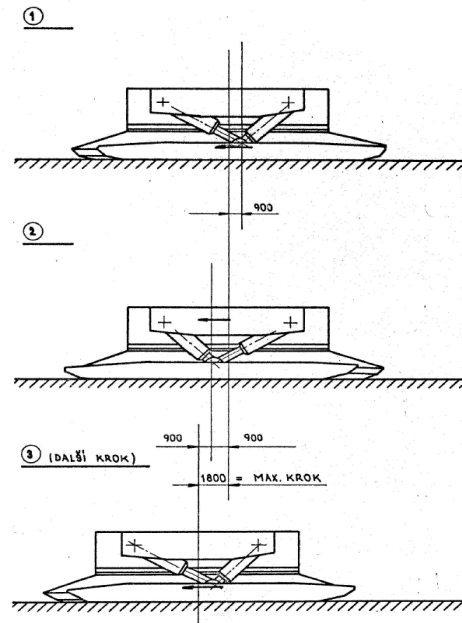
**Obr. 27 – Rýpadlo KU 800 na DB**

## **5.2 Kráčivý podvozek se dvěma přímočarými hydromotory do V**

Hydraulický systém kráčivého podvozku se dvěma přímočarými hydromotory do V je složen z vnitřní kruhové opěry tvaru disku, a ze dvou obdélníkových ližin. Jedna z ližin je situovaná pod zakládací výložník a jedna pod výložník vyvažovací. Každá z ližin je připojena pomocí dvou přímočarých hydromotorů a dvou odpružených, kloubově uložených mechanických táhel ke spodní části ocelové konstrukce otočného svršku. Tělesa obou přímočarých hydromotorů jsou na straně stroje připojena pomocí kloubových ložisek do zhlaví. Pístnice obou PČH jsou připojeny k ližině opět kloubovým ložiskem na jednom společném čepu. Podvozek je opatřen dvěma vzájemně propojenými pohonnými jednotkami, z nichž každá ovládá pohyb jedné ližiny. Ve své podstatě se jedná o hydraulický systém kráčení s hydraulickým válcem hlavním a pomocným.

Pohyb stroje je docílen pomocí dvou hlavních fází kroku. Rozumí se tím sunutí ližin a sunutí stroje. Kromě hlavních fází je nutné provedení pomocných fází kroku, obsahujících přítlak ližin na pojezdovou plošinu a dekompresi přímočarých hydromotorů. První fáze kroku, tedy sunutí ližin je vyvozena zasouváním pístnice pracovního, tedy ve směru zamýšleného pohybu předního PČH. Toho se docílí přivedením tlakové kapaliny na činné plochy pod písty PČH. Při sunutí ližin se pístnice zadních, tedy podpěrných PČH volně vysouvají. Na konci dráhy sunutí ližin se každá z nich zastavuje samostatně na základě signálu koncových spínačů omezení pohybu dané dvojice PČH. Po přepnutí ovládání na funkci sunutí stroje následuje nejprve přítlak ližin, který je automaticky proveden na začátku této fáze kroku. Účelem přítlaku je zatlačit protiskluzové lišty na spodní dosedací ploše ližin do terénu pojezdové plošiny a zabránit tak nadměrnému prokluzu při sunutí stroje. Dostatečný přítlak je dosažen krátkodobým vysouváním pístnic pracovních i podpěrných PČH sníženou silou. V této fázi se přivádí tlaková kapalina nad písty všech čtyř PČH tlakem omezeným na úroveň potřebnou k dosažení přítlaku ližin. Následuje fáze sunutí stroje. Pístnice pracovních PČH se vysouvají za účinku plného pracovního tlaku. Vyvozená síla způsobí nadlehčení a posunutí celého stroje i s dosedací opěrou. Pístnice podpěrných PČH se zasouvají, ale tomuto zasouvání je kladen hydraulický odpor, vznikající odtokem oleje vytlačovaného z prostoru nad pístem přes přepouštěcí ventily. Tímto způsobem se na podpěrném PČH vytváří nadlehčovací síla. Konec pohybu je opět definován najetím na koncový spínač. Po ukončení sunutí stroje zůstává nad písty všech PČH zbytkový tlak, vytvořený nadlehčovací silou. Dekomprese je poslední fází kroku, při které se tento zbytkový tlak zpomalně odpouští, přičemž dochází k mírnému zasunutí pístnic všech PČH. Cyklickým opakováním jednotlivých fází je dosaženo pohybu stroje.

Směr pohybu stroje je dán směrem pohybu ližin. Změny směru pohybu stroje lze dosáhnout úplným nadzvednutím ližin a natočením otočného svršku do požadovaného směru. Při těžbě je nutné, aby obě ližiny byly trvale a úplně zvednuté, zbavené kontaktu s pojezdovou plošinou.



**Obr. 28 – Schéma kráčení podvozku se dvěma PČH do V**

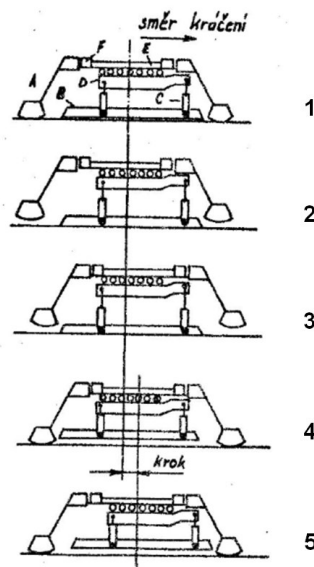
Na povrchových dolech v České republice je tento systém kráčivého podvozku aplikován na zakladačích řady ZP 5500 a jejich intenzifikovaných verzích ZP 6600 a ZP 6800.



**Obr. 29 – Zakladač ZP 6600 na DB**

### 5.3 Kráčivý podvozek s vnější a vnitřní opěrou

System kráčivého podvozku s vnější a vnitřní opěrou umožňuje velkstroji pohyb jakýmkoliv směrem z výchozího postavení. Otáčení horní stavby stroje je nezávislé na poloze podvozku, je omezeno pouze krajními polohami spojovacího mostu a natočením kabelové smyčky propojující pevnou a otočnou část stroje. Podvozek je tvořen vnější kuželovou opěrou, rozšířenou ve spodní části do mezikruhového tvaru. Uvnitř této opěry je umístěna s dostatečnou vůlí vnitřní kruhová opěra. Propojení obou opěr je provedeno dvoudílným roštem, který je ve spodní i horní části opatřen přímými kulovými drahami. Směr vedení spodních přímých kulových drah je kolmý na směr vedení horních. Oba díly roštu jsou svázány ve vertikálním směru čtyřmi čepy prostřednictvím kloubového výsuvného spojení a čtyřmi vertikálními přímočarými hydromotory, které zajišťují zdvih jedné nebo druhé opěry. Vodorovný pohyb opěr zajišťují dva na sebe kolmé horizontální přímočaré hydromotory. U tohoto systému podvozku nelze z pohledu kráčení hovořit o natočení stroje, protože polohu natočení podvozku nelze ovlivnit. Směrování podvozku se provádí složením pohybů obou navzájem kolmých horizontálních přímočarých hydromotorů. Příslušný směr je potom určen poměrem rychlosti posuvu horizontálních PČH. Proces kráčení se skládá z cyklicky se opakujících, na sebe navzájem navazujících fází dle schématu pohybu uvedených na obr. 30 [2].



Obr. 30 – Schéma kráčení podvozku s vnější a vnitřní opěrou

1 – zvednutí vnější opěry (stroje), 2 – sunutí vnější opěry, 3 – spuštění vnější opěry, 4 – zvednutí vnitřní opěry, 5 – sunutí vnitřní opěry zakončené jejím spuštěním

Na povrchových dolech v České republice je tento systém kráčivého podvozku aplikován na zakladačích ZP 2500, ZP 3500, ZPD 8000, ZP 10000 a na korečkovém rýpadle RK 5000.



**Obr. 31 – Zakladač ZPD 8000 na DB**



**Obr. 32 – Rýpadlo RK 5000 na VUS**

## **5.4 Kráčivý podvozek s vnějšími prstenci**

System kráčivého podvozku s vnějšími prstenci je zcela jedinečný a je aplikován pouze na rýpadle K 10000, které je nasazeno na Dolech Bílina.

Základní části systému kráčivého podvozku s vnějšími prstenci tvoří válcová dvoudílná vnitřní opěra, opatřená na spodní straně podvozku kruhovou dosedací deskou a dvoudílná opěra vnější. Na spodní část vnitřní opěry ve tvaru kruhového disku navazuje horní část vnitřní opěry, kterou představuje otočná deska, jejíž horní plocha je základnou pro vetknutí ocelové konstrukce otočného svršku velkstroje. Mezi spodní a horní částí vnitřní opěry je zabudovaná kulová dráha o průměru 23 m, která umožňuje otáčení horní stavby stroje.

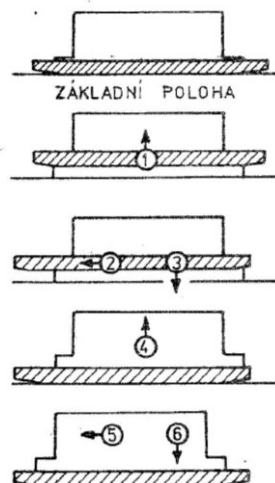
Horní díl vnější opěry tvoří ucelený prstenec, který je soustředný s opěrou vnitřní. Prstenec je pohyblivě uložen na kruhové kulové dráze o průměru 29 m. Spodní kroužek kulové dráhy je součástí horního dílu vnitřní opěry a je umístěn na jejím vnějším okraji. Horní kroužek kulové dráhy je součástí vnějšího prstence a je umístěn na jeho vnitřním okraji. Toto uložení zajišťuje možnost otáčení vnějšího prstence vůči vnitřní opěře, čímž lze docílit libovolného nastavení směru pohybu stroje. Zároveň je však vnitřní průměr vnějšího prstence po celém obvodu opatřen kruhovou opěrnou stoličkou průřezu rovnoramenného lichoběžníku, která koresponduje s protilehlou částí umístěnou na vnějším průměru spodní části otočné desky. Opěrná stolička umožňuje vnějšímu prstenci zvedání stroje v době kráčení. V době mimo kráčení, nebo při těžbě je mezi oběma částmi stoličky mezera z důvodů potřeby nezávislého otáčení. Současně však na vnější prstenec působí takzvaný nulový tlak od všech osmi vertikálních přímočarých hydromotorů. Tento tlak je nastaven na hodnotu, která odlehčuje kulovou dráhu průměr 29 m, ale pouze v takových hodnotách, které zajistí, že se spodní a horní část opěrné stoličky nedotýkají.

Pod prstencem se nacházejí jako spodní část vnější opěry dvě ližiny. Každá z nich je ještě rozdělena v příčné ose souměrnosti na dvě stejné, kloubově spojené části. Ližiny jsou k prstenci vázány jednak soustavou vzpěr a táhel, které zabezpečují jejich vedení a polohu vůči prstenci při svislých a vodorovných pohybech, a dále soustavou osmi vertikálních a čtyř horizontálních přímočarých hydromotorů. Vertikální přímočaré hydromotory vyvozují sílu potřebnou ke zvedání vnitřní opěry v době kroku a zvedání ližin v době jejich předsouvání. Jsou souměrně rozloženy po obvodu vnějšího prstence a kulovými klouby připojeny k jeho ocelové konstrukci. Pístnice vertikálních PČH jsou kulovými klouby připojeny k vahadlům, kterým je umožněn prostřednictvím přímých válečkových drah podélný pohyb po ližině. Podélné osy přímých válečkových drah jsou



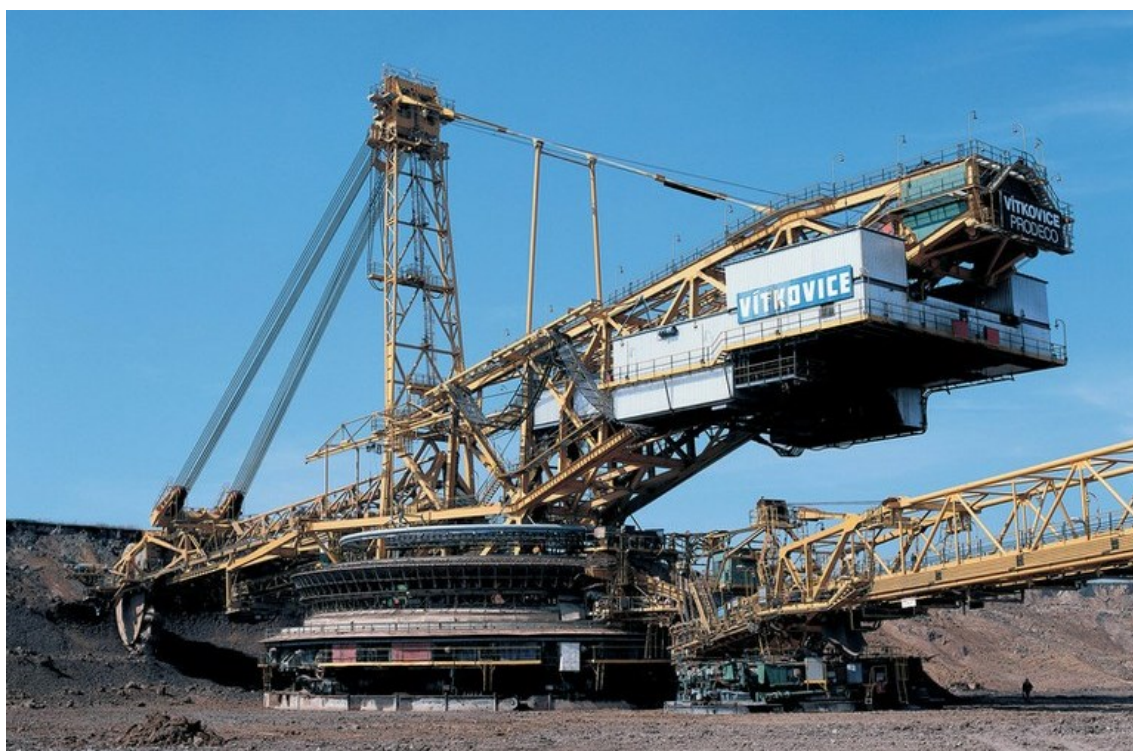
vždy totožné se směrem kráčení. Posuvný pohyb ve směru kráčení zabezpečují horizontální přímočaré hydromotory.

Samotný pohyb stroje se skládá ze šesti základních fází uvedených ve schématu pohybu na obr. 33 [2]. Nejprve se uvolní nulový tlak a působením vertikálních PČH dojde k nadzvednutí ližin. V této fázi dochází k plnému zatížení kulové dráhy průměr 29 m od hmotnosti obou vnějších prstenců. Při manipulaci se strojem se předpokládá, že směr pohybu je určen natočením vnějšího prstence s ližinami, které lze uskutečnit pouze při nadzvednutých ližinách prostřednictvím dvou pohonů směřování prstence. Pokud je posuv ližin nastaven rovnoběžně s podélnou osou přesouvání stroje, působením horizontálních PČH se předsunou na stranu uvažovaného směru pohybu. Natočení vnějšího prstence a předsunutí ližin jsou na sobě nezávislé operace a jejich pořadí lze zaměnit. Dále pak následuje spuštění ližin na pojezdovou plošinu a prostřednictvím vertikálních PČH dojde k nadzvednutí stroje. Nadzvednutí je realizováno tak, že vertikální PČH nadzvedávají vnější prstenc, jehož opěrná stolička zapadne do protikusu opěrné stoličky na horní části vnitřní opěry a ta je tím nadzvednuta. Zachycovací háky připevněné po obvodu kulové dráhy na horním dílu vnitřní opěry, po mírném odlehčení kulové dráhy 23 m zachytí spodní díl vnitřní opěry, nadzvednou ho a tím je stroj kompletně zvednutý. Následuje přesunutí stroje účinkem horizontálních PČH, spuštění stroje na pojezdovou plošinu a cyklickému opakování výše popsaných fází s cílem dosáhnout konečné pozice ustavení stroje.



**Obr. 33 – Schéma kráčení podvozku s vnějšími prstenci**

1 - zvedání ližin (vnější opěry), 2 – sunutí ližin, 3 – spuštění ližin, 4 – zvedání stroje (vnitřní opěry), 5 – sunutí stroje, 6 – spuštění stroje



**Obr. 34 – Rýpadlo K 10000 na DB**

## 6 Kolejokráčivý podvozek

Kolejokráčivý podvozek je atypický systém zařízení pro přesun velkstroje, který vzniká kombinací hydraulického kráčivého podvozku s mechanickým pojezdem po kolejích. Nachází využití u rýpadla bez výsuvu kolesového výložníku, které při těžbě pro vytvoření snímané třísky využívá posunu celého stroje.

Základem kolejokráčivého podvozku je spodní stavba, ke které jsou připojeny dvě ližiny dosedající na pojezdovou plošinu opěrnou deskou. Shora jsou ližiny osazeny oboustrannou kolejovou dráhou, po které pojíždí vahadlově uložená pojezdová kola, kloubově připojená k pístnicím vertikálních PČH. Tělesa válců PČH jsou pevně vetknuta do ocelové konstrukce spodní stavby. Spodní stavba dále dosedá přes kulovou dráhu na vnitřní válcovou opěru. Na horní hraně spodní stavby je další kulová dráha umožňující otáčení horní stavby rýpadla.

Při těžbě je spodní stavba s válcovou opěrou nadzvednuta nad pojezdovou plošinou a rýpadlo těžší pojížděním do řezu pomocí kolejového pojezdu. Síly nutné k pojíždění vykonává vrátek s lanovým kladkostrojem. Po vyčerpání délky pojezdu kolejové dráhy je nutné přestavení ližin. Dojde ke spuštění spodní stavby, která dosedne spolu s válcovou opěrou na pojezdovou plošinu a vertikální PČH nadzvednou ližiny. Po jejich nadzvednutí, je možné upravit směr dalšího pojezdu a to natočením ližin přes spodní kulovou dráhu. Vrátek s lanovým kladkostrojem zajistí přesunutí ližin v daném směru, následuje jejich spuštění, přizvednutí spodní stavby a stroj je připraven k dalšímu pojíždění po oboustranné kolejové dráze.

Na povrchových dolech v České republice se tento typ podvozku velkstroje nevyskytuje. Na obr. 40 a 41 je uvedeno kolesové rýpadlo ERŠR 5000 na kolejokráčivém podvozku z produkce ukrajinské firmy NKMZ (Novokramatorskij mašinostrojitelnyj zavód). Velkstroj o hmotnosti 4 700 tun je od roku 1979 nasazen při těžbě titanových písků na ukrajinském povrchovém dole GMK Volnogorsk.



**Obr. 35 – Kolesové rýpadlo ERŠR 5000 nasazené na GMK Volnogorsk**



**Obr. 36 – Detail podvozku rýpadla ERŠR 5000**

## 7 Konstrukční návrh kráčivého podvozku pro rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun

Formování konstrukčního návrhu kráčivého podvozku pro rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun, bude založeno na krátké rozvaze, určující směr vlastního návrhu a respektující stanovené zadávací podmínky.

Na začátku je nutné přihlédnout k faktu, že doposud se na velkstrojích nasazených při těžbě na povrchových dolech používaly čtyři typy kráčivých podvozků. Uvažovat o návrhu a vývoji zcela nové koncepce je v současných ekonomických podmínkách nereálné a to hlavně ze dvou důvodů. Prvním důvodem je nejistý výsledek, jako tomu je u každého prototypu obdobného zařízení a druhým důvodem je skutečnost, že poslední dvě desetiletí se úsilí v oblasti konstruování podvozků velkstrojů věnovalo systémům housenicovým. Tyto typy podvozků jsou oproti kráčivým na mnohem vyšší technické úrovni a jejich provozování se jeví ekonomicky výhodnější.

O provozu každého typu kráčivého podvozku existuje řada poznatků a zkušeností, na základě kterých bude nutné rozhodnout o tom, jakým směrem se bude konstrukční návrh dále ubírat. Na základě zadání je nutné navrhnout kráčivý podvozek pro kolesové rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun. S přihlédnutím k hmotnostem skutečných rýpadel se bude jednat o rýpadlo řady TC2 se jmenovitým výkonem  $5\,000\text{ m}^3\text{ sz}\cdot\text{hod}^{-1}$ . U rýpadel této velikosti je v běžné praxi vyžadováno, aby maximální měrný tlak na pojezdovou plošinu nepřesahoval hodnotu 0,15 MPa.

### 7.1 Volba systému kráčivého podvozku

U všech systémů kráčivých podvozků se vyskytuje řada skutečností, které jsou z hlediska provozování přinejmenším nepříjemné. Mezi takové patří například technická a ekonomická náročnost výroby všech hydraulických komponent, větší energetické nároky na provoz než u podvozků housenicových, výskyt nečistot v hydraulických obvodech, vysoké teploty hydraulického oleje při transportech na velké vzdálenosti, provozování hydraulických agregátů z pohledu ochrany životního prostředí a vysoké nároky na odbornost pracovníků obsluhy a údržby. Jedním z nejpálčivějších problémů je však obtížně opravitelná dosedací plocha kráčivého podvozku poškozená vlivem tření a nerovností pojezdové plošiny. Vhodnou volbou typu podvozku je možné některé nepříznivé skutečnosti výrazně eliminovat, ale nebude možné je odstranit úplně.

Systém kráčivého podvozku se čtyřmi PČH je nasazen na rýpadlech řady KU 800. Jedná se o velice stabilní a spolehlivý systém kráčení s dlouhou životností a nízkými

náklady na údržbu. Systém podvozku zaručuje vysokou stabilitu stroje jak při těžbě, tak při transportu a manipulacích. Spodní stavba i chodidla mají dostatečnou tuhost a i v případě nerovností pojezdové plošiny nepodléhají deformacím. Kromě již uvedených nevýhod kráčivých podvozků se tomuto systému dá vytknout nižší flexibilita při komplikovaných manipulačních operacích, které vyžadující změnu směru pohybu přesahující úhel sevření s podélnou osou stroje hodnotu více jak  $180^\circ$ . Při dostatečné zkušenosti obsluhy stroje se dá tato nevýhoda výrazně potlačit.

Praktické zkušenosti s nasazením hydraulického systému kráčivého podvozku se dvěma přímočarými hydromotory do V lze převzít z provozu zakladačů řady ZP 5500, ZP 6600 a ZP 6800. Provoz je poměrně spolehlivý, konstrukce jak mechanického, tak hydraulického uspořádání není složitá a po stránce běžné údržby nevyžaduje nadstandardní úsilí. Jeho velkým záporem je samotné konstrukční řešení. Během těžby, což je významná časová složka provozu velkostroje, je nutné držet zvednuté ližiny nad pojezdovou plošinou. To má dopad na snížení životnosti kloubů PČH vlivem nadměrného zatěžování. V pravidelných časových intervalech je pak nutné realizovat ekonomicky a časově náročnou opravu. Rýpadlo řady TC2 má zhruba dvojnásobnou hmotnost, než uvedený zakladač. Lze tedy oprávněně předpokládat, že poměrné navýšení hmotnosti chodidla rýpadla oproti hmotnosti ližiny zakladače by zmíněný problém ještě více prohlubovalo.

Dlouholeté provozování systému kráčení s vnější a vnitřní opěrou na zakladačích ZP 10000, ZPD 8000, ZP 2500, ZP 3500 a rýpadla RK 5000 odhalilo jeden zásadní a ve své podstatě neřešitelný problém. U velkostrojů řady TC2 je průměr vnější opěry 33 m. Celková plocha pod takto rozměrnou dosedací deskou je obrovská a je nutné ji udržet v rovině. Nerovnosti pojezdové plošiny způsobují nerovnoměrné rozložení zatěžujících sil v ocelové konstrukci spodní stavby, respektive vnější opěry, vyvolané hmotností stroje. V důsledku nesymetrického působení sil se spodní stavba deformuje, vzniká řada trhlin v klíčových uzlech ocelové konstrukce a je nerovnoměrně zatížená kulová dráha otočného svršku. Přes veškerou snahu udržet před strojem rovinu pojezdové plošiny, nelze udržet na této ploše současně i stejnou únosnost. Při dosednutí spodní stavby na nehomogenní povrch pojezdové plošiny opět dochází k deformacím ocelové konstrukce a výše uvedeným negativním dopadům.

Unikátním technickým skvostem je systém kráčení s vnějšími prstenci, nasazený pouze na jediném velkostroji, kolesovém rýpadle K 10000. Tento typ podvozku má téměř neomezenou variabilitu změny směru pohybu. Dá se konstatovat, že z jakéhokoliv postavení může začít kráčet jakýmkoliv směrem, což mu dává obrovský manipulační rozsah. Tato schopnost je vykoupena složitostí konstrukce, sestavené z velkého počtu

komplikovaně navazujících dílů. Podvozek je choulostivý na nerovnosti, k přesunutí stroje potřebuje naprostou rovinu a z pohledu údržby vyžaduje rozsáhlou péči.

Na základě výše uvedených poznatků z provozu jednotlivých systémů kráčení, je nejvhodnějším technický řešením pro koncepci konstrukčního návrhu kráčivého podvozku kolesového rýpadla řady TC2 systém se čtyřmi přímočarými hydromotory.

## 7.2 Zadávací podmínky

Pro další zpracování koncepce návrhu kráčivého podvozku dojde k upřesnění zadávacích podmínek tak, aby konečná podoba a rozměry splňovaly podmínky provozu kolesového rýpadla řady TC2 o hmotnosti 4 000 tun.

Tabulka 1 – Zadávací podmínky pro kráčivý podvozek

ZADÁVACÍ PODMÍNKY KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU KRÁČIVÉHO PODVOZKU RÝPADLA O HMOTNOSTI 4 000 TUN			
PARAMETR	OZNAČENÍ	VELIKOST	JEDNOTKA
Hmotnost rýpadla	$m_R$	4 000	[kg · 10 <sup>3</sup> ]
Maximální délka podvozku rýpadla	$l_{PRmax}$	30 000	[mm]
Maximální šířka podvozku rýpadla	$b_{PRmax}$	30 000	[mm]
Maximální výška podvozku rýpadla	$h_{PRmax}$	7 500	[mm]
Maximální teoretická délka kroku	$l_{Kmax}$	3 000	[mm]
Maximální měrný tlak na podložku	$p_{PPmax}$	0,15	[MPa]

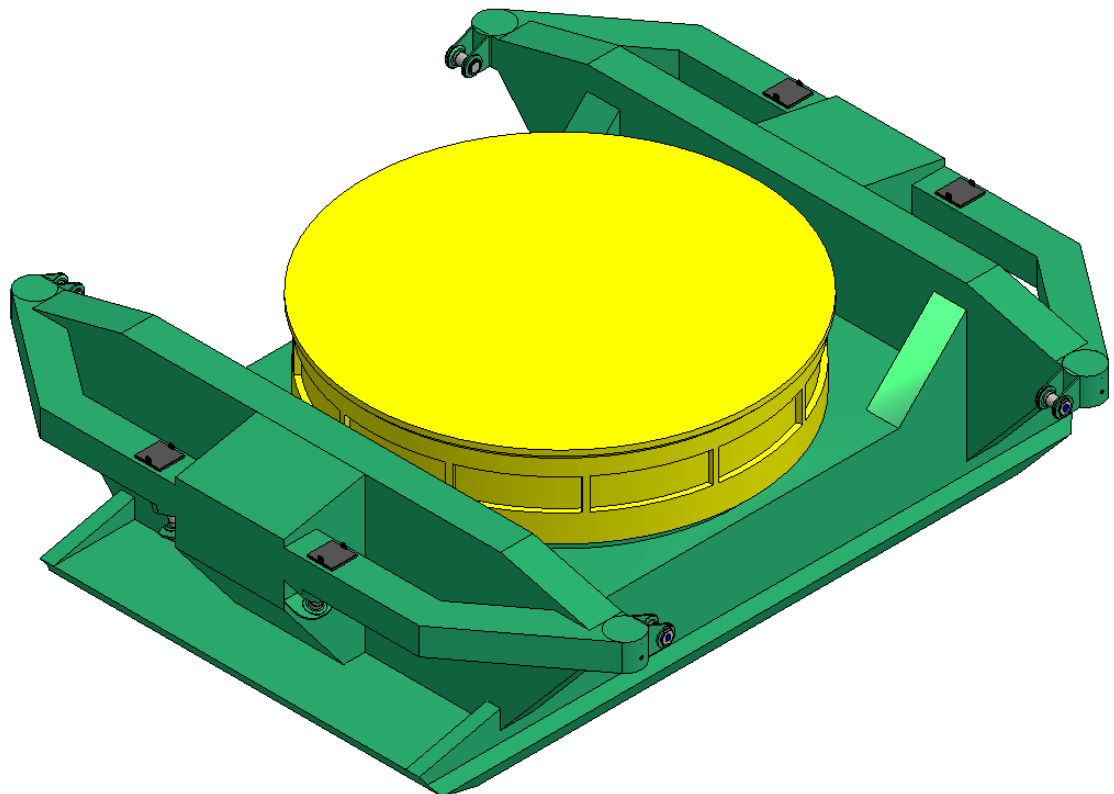
## 7.3 Mechanické části kráčivého podvozku

Konstrukce kráčivého podvozku bude sestavena ze vzájemně propojených základních celků:

- spodní stavba
- chodidla
- táhla chodidel
- horizontální přímočaré hydromotory
- vertikální přímočaré hydromotory
- klouby táhel a přímočarých hydromotorů
- kryty

### 7.3.1 Spodní stavba

Spodní stavba je největší částí kráčivého podvozku. Tvoří základní díl jeho ocelové konstrukce a je vyrobená jako svařenec z konstrukční oceli. Jedná se o skříňový nosník obdélníkového půdorysu o délce 24 400 mm a šířce 14 500 mm. Přední a zadní hrana základní desky spodní stavby je tvarována jako náběhová hrana pro zamezení hnutí materiálu na pojezdové plošině. Ve střední části dosahuje výška spodní stavby hodnoty 3 700 mm. Na ploše střední části je umístěna podkladnice kulové dráhy otočného svršku. Díky takto nízko umístěné kulové dráze je nízko položena i výšková souřadnice polohy těžiště stroje, a to má příznivý vliv na podmínky zachování stability. Z přední a zadní části základní desky spodní stavby vystupuje mohutný nosník až do maximální výšky podvozku tj. 7 093 mm. Nosník je vyztužen v podélné a příčné ose a v příčném směru se postupně rozšiřuje až na hodnotu 23 020 mm. Oba konce nosníku jsou uzpůsobeny pro montáž kloubového uložení vertikálních PČH a pro čepy kloubů horizontálních PČH. V horní části čela středu nosníku jsou oka pro čepy uložení kloubů táhel chodidel. Prostupy k čepům jsou opatřeny nasazovacím krytem k zamezení nežádoucího vnikání spadného materiálu. Vnitřní prostory spodní stavby jsou využitelné pro umístění hydraulických agregátů, elektro zařízení, dílen, skladovacích prostor a sociálního zařízení. Celková hmotnost ocelové konstrukce spodní stavby činí 683 347 kg.

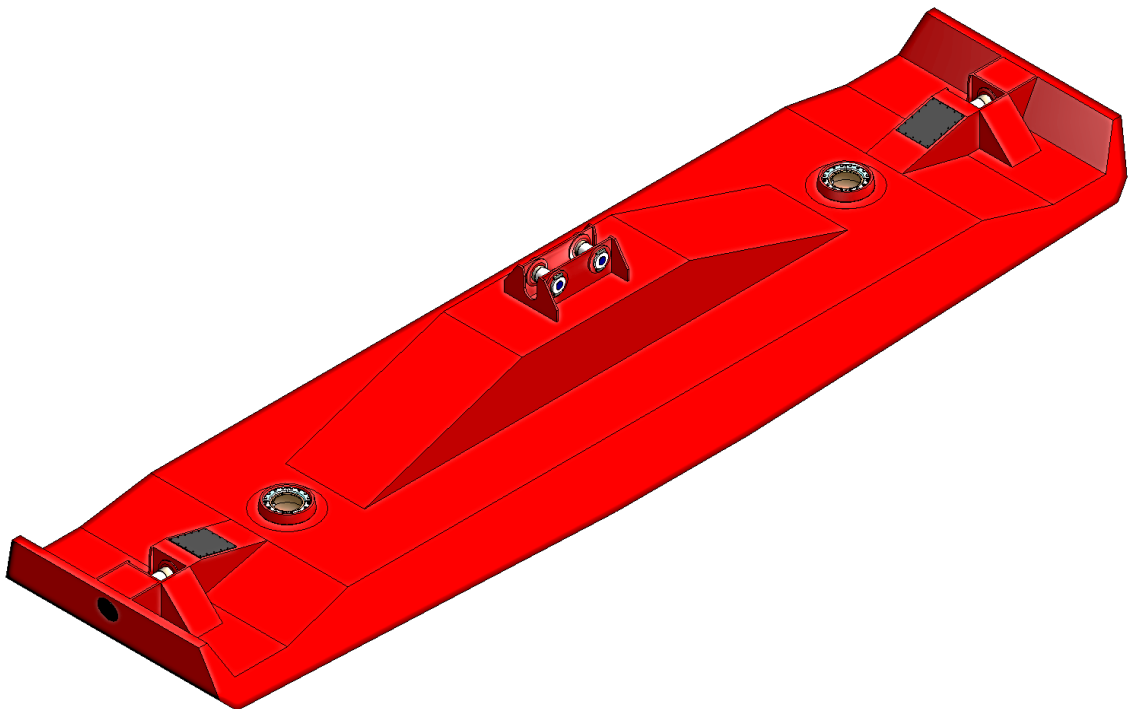


Obr. 37 – Spodní stavba včetně otočné desky



### 7.3.2 Chodidlo

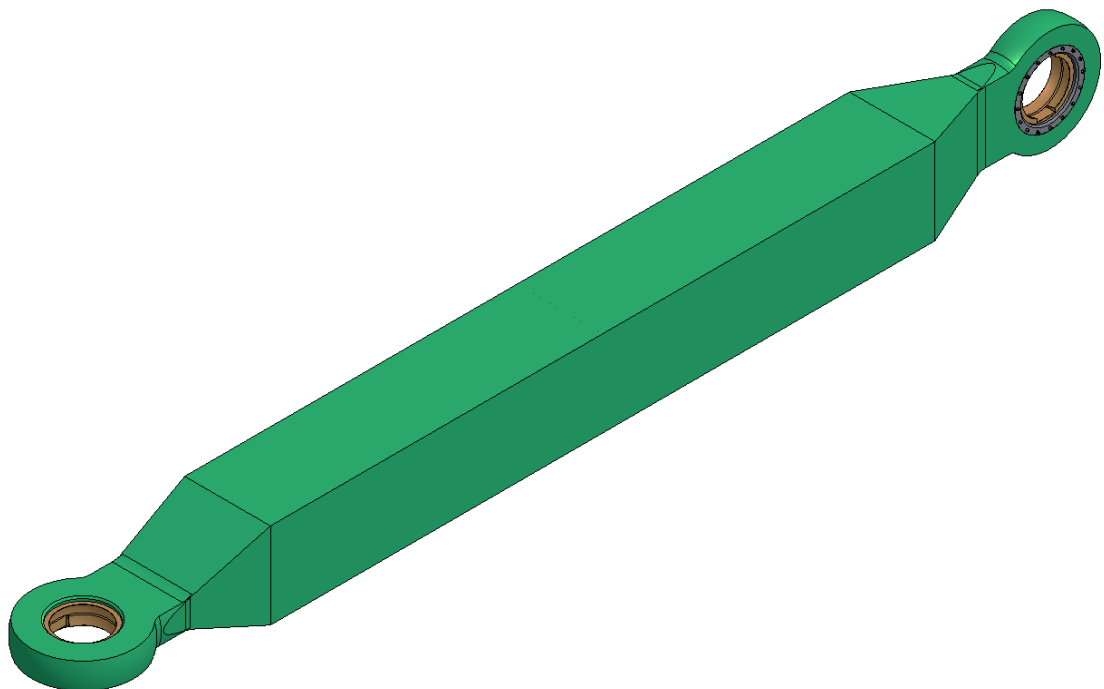
Dalšími částmi kráčivého podvozku jsou dvě chodidla. Opět se jedná o dostatečně tuhou skříňovou konstrukci vyrobenou jako svařenec z konstrukční oceli. V půdorysném profilu má chodidlo tvar obdélníku o délce 28 058 mm a šířce 7 000 mm. Ve střední části chodidla je vetknutý vyvýšený nosník, na jehož horní ploše jsou ve výšce 3 200 mm připojeny klouby horizontálních PČH. V podélné ose chodidla jsou přivařena dvě tělesa pro uložení pánev kloubů pístnic vertikálních PČH. Tělesa jsou umístěna v rozteči 17 000 mm a jsou symetricky vzdálená od příčné osy chodidla. V krajních částech je ocelové konstrukce chodidla uzpůsobena pro uložení čepů kloubů táhel. Přístup pro montáž čepu je z obou stran opatřen demontovatelným krytem. Přední a zadní hrana chodidla je zešikmená a mírně vyvýšená z důvodů hrnutí materiálu na pojezdové plošině při sunutí. Boční hrany jsou rovněž zešikmené. Toto zešikmení je pozvolné a narůstá směrem od středu ke krajům. Barevné provedení každého chodidla je odlišné. Důvodem barevné odlišnosti je rozsah otáčení horní stavby. Za určitých podmínek je možné přetočit spodní stavbu vůči otočnému svršku o 180°. Tato variabilita je velice výhodná vzhledem k manipulačním schopnostem podvozku, ale ve vztahu k ovládání stroje odebrává možnost jednoznačně určit přední a zadní stranu. Směrovou jednoznačnost řeší nezaměnitelná pozice chodidel díky odlišným barevným schématům. Celková hmotnost ocelové konstrukce každého z chodidel je 183 586 kg.



Obr. 38 – Chodidlo

### 7.3.3 Táhlo

Každé z chodidel je se spodní stavbou mechanicky spojeno dvěma táhly. Spojení je na obou koncích táhla realizováno pomocí čepu a kloubového ložiska. Základ samotného táhla tvoří krabicový nosník čtvercového průřezu o hraně 800 mm svařený z tlustostěnných plechů. Na konce nosníku jsou přivařeny opracované odlitky v podobě oka táhla. V nich je uloženo a zajištěno kloubové ložisko, které umožňuje pohyblivé spojení táhla chodidla a spodní stavby. Rozteč kloubových ložisek je na hodnotě 8 780 mm a celková hmotnost táhla činí 13 428 kg.



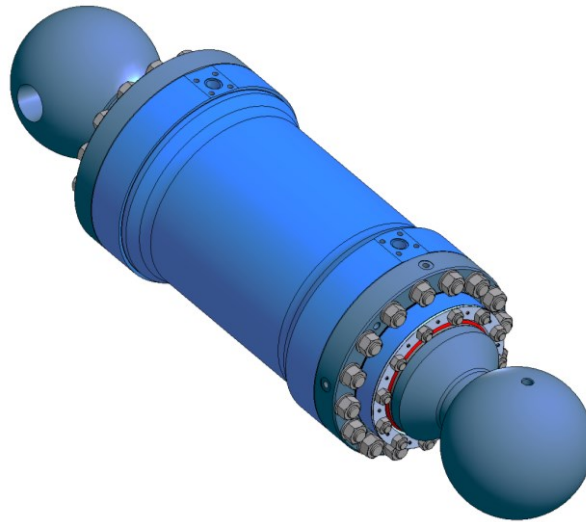
Obr. 39 – Táhlo

### 7.3.4 Přímočaré hydromotory

Prostřednictvím silových účinků čtyř horizontálních a čtyř vertikálních přímočarých hydromotorů působících na mechanické části kráčivého podvozku je realizován samotný pohyb stroje.

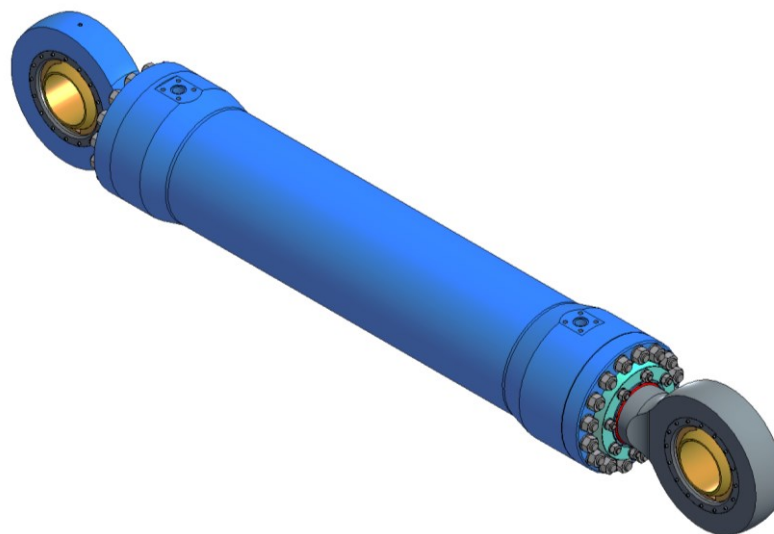
Vertikální PČH o průměru válce 900 mm a průměru pístnice 710 mm má maximální rozsah zdvihu 1 000 mm. Na obou koncích je PČH zakončen koulí o průměru 850 mm, která společně s uložením v ocelové konstrukce spodní stavby a chodidla tvoří kloubové spojení umožňující nevázaný pohyb. Celková hmotnost jednoho vertikálního PČH je

21 231 kg. Podrobnému popisu konstrukčního návrhu vertikálního PČH je věnována samostatná kapitola.



**Obr. 40 – Vertikální PČH**

Horizontální přímočarý hydromotor o vnitřním průměru válce 630 mm, průměru pístnice 400 mm má maximální zdvih 3 000 mm. Délka výsuvu je určujícím faktorem pro maximální teoretickou délku kroku. Horizontální PČH je na obou koncích opatřen okem pro uložení kloubového ložiska. Pomocí čepů uložených v ocelové konstrukci spodní stavby je připojeno těleso PČH a pomocí čepů uložených v ocelové konstrukci střední části chodidla je připojena pístnice. S výjimkou zakončení se konstrukčně jedná o shodné provedení, jako je vertikální PČH, pouze v jiných rozměrech.



**Obr. 41 – Horizontální PČH**

### **7.3.5 Kloubové uložení vertikálních PČH**

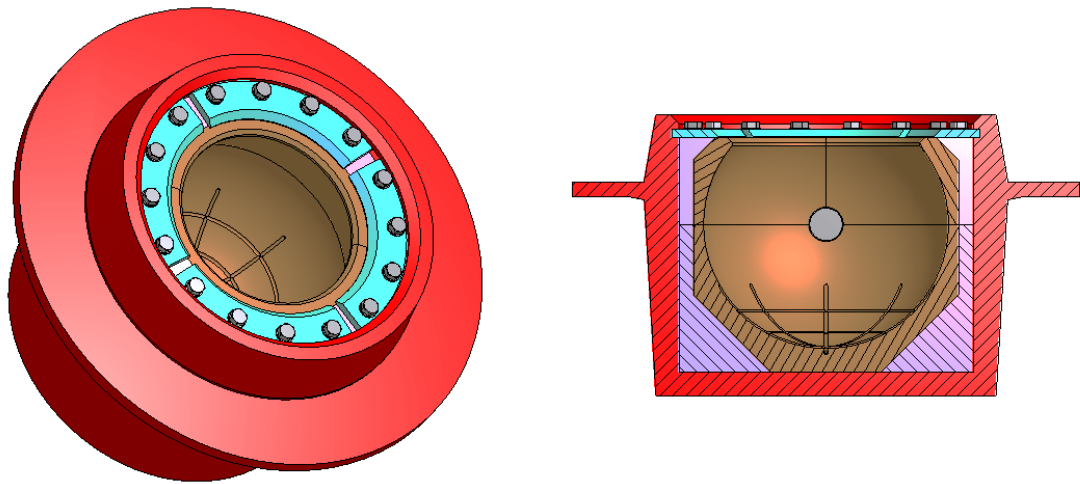
Kloubové uložení vertikálního přímočarého hydromotoru musí být technicky navrženo tak, aby odolávalo bez poškození silám vznikajícím při pohybu stroje, respektovalo plně kinematiku vzájemného pohybu chodidla a spodní stavby a zároveň umožňovalo montáž a demontáž kulového zakončení PČH. Uložení vertikálního PČH je tvořeno spodním kloubem uloženým v ocelové konstrukci chodidla a horním kloubem uloženým v ocelové konstrukci spodní stavby stroje.

Tělesa kloubů uložení jsou opracované odlitky přivařené pevně k ocelové konstrukci. Vnější tvar těles je odlišný a je přizpůsoben přilehlé konstrukci. Vnitřní část uložení je pro horní i dolní kloub totožná.

Spodní uložení je tvořeno třídílnou dělenou pánví, která obepíná kulové zakončení pístnice PČH a je posazena do třídílného tělesa pánve. Spodní díl pánve je uložený ve spodním dílu tělesa pánve a dva horní díly pánve uzavírají dva díly horního tělesa pánve. Jednotlivé díly pánve jsou vůči sobě a vůči tělesu pánve zajištěny v dělicích rovinách čepy proti ztrátě vzájemné polohy. Kompletní pánve včetně kompletního tělesa pánve je vložena do tělesa uložení spodního kloubu, které je součástí svařované ocelové konstrukce chodidla. Uložení kloubu je v tělese zajištěno proti vysunutí čtyřdílným děleným pojistným kroužkem, zasunutým do obvodové drážky na vnitřním průměru tělesa uložení. Jednotlivé segmenty děleného kroužku jsou připojeny šroubovým spojem k horním dílům tělesa pánve. Proti osovému pootočení je spodní těleso pánve zajištěno třemi čepy umístěnými na spodní opěrné ploše tělesa a zapadajícími do ocelové konstrukce tělesa spodního kloubu.

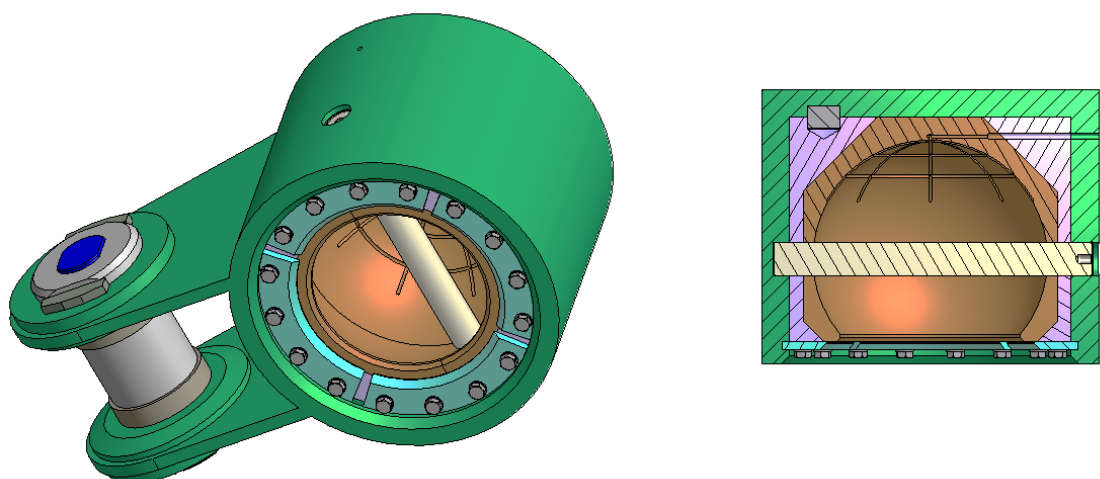
Do středu spodního dílu pánve je zaveden mazací kanál pro přívod plastického maziva. Vyústění kanálu v pánvi je dále větveno drážkou, zajišťující rovnoměrné rozvedení přiváděného plastického maziva za účelem snížení tření mezi kulovým zakončením pístnice PČH a bronzovou pánví.

Výchozím materiálem pro výrobu všech třech dílů pánve je cínolověný bronz dle ČSN 42 3122 určený pro výstelky pouzder a pánví nebo jiné kluzné plochy. Materiál pro výrobu všech třech dílů tělesa pánve je nelegovaná slitinová ocel na odlitky ČSN 42 2650, určena pro namáhané strojní součásti. Zajišťovací čepy jsou vyrobeny z oceli 11 600 a dělený pojistný kroužek je vyroben z oceli 11 523.



**Obr. 42 – Uložení spodního kloubu vertikálního PČH**

Horní uložení vertikálního PČH je zasazené do ocelové konstrukce spodní stavby. Jednotlivé díly pánve jsou vůči sobě a vůči tělesu pánve zajištěny v dělicích rovinách proti ztrátě vzájemné polohy čepem, který na rozdíl od spodního uložení prochází současně i ocelovou konstrukcí uložení horního kloubu a středem kulového zakončení dna PČH. Tento čep vyrobený z ocele 13 240 částečně zachycuje natáčení PČH kolem svislé osy, které je nežádoucí vzhledem k nutnosti stabilizace polohy přívodu tlakového oleje. Ostatní části horního uložení kloubu jsou shodné se spodním kloubem včetně použitých materiálů.



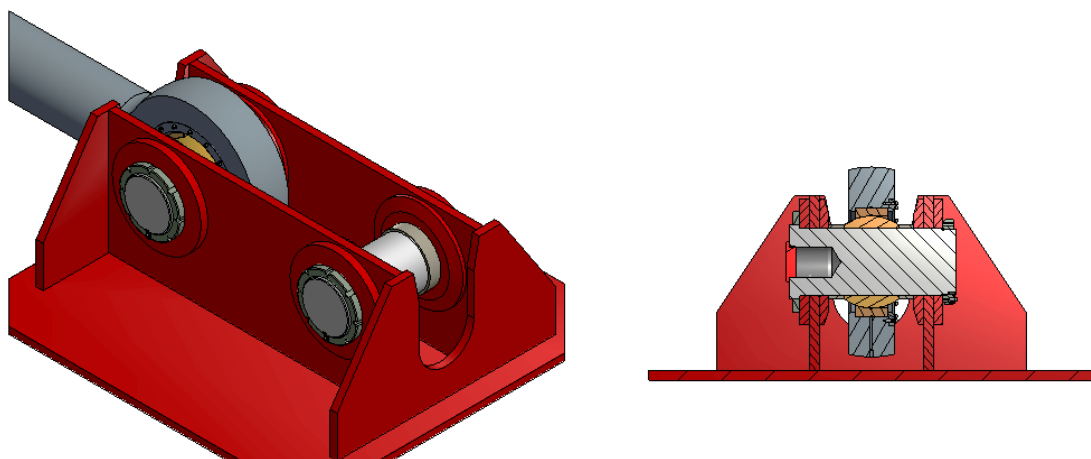
**Obr. 43 – Uložení horního kloubu vertikálního PČH**

### 7.3.6 Kloubové uložení horizontálních PČH a táhel

Klouby na obou koncích horizontálního PČH jsou tvořeny normalizovaným kloubovým ložiskem GE 350 DS s vnitřním průměrem 350 mm, vnějším průměrem 560 mm a šířkou vnějšího kroužku 170 mm. Šířka vnitřního, otočného kroužku ložiska je 280 mm. Vnější kroužek ložiska je v oku příruby válce i v oku pístnice na jedné straně opřený v osazení a na druhé straně je zajištěn proti axiálnímu posunutí šroubovaným pojistným kroužkem. Vnitřní průměr oka příruby i oka pístnice je opatřen drážkou pro rozvod plastického maziva přiváděného ke kloubovému ložisku.

Takto sestavené kloubové zakončení PČH je připojeno k ocelové konstrukci spodní stavby i chodidla čepem o průměru 350 mm a délce 810 mm. Čep je vyroben z oceli 15 241, má válcovou hlavu, která je opatřena dvěma protilehlými plochami k zajištění proti pootočení. Vysunutí čepu brání matice HM 3168, zajištěná proti uvolnění přišroubovanou pojistkou průřezu ve tvaru U. Střední polohu uložení PČH mezi pravou a levou částí ocelové konstrukce zajišťují dva vymezovací kroužky nasazené na čep po obou stranách vnitřního kroužku kloubového ložiska. V podélné ose ze strany hlavy, je v čepu otvor se závitem M160 x 4, který slouží k nasazení přípravku pro usnadnění případné demontáže čepu. Závitek je opatřen ucpávkou, aby nedošlo ke znečištění a následné korozi.

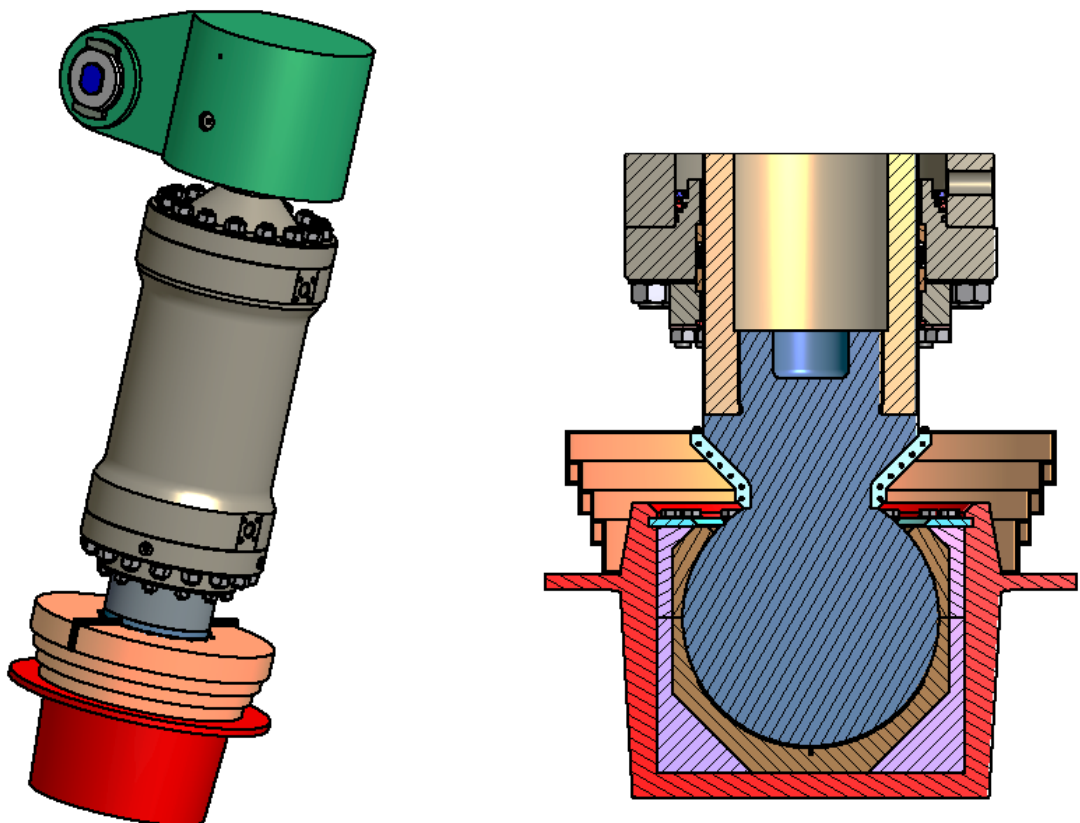
Klouby táhel jsou shodné konstrukce jako klouby horizontálních PČH. Jediným rozdílem je délka čepu. Připojení táhla k ocelové konstrukci spodní stavby je realizováno čepem o délce 860 mm a k ocelové konstrukci chodidla čepem o délce 1 050 mm.



Obr. 44 – Uložení horizontálního PČH na chodidle

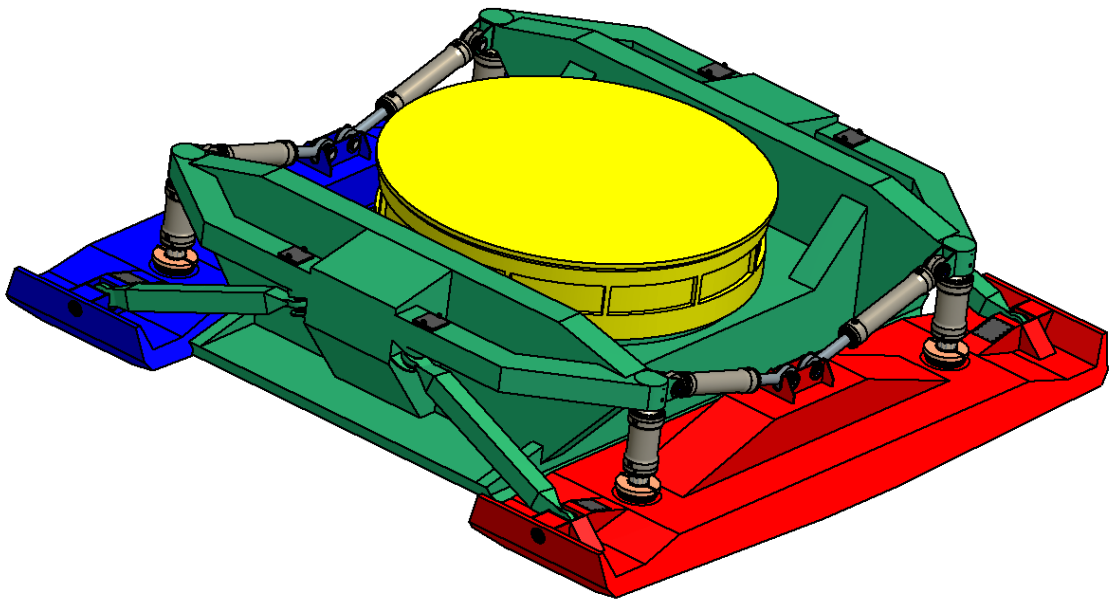
### 7.3.7 Kryty spodních kloubů vertikálních PČH

Spodní klouby vertikálních PČH jsou opatřeny kruhovým harmonickým krytem proti vniknutí nečistot. Horní část krytu je dělená a připojena šroubovým spojem k dělenému držáku krytu přichycenému na kulovém zakončení pístnice PČH. Dělicí rovina horního dílu krytu a připojení k držáku jsou prachotěsně provedené. Spodní hrana horní části krytu disponuje vnitřním osazením, které vymezuje konečnou polohu vysunutí druhého navazujícího dílu krytu. Ten má profil stěny ve tvaru písmene Z a vnějším osazením na své horní hraně zapadá do horní části krytu. Stejným způsobem na druhý díl krytu navazují další dva díly vždy menšího průměru. Poslední, tedy čtvrtý díl krytu volně doléhá svou spodní hranou na plochu chodidla a tím prostor určený k zakrytí uzavírá. Vzájemná pohyblivost jednotlivých dílů krytu zajišťuje jeho celistvost v jakékoliv poloze naklonění svislé osy PČH. Horní kloub není opatřen krytem, protože se na jeho odkrytých pracovních plochách nahromadí nánosy nečistot.



Obr. 45 – Kryt spodního kloubu vertikálního PČH

Sestavením všech mechanických dílů vzniká navržený kráčivý podvozek použitelný pro kolesové rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun, jehož celková hmotnost činí 1 514 503 kg. Zadávací podmínky z pohledu maximálních základních rozměrů a maximální teoretické délky kroku jsou splněny. Hydraulické agregáty, hydraulické obvody a elektrická zařízení nejsou předmětem konstrukčního návrhu, a proto v této práci nebudou uváděny.



Obr. 46 – Návrh kráčivého podvozku



## 8 Funkce kráčivého podvozku se čtyřmi PČH

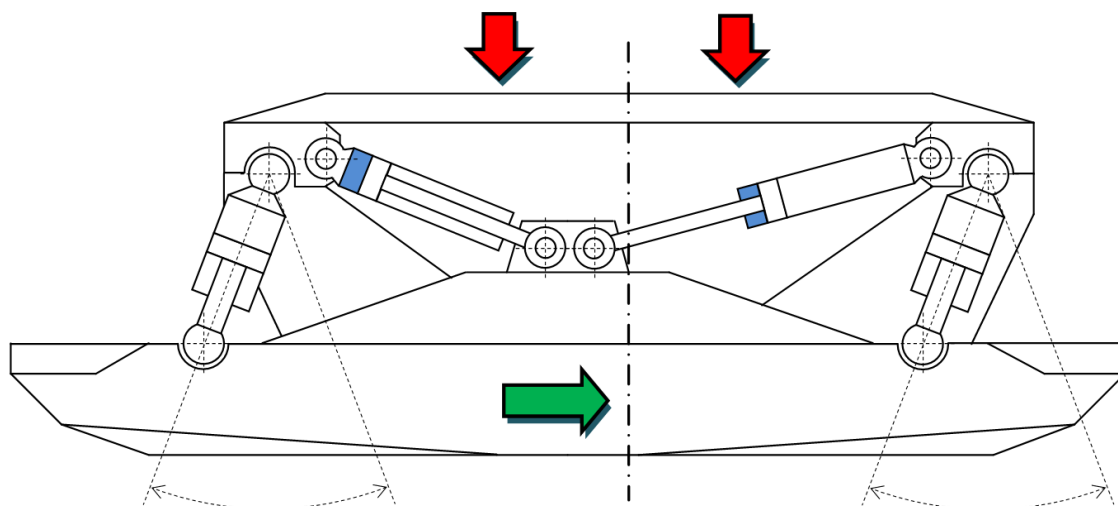
Základním požadavkem na kráčivý podvozek je schopnost přemísťovat rýpadlo. Pro dosažení optimalizace manipulačního rozsahu je nutné udělit kráčivému podvozku se čtyřmi přímočarými hydromotory určité funkční schopnosti.

Výsledný pohyb stroje se skládá z jednotlivých dílčích částí pohybu, které se v odborné praxi nazývají krok. U systému kráčení se čtyřmi PČH je každý krok složen ze dvou fází. První fází je sunutí chodidel ve směru uvažovaného pohybu stroje a druhá fáze spočívá v pohybu samotné spodní stavby, tedy přesunutí stroje. Každý krok je nutné začít vždy úplným předsunutím chodidel a jeho maximální délka je závislá na délce vysunutí horizontálních PČH. Pro dosažení přesných souřadnic konečného postavení stroje, je zapotřebí libovolná změna délky kroku. Podvozek je tedy schopen vykonávat následující pohyby:

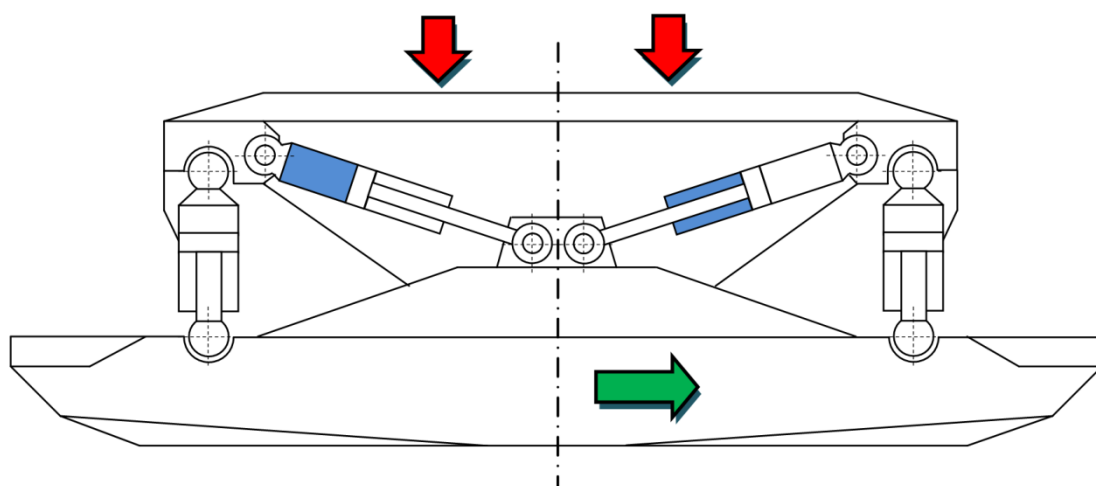
- *krok vpřed*
- *libovolně zkrácený krok vpřed*
- *krok vzad*
- *libovolně zkrácený krok vzad*
- *otáčení*
- *otáčení libovolně zkráceným krokem*

**Sunutí chodidel** je počáteční fáze kroku, ke které dochází vlivem silového působení pístnic horizontálních PČH. Tlakový olej přivedený na činné plochy pístů způsobí u předního PČH zasouvání a u zadního PČH vysouvání. Při pohybu chodidel se pístnice vertikálních PČH zasouvá a vysouvá podle polohy chodidla vůči spodní stavbě. To je umožněno volným průtokem oleje díky propojení prostoru tělesa válce pod a nad pístem.

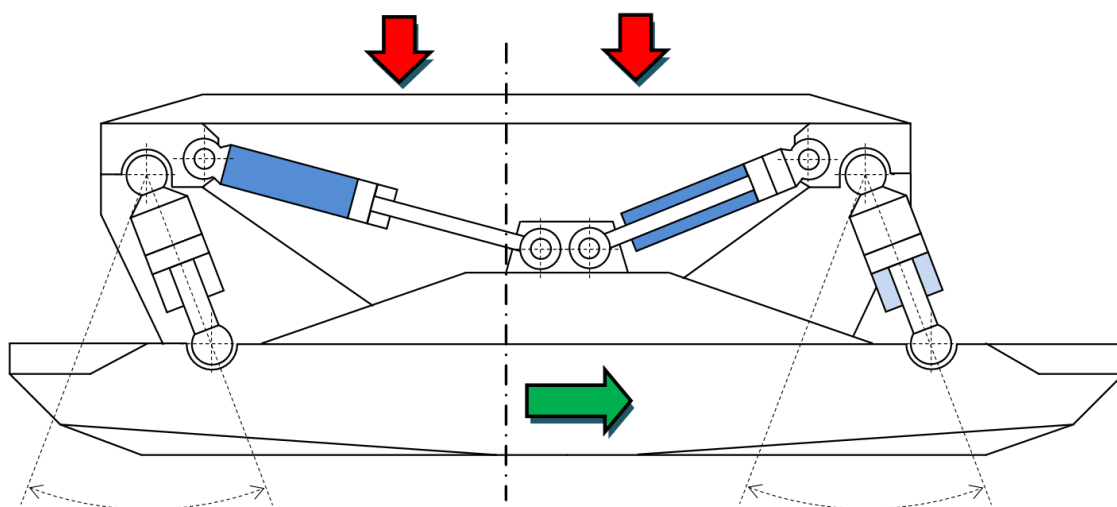
V závěru sunutí je na spodní činnou plochu pístu předního vertikálního PČH přiveden tlakový olej a dochází k mírnému nadlehčení přední části chodidla. Nadlehčení eliminuje sílu od klopného momentu způsobenou dvojicí horizontálních PČH, účinky zbytkového tlaku nad písty vertikálních PČH a síly od hmotnosti chodidla. Na obr. 47, 48, a 49 je uvedeno kinematické schéma pohybu při sunutí chodidla. Nadlehčování zabraňuje nežádoucímu zaboření chodidla do měkčích partií pojezdové plošiny.



Obr. 47 – Kinematické schéma pohybu na začátku sunutí chodidla



Obr. 48 – Kinematické schéma pohybu v polovině sunutí chodidla



Obr. 49 – Kinematické schéma pohybu při ukončení sunutí chodidla

**Krok vpřed** je fází, kdy dochází k pohybu stroje. Vertikální PČH pracují jako vzpěry a přenáší váhu stroje. Toho je docíleno tím, že se prostor tělesa válce nad pístem uzavře a je zamezeno volnému odtoku oleje. PČH zůstává po celou dobu přesouvání stroje vysunutý na stejné hodnotě, která odpovídá hodnotě vysunutí ve fázi úplného předsunutí chodidla. Tato hodnota je pevně daná konstrukcí podvozku a mírně se mění v závislosti na nerovnostech pojezdové plošiny.

V době pohybu spodní stavby je opěrná rovina spodní stavby tvořena čtyřmi vertikálními PČH. V zájmu zachování stability stroje je ovšem nutné, aby její opěrnou rovinu tvořily pouze tři body. Toho je dosaženo třibodovým propojením vertikálních PČH. Obvod umožní v době kroku propojení prostorů nad písty u dvojice vertikálních PČH, které se nacházejí na každém z chodidel v pozici pod kolesovým výložníkem. Dojde k vyrovnání jejich tlaků a rozložení opěrné roviny do požadovaných třech bodů.

Pohyb stroje vyvolává opět silové působení dvou dvojic horizontálních PČH. Tlakový olej přivedený na činné plochy pístů způsobí u předních PČH vysouvání a u zadních PČH zasouvání. Vzhledem k tomu, že v krajní předsunuté poloze chodidla je podélná osa vertikálních PČH skloněna pod úhlem cca  $21^\circ$ , účinky horizontálních PČH přesouvají spodní stavbu respektive stroj po trajektorii, která má tvar kružnice o poloměru rovnajícím se rozteči středů uložení vertikálních PČH. Na obr. 50, 51 a 52 je uvedeno kinematické schéma pohybu kroku vpřed.

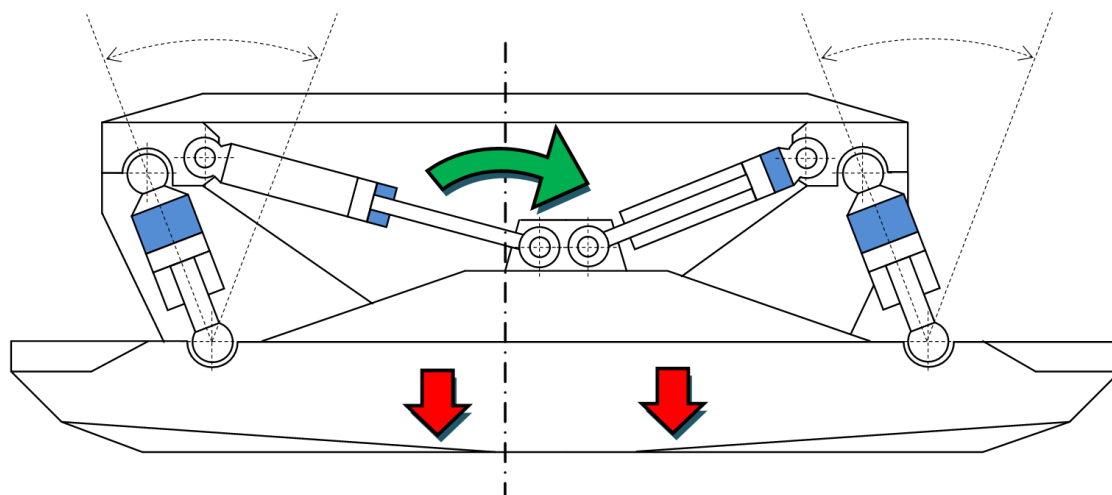
V průběhu obou fází kroku je úkolem mechanických táhel stabilizovat vzájemnou polohu chodidel vůči spodní stavbě.

**Libovolně zkrácený krok vpřed** je určen libovolně zkrácenou fází pohybu stroje. Ostatní funkce jsou stejné jako u plného kroku vpřed.

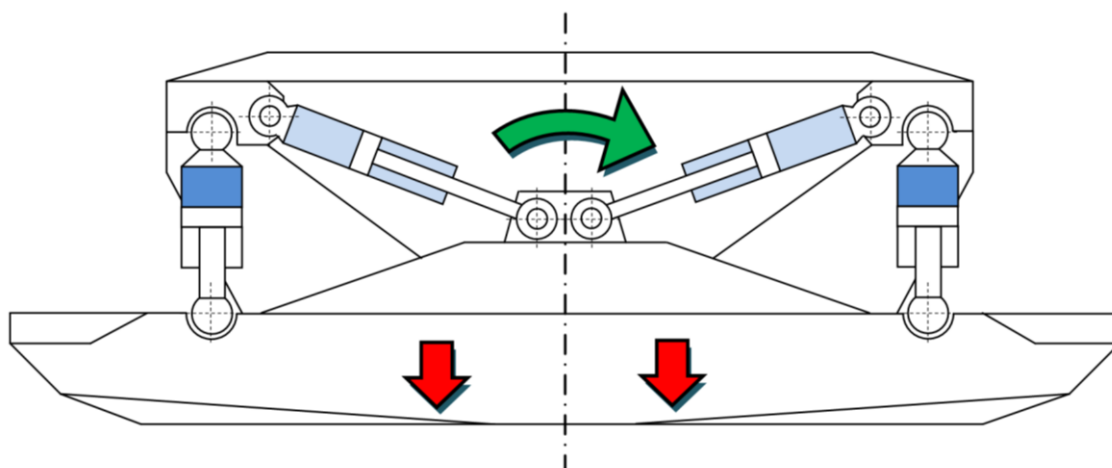
**Krok vzad a libovolně zkrácený krok vzad** je úplně stejná činnost systému jako u kroku vpřed a libovolně zkráceném kroku vpřed, pouze opačným směrem.

**Otáčení** je zajištěno protisměrným pohybem chodidel. Jedno chodidlo se pohybuje směrem dopředu a druhé směrem dozadu. Při fázi sunutí chodidel je tedy nutné respektovat rozdílný směr jejich pohybu. Pro otáčení spodní stavby platí pravidlo, kdy zasunuté chodidlo je na straně, na kterou je požadováno natočení. Činnost systému je jinak stejná, jako při kroku vpřed nebo vzad.

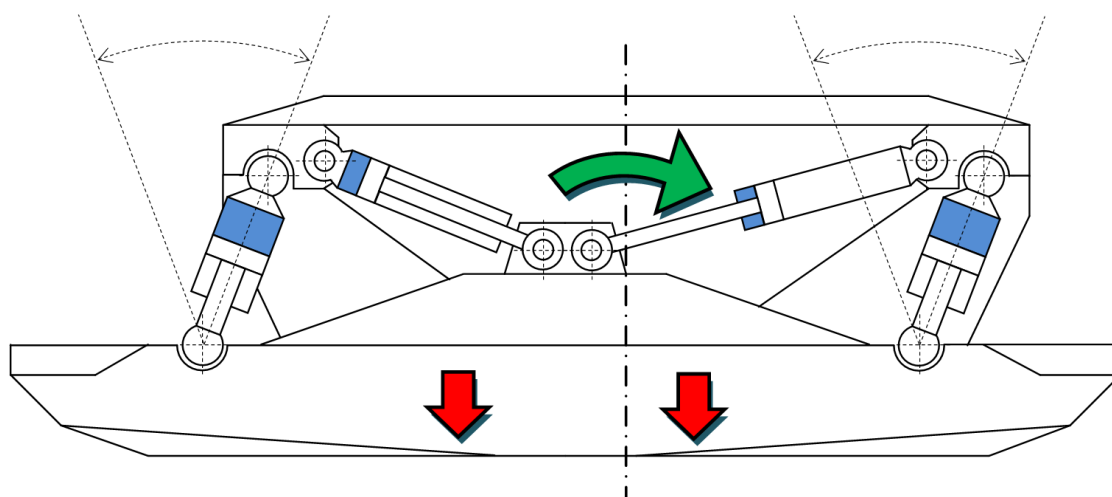
**Otáčení libovolně zkráceným krokem** je určeno libovolně zkrácenou fází pohybu stroje při otáčení. Ostatní funkce jsou stejné jako u plného otáčení.



Obr. 50 – Kinematické schéma pohybu na začátku kroku vpřed



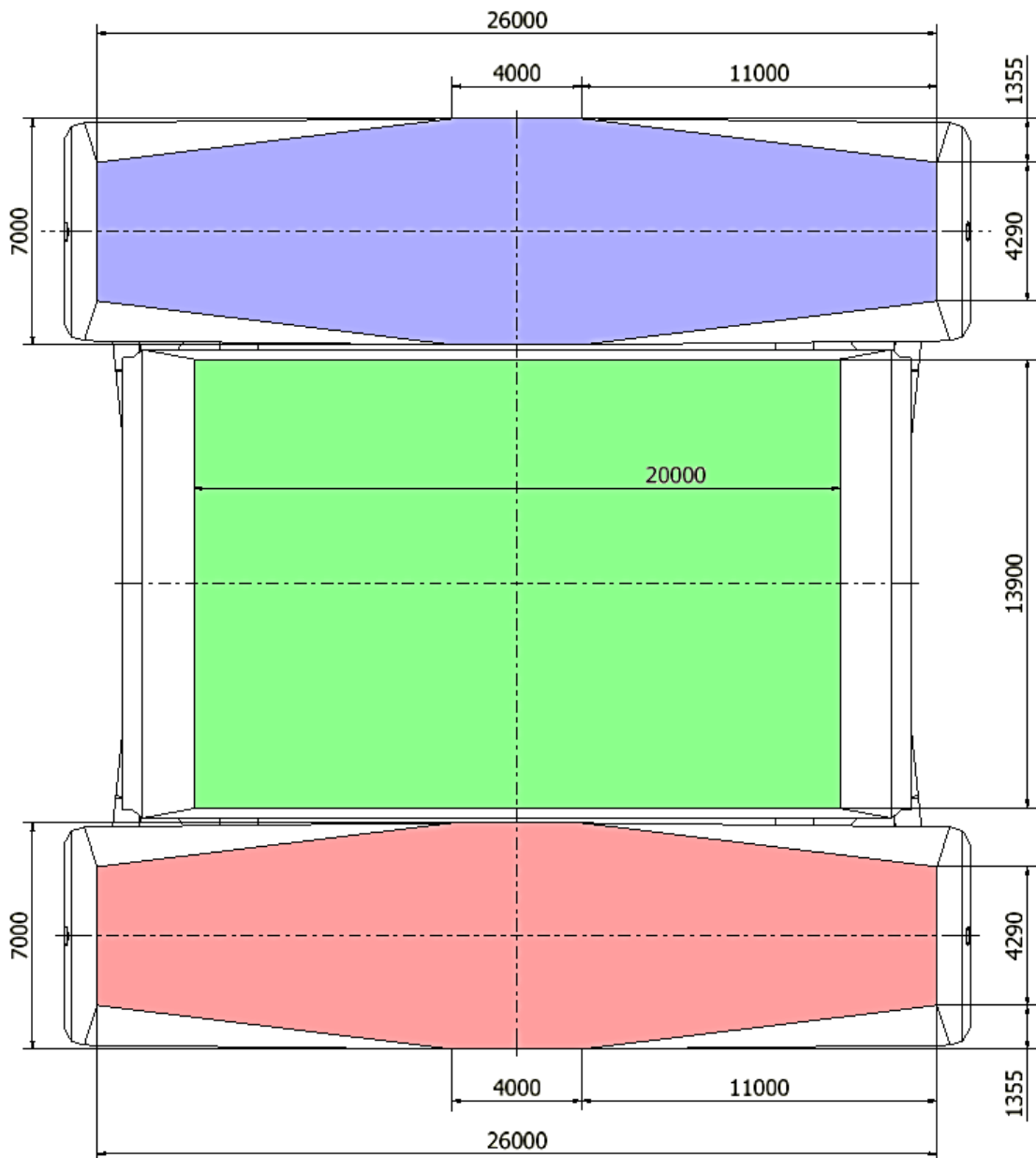
Obr. 51 – Kinematické schéma pohybu v polovině kroku vpřed



Obr. 52 – Kinematické schéma pohybu při ukončení kroku vpřed

## 9 Kontrola měrného tlaku na podložku

Jedním ze základních požadavků kladených na konstrukci podvozku velkostroje je dovolené zatížení pracovní plošiny. Jedná se o měrný tlak na podložku, jehož hodnota je určena tíhou od hmotnosti stroje působící na kontaktní plochu podvozku s pojezdovou plošinou. Zadávací podmínky určují nepřekročitelnou hodnotu maximálního měrného tlaku na podložku  $p_{PPmax} = 0,15 \text{ MPa}$ .



Obr. 53 – V Kontaktní plocha kráčivého podvozku

Ve své podstatě mohou nastat tři varianty kontaktu podvozku s pojezdovou plošinou. V první variantě se velkostroj nepohybuje, pevně stojí na obou chodidlech a opěrné části spodní stavby. Síla od hmotnosti stroje je rozložena do celé kontaktní plochy.

Druhá varianta kontaktu je v době sunutí chodidel, kdy je převážná část hmotnosti stroje rozložena do kontaktní plochy pouze opěrné části spodní stavby a zatížení se neúčastní pouze nepatrná část vznikající od hmotnosti chodidel.

Třetí variantou je kontakt v době kroku, kdy je veškerá hmotnost velkstroje soustředěna do kontaktní plochy pouze obou chodidel.

Kontaktní plocha jednoho chodidla  $S_{CH}$  a kontaktní plocha spodní stavby  $S_{SS}$  jsou rovny plošnému obsahu barevně vyznačených příslušných ploch profilu podvozku dle okótovaného obr. 53:

$$S_{CH} = (4 \cdot 7) + (2 \cdot (11 \cdot 4,29)) + (2 \cdot (11 \cdot 1,355)) = \mathbf{152,19 \text{ m}^2} \quad (9.1)$$

$$S_{SS} = 20 \cdot 13,9 = \mathbf{278 \text{ m}^2} \quad (9.2)$$

Kontaktní plocha kráčivého podvozku  $S_{PR}$  se bude rovnat součtu kontaktních ploch obou chodidel a kontaktní plochy opěrné části spodní stavby.

$$S_{PR} = 2 \cdot S_{CH} + S_{SS} = 2 \cdot 152,19 + 278 = \mathbf{582,38 \text{ m}^2} \quad (9.3)$$

Pro výpočet zatěžující síly  $F_C$  vyvolané celkovou hmotností rýpadla, která činí 4 000 tun platí vztah:

$$F_C = m \cdot g = 4\,000 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = \mathbf{39\,240\,000 \text{ N}} \quad (9.4)$$

Hmotnost jednoho chodidla je 183 586 kg. Zatěžující síla  $F_{C-CH}$  od hmotnosti rýpadla, která nezahrnuje hmotnost dvou chodidel, se vypočte dle vztahu:

$$F_{C-CH} = m \cdot g = ((4\,000 \cdot 10^3) - (2 \cdot 183\,586)) \cdot 9,81 = \mathbf{35\,638\,042,68 \text{ N}} \quad (9.5)$$

Měrný tlak na podložku  $p_{PR}$  pro případ kdy velkostroj pevně stojí na obou chodidlech a opěrné části spodní stavby je:

$$p_{PR} = \frac{F_C}{S_{PR}} = \frac{39\,240\,000}{582,38} = 67\,378,7 \text{ Pa} \approx \mathbf{0,0674 \text{ MPa}} \quad (9.6)$$

Měrný tlak na podložku  $p_{SS}$  pro případ, kdy rýpadlo stojí na opěrné části spodní stavby je:

$$p_{SS} = \frac{F_{C-CH}}{S_{SS}} = \frac{35\,638\,042,68}{278} = 128\,194,39 \text{ Pa} \approx \mathbf{0,128 \text{ MPa}} \quad (9.7)$$

Měrný tlak na podložku  $p_{CH}$  pro případ, kdy velkostroj stojí pouze na obou chodidlech je:

$$p_{CH} = \frac{F_C}{2 \cdot S_{CH}} = \frac{39\,240\,000}{2 \cdot 152,19} = 128\,917,8 \text{ Pa} \approx \mathbf{0,129 \text{ MPa}} \quad (9.8)$$

Z uvedených výpočtů vyplývá, že největší měrný tlak na podložku a tudíž i největší zatížení pracovní plošiny podvozkem rýpadla vzniká v době kroku, kdy kráčivý podvozek spočívá na pojezdové plošině pouze kontaktní plochou obou chodidel.

Nejpříznivější měrný tlak je ve fázi, kdy rýpadlo stojí na celé kontaktní ploše podvozku. To je nespornou výhodou, protože tento případ vzniká při těžbě, kdy se na pracovní plošinu přenáší kromě sil způsobených hmotností stroje ještě vnější vlivy vyvolané rypnou silou a zanesené do ocelové konstrukce rýpadla.

Kontrola maximální hodnoty měrného tlaku na podložku:

$$p_{CH} \leq p_{PRmax} \quad (9.9)$$

$$0,129 \leq 0,15 \quad (9.10)$$

Zadávací podmínka týkající se nepřekročení maximálního měrného tlaku na podložku je splněna.

## 10 Základní výpočet horizontálních a vertikálních PČH

Zadávací podmínky pro základní výpočet horizontálních a vertikálních PČH jsou určujícím faktorem pro jejich dostatečné dimenzování z pohledu výkonu, únosnosti a pracovní rychlosti. Jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2. Zadávací podmínky, které nejsou předmětem konstrukčního návrhu v této práci a jsou potřebné pro další výpočet, odpovídají přibližné velikosti hodnot používaných při provozu skutečných kráčivých podvozků rýpadel řady TC2.

**Tabulka 2 – Zadávací podmínky pro výpočet horizontálních a vertikálních PČH**

<b>ZADÁVACÍ PODMÍNKY PRO ZÁKLADNÍ VÝPOČET HORIZONTÁLNÍCH A VERTIKÁLNÍCH PČH</b>			
<b>PARAMETR</b>	<b>OZNAČENÍ</b>	<b>VELIKOST</b>	<b>JEDNOTKA</b>
Hmotnost rýpadla	$m_R$	4 000	[kg · 10 <sup>3</sup> ]
Hmotnost chodidla	$m_{CH}$	183,586	[kg · 10 <sup>3</sup> ]
Vstupní tlak do horizontálního PČH	$p_{1H}$	11,7	[MPa]
Vstupní tlak do vertikálního PČH	$p_{1V}$	14,1	[MPa]
Tlak pojišťovacího ventilu obvodu horizontálních PČH	$p_{PVH}$	23	[MPa]
Tlak pojišťovacího ventilu obvodu vertikálních PČH	$p_{PVV}$	22,2	[MPa]
Maximální délka vysunutí horizontálního PČH	$l_H$	3 000	[mm]
Maximální délka vysunutí vertikálního PČH	$l_V$	1 000	[mm]
Úhel sklonu vertikálních PČH od svislé roviny	$\alpha$	21	[°]
Úhel sklonu horizontálního PČH od vodorovné roviny	$\beta$	13	[°]
Úhel sklonu horizontálního PČH od vodorovné roviny	$\gamma$	19	[°]
Požadovaná rychlost vysouvání horizontálního PČH	$v_{1H}$	0,08	[m · s <sup>-1</sup> ]
Požadovaná rychlost zasouvání horizontálního PČH	$v_{2H}$	0,12	[m · s <sup>-1</sup> ]
Požadovaná rychlost vysouvání vertikálního PČH	$v_{1V}$	0,03	[m · s <sup>-1</sup> ]
Požadovaná rychlost zasouvání vertikálního PČH	$v_{2V}$	0,079	[m · s <sup>-1</sup> ]

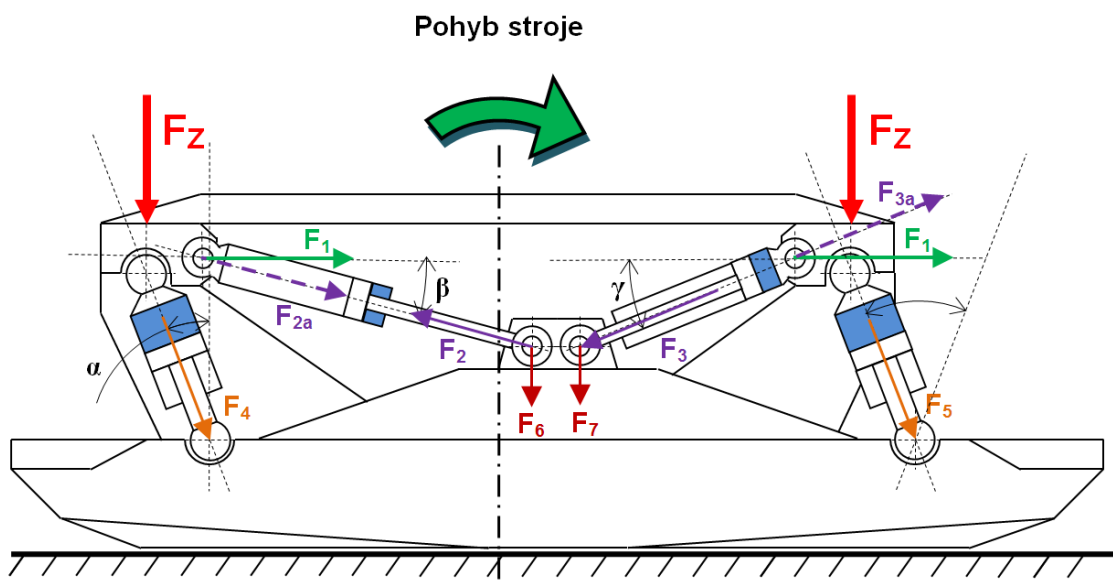


Koncepce konstrukčního návrhu kráčivého podvozku pro kolesové rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun vychází ze systému kráčivého podvozku se čtyřmi přímočarými hydromotory. Základem podvozku je spodní stavba a dvě chodidla. Každé z chodidel je připojeno ke spodní stavbě dvěma horizontálními PČH, dvěma vertikálními PČH a dvěma mechanickými táhly, přičemž veškerá spojení jsou řešena jako kloubová. Vertikální PČH plní funkci vzpěry s proměnlivou délkou, jejíž hodnotu určuje poloha chodidla vůči spodní stavbě a stav terénu pojezdové plošiny. Horizontální PČH vyvozují síly, které způsobují přesunutí velkstroje.

Prvním krokem nutným k zahájení výpočtu horizontálního PČH je určení jeho zatěžující síly. Na základě rozkladu sil působících na horizontální PČH v průběhu kroku a průběhu sunutí chodidla bude možné označit největší zatěžující sílu a ta bude uvažována pro výpočet.

### 10.1 Rozbor sil při pohybu spodní stavby

Síly znázorněné na obr. 54 jsou síly působící na podvozek ve fázi kroku, kdy dochází k přesouvání stroje.



Obr. 54 – Rozbor sil působících při pohybu stroje

$F_z$  – zatěžující síla od hmotnosti rýpadla

$F_1$  – síly, které je nutné vyvodit prostřednictvím horizontálních PČH pro přesunutí rýpadla

$F_2$  – zatížení v tahu působící od horizontálního PČH na ocelovou konstrukci chodidla v místě uchycení pístnice

$F_{2a}$  – zatížení v tahu působící od horizontálního PČH na ocelovou konstrukci spodní stavby v místě uchycení tělesa válce

$F_3$  – zatížení v tlaku působící od horizontálního PČH na ocelovou konstrukci chodidla v místě uchycení pístnice

$F_{3a}$  – zatížení v tlaku působící od horizontálního PČH na ocelovou konstrukci spodní stavby v místě uchycení tělesa válce

$F_{4,5}$  – zatížení v tlaku od hmotnosti stroje působící do ocelové konstrukce chodidla prostřednictvím vertikálních PČH

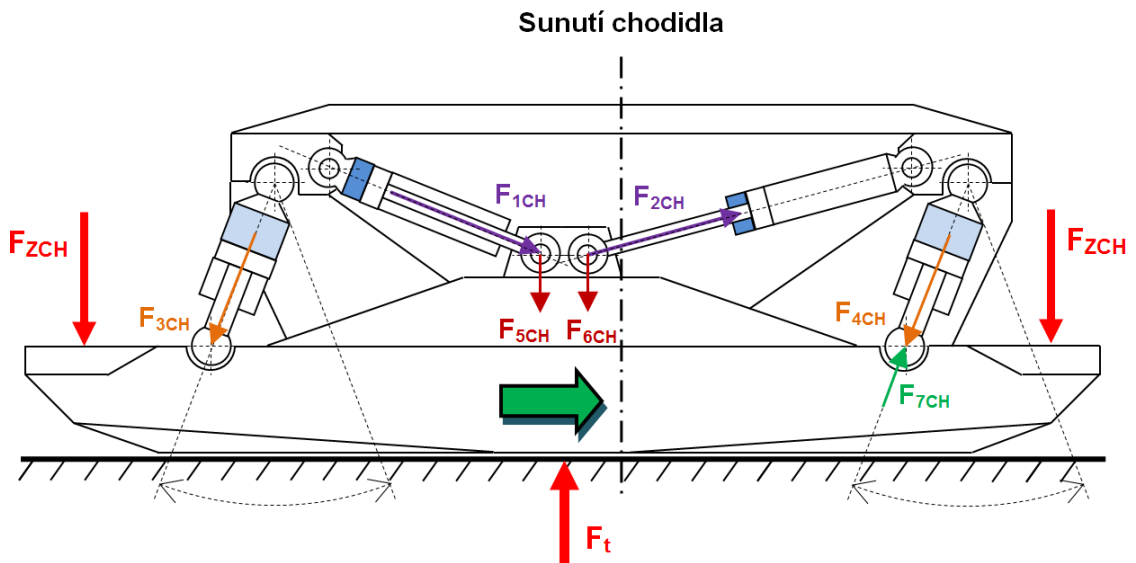
Síly  $F_2$ ,  $F_{2a}$ ,  $F_3$  a  $F_{3a}$  mění v průběhu kroku svou velikost i orientaci. Trajektorie dráhy pohybu spodní stavby je v průběhu kroku část kružnice o poloměru rovnajícimu se délce rozteče os kulových čepů hydraulicky zafixovaného vertikálního PČH. Na začátku jsou síly největší. V průběhu pohybu až do poloviny kroku postupně klesají k nule. V momentu zvratu je zatížení nulové a při dalším pohybu začíná narůstat opět do počáteční velikosti, ale s opačnou orientací. Ve druhé polovině kroku se tedy silové poměry otočí a hmotnost stroje způsobí přenesení tlaku v oleji na opačné strany pístů horizontálních PČH, v důsledku čehož se hydrogenerátory stávají brzdícím elementem pohybu stroje.

Síla  $F_4$  a  $F_5$  mění rovněž v průběhu kroku svou velikost. Před započítáním kroku je velikost těchto sil rovna pouze svislé složce od hmotnosti vertikálních PČH. Po spuštění kroku se začíná působící síla rozkládat do vodorovné a svislé složky. S posouvající se spodní stavbou svislé zatížení narůstá a nejvyšší hodnoty dosahuje polovině kroku. Zde vodorovná složka zatížení vymizí a zůstává pouze svislá. Ve druhé polovině kroku svislá složka zatížení klesá na svou původní hodnotu a po ukončení kroku je rovna opět pouze svislé složce od hmotnosti vertikálních PČH.

Síly  $F_6$  a  $F_7$  jsou svislou složkou zatížení vznikajícího od hmotnosti horizontálních PČH. Z pohledu kinematiky pohybu podvozku jsou to síly zanedbatelné velikosti.

## 10.2 Rozbor sil při sunutí chodidla

Síly znázorněné na obr. 55 jsou síly, působící na podvozek ve fázi sunutí chodidla.



Obr. 55 – Rozbor sil působících při sunutí chodidla

$F_t$  – třecí síla působící proti směru sunutí chodidla, vzniká od jeho hmotnosti, tuto sílu je nutné při sunutí chodidla překonat

$F_{ZCH}$  – síla od hmotnosti chodidla

$F_{1CH}$  – zatížení v tlaku působící od horizontálního PČH na ocelovou konstrukci chodidla v místě uchycení pístnice

$F_{2CH}$  – zatížení v tahu působící od horizontálního PČH na ocelovou konstrukci chodidla v místě uchycení pístnice

$F_{3CH, 4CH}$  – zatížení v tlaku od vertikálních PČH, velikost je závislá na hmotnosti pístnice a odporu vznikajícím při vytékání oleje z prostoru nad pístem

$F_{5CH, 6CH}$  – svislá složka zatížení vznikající od hmotnosti horizontálních PČH

$F_{7CH}$  – síla působící na chodidlo od vertikálního PČH v době sunutí, eliminuje sílu od klopného momentu způsobenou dvojicí horizontálních PČH, od tlaku nad písty vertikálních PČH a od hmotnosti chodidla

### 10.3 Výpočet zatěžujících sil horizontálních a vertikálních PČH

V jednotlivých fázích kroku vznikají v osách horizontálních PČH odlišné síly. S přihlédnutím uvedenému popisu funkcí kráčivého podvozku lze jednoznačně konstatovat, že při pohybu stroje dochází k přesouvání výrazně větších hmotností, než při sunutí chodidla. Z tohoto důvodu bude další postup výpočtu respektovat síly  $F_2$  a  $F_3$  dle obr. 54, jako maximální zatěžující síly a horizontální PČH budou dimenzovány na jejich hodnotu s přídatkem pro dodržení požadované bezpečnosti.

Prvním krokem výpočtu je určení zatěžující síly  $F_Z$  od hmotnosti rýpadla. Hmotnost spodní stavby je rozložena na čtyři vertikální přímočaré hydromotory. Pro jeden vertikální PČH se tedy jedná o sílu rovnající se 1/4 zatížení od hmotnosti rýpadla ponížené o hmotnost obou chodidel.

$$F_Z = \frac{((m_R \cdot 10^3) - (2 \cdot m_{CH})) \cdot g}{4} \quad (10.3.1)$$

$$F_Z = \frac{((4\,000 \cdot 10^3) - (2 \cdot 183\,586)) \cdot 9,81}{4} = \mathbf{8\,909\,510,7\,N} \quad (10.3.2)$$

Síla  $F_Z$  je největší silou působící v ose vertikálního PČH v průběhu celého kroku a proto bude výslednou zatěžující silou k provedení jeho základního výpočtu.

Dále je nutné vypočítat sílu  $F_1$ . Pro vyvození pohybu stroje musí být tato síla překonána působením horizontálních PČH.

$$\tan \alpha = \frac{F_1}{F_Z} \quad \Rightarrow \quad F_1 = F_Z \cdot \tan \alpha = 8\,909\,510,7 \cdot \tan 21 = \mathbf{3\,420\,040,7\,N} \quad (10.3.3)$$

Pomocí síly  $F_1$ , která je vodorovnou složkou zatěžující síly horizontálního PČH určíme síly  $F_2$  a  $F_3$ .

$$\cos \beta = \frac{F_1}{F_2} \quad \Rightarrow \quad F_2 = \frac{F_1}{\cos \beta} = \frac{3\,420\,040,7}{\cos 13} = \mathbf{3\,510\,001,8\,N} \quad (10.3.4)$$

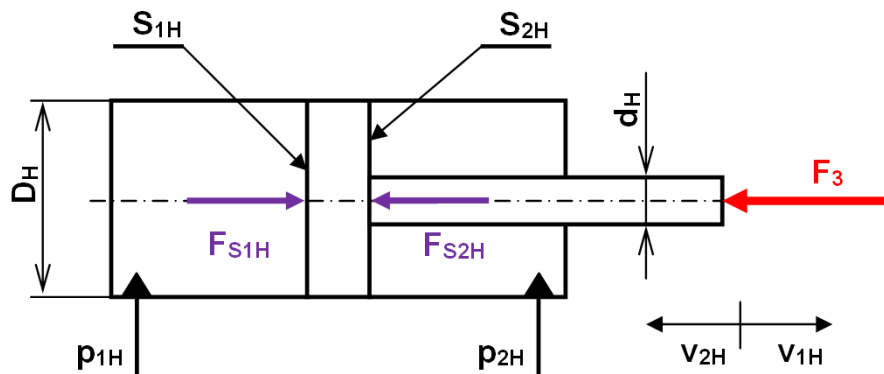
$$\cos \gamma = \frac{F_1}{F_3} \quad \Rightarrow \quad F_3 = \frac{F_1}{\cos \gamma} = \frac{3\,420\,040,7}{\cos 19} = 3\,617\,105,8 \text{ N} \quad (10.3.5)$$

Síla  $F_3$  je větší jak síla  $F_2$ , a proto bude výslednou zatěžující silou pro základní výpočet horizontálního PČH.

## 10.4 Základní výpočet horizontálního PČH

### 10.4.1 Průměr pístu horizontálního PČH

Průměr pístu horizontálního PČH bude vycházet ze vztahů pro rovnováhu sil dle schématu na obr. 56.



Obr. 56 – Schéma horizontálního PČH

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad (10.4.1)$$

$$F_{S1H} - F_{S2H} - F_3 = 0 \quad (10.4.2)$$

$$S_{1H} \cdot p_{1H} - S_{2H} \cdot p_{2H} - F_3 = 0 \quad (10.4.3)$$

$$S_{1H} \cdot p_{1H} = F_3 \quad \Rightarrow \quad S_{1H} = \frac{F_3}{p_{1H}} = \frac{3\,617\,105,8}{11,7 \cdot 10^6} = 0,3092 \text{ m}^2 \quad (10.4.6)$$

$$S_{1H} = \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} \quad \Rightarrow \quad D_H = \sqrt{\frac{S_{1H} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,3092 \cdot 4}{\pi}} = 0,627 \text{ m} \quad (10.4.7)$$

Vypočtená hodnota bude zaokrouhlena směrem nahoru, tedy na rozměr **630 mm**. Z důvodů nového průměru pístu je nutné provedení kontroly tlaku na vstupu PČH vzhledem k tlaku pojistného ventilu.

$$p_{1H} \cdot S_{1H} = F_3 \quad \Rightarrow \quad p_{1H} = \frac{F_3 \cdot 4}{\pi \cdot D_H^2} = \frac{3\,617\,105,8 \cdot 4}{\pi \cdot 0,63^2} = \mathbf{11,6 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \quad (10.4.8)$$

Podmínka pro správnou funkci hydraulického obvodu je:

$$p_{1H} \leq p_{PVH} \quad \mathbf{11,6 \leq 23} \quad (10.4.9)$$

Tlak  $p_{1H}$  na vstupu do horizontálního PČH je menší než tlak pojišťovacího ventilu  $p_{PVH}$ , podmínka je splněna.

#### 10.4.2 Průměr pístnice horizontálního PČH

Pro výpočet průměru pístnice  $d_H$  lze využít rovnici kontinuity.

- Rychlost vysouvání horizontálního PČH:  $v_{1H} = 0,08 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$
- Rychlost zasouvání horizontálního PČH:  $v_{2H} = 0,12 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$

$$S_{1H} \cdot v_{1H} = S_{2H} \cdot v_{2H} \quad \Rightarrow \quad S_{2H} = \frac{S_{1H} \cdot v_{1H}}{v_{2H}} = \frac{\pi \cdot D_H^2 \cdot v_{1H}}{4 \cdot v_{2H}} \quad (10.4.10)$$

$$\frac{\pi \cdot (D_H^2 - d_H^2)}{4} = \frac{\pi \cdot D_H^2 \cdot v_{1H}}{4 \cdot v_{2H}} \quad (10.4.11)$$

$$d_H = \sqrt{D_H^2 - \frac{D_H^2 \cdot v_{1H}}{v_{2H}}} = \sqrt{0,63^2 - \frac{0,63^2 \cdot 0,08}{0,12}} = \mathbf{0,364 \text{ m}} \quad (10.4.12)$$

Na základě vypočteného rozměru bude zaokrouhlen průměr pístnice horizontálního PČH na rozměr **400 mm**. Z důvodů nového rozměru průměru pístu je nutné provedení kontroly tlaku na vstupu PČH vzhledem k maximálnímu tlaku, tedy tlaku pojistného ventilu.

$$p_{2H} \cdot S_{2H} = F_{S2H} = F_3 \quad (10.4.13)$$

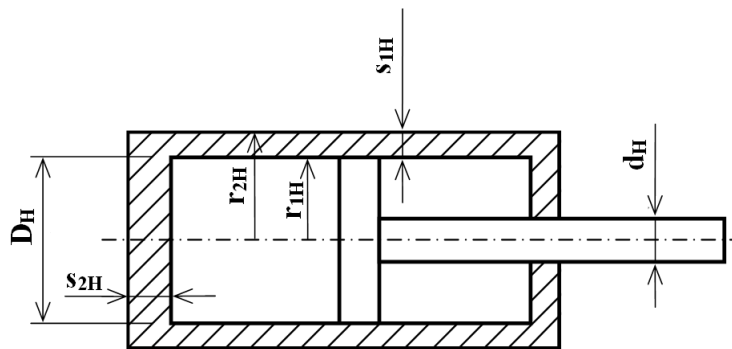
$$p_{2H} = \frac{F_3 \cdot 4}{\pi \cdot (D_H^2 - d_H^2)} = \frac{3\,617\,105,8 \cdot 4}{\pi \cdot (0,63^2 - 0,4^2)} = \mathbf{19,44 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \quad (10.4.14)$$

Podmínka pro správnou funkci hydraulického obvodu je:

$$p_{2H} \leq p_{PVH} \quad \mathbf{19,44 \leq 23} \quad (10.4.15)$$

Tlak  $p_{2H}$  na vstupu do horizontálního PČH je menší než tlak pojistovacího ventilu  $p_{PVH}$ , podmínka je splněna.

### 10.4.3 Tloušťka stěny tělesa válce horizontálního PČH



Obr. 57 – Schéma stěny tělesa válce horizontálního PČH

- materiál pro výrobu válce PČH: 13 123.5
- mez pevnosti v tahu:  $R_m = 470 \div 640 \text{ Mpa}$
- nejnižší mez kluzu:  $R_e = 265 \text{ MPa}$
- Poissonova konstanta:  $\mu = 0,3$
- koeficient bezpečnosti:  $k_{VH} = 2,6$

Pro výpočet dovoleného napětí  $\sigma_{DVH}$  materiálu pro výrobu tělesa válce horizontálního PČH platí vztah:

$$\sigma_{DVH} = \frac{R_e}{k_{VH}} = \frac{265}{2,6} = \mathbf{101,9 \text{ MPa}} \quad (10.4.16)$$

Prvotní výpočet stěny tělesa válce horizontálního PČH bude veden podle vztahu pro tenkostěnnou nádobu:

$$s_{1H} = \frac{p_{PVH} \cdot D_H}{2 \cdot \sigma_{DVH}} = \frac{23 \cdot 10^6 \cdot 0,63}{2 \cdot 101,9 \cdot 10^6} = 0,0711 \text{ m} = \mathbf{71,1 \text{ mm}} \quad (10.4.17)$$

Vzhledem k tomu, že bude vnější část tělesa válce horizontálního PČH vystavena extrémně složitým klimatickým vlivům a nánosu spadaného materiálu zadržujícího vlhkost, vypočtenou hodnotu tloušťky stěny válce navýším o 4 mm na postupně vznikající korozi. Z důvodů možnosti následné renovace vnitřní plochy válce připočteme přídavek na obrábění 1,5 mm.

Celková tloušťka stěny válce bude  $s_{1H} = 76,6 \text{ mm}$ . Pro další výpočet budu uvažovat zaokrouhlenou hodnotu  $\mathbf{s_{1H} = 77 \text{ mm}}$ .

Dále bude provedena kontrola tělesa horizontálního PČH, zda se jedná o tenkostěnnou, nebo tlustostěnnou nádobu:

#### Tenkostěnná nádoba:

$$\frac{r_{2H}}{r_{1H}} \leq 1,18 \quad (10.4.18)$$

#### Tlustostěnná nádoba:

$$\frac{r_{2H}}{r_{1H}} > 1,18 \quad (10.4.19)$$

$$r_{1H} = \frac{D_H}{2} = \frac{0,63}{2} = 0,315 \text{ m} = \mathbf{315 \text{ mm}} \quad (10.4.20)$$

$$r_{2H} = r_{1H} + s_{1H} = 0,315 + 0,077 = 0,395 \text{ m} = \mathbf{392 \text{ mm}} \quad (10.4.21)$$

$$\frac{r_{2H}}{r_{1H}} = \frac{395}{315} = \mathbf{1,244} > 1,18 \quad (10.4.22)$$



Dle výsledku kontroly se jedná o tlustostěnnou nádobu, pro jejíž výpočet platí vztah:

$$s_{1H} = \frac{D_H}{2} \cdot \left[ \sqrt{\frac{\sigma_{DVH} + p_{PVH} \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}{\sigma_{DVH} - p_{PVH} \cdot (1 + \mu)}} - 1 \right] \quad (10.4.23)$$

$$s_{1H} = \frac{0,63}{2} \cdot \left[ \sqrt{\frac{101,9 \cdot 10^6 + 23 \cdot 10^6 \cdot (1 - 2 \cdot 0,3)}{101,9 \cdot 10^6 - 23 \cdot 10^6 \cdot (1 + 0,3)}} - 1 \right] = 0,0763 \text{ m} = \mathbf{76,3 \text{ mm}} \quad (10.4.24)$$

Stejně jako v předchozím výpočtu bude vypočtená hodnota navýšena o 4 mm na korozi a 1,5 mm pro možnost následné renovace.

Celková tloušťka stěny tělesa horizontálního válce bude po zaokrouhlení v konečné podobě  $s_{1H} = \mathbf{82 \text{ mm}}$ .

#### 10.4.4 Tloušťka dna tělesa válce horizontálního PČH

Pro určení tloušťky dna válce platí vztah:

$$s_{2H} = 0,405 \cdot D_H \cdot \sqrt{\frac{p_{PVH}}{\sigma_{DVH}}} = 0,405 \cdot 0,63 \cdot \sqrt{\frac{23 \cdot 10^6}{101,9 \cdot 10^6}} = 0,121 \text{ m} = \underline{\underline{\mathbf{121 \text{ mm}}}} \quad (10.4.25)$$

K vypočtené tloušťce dna započítáme přídavek na korozi 4 mm a 3 mm na úpravy dosedací plochy. Dno válce PČH bude mít tloušťku  $s_{2H} = \mathbf{128 \text{ mm}}$ .

#### 10.4.5 Kontrola pístitnice horizontálního PČH na vzpěrnou pevnost

- materiál pro výrobu pístitnice PČH: 13 123.5
- mez pevnosti v tahu:  $R_m = 470 \div 640 \text{ Mpa}$
- nejnižší mez kluzu:  $R_e = 265 \text{ MPa}$
- koeficient bezpečnosti:  $k_{PHM} = 2,6$

Pro výpočet dovoleného napětí  $\sigma_{DPH}$  materiálu pro výrobu pístitnice horizontálního PČH platí vztah:

$$\sigma_{DPH} = \frac{R_e}{k_{PHM}} = \frac{265}{2,6} = \mathbf{101,9 \text{ MPa}} \quad (10.4.26)$$

Podle typu uložení horizontálního PČH se jedná o variantu vzpěru B, kde je prut namáhaný na vzpěr uložen na obou koncích v kloubové vazbě. K určení redukované délky prutu  $l_{red}$  pro tuto variantu vzpěru platí vztah:

$$l_{redH} = l_{PH} = \mathbf{3 \text{ m}} \quad (10.4.27)$$

Pro výpočet momentu setrvačnosti plochy průřezu pístitnice k ose souměrnosti  $J_H$  platí:

$$J_H = \frac{\pi \cdot d_H^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,4^4}{64} = \mathbf{1,257 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4} \quad (10.4.28)$$

Poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístitnice  $i_H$ :

$$i_H = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_H^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_H^2}{4}}} = \frac{d}{4} = \frac{0,4}{4} = \mathbf{0,1 \text{ m}} \quad (10.4.29)$$

Pro mezní štíhlost pístitnice  $\lambda_{mezH}$  horizontálního PČH platí vztah:

$$\lambda_{mezH} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{R_e}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{265}} = \mathbf{88,44} \quad (10.4.30)$$

Pokud je štíhlost pístitnice  $\lambda$  větší jak mezní štíhlost  $\lambda_{mez}$ , platí pro výpočet kritické vzpěrné síly vztahy podle Eulera. Pokud je štíhlost pístitnice  $\lambda$  menší než mezní štíhlost  $\lambda_{mez}$ , platí vztahy podle Tetmajera. Při velikosti štíhlosti pístitnice  $\lambda$  menší než 40 se pro výpočet kritické síly uvažuje prostý tah - tlak.

Štíhlost pístnice  $\lambda_H$  horizontálního PČH se vypočte dle vztahu:

$$\lambda_H = \frac{l_{redH}}{i_H} = \frac{3}{0,1} = \mathbf{30} \quad (10.4.31)$$

Štíhlost pístnice  $\lambda_H = 30$ . Hodnota je menší než 40 a proto další výpočet bude veden jako prosté zatížení v tahu – tlaku.

Pevnostní podmínka:

$$F_3 < F_{krH} \quad (10.4.32)$$

$$\sigma_{DPH} = \frac{F_{krH}}{S_{PH}} \quad (10.4.33)$$

$$F_{krH} = \sigma_{DPH} \cdot S_{PH} = 101,9 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \right) = \mathbf{12\ 805\ 131,7\ N} \quad (10.4.34)$$

Pro velikost koeficientu bezpečnosti pístnice horizontálního PČH namáhané na vzpěr platí  $k_{PH} = (2 \div 4)$ .

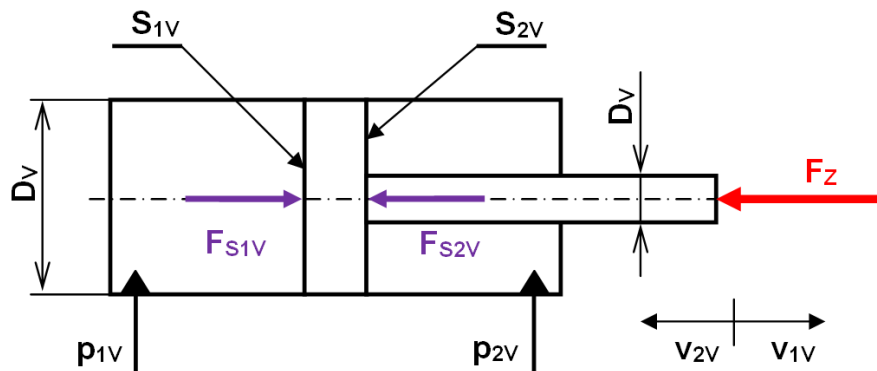
$$k_{PH} = \frac{F_{krH}}{F_3} = \frac{12\ 805\ 131,7}{3\ 617\ 105,8} = \mathbf{3,54} \quad (10.4.35)$$

Výsledná míra bezpečnosti pístnice horizontálního PČH namáhané na vzpěr  $k_{PH} = \mathbf{3,54}$  je vyhovující. Hodnota bezpečnosti leží v intervalu požadované bezpečnosti pro pístnice přímočarých hydromotorů užívaných v běžné praxi.

## 10.5 Základní výpočet vertikálního PČH

Základní výpočet vertikálního PČH bude mít stejnou strukturu jako základní výpočet horizontálního PČH v kapitole 10.4. Z tohoto důvodu bude výpočet proveden zkrácenou formou, bez popisu jednotlivých kroků. Výpočet maximální zatěžující síly  $F_z$  vertikálního přímočarého hydromotoru je uveden v kapitole 10.3 ve vztahu (10.3.2) a indexování řešených rozměrů bude uvedeno v následujících schématech dle obr. 58 a obr. 59.

### 10.5.1 Průměr pístu vertikálního PČH



Obr. 58 – Schéma vertikálního PČH

$$S_{1V} \cdot p_{1V} = F_Z \quad \Rightarrow \quad S_{1H} = \frac{F_Z}{p_{1V}} = \frac{8\,909\,510,7}{14,1 \cdot 10^6} = \mathbf{0,6319 \text{ m}^2} \quad (10.5.1)$$

$$S_{1V} = \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} \quad \Rightarrow \quad D_V = \sqrt{\frac{S_{1V} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,6319 \cdot 4}{\pi}} = \mathbf{0,897 \text{ m}} \quad (10.5.2)$$

Zaokrouhlení průměru pístu vertikálního PČH na hodnotu **900 mm**.

$$p_{1V} \cdot S_{1V} = F_Z \quad \Rightarrow \quad p_{1V} = \frac{F_Z \cdot 4}{\pi \cdot D_V^2} = \frac{8\,909\,510,7 \cdot 4}{\pi \cdot 0,9^2} = \mathbf{14 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \quad (10.5.3)$$

Podmínka:

$$p_{1V} \leq p_{PVV} \quad \mathbf{14 \leq 22,2} \quad (10.5.4)$$

Tlak  $p_{1V}$  na vstupu do vertikálního PČH je menší než tlak pojišťovacího ventilu  $p_{PVV}$ , podmínka je splněna.

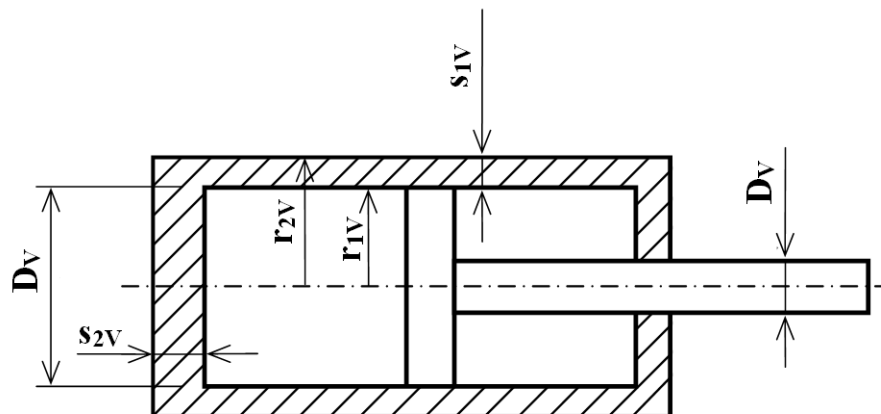
### 10.5.2 Průměr pístnice vertikálního PČH

- Rychlost vysouvání vertikálního PČH:  $v_{1H} = 0,030 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$
- Rychlost zasouvání vertikálního PČH:  $v_{2H} = 0,079 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$

$$d_V = \sqrt{D_V^2 - \frac{D_V^2 \cdot v_{1V}}{v_{2V}}} = \sqrt{0,9^2 - \frac{0,9^2 \cdot 0,03}{0,079}} = \mathbf{0,709 \text{ m}} \quad (10.5.5)$$

Zaokrouhlení průměru pístnice vertikálního PČH na hodnotu **710 mm**. Zpětná kontrola není nutná, na plochu pístu ze strany pístnice nepřichází z pohledu zatížení od hmotnosti stroje žádný tlak.

### 10.5.3 Tloušťka stěny tělesa válce vertikálního PČH



Obr. 59 – Schéma stěny tělesa válce vertikálního PČH

- materiál pro výrobu válce PČH: 13 123.5
- mez pevnosti v tahu:  $R_m = 470\div 640 \text{ Mpa}$
- nejnižší mez kluzu:  $R_e = 265 \text{ MPa}$
- Poissonova konstanta:  $\mu = 0,3$
- koeficient bezpečnosti:  $k_{VV} = 2,6$

$$\sigma_{DVV} = \frac{R_e}{k_{VV}} = \frac{265}{2,6} = \mathbf{101,9 \text{ MPa}} \quad (10.5.6)$$

$$s_{1V} = \frac{p_{PVV} \cdot D_H}{2 \cdot \sigma_{DVV}} = \frac{22,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9}{2 \cdot 101,9 \cdot 10^6} = 0,098 \text{ m} = \mathbf{98 \text{ mm}} \quad (10.5.7)$$

Navýšení vypočtené hodnoty stěny tělesa horizontálního PČH na postupně vznikající korozi o 4 mm a pro možnost následné renovace 1,5 mm.

Celková tloušťka stěny válce bude  $s_{1V} = 103,5 \text{ mm}$ . Pro další výpočet budu uvažovat zaokrouhlenou hodnotu  $\mathbf{s_{1V} = 104 \text{ mm}}$ .

Ověření, zda se jedná o tenkostěnnou nebo tlustostěnnou nádobu:

$$\frac{r_{2V}}{r_{1V}} = \frac{r_{1V} + s_{1V}}{\frac{D_V}{2}} = \frac{450 + 104}{450} = \mathbf{1,231} > 1,18 \quad (10.5.8)$$

Dle výsledku kontroly se jedná o tlustostěnnou nádobu, pro jejíž výpočet platí vztah:

$$s_{1V} = \frac{D_V}{2} \cdot \left[ \sqrt{\frac{\sigma_{DVV} + p_{PVV} \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}{\sigma_{DVV} - p_{PVV} \cdot (1 + \mu)}} - 1 \right] \quad (10.5.9)$$

$$s_{1V} = \frac{0,9}{2} \cdot \left[ \sqrt{\frac{101,9 \cdot 10^6 + 22,3 \cdot 10^6 \cdot (1 - 2 \cdot 0,3)}{101,9 \cdot 10^6 - 22,3 \cdot 10^6 \cdot (1 + 0,3)}} - 1 \right] = 0,1042 \text{ m} = \mathbf{104,2 \text{ mm}} \quad (10.5.10)$$

Stejně jako v předchozím výpočtu bude vypočtená hodnota navýšena o 4 mm na korozi a 1,5 mm pro možnost následné renovace.

Celková tloušťka stěny tělesa horizontálního válce bude po zaokrouhlení v konečné podobě  $\mathbf{s_{1V} = 110 \text{ mm}}$ .

## 10.6 Tloušťka dna tělesa válce vertikálního PČH

$$s_{2V} = 0,405 \cdot D_V \cdot \sqrt{\frac{p_{PVV}}{\sigma_{DVV}}} = 0,405 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{22,2 \cdot 10^6}{101,9 \cdot 10^6}} = 0,170,1 \text{ m} = \underline{\underline{170,1 \text{ mm}}} \quad (10.6.1)$$

K vypočtené tloušťce dna započítáme přídavek na korozi 4 mm a 3 mm na úpravy dosedací plochy. Dno válce PČH bude mít po zaokrouhlení tloušťku  $s_{2H} = 178 \text{ mm}$ .

## 10.7 Kontrola pístitnice vertikálního PČH na vzpěrnou pevnost

- materiál pro výrobu pístitnice PČH: 13 123.5
- mez pevnosti v tahu:  $R_m = 470 \div 640 \text{ Mpa}$
- nejnižší mez kluzu:  $R_e = 265 \text{ MPa}$
- koeficient bezpečnosti:  $k_{PVM} = 2,6$

$$\sigma_{DPV} = \frac{R_e}{k_{HVM}} = \frac{265}{2,6} = \mathbf{101,9 \text{ MPa}} \quad (10.7.1)$$

$$l_{redV} = l_{PV} = \mathbf{1 \text{ m}} \quad (10.7.2)$$

Pístitnice vertikálního PČH má průřez ve tvaru mezikruží s vnějším průměrem  $d_V = 710 \text{ mm}$  a s vnitřním průměrem  $d_{V1} = 510 \text{ mm}$ .

$$J_V = \frac{\pi \cdot (d_V^4 - d_{V1}^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,71^4 - 0,51^4)}{64} = \mathbf{0,009153 \text{ m}^4} \quad (10.7.3)$$

$$i_V = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot (d_V^4 - d_{V1}^4)}{64}}{\frac{\pi \cdot (d_V^2 - d_{V1}^2)}{4}}} = \sqrt{\frac{(d_V^4 - d_{V1}^4)}{16 \cdot (d_V^2 - d_{V1}^2)}} \quad (10.7.4)$$

$$i_V = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{(0,71^4 - 0,51^4)}{16 \cdot (0,71^2 - 0,51^2)}} = \mathbf{0,2185 \text{ m}} \quad (10.7.5)$$

$$\lambda_{mezV} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{R_e}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{265}} = \mathbf{88,44} \quad (10.7.6)$$

$$\lambda_V = \frac{l_{redV}}{i_V} = \frac{1}{0,2185} = \mathbf{4,58} \quad (10.7.7)$$

Pevnostní podmínka:

$$F_Z < F_{krV} \quad (10.7.8)$$

$$\sigma_{DPV} = \frac{F_{krV}}{S_{PV}} \quad (10.7.9)$$

$$F_{krV} = \sigma_{DPV} \cdot S_{PV} = 101,9 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot (0,71^2 - 0,51^2)}{4} \right) = \mathbf{19\,527\,825,8\,N} \quad (10.7.10)$$

Pro velikost koeficientu bezpečnosti pístnice vertikálního PČH namáhané na vzpěr platí  $k_{PV} = (2 \div 4)$ .

$$k_{PV} = \frac{F_{krV}}{F_Z} = \frac{19\,527\,825,8}{8\,909\,510,7} = \mathbf{2,19} \quad (10.7.11)$$

Výsledná míra bezpečnosti pístnice vertikálního PČH namáhané na vzpěr  $k_{PV} = \mathbf{2,19}$  je vyhovující. Hodnota bezpečnosti leží v intervalu požadované bezpečnosti pro pístnice přímočarých hydromotorů užívaných v běžné praxi.

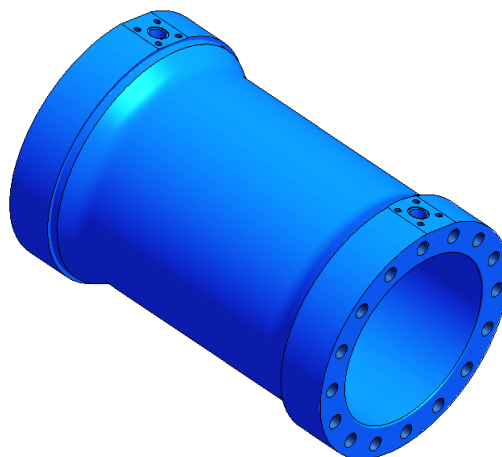


## 11 Konstrukční návrh vertikálního PČH

Konstrukční návrh vertikálního PČH se ve svých základních rozměrech řídí hodnotami výpočtu uvedeného v kapitolách 10.5, 10.6, a 10.7. Funkcí přímočarého hydromotoru je přeměna tlakové energie hydraulického oleje na energii mechanickou. Výsledkem této přeměny je přímočarý pohyb pístnice určitou rychlostí, za působení požadované síly. Rychlost a síla jsou přímo závislé na konstrukci PČH, průměru pístu, průměru pístnice a vstupním tlaku. Základními díly PČH jsou těleso válce, dno, příruba s víkem, pístnice, a koule. Nedílnou součástí je spojovací materiál a celá sada těsnících prvků.

### 11.1 Těleso válce vertikálního PČH

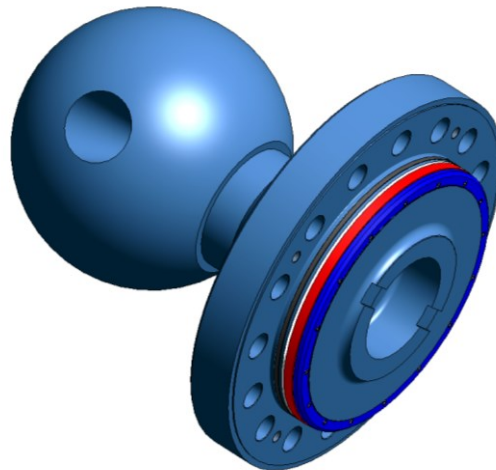
Polotovarem pro výrobu tělesa válce je výkovek z mangan – vanadové oceli 13 123.5. Jedná se nízkolegovanou ušlechtilou ocel pro vyšší tlaky a teploty, se zaručenou svařitelností, vhodnou pro výrobu velkých výkovek. Ocel ve stavu 5 je normalizačně žíhaná a popuštěná. Vnitřní průměr tělesa válce je 900 mm, jeho celková délka je 1 940 mm. Největší průměr válce je v místě připojení dna a dosahuje hodnoty 1 280 mm. Povrch válce ve střední části z důvodů odlehčení klesá na průměru. V nejslabší části je tloušťka stěny válce 110 mm. Každé čelo válce obsahuje 16 ks rovnoměrně rozložených závitů M80 x 4 pro montáž závrtných šroubů, které spojují dno a přírubu s tělesem válce. Těleso PČH dále disponuje dvěma vstupy pro napojení přívodu tlakového oleje. Vstupy jsou opatřeny osazením pro vložení těsnění a 4 závity M36 x 3 pro upevnění připojovací armatury. Jeden vstup zajišťuje přívod do prostoru nad píst a druhý vstup do prostoru pod píst. Při návrhu polohy vstupů je nutné mít na zřeteli, že je to faktor limitující krajní polohy pístu a tudíž ovlivňující celkovou délku vysunutí pístnice.



Obr. 60 – Těleso válce vertikálního PČH

## 11.2 Dno tělesa válce vertikálního PČH

Jedna strana tělesa válce PČH je uzavřena dnem, které je připojeno masivním šroubovým spojem, tvořeným 16 ks závrtných šroubů M80 x 4. Dno je vyrobeno rovněž z oceli 13 123.5. Z vnější strany příruby dna vystupuje tupý kužel zakončený krátkým válcem, na který navazuje koule o průměru 850 mm. Ta je základem kloubového spojení s uložením ve spodní stavbě stroje. Na druhé straně je dno opatřeno osazením zasunutým do vnitřního průměru tělesa válce. Konstrukce PČH musí odolávat velmi vysokým tlakům hydraulického oleje. Z tohoto důvodu je spojení dna s válcem utěsněno dvěma prvky. Hlavní částí těsnění je polyuretanová U-manžeta nasunutá na vnitřní osazení válcového zakončení dna, podložena opěrným plastovým kroužkem a proti vypadnutí pojištěna kroužkem ocelovým šroubovaným. Se zvyšujícím se tlakem se zvyšuje i schopnost přimknutí U-manžety k těsnícím plochám. Druhým těsnícím elementem je pryžový O-kroužek, navlečený v zápichu vyrobeném rovněž na válcovém obvodu dna. Jeho úkolem je zachytit nepatrné, tlakově zanedbatelné úniky oleje vznikající na těsnících plochách U-manžety.

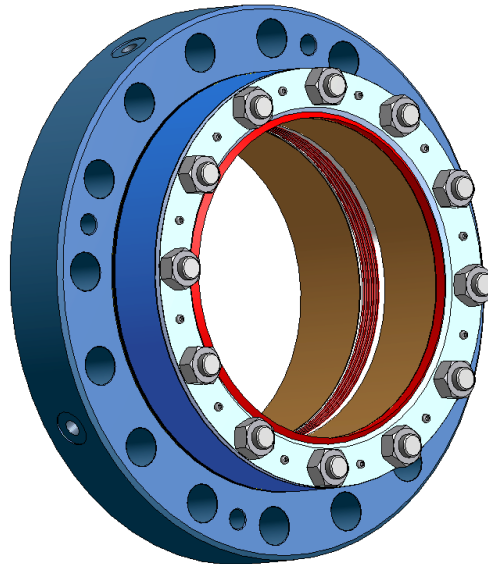


Obr. 61 – Dno tělesa válce vertikálního PČH

## 11.3 Příruba tělesa vertikálního PČH s víkem

Druhá strana tělesa PČH bude uzavřena přírubou pro průchod a utěsnění pístnice. V přírubě budou uložena 2 bronzová pouzdra z materiálu 42 3119, zajišťující kluzné vedení pístnice v průběhu vysouvání nebo zasouvání. Příruba je opětovně opatřena osazením, zapadajícím do vnitřního průměru tělesa PČH, utěsněna o-kroužkem a U-manžetou a připojena masivním šroubovým spojem k čelu tělesa válce. Průchod pístnice přírubou je utěsněn lamelovým těsněním typu ševron. Toto těsnění je stlačováno

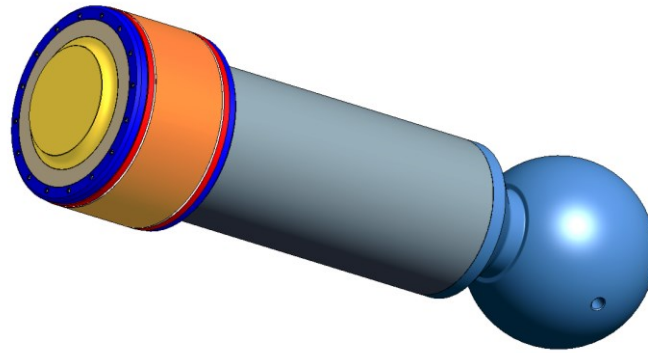
v prostoru čel dvou pouzder vedení pístnice prostřednictvím víka příruby. Víko je podloženo vymezovacími podložkami pro možnost seřízení přitlačné síly působící na ševron. Vnější strana víka je opatřena stíracím kroužkem, jehož úkolem je zabránit vniknutí nečistot do prostoru vedení a těsnění pístnice v době jejího zasouvání do válce.



**Obr. 62 – Příruba tělesa válce vertikálního PČH s víkem**

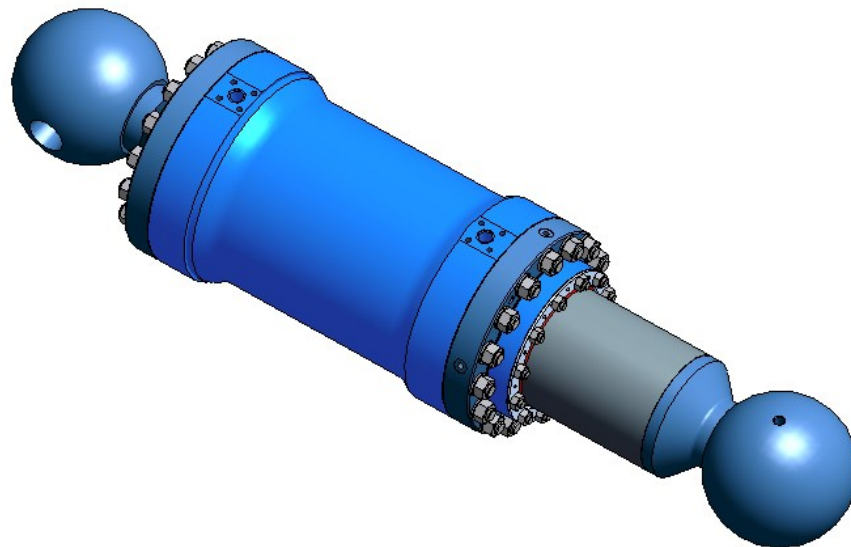
#### **11.4 Pístnice vertikálního PČH**

Základem pro výrobu pístnice je opět výkovek z oceli 13 123.5. Jedná se o stejný materiál, ze kterého je vyrobeno těleso válce. Pístnice je dutá a tvoří kompaktní celek s pístem. Z vnitřní strany je vložena a přivařená ucpávka, uzavírající dutinu pístnice a druhá strana je opatřena vnitřním lichoběžníkovým závitem TR480 x 12 pro připojení koule o průměru 850 mm. Ta je základem kloubového spojení s uložením v ocelové konstrukci chodidla. Průměr pístu je 900 mm, průměr pístnice je 710 mm a celková délka dílu činí 2 108 mm. Střední obvodová část pístu je pro zlepšení třecích vlastností pokryta návarem cínovým bronzem 42 3016. Píst je z obou stran vybaven těsnícím systémem složeným z polyuretanové U-manžety, plastového opěrného kroužku a ocelového zajišťovacího kroužku přišroubovaného z čela 16 šrouby M16 x 45 s válcovou hlavou. Povrch pístnice je z antikorozních důvodů navařen nerezovou ocelí. Návar pístu je proveden metodou TIG, kdežto návar pístnice je proveden metodou MAG.



**Obr. 63 – Pístnice vertikálního PČH**

Soubor výše popsaných dílů tvoří ucelenou sestavu v podobě navrženého vertikálního přímočarého hydromotoru o celkové hmotnosti 21 231 kg. Zadávací podmínky vyplývající s požadavků správné funkce kráčivého podvozku se čtyřmi přímočarými hydromotory jsou splněny a to je dokladováno základním výpočtem.



**Obr. 64 – Vertikální PČH 900 x 710 - 1000**

## 12 Závěr

V úvodní části mé diplomové práce jsem zpracoval rešerši podvozků velkostrojů. Jedná se o zařízení, která plní funkci podvozku kolesových nebo korečkových rýpadel, popřípadě zakladačů, jejichž teoretická výkonnost přesahuje  $630 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  sypané zeminy a jsou nasazeny při těžbě na povrchových dolech. V úvodu rešerše jsem popsal obecné požadavky kladené na podvozky, jako na jeden z hlavních konstrukčních uzlů velkostroje. Z obecných požadavků lze definovat požadavky konstrukční, jejichž cílem je zajištění bezpečného, spolehlivého a po všech stránkách efektivního využití podvozku. V dalších kapitolách rešerše jsem se zabýval jednotlivými typy podvozků, principem jejich funkce a popisem základních částí. U každého podvozku jsem uvedl příklad využití v praxi doplněný fotografií.

Hlavní úkol mé diplomové práce spočíval v provedení konstrukčního návrhu kráčivého podvozku pro rýpadlo o hmotnosti 4 000 tun. Na základě rozvahy shrnující zkušenosti z provozování jednotlivých typů kráčivých podvozků jsem vybral koncepci kráčivého podvozku se čtyřmi přímočarými hydromotory a pro něj jsem stanovil upřesňující zadávací podmínky. V návrhu jsem popsal základní díly podvozku z pohledu tvaru, rozměrů a funkčního uspořádání. Zvolený typ kráčivého podvozku se vyznačuje vysokou spolehlivostí, minimálními nároky na údržbu a vysokou mírou efektivity při samotném přesouvání stroje. Konstrukční provedení podvozku se čtyřmi PČH je ideálním řešením kráčivého podvozku rýpadla dané hmotnosti. Dále následuje podrobný popis funkce kráčivého podvozku v jednotlivých fázích přesouvání, doplněný o obrázky kinematických schémat pohybu spodní stavby a sunutí chodidel. Jsou zde obsažena vysvětlení základních principů pohybu podvozku směrem vpřed, směrem vzad a natáčení.

Navržený kráčivý podvozek jsem dále podrobil kontrole z pohledu měrného tlaku na podložku. Výsledek výpočtu potvrdil, že v žádné z variant kontaktu s pojezdovou plání nedochází k překročení maximální povolení hodnoty. Požadavky upřesněných zadávacích podmínek na maximální hodnoty rozměrů podvozku jsou rovněž splněny. Přílohou této práce je výkres sestavení návrhu kráčivého podvozku.

Dalším krokem mé diplomové práce je základní výpočet horizontálních a vertikálních přímočarých hydromotorů. Výpočet je proveden za účelem stanovení jejich základních rozměrů tak, aby bylo možné dosažení silových účinků nutných k realizaci pohybu stroje. Pro další zpracování výpočtů jsem nejprve provedl rozbor sil působících na PČH v jednotlivých fázích kroku. Ze zjištěných údajů jsem vypočítal konkrétní zatěžující síly v osách jak horizontálních, tak vertikálních PČH a stanovil jsem základní zadávací podmínky. Základním výpočtem horizontálního PČH jsem určil průměr pístu, průměr

pístnice, minimální tloušťku stěny tělesa válce, minimální tloušťku dna tělesa válce a na závěr jsem pístnici PČH podrobil kontrole na vzpěrnou pevnost. U horizontálního PČH je výpočet podrobný, obsahuje popis jednotlivých kroků a odvození některých vztahů. Vzhledem k tomu, že výpočet vertikálního PČH má stejnou strukturu, pouze s odlišnými hodnotami, je veden zkrácenou formou bez vysvětlování jednotlivých kroků. Výstupem výpočtu horizontálních a vertikálních PČH jsou jejich základní rozměry, a to při zachování míry výsledné bezpečnosti pro optimálně navržené přímočaré hydromotory.

Závěrečným úkolem této práce byl konstrukční návrh vertikálního přímočarého hydromotoru. V jednotlivých odstavcích této části práce jsem popsal díly, ze kterých je konkrétní vertikální PČH složený a popis jsem doplnil názornými obrázky. Konstrukční návrh je doplněn výkresem sestavení vertikálního PČH, který je součástí příloh této práce.

V celkovém shrnutí zadaného tématu zaměřeného na podvozky velkostrojů lze konstatovat, že těžební stroje nasazené v současné době na povrchových dolech využívají všechny typy podvozků. Kolejové podvozky, které byly nedílnou součástí velkostrojů na samotném počátku jejich vývoje, jsou dnes na ústupu a jejich aplikace jsou pouze okrajové. Kráčivé podvozky jsou nasazeny na řadě velkostrojů, ale v jejich vývoji se nepokračuje. Z pohledu nevýhod, kterými kráčivé podvozky disponují, je v současné době zcela nereálné přistoupit k výstavbě a dodávce rýpadla osazeného kráčivým podvozkem. Naprostým opakem je využití housenicových podvozků. Podle současných trendů je moderní dobývací velkostroj koncipován jako rýpadlo bez výsuvu kolesového výložníku, které vzhledem ke způsobu těžby nutně vyžaduje použití housenicového podvozku. Inovační počítačové metody umožňují provedení kvalitních návrhů těchto podvozků splňujících veškeré nároky provozu. S úspěchem se využívají i na posledních modelových řadách zakladačů, což vzhledem ke snížené únosnosti podložky na lomových výsypkách nebylo v minulosti technicky dosažitelné.

## 13 Použitá literatura

- [1] GONDEK, Horst; ŠEVČÍK, Arnošt. *Těžební a zpracovatelské stroje II*. Dotisk 1. vydání. Ostrava: VŠB - TUO; 17. listopadu 15/2172; 708 33 Ostrava - Poruba, 2010. 104 s. ISBN 978-80-248-1273-1.
- [2] HOJDAR, Josef; HELEBRANT, František; GONDEK, Horst. *Povrchové dobývací stroje I*. 1. vydání. Ostrava: VŠB v Ostravě; Ostravské tiskárny, s.p.; Novinářská 7; Ostrava 1, 1991. 305 s. ISBN 80-7078-125-4.
- [3] GONDEK, Horst; KLIMECKÝ, Oldřich. *Povrchové dobývací stroje*. 1. vydání. Ostrava: Metasport Ostrava, 1987. 128 s.
- [4] ČSN 27 7013. *Kolesová rýpadla a nakládače: Termíny a definice*. Praha: Český normalizační ústav Praha, 1992. 18 s.
- [5] BOLEK, A. *Části strojů - 1. svazek*. 6. vydání. Praha: SNTL, 1989. 707 s. ISBN 80-03-00426-7.
- [6] ZAJAC, O., J. BOROŠKA a H. GONDEK. *Hlbiné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. 1.vydání. Bratislava: ALFA, 1991. 428 s. ISBN 80-05-00713-2.
- [8] ANTONIAK, J. *Przenosniki tašmowe*. 1. vydání. Gliwice: Wydawatelstwo politechniki slaskiej, 2004. 388 s. ISBN 83-7335-266-X.
- [9] ČSN ISO 7144. *Dokumentace - Formální úprava disertací a podobných dokumentů*. Praha: Český normalizační institut, 1996, 24 s.
- [10] DARSLÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu*. Ostrava – Mariánské Hory: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-X. 727 s.
- [11] KOLMAN, Jiří. *Konstrukční návrh kráčivého podvozku velkstroje*. 1. vyd. Ostrava, 2012. 77 s. Bakalářská práce. VŠB-TUO Fakulta strojní. Vedoucí práce Horst Gondek. Oponent práce Tomáš Kubín.

## 14 Seznam příloh

Příloha A:	CD s kompletním obsahem diplomové práce	
Příloha B:	Výkres č. DP-KOL0128-00-00-B	Kráčivý podvozek
Příloha C:	Výkres č. DP-KOL0128-00-04-A	PČH 900 x 710 - 1000
Příloha D:	Výkres č. DP-KOL0128-00-07-B	Uložení kloubů PČH 900 - pravé
Příloha E:	Výkres č. DP-KOL0128-04-03-C	Koule
Příloha F:	Výkres č. DP-KOL0128-04-05-C	Příruba
Příloha G:	Výkres č. DP-KOL0128-07-05-C	Horní díl pánve
Příloha H:	Výkres č. DP-KOL0128-07-06-D	Spodní díl pánve



## **Poděkování**

Děkuji tímto vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Horstu Gondekovi, DrSc. za vysokou úroveň konzultací, cenné rady, připomínky a podněty při zpracování diplomové práce.

Dále chci poděkovat společnosti SD a.s., jakožto mému zaměstnavateli, za vytvoření vynikajících podmínek ke studiu.

Zvláštní poděkování patří mé rodině, především mé manželce, za podporu a trpělivost při studiu na vysoké škole a při psaní mé diplomové práce.