

Technická univerzita v Liberci
Fakulta strojní

Pohon mobilního drtiče

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Petr LABUDA

1995

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA STROJŮ PRŮMYSLOVÉ DOPRAVY

obor 23 - 17 - 8
KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

zaměření
KOLOVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ STROJE

Pohon mobilního drtiče

KSD - 288

Petr LABUDA

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146065701

Počet stran :	73
Počet obrázků :	24
Počet tabulek :	5
Počet příloh :	7
Počet výkresů :	6
MDT :	621.926

květen 1995

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy Školní rok: 1993/1994

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Petr Labuda

obor 23-17-8 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření Kolové dopravní a manipulační stroje

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu:

Pohon mobilního drtiče

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte studii hnacího ústrojí těžkých mechanismů na kolovém a housenicovém podvozku, pozornost věnujte specifickým podmínkám pro pojezd těchto strojů.
2. Proveďte návrh alternativního pohonu drtiče /typu RMA 405 PC/ v provedení s hydromotory /ev. hydrokoly/.
3. Konstrukční provedení zástavby doložte pevnostní kontrolou hlavních uzlů pohonu.

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PŠČ 461 17

V 154/95 S

+PŘÍLOHA

KSD/KDMS

44. 11

výkres sestavení hnacího ústrojí,
Rozsah grafických prací: schéma zapojení a strukturální schéma
Rozsah průvodní zprávy: pohonu.
Seznam odborné literatury: technická dokumentace v rozsahu 45 stran
textu.

Kopášek, J.: Hydrostatické převodové mechanismy. SNTL, Praha 1986.

Pivoňka, J. a kol.: Tekutinové mechanismy, SNTL, Praha 1987.

Technická dokumentace výrobce, katalogy a příručky firem
/CAT, REXROTH - Mobil Hydraulik Komponenten aj./.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Miroslav Malý, CSc.

Konzultant: Ing. Ladislav Bartoniček, CSc.

Zadání diplomové práce: 29.10.1993

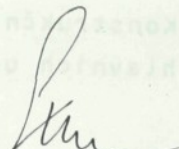
Termín odevzdání diplomové práce: 27. 5.1994

26. 05. 1995




Vedoucí katedry

Doc. Ing. Stanislav Beroun, CSc.


Děkan

Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.

V Liberci

dne 29.10 1993

PROHLÁŠENÍ

Místopřísežně prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

Petr LABUDA

Labuda Petr
.....

V Liberci 26. května 1995

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Miroslavu Malému, CSc. z TU Liberec a Ing. Karlu Lázníčkovi z a.s. Transporta Chrudim za cenné připomínky a náměty k řešení mé diplomové práce.

Petr LABUDA

OBSAH

1.	ÚVOD	7
2.	HNACÍ ÚSTROJÍ TĚŽKÝCH MOBILNÍCH MECHANISMŮ	9
2.1	Základní pojmy a údaje	9
2.1.1	Těžké mechanismy - stroje pro dopravu a manipulaci	9
2.1.2	Názvosloví v oblasti dopravy a manipulace	10
2.1.3	Členění prostředků pro dopravu a manipulaci	12
2.1.4	Typy a výrobci těžkých mechanismů	13
2.2	Teoretické základy mobilních strojů	14
2.2.1	Bloková schemata pohonů mechanismů	14
2.2.2	Dynamický model soustavy Hnací ústrojí - - Dopravní prostředek	17
2.3	Hnací ústrojí - způsoby přenosu energie	18
2.3.1	Základní požadavky na hnací ústrojí	18
2.3.2	Mechanický přenos energie	20
2.3.3	Hydraulický přenos energie	21
2.3.3.1	Obecné vlastnosti hydraulických pohonů	22
2.3.3.2	Hydrodynamický přenos energie	24
2.3.3.3	Hydrostatický přenos energie	26
2.3.4	Elektrický přenos energie	29
2.3.5	Pneumatický přenos energie	30
2.3.6	Kombinovaný přenos energie	30
2.4	Příklady konkrétních provedení hnacích ústrojí	31
2.4.1	Hydraulické pohony pojezdových kol a housenicových podvozků	31
2.4.2	Konkrétní hydrostatické pohony	33
2.4.3	Další řešení	34
2.5	Specifické podmínky pro pojezd strojů v terénu	36
2.5.1	Vztahy mezi podvozkem a zemí (terénem)	36
2.5.2	Namáhání zeminy při pojezdu stroje	37
2.5.3	Porovnání kolového a housenicového podvozku	38
3.	NÁVRH ALTERNATIVNÍHO POHONU DRTIČE	40
3.1	Základní úkol	40
3.2	Technický popis drtiče RMA 405 PC	41
3.3	Návrh hydrostatického pohonu mlýna	43
3.3.1	Základní parametry a požadavky	43
3.3.2	Návrh variant pohonu	47
3.3.3	Varianta 1	53
3.3.4	Varianta 2	54

3.3.5	Varianta 3	56
3.4	Konečný návrh alternativního pohonu	58
3.5	Hlavní části alternativního pohonu	59
3.5.1	Hydrogenerátor	59
3.5.2	Hydromotor	60
3.5.3	Převod ozubenými koly	61
3.5.4	Vedení hydraulické kapaliny	63
3.5.5	Akumulátor	64
3.5.6	Pojistné ventily	65
3.5.7	Jednosměrné ventily	65
3.5.8	Chlazení kapaliny	66
4.	PEVNOSTNÍ KONTROLA HLAVNÍCH UZLŮ POHONU	68
4.1	Kontrola ozubeného soukolí	68
4.2	Kontrola per	70
4.2.1	Pero na hřídeli mlýna	71
4.2.2	Pero na hřídeli hydromotoru	71
4.2.3	Pero na hřídeli hydrogenerátoru	72
5.	ZÁVĚR	73
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	74
	PŘÍLOHY	

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	osová vzdálenost	mm
b	šířka ozubení	mm
	šířka pera	mm
d	průměr hřídele	mm
	průměr roztečné kružnice	mm
	vnitřní průměr vedení	mm
d_a	průměr hlavové kružnice	mm
d_b	průměr základní kružnice	mm
d_f	průměr patní kružnice	mm
i	převodový poměr	-
f_τ	opravný součinitel	-
l	výška pera	mm
m	hmotnost	kg
	modul	mm
n	otáčky	min^{-1}
n_{HM}	otáčky hydromotoru	min^{-1}
n_{max}	maximální otáčky	min^{-1}
n_1	otáčky 1	min^{-1}
n_2	otáčky 2	min^{-1}
p	kontaktní tlak	Pa
	tlak	MPa
p_D	dovolený tlak	MPa
p_n	jmenovitý tlak	MPa
p_o	plnicí tlak	MPa
	tlak na pero	MPa
p_p	provozní tlak	MPa
p_s	střední velikost kontaktního tlaku	Pa
p_v	seřizovací tlak pojistného ventilu	MPa
p_2	maximální provozní tlak	MPa
q_L	pomocný součinitel	-
t	hloubka pera v hřídeli	mm
	rozteč	mm
t_b	základní rozteč	mm
v	obvodová rychlost	m.s^{-1}
	rychlost proudění	m.s^{-1}
z_1	počet zubů pastorku	-
z_2	počet zubů kola	-
D_1	průměr řemenice na motoru	mm
D_2	průměr řemenice na mlýnu	mm
F	síla	N
F_{Ft}	směrodatná obvodová síla v ohybu	N
F_{Ht}	směrodatná obvodová síla v dotyku	N
F_t	jmenovitá obvodová síla	N/mm
G_K	zatížení kola	N

J	moment setrvačnosti	kg.m^{-2}
K_F	bezpečnost proti únavovému lomu	-
K_H	bezpečnost proti tvorbě pittingů	-
K_{RED}	redukováná bezpečnost	-
M	krouťicí moment	N.m
P	výkon	kW
Q	průtok	l / min
S	průřez vedení	mm^2
S_p	dosedací plocha pásu	m^2
V_c	celkový objem akumulátoru	dm^3
V_{HM}	objem hydromotoru	cm^3
V_u	užitečný objem akumulátoru	dm^3
α	úhel záběru	°
β	úhel sklonu zubů	°
ε_α	součinitel záběru	-
Δp	tlaková diference	MPa
η_c	celková účinnost	-
η_{mh}	účinnost mechanicko - hydraulická	-
η_Q	účinnost objemová	-
ψ_m	součinitel šířky zubu	-
σ	tlaková napětí v zemině	Pa
σ_F	srovnávací ohybové napětí	MPa
σ_{FC}	časovaná pevnost v ohybu	MPa
σ_H	srovnávací Hertzův tlak	MPa
σ_{HC}	časovaná pevnost v dotyku	MPa
τ	doba trvání rázu	s
	smyková napětí v zemině	Pa
τ_D	dovolené napětí ve smyku	MPa
τ_S	smykové napětí	MPa
ω	úhlová rychlost	s^{-1}
G	generátor	
HG	hydrogenerátor	
HK	hydrokolo	
HM	hydromotor	
K	kolo	
KR	kolový reduktor	
M	motor	
MP	mechanický převod	
P	převod	
PJ	pohonná jednotka	
°P	stupňová převodovka	
Po	přídavný převod	
R	rozvodovka	
S	spojka	
SH	spojovací hřídel	
SM	spalovací motor	

1. ÚVOD

Sledování historického vývoje skýtá poučení i možnost posouzení dalšího pokroku v dané oblasti lidské činnosti. Vývoj nástrojů, počátku zejména nástrojů zemědělských, má na světě tradici již mnoho tisíc let. Činnost člověka, přetvářejícího přírodu, se prolíná současně s jeho vývojem již od počátků lidské společnosti. Člověk v krátké době přestal být pasivním uživatelem přírody a tak již v nejranější době svého vývoje, současně s přechodem na primitivní formy zemědělské výroby, dospěl ke způsobu zjednodušení své práce pomocí nástrojů, určených ať už k zemědělské, stavební či jiné činnosti.

Vývoj pracovních strojů tak starý není. Byl závislý na vývoji strojírenství a hlavně na zdroji energie. Vodní a větrné zdroje energie nemohly způsobit velké technické změny, protože mohly být využity pouze místně, a nikoliv všude, kde bylo zdroje energie třeba. Větší pokrok znamenal nejprve objev parního stroje, ale skutečným přelomem se stalo až uplatnění spalovacích motorů a elektromotorů. V 19. století se začaly vyrábět jednoduché a později složitější stroje, určené ke stavebním, zemním či zemědělským činnostem. Ve 20. století se začaly ve větší míře používat mechanismy s vlastním pojezdem, které mají univerzální použití a proto se na ně soustředil technický rozvoj. Již ve dvacátých letech tohoto století se objevily první stroje, které měly určité své pracovní prvky ovládané hydraulicky. S postupným zdokonalováním univerzálních i jednoúčelových pracovních mechanismů se stále více v těchto strojích uplatňují hydraulické mechanismy. S průběhem vývoje úloha hydraulických strojů roste, a ani pro budoucnost se nedá očekávat pokles jejich významu.

Pohony, využívající hydrostatických účinků média, spočívají na objevu Pascalově (1623 až 1662), formulujícím základní větu hydrostatiky naprosto prakticky: "Nádoba naplněná kapalinou je nový stroj k zvětšování síly v žádoucím stupni". Tento poznatek poprvé využil u hydraulického lisu J.Bramah (1795), který vyráběl hydraulické lisy k pakování vlny a různých odpadků a k lisování rostlinných olejů. Systém hydraulického lisu doplnil akumulátorem, sloužícím k vyrovnání nerovnoměrné spotřeby tlakové vody W.G.Armstrong (1849).

Hydraulické pohony se osvědčují tam, kde se má vyvinout značná síla, přesně řízená a pohotová. Současně skýtají provozní spolehlivost, minimální hmotnost a zastavěný prostor zařízení.

Hydrostatické převody se objevily na počátku 20. století, ale jejich obecné rozšíření se datuje hlavně až po druhé světové válce. Původně používaly jako pracovního média vody a radiální pístové jednotky. Poprvé se uplatnily u kotevních navijáků v polovině 19. století. S pozdějším nástupem elektrických pohonů došlo k jisté stagnaci hydraulických mechanismů pracujících s vodou.

Teprve použití oleje jako nositele energie namísto vody otevřelo cestu k uplatnění hydrostatických převodů v moderních podmínkách. Jednotky s axiálními písty, zkonstruované Janneyem (1905) byly poprvé použity u bitevních lodí k natáčení dělových věží. Radiální hydrostatické jednotky pracující s olejem zavedli H.Shaw (1910) a H.Thoma (1922). Posledně jmenovaný zdokonalil též jednotky s axiálními rotujícími písty. Axiální jednotky s nehybnou šikmou deskou (Lucas) se uplatnily až později (1950).

Od roku 1950 lze pozorovat hromadné uplatnění hydrostatických mechanismů v mechanizační a automatizační technice. Aplikace hydrostatických převodů vede většinou k výraznému zvýšení produktivity, hlavně u mobilních zařízení. Výkonově se uplatňují hydrostatické převody v oblasti menších a středních výkonů. Světový primát mají v současnosti jednotky s axiálními rotujícími písty švýcarské firmy Von Roll, které dosahují výkonů až 2,5 MW. Vývoj hydrostatických převodů směřuje ke snižování hmotnosti a hlučnosti, jakož i zvyšování životnosti jednotek a tím i celého stroje.

Nutno však připomenout, že postupný vývoj strojů ulehčujících lidskou práci, nepřinesl pouze pozitivní výsledky. Výroba energie v obrovském měřítku, hromadné zavádění strojů (spolu s automobily) poháněných převážně spalovacími motory, bez zajištění zpětné vazby na životní prostředí, přineslo i nenahraditelné škody na povrchu této planety. Jakkoli můžeme sledovat nepochybný pokrok kolem nás, nemůžeme zároveň opominout i negativní stránky, které tento vývoj přináší, a to nejen ve sféře ekologické, ale i v oblasti morálky a lidských vztahů. Lze to nakonec dokumentovat tím, že drtivá většina nových technických objevů byla nejprve využita na poli vojenské techniky. Nelze než vyslovit naději, že další vývoj technických prostředků a strojů bude směřovat nejen k dalšímu ulehčení mnoha lidských činností, ale i k zajištění bezpečného a zdravého života lidského pokolení v příštích stoletích.

2. HNACÍ ÚSTROJÍ TĚŽKÝCH MOBILNÍCH MECHANISMŮ

2.1 Základní pojmy a údaje

2.1.1 Těžké mechanismy - stroje pro dopravu a manipulaci

Základním úkolem první části tohoto dokumentu je zpracovat studii hnacího ústrojí těžkých mechanismů na kolovém a housenicovém podvozku. Dříve než přistoupíme k popisu vlastních hnacích ústrojí, k jejich teorii a jejich samotným používaným způsobům či druhům, je třeba si nejprve odpovědět na otázku, jaké stroje lze zařadit do pojmu těžký mechanismus na kolovém a housenicovém podvozku.

Dá se říci, že tento termín (toto označení) ve svém doslovném znění není zakotven v žádné české normě a z toho důvodu poskytuje dosti široké možnosti výkladu. Obecně lze konstatovat, že převážnou většinu strojů zahrnutých do skupiny těžkých mechanismů lze zařadit i mezi prostředky či stroje pro dopravu a manipulaci. Tento termín (doprava a manipulace) sice může svádět k výkladu daného pojmu jako prostředků k dopravě osob či k manipulaci s kusovým zbožím. Je třeba si však uvědomit, že většina těžkých mechanismů pracuje jako stavební či zemní stroje, kde dopravovanou a manipulovanou veličinou je ve většině případů zemina či hornina. Tento důvod vede k potvrzení poznatku, že těžké mechanismy ve své podstatě slouží jako prostředky k dopravě a manipulaci. Lze sice mezi dané mechanismy zahrnout i stroje pro zhutňování zemin a jiných látek, jako jsou válce či kompaktory, ale jen malá část těchto strojů se pohybuje na kolovém (příp. housenicovém) podvozku, a proto tvoří jen okrajovou skupinu.

Nyní ještě malé odbočení k termínu těžký mechanismus, a to konkrétně ke slovu těžký. Nelze obecně určit, že stroje sloužící k dopravě a manipulaci lze od jisté dané vlastní hmotnosti zařadit do pojmu těžký mechanismus. Takovou hmotnost nelze exaktně stanovit, a je třeba se především řídit citem při rozhodování, které stroje do této skupiny zařadit. Naskýtá se například otázka, zda sem zařadit vysokozdvížné a podobné vozíky. Obecný pojem vysokozdvížného vozíku, známý z našich podmínek továrních hal, tento stroj z dané skupiny spíše vylučuje. Ale kupříkladu švédská firma Kalmar LMV vyrobila čelní vysokozdvížné vozíky s protizávažím, které jsou schopny manipulovat s břemeny o hmotnosti až 80 tun a jejich vlastní hmotnost je srovnatelná. S takovými parametry převyšují tyto vozíky i například hmotnost drtiče kamene, řešeného v této práci, která je 70 tun. Proto do pojmu těžký mechanismus okrajově zahrnuji i těžší vysokozdvížné vozíky.

Pro zajímavost, nejtěžší pojízdný stroj pro zemní práce na světě je tzv. kráčejší korečkové rypadlo "Big Muskie" (Bucyrus-Erie 4250W) s celkovou hmotností 12 192 tun a objemem korečků 170 m³ na výložníku dlouhém 94,4 m. Tento stroj pracuje v dole Muskingum v Ohio, patřícím spol. Central Coal Ohio Company. Ve světle těchto parametrů se i vysoká hmotnost mobilního drtiče RMA 405 PC, tedy 70 tun, jeví jako zanedbatelná.

Které nejdůležitější stroje tedy zařazujeme mezi těžké mechanismy na kolovém a housenicovém podvozku :

- ♦ zemědělské stroje
- ♦ stavební stroje
- ♦ zemní stroje
- ♦ silniční stroje
- ♦ důlní mechanismy a těžební stroje
- ♦ dopravní stroje
- ♦ transportéry a manipulační stroje
- ♦ zdvihací mobilní zařízení apod.

Konkrétněji sem můžeme zařadit :

- ♦ kolové lopatové nakladače
- ♦ universální nakladače
- ♦ kolesové nakladače
- ♦ klepetové nakladače
- ♦ vyhrabovací stroje
- ♦ pojízdné kolové jeřáby
- ♦ korečková rypadla
- ♦ kolesová rypadla
- ♦ těžké vysokozdvížné a jiné vozíky
- ♦ těžké traktory a zemědělské mechanismy
- ♦ lopatová rypadla
- ♦ pojízdné vrtací stroje
- ♦ modilní drtiče stavebních hmot
- ♦ bagry, dozery, buldozery, skrejpry a grejdry
- ♦ příkopová korečková rypadla (tzv. rýhovače)
- ♦ pneumatikové válce a zhutňovače
- ♦ pluhy, frézy a rolby
- ♦ pásové transportéry
- ♦ terénní nákladní vozidla
- ♦ vojenské mechanismy atd.

Jak tedy bylo uvedeno, těžké mechanismy se v převážné většině etablojí ze skupiny strojů pro dopravu a manipulaci. Provedme si proto nyní nejprve souhrn základního názvosloví v oblasti dopravy a manipulace a poté rozčlenění prostředků pro tyto činnosti, z kterého vyplýne, že drtivá většina výše uvedených strojů skutečně do oblasti dopravy a manipulace spadá.

2.1.2 Názvosloví v oblasti dopravy a manipulace

1. DOPRAVA

- odvětví národního hospodářství
- souhrn činností, kterými se uskutečňuje pohyb dopravních prostředků při dopravě a přemísťování osob a věcí dopravními prostředky a dopravními zařízeními

2. DOPRAVNÍ PROSTŘEDEK

- technický prostředek, jehož pohybem se uskutečňuje přeprava

3. DOPRAVNÍ ZAŘÍZENÍ

- zařízení pro dopravu materiálu (dopravníky, transportéry, vodící tratě)

4. DOPRAVNÍ TOK

- je organizovaný pohyb dopravních prostředků a manipulačních zařízení, je určen působištěm, směrem, intenzitou a frekvencí. Je-li současně těmito dopravními prostředky a manipulačními zařízeními přepravován materiál, je dopravní tok totožný s tokem materiálovým.

5. LOŽNÉ OPERACE

- jsou nakládka, vykládka, překládka materiálu
- jsou to v podstatě jakékoli operace při kterých je materiál přemísťován

6. MANIPULACE S MATERIÁLEM

- nedílná součást výrobního procesu
- tvoří 40 - 60 % (ve zvláštních případech i 90 %) výrobního procesu
- výsledkem efektivního zvládnutí procesu manipulace je úspora pracovních sil, ale i mnoho dalších ekonomických i mimoekonomických nákladů

7. MANIPULAČNÍ SYSTÉM

- seskupení dvou nebo více zařízení a prostředků, které tvoří jeden celek pro manipulaci a přepravu včetně organizace. Manipulační systémy tvoří stejné nebo obdobné manipulační prostředky (kolejová doprava, nakladače a vykladače apod.) . Od manipulačních systémů jsou odvozeny manipulační metody nebo způsoby.

8. MATERIÁL

- je v oblasti manipulace s materiálem souhrnné označení pro suroviny, hotové i nedokončené výrobky a zboží všeho druhu i odpad. Může být kusový, sypký, kapalný, plyný.

9. MATERIÁLOVÝ TOK

- je organizovaný pohyb materiálu ve výrobě nebo v oběhu. Je určen působištěm, směrem, délkou, intenzitou a frekvencí.

10. NAKLÁDKA

- je ložná operace, při níž se materiál nakládá (ukládá, sype, hází atd.) na dopravní prostředek nebo do přepravních prostředků. Nezahrnuje zpravidla přemísťování na vzdálenost větší než 3 m, neboť pak jde již o dopravu.

11. PŘEKLÁDKA

- je ložná operace, při níž je materiál rovnou přemísťován z jednoho

dopravního prostředku nebo přepravního prostředku na druhý dopravní nebo přepravní prostředek

12. VYKLÁDKA

- je ložná operace, při níž se materiál odebírá z dopravního nebo přepravního prostředku. Nezahrnuje přemísťování na vzdálenost větší než 3m, neboť pak je to již doprava.

2.1.3 Členění prostředků pro dopravu a manipulaci

Členění je provedeno podle JKPOV - jednotné klasifikace průmyslových oborů a výrobků. Číselný údaj vpravo od dané skupiny značí registrační číslo této skupiny v JKPOV.

A) ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ

- jeřáby	468
- výtahy	471
- jiná zařízení (kočky apod.)	469

B) DOPRAVNÍ ZAŘÍZENÍ

- transportní zařízení	472
- zařiz. pro dopravu na laně	473
- důlní dopravní zařízení	4923
- zemědělské stroje a malotraktory	5365

C) ZAŘÍZENÍ PRO LOŽNÉ OPERACE

- kolesová rypadla	495
- stroje pro zemní, stavební a silniční práce	533

D) PŘEPRAVNÍ PROSTŘEDKY

- palety, kontejnery apod.

E) SKLADOVÁ ZAŘÍZENÍ

- vychystávací vozíky, regály apod.

F) ZAŘÍZENÍ PRO ÚPRUVU MATERIÁLU K MANIPULACI

- váhy	393
- plnicí a balicí stroje	433

G) DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY

- dopravní vozíky	475
- nákladní automobily a jejich účelové modifikace	445
- návěsy a přívěsy	446
- kolejová vozidla	458

- loď463

- letadla

464

2.1.4 Typy a výrobci těžkých mechanismů

Na světových trzích se v oblasti těžkých mechanismů, a to jak pro stavebnictví, zemní práce, silniční práce (budování vozovek a ploch), dopravní činnosti i výrobu a úpravu stavebních hmot nabízí velmi široký sortiment zcela nových strojů a technologií, které mnohdy nejsou ještě známe ani naší odborné veřejnosti, i když v zahraničí se již používají.

Není pochyb, že použití moderní strojní techniky má rozhodující vliv na kvalitu a ekonomii stavění a jiných výše uvedených činností.

Mechanizace stavebních, zemních či silničních prací (tj. použití těžkých mobilních mechanismů) je velmi široký obor, proto uvedu pouze vybrané směry a představitele v této oblasti.

Hydraulická lopatová rypadla - jsou nejrozšířenější a nejpotřebnější stoje při stavebních pracích. Trend jejich výroby se zaměřuje na střední a malá rypadla, vybavená elektronikou a bohatým sortimentem výměnného pracovního zařízení (u některých výrobců je to až 60 druhů současně). Jde o stroje vysoce universální a použitelné pro široký rozsah prací.

Existuje vysoké množství zahraničních výrobců, z nichž část bude uvedena dále u dalších druhů těžkých mechanismů. U nás se výrobou těchto strojů zabývají *Uničovské strojírny (UNEX)* ve spolupráci se zahraničními výrobci. Dalším geograficky blízkým výrobcem těchto strojů je slovenská firma *CSM Tisovec* ve spolupráci s americkou firmou *Gradal*.

Přikopová rypadla - zde je mezi špičkovými výrobky možno uvést rotorovou frézu *Earth Saw Module* firmy *Ditch Witch* - USA. Své zastoupení tu má i firma *Ricone Frankfurt* - SRN.

Buldozery - posuzováno z technického hlediska, patří mezi špičkové stroje výrobky firem:

- *Liebherr*, SRN - hydrostatický pohon pojezdu a ovládání
- *Caterpillar*, USA - široký sortiment špičkových strojů
- *Komatsu*, Japonsko - elektronika, dálkově ovládané stroje
- *Turčanské strojírny* - vyrábějící v licenci firmy *Hanomag*, SRN

Grejdry - jsou stroje pro dokončovací zemní práce. U nás se tyto stroje dosud nevyrábějí. V zahraničí se jejich produkcí zabývají firmy *CAT*, *Hanomag*, *OK*, *Faun* a některé další.

Stroje pro zhutňování zemín - obvykle nemají kolový ani housenicový podvozek, proto jen okrajově: Velmi dobrých výsledků v produkci těchto strojů prokazují zejména firmy:

- *Bomag*, SRN
- *Hamm*, SRN
- *Stavostroj* Nové Město nad Metují

Stroje pro těžbu kamene - obvykle pro těžbu kameniva do betonových směsí. Pro těžbu pod vodní hladinou se používá tzv. vodních korečkových rypadel. Nejdůležitější výrobci jsou firmy *OK*, *Rohr*, *Stichwen*, *Wendland* a další.

Stroje pro úpravu kameniva - slouží zejména k drcení kamene. Často se používá mobilních souprav tzv. mobilních drtičů kamene. Používají se např. pro zpracování materiálů z místních zdrojů v malých kamenolomech, při stavbě silnic a dálnic atp. Mezi špičkové výrobce těchto souprav patří zejména firmy *Nordveg* Finsko, *Parker* a *Pegson Anglie*, *Hartl* Rakousko nebo *GfA* SRN. U nás je monopolním výrobcem těchto strojů podnik *Přerovské strojírny*.

Terénní vozidla s kloubovým a pevným rámem - Ke světovým výrobcům patří firmy *Faun, Volvo, Terex, Komatsu, CAT* nebo *Perlini*. U nás jsou to *Tatra* a *Liaz*.

Lopatové nakladače - jsou vedle rypadel nejčastějšími stroji ve stavebních organizacích. V této oblasti rovněž existuje celá řada velikostí, typů či použitých technologií. Začínají se rozšiřovat nakladače s teleskopickým výložníkem, vybavené různým pracovním zařízením pro nakládku a vykládku sypkých i kusových materiálů.

Špičkové výrobky v tomto druhu strojů jsou zejména od firem *Ahlman, Atlas Weyhausen, CAT, Volvo, Gehl, Hanomag, Kroner, Komatsu, Kubota, OK, Terex* a další. U nás se výrobou zabývají *Stavostroj, Stavební stroje Benešov*, na Slovensku zejména *Podpolianské strojárne Detva, ZŤS Dubnica*, spolupracující s firmou *Hanomag* ze SRN.

Mobilní jeřáby - převládají jeřáby s teleskopickým výložníkem na automobilovém nebo speciálním kolovém podvozku. V posledních letech dostává přednost i skupina mobilních jeřábů zvaná "terénní jeřáby". Ty umožňují práci i v nerovném terénu za podpory výsuvných stabilizačních podpěr.

Ze špičkových firem jsou v této oblasti zastoupeny zejména firmy *Liebherr, Growe, Krupp, Tadono-Faun* a další. U nás je výrobcem mobilních jeřábů firma *ČKD Slaný*.

Mobilní vysoko zdvižné plošiny - bývají používány většinou v terénních podmínkách při dokončovací a manipulační stavební práci. Často pro jejich pojezd bývá použito automobilového podvozku. Známí výrobci jsou *Simon* a *Bronto Skilift*, u nás *Slovácké strojírny* na podvozcích *Tatra 815* a *Liaz 110*.

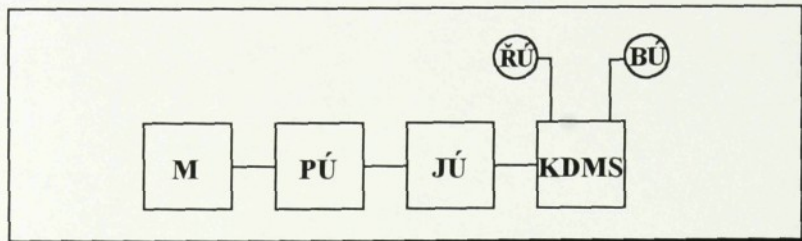
Uvedený přehled a výběr stavebních technologií a k tomu použité strojní techniky zdaleka není úplný. Jde totiž o velmi široký sortiment strojů, mnohdy velmi investičně náročný. Pokusil jsem se pouze nastínit a ilustrovat, že v oblasti těžkých mechanismů na kolovém a housenicovém podvozku existuje nepřehledné množství skupin strojů i strojů samotných. S tím souvisí i samozřejmost, že existuje i velké množství typů hnacích ústrojí v nich použitých.

2.2 Teoretické základy mobilních strojů

Dříve než přistoupím k vlastnímu popisu možných systémů hnacích ústrojí těžkých mechanismů na kolovém a housenicovém podvozku, je třeba nejprve věnovat pozornost několika oblastem teoretických poznatků z okruhu kolových (popř. housenicových) dopravních a manipulačních strojů, tj. poznatků týkajících se přímo i těžkých mobilních mechanismů. V následujících částech se tedy nejprve pokusím teoreticky ozřejmit problém mobilních strojů a jejich hnacích ústrojí. Uvedu základní principy pohonu strojů a to především ve formě schémat, zejména blokových, a objasním otázku, kterou část pohonu lze zahrnout do termínu hnací ústrojí. Teoretický výklad bude veden ve dvou liniích, a to teorie dopravních strojů jako celku a posléze teorie jednotlivých ústrojí. Členění kapitoly je do dvou celků : Bloková schémata pohonů mechanismů a Dynamický model soustavy Hnací ústrojí - Dopravní prostředek.

2.2.1 Bloková schémata pohonů mechanismů

Základní věcí, kterou je zde třeba uvést je blokové schema vlastního mobilního stroje, čili např. kolového těžkého mechanismu. Je uvedeno na následujícím obr. 2.1 :



Obr. 2.1 Blokové schema pojízdného stroje

Základními částmi blokového schématu, tedy i vlastního stroje jsou :

M - značí zdroj energie, v konkrétním případě motor

PÚ - převodové ústrojí

JÚ - jízdní ústrojí - v tomto a předchozím ústrojí se realizuje vlastní přenos a transformace energie dodávané ze zdroje

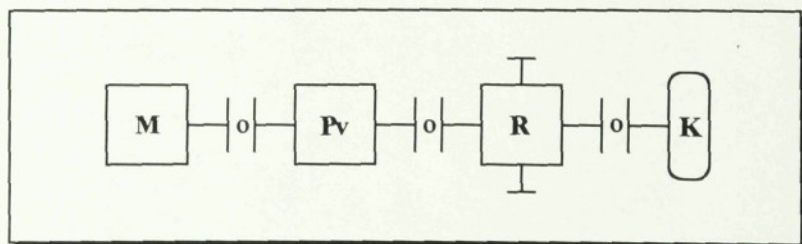
KDMS - spotřebič energie, konkrétně pojízďecí ústrojí kolového (pásového) dopravního či manipulačního stroje, tedy v podstatě kolo či housenice s poháněcí kladkou

ŘÚ - řídicí ústrojí

BÚ - brzdící ústrojí

Každý mobilní stroj, nezávisle na použitém přenosu energie, obsahuje zdroj energie, tedy motor, a spotřebič energie, tedy kolo či housenici, a zpravidla také řídicí a brzdící ústrojí. To značí, že bloky označené písmeny M a KDMS (resp. také ŘÚ a BÚ) jsou vlastní každému samojízdnému mechanismu. Proměnné jsou však bloky PÚ a JÚ a jejich konkrétní uspořádání je závislé na použitém přenosu energie v pohonu pojezdu.

- pro mechanický přenos energie vypadá blokové schema následovně (Obr. 2.2) :



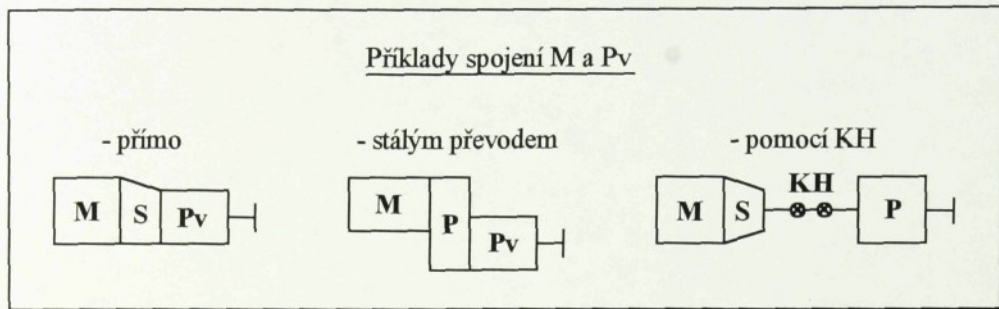
Obr. 2.2 Mechanický přenos energie

Připojení v místech označených značkou (o) je možno realizovat několika způsoby :

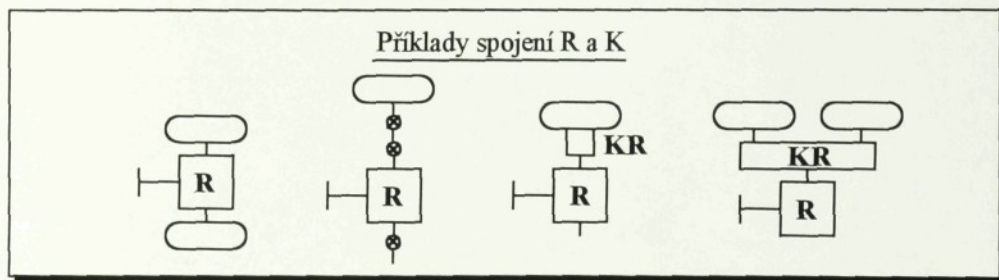
- přímo (příruba - šrouby apod.)

- pomocí hřídele (kloubový hřídel aj.)
- pomocí stálého převodu

Je možno uvést schémata několika možných spojení dvou částí pohonu :

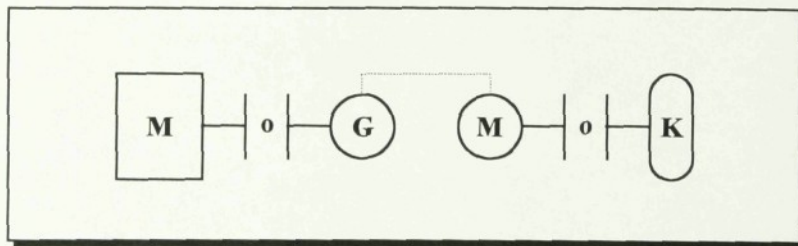


Obr. 2.3 Možná spojení M a Pv



Obr. 2.4 Možná spojení R a K

- pro hydraulický (příp. elektrický) přenos energie může být blokové schema následující (obr. 2.5) :



Obr. 2.5 Hydraulický (elektrický) přenos energie

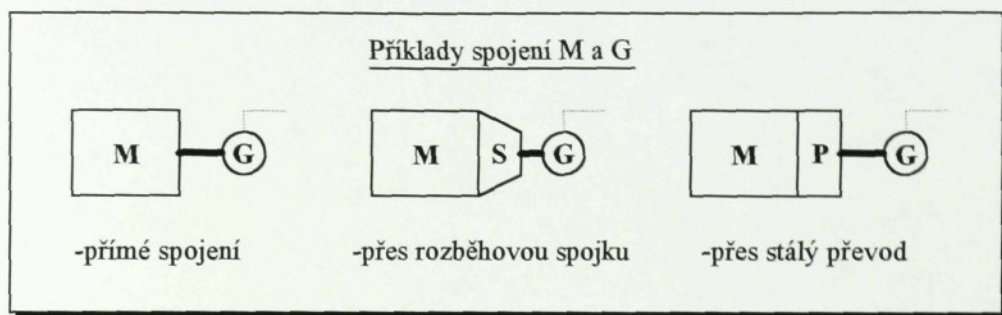
G - generátor, je podle daného druhu energie hydraulický nebo elektrický

M - motor, platí pro něj totéž

Spojení v místech se značkou (o) může být opět :

- přímé
- hřídelem
- stálým převodem

Pro příklad uvádím příklady spojení M a $G_{H,E}$ (obr. 2.6) :



Obr. 2.6 Možná spojení M a G

Spojení motoru ($M_{H,E}$) a kola (K) je opět zcela obdobné.

Podobným způsobem lze realizovat bloková schemata i způsoby spojení jednotlivých bloků u všech použitelných způsobů přenosu energie. Jelikož jsou tato schemata obdobná jako u předchozích uvedených způsobů, nebudu je zde uvádět.

2.2.2 Dynamický model soustavy Hnací ústrojí - Dopravní prostředek

Na úvod této kapitoly je třeba si ujasnit, co lze zahrnout do pojmu hnací ústrojí a co toto ústrojí realizuje.

Na základě dříve uvedených blokových schemat lze říci, že hnací ústrojí se skládá ze zdroje energie (motoru), dále z převodového ústrojí a části jízdního ústrojí.

Tedy : $HÚ = M + PÚ + \text{část } JÚ$

Při přenosu energie dochází k :

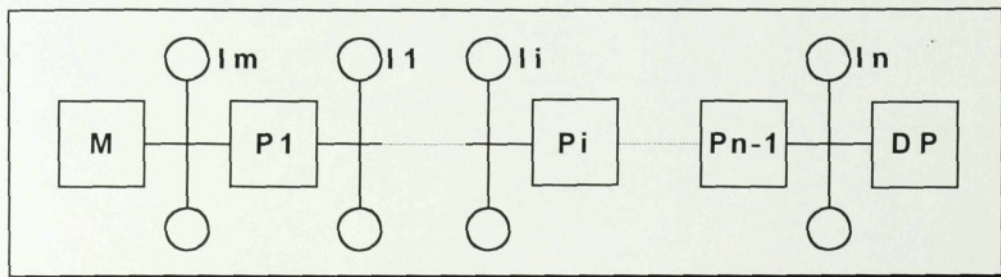
- transformaci rychlosti a momentu
- disipaci (přeměně) energie
- akumulaci energie

Při navrhování dynamického modelu dané soustavy musíme uvažovat některé zjednodušující předpoklady :

- disipace a transformace energie probíhá bez akumulace, t.j. převodové a jízdní ústrojí jsou uvažovány jako dokonale tuhé a nehmotné (tzv. systémy nultého řádu)

- akumulátory energie jsou znázorněny jako samostatné prvky umístěné na vstupu nebo výstupu jednotlivých komponentů hnacího ústrojí
- přenos energie na jednotlivá kola je rovnocenný
- neuvažujeme jevy, ke kterým dochází při zapnutí a vypnutí rozběhové spojky

Dynamický model obecné soustavy Hnací ústrojí - Dopravní prostředek při uvažování předešlých zjednodušujících předpokladů pak vypadá takto (obr. 2.7) :



Obr. 2.7 Dynamický model soustavy Hnací ústrojí - Dopravní prostředek

části modelu jsou :

M - zdroj energie, čili motor, je součástí modelu vždy nezávisle na daném přenosu energie

DP - spotřebič energie, čili dopravní prostředek, platí pro něj totéž jako pro motor

Im - akumulátor, který představuje hmotu setrvačníku motoru a disku spojky, je-li tato použita

I1 až In - akumulátory, mohou podle použitého přenosu energie představovat různé části pohonu, např. hmotu čerpadlového a turbínového kola u hydrodynamického přenosu, nebo hmotu vlastních kol apod.

Pi až Pn-1 - transformátory, rovněž mohou nahrazovat různé prvky soustavy, např. stálý převod v rozvodovce, v diferenciálu, stupňovou převodovku, stálý převod za motorem, kolový reduktor apod.

Dynamický model soustavy Hnací ústrojí - Dopravní prostředek je důležitou součástí při orientaci ve vlastním výpočtu hnacího ústrojí a je proto nezbytné vzít ho v úvahu.

2.3 Hnací ústrojí - způsoby přenosu energie

2.3.1 Základní požadavky na hnací ústrojí

Hnací ústrojí těžkých mechanismů na kolovém, případně housenicovém podvozku v obecném případě tvoří : pohonná jednotka, tedy motor, ve valné většině případů spalovací (v některých ojedinělých případech pohonnou jednotkou může být i elektromotor), dále převodové ústrojí, ať už kteréhokoli druhu a část jízdního ústrojí. Tuto část jízdního ústrojí reprezentuje většinou hnací náprava s koly a obvody či zařízení pro řízení směru či rychlosti pojezdu. Mezi základní požadavky na hnací ústrojí patří :

- maximální využití výkonu instalovaného hnacího motoru
- změna odběru výkonu z hnacího motoru pro pohon pracovního zařízení bez zásahu obsluhy
- přednostní odběr výkonu pro pracovní zařízení před odběrem výkonu pro pojezd mechanismu
- umožnění plynulého rozjezdu stroje z nuly až do maximální rychlosti (u některých těžkých mechanismů je tato podmínka méně významná, neboť některé stroje se vlivem svých požadavků na činnost či vlivem jejich vlastní vysoké hmotnosti pohybují buď velice nízkou pojezdovou rychlostí nebo je jejich rozjezd za působení vlastního hnacího ústrojí nemožný a řeší se tzv. roztažením za pomoci jiného mobilního stroje)
- umožnění snadné reverzace směru jízdy (pro tento požadavek platí totéž jako u předchozího bodu)
- dosažení potřebné maximální tažné síly při práci (pro těžké mechanismy plnící funkci tahačů či podobnou)
- možnost brzdění stroje využitím brzdového momentu motoru (u strojů s vyšší pojezdovou rychlostí)
- zachování rychlosti jízdy stroje, kterou obsluha nastavila (aby nedocházelo ke skokovému poklesu nebo vzrůstu této rychlosti v důsledku skokové změny v odběru výkonu pro pracovní zařízení). Tento požadavek je u značné části těžkých mobilních mechanismů pracujících jako např. zemědělské, zemní nebo stavební stroje velice důležitý
- spolehlivost všech prvků hnacího ústrojí
- ekonomický a ekologický provoz
- návaznost na hromadnou produkci (tj. možnost využití unifikace nebo sériové vyráběných součástí)
- kompaktnost zástavby a optimální stavební délka
- bezpečnost provozu
- snadnost obsluhy

Hnací ústrojí by mělo ve většině případů umožnit pojiždění mechanismu vpřed i vzad. Při jízdě do zatáčky by u stroje s housenicovým podvozkem mělo být řešeno tak, aby byl poháněn jen jeden ze dvou housenicových pásů a druhý byl naopak více či méně brzděn stranovou brzdou. Hnací ústrojí musí umět rovněž spolehlivě zabrzdit oba housenicové pásy či kola (stání stroje na svahu apod.).

Při volbě konkrétního způsobu přenosu energie musíme pečlivě zvážit všechny přednosti a nevýhody jednotlivých druhů pohonů. Mezi hlavní požadavky, které je třeba důsledně vzít v úvahu při volbě hnacího ústrojí patří :

- dosažení maximální hnací síly
- co největší celková účinnost
- maximální využití výkonu pohonné jednotky
- možnost snadné reverzace
- spolehlivý a bezpečný provoz
- minimální nároky na údržbu

- hospodárný a ekologicky nezávadný provoz
- plynulý rozjezd
- u některých strojů přesné najetí na cíl při velmi malé rychlosti
- veškeré pracovní činnosti musí být regulovatelné i při plném výkonu pracovních zařízení
- dostatečný dojezd (zejména u elektrických pohonů)
- dosažení vysokého pracovního výkonu (tj. vysoká nosnost a požadovaná pojezdová rychlost)

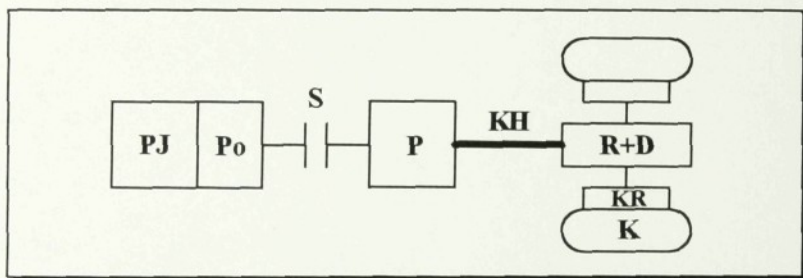
Jak je z předchozích bodů zřejmé, jedním zvoleným přenosem energie v hnacím ústrojí lze ztěžší kladně splnit veškeré podmínky kladené na provoz stroje. Je proto třeba důkladně zvážit, pro daný mobilní stroj, který bude pracovat v konkrétních podmínkách, které z požadovaných vlastností jsou přednostní a dle toho zvolit nejoptimálnější druh přenosu výkonu v hnacím ústrojí mechanismu.

2.3.2 Mechanický přenos energie

Pro přenos energie mechanickými prvky se používá cesty od spalovacího motoru přes spojku a mechanickou, ručně řazenou převodovku, k hnací nápravě vybavené rozvodovkou a diferenciálem, případně kolovou redukcí (reduktorem).

Mechanický přenos energie je, jak známo, velmi široce rozšířen u hnacích ústrojí silničních dopravních a nákladních vozidel, u těžkých mobilních strojů se pak už uplatňuje v mnohem menším měřítku. Před nástupem používání hydraulických prvků ve hnacích ústrojích zemních, stavebních a podobných strojů býval však i u těchto strojů tento přenos energie široce využíván a to například ve spojení s převody řetězovými, řemenovými nebo lanovými. Např. ještě v roce 1960 bylo 95% těžkých mechanismů řešeno právě na bázi mechanického přenosu energie. Tento přenos má však, jak bude ještě dále uvedeno, značné nevýhody a nedostatky a proto byl v současnosti již ve většině případů vytlačen hnacím ústrojím s hydraulickým přenosem energie a jeho zastoupení v pohonech těžkých strojů je dnes již dosti sporadické.

Základní schema mechanického přenosu energie je uvedeno na obr. 2.8 :



Obr. 2.8 Mechanický přenos energie

Spojka se používá pro oddělení kroutícího momentu motoru od převodovky (P - může být řešena jako hřídelová nebo planetová) při rozjezdu, zastavení a řazení, dále může zabránovat přetížení. Spojky se používají buď mechanické třecí nebo kapalinové.

Mechanické převodovky udržují vzájemný poměr mezi otáčkami motoru a otáčkami hnacích kol. Pro co nejúčelnější využití výkonu spalovacího motoru se převodovky řeší jako vícestupňové (podle typu mobilního stroje až pětistupňové - ale mnohdy jen dvoustupňové) a obvykle je možno zařadit pro jízdu vzad stejný počet rychlostních stupňů jako pro jízdu vpřed.

Hnací náprava (ve většině případů hnací nápravy - mobilní stroje mají často pohon všech kol) zajišťuje přenos kroutícího momentu na kola většinou vybavená kolovou redukcí, která však zvyšuje mechanické ztráty.

Výhody mechanického přenosu energie :

- poměrně vysoká účinnost (oproti jiným druhům pohonu)
- maximální využití výkonu a tažné síly
- možnost brzdění motorem
- využití unifikace a typizace, a to použitím některých vhodných dílů z již vyráběných osobních vozidel, nákladních vozidel, traktorů nebo jiných mechanismů právě s mechanickým přenosem energie
- nižší pořizovací náklady a dobrá dostupnost náhradních dílů (částečně vyplývá z předchozího bodu)
- jednoduchá údržba

Nevýhody tohoto pohonu :

- obtížná obsluha (nutnost použití rozjezdové spojky, časté řazení apod.)
- celková konstrukční složitost
- vysoká hmotnost mechanických prvků pohonu
- s tím související velký zástavbový prostor
- nevýhodný průběh kroutícího momentu (malý záběrový moment - to může mít u mobilních strojů s vysokou hmotností často velmi negativní dopad)

Jak již bylo částečně uvedeno, mechanický přenos výkonu pro pohon těžkých mechanismů na kolovém a housenicovém podvozku již v současné době ve většině případů zastaral, nesplňuje požadavky na takovýto pohon kladené a proto se používá jen u nízkého procenta dané skupiny strojů.

2.3.3 Hydraulický přenos energie

Hydraulický pohon je pro obsluhu pohodlnější, umožňuje soustředit se na provádění vlastních pracovních úkonů, což přináší možnost zvýšení počtu operací v určitém časovém pracovním úseku za současného zvýšení bezpečnosti práce. Toho je dosaženo odstraněním rozjezdové spojky z čistě mechanického pohonu a její náhradou hydraulickými prvky.

U hydraulických pohonů využíváme k přenosu výkonu změny mechanické energie v tlakovou a kinetickou energii kapaliny (oleje) a naopak. Vžité označení pohon je poněkud nepřesné, neboť jde o přenos výkonu, tedy o převod.

Hydraulické prvky v tomto pohonu využívají buď energie kinetické, neboli dynamických účinků proudící kapaliny a nebo energie tlakové, čili statického tlaku. Podle toho dělíme hydraulické pohony na hydrodynamické a hydrostatické.

Vzhledem k tomu, že tento způsob přenosu energie (zejména pohon hydrostatický) pro své četné výhody tvoří v současné době drtivou většinu možných variant hnacích ústrojí těžkých mechanismů na kolovém a housenicovém podvozku, budu tomuto způsobu věnovat větší pozornost a rovněž rozsah této kapitoly bude větší než rozsah kapitol, týkajících se ostatních druhů přenosů energie v hnacích ústrojích.

2.3.3.1 Obecné vlastnosti hydraulických pohonů

Těžké mobilní mechanismy ve valné většině pracují v terénu a ve velmi náročných klimatických a pracovních podmínkách. Provoz hydraulických mechanismů, které tyto stroje pohánějí je ovlivněn nejen klimatickými podmínkami, ale také sklonem terénu, povrchovou nerovností a v neposlední řadě také chemickými látkami. U stavebních strojů to mohou být agresivní látky používané při stavbách, u zemědělských mechanismů např. průmyslová hnojiva či chemické látky pro ochranu rostlin a postřiky, u kompaktorů uložené chemikálie na skládkách apod. Tyto různé agresivní látky mohou narušovat ucpávky nebo těsnění, mohou působit na různé části hydromotorů (např. u přímočarých hydromotorů lapovaný povrch pístnic), nebo mohou ovlivňovat chod šoupátek rozvaděčů atd.

Provoz hydraulických pohonů nejvíce ovlivňují tyto podmínky :

1. Prašnost prostředí
 - tok hydraulické kapaliny mezi HG a HM v obvodu a vzduch vnikající do nádrže a netěsnostmi do obvodu, přináší s sebou prach, který znečišťuje hydraulickou kapalinu
2. Zanášení nečistot do hydraulických obvodů
 - spojování a rozpojování hydraulického vedení při připojování či odpojování přídatných strojů (např. traktory nebo zemědělské těžké mechanismy). Tato činnost probíhá často za velmi nepříznivých podmínek bez ohledu na znečištění konců spojovaného hydraulického vedení.
3. Do hydraulické kapaliny se dostává voda
 - způsobuje korozi i vnitřních součástí. Zejména při vysoké atmosférické vlhkosti páry nad kapalinou v nádrži kondenzují a voda stéká do kapaliny, zvláště při zastavení stroje a ochlazení nádrže.
4. Poškození součástí při odstavení sezónních strojů
 - koroze vyčnívajících částí, šoupátek rozvaděčů i vnitřních stěn nádrže nad hladinou kapaliny. Působením chemických látek se poškozují pryžové hadice i ucpávky.
5. Poškozování součástí za provozu mobilních strojů
 - těžké mechanismy se většinou pohybují po nerovném terénu - chvění a namáhání některých součástí obvodů, zejména potrubí.
6. Klimatické podmínky ovlivňují provozní teplotu
 - zejména teplotu hydraulické kapaliny při rozběhu stroje. Při nízkých teplotách dochází ke zvýšenému namáhání součástí a při vysokých teplotách naopak ke snížení mazací schopnosti kapaliny a znehodnocování ucpávek. Při změnách teploty se mění geometrické tvary a rozměry součástí, což má na provoz vyrobených hydraulických prvků nepříznivý vliv.

11. - možnost akumulovat energii
12. - hydrostatické pohony jsou téměř kinematicky pevné
13. - kapalina přenáší energii hydraulickou i tepelnou (citlivější seřízení)
14. - klidný a plynulý chod bez rázů (výhodné u mechanismů s přerušovaným pohybem)
- snížení hluku
15. - provozní spolehlivost
16. - snadná údržba a zaručené mazání pohyblivých částí
- poměrně vysoká životnost
17. - bezpečnost provozu

Nepříznivé vlastnosti hydraulických mechanismů :

1. -vyšší pořizovací náklady
- tam, kde je přenosová vzdálenost velká a výkon obsluhy nestačí pro vykonání požadovaného úkonu, je nutný posilovač a mechanický systém se natolik prodražuje, že vyšší pořizovací cena hydraulických prvků se již neprojevuje
- samotné pořizovací náklady však nerozhodují o výši provozních nákladů
2. - menší účinnost hydrostatických převodů
- účinnost hydrostatické transmise bývá menší než transmise mechanické
3. - možnost znečištění při úniku oleje a hořlavost oleje
4. - je nutný zdroj tlakové kapaliny (u stacionárních strojů)

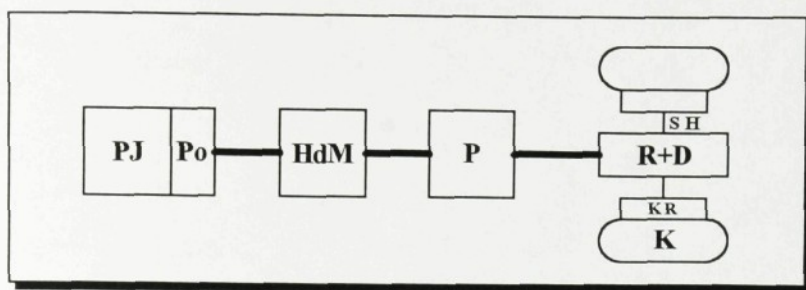
2.3.3.2 Hydrodynamický přenos energie

Hydrodynamických převodů se v hnacích ústrojích používá dosti často (vysokozdvížené vozíky, nakladače, pojízdné jeřáby apod.) , a to nejčastěji ve formě hydrodynamických měničů momentu, méně pak ve formě hydrodynamických spojek.

Hydrodynamické měniče i spojky usnadňují rozjezd, dovolují použít menších motorů i pro velké výkony, mohou zastávat současně funkci bezpečnostní spojky a brání poškození zařízení při jeho přetížení. Tyto mechanismy pracují nezávisle na smyslu otáčení a lze jich proto výhodně použít u reverzních pohonů, kde dovolují změnu smyslu otáčení za chodu. U pojezdových příp. otáčecích ústrojí je jejich použití výhodné také proto, že přispívají k plynulému rozběhu a snižují špičková namáhání.

Hnací ústrojí s takovýmto přenosem energie se skládá ze spalovacího motoru, hydrodynamického měniče momentu, převodovky a hnací nápravy. Spalovací motor může být výjimečně nahrazen elektrickým.

Obecné schema hydrodynamického pohonu je na obr. 2.9 :



Obr. 2.9 Hydrodynamický přenos energie

U tohoto druhu pohonu je točivý moment přenášen energií udělené kapalině čerpadlem hydrodynamického měniče. Tato energie je měněna zpět na mechanickou energii pomocí turbíny, která má opačně zakřivené lopatky než čerpadlové kolo. Z turbínového kola proudí olej přes lopatky reaktoru, které ho usměrňují zpět do čerpadlového kola. Podívejme se nyní blíže na funkci hydrodynamického měniče. Základem tohoto hydrodynamického převodu je, jak již bylo uvedeno, uzavřený hydraulický obvod, který se skládá z čerpadla na vstupu a turbíny, spojené do jednoho celku. Hydrodynamický převod vznikl tedy syntézou dvou hydraulických strojů, jejichž vlastnosti vyplývají ze stejných fyzikálních principů. Hydrodynamický měnič se realizuje jako jeden konstrukční celek s čerpadlem a turbínovým kolem v jednom tělese. Základní fyzikální princip práce převodu je ve vzájemném působení rotujících lopatek oběžného kola a proudu kapaliny. Nastává přitom změna momentu hybnosti kapaliny. V oběžném kole čerpadla se kapalině udělí v rotujících zakřivených kanálech rychlost a celá energie hnacího motoru (samozřejmě s ohledem na účinnost) se přeneše na kapalinu. Kapalina se po výstupu z oběžného kola čerpadla úzkou bezlopatkovou mezerou dostává do oběžného kola turbíny. V turbínovém kole kapalina odevzdává energii na výstupní hřídel hydrodynamického měniče a vrací se zpět do oběžného kola čerpadla, usměrněná lopatkami reaktoru. Pracovní prvky hydrodynamického převodu nemají tedy vzájemnou mechanickou vazbu - vazba je jen hydraulická. To vytváří předpoklady pro lehkou změnu vzájemné vazby čerpadla a turbíny během chodu. Hydrodynamický převod umožňuje i plynulý rozběh a doběh a tlumení nestacionarit při dynamickém režimu.

Použití hydrodynamického měniče v pohonu pojezdu mobilních strojů je dané zejména tím, že na výstupu je možno dosáhnout závislosti momentu na otáčkách podobné, jako je potřebný průběh momentu v závislosti na pohybu stroje.

V hnacím ústrojí tohoto typu na měnič dále navazuje mechanická převodovka, ovládaná převážně lamelovými spojkami. Tyto spojky jsou ovládány hydraulicky a převodové stupně lze řadit pod zatížením. Při zatížení se za snížení otáček výstupního hřídele měniče zvýší přenášený točivý moment vlivem rozdílu otáček čerpadla a turbíny. Hydrodynamický měnič tedy pracuje jako automatická převodovka s plynule měnitelným převodovým poměrem.

V současné době lze díky vyspělosti technologie vyrábět lopátkové části i skříně měničů z plechu, přičemž účinnost zůstává nad hodnotou 0,7.

Výhody hydrodynamického pohonu :

- jednoduchá konstrukce
- rozvinutá výroba použitelných měničů
- poměrně velká účinnost při malých rychlostech (což obvykle vyhovuje,

neboť těžké mobilní stroje se zpravidla nízkou rychlostí pohybují)

- odstranění spojkového pedálu (zjednodušení obsluhy)
- plynulá změna kroutícího momentu
- snadnější obsluha (jednoduché a plynulé řízení zvyšuje pracovní výkon stroje a snižuje náchylnost k poruchám)
- dobrá dostupnost náhradních dílů
- vysoký záběrový moment

Nevýhody tohoto pohonu :

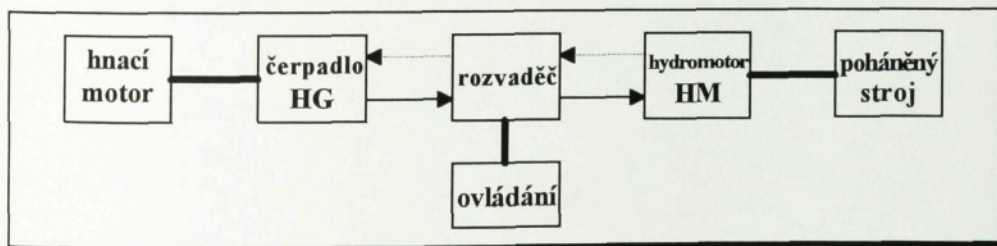
- nízká účinnost při vyšších rychlostech
- omezená změna kroutícího momentu
- složitý doplňovací systém zásoby kapaliny
- poměrně velká závislost parametrů převodu na fyzikálních vlastnostech kapaliny
- nutnost chlazení a filtrace hydraulické kapaliny
- změna vlastností kapaliny s teplotou

Z výše uvedených důvodů je hydrodynamický převod dosti rozšířený u pojízďecích ústrojí mobilních strojů a jeho zavedením se podstatně zvýšil výkon a zjednodušila obsluha těchto strojů.

2.3.3.3 Hydrostatický přenos energie

V současné době probíhá velmi intenzivní vývoj a proces zdokonalování tohoto druhu pohonu. I přes některé nevýhody, které má hydrostatický přenos např. oproti hydrodynamickému (zejména nižší záběrový moment), získal si u výrobců velkou oblibu a je možno konstatovat, že hydrostatické pohony jsou v oblasti hnacích ústrojí těžkých mechanismů na kolovém a housenicovém podvozku jednoznačně nejpoužívanějším druhem pohonů.

Zopakujme si nyní a upřesněme blokové schéma hydrostatického přenosu. Je zobrazeno na obr. 2.10. :

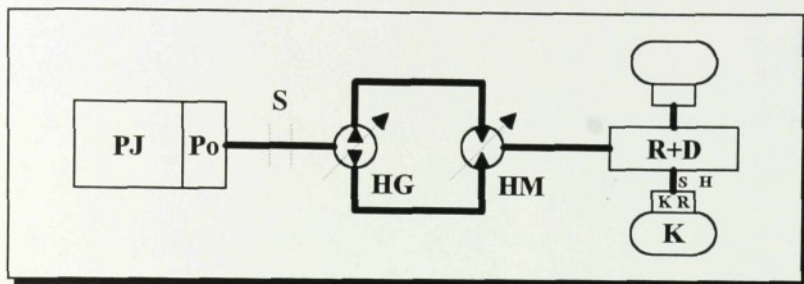


Obr. 2.10 Blokové schéma hydrostatického pohonu

Hydrostatické převody se používají u značného počtu mobilních strojů, neboť umožňují přenos velkých sil, momentů a výkonů při poměrně malých rozměrech a hmotnostech

jednotlivých elementů. Vzhledem k malým hmotnostem a momentům setrvačnosti rotujících částí dovolují náhlé rozběhy a náhlá zastavení. Umožňují hospodárny přenos výkonů až na vzdálenost 30 m. Rovněž umožňují ve vysoké míře automatizaci.

Schematické znázornění jednoduchého hydrostatického pohonu zachycuje obr. 2.11. :



Obr. 2.11 Jednoduchý hydrostatický přenos

Pohonnou jednotkou je zde ve velké většině případů spalovací motor, vyjimečně je použit motor elektrický. Spojka se používá zřídka.

Stručný princip hydrostatického přenosu energie :

Hydrostatický převod je hydraulický mechanismus, který slouží k dosažení požadovaného přenosu pohybové frekvence. Přenos energie se uskutečňuje převodem energie mechanické (hnací motor) na hydraulickou v hydrogenerátoru (čerpadle), dále přenosem vedením a převodem hydraulické energie v hydromotoru na energii mechanickou.

Jednoduchý hydrostatický obvod se skládá z :

- 1) hydrostatického převodníku (HG)
- 2) rozvodu, regulace a příslušenství
- 3) hydrostatického převodníku (HM)

Točivý moment je přenášen hydrostatickým tlakem spojení HG s HM. Pro vyšší rychlosti pojezdu je nutný regulační hydromotor nebo převodovka vložená mezi hydromotor a diferenciál.

Různou kombinací prvků hydrostatického pohonu, tzn. kombinací regulačních nebo neregulačních hydrogenerátorů resp. hydromotorů můžeme dosáhnout několika možných způsobů uspořádání hydrostatických pohonů. Většina z nich bude uvedena dále v části zabývající se rozdělením hydrostatických pohonů pojezdových kol. Jednou z těchto variant řešení hydrostatického pohonu je tzv. pohon hydrokoly. Tímto perspektivním pohonem se výrazně eliminují mechanické pohonné prvky a vytváří se tak prostor pro zástavbu funkčních orgánů stroje.

V pohonech mobilních strojů se téměř ve všech případech používají pohony s uzavřeným hydraulickým obvodem. Používá se většinou tlaků do 45 MPa, rychlost oleje ve výtlačných potrubích by neměla překročit 6 m.s⁻¹ (kvůli hlučnosti zařízení). Jako kapaliny se do hydrostatických obvodů používá olejů podle ČSN 656610 a ČSN 656620.

Výhody hydrostatického pohonu (kromě již uvedených v obecně hydraulické části) :

- plynulá změna výstupních otáček v širokém rozsahu
- možnost snadné změny smyslu otáčení (malé setrvačné síly)

- možnost snadné ochrany proti přetížení
- možnost brzdění protitlakem
- možnost plynulého zvyšování otáček při plném zatížení
- umístění jednotlivých prvků pohonu co nejvýhodněji z hlediska funkce
- velká možnost kombinací HG a HM
- větší regulační rozsah než u hydrodynamického převodu
- snadné ovládání
- možnost spolupráce s dalšími hydrostatickými pracovními obvody
- velká rychlost reakce

Nevýhody tohoto pohonu :

- menší celková účinnost
- snížení tažné síly při rozjezdu (oproti hydrodynamickému pohonu)
- změny teploty kapaliny, tím i změna jejich vlastností
- nutnost pečlivé údržby
- nutnost chlazení a filtrace kapaliny
- vyšší pořizovací ceny většiny prvků obvodu

Protože většina těžkých mechanismů na kolovém podvozku je řešena se dvěma nápravami, tedy jako čtyřkolový podvozek a u většiny těchto strojů jsou poháněna všechna čtyři kola, ukažme si nyní, jakými dvěma základními způsoby lze takovýto pohon realizovat.

Řešení pohonů čtyřkolového podvozku je provedeno v Příloze pod čísly 1 a 2.

Příloha 1 : Nepřímý pohon čtyřkolového podvozku přes nápravu

Příloha 2 : Přímý pohon kolovými hydromotory (hydrokoly)

Nyní se zaměříme na speciální požadavek využití hydrostatických obvodů k pohonu pojezdových kol a housenicových podvozků.

Rozdělení hydrostatických pohonů pojezdových kol :

1. Podle počtu hydrogenerátorů a hydromotorů :
 - s jedním HG a jedním HM
 - s jedním HG a několika HM
 - s několika HG a několika HM
2. Podle typu použitých HM :
 - s pomaloběžnými HM
 - s rychloběžnými HM
3. Podle vazby mezi jednotlivými koly :
 - bez zvláštní vazby, pouze přes podložku
 - s mechanickou vazbou
 - s hydraulickou vazbou
4. Podle použití a účelu hydropohonu :
 - pouze pro pohon pojezdových kol
 - pro pohon pojezdových kol a řízení pojezdové rychlosti
 - pro pohon a současné řízení pojezdové rychlosti i směru jízdy

Několik možných provedení hydrostatických pohonů pojezdových kol a housenicových podvozků, např. provedení s jedním HG a jedním HM, provedení s jedním HG a dvěma HM, provedení hydrostatického pohonu housenicového podvozku se dvěma HG a dvěma HM a dále několik konkrétních schémat pojezdu konkrétních strojů, bude znázorněno v kapitole 2.4. Příklady konkrétních provedení hnacích ústrojí.

2.3.4 Elektrický přenos energie

Zařazení kapitoly týkající se elektrického přenosu energie je dovoleno dosti širokým výkladem pojmu těžké mechanismy na kolovém a housenicovém podvozku. Pokud bychom do této skupiny řadili i vysokozdvizné vozíky či podobné pojízdné manipulační stroje, měla by tato kapitola dosti značný význam, protože právě u vysokozdvizných vozíků je elektrický přenos energie používán velmi často.

Je to především z důvodů lepší manévrovatelnosti, tichého a klidného chodu, čistého provozu, jednoduchého ovládání a brzdění, nízkých provozních nákladů atd.

Protože pod pojmem těžké mechanismy máme na mysli především stroje pohybující se v otevřeném terénu, stroje stavební, zemní, silniční, zemědělské atd. omezím výklad této kapitoly na minimum, neboť v oblasti těchto mobilních strojů je použití elektrického přenosu energie značně sporadické, ne-li přímo mizivé.

Elektrický pohon se uskutečňuje pomocí dvou elektromotorů umístěných buď přímo v nábojích hnacích kol, nebo jednoho elektromotoru pohánějícího řídicí nápravu.

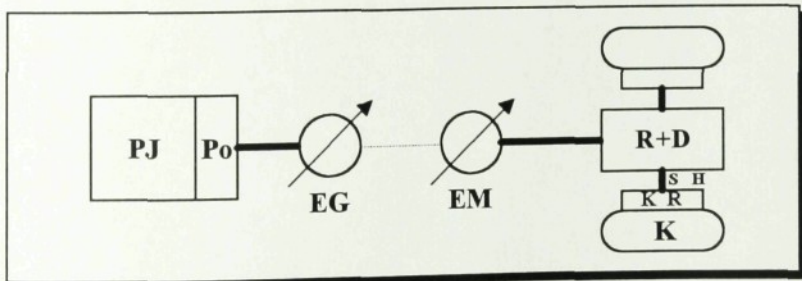
Zdrojem elektrické energie pro tyto motory jsou :

1) akumulátory - tento způsob je výhradní záležitostí vysokozdvizných vozíků a podobných mechanismů a proto jej opominu

2) generátor poháněný spalovacím motorem

Tento druh představuje nový, dosti netradiční způsob řešení pohonu. Lze jej použít i pro pohon pojezdu těžkých strojů, jako jsou nakladače, jeřáby apod., často je tohoto pohonu použito u některých lokomotiv a těžkých stavebních strojů. Z tohoto důvodu se o něm zmíním trochu podrobněji.

Schematické znázornění takového pohonu by mohlo vypadat následovně (obr.2.12) :



Obr. 2.12 Elektrický přenos energie

Jako zdroj energie zde slouží běžný spalovací motor. Ten pohání generátor elektrického proudu, který pak přes poměrně složitou mikroelektronickou regulaci dává elektrickou energii

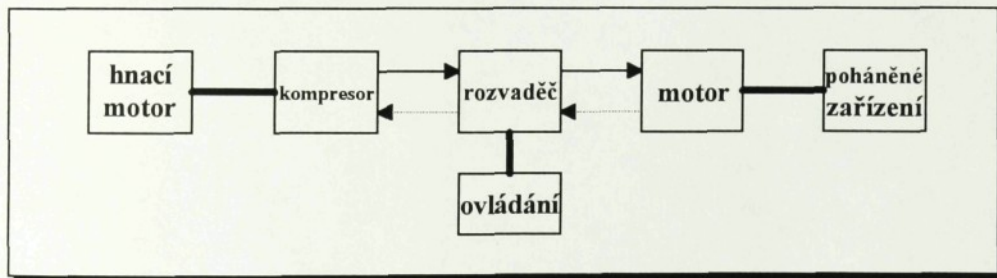
jednomu nebo dvěma elektromotorům umístěným v hnací nápravě. Přes konstantní převod jsou potom přímo poháněna kola. Toto řešení eliminuje téměř všechny mechanické prvky, není potřeba používat stupňové převodovky, hydrodynamických měničů ani hydrostatických převodníků. Z toho vyplývá výhoda menšího zástavbového prostoru, odpadají problémy s utěšňováním převodovky, měniče, případně HG a HM. Je zde málo pohyblivých součástí, což má vliv na celkové opotřebení stroje. Další výhodou je možnost brzdění protiproudem. Nevýhodou je poměrně složitá a do jisté míry i stále drahá regulace, i když při současném neustálém poklesu cen elektronických prvků toto přestává být velkou nevýhodou. Tento druh pohonu se zdá být perspektivní.

2.3.5 Pneumatický přenos energie

U pneumatických pohonů se k přenosu výkonu využívá změny mechanické energie v tlakovou energii vzduchu a posléze naopak.

Protože pneumatické pohony mají své známé nepříznivé vlastnosti, způsobené především stlačitelností média (většinou vzduchu), neuplatňují se tyto mechanismy k pohonu pojezdů strojů. Použití pneumatických pohonů je spíše v oblasti zvedacích zařízení, dopravníků popřípadě u pomocných zařízení.

Z těchto důvodů uvádím zde pouze blokové schéma pneumatického pohonu a neuvádím další podrobnosti. Blokové schéma je na obr. 2.13. :



Obr. 2.13 Blokové schéma pneumatického pohonu

2.3.6 Kombinovaný přenos energie

Z různých druhů přenosu energie, popsanych v minulých kapitolách, lze vytvořit velké množství kombinací, které také mohou sloužit k pohonu strojů. Jelikož tvoření takovýchto kombinací je z důvodů větší složitosti a dalších stále spíše okrajovou záležitostí, uvedu zde pro ilustraci pouze 2 možné kombinace přenosů.

a) Hydraulický měnič v kombinaci s mechanickou převodovkou

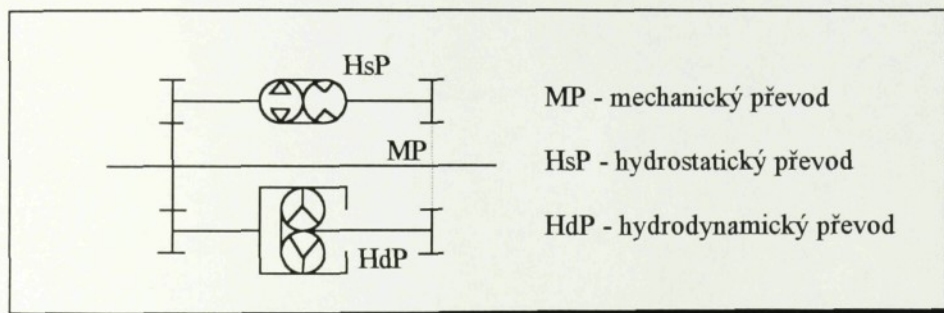
Hydraulický měnič v kombinaci s mechanickou stupňovou převodovkou umožňuje lepší využití zdroje hnací síly, zůstane jednoduché ovládání stroje a sníží se spotřeba pohonných hmot.

V podstatě jde o to, vyřadit při vyšší rychlosti (tzn. když je velmi nízká účinnost měniče) měnič z činnosti a nahradit jej mechanickým převodem. Zablokování měniče (brzdou měniče) může záviset pouze na rychlosti pohybu stroje nebo také na poloze plynového pedálu - jeho sešlápnutím zvýšit danou hranici rychlosti, což lze využít např. při najíždění do stoupání. Naproti tomu uzavřením měniče při nižších rychlostech lze snížit spotřebu pohonných hmot.

Mimo to je u strojů (např. nakladačů) s hydrodynamickým měničem vhodné vypouštět olej z měniče při stání - potom je možno při zvedání břemen (výložníku) točit motor do nejvyšších otáček bez zbytečných ztrát v měniči a zahřívání kapaliny.

b) Hydrostatický převod kombinovaný s hydrodynamickým

Hlavní předností této kombinace je velký rozsah otáček, přičemž v okolí pracovního bodu lze získat vysokou účinnost. Lze říci, že u této kombinace je pro různé pracovní režimy nejvíce vytižen ten převod, který je v daném režimu nejučinnější.



Obr. 2.14 Kombinovaný přenos energie

2.4 Příklady konkrétních provedení hnacích ústrojí

2.4.1 Hydraulické pohony pojezdových kol a housenicových podvozků

Ukažme si v této kapitole několik možných provedení hydraulických pohonů pojezdových kol a housenicových podvozků. Jejich bližší rozdělení a základní údaje k této oblasti byly uvedeny v kapitole 2.3.3.3 Hydrostatický přenos energie.

Hydraulický pohon pojezdových kol s jedním HG a jedním HM

- základní schema tohoto druhu pohonu je uvedeno v Příloze pod číslem 3.

Příloha 3 : Hydraulický pohon pojezdových kol s jedním HG a jedním HM

- hydrogenerátor (2) je poháněn přímo spalovacím motorem (1) bez dalších mechanických prvků
- připojení HG ke SM může být řešeno jako :
 - a) HG připojen přímo ke klikovému hřídeli
 - b) HG poháněn od klikového hřídele přes náhonový hřídel
 - c) mezi SM a HG vložen řemenový převod
- za hydromotorem (4) následují ještě mech. převodovka (5 - zejména u hydrodynamického pohonu - s měnitelným převodem), dále diferenciál (6) a koncové převody

Systém s jedním HG a jedním HM se z hlediska způsobu přenosu energie dělí na pohon :

- a) hydrodynamický
- b) hydrostatický

Hydrostatický pohon - nejčastěji regulační HG a HM s konstantním geometrickým objemem, někdy je HM připojen přímo k nápravě

Tento systém (tj. hydropohon s jedním regulačním HG a jedním HM) je vlastně polovičním řešením na přechodu od mechanického k plně hydraulickému přenosu energie. Tento přenos lze nazvat jako mechanikohydraulický.

Výhody hydrostatického přenosu s jedním HG a jedním HM :

- snadné řešení vazby mezi pojezdovými koly - uzávěrkou diferenciálu
- velká hmotnost rychle rotujících částí, brání přenášení kmitů na kola
- nižší pořizovací náklady

Nevýhody tohoto systému :

- větší hmotnost a rozměry
- velký počet strojních součástí
- malá konstrukční volnost při řešení vlastního stroje
- menší univerzálnost použití pro různé stroje

Hydraulický pohon pojezdových kol s jedním HG a dvěma HM

- základní schéma tohoto druhu pohonu je uvedeno v Příloze pod číslem 4.

Příloha 4 : Hydraulický pohon pojezdových kol s jedním HG a dvěma HM

- přenos energie tohoto typu lze považovat za plně hydraulický (hydrostatický)
- hydrogenerátor (2) je poháněn přímo od klikového hřídele SM (1)
- pojezdová kola jsou buď uložena přímo na hřídelích pomaluběžných HM nebo jsou spojena s rychloběžnými HM přes jednoduché mechanické převodovky (6), popřípadě planetové převody
- poháněných kol může být libovolný počet

Vlastnosti tohoto pohonu pojezdových kol vyplývají ze zvoleného zapojení převodníků :

- při jednoduchém paralelním zapojení HM nelze mezi hnacími koly vytvořit vazbu potřebnou na kluzké podložce. Za normálních podmínek vzniká vazba mezi HM třením kol o podložku.

- sériové zapojení HM odstraňuje nevýhodu paralelního zapojení na kluzké podložce, má však nevýhodu v samotném principu, kdy jeden HM pracuje trvale pod větším tlakem než druhý. Při zatáčení vznikají mezi koly nevhodné silové poměry, protože vnitřní kolo se otáčí pomaleji než vnější.

- sériově paralelní zapojení HM je výhodné při samostatném pohonu pojezdových kol u podvozku s více pojezdovými koly. V takovém případě jsou HM kol levé i pravé strany podvozku zapojeny sériově, kdežto HM levé strany jsou s HM pravé strany spojeny paralelně. Někdy se pojezdová kola jedné strany podvozku navzájem mechanicky spojují a pohánějí se pouze jedním HM.

Hydraulický pohon pásového podvozku se dvěma HG a dvěma HM

- základní schema tohoto typu pohonu je zobrazeno v Příloze pod číslem 5.

Příloha 5 : Hydraulický pohon housenicového podvozku se dvěma HG a dvěma HM

Tento obvod obsahuje :

- 2 regulační hydrogenerátory (HG)
- 2 až 4 hydromotory (HM) obvykle s konstantním geometrickým objemem
- 2 samostatné uzavřené hydraulické obvody s pomocnými obvody, které využívají společnou olejovou nádrž, chladič a čistič

Výhoda - možnost využít pohon pojezdu (pásů) přímo k řízení směru jízdy

- tato hydraulická soustava je zvláště vhodná k pohonu pásového (housenicového) podvozku.

2.4.2 Konkrétní hydrostatické pohony

- v Příloze jsou uvedeny dva konkrétní příklady řešení hydrostatických obvodů pro pohon pojezdových kol

Příloha 6 : Pojezd nakladače UNC 060

- pojezd sestává ze základních prvků :
 - spalovací motor 4S 90 29 kW/ 3000 min⁻¹
 - regulační hydrogenerátory

- nezávislé ovládání pohonu kol na každé straně, co do velikosti i smyslu otáček
- řízení 2-mi pákami - představuje se sklon opěrné desky každého HG

Příloha 7 : Pojezd důlní lokomotivy DH 30D1

- základní prvky :

- dvouválcový vodou chlazený vznětový motor Škoda 2S 110 20 kW
- uzavřený obvod - regulační HG, neregulační HM
- automatická výkonová regulace RNOP - plynulá změna rychlosti
- ovládání 1 pákou - vpřed, vzad, nulová poloha - zabrzděno

2.4.3 Další řešení

Existuje jistě nespočetné množství strojů či mobilních těžkých mechanismů, s pohonem pojezdových kol nebo housenic pomocí hydraulických (ať už hydrostatických nebo hydrodynamických) prvků. V dnešní době ekonomických vztahů a vzrůstajícího konkurenčního boje je však každý výrobce nucen chránit si systémy uspořádání svých strojů před veřejností a tím i potažmo před konkurencí. Proto k dokreslení této kapitoly a k poukázání na konkrétní uspořádání pojezdu mobilních strojů zde popíšeme některé systémy konkrétních strojů alespoň slovně.

Hydraulická soustava universálního čelního nakladače UNC - 200

Nakladač UNC - 200 je samojízdný stroj na kolovém podvozku se dvěma nápravami. Rám stroje je dělený, řídí se natáčením přední části rámu s pracovním nástrojem. Hydraulická soustava má tyto části :

1. Hydrodynamický měnič točivého momentu s obvodem pro plnění a chlazení
2. Hydraulické ovládání převodovky
3. Hydraulické řízení směru jízdy
4. Hydraulický pohon pracovních mechanismů

Měničová skupina PPS - M200 s měničem točivého momentu M 350.1 násobí točivý moment 3,26 krát. Měnič je uložen v tzv. suché skříní bez olejové náplně. K suché skříní přiléhá mokrá skřín s ozubenými koly a volnoběžnou spojkou. Volnoběžná spojka vyřazuje měnič z činnosti při přenosu energie od pojezdových kol, tj. při brzdění. Další ozubené převody přenášejí od motoru výkon mechanicky na hydrogenerátory připojené ke skříní. Jsou to tyto hydrogenerátory :

1. Dvojitý hydrogenerátor měniče, uložený v mokré skříní měniče ZC 40/10.
2. Hydrogenerátor pro ovládání převodovky ZCT - 1 6L.
3. Hydrogenerátor pro ovládání rozvaděčů ZBC - 12 L, uložený na spalovacím motoru.
4. Hydrogenerátor řízení směru jízdy U 80 / 32.
5. Hydrogenerátory pohonu mechanismů U 40 (2 kusy) a jeden dvojitý hydrogenerátor U 80/32.

Energetickým zdrojem stroje je motor Škoda M - 634 s výkonem 132 kW při frekvenci otáčení 2000 min^{-1} . Pohon pojezdových kol má mimo měniče točivého momentu ještě převodovku 4PR 160 - B - H ovladatelnou pod zatížením, 4 rychlostní stupně vpřed a 2 stupně vzad.

Hydraulická soustava rýpadel

Rýpadla jsou konstruována většinou jako jednoúčelové stroje. Požadovanou funkci plní také přídatná zařízení k nakladačům a jeřábům. V ČR jsou rozšířena rýpadla řady DH, dále rýpadla firmy POCLAIN (Francie), polská rýpadla řady K a jeřáby nebo rýpadla T - 172 a T - 185 německé výroby.

Hydraulická soustava zahrnuje :

1. Pohon pásového podvozku a řízení směru jízdy
2. Pohon pracovních mechanismů stroje

Pohon pásového podvozku má obvykle dva hydromotory, napojené na hydrogenerátory pro pohon mechanismů. Zařízení umožňuje jet strojem dopředu, couvat i zatáčet, ale neumožňuje měnit pojezdovou rychlost. Stroje jsou proto na pracoviště přemísťovány tahačem s kolovým nízkoplošným vlekem. Stroje na kolovém podvozku mají přední i zadní opěry.

Výkon motorů samojízdných rýpadel bývá 30 až 110 kW.

Rýpadlo - nakladač RN 030

Jedná se o výrobek firmy Stavostroj Nové Město nad Metují

- rýpadlo je dvounápravové, zadní náprava je říditelná a výkyvná
- stroj je poháněn vznětovým motorem a pohon pojezdu je hydrodynamický
- převodovka je dvoustupňová, reverzační, říditelná pod zatížením
- pohon prac. nástrojů je hydraulický - zubové HG, přímočaré HM

Vibrační válec VSH 150

Hydraulický systém tohoto stroje má 3 okruhy :

- uzavřený okruh pohonu pojezdu
 - regulační pístový HG - $69,8 \text{ l/min}$ při 1000 ot/min
 - konstantní pístový HM o hltnosti $89 \text{ cm}^3 / \text{ot}$
 - reg. pístový HM o hltnosti $89 \text{ cm}^3 / \text{ot}$
- uzavřený okruh pohonu vibrace
 - reg. pístový HG $69,8 \text{ l/min}$ při 1000 ot/min
 - 2 konstantní pístové HM o hltnosti $69,8 \text{ cm}^3 / \text{ot}$
- otevřený okruh řízení
 - zubové čerpadlo 44 l/min při 2000 ot/min
 - 2 hydraulické válce prům. $100/320 \text{ mm}$
- tlak v soustavě pojezdu a vibrace $34,32 \text{ MPa}$
- tlak v soustavě řízení $11,78 \text{ MPa}$

- obsah hydraulického oleje v okruhu 300 l.

2.5 Specifické podmínky pro pojezd strojů v terénu

2.5.1 Vztahy mezi podvozkem a zeminou (terénem)

Značnou pozornost při návrhu a posuzování hnacích ústrojí těžkých mechanismů je třeba věnovat podmínkám a jevům vznikajícím při pojezdu strojů v terénu. Těžké mobilní mechanismy ve většině případů pracují jako stroje pro zemní a stavební práce a během své činnosti se pohybují po nepevném povrchu terénu. Pracovní způsobilost těchto strojů závisí ve značné míře na jízdních vlastnostech použitého podvozku. Na funkci podvozku je závislá výkonnost stroje, jeho průchodivost, manévrovatelnost, mobilnost, tahové vlastnosti apod. Technicko - vědní obor, který v užším smyslu svého zaměření zkoumá podmínky a jevy vznikající při styku podvozků strojů se zeminou byl nazván terramechanikou.

Detailně je terramechanika zaměřena na studium vytváření stopy podvozku v zemině (a s tím souvisejícími jízdními odpory), dále na studium záběrových vlastností daného typu podvozku a na vlastní způsobilost pojezdu stroje v terénu (tzv. průchodivost stroje) - příp. i na floataci (schopnost udržet se na povrchu měkké půdy). Všechny tyto vlastnosti mají vliv na pracovní schopnosti strojů a jejich výkonnost - správná volba podvozku je zvláště důležitá u strojů, které např. těží za pohybu, kdy jsou pracovní odpory stroje překonávány trakční silou podvozku.

Úkolem studia problematiky souvislostí podvozek - zemina (tj. terramechaniky) je přispět ke zdokonalení podvozků strojů tak, aby se dosáhlo zlepšení jejich činnosti, a to zejména :

- dobré adhezní vlastnosti
- dobrá průchodivost i v méně únosných terénech
- schopnost překonávat překážky (kameny, příkopy a jiné nerovnosti)
- schopnost plynulé jízdy bez nadměrných otřesů po nerovném terénu

Poznatky terramechaniky mohou přispět k řešení nesnadného a často diskutovaného problému, a to za jakých okolností je vhodné použít podvozku kolového nebo pásového.

Zlepšení funkce podvozků s cílem dosažení vyšší výkonnosti mobilních strojů lze prakticky dosáhnout dvojím způsobem :

- zdokonalováním konstrukce podvozku a hnacího ústrojí mechanismu (počet hnacích náprav, použití vhodných pneumatik, pásů apod.)
- zlepšením vlastností povrchu terénu (zvýšení jeho únosnosti, úprava povrchu apod.)

Znalost těchto vztahů může významně ovlivnit ekonomičnost práce strojů, a to zejména těžkých mechanismů, které zpravidla manipulují s velkými hmotnostmi přepravovaných materiálů či zemin a to často za nepříznivých povětrnostních podmínek. Využitím poznatků terramechaniky lze určit nejvhodnější typy podvozků strojů pro dané pracovní podmínky a případně též požadavky na stav a údržbu přepravních tras.

2.5.2 Namáhání zeminy při pojezdu stroje

Kolo nebo pás (obecně řečeno pojižděcí ústrojí) se stýká s půdou v tzv. dosedací ploše, která je obecnou prostorovou plochou. U pásového podvozku má dosedací plocha tvar obdélníku a lze ji snadno určit z rozměrů pásů. U pneumatiky je dosedací plocha obecným pojmem - pro praktické použití ji nahrazujeme pojmy plocha otisku nebo plocha styku.

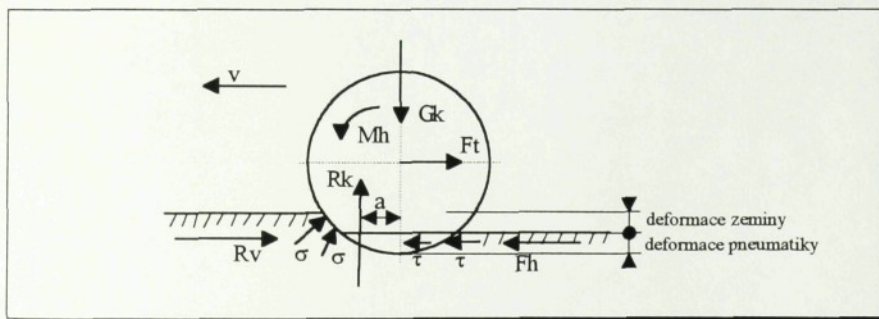
Plocha otisku je celková plocha omezená obrysem, který má na tuhém podloží přibližně tvar elipsy. Plochu otisku označujeme symbolem S_0 .

Plocha styku je část plochy otisku daná plochou výstupků protektoru pláště, kterou se pneumatika stýká s podložím. Plochu styku označujeme symbolem S_s a podle typu použitého protektoru na plášti pneumatiky může být otevřeného nebo uzavřeného tvaru.

Střední měrný tlak na podloží je nejčastěji definován plochou otisku a jeho velikost je pak menší než kdybychom uvažovali plochu styku. Poměr plochy styku k ploše otisku se nazývá plnost běhounu a u terénních pneumatik se tento poměr pohybuje v rozmezí 0,3 - 0,6.

Prostorovost styku kola či pásu se zeminou nahrazujeme plošným řešením - vyšetřování kontaktu se poté řeší ve svislé rovině proložené podélnou osou kola. Dosedací plocha se v takovém případě stává rovinnou křivkou.

Síly, momenty, tlaková a smyková napětí působící na hnací kolo stroje a na zeminu jsou zobrazeny na následujícím obr. 2.15.



Obr. 2.15 Silové poměry mezi kolem a zeminou při pojezdu

Na obr. 2.15 značí :

- G_k - zatížení kola
- R_k - normální reakce zeminy
- M_h - hnací moment
- F_h - hnací síla
- R_v - valivý odpor
- F_t - využitelná tažná síla ($F_t = F_h - R_v$)
- τ - smyková napětí v zemině
- σ - tlaková napětí v zemině

Kontaktní tlak p a smykové napětí τ způsobují výsledné zatížení zeminy v oblasti pod pneumatikou nebo pásem. Kontaktní tlak je v podstatě napětí mezi podvozkem a zeminou,

působící v dosedací ploše, ve směru kolmém k povrchu zeminy. Jeho střední velikost (p_s) je dána :

$$p_s = \frac{G_K}{S_0} [Pa]$$

Kdyby materiál pláště byl ideálně pružný, pak by hodnota tlaku p_s byla shodná s huštěním pneumatiky p . Rozdíl mezi kontaktním tlakem a huštěním (daný tuhostí kostry pneumatiky) závisí především na konstrukci pláště a tvaru jeho protektoru.

U běžných traktorových pneumatik byly na tvrdém podloží naměřeny tyto hodnoty kontaktních tlaků :

- otevřený tvar protektoru $p_s = 1.5 \cdot p$
- uzavřený tvar protektoru $p_s = 2 \cdot p$

Kromě hodnoty kontaktního tlaku má na jízdní vlastnosti kolového podvozku v terénních podmínkách vliv i rozměry a konstrukce pneumatik. Na základě praktických zkušeností lze vyslovit tyto závěry :

- tlaky pod pneumatikou menších rozměrů mají menší stranový rozptyl a dosahují do menších hloubek - jsou tedy do terénu méně vhodné
- mají - li dvě pneumatiky stejný průměr, ale rozdílnou šířku, pak pod užší nastává menší stranový rozptyl tlaků, ale tyto působí do větší hloubky.

- čím je zemina poddajnější a vlhčí, tím je stranový rozptyl menší a hloubka působení tlaků se zvětšuje - na tvrdé zemině je naopak větší stranový rozptyl a hloubka působení menší

Z uvedeného vyplývá, že pro běžné terénní podmínky jsou vhodné nízkotlaké, velkorozměrové pneumatiky.

2.5.3 Porovnání kolového a housenicového podvozku

Současný vývoj strojů pro zemní práce potvrzuje vysokou efektivnost používání pneumatikových podvozků. Specifické pracovní podmínky si vynutily vývoj nových konstrukcí pneumatik, které by byly schopné zajistit i v těžkých půdních podmínkách dobré jízdní vlastnosti. Pro tyto stroje jsou vyvíjeny nízkotlaké, velkorozměrové pneumatiky různých konstrukcí. Pneumatikový podvozek s porovnání s housenicovým nemůže dosáhnout tak nízkých hodnot měrných tlaků a tak vysokých trakčních sil, naproti tomu je ale jednodušší, vysoce mobilní a schopný mezistaveništní přepravy po vlastní ose. Přednosti pneumatikových podvozků se projevují především u strojů, které zeminu přepravují (skrejpry, nakladače, grejdry). Význam podvozkové části u těchto strojů je důležitější než u strojů pouze těžících (rypadla).

Při pohybu stroje v neúnosném terénu dochází vlivem tlaků v dosedací ploše k plastickým deformacím zeminy, tedy k vytváření stopy (koleje). Hloubka této stopy má bezprostřední vliv na jízdní vlastnosti stroje. Teorie tvoření stopy je propracovaná pro kola s tuhým obvodem - získané poznatky lze do jisté míry aplikovat i na kola s pružným obvodem, tzn. pneumatiky. Zkouškami bylo prokázáno, že pneumatika vytváří v měkké zemině dosedací plochu s menším zakřivením než je její poloměr. Z tohoto důvodu by bylo možné nahradit při výpočtech pružný obvod pneumatiky obloukem tuhého kola s patřičně větším průměrem.

Dalšími základními vlastnostmi kolového podvozku, se kterými pro tento typ podvozku zpravidla počítáme, jsou odpor valení pneumatiky, vycházející z klasické úlohy mechaniky - odporu valení tuhého kola - navíc s uvažováním vnitřních odporů R_p (hysterezních ztrát při deformaci pneumatiky), dále pak záběrový účinek pneumatiky, při jehož výpočtu zpravidla hodnotíme velikost prokluzu pneumatiky. S ohledem na velký počet činitelů ovlivňujících prokluz, je však vyřešení všech závislostí a jevů na hnacím kole obtížné.

Rozdíl mezi prokluzem u pneumatik a pásů spočívá v tom, že u pneumatik je dán součtem deformací zeminy a tečnou deformací pneumatiky, kdežto u pásů je způsoben pouze deformací zeminy.

Téměř všechny síly působící na housenicový podvozek mají stejnou fyzikální podstatu jako u podvozku kolového. Housenicový podvozek je oproti kolovému složitější a náročnější na údržbu. Z hlediska pracovních využití má housenicový podvozek velmi dobrou průchodivost v méně únosných terénech a lepší trakční vlastnosti. Naproti tomu je méně mobilní a vylučuje možnost mezistaveništní přepravy po vlastní ose.

U strojů s housenicovým podvozkem podobně jako u pneumatik vypočítáváme zejména odpor valení, průchodivost a záběrový účinek housenic. Dalším specifickým problémem při návrhu housenicového podvozku je stanovení vhodného tvaru pásu. Tento problém lze redukovat na problém tvaru jako dosedací plochy. Při uvažování dvou pásů o stejné dosedací ploše S_p , stejně zatížené, ale s odlišnými rozměry můžeme vyslovit následující závěry :

Z hlediska valivého odporu bude příznivější tvar pásu užší a delší, což lze odvodit ze vztahu pro výpočet valivých odporů.

Z hlediska průchodivosti je vliv tvaru pásu zcela opačný, lepší průchodivost v neúnosném terénu bude mít širší a kratší pás.

Při návrhu housenicového podvozku je tedy nutné rozhodnout, která vlastnost bude z hlediska činnosti stroje důležitá a podle toho i pak zvolit rozměry pásu.

Z hlediska trakčních vlastností se jeví výhodnější pás užší a delší, který má i menší prokluz a menší valivé odpory, tedy i vyšší tahovou účinnost.

Stroje na kolových a housenicových podvozcích se často používají v podobných terénních podmínkách i pro podobné účely. Problém vhodnosti toho kterého podvozku se dosud řeší z hlediska empirických zkušeností. Nejpodstatnějšími vlastnostmi pro hodnocení podvozků přitom jsou : jízdní odpory, trakční vlastnosti a průchodivost v méně únosných terénech.

3. NÁVRH ALTERNATIVNÍHO POHONU DRTIČE

3.1 Základní úkol

Akciová společnost Transporta Chrudim vyrábí na zakázku rakouské firmy Hartl mobilní drtiče kamene (tzv. HARTL POWERTRACK) řady 400, vyvinuté právě firmou Hartl, sídlící v rakouském městě Mauthausen. Mobilní drtiče kamene HARTL POWERTRACK řady 400 představují nejposlednější stav vývoje v oblasti mobilních drticích zařízení. Aktuální program zahrnuje tři velikosti (seřazeně od rozměrově a výkonově nejmenšího stroje po nejvýkonnější : RMA 403, RMA 404, RMA 405). HARTL POWERTRACK je kromě obvyklých vybavení také k dostání s článkovým podavačem kombinovaným s třidičem pro třídění v těžkém provozu nebo s vibračním podavačem (dopravníkem) s vestavěným třidičem z tyčí. Drtiče POWERTRACK jsou vybaveny housenicovými podvozky pro pojezd mobilního drtiče na krátké vzdálenosti při práci v terénu. Při přepravě stroje na dlouhé vzdálenosti (tj. mezi různými pracovními místy) je nutno drtičem najet na podvalník a ten přepravovat pomocí silničního tahače. Při takovéto přepravě stroje je možno sklopit bočnice násypky. Vrchní část odlehčovacího - příčného - dopravníku a vynášecí dopravník od drtiče (kladivového mlýna) jsou také sklopné. Tím dojde ke zmenšení přepravních rozměrů drtiče.

Tyto stroje - drtiče HARTL POWERTRACK řady 400 - jsou určeny k drcení kamene a jiného stavebního materiálu v povrchových lomech, při stavbách silnic a dálnic a na různých jiných stavbách a místech, kde je drcení kamene potřebné.

Lze říci, že všechny drtiče řady 400, tj. RMA 403, RMA 404, RMA 405 jsou co do konstrukce stroje a principu práce téměř shodné a liší se pouze rozměry (přepravními rozměry, objemem násypky, velikostí drtiče apod.) a výkony.

Dříve než uvedu popis principu drcení kamene drtiči POWERTRACK, je třeba uvést následující informaci. Při drcení kamene kladivovým mlýnem plným výkonem je předpokládáno, že celý stroj (POWERTRACK) je v klidu, tedy pojezd je vyřazen. Při případném pojiždění stroje je nutno snížit výkon kladivového mlýna tak, aby výkon motoru byl rozdělen optimálně mezi vlastní drtič (kladivový mlýn) a pojezdové ústrojí (samozřejmě také mezi ostatní ústrojí, která jsou při práci nezbytná). Tím je zajištěno optimální využití výkonu motoru.

Princip práce drtiče RMA 405, který je předmětem této práce (ale samozřejmě také ostatních typů, které mají stejný princip), je následující : Drcený materiál (kámen větších rozměrů) je lopatovým nakladačem (bagrem apod.) nakládán do podávací násypky. Na dně násypky je umístěn podávací článkový dopravník, jehož prostřednictvím je kámen dopravován do vysoce výkonného třidiče (tzv. třidiče GRIZZLY). Zde je materiál tříděn a jemný materiál je oddělen a jde přes výsypky na příčný vynášecí pás a je vysypán na bok od drtiče. Vytríděním materiálu před drcením se snižuje zbytečné opotřebení abrazivním znečištěným materiálem (jíl, zemina apod.). Hrubý materiál, který nebyl vytríděn jde do drtiče (kladivového mlýna), kde je drcen na potřebnou velikost zrna. Rozdrcený materiál propadává na vynášecí pás a je vynášen za vlastní stroj.

Celý stroj POWERTRACK je poháněn jedním motorem CATERPILLAR (viz další kapitolu). Motor kromě několika přídavných zařízení v podstatě zanedbatelného výkonu pohání dva hlavní prvky. Za prvé je to hydrogenerátor 6H14 firmy POCLAIN, jehož prostřednictvím a prostřednictvím příslušných hydrostatických obvodů je poháněno veškeré pracovní zařízení s výjimkou drtiče (kladivového mlýna) - tj. pojezdové ústrojí, vynášecí pásy, dopravníky, třídiče atd. Druhým poháněným prvkem je řemenice, od které je prostřednictvím 10 klínových řemenů poháněn kladivový mlýn.

Úkolem této práce je navrhnout alternativní pohon drtiče (kladivového mlýna), tj. nahradit mechanický převod mezi motorem a vlastním mlýnem realizovaný 10 klínovými řemeny hydrostatickým převodem tak, aby tedy všechna zařízení drtiče POWERTRACK byla komplexně poháněna hydraulicky.

Je samozřejmé, že alternativní hydrostatický pohon kladivového mlýna bude ve srovnání se stávajícím pohonem klínovými řemeny nákladově výrazně dražší a bude mít i určité nevýhody v souvislosti s rázy v drtiči. Je proto nutné při návrhu alternativního pohonu hydrostatickým obvodem postupovat tak, aby navržený poho měl i výhodné stránky, které by odůvodňovaly použití tohoto pohonu i přes jeho vyšší náklady. To může být např. snížení otáček a tím zvýšení drticích sil při drcení hůře drtitelných (pevnějších) materiálů. Ostatní výhody viz další kapitoly.

3.2 Technický popis drtiče RMA 405 PC

Pracovní rozměry :

celková délka	18150 mm
celková výška	4180 mm
celková šířka	3840 mm
rozteč poháněcích kol	
pásového podvozku (turasů)	4155 mm
rozteč pásů	2685 mm
výška konce vynášecího	
dopravníku nad zemí	3400 mm
hmotnost bez	
drceného materiálu	70000 kg
max. výkon drcení	400 tun/hod

Přepravní rozměry :

délka po sklopení	
vynášecího pásu	15850 mm
výška po sklopení	
bočnic násypky	3645 mm
šířka po sklopení bočnic	
násypky a příčného pásu	3040 mm

Hlavní části stroje :

Podávací násypka

skříň násypky vyrobena z ocelových plechů 12 mm silných, vyztužených žebry, vyložená (panceřovaná) ořetovými plechy. Stěny násypky dělené, sklopné na 3 stranách

vstupní světlost - šířka	3100 mm
vstupní světlost - délka	4000 mm
vstupní výška v provozní poloze	4180 mm
obsah	14 m ³

Člámkový dopravník (podavač)

typ	Hartl AF 1500
šířka	4200 mm
délka	1460 mm
pohon	hydraulicky

Vysoce výkonný třídič (Grizzly)

typ	HGS 1500
šířka	1500 mm
délka	2000 mm
pohon	hydraulicky

Vykládací (odlehčovací - příčný) dopravník

určení : k vynášení tříděného materiálu

provedení : dělená ocelová konstrukce, vrchní část s hydraulickým válcem, sklopný pro přepravu

rozteč os bubnů	5000 mm
šířka pásu	800 mm
výkon	100 tun/hod
úhel na výstupu	cca 18 stupňů
vynášecí výška	cca 1800 mm
velikost materiálu	0 až cca 70 mm
rychlost pásu	cca 2,09 m/s
pohon	hydraulicky

Vynášecí dopravník z drtiče (kladivového mlýna)

určení : k vynášení tříděného materiálu

provedení : dělená ocelová konstrukce, vrchní část s hydraulickým válcem, sklopný pro přepravu

rozteč os bubnů	12770 mm
šířka pásu	1200 mm
výkon	350 tun/hod
rychlost pásu	1,05 m/s
pohon	hydraulicky

Kladivový (úderový) mlýn

typ	PC 205
světlost vstup. ústí	1020 x 1560 mm
výška hřídele rotoru	690 mm

stupeň drcení 1 : 10 až 1 : 50
rotorové ložisko s 2 samonakláp. válečkovými ložisky
ostatní důležité údaje viz další kapitoly

Podvozek

navržen pro celkovou hmotnost cca 100 000 kg
rozvor 4200 mm
stoupavost max. 22 stupňů
17 stupňů zaručeno
šířka desek (článků housenice) 500 mm 3 políčkové desky
typ konstrukce s připojeným hydraul. motorem
pohonu

Pohonná jednotka

Dieselmotor CATERPILLAR Typ 3408 BTA o výkonu 300 kW při 1800 ot/min s vestavěným hydraulickým generátorem, regulátorem množství, ovládacím ventilem (rozvaděčem), výměníkem, palivová nádrž, výfuk s tlumičem, baterie, elektroblok, kompletně namontovaný na hlavní rám stroje, ovládací ventily (rozvaděče) pro článkový dopravník, dopravní pásy a pro sklápění.

Permanentní magnet

typ 300 CEP 1000
Permanentní magnet
šířka pásu 1000 mm

Kabina

hmotnost 2500 kg
provedena se 2 bočními posuvnými dveřmi, pro přepravu demontovatelnými

Vodní nádrž

objem cca 3000 l
hmotnost 450 kg
s integrovaným zavlažovacím zařízením a hydraulickým vodním čerpadlem

3.3 Návrh hydrostatického pohonu mlýna

3.3.1 Základní parametry a požadavky

Alternativní hydrostatický pohon musí realizovat tok energie mezi dvěma základními prvky stroje :

a) Zdroj energie - POHONNÁ JEDNOTKA

Diesel motor CATERPILLAR Typ 3408 BTA

Výkon 300 kW
Otáčky 1800 min⁻¹

b) Spotřeba energie

Kladivový (úderový) mlyn PC 205

Světlost vstupního ústí 1020 x 1560 mm
Max. průměr drceného materiálu 1300 mm
Průměr rotoru s úderovými lištami 1300 mm
Průměr rotoru bez úderových lišt 1080 mm
Vybavení rotoru - standardně 8 lišt
Hmotnost lišty 220 kg
Hmotnost rotoru 6540 kg

Realizace převodu

Stávající převod :

10 klínových řemenů SPC 8000 Lw
Průměr řemenice na motoru $D_1 = 300$ mm
Průměr řemenice na mlýnu $D_2 = 1000$ mm

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{1000}{300} = 3,33$$

$$i = 3,33$$

Otáčky motoru $n_1 = 1800 \text{ min}^{-1} = 30 \text{ s}^{-1}$
Otáčky drtiče (mlýna) při plném výkonu

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1800}{3,33} = 540 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = 540 \text{ min}^{-1} = 9 \text{ s}^{-1}$$

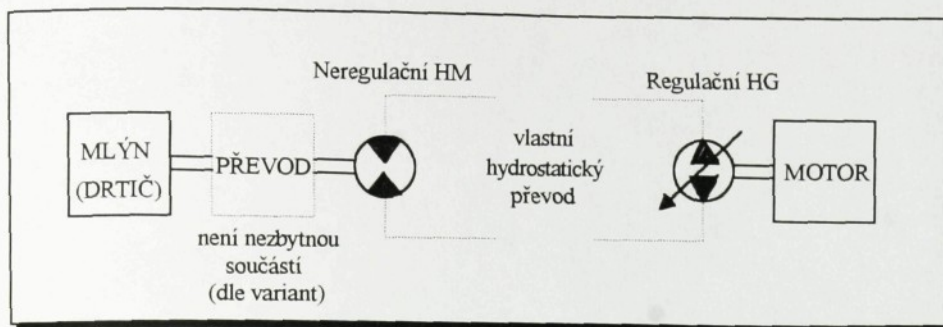
Při realizaci alternativního pohonu drtiče předpokládám zachování stávajících otáček i převodového poměru, tedy :

$$n_{\text{motoru}} = 1800 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\text{drtiče}} = 540 \text{ min}^{-1}$$

$$i = 3,33$$

Základní schema alternativního pohonu (obr. 3.1) :



Obr. 3.1 Základní schema alternativního pohonu

Regulační HG - jeho připojení k motoru bude realizováno přímým spojením, připojení přes mechanickou spojku se jeví jako zbytečné - pojistnou funkci zajistí jiné části hydrostatického obvodu, odpojovací funkci spojky lze zajistit regulací hydrogenerátoru na nízké (případně nulové) otáčky. Z těchto důvodů bude hydrogenerátor ve všech variantách pohonu realizován jako regulační.

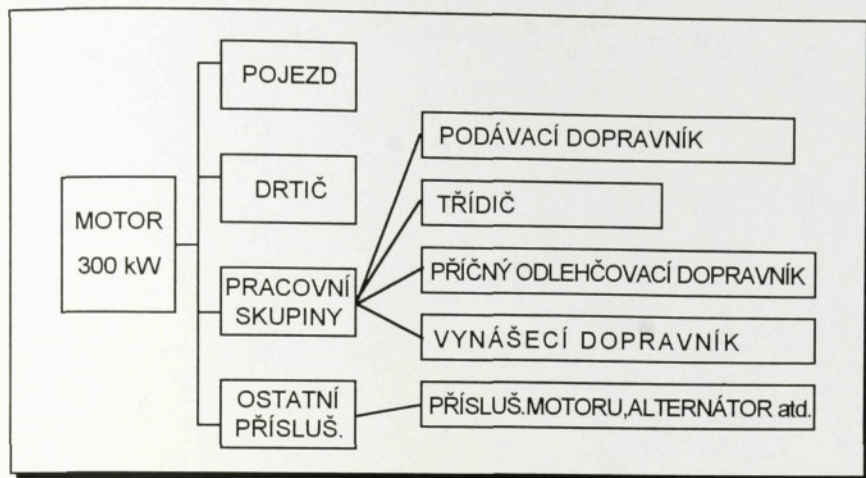
Hydromotory - v následujících variantách bude uvažován převod s 1 hydromotorem nebo se dvěma paralelně zapojenými hydromotory. Hydromotory budou realizovány s konstantním geometrickým objemem - regulace obvodu je zajištěna hydrogenerátorem.

Převod mezi hydromotorem a drtičem - není nutnou součástí pohonu. U varianty pohonu s pomaluběžným hydromotorem není mechanický převod uvažován. V ostatních variantách je mechanický převod (realizovaný prostým převodem ozubenými koly) nutný k transformaci vyšších otáček HM na pracovní otáčky drtiče.

Návrh příkonu drtiče :

Veškeré pracovní skupiny mobilního drtiče HARTL POWERTRACK jsou poháněny jednou pohonnou jednotkou - motorem CATERPILLAR 3408 BTA.

Výkon motoru se tedy dělí mezi tyto pracovní skupiny (viz obr 3.2) :



Obr. 3.2 Rozdělení výkonu motoru

Při návrhu příkonu drtiče pracujícího na plný výkon beru v úvahu tyto hlediska :

- při plném výkonu drtiče je pojezd vyřazen, tedy odebírá 0 kW výkonu motoru.
- tzv. pracovní skupiny musí být v provozu v každém případě, tedy odebírají část výkonu motoru
- výkon odebíraný motorem tzv. ostatním příslušenstvím je v poměru k ostatním skupinám zanedbatelný

Při návrhu příkonu drtiče tedy předpokládám, že plný výkon motoru je dělen mezi dvě části : drtič a pracovní skupiny. Výkony pracovních skupin (dopravníků, třídiče apod.) nelze exaktně určit, je však zřejmé, že jsou výrazně menší než výkon dodávaný drtiči.

Z těchto důvodů volím :

Při plném výkonu bude drtič odebírat 80 % výkonu motoru,
tedy **240 kW**.

Předběžně lze odhadnout celkovou účinnost převodů od motoru k drtiči
na 85 %.

Příkon na hřídeli drtiče : $P_p = P \cdot \eta_c = 240 \cdot 0,85 = 204 \text{ kW}$

Potřebný hnací moment na mlýnu (předběžně) :

$$M = P/\omega = P/2 \cdot \pi \cdot n = 204 \cdot 10^3 / 2 \cdot 3,14 \cdot 9 = 3607,5 \text{ N.m}$$

Další potřebné části pohonu :

POJISTNÝ VENTIL - slouží k jištění obvodu proti tlakovému přetížení a je v činnosti pouze při vzrůstu tlaku nad přípustnou mez.

AKUMULÁTOR - plynový - pro zachycení tlakových rázů a kmitů v potrubí vlivem nerovnoměrného mletí kamení

Nutno ještě připomenout, že u stávajícího pohonu plní řemenice na hřídeli mlýna (o průměru 1000 mm) částečně funkci setrvačnicku, pomáhá svou setrvačností rozdrtit pevnější zrna drceného materiálu. Lze předpokládat, že při vysoké hmotnosti rotoru mlýna (cca 7 tun) a tím i vysoké setrvačnosti tohoto prvku tento prvek pominout a setrvačnicku do alternativního pohonu neumísťovat. Zmenší se tím výrazně zástavbové rozměry pohonu a funkce se tím nijak výrazně nezhorší.

3.3.2 Návrh variant pohonu

Při návrhu variant alternativního pohonu mlýna vycházím ze základního předpokladu, že ve všech navržených alternativách bude pohon (převod) mezi HG a hydromotorem (hydromotory) realizován uzavřeným hydrostatickým obvodem. Uzavřený hydrostatický obvod navrhuji zejména z těchto důvodů :

- u hydraulických zařízení obsažených v mobilních strojích se uzavřené obvody používají ve většině případů

- otevřený obvod u daného typu stroje a při daném použití má více nevýhodných vlastností, větší ztráty a je celkově méně vhodný než odvod uzavřený

- ve všech navržených variantách je hydrogenerátor připojen přímo k motoru a má tedy při plném výkonu otáčky 1800 min^{-1} . Hydrogenerátory určené pro otevřené obvody jsou ve většině případů konstruovány pro menší maximální otáčky než HG pro obvody uzavřené. Pro daný výkon a dané zatížení přenášené obvodem je dosti obtížné najít vhodný hydrogenerátor určený pro otevřené obvody, který má max. otáčky alespoň 1800 min^{-1} .

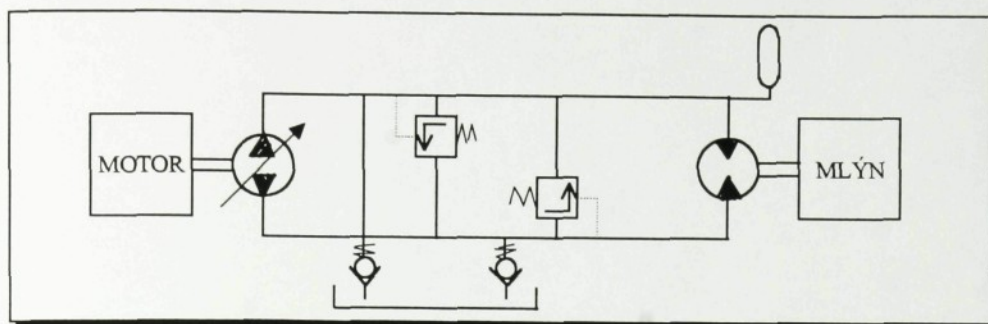
Z těchto uvedených důvodů jsou varianty pohonu uvažovány s obvodem uzavřeným.

Varianta 1

Základní hydrostatický uzavřený obvod bude obsahovat :

- regulační hydrogenerátor pro uzavřené obvody
- pomaluběžný hydromotor s konstantním geometrickým objemem
- převod mezi hydromotorem a hřídelem drtiče nebude použit
- pomaluběžný hydrogenerátor bude připojen přímo k hřídeli drtiče

Základní předběžné schema této varianty pohonu je uvedeno na obr. 3.3 :



Obr. 3.3 Předběžné schema varianty pohonu 1

Upozornění : V těchto předběžných schématech neuvádím podrobně všechny prvky obvodu, t.j., není zde podrobně řešeno doplňování obvodu kapalinou, chlazení, filtrace apod.

Hodnoty a velikosti platné pro tuto variantu pohonu, t.j. variantu 1 (hodnoty jsou teoretické, bez uvažování účinností η_{mh} a η_Q , hodnoty jsou zaokrouhleny) :

na HYDROMOTORU :

$$\begin{aligned} n_{HM} &= 540 \text{ min}^{-1} \\ M &= 3607,5 \text{ N.m} \\ P &= 204 \text{ kW} \end{aligned}$$

objem HM pro uvažovaný jmenovitý tlak v obvodu 35 MPa

$$V_{HM} = \frac{M_{HM} \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{3607,5 \cdot 2 \cdot \pi}{35} = 648 \text{ cm}^3$$

HYDROGENERÁTOR :

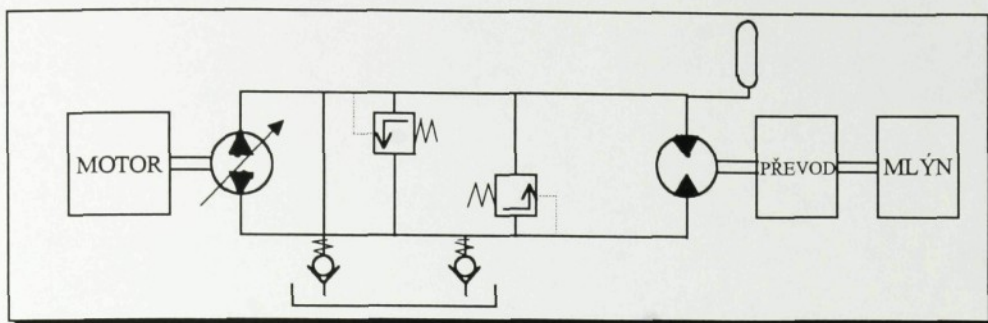
protože ve všech navržených variantách je uvažován 1 regulační hydrogenerátor připojený přímo k motoru, je zřejmé, že hodnoty hydrogenerátoru budou shodné nezávisle na navržené variantě. Proto ke konci této kapitoly provedu podrobný návrh hydrogenerátoru vhodného pro všechny navržené varianty. Hodnoty hydrogenerátoru tedy viz dále.

Varianta 2

Základní pohon je koncipován takto :

regulační hydrogenerátor připojený přímo k motoru
 rychloběžný hydromotor s konstantním geometrickým objemem
 mezi hydromotor a hřídel drtiče vložen přídavný převod
 (realizovaný zřejmě prostým převodem ozubenými koly)

Základní předběžné schema této varianty pohonu je uvedeno na obr. 3.4 :



Obr. 3.4 Předběžné schema varianty pohonu 2

Hodnoty a velikosti platné pro variantu pohonu 2 (teoretické, zaokrouhlené):

HŘÍDEL MLÝNA :

$$n = 540 \text{ min}^{-1}$$

$$M = 3607,5 \text{ N.m}$$

$$P = 204 \text{ kW}$$

HYDROMOTOR :

pro uvažovaný teoretický tlak 35 MPa

vložený převod : $i_{\text{převodu}}$

$$n_{\text{HM}} = n \cdot i_{\text{př}}$$

$$V_{\text{HM}} = M_{\text{HM}} \cdot 2 \cdot \pi / p$$

$$M_{\text{HM}} = M / i_{\text{př}}$$

vybrané hodnoty pro možné převody 1,5 - 2 - 2,5 :

i	$p \text{ (MPa)}$	$n_{\text{HM}} \text{ (min}^{-1}\text{)}$	$M_{\text{HM}} \text{ (N.m)}$	$V_{\text{HM}} \text{ (cm}^3\text{)}$
1,5	35	810	2405	432
2	35	1080	1804	324
2,5	35	1350	1443	259

Tab. 3.1 Hodnoty HM pro variantu 2

HYDROGENERÁTOR

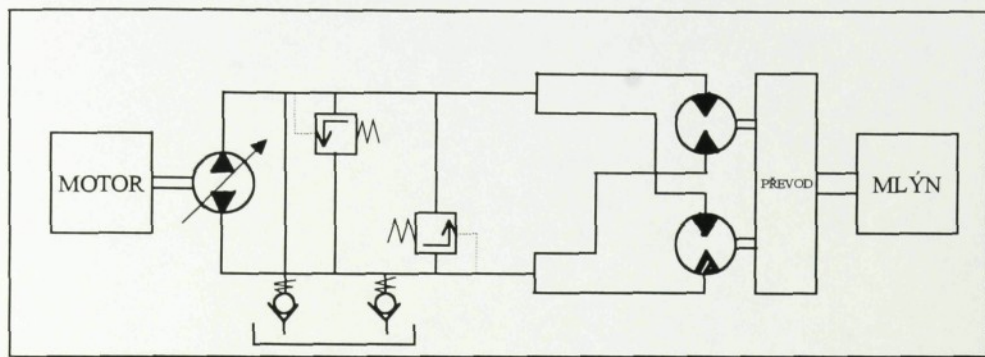
viz dále

Varianta 3

Její základní návrh je následující :

obsahuje opět regulační hydrogenerátor přímo spojený s motorem
 obsahuje 2 rychloběžné hydromotory s konst. geometr. objemem
 hydromotory jsou připojeny ke spojovací převodovce, t.j. je zajištěna vazba
 mezi jejich otáčkami, převod je poté připojen k hřídeli mlýna

Základní předběžné schema této varianty pohonu je uvedeno na obr. 3.5 :



Obr. 3.5 Předběžné schema varianty pohonu 3

Zapojení hydromotorů bude zřejmě realizováno jednoduchým paralelním zapojením. Sériové zapojení hydromotorů má nevýhodu v samotném principu, zdy jeden HM pracuje trvale pod větším tlakem než druhý, proto se rychleji opotřebovává a rovněž výstupní silové poměry na obou HM jsou rozdílné, čímž jsou kladeny zvýšené nároky na následný převod.

Hodnoty a velikosti platné pro variantu pohonu 3 (teoretické, zaokrouhlené):

HŘÍDEL MLÝNA :

$$n = 540 \text{ min}^{-1}$$

$$M = 3607,5 \text{ N.m}$$

$$P = 204 \text{ kW}$$

HYDROMOTORY :

teoretický tlak 35 MPa

vložený převod : $i_{\text{př}}$

$$n_{\text{HM}} = n \cdot i_{\text{př}}$$

$$V_{\text{HM}} = M_{\text{HM}} \cdot 2 \cdot \pi / p$$

$$M_{\text{HM}} = M / 2 \cdot i_{\text{př}}$$

Vybrané hodnoty pro možné převody 1,5 - 2 - 2,5 :

i	p (MPa)	n_{HM} (min ⁻¹)	M_{HM} (N.m)	V_{HM} (cm ³)
1,5	35	810	1202,5	216
2	35	1080	902	162
2,5	35	1350	721,5	130

Tab. 3.2 Hodnoty HM pro variantu 3

HYDROGENERÁTOR : viz dále

Návrh hydrogenerátoru pro všechny 3 navržené varianty :

Při návrhu základních převodníků hydrostatického obvodu vycházím z katalogů firmy MANNESMANN - REXROTH (SRN). Jedná se o známou, kvalitní a dobře zavedenou firmu s širokou nabídkou hydraulických zařízení.

Základní požadavky na hydrogenerátor :

otáčky	1800 min ⁻¹
výkon	240 kW
výstupní tlak	30 - 40 MPa
hydrogenerátor pro uzavřený obvod , regulační	

Uvedeným požadavkům nejlépe vyhovují tyto hydrogenerátory firmy MANNESMANN - REXROTH (viz [15]) :

hydrogenerátor A4V jmenovitá velikost 250 , max.výkon 333 kW (str.150)
hydrogenerátor A4VSG jmen. velikost 250 , max. výkon 291 kW (str. 225)
hydrogenerátor A2V jmenovitá velikost 250 , max. výkon 365 kW (str. 365)

Pro alternativní hydrostatický pohon drtiče volím hydrogenerátor
A4VSG jmen. velikost 250 .

Regulační hydrogenerátor A4 VSG :

Popis : Hydrogenerátor A4VSG je axiální pístový regulační hydrogenerátor v provedení s nakloněnou deskou, je určen pro hydrostatické pohony v uzavřených obvodech.

Výstupní průtok je závislý na vstupních otáčkách HG a na geometrickém objemu HG. Během nastavování sklonu šikmé desky je možná stupňovitá změna výstupního proudu.

Technická data hydrogenerátoru :

daným požadavkům pro pohon drtiče
vychovuje hydrogenerátor o jmenovité velikosti 250.

Tabulka hodnot hydrogenerátoru A4VSG 250 (teoretické hodnoty, bez započítání účinností):

jmenovitá velikost		250	
geometrický objem V_{gmax}		250	cm^3
max. otáčky	n_{max}	2000	min^{-1}
max. výtlačný objem			
při n_{max}	Q_{max}	500	l/min
max. výkon při n_{max}			
a $\Delta p = 35 MPa$	P_{max}	291	kW
jmenovitý tlak	p_n	35	MPa
maximální tlak	p_{max}	40	MPa
max. krouticí moment	$M_{k_{max}}$	1391	$N.m$
moment setrvačnosti			
k ose hřídele	J	0,0959	kg/m^2
hmotnost cca	m	214	kg

Při stanovení účinností hydrogenerátoru vycházím z hodnot pro obdobný hydrogenerátor firmy SAUER - SUNDSTRAND pro shodné pracovní podmínky a zatížení.

Účinnost hydrogenerátoru A4VSG 250 pro dané zatížení :

účinnost objemová (proudová)	$\eta_Q = 96 \%$
účinnost mechanicko - hydraulická (tlaková)	$\eta_{mh} = 94 \%$
účinnost celková	$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{mh}$ $\eta_c = 90,2 \%$

Výpočet skutečných hodnot hydrogenerátoru :

Dopravovaný proud HG :

$$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_Q}{1000} [l/min]$$

$$Q = \frac{250 \cdot 1800 \cdot 0,96}{1000} = 432 l/min$$

Točivý moment HG :

$$M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{10 \cdot \eta_{mh}} [N.m]$$

$$M = \frac{1,59 \cdot 250 \cdot 30}{10 \cdot 0,94} = 1268,62 N.m$$

volím jmenovitý tlak $\Delta p = 30 MPa$

Příkon hydrogenerátoru :

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot M \cdot n}{60000} = \frac{M \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p}{60 \cdot \eta_c} [kW]$$

$$P = 239 kW$$

Se započítáním nepatrných ztrát ve spojení hydrogenerátoru se spalovacím motorem vyhovuje požadavku vyčlenění 80% výkonu motoru na pohon tohoto obvodu, t.j. 240 kW.

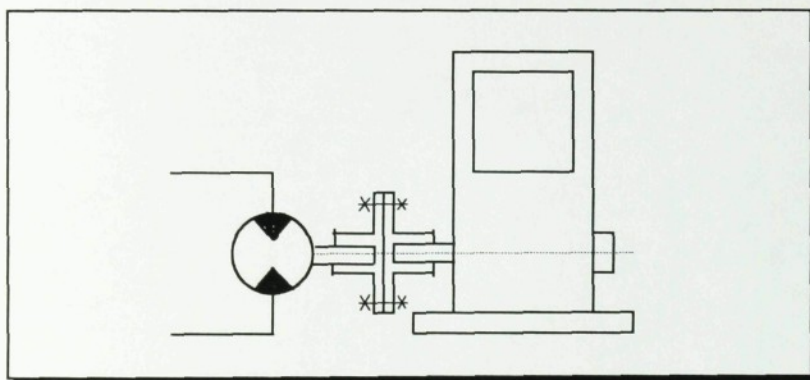
3.3.3 Varianta 1

regulační hydrogenerátor A4VSG 250

$$Q = 432 \text{ l/min}$$

pomaluběžný hydromotor s konstantním geometrickým objemem
převod mezi hydromotorem a hřídelem mlýna nepoužít

Předpokládané spojení hydromotoru a hřídele drtiče je zobrazeno na obr. 3.6 :



Obr. 3.6 Spojení hydromotoru a mlýna ve variantě 1

Spojení je realizováno přímo - přírubami případně pružnou spojkou.

Parametry hydromotoru :

Předpokládejme průtokové ztráty 2 % ve vedení kapaliny mezi HG a HM

tj. až 2 l/min

přiváděný proud na hydromotor je potom $Q = 432 \cdot 0,98 = 423 \text{ l/min}$

požadované otáčky HM : 540 min^{-1}

předpokládaná objemová účinnost HM : $\eta_Q = 95 \%$

velikost HM :

$$Vg_{\max} = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_Q}{n} = \frac{423 \cdot 1000 \cdot 0,95}{540}$$

$$Vg_{\max} = 744 \text{ cm}^3$$

Problémem u této varianty, t.j. varianty 1, se stává ta skutečnost, že pomaluběžné hydromotory jsou v souladu se svým názvem konstruovány pro nízké maximální otáčky, zpravidla do 350 min^{-1} . Pomaluběžný hydromotor schopný max. otáček 540 min^{-1} je proto výjimečnou záležitostí. Použití rychloběžného hydromotoru o srovnatelném geometrickém objemu je naopak neekonomické, neboť tyto hydromotory mají zpravidla max. otáčky kolem 2000 min^{-1} i více a při daných otáčkách by byly jejich parametry značně nevyužity. Proto se tato varianta jeví jako značně problematická.

Výhody varianty 1 :

- odpadá přídavný převod - úspora prostředků
- jednoduché připojení HM - jednoduchá konstrukce

Nevýhody varianty 1 :

- velká velikost HM - velký zástavbový prostor
- vysoké otáčky drtiče pro tento typ hydromotoru

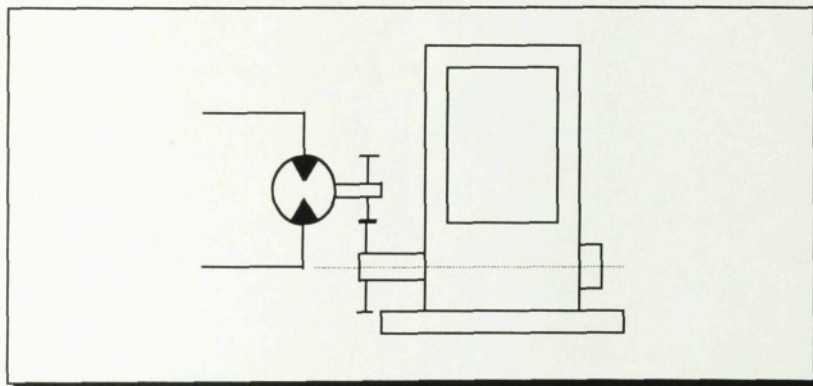
3.3.4 Varianta 2

regulační hydrogenerátor A4VSG 250

$$Q = 432 \text{ l/min}$$

rychloběžný hydromotor s konstantním geometrickým objemem
mezi hydromotorem a rotorem mlýna převod ozubenými koly

Spojení hydromotoru a hřídele mlýna je uvedeno na obr. 3.7 :



Obr. 3.7 Spojení HM a mlýna ve variantě 2

Parametry hydromotoru :

Ztráty ve vedení mezi HG a HM - 2 %

Přiváděný proud na hydromotor $Q = 423 \text{ l/min}$

Předpokládaná objemová účinnost hydromotoru $\eta_Q = 95 \%$

Velikosti rychloběžných hydromotorů jsou podle katalogu uspořádány v řadě :
250, 355, 500, 710 cm³

Otáčky hydromotoru :

$$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_Q}{V_g} \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Převodový poměr mezi HM a mlýnem :

$$i = \frac{n}{540}$$

V následující tabulce jsou pro hydromotory uvedených velikostí vypočítány odpovídající převodové poměry.

HM - V _g (cm ³)	n _{HM} (min ⁻¹)	i	poznámka
250	1607,4	2,98	příliš velký převodový poměr
355	1132	2,1	přijatelné řešení
500	804	1,49	přijatelné řešení
710	566	1,05	příliš velké rozměry HM

Tab. 3.3 Návrh převodových poměrů pro variantu 2

Jako optimální řešení se v tomto případě jeví použití HM o geometrickém objemu 355 nebo 500 cm³ . Pro HM o objemu 355 cm³ jsou výhodnější menší rozměry HM, ale naopak nevýhodou je vyšší převodový poměr - hůře realizovatelný. HM o objemu 500 cm³ má větší rozměry, ale převodový poměr cca 1,5 se jeví jako snadno realizovatelný.

Výhody varianty 2 :

- poměrně snadná realizace při přijatelných rozměrech

- dobré využití jednotlivých parametrů hydromotoru

Nevýhody varianty 2 :

- nutnost výroby ozubeného soukolí - vyšší náklady
- dosti těžké provozní podmínky drtiče, tím i větší rozměry ozubeného soukolí a jeho dřívější opotřebení

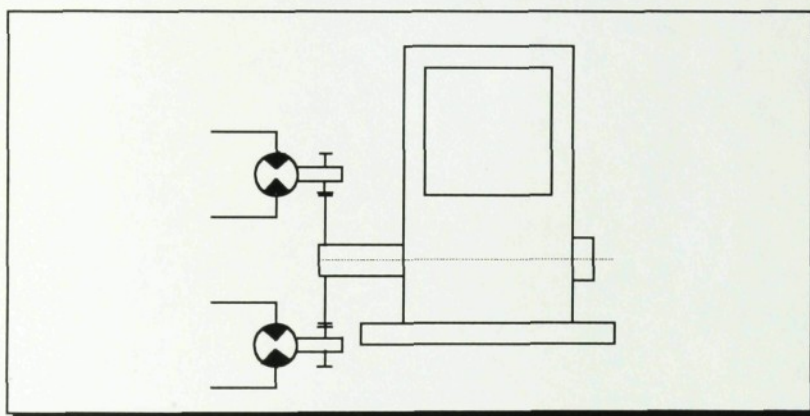
3.3.5 Varianta 3

regulační hydrogenerátor A4 VSG 250

$$Q = 432 \text{ l / min}$$

2 rychloběžné hydromotory s konstantním geometrickým objemem paralelně zapojené otáčky obou hydromotorů přes 1 slučovací převod transformovány na hřídel mlýna

Spojení hydromotorů a rotoru drtiče je zobrazeno na následujícím obr. (obr. 3.8) :



Obr. 3.8 Spojení HM a mlýna ve variantě 3

Parametry hydromotorů při předpokládaných ztrátách ve vedení 2 % :

Príváděný průtok na hydromotory $Q = 423 \text{ l / min}$ - na 1 HM = $Q/2$

Předpokládané objemové účinnosti hydromotorů $\eta_Q = 96 \%$

Velikosti rychloběžných hydromotorů menších rozměrů podle katalogu jsou uspořádány v řadě :

$$71, 125, 200, 250, 355 \text{ cm}^3$$

Otáčky hydromotoru :

$$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_Q}{2 \cdot V_g} [\text{min}^{-1}]$$

Převodový poměr mezi HM a drtičem :

$$i = \frac{n}{540}$$

Tabulka převodových poměrů :

nejlepší HM

HG - Vg (cm ³)	n _{HM} (min ⁻¹)	i	poznámka
71	2860	5,3	příliš velký převodový poměr
125	1624	3,0	příliš velký převodový poměr
200	1015	1,88	přijatelné řešení
250	812	1,5	přijatelné řešení
355	572	1,06	velké rozměry HM

Tab. 3.4 Návrh převodových poměrů pro variantu 3

Jelikož v tomto případě dochází k dělení proudu do dvou větví, jsou otáčky jednotlivých hydromotorů při stejných geometrických objemech přibližně poloviční než u varianty 2. Jako neoptimálnější se tedy jeví použití hydromotorů o Vg = 250 cm³ a následný převod i = 1,5.

Výhody varianty 3 :

- zmenšení rozměrů hydromotorů (ale například délka HM 500 je 462 mm, kdežto u HM 250 je to 370 mm = nevýrazné zmenšení rozměrů)
- dobré využití jmenovitých parametrů hydromotorů

Nevýhody varianty 3 :

- i přes menší rozměry jednotlivých hydromotorů celkově větší zástavbový prostor pro pohon (2 hydromotory + větší převodovka)
- nutnost dělení proudu pro 2 hydromotory - větší složitost, větší ztráty
- nutnost výroby složitější převodovky

- otáčky obou hydromotorů lze obtížně zcela synchronizovat - vyšší opotřebení ozubených kol z důvodu rozdílných silových poměrů na jednotlivých kolech

3.4 Konečný návrh alternativního pohonu

Z porovnání výhod a nevýhod tří navržených variant jako konečný alternativní pohon drtiče (kladivového mlýna) volím pohon vycházející z varianty 2. Stávající pohon drtiče realizovaný 10 klínovými řemeny je co se týče zástavbového prostoru na stroji dosti náročný, proto při náhradě tohoto pohonu pohonem alternativním hydrostatickým není třeba příliš úzkostlivě dbát na rozměry pohonu. Z tohoto důvodu se varianta 2 jeví jako nejvhodnější a to také díky své poměrné jednoduchosti.

Alternativní hydrostatický pohon drtiče (kladivového mlýna) bude tedy řešen v souladu s navrženou alternativou pohonu 2.

Hydrostatický pohon bude tedy realizován uzavřeným obvodem vytvořeným ze dvou úplných hydrostatických převodníků, t.j. z regulačního hydrogenerátoru a hydromotoru s konstantním geometrickým objemem. Hlavní uzavřený hydraulický obvod tvoří axiální pístový hydrogenerátor s příslušným ovládacím zařízením (regulací), hydromotor a dvojice vysokotlakých pojistných ventilů. Takto jednoduchý uzavřený hydrostatický obvod má řadu nevýhod. Kapalina se nečistí, uniká z obvodu a ohřívá se. Proto ani samostatně uzavřený obvod nemůže pracovat. Nutnou součástí hydraulického obvodu je ještě obvod otevřený, pomocný.

Pomocný hydraulický obvod plnicí je otevřený a plní tyto úkoly :

- a) čistí kapalinu
- b) doplňuje kapalinu v uzavřeném obvodu
- c) udržuje potřebný tlak kapaliny v nízkotlaké větvi uzavřeného obvodu
- d) chladí kapalinu
- e) může být zdrojem potřebné energie při regulaci regulačních pístových převodníků, t.j. při hydraulické regulaci hydrogenerátoru

Pomocný obvod má zubový hydrogenerátor, který nasává kapalinu z nádrže, společné všem hydraulickým prvkům stroje. Kapalina proudí do uzavřeného obvodu přes jednosměrné (plnicí) řízené ventily. podle toho, ve které větvi uzavřeného obvodu je právě nízký tlak kapaliny. Proti přetížení je pomocný obvod jištěn tlakovým ventilem.

V bloku ventilů u hydromotoru je hydraulicky řízený rozvaděč, který propojuje nízkotlakou větev uzavřeného obvodu s odpadem. Kapalina však musí projít přes přepouštěcí ventil, udržující v uzavřeném obvodu potřebný plnicí tlak. Kapalina z plnicího hydrogenerátoru projde hydrogenerátorem a pístovým hydromotorem a přes hydraulické prvky - rozvaděč a přepouštěcí ventil se dostává ven z hydraulických převodníků. Samostatně, mimo hydraulické převodníky, jsou umístěny chladič a čistič, přes něž teče kapalina zpět do nádrže. Protože tento uzavřený obvod má značné výkonové ztráty a tím i značný ohřev kapaliny, je ve výstupní

větvi (T) umístěn ještě pomocný chladič, určený speciálně pro tento hydraulický obvod. Mimo proudu odpadní kapaliny (T) je vyznačen ještě odvod odpadní kapaliny prosáklé okolo pohybujících se částí hydrogenerátoru a hydromotoru (L). Odpad této tzv. svodové kapaliny je vyznačen čárkovaně. Uzavřený obvod obsahuje navíc ještě plynový akumulátor pro zachycení tlakových rázů a kmitů v potrubí. Na tento hydrostatický převod navazuje mechanický převod ozubenými koly.

Schemata zapojení alternativního pohonu, strukturální schema pohonu, výkresy sestavení hnacího ústrojí a další výkresy zobrazující alternativní pohon kladivového mlýna jsou přiloženy mezi volnými přílohami.

3.5 Hlavní části alternativního pohonu

3.5.1 Hydrogenerátor

Popis a výpočet hydrogenerátoru uveden dříve. Bližší viz kapitola 3.3.2

Hydrogenerátor regulační A4VSG

- axiální pístový s nakloněnou deskou
- jmenovitá velikost 250

geometrický objem $V_{g_{\max}} = 250 \text{ cm}^3$

výtlačný proud $Q = 432 \text{ l/min}$

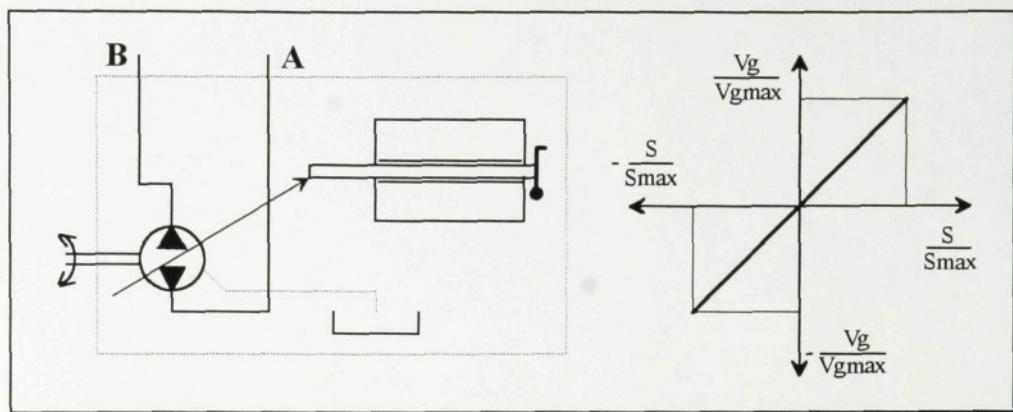
tlaková diference $\Delta p = 30 \text{ MPa}$

Vzhledem k nepříliš časté nutnosti změny geometrického objemu hydrogenerátoru doporučuji nejjednodušší regulaci hydrogenerátoru - regulaci ruční.

Ruční regulace hydrogenerátoru (manuelle verstellung - značení MA)

- stupňovitá změna výtlačného objemu prostřednictvím ručního kola

Schema hydrogenerátoru A4VSG s ruční regulací a graf této regulace jsou uvedeny na následujícím obr. 3.9 :



Obr. 3.9 Ruční regulace hydrogenerátoru A4VSG

Pomocný zubový hydrogenerátor, pro doplňování kapaliny do obvodu :

pomocný HG GU/GN (1) značení K54 viz katalog hydrogenerátorů MANNESMANN - REXROTH

Typový klíč (označení) hydrogenerátoru A4VSG s ruční regulací a pomocným zubovým hydrogenerátorem :

A 4 VSG 250 MA / 10 R - PPB 10 K 54 9 N

3.5.2 Hydromotor

Pro navrhovaný pohon volím hydromotor A 2 F jm. velikosti 500

Hydromotor s konstantním geometrickým objemem A 2 F

Popis : Hydromotor A 2 F je axiální pístový neregulační hydromotor v provedení s nakloněným blokem válců, je určen pro hydrostatické pohony v uzavřených i otevřených obvodech.

Technická data hydromotoru :

daným požadavkům pro pohon mlýna
vyhovuje hydromotor o jmenovité velikosti 500.

Tabulka hodnot hydromotoru A2F 500 (teoretické hodnoty, bez započítání účinností) :

jmenovitá velikost		500	
geometrický objem	$V_{g_{max}}$	500	cm^3
maximální otáčky	n_{max}	2000	min^{-1}

maximální hlnost			
při $n_{\max}$ a $\Delta p = 35 \text{ MPa}$	$P_{\max}$	583	kW
jmenovitý tlak	p_n	35	MPa
maximální kroutící moment	$M_{k_{\max}}$	2785	N.m

Účinnosti hydromotoru A2F 500 pro dané zatížení :

účinnost objemová (proudová)	$\eta_Q = 96 \%$
účinnost mechanicko-hydraulická (tlaková)	$\eta_{mh} = 95 \%$
účinnost celková $\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{mh}$	$\eta_c = 91,2 \%$

Výpočet skutečných hodnot hydromotoru :

Otáčky hydromotoru :

$$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_Q}{V_g} [\text{min}^{-1}]$$

$$n = \frac{423 \cdot 1000 \cdot 0,96}{500} = 812 \rightarrow 810 \text{ min}^{-1}$$

Točivý moment hydromotoru :

$$M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{10} [N.m]$$

$$M = \frac{1,59 \cdot 500 \cdot 30 \cdot 0,95}{10} = 2266 \text{ N.m}$$

Výkon hydromotoru :

$$P = \frac{M \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_c}{60}$$

$$P = 193 \text{ kW}$$

Typový klíč (označení) hydromotoru A2F :

A2F 500 R 5 P 1

3.5.3 Převod ozubenými koly

Převodový poměr :

otáčky hydromotoru

$$n_1 = 810 \text{ min}^{-1}$$

požadované otáčky
hřídele mlýna

$$n_2 = 540 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{810}{540} = 1,5$$

Předběžný výpočet modulu :

Přenášený výkon

$$P = 193 \text{ kW}$$

Otáčky

$$n_1 = 810 \text{ min}^{-1} = 13,5 \text{ s}^{-1}$$

Návrh počtů zubů : pastorek
kolo

$$z_1 = 22$$

$$z_2 = 33$$

materiál pastorku

16420 - cementováno, kaleno

materiál kola

15241 - zušlechťeno

Volba šířky zubu b pro předběžný výpočet $\psi_m = b/m$ volím 15

- předběžný výpočet modulu pro kalená kola - ohyb

bezpečnost pro ohyb volím $K_F = 5$

$$m \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot \psi_m \cdot \frac{\sigma_{FC}}{K_F}}}$$

σ_{FC} pro materiál 16420 - cement., kal. = 305 MPa

$$m \geq 6,$$

Volím modul 7

Hlavní rozměry ozubeného soukolí :

			pastorek		kolo
Počet zubů	z	-	22		33
Úhel sklonu zubů	β	st.	0		0
Modul	m	-	7		7
Úhel záběru	α	st.		20	
Převodový poměr	i	-		1,5	
Průměr roztečné kružnice	d	mm	154		231
Průměr hlavové kružnice	da	mm	168		245
Průměr patní kružnice	df	mm	136,5		213,5

Průměr základní kružnice	db	mm	144,713		217,07
Rozteč	t	mm		21,99	
Osová vzdálenost	a	mm		192,5	

Tab. 3.5 Hlavní rozměry ozubeného soukolí

Pevnostní kontrola ozubeného převodu viz kapitola 4 .

3.5.4 Vedení hydraulické kapaliny

Vedení spojuje jednotlivé prvky hydraulického obvodu. Vedení je částečně provedeno kovovými trubkami a částečně pružnými hadicemi. Vedení je spojeno s jednotlivými prvky obvodu šroubeními , přírubami, případně tvarovkami.

Pro požadovaný průtok je potřebný průřez vedení :

$$S = \frac{Q}{v}$$

Z čehož vyplývá vnitřní průměr vedení

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

Pro výpočet tohoto průřezu je tedy nutno znát kromě průtoku Q i průtokovou rychlost v , kterou lze teoreticky volit libovolně. Doporučené rychlosti proudění však vyplývají z praktických zkušeností výrobců a uživatelů hydraulických zařízení. Podle specifických podmínek je jiná průtoková rychlost v sacím či tlakovém vedení.

V sacím vedení by vzhledem ke snížení hlučnosti, rychlost proudění oleje neměla být větší než $0,6 \text{ m.s}^{-1}$.

V tlakovém vedení by vzhledem ke snížení hlučnosti rychlost proudění neměla být větší než cca 5 m.s^{-1} .

Při tlaku nad 20 MPa až 7 m.s^{-1} .

Celková tlaková ztráta v obvodu je součtem ztrát v rovných úsecích vedení, v ohybech, v tvarovkách, v řídicích prvcích, ve ventilech , ztráty drsností vnitřního povrchu trubek apod.

Průtok ve vedení :

$$Q = 425 \text{ l / min}$$

volím rychlost proudění kapaliny ve vedení

$$v = 6 \text{ m.s}^{-1}$$

Vnitřní průměr vedení pro vysokotlakou část obvodu předběžně navrhují
 $d = 38 \text{ mm}$. Při vlastním konstrukčním řešení lze tento rozměr v určitých mezích změnit, změni se tím částečně rychlost proudění kapaliny ve vedení.

3.5.5 Akumulátor

V obvodu bude umístěn plynový akumulátor pro zachycení tlakových rázů a kmitů v potrubí vlivem nerovnoměrného mletí stavebního materiálu.

Tlakové rázy vznikají náhlým zrychlením nebo zpomalením sloupce kapaliny a dozívají kmitáním. Situaci lze zlepšit právě plynovým akumulátorem, vakovým či membránovým, díky jeho velké citlivosti na změny tlaku.

Základní charakteristické veličiny pro správnou volbu a výpočet akumulátoru jsou celkový objem V_c , užitečný objem V_u , kapacita C_a , odpor proti deformaci $D_a = C_a^{-1}$, průtok kapaliny odebíraný z akumulátoru Q_a , plnicí tlak p_0 , minimální provozní tlak p_1 , a maximální provozní tlak p_2 .

Určení vhodné velikosti akumulátoru pro zachycení tlakových rázů a kmitů v potrubí je dosti složité. V běžném případě se pro určení užitečného objemu oleje používá vzorec :

$$V_u = \frac{p_2 \cdot \tau \cdot f_\tau \cdot Q_g}{6 \cdot (p_2 - \Delta p)}$$

kde značí

- p_2 - maximální provozní tlak - čili tlak nastavený na pojistném ventilu v obvodu
- τ - doba trvání tlakového rázu - v obvyklých případech to bývá uzavírací doba rozvaděče v obvodu
- f_τ - opravný součinitel
- Q_g - průtok vedením
- Δp - rozdíl mezi max. provozním tlakem a tlakem provozním min.

Z tohoto vzorce určíme užitečný objem akumulátoru pro alternativní hydrostatický pohon

$$V_u = 25 \text{ dm}^3$$

Akumulátor bude vakový. Na pružnosti a pevnosti vaku závisí poměr V_c/V_u , který u kvalitních výrobků je asi 1,5.

$$V_c = 37,5 \text{ cm}^3$$

Životnost vaku ovlivňuje také provozní teplota oleje, poměr maximálního a minimálního tlaku a velikost akumulátoru.

Pro daný akumulátor a předpokládanou teplotu oleje 50 °C je teplota akumulátoru 75°C a životnost vaku cca 1500 hodin.

Pro tyto parametry lze do obvodu doporučit vakový akumulátor německých firem Hydac nebo Bosch.

3.5.6 Pojistné ventily

Pojistné ventily slouží k jištění obvodů (hlavního uzavřeného obvodu a pomocného otevřeného) proti tlakovému přetížení a jsou v činnosti pouze při vzrůstu tlaku nad přípustnou mez. Jejich parametry musí být málo závislé na průtoku, t.j. musí mít minimální vnitřní odpor R_v a hysterezi.

Pojistné ventily jsou spolu s dalšími prvky umístěny v bloku ventilů na přípojovací přírubě hydromotoru.

Pro hydraulický obvod daných parametrů lze použít tlakové ventily jednostupňové, konstrukčním prvkem přitom ve vysokotlakých ventilech bude kulička - pojistné jednostupňové ventily s kuličkou jsou konstruovány pro tlaky až do 63 MPa.

Seřízení pojistných ventilů uzavřeného obvodu :

Aby ventil plnil funkci pojišťovací, musí být seřízen na tlak vyšší než je tlak provozní.

Provozní tlak v obvodu je 30 MPa.

Tlakový pojišťovací ventil se orientačně seřizuje na tlak $(1,1 \text{ až } 1,2) \cdot p_p$, a tento tlak označujeme jako p_v - seřizovací tlak.

Pojistné ventily vysokotlakého uzavřeného obvodu :

Návrh seřízení $p_v = 33 \text{ MPa}$

Pomocný otevřený obvod - přepouštěcí ventil seřízen na 1,2 až 1,8 MPa.

Jak již bylo uvedeno, ventily jsou umístěny v kanálcích bloku ventilů, který je nainstalován k zadnímu víku (přípojovacímu) hydromotoru.

Blok ventilů má kanály, v nichž jsou vloženy jednotlivé hydraulické prvky. Blok ventilů obsahuje vysokotlaké ventily uzavřeného obvodu, rozvaděč, zátky pro měření tlaku v pomocném obvodu, zátky pro měření tlaku v uzavřeném obvodu, přepouštěcí ventil pomocného obvodu.

3.5.7 Jednosměrné ventily

V obvodu budou jednosměrné ventily použity jako plnící. Přes tyto ventily je do uzavřeného obvodu doplňována kapalina a to do té větve, ve které je právě nízký tlak kapaliny.

Základní funkcí jednosměrného ventilu je tedy hrazení (uzavírání) průtoku v jednom směru. Základní konstrukční prvek (kulička nebo kuželka) je ovládán za klidu statickým tlakem, za pohybu převážně tlakem dynamickým, popř. silou pružiny.

Jednosměrné plnicí ventily jsou řízené, t.j. přítlačná síla na konstrukční prvek ventilu (kuličku) je řízena hydraulickým signálem, přiváděným od příslušné větve uzavřeného obvodu a je tedy závislá na tlaku v této větvi.

3.5.8 Chlazení kapaliny

Mobilní drtič kamene HARTL POWERTRACK má systém chlazení vyřešen centrálně pro všechny hydraulické obvody stroje. Není tedy chlazen každý jednotlivý hydraulický obvod zvlášť, ale chladič je umístěn ve vedení, které svádí odpadní kapalinu ze všech obvodů do nádrže. Chladič je tedy umístěn před vstupem kapaliny do nádrže. Další část tepla odvede nádrž svou teplosměnnou plochou do okolí. Na tento centrální systém chlazení jsou rovněž napojeny odpadové větve (T) alternativního hydrostatického pohonu mlýna.

Protože na vlastní pohon mlýna je upotřebena značná část výkonu motoru (konkrétně 80 % - 240 kW), jsou i v tomto obvodu značné ztráty a velká část těchto ztrát jsou ztráty tepelné. Ztrátový výkon P_Z v alternativním pohonu mlýna je tedy značně velký.

Tepelná hodnota ztrátového výkonu P_Z je v ustáleném režimu práce hydraulického obvodu v rovnováze s teplem, odváděným stěnami nádrže, teplosměnnými plochami dalších prvků (zejména potrubím) a centrálním chladičem stroje. Vlivem značných ztrát v alternativním hydrostatickém pohonu tato rovnováha zřejmě bude porušena a olej se bude ohřívat, t. j. tepelný tok $\Phi = P_Z$ je větší než Φ_n . Mezi tepelný tok Φ_n řadím chlazení stěnami nádrže, centrálním chlazením a dalšími prvky (potrubím). Aby se dosáhlo potřebné rovnováhy, doporučuji do svodu odpadní kapaliny z hydrostatického pohonu mlýna (T) zařadit ještě druhý, vedlejší vzduchový chladič oleje. Pak bude platit :

$$P_Z = \Phi = \Phi_N + \Phi_C [W]$$

kde Φ_c je tepelný tok odváděný vedlejším chladičem, pro nějž platí :

$$\Phi_C = k_C \cdot S_C \cdot \Delta t_{st} [W]$$

kde k_C je součinitel prostupu tepla teplosměnnými plochami S_C chladiče. Pro vzduchový chladič $k_C = 25$ až $35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Střední tepelný spád v chladiči Δt_{st} se vypočte ze vstupních a výstupních teplot chladícího média (vzduchu) t_1', t_1'' a ochlazovaného média (oleje) t_2' a t_2'' .

Je-li kapalina studená, teče dál potrubím přes obtokový ventil, který klade menší odpor než chladič a který je umístěn paralelně k vedlejšímu vzduchovému chladiči oleje.

Podklady výrobců vzduchových chladičů jsou zpravidla zpracovány tak, že je možno z vypočtené plochy chladiče a daného průtoku volit jeho velikost a typ.

Přídavný zubový hydrogenerátor doplňuje do uzavřeného hydraulického obvodu kapalinu. Je-li v obou větvích uzavřeného obvodu tlak dostatečný, kapalina dodávaná zubovým hydrogenerátorem se přes pojistný ventil vrací zpět do nádrže a to přes tento chladič. Při tom dochází k tzv. hydraulickému ohřevu, t.j. provozu hydrogenerátoru s mařením energie přes

otevřený pojistný ventil do nádrže. Proto musí být chladič konstruován minimálně pro průtok tímto přídatným HG.

Návrh chladiče :

Chladič dimenzován na maximální průtok oleje :

$$Q = 100 \text{ dm}^3 / \text{min} = 1,66 \text{ dm}^3 / \text{s}$$

Vstupní teplotu oleje uvažuji :

$$t_1' = 60^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota oleje :

$$t_1'' = 55^\circ\text{C}$$

Vstupní teplota vzduchu :

$$t_2' = 18^\circ\text{C}$$

Ochlazení oleje :

$$\Delta t = t_1 - t_1'' = 60 - 55 = 5^\circ\text{C} = 5\text{K}$$

Tepelný tok :

$$\Phi = Q \cdot c \cdot \rho \cdot \Delta t \text{ [W]}$$

$$\Phi = 1,66 \cdot 10^{-3} \cdot 1,8 \cdot 10^3 \cdot 0,9 \cdot 10^3 \cdot 5 = 13446 \text{ W}$$

Měrný tepelný tok :

$$\frac{\Phi}{t_1 - t_2} = \frac{13446}{60 - 18} = 320 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$$

V hydraulických zařízeních mobilních strojů bývají velmi rozšířené vzduchové chladiče oleje vyráběné v OPP Rožňava. Výrobce uvádí nomogram, podle kterého je možno volit potřebnou velikost chladiče, ze známých hodnot průtoku oleje a měrného tepelného toku.

Na základě vypočtených hodnot lze zvolit velikost vedlejšího vzduchového chladiče. Nejbližší větší velikost je 6,3 a je nepatrně předimenzována.

4. PEVNOSTNÍ KONTROLA HLAVNÍCH UZLŮ POHONU

4.1 Kontrola ozubeného soukolí

U předběžně navrženého soukolí kontroluji únosnost v ohybu a dotykovou únosnost.

1. Hodnoty potřebné pro kontrolní výpočet :

Přenášený výkon

$P=193 \text{ kW}$

$$n_1 = 810 \text{ min}^{-1} = 13,5 \text{ s}^{-1}$$

$$n_2 = 540 \text{ min}^{-1} = 9 \text{ s}^{-1}$$

$$i = 1,5$$

Rozměry :

$$z_1 = 22$$

$$z_2 = 33$$

$$d_1 = 154 \text{ mm}$$

$$d_2 = 231 \text{ mm}$$

$$da_1 = 168 \text{ mm}$$

$$da_2 = 245 \text{ mm}$$

$$t = 21,991 \text{ mm}$$

$$a = 192,5 \text{ mm}$$

$$db_1 = 144,713 \text{ mm}$$

$$db_2 = 217,069 \text{ mm}$$

$$tb = 20,665 \text{ mm}$$

$$m = 7$$

$$b = 105 \text{ mm}$$

Součinitel záběru :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{ra_1^2 - rb_1^2} + \sqrt{ra_2^2 - rb_2^2} - a \cdot \sin \alpha}{tb} = 1,627$$

$$\varepsilon_\alpha \geq 1,4 \quad - \text{vyhovuje pro provoz bez rázů}$$

2. Kontrola únosnosti paty zubu v ohybu

a) směrodatná obvodová síla v ohybu F_{Ft}

obvodová rychlost - $v = \pi \cdot d_1 \cdot z_1 = 6,531 \text{ m.s}^{-1}$

stupeň přesnosti 7 - broušená kola

jmenovitá obvodová síla - $F_t = P / v = 29\,551 \text{ N}$

provozní součinitel - $K_1 = 1,75$

součinitel vnitřních dynamických sil - $K_v = 1,25$

součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů - $K_{F\beta} = 1$

$$\frac{F_{Ft}}{K_{F\alpha}} = \frac{F_t}{b} \cdot K_I \cdot K_v \cdot K_{F\beta} = 615,6 \text{ N.mm}^{-1}$$

součinitel podílu zatížení v ohybu - $K_{F\alpha} = 1$

pomocný součinitel - $q_L = 0,5$

$$F_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{K_{F\alpha}} \cdot K_{F\alpha} = 615,6 \text{ N.mm}^{-1}$$

b) srovnávací ohybové napětí σ_F

součinitele tvaru zubu - $Y_{F1} = 2,73$ $Y_{F2} = 2,51$

součinitel vlivu trvání záběru - $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha = 0,615$

součinitel sklonu zubů - $Y_\beta = 1$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{Ft}}{m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = 147,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 135,8 \text{ MPa}$$

c) mez cyklické pevnosti paty zubu v ohybu σ_{FD}

$$\sigma_{FC1} = 305 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FC2} = 210 \text{ MPa}$$

součinitele drsnosti povrchu - $Y_{R1} = 1,04$ $Y_{R2} = 1,05$

součinitel vrubu - $Y_s = 1$

$$\sigma_{FD1} = \sigma_{FC1} \cdot Y_{R1} \cdot Y_s = 317,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2} = \sigma_{FC2} \cdot Y_{R2} \cdot Y_s = 220,5 \text{ MPa}$$

d) bezpečnost proti únavovému lomu K_F

$$K_{F1} = \frac{\sigma_{FD1}}{\sigma_{F1}} = \frac{317,2}{147,6} = 2,15$$

$$K_{F1} \geq 1,7 \quad \text{- pastorek vyhovuje pro neomezenou životnost (vyšší než } 5 \cdot 10^7 \text{ cyklů)}$$

$$K_{F2} = \frac{\sigma_{FD2}}{\sigma_{F2}} = \frac{220,5}{135,8} = 1,62$$

$$K_{F2} \geq 1,4 \quad \text{- kolo vyhovuje pro časově omezenou životnost}$$

$$K_{RED} = \frac{1,7}{K_{F2}} = 1,05 \quad \text{- vyhovuje pro } 2 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

3. Kontrola dotykové únosnosti boků zubů

a) směrodatná obvodová síla v dotyku F_{Ht} součinitel délky stykových ploch boků zubů - $Z_e = 0,89$ součinitel podílu zatížení v dotyku - $K_{H\alpha} = 1$

$$F_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_I \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} = 615,6 \text{ N.mm}^{-1}$$

b) srovnávací Hertzův tlak

součinitel tvaru zubu - $Z_H = 1,76$ součinitel materiálu - $Z_M = 272 \text{ MPa}^{1/2}$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_e = 1099 \text{ MPa}$$

c) mez cyklické pevnosti boku zubů pro dotykový (Hertzův) tlak

$$\sigma_{HC1} = 1520 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HC2} = 690 \text{ MPa}$$

součinitele drsnosti zubů $Z_{R1} = Z_{R2} = 0,95$ součinitel maziva - $K_L = 1$

$$\sigma_{HD1} = \sigma_{HC1} \cdot Z_{R1} \cdot K_L = 1440 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HD2} = \sigma_{HC2} \cdot Z_{R2} \cdot K_L = 656 \text{ MPa}$$

d) bezpečnost proti tvorbě pittingů

$$K_{H1} = \frac{\sigma_{HD1}}{\sigma_H} = 1,31$$

$$K_{H1} \geq 1,2 \quad \text{- pastorek vyhovuje pro neomezenou životnost}$$

$$K_{H2} = \frac{\sigma_{HD2}}{\sigma_H} = 0,6$$

$$0,4 \leq K_{H2} \leq 1 \quad \text{- kolo vyhovuje pro časově omezenou životnost}$$

$$K_{RED} = \frac{1,2}{K_{H2}} = 2 \quad \text{- kolo vyhovuje pro } 5 \cdot 10^4 \text{ cyklů}$$

4.2 Kontrola per

4.2.1 Pero na hřídeli mlýna

Průměr hřídele

140 mm

Označení pera

Pero 36 e7 x 20 x 200 ČSN 02 2562

materiál ocel 11 600

Přenášený výkon 193 kW

Otáčky hřídele

 $540 \text{ min}^{-1} = 9 \text{ s}^{-1}$

Moment na hřídeli mlýna

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 3413 \text{ N.m}$$

a) kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{F}{S}$$

$$S = b \cdot l$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d}$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot d \cdot l} = 6,77 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 60 \text{ MPa}$$

pero vyhovuje na střih

b) kontrola na otláčení

$$p_o = \frac{F}{S}$$

$$S = t \cdot l$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d}$$

$$p_o = \frac{2 \cdot M_k}{t \cdot l \cdot d} = 19,8 \text{ MPa}$$

$$p_D = 100 \text{ MPa}$$

pero vyhovuje na otláčení

4.2.2 Pero na hřídeli hydromotoru

Průměr hřídele

70 mm

Označení pera :

Pero AS 20 x 12 x 100 DIN 6885

materiál ocel 11 600

Přenášený výkon 193 kW

Otáčky hřídele

 $810 \text{ min}^{-1} = 13,5 \text{ s}^{-1}$

Moment na hřídeli hydromotoru :

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi \cdot n} = 2275 \text{ N.m}$$

a) kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot d \cdot l} = 32,5 \text{ MPa} \qquad \tau_D = 60 \text{ MPa}$$

pero vyhovuje na střih

b) kontrola na otláčení

$$p_o = \frac{2 \cdot M_k}{t \cdot l \cdot d} = 87,8 \text{ MPa} \qquad p_D = 100 \text{ MPa}$$

pero vyhovuje na otláčení

4.2.3 Pero na hřídeli hydrogenerátoru

Průměr hřídele

60 mm

Označení pera

Pero AS 18 x 11 x 100 DIN 6885
materiál ocel 11 600

Přenášený výkon 240 kW

Otáčky hřídele

$1800 \text{ min}^{-1} = 30 \text{ s}^{-1}$

Moment na hřídeli hydrogenerátoru :

$$M_k = \frac{P}{2\pi \cdot n} = 1273 \text{ N.m}$$

a) kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot d \cdot l} = 23,6 \text{ MPa} \qquad \tau_D = 60 \text{ MPa}$$

pero vyhovuje na střih

b) kontrola na otláčení

$$p_o = \frac{2 \cdot M_k}{t \cdot l \cdot d} = 62,4 \text{ MPa} \qquad p_D = 100 \text{ MPa}$$

pero vyhovuje na otláčení

5. ZÁVĚR

Zpracovaná diplomová práce si neklade za cíl podat vyčerpávající souhrn poznatků oblasti možných řešení hnacích ústrojí těžkých mobilních mechanismů na kolovém či housenicovém podvozku. Rovněž problémy, týkající se zpracování kompletního konstrukčního projektu alternativního hydrostatického pohonu drtičového zařízení (kladivového mlýna) jsou natolik rozsáhlé, že se vymykají z rozsahu této práce.

Studie hnacích ústrojí těžkých mechanismů dosti podrobným způsobem podává informace o jednotlivých druzích těžkých mechanismů a především o možných přenosech energie v jejich hnacích ústrojích. V souladu s četností používání zmíněných druhů pohonů je největší pozornost zaměřena na hydraulický přenos energie v hnacích ústrojích. Ostatní způsoby přenosu energie jsou vysvětleny stručným způsobem a rovněž ve stručnosti je nastíněna i teorie dopravních a manipulačních strojů - bloková schemata a dynamický model soustavy.

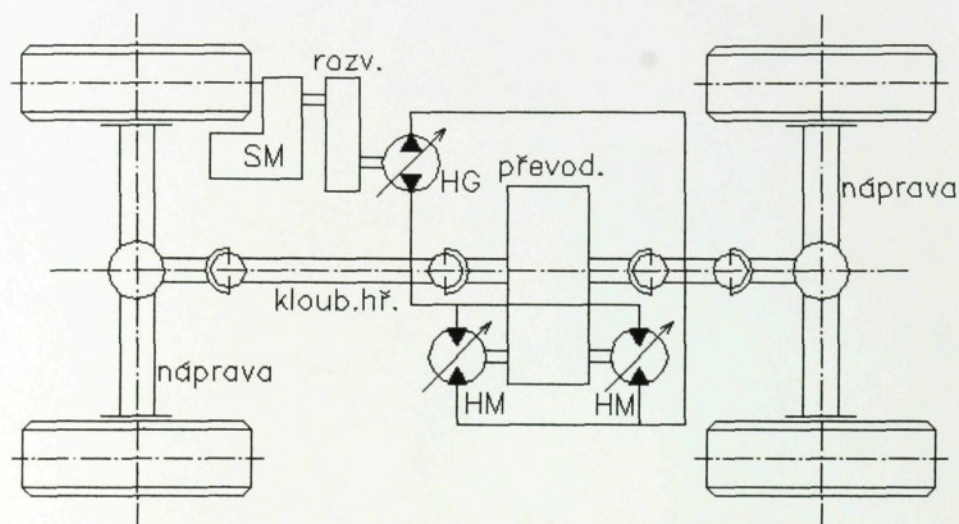
Druhý základním bodem zpracovaného dokumentu je návrh alternativního hydrostatického pohonu kladivového mlýna PC 205, který je součástí mobilního drtiče typu RMA 405 PC rakouské firmy Hartl. Stávající pohon mlýna klínovými řemeny je v návrhu nahrazen pohonem hydrostatickým. Navrhovaný alternativní pohon má 1 výrazně negativní stránku a tou je podstatně vyšší cena oproti stávajícímu mechanickému převodu. Naproti tomu, může tento pohon přinést několik pozitivních vlastností. Poměrně jednoduché jištění navrhovaného pohonu proti přetížení pomocí pojistných ventilů odstraní dosti složité, drahé a rozměrné jištění stávajícího pohonu spojkou Centa. Tím dojde k určitému zlevnění alternativního pohonu. Především však lze mezi výhodné stránky hydrostatického pohonu oproti stávajícímu zařadit Výrazně menší zástavbový prostor (poněkud je toto zhoršeno použitím vedlejšího chladiče a akumulátoru), dále již zmíněné jednoduché jištění, menší hlučnost a náročnost na údržbu a možnost odstranění krytování pohonu (řemenic).

Vlivem značné složitosti a rozsáhlosti řešeného stroje není návrh zpracován do podrobnosti, neboť toto řešení by bezpečně opustilo rozsah dané práce. Alternativní hydrostatický pohon je vyřešen ve formě návrhu a jeho podrobné dopracování do formy konstrukčního projektu by bylo vhodné po posouzení a porovnání výhod a nevýhod daného pohonu a po uvážení vhodnosti náhrady stávajícího mechanického převodu tímto alternativním hydrostatickým pohonem.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. Kopáček, J. : Hydrostatické převodové mechanismy, SNTL, Praha 1986
2. Dražan, F. - Jeřábek, K. : Manipulace s materiálem, SNTL, Praha 1979
3. Roh, J. : Hydraulické mechanismy zemědělských strojů, SZN, Praha 1989
4. Pacas, B. a kol. : Teorie stavebních strojů, SNTL, Praha 1986
5. Cvekl, Z. : Kinematická schemata universálních rypadel, SNTL, Praha 1959
6. Grečenko, A. : Funkční vlastnosti traktorů, SPN, Praha 1970
7. Pivoňka, J. a kol. : Tekutinové mechanismy, SNTL, Praha 1987
8. Bláha, J. - Brada, K. : Hydrostatické stroje a převody, ČVUT, Praha 1984
9. Russell, A. : Guinnessova kniha rekordů, Olympia, Praha 1990
10. Vávra, P. : Strojnické tabulky, SNTL, Praha 1984
11. Fiala, J. - Svoboda, P. : Strojnické tabulky 3, SNTL, Praha 1989
12. Záveský, V. : Hydrostatický pohon mobilního pracovního stroje (diplomová práce), VŠST, Liberec 1986
13. Helis, P. : Hnací ústrojí vysokozdvizného vozíku (diplomová práce), VŠST, Liberec 1986
14. Katalog pneumatik Barum, Barum, Otrokovice 1989
15. Katalogy firmy Manesmann - Rexroth, 1992
16. Katalogy firmy Sauer - Sundstrand, 1991
17. časopis PROFIT č. 8/94, Praha 1994
18. Červinka, O. : Dopravní a manipulační systémy (přednášky), VŠST, Liberec 1993
19. Prospekty firem : Stavostroj, Caterpillar, Hartl, Poclain, Transporta

Pohon čtyřkolového podvozku



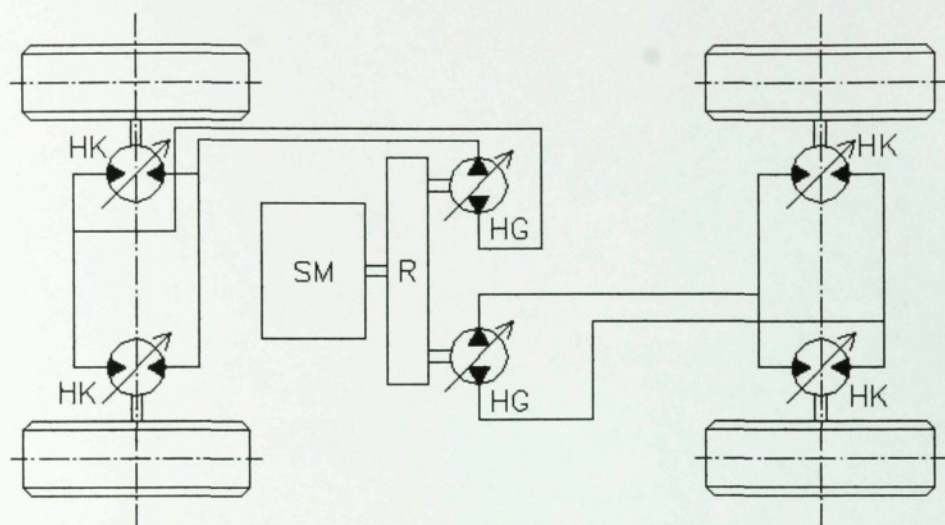
- nepřímý pohon přes nápravy
- mezi HM a pojezdové kolo vložen převod s ozubenými koly

SM – spalovací motor

HG – hydrogenerátor

HM – hydromotor

Pohon čtyřkolového podvozku



- přímý pohon kolovými hydrokoly
- skříň HM připojena přímo k disku
pojezdového kola

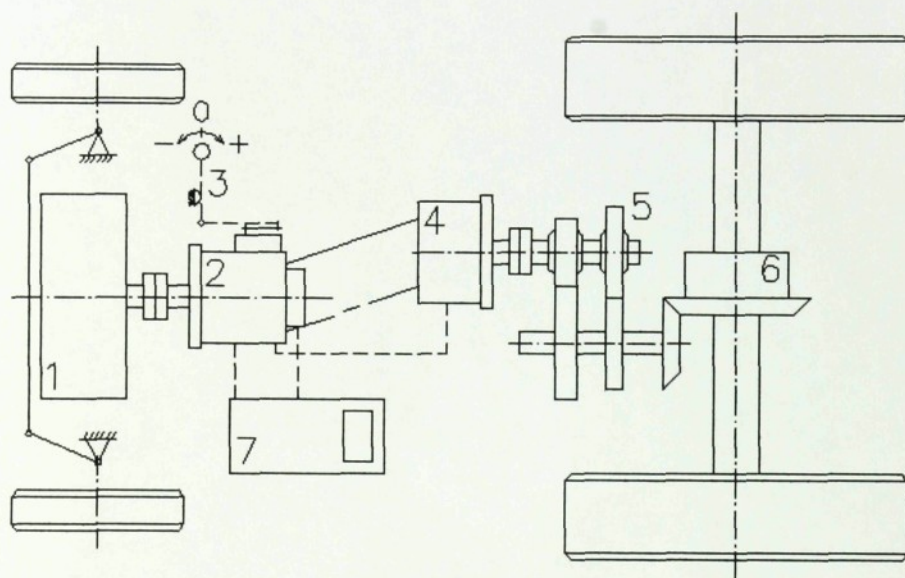
SM – spalovací motor

HG – hydrogenerátor

HK – hydrokolo

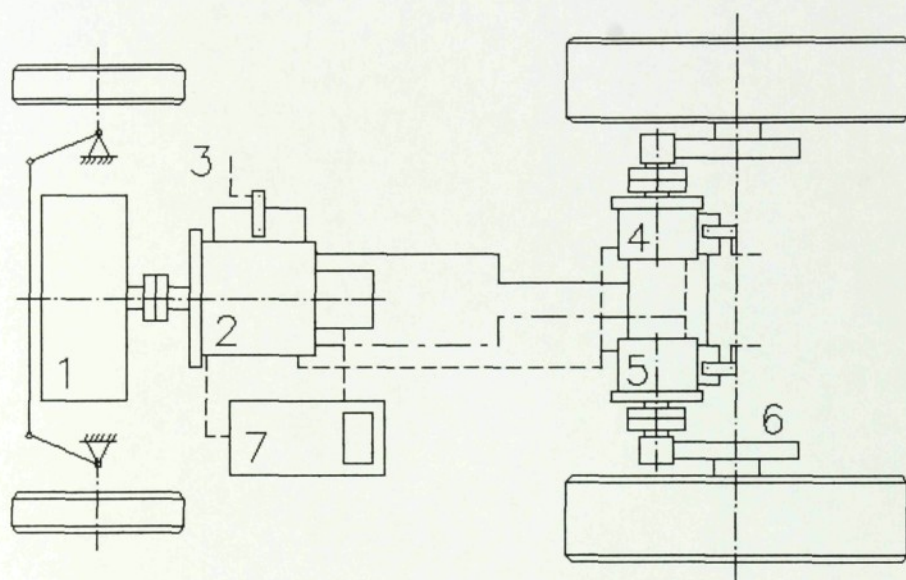
R – rozvodovka

Hydraulický pohon pojezdových kol s jedním HG a jedním HM



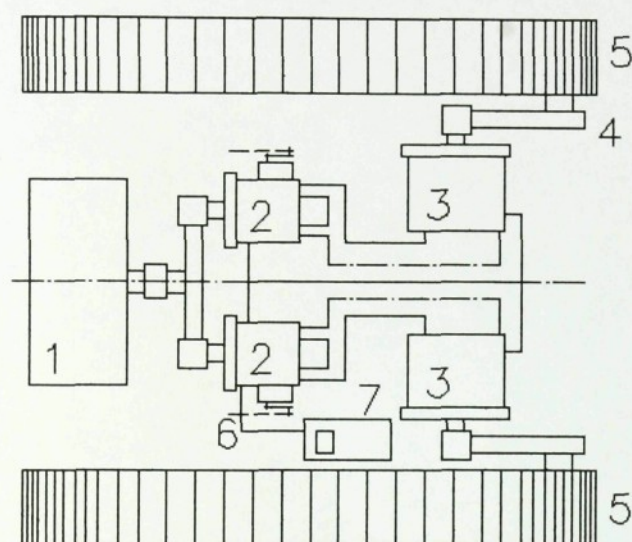
- 1 – SPALOVACÍ MOTOR
- 2 – HYDROGENERÁTOR (HG)
- 3 – OVLÁDACÍ PÁKA
- 4 – HYDROMOTOR (HM)
- 5 – PŘEVODOVKA
- 6 – DIFERENCIÁL
- 7 – NÁDRŽ HYDRAULICKÉ KAPALINY

Hydraulický pohon pojezdových kol s
jedním HG a dvěma HM



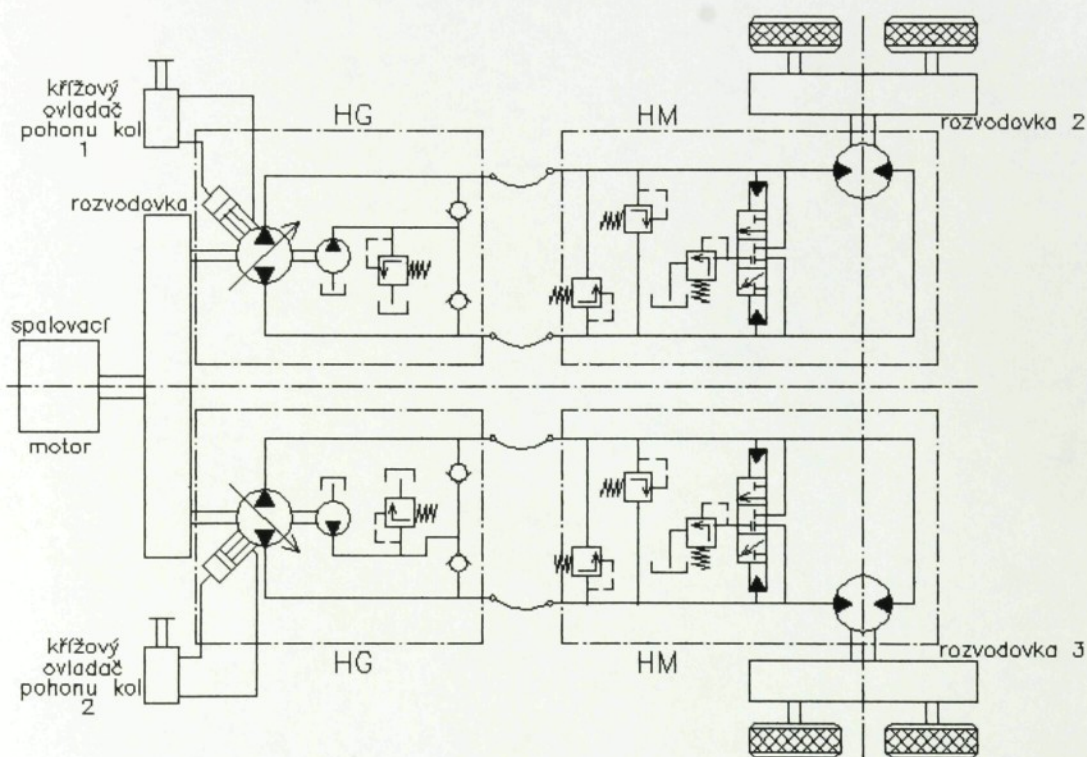
- 1 – SPALOVACÍ MOTOR
- 2 – HYDROGENERÁTOR (HG)
- 3 – OVLÁDÁNÍ
- 4 – HYDROMOTOR (HM)
- 5 – HYDROMOTOR (HM)
- 6 – KONCOVÝ PŘEVOD
- 7 – NÁDRŽ HYDRAULICKÉ KAPALINY

Hydraulický pohon pásového podvozku
se dvěma HG a dvěma HM



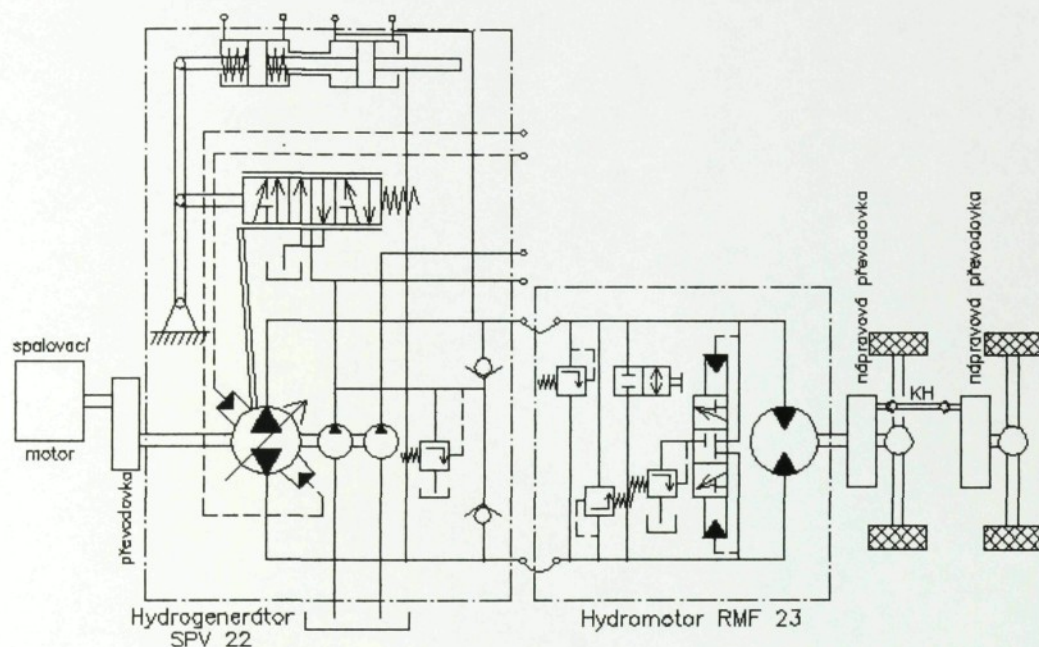
- 1 – SPALOVACÍ MOTOR
- 2 – HYDROGENERÁTORY (HG)
- 3 – HYDROMOTORY (HM)
- 4 – KONCOVÝ PŘEVOD
- 5 – PÁSY
- 6 – OVLÁDÁNÍ
- 7 – NÁDRŽ HYDRAUL. KAPALINY

Pojezd nakladače



(např. nakladač UNC 060 – ZŽS Detva)

Pojezd důlní lokomotivy



(např. DH 30D1 – ZŽS Hliník n.H.)