



# Hnací ústrojí s hydrostatickým převodem

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství

*Autor práce:* **Jan Vatrás**  
*Vedoucí práce:* doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.





## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan Vatrás**  
Osobní číslo: **S12000215**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Strojní inženýrství**  
Název tématu: **Hnací ústrojí s hydrostatickým převodem**  
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Předmětem bakalářské práce je zpracování případové studie zaměřené na pohony mobilních pracovních strojů s variabilním převodem - tedy zejm. na hydraulické pohony ve stavbě ústrojí vozidel a mobilních strojů.

Pokyny pro vypracování:

- (1) Proveďte rozbor požadavků kladených na hnací ústrojí vozidel a mobilních strojů.
- (2) Zpracujte rešerši hnacích ústrojí s hydrostatickým převodem. Pozornost věnujte variantám s rychloběžnými axiálními převodníky, ale i s převodníky pomaluběžnými radiálními.
- (3) Proveďte vyhodnocení variant uspořádání s ohledem na efektivní využití (přenosu) výkonu a jízdní vlastnosti.

Rozsah grafických prací: podle pokynů konzultanta

Rozsah pracovní zprávy: 35 - 40 stran textu

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

**Doporučená literatura:**

**CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I.* 1. vydání. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2006.317 s. ISBN 80-7372-067-1**

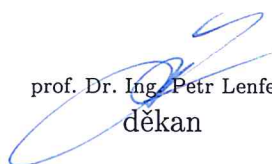
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

Katedra vozidel a motorů

Datum zadání bakalářské práce: 1. března 2017

Termín odevzdání bakalářské práce: 1. června 2018

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.  
vedoucí katedry



V Liberci dne 1. března 2017

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 4.7.2017

Podpis:





## **Poděkování**

Mé poděkování patří zejména panu doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi v průběhu zpracování bakalářské práce poskytnul. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu během studia a při psaní této práce.





## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zaměřuje na hydraulické pohony ve stavbě mobilních strojů. V úvodní části jsou definovány mobilní stroje a uvedeny příklady jejich pracovních činností, detailněji jsou pak popsány lopatové nakladače. Následuje rozbor požadavků kladených na hnací ústrojí a jejich uspořádání. Tedy na ústrojí stroje, která zajišťují jeho pohyb, kterými jsou pohonná jednotka, převodové a jízdní ústrojí. Hlavní část je věnována hydrostatickým převodníkům a jejich uspořádání v pohonu pojezdu mobilních strojů. V praktické části je vypracován zjednodušený návrh hydrostatického převodového ústrojí pro lopatový nakladač ve dvou variantách. Obě varianty jsou v závěru porovnány.

## **Klíčová slova**

mobilní pracovní stroje, hnací ústrojí, hydrostatický pohon, radiální hydromotory, axiální hydromotory

## **Abstract**

This bachelor's thesis is focusing on hydraulic propulsions in building of mobile machines. In the introduction part, there is a definition of the mobile machines and examples of their work activities, also in more detail there is a description of shovel loaders. Following is an analysis of requirements put on the drive mechanism and its arrangement. The mechanisms of the machine, which ensure its movement, such as the blast unit, gearboxes or the riding mechanism. The main part is dedicated to hydrostatic transducer and their arrangement in the propulsion of the mobile machines drives. The practical part contains a simplified draft of a hydrostatic gearbox for a shovel loader in two variants. Both variants get compared to each other in the end of the thesis.

## **Keywords**

mobile work machines, drive mechanism, hydrostatic propulsion, radial hydromotors, axial hydromotors



# Obsah

Úvod.....	13
1 Mobilní pracovní stroje .....	15
1.1 Kolové lopatové nakladače .....	16
2 Hnací ústrojí MPS .....	18
2.1 Pohonná jednotka .....	18
2.2 Převodový mechanismus .....	19
2.2.1 Mechanický přenos výkonu .....	20
2.2.2 Hydrodynamický přenos výkonu .....	21
2.2.3 Hydrostatický přenos výkonu .....	21
2.3 Směrové řízení.....	21
2.3.1 Řízené smykem .....	22
2.3.2 Řízené natáčením kol náprav .....	22
2.3.3 Řízení s kloubovým podvozkem .....	22
3 Koncepce hnacích ústrojí s hydrostatickým převodem .....	25
3.1 Hydrostatické převodníky .....	25
3.1.1 Hydrogenerátory .....	26
3.1.2 Hydromotory .....	27
3.1.3 Sériové a paralelní zapojení hydromotorů .....	30
3.2 Hydromechanický přenos výkonu .....	31
3.2.1 Hydrostaticko-mechanický bez dělení toku výkonu .....	31
3.2.3 Hydrostaticko-mechanický s dělením toku výkonu .....	32
3.3 Hydrostatické pohony s hydrokoly .....	33
3.3.1 Rozbor základního uspořádání s hydrokoly .....	33
3.3.5 Řízené děliče průtoku .....	36
3.3.6 Řízená diference otáček .....	37
3.3.7 Řízená uzávěrka nápravového diferenciálu .....	40
4 Návrh hydrostatického pohonu kolového nakladače .....	41
4.1 Parametry nakladače .....	41
4.2 Jízdní odpory .....	43
4.3 Stanovení hnací síly.....	47
4.4 Výpočet hydraulického převodu s radiálními motory.....	48

4.4.1 Návrh hydromotorů a hydrogenerátorů .....	48
4.4.2 Skutečné parametry obvodu .....	51
4.5 Výpočet hydraulického převodu s axiálními motory.....	55
4.5.1 Návrh hydromotorů a hydrogenerátorů .....	55
4.5.2 Skutečné parametry obvodu .....	57
4.6 Porovnání vypracovaných variant .....	61
Závěr .....	65
Seznam použité literatury .....	67
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	69

## Úvod

Konstrukční řešení a uplatnění mobilních strojů je velice široké, stejně tak i řešení jejich pohonu. Práce bude obsahovat popis řešení hnacího ústrojí, tedy pohonné jednotky, převodového ústrojí a jízdního ústrojí. Podrobněji budou popsány kolové lopatové nakladače, směrové řízení kolových strojů a kinematika kloubového podvozku z důvodu jejich použití v praktické části práce.

Hlavní důraz bude kladen na hydrostatická převodová ústrojí a to využívající jak rychloběžné axiální převodníky, tak převodníky pomaloběžné radiální. Rešerše bude obsahovat základní varianty uspořádání hydrostatických převodníků pro pohon pojezdu mobilních strojů.

Poznatky obsažené v rešerši aplikuji na zjednodušený návrh pohonu kolového nakladače. Ten bude vypracován ve dvou variantách s použitím axiálních a radiálních hydromotorů. Srovnání variant bude použito v porovnání vhodnosti použití axiálních a radiálních převodníků pro pohon pojezdu.



# 1 Mobilní pracovní stroje

Mobilní pracovní stroje (MPS) slouží k transportu materiálu, k manipulaci s materiálem a dalším úkonům. Pracovní zařízení stroje je umístěno na podvozku umožňujícím pohyb celého stroje. Jsou určeny pro práci v náročném terénu za zhoršených provozních podmínek. Bývají vystavené vlhkosti, vibracím, znečištěnému prostředí a nepříznivým klimatickým podmínkám. Podle pracovního cyklu jsou vystaveny silnému mechanickému zatěžování. Pracovní i pojezdová rychlost MPS je relativně nízká, ale pro požadavek transportu a přemísťování po komunikacích by měl pojezd umožňovat jízdy rychlostí vyšší, než je rychlost pracovní. [2] [5]

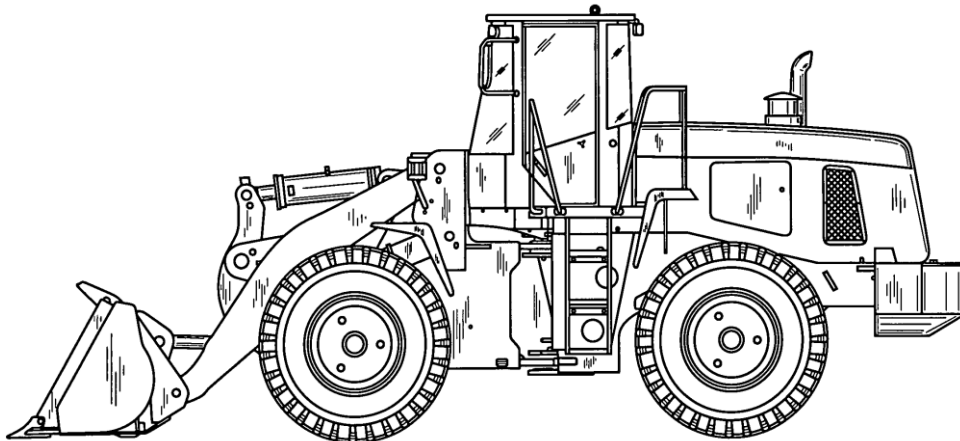
## Vybrané pracovní úkony: [2]

- těžba zeminy (nakladače, rypadla)
- přemísťování zeminy (nakladače, rypadla, skrejpry)
- úprava terénu (nakladače, buldozery, grejdry)
- těžba dřeva (harvestory)
- přeprava materiálu (zdvižné vozíky, jeřáby)
- úprava vozovek (válce, frézy)
- údržba vozovek (komunální vozidla)
- sběr plodin (kombajny)
- zpracování půdy (traktory s přídatnými speciálními nástroji)
- transport velmi těžkých těles (letištní tahač)

MPS vykonávají pracovní cykly tvořené dílčími pracovními operacemi. Tyto operace v pracovním cyklu probíhají postupně nebo se vzájemně překrývají. Většina pracovních úkonů je tvořena pomocí posuvného a rotačního pohybu pracovního zařízení, stroje samotného nebo jejich kombinací.

## 1.1 Kolové lopatové nakladače

Pracovní činností nakladačů je nakládka materiálu. Nakladače lopatové jsou určeny pro nakládku sypkých materiálů přetržitým pracovním cyklem. Nakládací proces je realizován nejen pracovním ústrojím, ale i působením pojezdu stroje. Stroj zajíždí do materiálu, tedy využívá trakční síly, rypné síly pracovního mechanismu a pohybovou energii stroje. [5]



Obr. 1 Čelní kolový nakladač [10]

### Hlavní konstrukční prvky:

- pohonná jednotka
- převodové ústrojí
- jízdní ústrojí a směrové řízení
- pracovní mechanismus
- řídicí ústrojí
- stanoviště obsluhy

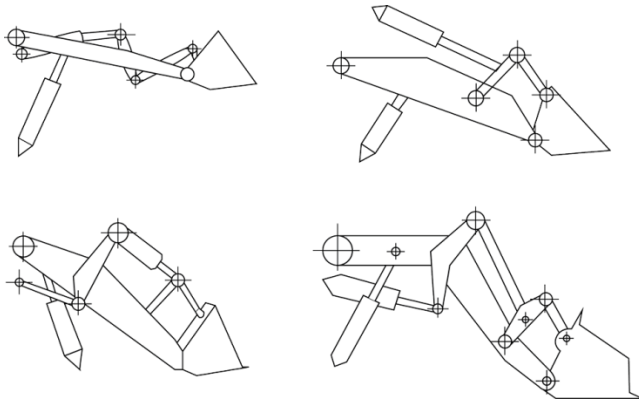
Nakladače se dělí na čelní, otočné a teleskopické. Čelní jsou nejjednodušší a nejrozšířenější konstrukcí. Jejich pracovní mechanismus nelze oproti otočným natáčet a proto je nutno pohybovat s celým strojem. Lopata otočných nakladačů se obvykle dá otočit do strany o úhel až 90°. Teleskopické nakladače mají výsuvné rameno, které umožňuje manipulaci s materiálem na větších vzdálenostech a ve větších výškách.

Nakladače jsou vybaveny kolovým nebo pásovým podvozkem, děleným nebo pevným rámem. K řízení využívají natáčení kol, řízení smykem nebo zalamovací kloub. Způsob řízení a typ podvozku se odvíjí od cílového nasazení nakladače.



Nejrozšířenější variantou čelních nakladačů je dělený rám s kloubovým podvozkem. Pracovní zařízení a kabina obsluhy se zpravidla nachází na čelní straně předního rámu. Na zadním polorámu je umístěna pohonná jednotka.

Pracovní mechanismus je poháněn vlastním hydraulickým pohonem. K nakladači jsou kloubovým připojena ramena výložníku, na jehož konci je upnut pracovní nástroj. Pohyb výložníku je zajišťován lineárními pístovými hydromotory v různém uspořádání. [5]



*Obr. 2 Konstrukční řešení výložníků [5]*

Primárním nástrojem nakladače je lopata. Lopatu nakladače lze vyměnit za jiný pracovní nástroj a lze tak získat poměrně univerzální stroj. Nakladač tak poté lze použít například i pro zemědělské, lesnické, stavební nebo komunální práce.

Pracovní cyklus začíná najetím lopaty do materiálu a naplněním. Poté je lopata přizvednuta k výložníku a celý výložník zdvihnut do transportní polohy. Následně se celý nakladač přesune do místa vykládky a odklopením lopaty od nakladače ji vyprázdní. [5]

## 2 Hnací ústrojí MPS

Pohon (hnací ústrojí), který zajišťuje pohyb stroje, je tvořen pohonnou jednotkou (PJ), převodovým ústrojím a jízdním ústrojím. Výkon se přenáší z pohonné jednotky přes převodové ústrojí na hnací kola stroje. Síla na kole odpovídá zatěžovacím odporům a je v rovnováze se silovým účinkem točivého momentu hnacího ústrojí. [2]

**Požadavky na hnací ústrojí: [8]**

- zajištění rozjezdu stroje
- zpětný chod - reverzace směru jízdy
- volnoběh motoru při zastavení vozidla
- možnost brzdění motorem
- dlouhá životnost a vysoká spolehlivost
- nízká pořizovací cena a provozní náklady
- odolnost proti znečištění, vlhkosti a vibracím
- plnění bezpečnostních, emisních a dalších norem

### 2.1 Pohonná jednotka

Zdrojem mechanické energie MPS je pohonná jednotka – obvykle spalovací motor. Přeměňuje primární energii (elektrická síť, akumulátory, palivo) na mechanickou práci výstupního hřídele. PJ dodává energii nejen pro pojezd stroje, ale i pro pracovní mechanismus a další systémy.

**Požadavky kladené na pohonnou jednotku: [2]**

- dostatečný výkon pro pojezd, pracovní mechanismus a vedlejší systémy
- možnost dlouhé doby práce
- vysoká účinnost přeměny energie
- nízká hmotnost a zástavbový objem
- nízké pořizovací a provozní náklady
- možnosti řízení a regulace
- minimální negativní vlivy na ekologii (hluk, emise)

**Pohonné jednotky pro použití v MPS podle konstrukce:**

- Pístové spalovací motory
  - Vznětové motory
  - Zážehové motory
- Spalovací turbíny
- Elektromotory

**Pístové spalovací motory** - jsou nejrozšířenějším typem pohonných jednotek využívaných v mobilních strojích. Přeměňují chemickou energii tekutých paliv (benzín, nafta, LPG, CNG) spalováním na mechanickou práci.

Dominují motory vznětové, které zpravidla mají nízkou měrnou spotřebu paliva. Rychloběžné zážehové motory mají obvykle vyšší výkonovou hmotnost a nižší pořizovací cenu. Nicméně mají vyšší specifickou spotřebu a jejich provoz je oproti vznětovým nákladnější, proto jsou používány spíše ve strojích nižších výkonů. [2] [3]

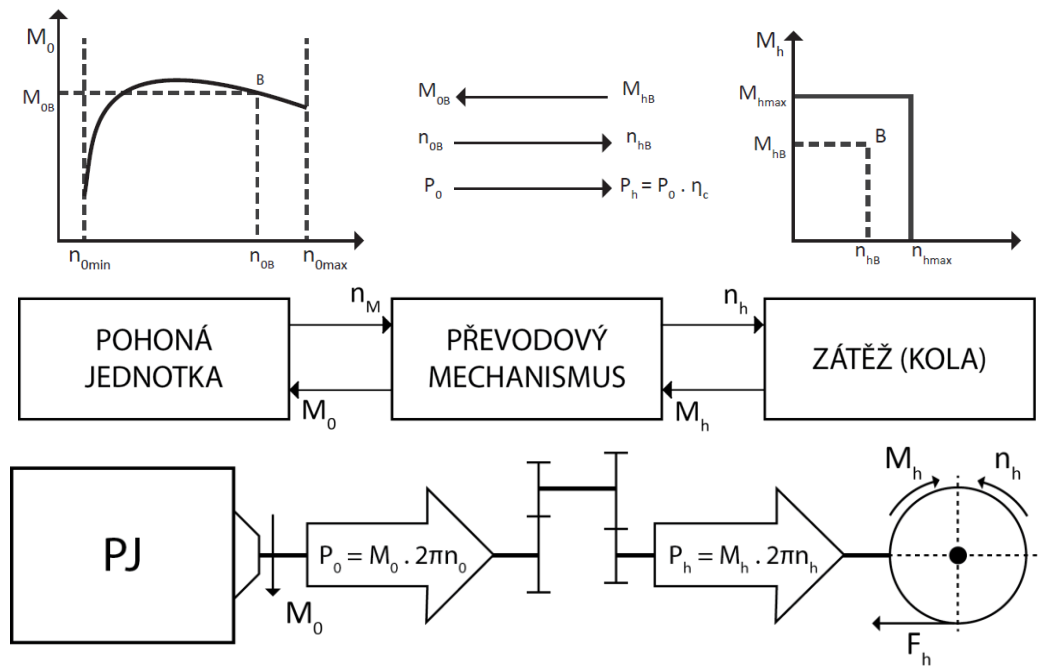
**Spalovací turbíny** - jsou z konstrukčního hlediska nevhodné pro malá vozidla. Standardně jsou využívány pro pohon letadel, lodí nebo lokomotiv a u mobilních pracovních strojů své uplatnění nacházejí až ve strojích speciálních vyšších výkonů (nad 250kW). Nevýhodami jsou vysoká hladina hluku, složitá řešení brzdění motorem, pomalá změna výkonu a pořizovací cena. Výhodami pak jsou kompaktnost, provozní spolehlivost a vysoká výkonová hmotnost. [2]

**Elektromotory** – Nejpoužívanější jsou střídavé třífázové a stejnosměrné sériové elektromotory. Výhodami jsou jednoduchost konstrukce, životnost, příznivá momentová charakteristika a nízká hlučnost. Zásadním limitujícím faktorem pro použití v mobilních zařízeních je závislost na elektrické energii. Tu motoru mohou dodávat akumulátory, spalovací motor s generátorem nebo kabel připojen k síti nebo mobilnímu generátoru. [2]

## 2.2 Převodový mechanismus

Převodové ústrojí převádí energii přicházející ze zdroje mechanické energie k zátěži. Zároveň musí zajistit uzpůsobení parametrů zátěže a pohonné jednotky stroje.

**Hnací síla  $F_h$**  je síla potřebná k pohonu vozidla. Měla by být v rovnováze se silou od točivého momentu hnacího ústrojí. Pokud by v místě styku kola s vozovkou nepůsobila žádný zatěžovací odpor, byl by moment  $M_h$  nulový. Pohonná jednotka by překonávala pouze vnitřní odpor točivým momentem  $M_0$ . Točivý moment od pohonné jednotky  $M_h$  je tedy hnacím momentem, kterým překonáváme síly působící proti pohybu stroje. Proti pohybu stroje působí jízdní odpory, jako jsou odpor stoupání, odpor valení, odpor zrychlení, odpor vzduchu nebo síly působící proti pracovnímu mechanismu. [2]



Obr. 3 Přenos výkonu od PJ k zátěži [2]

### Převodové mechanismy podle principu přenosu energie:

- mechanické s tuhou vazbou (ozubení)
- mechanické třecí (třecí převody, variátory, řemeny)
- hydraulické (hydrodynamické a hydrostatické)
- pneumatické
- elektrické
- kombinované

#### 2.2.1 Mechanický přenos výkonu

Mechanické převody v manuálních stupňových převodovkách se vyznačují vysokou účinností přenosu energie, spolehlivostí, širokým převodovým rozsahem, konstrukční a výrobní jednoduchostí a nízkou cenou. Prvky v hřídelovém a planetovém uspořádání převodovek jsou čelní a kuželová kola s přímým či šikmým ozubením, hřídele, řetězy, spojky, atd. Změna převodových parametrů probíhá nespojitě ve stupních daných konstrukčními parametry ozubení. Při přeřazení mezi jednotlivými stupni převodovka zpravidla nepřenáší výkon. Řazení také klade vyšší nároky na obsluhu stroje. Tyto nevýhody lze vyřešit řazením pod zatížením a automatizací převodovky. To však zvyšuje složitost, cenu a snižuje spolehlivost celé konstrukce. Mechanické převody často doplňují jiné typy převodů pro zvýšení jejich převodového rozsahu. Přidání mechanických převodů je nezbytné například u rychloběžných axiálních hydromotorů. Výkon je na kola z převodovky přenášen pomocí hřídelů kardanových tyčí napojených na tuhou nápravu. [2] [8]

### **2.2.2 Hydrodynamický přenos výkonu**

Hydrodynamický převod využívá kinetické energie proudící kapaliny. Skládá se z hydrodynamického čerpadla a hydrodynamické turbíny. Hydrodynamická čerpadla jsou rotační hydraulické stroje, které mění mechanickou energii na kinetickou energii pracovní kapaliny. Zpětná přeměna probíhá v turbínách. V převodových ústrojích se využívají hydrodynamické spojky a hydrodynamické měniče momentu v kombinaci s mechanickými převody.

Hlavní přednost je plynulá a samočinná změna převodového poměru. Dalšími výhodami jsou nízká úroveň hluku, plynulý rozběh, poměrně dlouhá životnost a tlumení rázů, chvění a torzních kmitů.

Mezi nevýhody hydrodynamických převodů patří nízká účinnost v některých pracovních oblastech, omezený rozsah změny točivého momentu a obtížné zajištění reverzace pohybu a tedy nutnost doplnění o mechanický převod. Hydrodynamický systém je nutno chladit, filtrovat a doplňovat kapalinu do systému. [1] [2] [5]

### **2.2.3 Hydrostatický přenos výkonu**

V hydrogenerátorech se přeměňuje mechanická energie na tlakovou energii kapaliny. K přeměně zpět na energii mechanickou dochází v hydromotorech. Změna převodových poměrů je řízena změnou geometrického objemu.

Pro pohon pojezdu stroje se používají rotační pístové převodníky. Hydrostatickými lineárními převodníky bývá řešen pohon pracovních, řídicích a dalších mechanismů mobilních strojů.

Hydrostatické převodníky se vyznačují nízkou hmotností a kompaktními rozměry. Dokáží přenášet velké výkony s možností spojitě řídit parametry, reverzovat a větvit toky výkonu. Nevýhodami jsou nižší účinnost oproti mechanickým převodům, citlivost na nečistoty a závislost na vlastnostech hydraulické kapaliny. Vyžadují chlazení a filtraci kapaliny. [1] [2] [5]

## **2.3 Směrové řízení**

MPS s kolovým podvozkem mohou dosahovat velké rychlosti pojezdu a pohybovat se po pozemních komunikacích. Zároveň musí poskytovat dostatečnou stabilitu a manévrovací schopnosti pro vykonávání požadovaných pracovních úkonů.

Funkcí kol je přenos sil mezi mobilním strojem a vozovkou. Přenáší na vozovku svislé síly i vodorovné síly. Zajišťují translační pohyb mobilního stroje transformací z rotačního pohybu kola. Jsou součástí systému odpružení. Hlavní části kola jsou disk a pneumatika. [5]

### 2.3.1 Řízené smykem

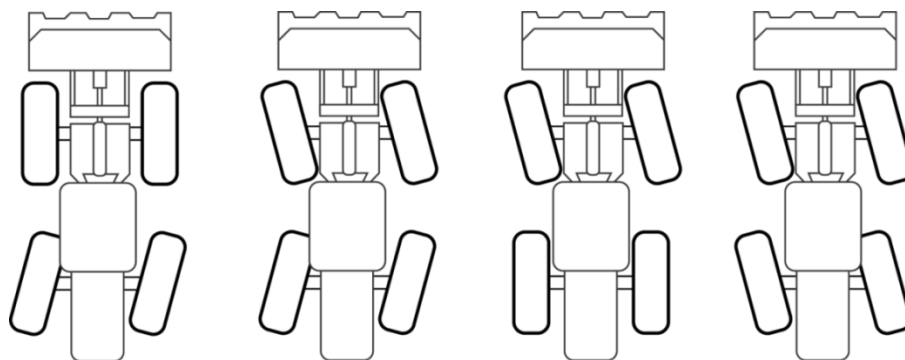
Rozšířený způsob řízení u malých kompaktních kolových strojů. Směrového řízení stroje se dosáhne rozdílnými otáčkami hnacích kol levé a pravé strany. Primárně je hnané jedno kolo stroje na každé straně. Druhé kolo je k němu zpravidla připojeno mechanickou vazbou řetězovým nebo ozubeným převodem. Stroj lze otočit na místě a má tak dobré manévrovací schopnosti. Nevýhodou tohoto systému řízení je rychlé opotřebení pneumatik a vyšší spotřeba paliva. Na smykem řízené kolové MPS lze také nasadit pásy typu OTT (over the track tyre). [5]

### 2.3.2 Řízené natáčením kol náprav

U tohoto konceptu existuje více kombinací říditelných náprav a smyslu jejich natočení. Základní variantou je jedna říditelná náprava, přední nebo zadní.

Směrové natáčení kol přední nápravy je typická koncepce osobních a užitkových vozidel. U MPS je vzhledem k rychlostem a manévrovatelnosti obvykle vhodnější řízení zadní nápravy nebo náprav obou.

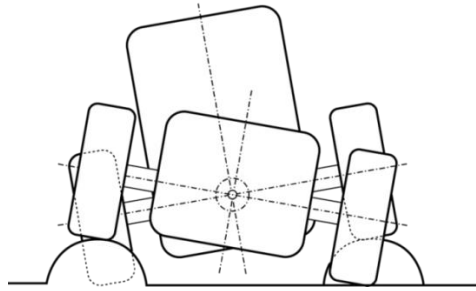
Při obou říditelných nápravách orientovaných nesouhlasně se snižuje poloměr otáčení. Pro některé pracovní úkony stroje může být výhodné i souhlasné natočení náprav. Proto stroje s oběma říditelnými nápravami mívají možnost souhlasného i nesouhlasného natočení. Toto řešení výrazně zvyšuje celkové manévrovací schopnosti stroje. [5]



Obr. 4 Řízení kol náprav

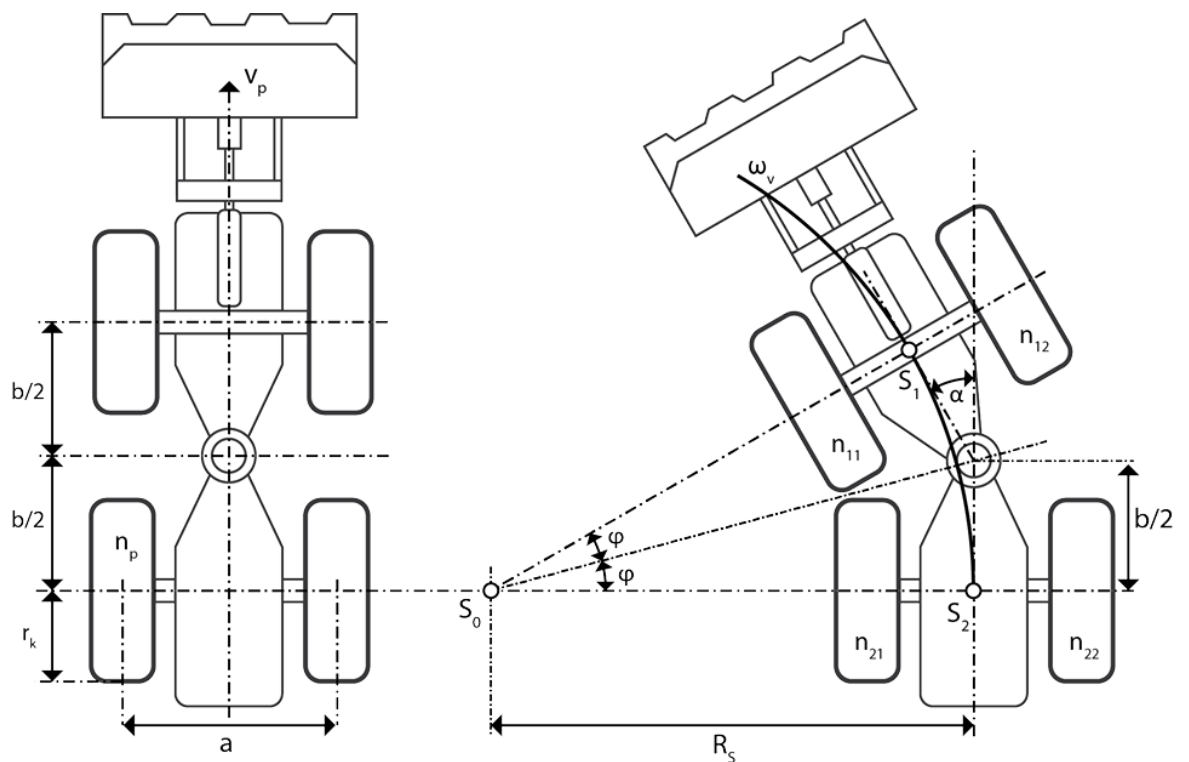
### 2.3.3 Řízení s kloubovým podvozkem

Rám stroje je rozdělen na dvě části spojené kloubem. Každý rám je uložen na jedné nápravě. Směrové řízení se realizuje změnou úhlu zalomení předního rámu vůči zadnímu pomocí přímočarých hydromotorů, které je možné kombinovat s řízením diferencí otáček kol. Úhel zalomení je v rozsahu až 45°. To poskytuje dostatečně malý poloměr zatažení se zachováním stability stroje. Kloubový podvozek lze skombinovat se směrovým natáčením kol a zvýšit tak manévrovací schopnosti stroje. Vzájemné natočení polorámů vůči svislé ose zajišťuje kontakt kol s vozovkou v nerovném terénu a rozložení tíhové síly stroje.



Obr. 5 Vzájemné natočení polorámů kloubového podvozku

### Kinematické poměry kloubového podvozku: [4]



Obr. 6 Kloubový podvozek [4]

Obvodová rychlost kola  $v_p$  při jízdě v přímém směru je u všech kol shodného průměru stejná, závislá na efektivním poloměru kola  $r_k$  a jeho otáčkách  $n_p$  respektive úhlové rychlosti  $\omega_p$ . Tyto otáčky se používají jako referenční při výpočtu diferencí otáček při zatáčení stroje.

$$v_p = r_k \cdot \omega_p = 2\pi \cdot r_k \cdot \frac{n_p}{60} \quad (2.1)$$

Středů náprav  $S_1$  a  $S_2$  se při ideálním zatáčení nachází na společné kružnici o poloměru  $R_s$ . Rychlosti otáčení středů náprav jsou rovny rychlosti jízdy v přímém směru.

$$v_V = R_s \cdot \omega_V = v_p \quad (2.2)$$

Vozidla s kloubovým řízením nepotřebují mezinápravový diferenciál. Střední náprav mají při zatáčení stejnou rychlost a stejný poloměr zatáčení. Kola přední i zadní nápravy na vnitřní straně při jízdě zatáčkou mají stejnou rychlost, otáčky a poloměr zatáčení.

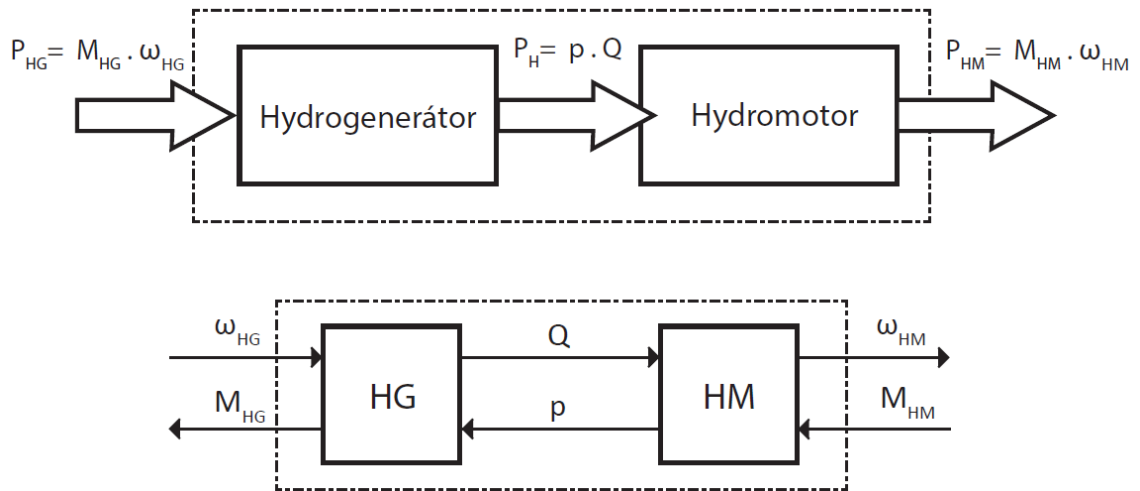
$$n_{11} = n_{21} = n_p - \Delta n = \left(1 - \frac{a}{2R_S}\right) \cdot n_p \quad (2.3)$$

Kola přední a zadní nápravy na vnější straně při jízdě zatáčkou mají stejnou hodnotu  $\Delta n$  vyšší vynucené difference otáček a pohybují se o stejnou diferenci  $\Delta v$  rychleji.

$$n_{21} = n_{22} = n_p + \Delta n = \left(1 + \frac{a}{2R_S}\right) \cdot n_p \quad (2.4)$$



### 3 Koncepce hnacích ústrojí s hydrostatickým převodem



Obr. 7 Hydrostatické převodové ústrojí [2]

#### Přenos výkonu kapalinou [1]

$$P \sim Q \cdot p \sim M \cdot \omega \text{ [W]} \quad (3.1)$$

$$Q \sim V \cdot n \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (3.2)$$

$$M \sim V \cdot p \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.3)$$

Průtok  $Q$  a otáčky  $n$  jsou kinematické parametry a moment  $M$  a tlak  $p$  jsou parametry silové. Výkon se přenáší ve směru působení kinematických veličin. Základním výpočtovým parametrem rotačních převodníků je geometrický objem  $V$ . Řízení výstupních parametrů závisí na změně geometrického objemu hydrostatických převodníků v obvodu.

#### 3.1 Hydrostatické převodníky

Hydrostatické převodníky převádějí energii mechanickou na hydraulickou energii kapaliny (hydrogenerátory) nebo hydraulickou energii na energii mechanickou (hydromotory). Z hlediska požadovaných vlastností převodu se v konstrukci pohonu pojezdu mobilních strojů používají pístové rotační hydromotory a hydrogenerátory. Lineární pístové hydromotory pak v pracovních zařízeních a směrovém řízení MPS. [1] [6]

Převodníky mohou být regulační nebo neregulační. U regulačních lze řídit velikost geometrického objemu. Konstrukce axiálních regulačních převodníků umožňuje spojitou regulaci geometrického objemu, radiální pak zpravidla pouze stupňovou. Regulační parametr  $\beta$  je definován poměrem maximálního a skutečného nastaveného geometrického objemu. Změna geometrického objemu je realizována úhlem naklonění desky nebo bloku.

U hydrostatických převodníků rozlišujeme účinnost mechanickou, objemovou  $\eta_v$  a hydraulickou. V praxi se zavádí hydraulicko-mechanická účinnost  $\eta_{mh}$ , sloučující účinnost hydraulickou a mechanickou. [1]

Celková účinnost hydrogenerátoru

$$\eta_{HG} = \frac{Q_{HG} \cdot p}{M_{HG} \cdot \omega_{HG}} \quad (3.4)$$

Celková účinnost hydromotoru

$$\eta_{HM} = \frac{M_{HM} \cdot \omega_{HM}}{Q_{HM} \cdot p} \quad (3.5)$$

Celková účinnost převodu

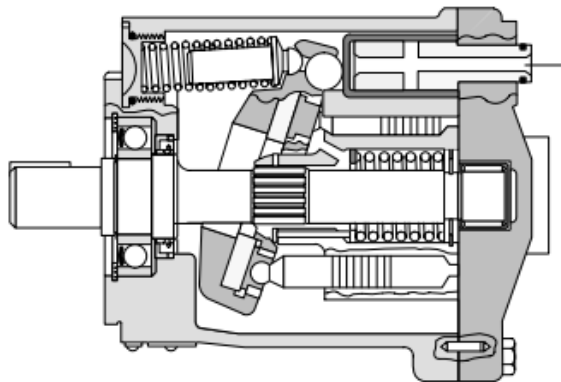
$$\eta_c = \frac{M_{HM} \cdot \omega_{HM}}{M_{HG} \cdot \omega_{HG}} \quad (3.6)$$

### Pístové rotační převodníky pro použití v MPS

- axiální
  - s nakloněnou deskou
  - s nakloněným blokem
- radiální víceřivkové

#### 3.1.1 Hydrogenerátory

Hydrogenerátory pro hnací ústrojí MPS se ve většině případů používají axiální regulační v provedení s nakloněnou deskou. Tato konstrukce umožňuje prodloužení hřídele přes generátor a pohánět tak další pomocné hydrogenerátory například pro pracovní hydrauliku bez nutnosti přidavných mechanických převodů. Oproti převodníkům s nakloněným blokem má menší hmotnost, velikost a cenu. Součástí čerpadla bývá pomocný zubový hydrogenerátor pro doplňování obvodu. Zubové hydrogenerátory v MPS slouží pro pohon příslušenství, např. ventilátorů, pomocných zařízení, čerpání maziva apod. [1] [6]



Obr. 8 Axiální hydrogenerátor s nakloněnou deskou [9]

Hydrogenerátor s nakloněnou deskou má rozvod axiálně integrovaný s činným prostorem pístů. Blok válců se otáčí společně s hřídelem. Ojnice mají kulový kloub, který je v kluzátku opírajícím se o nakloněnou desku. Parametry stroje se mění změnou sklonu desky, která se naklápí pomocným servopohonem. [1, str. 190]

### Výpočtové vztahy regulačních pístových hydrogenerátorů [1]

Základní výstupní veličiny hydrogenerátoru jsou průtok  $Q_{HG}$  a moment  $M_{HG}$

$$Q_{HG} = V_{HGmax} \cdot \beta_{HG} \cdot n_{mhHG} \cdot \eta_{vHG} \quad (3.7)$$

$$M_{HG} = \frac{\Delta p \cdot V_{HGmax} \cdot \beta_{HG}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{mhHG}} \quad (3.8)$$



Obr. 9 Hydrogenerátor

Regulační parametr HG s nakloněným blokem

$$\beta_{HG} = \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_{max}} \quad (3.9)$$

Regulační parametr HG s nakloněnou deskou

$$\beta_{HG} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } \gamma_{max}} \quad (3.10)$$

Otáčky hydrogenerátoru

$$n_{HG} = \frac{Q_{HG}}{V_{HGmax} \cdot \beta_{HG} \cdot \eta_{vHG}} \quad (3.11)$$

Hydraulický výkon hydrogenerátoru

$$P_{hHG} = Q_{HG} \cdot \Delta p \quad (3.12)$$

Mechanický příkon hydrogenerátoru

$$P_{mHG} = 2 \cdot \pi \cdot M_{HG} \cdot n_{HG} \quad (3.13)$$

### 3.1.2 Hydromotory

Motory podle konstrukce jsou axiální vysokootáčkové nebo radiální pomaloběžné. Axiální se zpravidla doplňují mechanickými převody pro snížení otáček pro potřeby mobilních aplikací. Radiální dosahují vysokých momentů za nízkých otáček a jsou vhodné pro přímý pohon mobilních strojů.

Tab. 1 Všeobecné parametry hydromotorů uvedené v Hydraulické a pneumatické mechanizmy I [7]

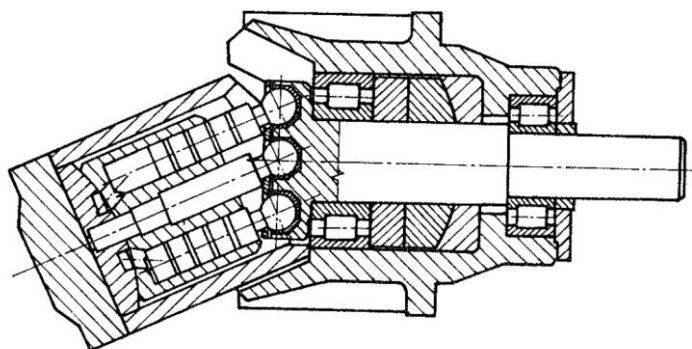
	Geometrický objem $V_{HM}$ [ $cm^3$ ]	Maximální otáčky $n_{HM}$ [ $min^{-1}$ ]	Maximální tlak $p_{max}$ [ $MPa$ ]	Celková účinnost [-]
Axiální s nakloněnou deskou	8-500	6000	45	0,88-0,92
Axiální s nakloněným blokem	20-4000	12000	45	0,9-0,94
Radiální	63-70000	700	35	0,85-0,9

Tab. 2 Příklad parametrů hydromotorů Bosch Rexroth pro mobilní aplikace [13]

	Geometrický objem $V_{HM}$ [ $cm^3/ot$ ]	Maximální otáčky $n_{HM}$ [ $min^{-1}$ ]	Maximální tlak $p_{max}$ [ $MPa$ ]
Axiální	5-1000	10000	50
Radiální	160-3000	875	47

**Axiální** - pro potřeby mobilních strojů je vhodnější konstrukce hydromotorů s nakloněným blokem. Neregulační motory s nakloněným blokem mají sklon až 40°, v případě regulačních 5-25°, motory s nakloněnou deskou dosahují úhlu náklonu 18°. Výhodou HM s nakloněným blokem proti hydromotorům s nakloněnou deskou je příznivější průběh točivého momentu, menší namáhání pístů příčnými silami, menší citlivost na nečistoty a případně větší regulační rozsah. Nevýhodami jsou nemožnost použití průchozí hřídele, větší objem a hmotnost a komplikovanější přívod a odvod kapaliny.

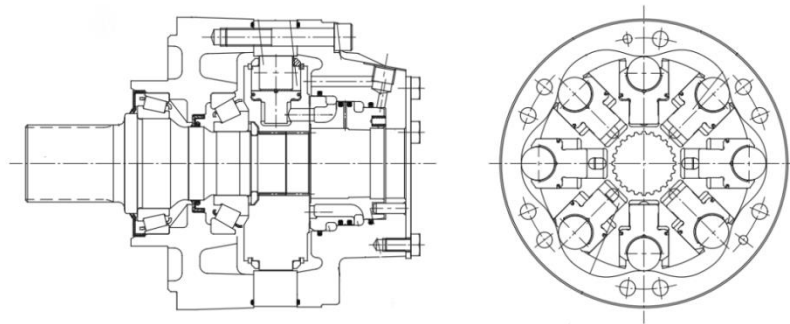
Axiální motory pracují s vysokými otáčkami a pro použití v mobilních strojích zpravidla musí být doplněny sestupným mechanickým převodem. [1] [6]



Obr. 10 Axiální hydromotor s nakloněným blokem [1]

Hřídel stroje je uvnitř zakončen přírubou, v níž jsou uchyceny kulové čepy ojníc. Díky ojníc přenášejí přes vnitřní stěnu pístů synchronní pohyb hřídele na blok válců. Činný prostor pístů je čelně spojen s rozváděcí deskou. Pracovní kapalina se k rozváděcí desce přivádí v prstenci uloženém otočně v šikmé naklápěcí, avšak nerotující desce. [1, str. 190]

**Radiální** hydromotory dosahují vysokých točivých momentů. Jejich rozsah otáček umožňuje přímý pohon kol mobilních strojů. Regulace je konstrukčně složitá, proto jsou zpravidla neregulační nebo případně s odstupňovanou změnou geometrického objemu. Používá se konstrukce s víceřivkovou oběžnou dráhou, kdy píst vykoná více pracovních zdvihů během jedné otáčky. [1] [6]



Obr. 11 Radiální hydromotor Bosch Rexroth MCR-A [11]

### Výpočtové vztahy neregulačních pístových hydromotorů [1]

Výstupní parametry hydromotoru jsou tlak  $\Delta p$  a úhlová rychlost  $\omega_{HM}$

$$\Delta p = \frac{M_{HM} \cdot 2 \cdot \pi}{V_{HM} \cdot \eta_{mhHM}} \quad (3.14)$$

$$\omega_{HM} = \frac{Q_{HM} \cdot \eta_{vHM}}{V_{HM} \cdot 2 \pi} \quad (3.15)$$



Obr. 12 Hydromotor

Objemový průtok hydromotoru

$$Q_{HM} = \frac{V_{HM} \cdot n_{mhHM}}{\eta_{vHM}} \quad (3.16)$$

Moment hydromotoru

$$M_{HM} = \frac{\Delta p \cdot V_{HM} \cdot \eta_{mhHM}}{2 \cdot \pi} \quad (3.17)$$

Hydraulický příkon hydromotoru

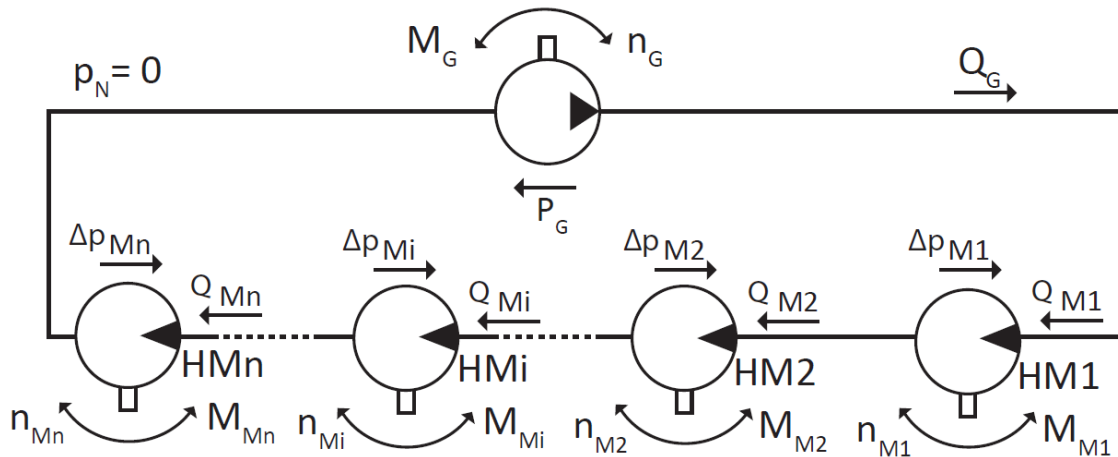
$$P_{hHM} = Q_{HM} \cdot \Delta p \quad (3.18)$$

Mechanický výkon hydromotoru

$$P_{mHM} = 2 \cdot \pi \cdot M_{HM} \cdot n_{HM} \quad (3.19)$$

### 3.1.3 Sériové a paralelní zapojení hydromotorů

Vazba několika se realizuje sériovým nebo paralelním zapojením.



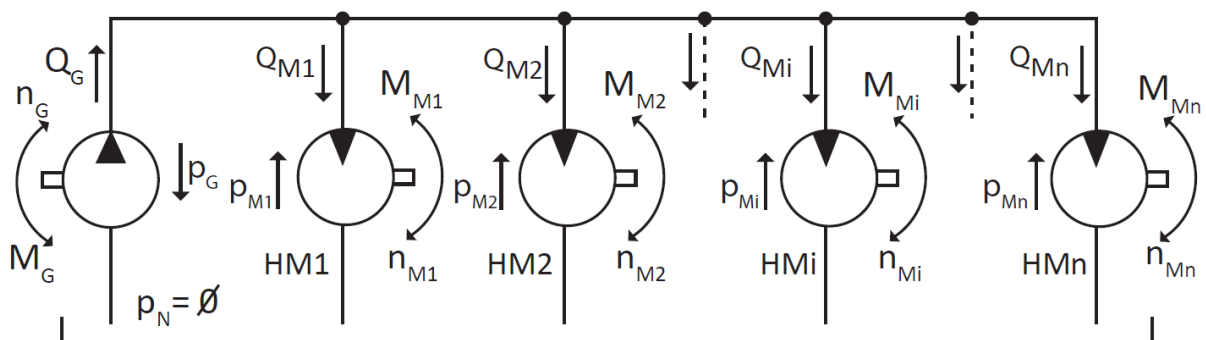
Obr. 13 Sériové zapojení hydromotorů [2]

V ideálním případě platí:

$$p_{HG} = \Delta p_{HM1} + \Delta p_{HM2} + \dots + \Delta p_{HMi} + \dots + \Delta p_{HMn} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{HMi} \quad (3.20)$$

$$Q_{HG} = Q_{HM1} = Q_{HM2} = Q_{HMi} = Q_{HMn} \quad (3.21)$$

V ideálním stavu je tlakový spád hydrogenerátoru  $p_G$  součtem tlakových spádů jednotlivých hydromotorů  $\Delta p_{Mi}$ . Ve všech hydromotorech by byl stejný průtok  $Q_{Mi}$  jako v hydrogenerátoru  $Q_G$ . Všechny hydromotory v sériové vazbě jsou navrženy na stejné zatížení. V reálném obvodu bude důsledkem ztrát největší průtok odebírat první hydromotor v sérii a tedy otáčky na jednotlivých motorech budou odlišné. [2] [6]



Obr. 14 Paralelní zapojení hydromotorů [2]

V ideálním případě, při rovnoměrném zatížení a adhezních podmínkách platí:

$$p_{HG} = p_{HM1} = p_{HM2} = p_{HMi} = p_{HMn} \quad (3.22)$$

$$Q_{HG} = Q_{HM1} + Q_{HM2} + \dots + Q_{HMi} + \dots + Q_{HMn} = \sum_{i=1}^n Q_{HMi} \quad (3.23)$$

V ideálním stavu je tlakový spád jednotlivých hydromotorů  $\Delta p_{Mi}$  stejný jako tlakový spád hydrogenerátoru  $p_G$ . Průtok hydrogenerátoru  $Q_G$  je součtem průtoků jednotlivých hydromotorů  $\Delta Q_{Mi}$ . V reálném obvodu nejvíce zatížený hydromotor odebírá nejmenší průtok, nejméně zatížený pak průtok největší. [2] [6]

### 3.2 Hydromechanický přenos výkonu

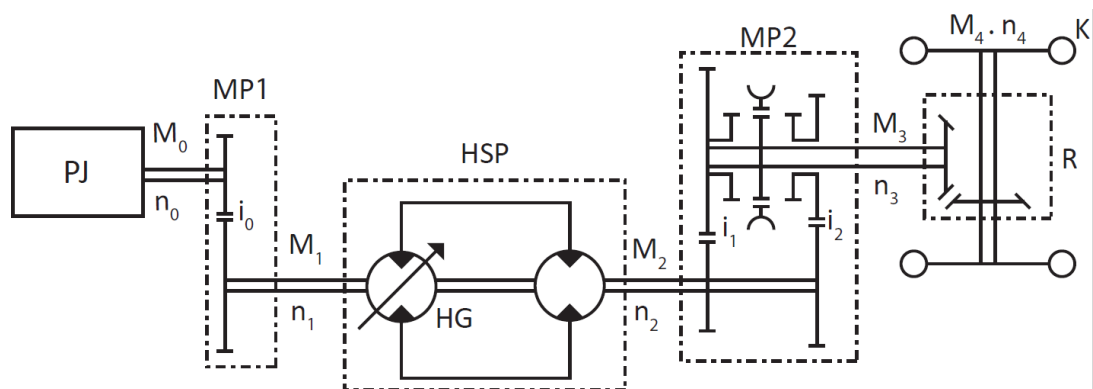
Hydrostatické převodníky jsou v obvodu doplněny mechanickými převody z důvodu zvýšení regulačního rozsahu. Podle vzájemného řetězení hydraulických a mechanických prvků převodu lze rozdělit:

- Systém bez dělení toku výkonu
- Systém s dělením toku výkonu

V systému bez dělení toku výkonu jsou hydraulické a mechanické prvky zapojené sériově. V systému s vnitřním dělením toku výkonu dělení probíhá v hydraulické části systému. V systému s vnějším dělením toku výkonu se výkon rozděluje do mechanické a hydraulické větve.

#### 3.2.1 Hydrostaticko-mechanický bez dělení toku výkonu

Příkladem základního uspořádání hydrostaticko-mechanického pohonu je schéma uvedené v knize *Hydraulický přenos energie* [2, str. 135].



Obr. 15 Schéma hydrostaticko-mechanického převodového ústrojí [2]

- PJ – pohonná jednotka
- MP1 – předřadná mechanická převodovka
- HSP – hydrostatické převodové ústrojí
- MP2 – dvoustupňová mechanická převodovka
- R – mechanická rozvodovka nebo diferenciál
- K – hnací kola

Zdrojem energie je pohonná jednotka. Mechanická převodovka mezi spalovacím motorem a hydrostatickým převodem bývá pouze jednostupňová. Jejím účelem je přizpůsobení otáček na požadovanou hodnotu a rozdělení výkonu pro pohon dalších systémů stroje, např. pracovního zařízení.

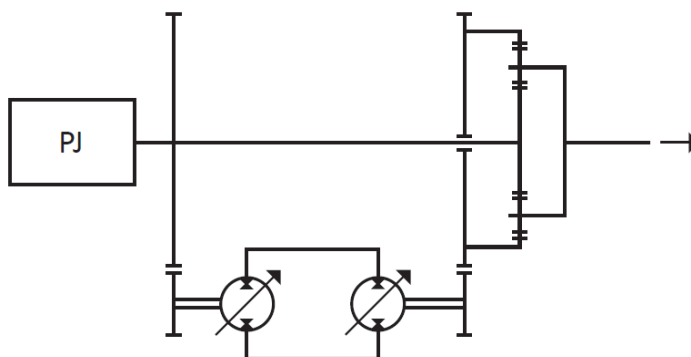
Hydrostatický převod v ústrojí realizuje spojitou změnu převodového poměru změnou geometrického objemu hydrogenerátoru. Základní konstrukční variantou je použití jednoho regulačního hydrogenerátoru a jednoho motoru s konstantním geometrickým objemem. Složitější varianty uspořádání můžou sestávat z dalších hydrogenerátorů a regulačních i neregulačních hydromotorů v paralelním i sériovém zapojení.

Vícestepňová mechanická převodovka je nejčastěji dvojstepňová. Mění převodový poměr pro dosažení optimálních rychlostních rozsahů. Jeden stupeň je určen pro pomalou jízdu (pracovní rychlost) a druhý stupeň pro rychlou jízdu (přesun MPS).

Mechanická rozvodovka nebo diferenciál nemění regulační rozsah. Rozděluje otáčky na obě poloosy a vyrovnává vynucené difference vozidla při jízdě zatáčkou. [2]

### 3.2.3 Hydrostaticko-mechanický s dělením toku výkonu

Tok výkonu se dělí do hydrostatické a mechanické větve. Kombinuje spojitou změnu otáček a momentu hydrostatických převodníků a vysokou účinnost mechanických převodů. Koncept tohoto hnacího ústrojí je používán u velkých stavebních a zemědělských strojů. Umožňuje plynulý přesný pojezd v malých pracovních rychlostech a vysokou cestovní rychlost se zachováním nízké spotřeby paliva. Stroje tak mají dobrou účinnost a ekonomičnost provozu v celém rychlostním rozsahu. Jsou provozně nejefektivnějším pohonem pro velké nakladače o výkonech 150-300 kW. [18]



Obr. 16 Hydrostaticko-mechanická převodovka s větvením výkonu [1]



Hydrostatická část je tvořena regulačním hydrogenerátorem a hydromotorem. Mechanický je tvořen planetovým soukolím. Výkon je přenášen hydrostaticky při rozjezdu a při malých pracovních rychlostech, s narůstající rychlostí se mění poměr využití hydrostatické a mechanické větve ve prospěch mechanické. Při maximální rychlosti stroje se výkon přenáší jen mechanicky. Dělení přenosu výkonu je řízeno elektronicky změnou regulačních parametrů hydrogenerátoru a hydromotoru v závislosti na zatížení. Konkrétní řešení se liší podle výrobce, příkladem jsou převodovky pro nakladače *Rexroth HVT*, *ZF cPower* nebo *Caterpillar CVT*. Tyto převodovky se začínají postupně objevovat i ve strojích s nižšími výkony. [1] [2] [14]

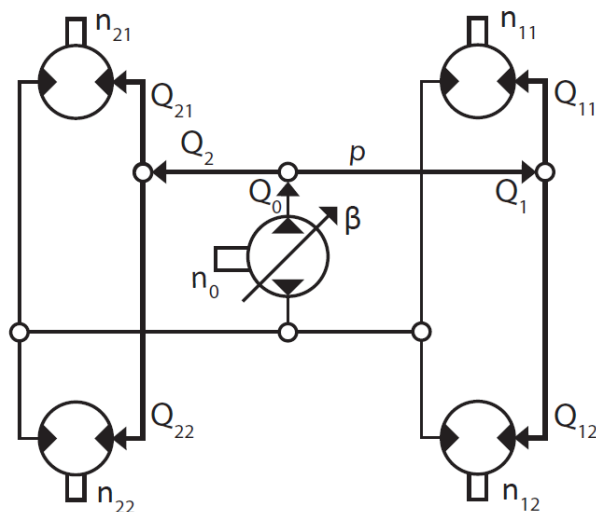
### 3.3 Hydrostatické pohony s hydrokoly

Hydrokola jsou kompaktní celky kola, brzdy a radiálního nebo axiálního hydrogenerátoru. V případě použití rychloběžných axiálních hydromotorů je jejich součástí mechanický reduktor - planetová převodovka, která snižuje výstupní otáčky kola. Výrobci mobilní hydrauliky vyrábí hydromotory přímo určené pro použití v hydrokolech, v případě axiálních motorů jako kompaktní celky včetně reduktoru.

Převody s hydrokoly umožňují dosažení velkých momentů a jejich rozložení na větší počet náprav při kompaktních rozměrech. Dále mají příznivé dynamické vlastnosti převodového ústrojí díky malému součtu momentových setrvačností. [2]

Následují příklady současných uspořádání hydrostatických převodů s motory v hydrokolech uvedené ve *Scientific Papers of the University of Pardubice*. [4]

#### 3.3.1 Rozbor základního uspořádání s hydrokoly [4]



Obr. 17 Obvod s jedním hydrogenerátorem a čtyřmi hydromotory [4]

Varianta uspořádání pojezdového hydrostatického mechanismu s hydrokoly. Sestává z jednoho regulačního hydrogenerátoru a čtyř neregulačních hydromotorů.

Průtok generovaný hydrogenerátorem

$$Q_0 = V_{HG} \cdot n_0 \cdot \beta \cdot \eta_{HG} \quad (3.24)$$

Průtok z HG se dělí na jednotlivé nápravy

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 \quad (3.25)$$

Průtok na přední nápravě se rozděluje k hydromotorům

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} \quad (3.26)$$

Obdobně na zadní nápravě

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} \quad (3.27)$$

Každý motor má stejný geometrický objem  $V_{HM}$ . Otáčky hydromotorů budou

$$n_{11} = \frac{Q_{11}}{V_{HM}}, n_{12} = \frac{Q_{12}}{V_{HM}}, n_{21} = \frac{Q_{21}}{V_{HM}}, n_{22} = \frac{Q_{22}}{V_{HM}} \quad (3.28)$$

V uzlech se průtok rozděluje na polovinu vstupního průtoku při předpokladu jízdy přímo a bez prokluzování

$$Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2} Q_0 \quad (3.29)$$

Průtok v jednotlivých kolech pak

$$Q_{11} = Q_{12} = Q_{21} = Q_{22} = \frac{1}{2} Q_1 = \frac{1}{4} Q_0 = \frac{1}{4} V_{HG} \cdot n_0 \cdot \beta \quad (3.30)$$

Otáčky v jednotlivých kolech

$$n_{11} = n_{12} = n_{21} = n_{22} = \frac{1}{4} \frac{Q_0}{V_{HM}} = \frac{V_{HG}}{4V_{HM}} \cdot n_0 \cdot \beta \quad (3.31)$$

Spalovací motor zatěžuje hydrogenerátor momentem

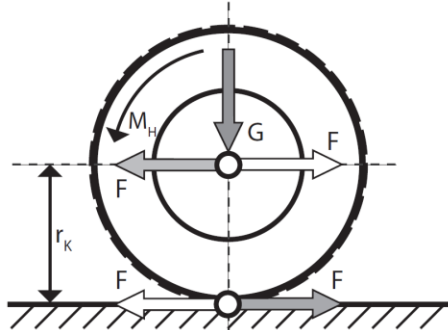
$$M_0 = \frac{V_{HG}}{2\pi} \cdot p \cdot \beta \cdot \frac{1}{\eta_M} \quad (3.32)$$

Momenty na jednotlivých hydromotorech pak

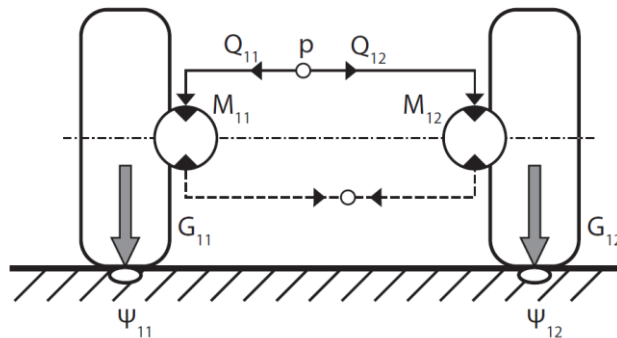
$$M_{11} = M_{12} = M_{21} = M_{22} = \frac{V_{HM}}{2\pi} \cdot p \quad (3.33)$$

## Adhezní podmínky [4]

Adhezní podmínky, které působí na kolo ve styku s vozovkou a součet odporů působících proti pohybu vozidla určuje velikost momentu přenášeného kolem.



Obr. 18 Síly a momenty na kole [4]



Obr. 19 Vazba mezi koly nápravy [4]

Vnější zatěžovací síla  $\sum F_Z$  je součtem všech odporových sil, které působí proti pohybu vozidla. Část této síly se přenáší na střed poháněného kola. Hnací síla  $F_H$  bude stejně velká a opačně orientovaná.

$$F_H = -F_Z \quad (3.34)$$

Hnací síla vytváří na efektivním poloměru kola  $r_k$  hnací moment  $M_H$

$$M_H = F_H \cdot r_k \quad (3.35)$$

Přenos hnací síly je závislý na adhezních podmínkách mezi kolem a vozovkou. Adhezivní síla  $F_A$  je přímo závislá na velikosti tíhové síly působící na kolo a hodnotě součinitele adheze.

$$F_A = G \cdot \psi \quad (3.36)$$

Nejvyšší hnací síla, kterou lze kolem efektivně přenést odpovídá velikosti adhezivní síly. Při velikosti hnací síly vyšší, než je síla adhezivní, nastává prokluz kola.

$$F_{Hmax} = F_A = G \cdot \psi \quad (3.37)$$

Maximální hnací moment využitelný pro pojezd

$$M_{Hmax} = F_{Hmax} \cdot r_k = F_A \cdot r_k = G \cdot \psi \cdot r_k \quad (3.38)$$

Adhezní síla na levém kole  $F_{A11}$

$$F_{A11} = G_{11} \cdot \psi_{11} \quad (3.39)$$

Adhezní síla na pravém kole  $F_{A12}$

$$F_{A12} = G_{12} \cdot \psi_{12} \quad (3.40)$$

Při předpokladu stejně velkých adhezních sil v obou kolech jsou oba hydromotory zatěžovány stejnými momenty  $M_{11}$  a  $M_{12}$ . Pak momenty hydromotorů

$$M_{11} = M_{12} = F_A \cdot r_k = \frac{V_{HM}}{2\pi} \cdot p \quad (3.41)$$

Pokud adhezní síla  $F_{Amin}$  na jednom kole bude menší, než na druhém, přeneše menší moment. Druhé kolo s lepšími adhezními podmínkami (vyšší adhezivní silou) přeneše moment stejně velký.

$$M_{11} = M_{12} = F_{Amin} \cdot r_k = \frac{V_{HM}}{2\pi} \cdot p_{min} \quad (3.42)$$

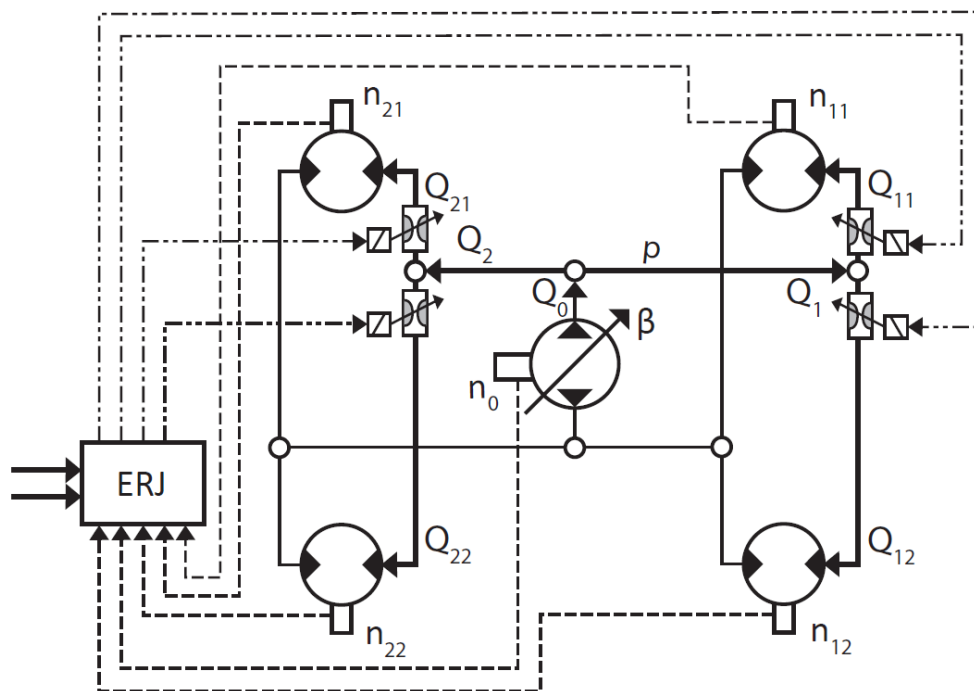
Tlak ve vysokotlaké větvi větveného obvodu je dán velikostí nejmenší zátěže.

$$p = \frac{2\pi r_k}{V_{0m}} \cdot F_{Amin} \quad (3.43)$$

Při ztrátě adheze (odlehčení, nerovnosti, kluzký nebo poddajný terén) začne kolo prokluzovat, zvýší se otáčky a odebíraný průtok. To vede ke snížení průtoku do ostatních zatížených hydromotorů a k zastavení a uvíznutí celého vozidla. Tato vlastnost paralelního zapojení se eliminuje hydraulickou uzávěrkou diferenciálu.

### 3.3.5 Řízené děliče průtoku [4]

Nejjednodušším řešením hydraulické uzávěrky je použití samočinných děličů průtoku v rozdělovacích uzlech. Zhoršené adhezní podmínky se projeví poklesem tlaku, ten klesne méně, než bez použití děliče a průtok hydromotorem se zvýší. To umožňuje samovyproštění stroje. Dělič reaguje na změnu tlakového spádu na řídicím šoupátku, tedy až po prokluzu kola. Může ovšem dojít i k úplnému zavření průtoku do hydromotoru ve větvi se sníženým tlakem. Tuto nepříznivou situaci nemůže obsluha stroje ovlivnit. Vzhledem k těmto vlastnostem je použití samočinných děličů v praxi omezené. Alternativou jsou manuálně nebo počítačem řízené děliče průtoku.



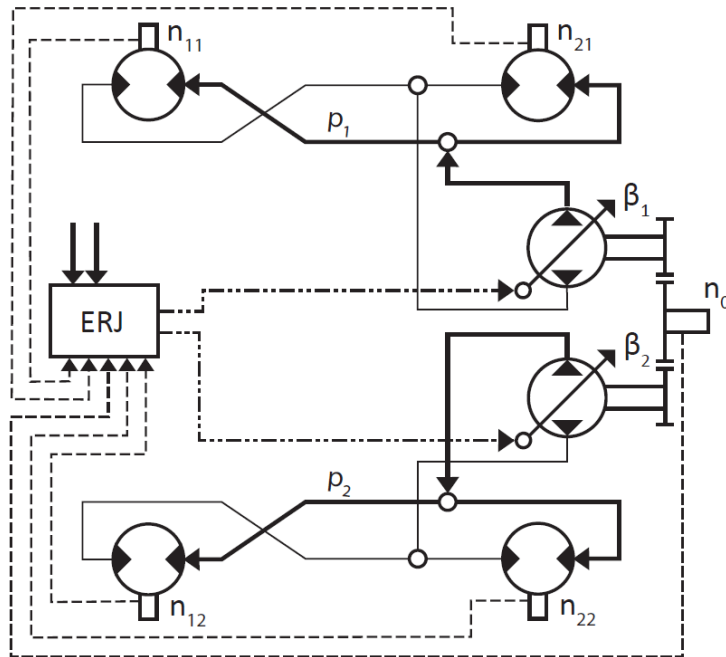
Obr. 20 Obvod s děliči průtoku řízený ERJ [4]

Schéma zapojení hydrostatického obvodu na obr. 17 je doplněno o elektrohydraulické děliče průtoku, snímače a elektronickou řídicí jednotku (ERJ). Děliče jsou nezávisle řízeny řídicí jednotkou. ERJ vyhodnocuje vstupní informace, jako je natočení polorámů (v případě kloubového řízení), otáčky kol nebo otáčky výstupní hřídele PJ. Pokud řídicí jednotka vyhodnotí překročení mezních otáček, zvýší hydraulický odpor na příslušné větvi, tím omezí průtok k danému kolu a zvedne tlak zbývajících částí větve obvodu.

Vlastnosti tohoto protiskluzového systému jsou závislé na použitých snímačích a jejich vyhodnocování řídicí jednotkou. Systém zabraňuje intenzivnímu prokluzování kol, ale neumožňuje úplné zablokování nápravových diferenciálů.

### 3.3.6 Řízená diference otáček [4]

Použitím dvou regulačních hydrogenerátorů získáme dva samostatné hydraulické obvody (obr.21). Každý pohání kola jedné strany. Tato koncepce je vhodná pro MPS s kloubovým rámem, která se vyznačuje stejnou diferencí otáček kol na jedné straně při jízdě zatáčkou. (2.3.3)



Obr. 21 Řízená diference otáček [4]

Při jízdě v přímém směru bez prokluzování řídicí jednotka nastavuje stejnou hodnotu regulačního parametru hydromotorů.  $\beta_1 = \beta_2$ . Tlak v obou obvodech je pak také stejný  $p_1 = p_2$

Při jízdě přímo se sníženou adhezní silou na jednom z kol poklesne tlak příslušné větve úměrně velikosti nejmenší zátěže. Tlak druhé větve zůstává stejný (při předpokladu zachování původních - lepších adhezních podmínek). Řídicí jednotka nemění hodnotu regulačního parametru. Nedojde k uvíznutí, ale stroj bude mít tendenci zatáčet ke straně s horšími adhezními podmínkami.

Rozdělovací uzly mezi koly každé strany plní funkci hydraulického mezinápravového diferenciálu. Nevhodné adhezní podmínky mohou vést k úplnému prokluzu kola a zastavení druhého kola v obvodu. Tuto vlastnost obvodu lze odstranit přidáním řízených elektrohydraulických děličů průtoku na rozdělovací uzly.

Uvažujeme kloubelem řízený stroj. ERJ na základě signálu obsluhy (natáčení volantu) mění regulační parametr hydrogenerátorů.

$$\beta_1 = \beta_{10} \pm \Delta\beta \quad (3.44)$$

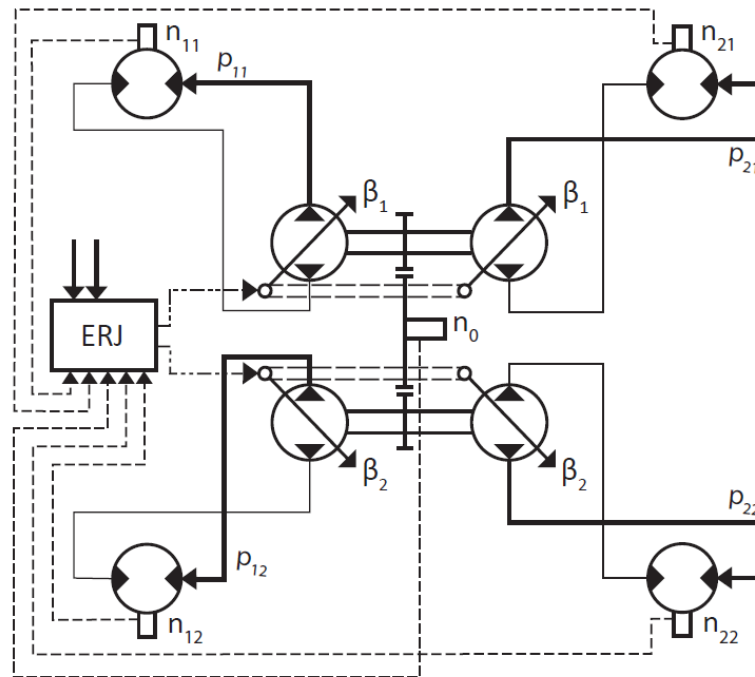
$$\beta_2 = \beta_{20} \pm \Delta\beta \quad (3.45)$$

Tím dojde i ke změně průtoků

$$Q_1 = Q_{10} \pm \Delta Q \quad (3.46)$$

$$Q_2 = Q_{20} \pm \Delta Q \quad (3.47)$$

Změnou průtoků na hydrogenerátorech dojde k diferenci otáček a vozidlo začne zatáčet dříve, než servomechanismus řízení směru jízdy natočí polorámy do konečné polohy. Změna směru jízdy stroje je tak zajišťována primárně řízenou diferencí otáček. Ta probíhá současně s natáčením servomechanismy řízení, aby zatáčení probíhalo bez prokluzu kol.



Obr. 22 Použití čtyř hydrogenerátorů v samostatných obvodech [4]

Zlepšení jízdních vlastností dosáhneme použitím 4 samostatných obvodů. Každý hydromotor je v samostatném obvodu s vlastním regulačním hydrogenerátorem (obr. 22). V každém obvodu je pak tlak odpovídající adhezním podmínkám kola příslušného hydromotoru. Dochází tak k plnému využití adhezivních podmínek jednotlivých kol. Regulační parametr je stejný pro hydromotory na jedné straně, geometrický objem je také stejný.

$$Q_{11} = Q_{21} = V_{HG} \cdot i \cdot n_0 \cdot \beta_1 \quad (3.48)$$

$$Q_{12} = Q_{22} = V_{HG} \cdot i \cdot n_0 \cdot \beta_1 \quad (3.49)$$

Regulační parametr při přímé jízdě je pro obě strany stejný.  $\beta_{10} = \beta_{20}$

Při jízdě zatáčkou

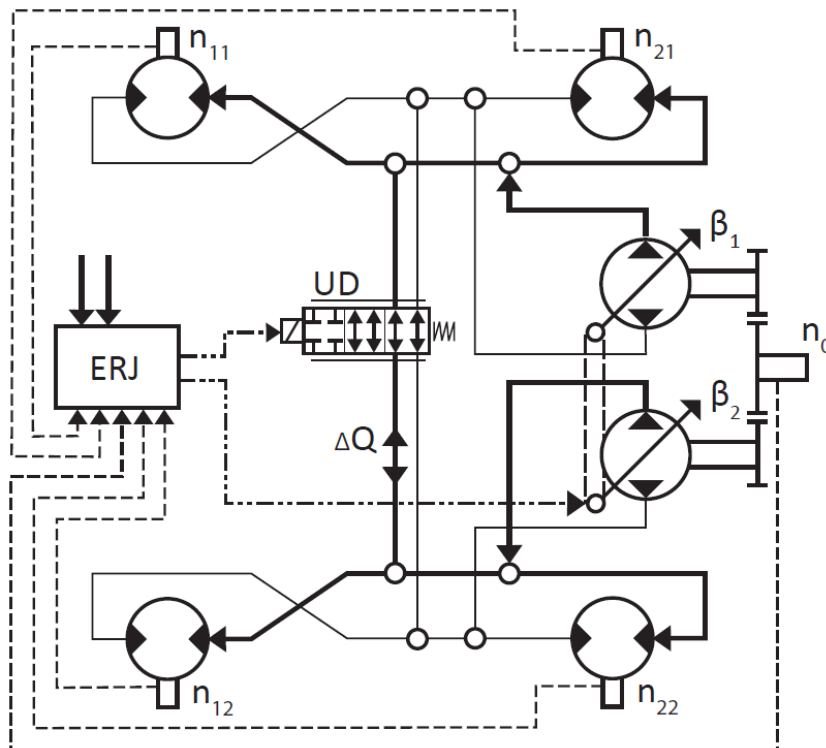
$$\beta_1 = \beta_{10} \pm \Delta\beta \quad (3.50)$$

$$\beta_2 = \beta_{20} \pm \Delta\beta \quad (3.51)$$

Tato konstrukce nabízí dobré jízdní vlastnosti. Její nevýhodou je složitost konstrukce, množství použitých převodníků, náročnost řízení systému a celková spolehlivost.

### 3.3.7 Řízená uzávěrka nápravového diferenciálu [4]

Do systému na obr. 21 se doplní hydraulické vedení s uzávěrkou nápravových diferenciálů (UD), propojující oba původně nezávislé obvody. Všechny hydromotory tak získají paralelní vazbu na oba hydrogenerátory.



Obr. 23 Řízená uzávěrka hydraulického diferenciálu [4]

Regulační parametr obou generátorů bude stejný  $\beta_1 = \beta_2$ . Při jízdě přímo bez prokluzu je průtok diferenciálním vedením nulový. Při zhoršení adhezních podmínek dojde k prokluzu kola a diferenciálním vedením začne protékat nenulový diferenciální průtok.

Při jízdě zatáčkou se stejnými adhezními podmínkami protéká vedením diferenciální průtok umožňující vynucenou diferenci otáček kol.

ERJ uzavírá UD při přímé jízdě, kdy nenulový diferenciální průtok znamená, že některé z kol prokluzuje. Při jízdě zatáčkou ERJ reguluje diferenciální průtok při nadměrnému prokluzování některého z kol.



## 4 Návrh hydrostatického pohonu kolového nakladače

V této části práce provedu zjednodušený návrh pohonu pro mobilní pracovní stroj. Tím bude čelní kolový nakladač (1.1) s kloubovým rámem (2.3.3). Pohon pojezdu nakladače bude hydrostatický s hydromotory v kolech (3.3). Provedení bude vypracováno ve dvou variantách. A to s radiálními a axiálními hydromotory. Výpočet bude obsahovat stanovení parametrů a volbu hydraulických převodníků.

S ohledem na zadání a rozsah práce jde o základní návrh, který obsahuje řadu zjednodušení. Dále neobsahuje návrh příslušenství obvodu, jako jsou vedení kapaliny, nádrž, filtry nebo chladič.

### 4.1 Parametry nakladače

Vstupní výpočtové parametry pro návrh budou hmotnost stroje, zatížení lopaty, rychlostní rozsah, rozměry kol (pneumatiky) a parametry spalovacího motoru.

Tab. 3 Parametry nakladače

Provozní hmotnost stroje [kg]	5000
Nosnost lopaty [kg]	1500
Rychlostní rozsah [km/h]	0-20
Počet hnaných kol [-]	4

Tab. 4 Parametry použitých pneumatik Mitas 405/70R18 EM-01 [x]

Hmotnost [kg]	64
Hustící tlak [bar]	3,8
Šířka [mm]	452
Velikost ráfku ["]	18
Statický poloměr [mm]	462
Odvalený dynamický obvod [m]	2,903

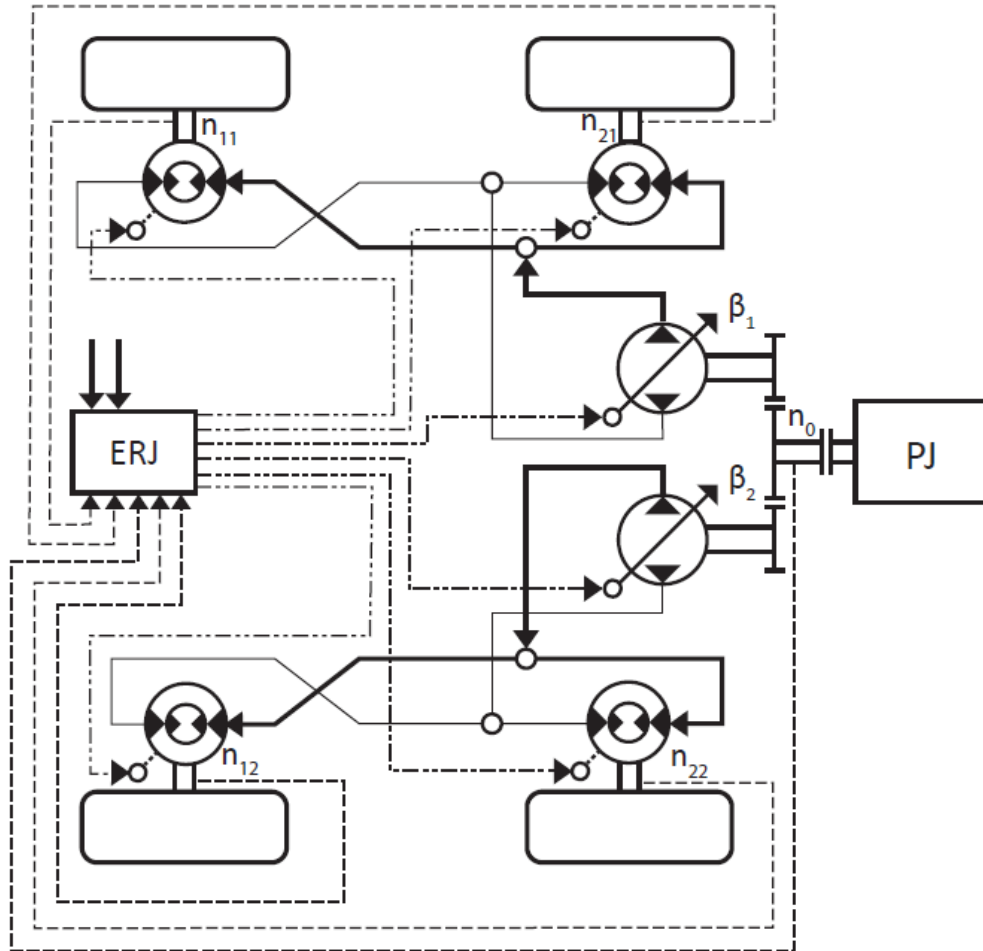
Tab. 5 Parametry použitého motoru Kubota V3800-CR-TIE4B [15]

Maximální výkon $P_{PJmax}$	55,4 kW při 2200 ot/min
Maximální krouticí moment $M_{PJmax}$	310 N·m při 1500 ot/min
Výkon při pracovních otáčkách $P_{PJpr}$	54 kW při 1900 ot/min
Krouticí moment při pracovních otáčkách $M_{PJpr}$	270 N·m při 1900 ot/min

Realizovaný pohon bude využívat hydromotory umístěné v kolech (hydrokola). Pohonná jednotka bude pohánět dva hydrogenerátory, z nichž každý bude pohánět paralelně zapojené hydromotory jedné strany.

### Hnací ústrojí s radiálními hydromotory

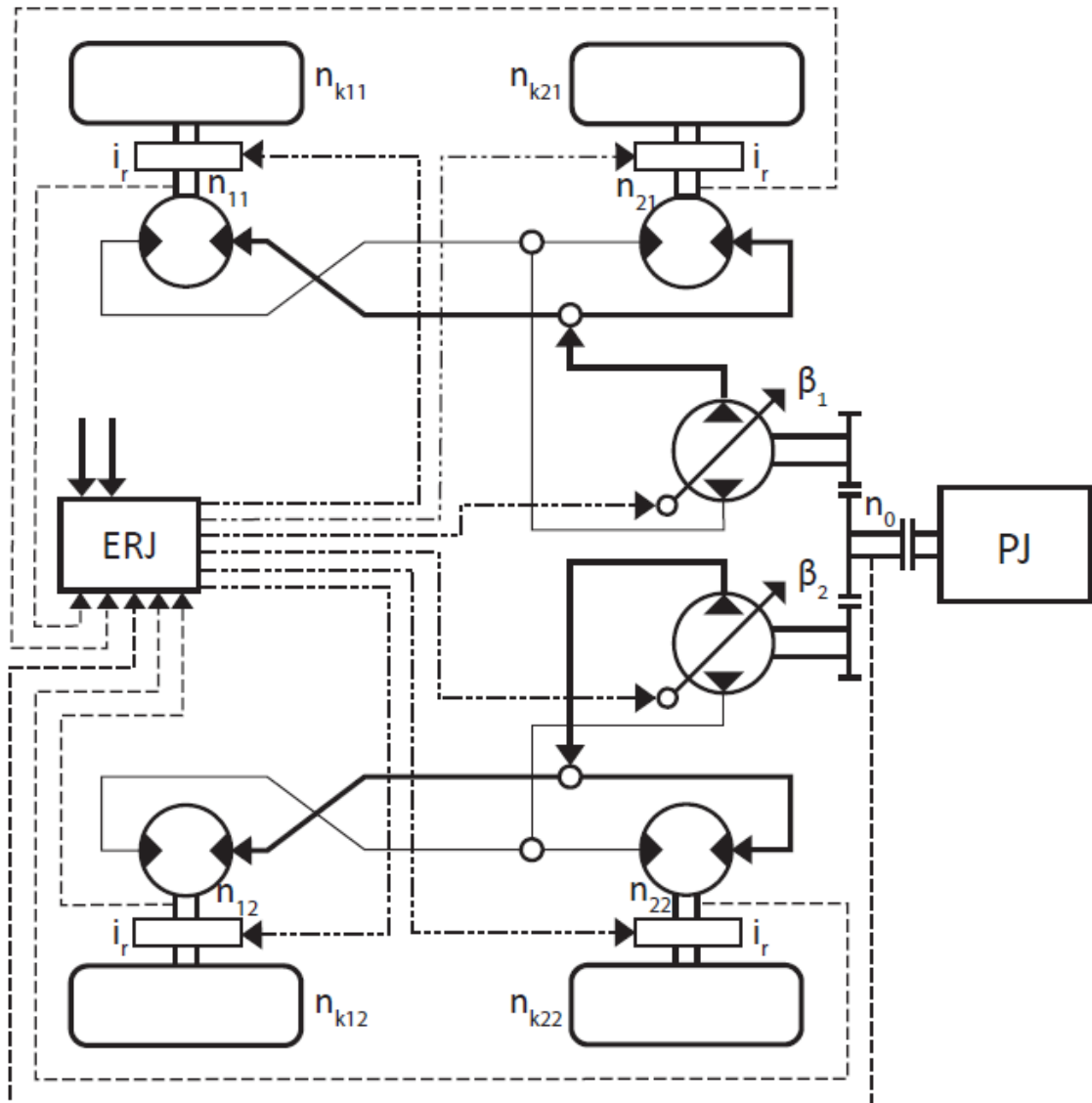
V první variantě budou hydromotory radiální dvoustupňové, tj. budou umožňovat přepnutí na pojezdový režim, který poskytuje větší rychlost stroje při přejíždění mezi pracovními úkony.



Obr. 24 Schéma hnacího ústrojí s radiálními motory

## Hnací ústrojí s axiálními hydromotory

Ve variantě použijí axiální pístové hydromotory s konstantním geometrickým objemem a dvoustupňovým planetovým reduktorem.



Obr. 25 Schéma hnacího ústrojí s axiálními motory

### 4.2 Jízdní odpory

Jízdní odpory vyjadřují síly, které působí proti pohybu vozidla. Celkový jízdní odpor se skládá z dílčích odporů, kterými jsou odpor stoupání  $O_s$ , odpor valení  $O_v$ , odpor zrychlení  $O_z$ , odpor vzduchu  $O_{vz}$ , případně další odpory jako např. odpor tažného zařízení. Některé působí stále (odpor valení), některé (odpor stoupání) pouze za určitých podmínek. Celkový jízdní odpor je závislý na mnoha parametrech, jakými jsou sklon vozovky, použité pneumatiky, vlastnosti terénu, hmotnost stroje a nákladu a další. S ohledem na nízkou pojezdovou rychlost stroje odpor vzduchu zanedbám.

### Odpor stoupání [3]

Odpor stoupání je vyjádřen sinusovou složkou tíhy nakladače vůči terénu, působíště má v těžišti stroje.

$$s = \frac{H}{L} \cdot 100 = \operatorname{tg} \varphi \cdot 100 [\%] \quad (4.1)$$

Kde:

$s [-]$	stoupání
$L [m]$	horizontální vzdálenost
$H [m]$	převýšení
$\varphi [^\circ]$	úhel stoupání

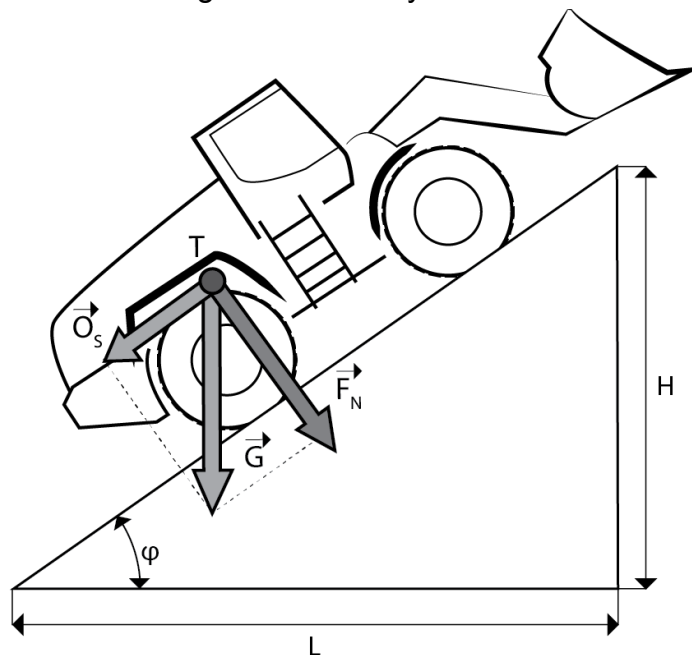
Pak úhel stoupání

$$\varphi = \operatorname{arctg}(s) [^\circ] \quad (4.2)$$

$$G = m \cdot g [N] \quad (4.3)$$

Kde:

$G [N]$	celková tíha nakladače
$m [kg]$	celková hmotnost nakladače
$g [m \cdot s^{-2}]$	konstanta gravitačního zrychlení



Obr. 26 Odpor stoupání

Reakcí na tíhu nakladače je normálová síla.

$$F_N = G \cdot \cos \varphi [N] \quad (4.4)$$

Kde:

$F_N [N]$	normálová síla
-----------	----------------

Velikost odporu stoupání odpovídá sinové složce tíhy nakladače.

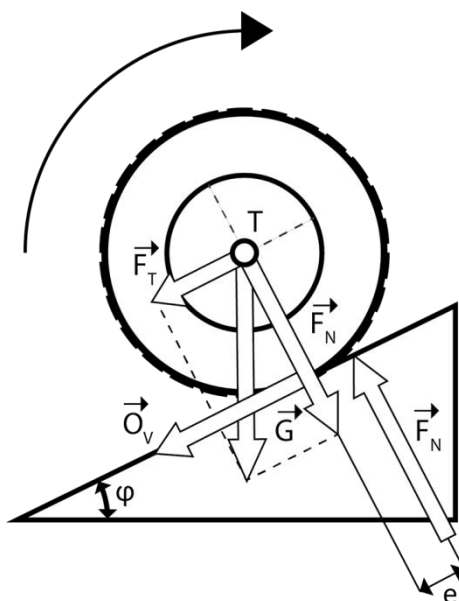
$$O_s = G \cdot \sin\varphi [N] \quad (4.5)$$

Kde:

$O_s [N]$                       odpor stoupání

### Odpor valení [3]

Odpor valení je důsledkem deformací pneumatik a podkladu na kterém se vozidlo pohybuje. Pneumatika je stlačována v její přední části a měrný tlak ve stykové ploše je zde větší. Radiální reakce se tak před svislou osu kola a vzniká zde moment působící proti pohybu kola.



Obr. 27 Odpor valení

$$M_o = O_v \cdot r_{stat} = G \cdot \cos\varphi \cdot e [N \cdot m] \quad (4.6)$$

Kde:

$M_o [N \cdot m]$                       moment valivého odporu  
 $O_v [N]$                               odpor valení  
 $r_{stat} [m]$                             statický poloměr pneumatiky  
 $e [m]$                                  rameno valivého odporu

$$O_v = F_N \cdot \frac{e}{r_{stat}} = G \cdot \cos\varphi \cdot f_k [N] \quad (4.7)$$

Kde:

$O_v [N]$                               valivý odpor  
 $F_N [N]$                               velikost normálové síly tíhy vozidla  
 $f_k [-]$                                  koeficient valení  
 $r_{stat} [m]$                             statický poloměr pneumatiky  
 $e [m]$                                  rameno valivého odporu

$G$  [N] celková tíha nakladače

Koeficient valení  $f_k$  je parametr závislý na vlastnostech povrchu podkladu, rychlosti odvalování a nahuštění pneumatiky. Ke zvýšení velikosti ramene valivého odporu  $e$  dochází snížením tlaku v pneumatice a při vysokých rychlostech otáčení kola.

Tab. 6 Tabulka koeficientu valení  $f_k$  pro různé povrchy [3]

Povrch	$f_k$
Asfalt	0,01-0,02
Beton	0,015-0,025
Dlažba	0,02-0,03
Makadam	0,03-0,04
Suchá vozová cesta	0,04-0,08
Mokrá vozová cesta	0,08-0,2
Travnatý terén	0,08-0,15
Náledí	0,01-0,025
Bahnitá půda	0,2-0,4

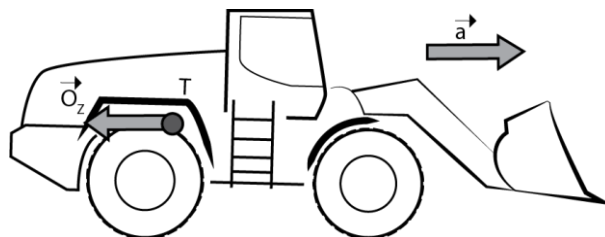
$$O_v = G \cdot \cos\varphi \cdot f_k \text{ [N]} \quad (4.8)$$

Kde:

$O_v$  [N] valivý odpor  
 $f_k$  [-] koeficient valení  
 $G$  [N] celková tíha nakladače

### Odpor zrychlení [3]

Odpor zrychlení je dán součtem setrvačných sil působících proti změně rychlosti vozidla. Nejvýznamnější složkou je posuvné zrychlení celého vozidla. Dále pak odpor zrychlení rotujících částí (motor, převody, kola).



Obr. 28 Odpor zrychlení

$$O_z = m_{red} \cdot a \text{ [N]} \quad (4.9)$$

Kde:

$O_z$  [N] odpor zrychlení  
 $m_{red}$  [kg] reduková výpočtová hmotnost  
 $a$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] požadované zrychlení

## Celkový jízdní odpor

Celkový odpor bude součtem uvažovaných odporů

$$O_c = O_s + O_v + O_z [N] \quad (4.10)$$

Kde:

$O_c [N]$  celkový jízdní odpor

## 4.3 Stanovení hnací síly

Velikost hnací síly  $F_h$  musí překonat jízdní odpory působící proti pohybu stroje. Aby bylo vozidlo schopné pohybu, musí platit

$$F_h \geq O_c [N] \quad (4.11)$$

### Maximální trakční síla

Využitelná hnací síla je limitována tíhou stroje a přilnavostí pneumatik s vozovkou. Vyšší sílu nelze účinně přenést, proto by optimální tažná síla neměla tuto hodnotu přesáhnout. Trakční sílu určíme jakou součin tíhy stroje a součinitele přilnavosti.

Tab. 7 Tabulka součinitele přilnavosti [3]

Povrch	$\mu$
Asfalt suchý	0,6-09
Asfalt mokrý	0,-08
Beton suchý	0,8-1
Beton mokrý	0,5-0,8
Dlažba suchá	0,6-0,8
Dlažba mokrá	0,3-0,5
Makadam suchý	0,6-0,8
Makadam mokrý	0,3-0,5
Vozová cesta suchá	0,4-0,6
Vozová cesta mokrá	0,3-0,4
Tráva suchá	0,4-0,6
Tráva mokrá	0,2-0,5
Písek, sníh	0,2-0,4
Náledí	0,1-0,3

$$F_{tmax} = G \cdot \mu [N] \quad (4.12)$$

Kde:

$F_{tmax} [N]$  maximální trakční síla

$\mu [-]$  součinitel přilnavosti

Na základě předchozích výpočtových vztahů a tabulek koeficientů jsou stanoveny odhady velikosti jízdních odporů na nakladač ve vybraných podmínkách.

Tab. 8 Tabulka celkového jízdního odporu  $O_c$  [N] ve vybraných podmínkách

Situace	Jízdní odpor [N]
Zrychlování 1 m·s po asfaltu se stoupáním 10%, prázdná lopata	5832
Jízda po trávě se stoupáním 30%, prázdná lopata	14275
Jízda po makadamu se stoupáním 50%, prázdná lopata	20740
Jízda po mokré vozové cestě se stoupáním 50%, prázdná lopata	28235

Nakladač se s ohledem na pracovní nasazení bude obvykle pohybovat po kamenitém nebo hlinitém povrchu. Velikost optimální hnací síly nakladače musí být schopna překonat jízdní a pracovní odpory, ve kterých bude stroj pracovat, v našem případě to bude požadavek zvládnutí jízdy s prázdným nakladačem po mokré vozové cestě se stoupáním 50 %. Zároveň by neměla převyšovat velikost maximální efektivní trakční síly. Ta je limitována hmotností nakladače a adhezními podmínkami. S ohledem na dané parametry a výkon použitého motoru volím pro následující výpočet minimální požadovanou hnací sílu  $F_{hmin}$ .

$$F_{hmin} = 32000 \text{ N}$$

#### Potřebný hnací moment

$$M_{hmin} = F_{hmin} \cdot r_{stat} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.13)$$

$$M_{hmin} = 32000 \cdot 0,462 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{hmin} = 14784 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

$M_{hmin}$  [N·m]                      potřebný hnací moment

$r_{stat}$  [m]                              statický poloměr kola

## 4.4 Výpočet hydraulického převodu s radiálními motory

Zvolené hydromotory budou dvoustupňové. Tedy budou schopny pracovat se dvěma hodnotami geometrického objemu. Při plném objemu dosáhne stroj vyššího hnacího momentu, při zmenšeném objemu zase vyšší pojezdové rychlosti.

### 4.4.1 Návrh hydromotorů a hydrogenerátorů

#### Hydromotory

Minimální celkový geometrický objem pro vyvinutí potřebného hnacího momentu při předpokládaném tlakovém spádu  $\Delta p$  40 Mpa.

$$V_{omin} = \frac{M_{hmin} \cdot 2 \cdot \pi}{\Delta p \cdot \eta_{mhHM}} \text{ [m}^3\text{/ot]} \quad (4.14)$$

$$V_{omin} = \frac{14784 \cdot 2 \cdot \pi}{40 \cdot 10^6 \cdot 0,89} \text{ [m}^3\text{/ot]}$$



$$V_{omin} = 2609,29 \text{ cm}^3/\text{ot}$$

Kde:

$$\begin{aligned} V_{omin} [\text{cm}^3/\text{ot}] & \text{ minimální geometrický objem hydromotorů} \\ \Delta p [\text{Mpa}] & \text{ tlakový spád} \\ \eta_{mhHM} [-] & \text{ hydromechanická účinnost HM} \end{aligned}$$

Při zjednodušení - předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení jednotlivých kol bude potřebný geometrický objem pro každé kolo stejný, tedy

$$V_{HMmin} = \frac{V_{omin}}{i_c} [\text{cm}^3/\text{ot}] \quad (4.15)$$

$$V_{HMmin} = \frac{2690,82}{4} [\text{cm}^3/\text{ot}]$$

$$V_{HMmin} = 652,32 \text{ cm}^3/\text{ot}$$

Kde:

$$\begin{aligned} V_{HMmin} [\text{cm}^3/\text{ot}] & \text{ potřebný geometrický objem jednoho hydromotoru} \\ i_c [-] & \text{ celkový počet hydromotorů} \end{aligned}$$

Výpočet požadovaných největších otáček hydromotoru na základě požadované pojezdové rychlosti stroje

$$n_{HM} = \frac{v_{max}}{o_{dyn}^{3,6}} \cdot 60 [\text{min}^{-1}] \quad (4.16)$$

$$n_{HM} = \frac{20}{2,903} \cdot 60 [\text{min}^{-1}]$$

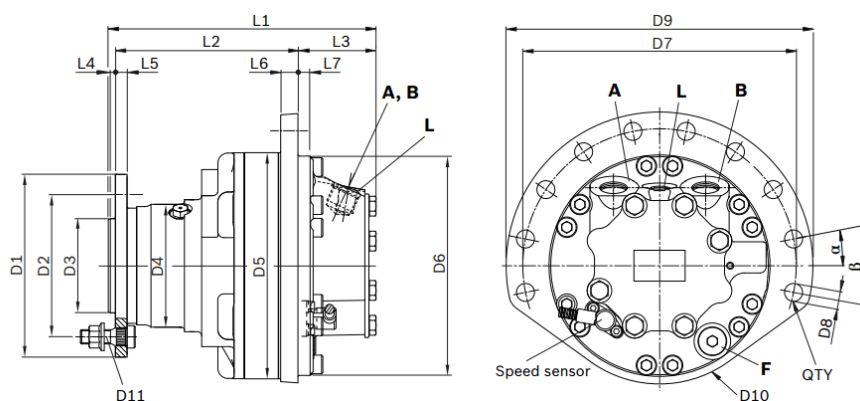
$$n_{HM} = 114,8 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$$\begin{aligned} v_{max} [\text{km/h}] & \text{ nejvyšší požadovaná rychlost nakladače} \\ n_{HM} [\text{min}^{-1}] & \text{ teoretické otáčky hydromotoru při maximální rychlosti} \\ o_{dyn} [\text{m}] & \text{ odvalený obvod pneumatiky} \end{aligned}$$

Na základě vypočtených parametrů volím radiální pístový hydromotor firmy Bosch Rexroth řady MCR-F.

Tyto motory se vyznačují kompaktní konstrukcí vhodnou pro použití v hydrokolech. Motor je obousměrný, dvoustupňový. Umožňuje tak jízdu vzad, vpřed a volbu mezi pracovním a jízdním režimem. Dále může být vybaven parkovací brzdou, dynamickou bubnovou brzdou, vyplachovacím ventilem a senzorem rychlosti.



Obr. 29 Zvolený radiální hydromotor [16]

L1=325 mm

ØD1=195 mm

ØD5=264 mm

ØD6=253 mm

ØD9=335 mm

Tab. 9 Parametry zvoleného hydromotoru [16]

Geometrický objem $V_{HM1}$	680 [ $cm^3/ot$ ]
Geometrický objem $V_{HM2}$	340 [ $cm^3/ot$ ]
Maximální otáčky	265 [ $min^{-1}$ ]
Hmotnost	46 [kg]
Maximální tlak	40 [MPa]

Potřebný průtok jedním hydromotorem pro dosažení minimální požadované rychlosti. Ta bude dosažena v jízdním režimu, tedy s polovičním objemem hydromotorů.

$$Q_{pHM} = \frac{1}{\eta_{vHM}} \cdot V_{HM2} \cdot n_{HM} [dm^3 \cdot min^{-1}] \quad (4.17)$$

$$Q_{pHM} = \frac{1}{0,98} \cdot 0,340 \cdot 114,8 [dm^3 \cdot min^{-1}]$$

$$Q_{pHM} = 39,83 dm^3 \cdot min^{-1}$$

Kde:

$Q_{pHM} [dm^3 \cdot min^{-1}]$       potřebný průtok hydromotorem  
 $\eta_{vHM} [-]$                       objemová účinnost hydromotoru

### Hydrogenerátory

Potřebný geometrický objem jednoho hydrogenerátoru stanovíme na základě otáček hydrogenerátoru a počtu hydromotorů v obvodu s jedním hydrogenerátorem. Otáčky hydrogenerátoru se rovnají otáčkám motoru.

$$V_{HGmin} = \frac{Q_p \cdot i_s}{\eta_{vHG} \cdot n_{HG}} [cm^3/ot] \quad (4.18)$$

$$V_{HGmin} = \frac{39828 \cdot 2}{0,98 \cdot 1900} [cm^3/ot]$$

$$V_{HGmin} = 42,78 cm^3/ot$$

Kde:

$i_s [-]$  počet hydromotorů jedné strany  
 $V_{HGmin} [cm^3/ot]$  výpočtový geometrický objem hydrogenerátoru  
 $\eta_{vHG} [-]$  objemová účinnost hydrogenerátoru  
 $n_{HG} [min^{-1}]$  otáčky hydrogenerátoru

### Volba hydrogenerátorů

Na základě minimálního potřebného geometrického objemu hydrogenerátoru volím dvojitý regulační axiální pístový hydrogenerátor Bosch Rexroth A24VG 45-45 series 10.

Tab. 10 Parametry hydrogenerátoru [17]

Geometrický objem	2x45 $cm^3/ot$
Maximální otáčky	3700 $min^{-1}$
Hmotnost	90 $kg$
Maximální tlak	40 $MPa$

#### 4.4.2 Skutečné parametry obvodu

Maximální průtok  $Q$  vytvářený jedním hydrogenerátorem při pracovních otáčkách PJ

$$Q = n_{HG} \cdot \eta_{vHG} \cdot V_{HG} [dm^3 \cdot min^{-1}] \quad (4.19)$$

$$Q = 1900 \cdot 0,98 \cdot 45 \cdot 10^{-3} [dm^3 \cdot min^{-1}]$$

$$Q = 83,79 dm^3 min^{-1}$$

Kde:

$V_{HG} [cm^3/ot]$  geometrický objem hydrogenerátoru  
 $\eta_{vHG} [-]$  objemová účinnost hydrogenerátoru  
 $n_{HG} [min^{-1}]$  otáčky hydrogenerátoru

Tlakové ztráty v obvodu  $\Delta p_z$  jsou odhadnuty na 1  $MP$ .

$$\eta_{obv} = \frac{\Delta p_{HM} - \Delta p_z}{\Delta p_{HG}} [-] \quad (4.20)$$

$$\eta_{obv} = \frac{40 - 1}{40} [-]$$

$$\eta_{obv} = 0,975$$

Kde:

$\eta_{obv} [-]$  účinnost hydraulického obvodu  
 $\Delta p_z [MPa]$  předpokládané tlakové ztráty v obvodu

$\Delta p_{HM}$  [MPa] tlakový spád na hydromotoru  
 $\Delta p_{HG}$  [MPa] tlakový spád na hydrogenerátoru

Celková účinnost obvodu  $\eta_{celk}$  na základě dílčích účinností

$$\eta_{celk} = \eta_{obv} \cdot \eta_{mhHM} \cdot \eta_{vHM} \cdot \eta_{mhHG} \cdot \eta_{vHG} [-] \quad (4.21)$$

$$\eta_{celk} = 0,975 \cdot 0,89 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98 [-]$$

$$\eta_{celk} = 0,765$$

Kde:

$\eta_{mhHG}$  [-] hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru

Předpokládáme, že při maximálním zatížení stroje bude odebírat většinu výkonu PJ pojezd stroje. Pracovní hydraulika žádný a pro příslušenství a řídicí ústrojí stroje stanovíme odběr 8000 W. Pak předpokládaný výkon  $P_{pojezd}$  využitelný pro pojezd stroje

$$P_{pojezd} = P_{PJpr} - P_{přís} [W] \quad (4.22)$$

$$P_{pojezd} = 54000 - 8000 [W]$$

$$P_{pojezd} = 46000 W$$

Kde:

$P_{přís}$  [W] výkon PJ odebíraný příslušenstvím s řídicím ústrojím

$P_{PJprac}$  [W] výkon PJ v pracovních otáčkách

### Pracovní režim

V pracovním režimu stroj pracuje s plným geometrickým objemem hydromotorů  $V_{HM1}$ . V tomto režimu dosáhne největší hnací síly, ale jeho maximální rychlost oproti režimu jízdnímu je poloviční.

Nejvyšší otáčky hydromotorů v pracovním režimu při maximálním průtoku hydrogenerátoru

$$n_{HM1} = \frac{q}{V_{HM1} \cdot i_s} \cdot \eta_{objHM} [min^{-1}] \quad (4.23)$$

$$n_{HM1} = \frac{83,79}{2,680 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,98 [min^{-1}]$$

$$n_{HM1} = 60,38 min^{-1}$$

Kde:

$i_s$  [-] počet hydromotorů jedné strany

$n_{HM1}$  [ $min^{-1}$ ] maximální otáčky HM v pracovním režimu

Maximální rychlost nakladače v pracovním režimu

$$v_{prac} = n_{HM1} \cdot o_{dyn} [km/h] \quad (4.24)$$

$$v_{prac} = 60,38 \cdot 2,903 \cdot \frac{60}{1000} [km/h]$$

$$v_{prac} = 10,52 \text{ km/h}$$

Kde:

$$v_{prac} \text{ [km/h]} \quad \text{rychlost stroje v pracovním režimu}$$

Maximální hnací moment stroje  $M_{H1max}$  v pracovním režimu

$$M_{H1max} = \frac{V_{HM} \cdot i \cdot \Delta p_{HM} \cdot \eta_{mhHM}}{2 \cdot \pi} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.25)$$

$$M_{H1max} = \frac{680 \cdot 4 \cdot 39 \cdot 0,89}{2 \cdot \pi} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{H1max} = 15026 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální hnací síla stroje  $F_{H1max}$  v pracovním režimu

$$F_{H1max} = \frac{M_{Hmax}}{r_{stat}} \text{ [N]} \quad (4.26)$$

$$F_{H1max} = \frac{15026}{0,462} \text{ [N]}$$

$$F_{H1max} = 32523,8 \text{ N}$$

Stanovení nejvyšší rychlosti při maximální hnací síle pracovního režimu

$$v_{maxF1} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{F_{Hmax}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.27)$$

$$v_{maxF1} = \frac{46000 \cdot 0,765}{32523,1} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$v_{maxF1} = 1,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

$$v_{maxF1} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{nejvyšší rychlost při maximální hnací síle}$$

Stanovení hnací síly při maximální rychlosti pracovního režimu

$$F_{H1maxv} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{v_{prac}} \text{ [N]} \quad (4.28)$$

$$F_{H1maxv} = \frac{46000 \cdot 0,765 \cdot 3,6}{10,52} \text{ [N]}$$

$$F_{H1maxv} = 12042,2 \text{ N}$$

Kde:

$$F_{H1maxv} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{hnací síla při maximální rychlosti}$$

### Jízdní režim

V jízdním režimu pracují hydromotory s polovičním geometrickým objemem, dosáhneme vyšší pojezdové rychlosti stroje, maximální tažná síla bude menší.

Nejvyšší otáčky hydromotorů v jízdním režimu při maximálním průtoku hydrogenerátoru

$$n_{HM1} = \frac{83,79}{2 \cdot 340 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,98 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (4.29)$$

$$n_{HM1} = 120,76 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$$n_{HM1} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad \text{maximální otáčky HM v jízdním režimu}$$

Maximální rychlost nakladače v jízdním režimu

$$v_{jizd} = n_{HM2} \cdot o_{dyn} \text{ [km/h]} \quad (4.30)$$

$$v_{jizd} = 120,76 \cdot 2,903 \cdot \frac{60}{1000} \text{ [km/h]}$$

$$v_{jizd} = 21,03 \text{ km/h}$$

Kde:

$$v_{jizd} \text{ [km/h]} \quad \text{rychlost stroje v jízdním režimu}$$

Maximální hnací moment stroje  $M_{H1max}$  v jízdním režimu

$$M_{H2max} = \frac{V_{HM} \cdot i \cdot \Delta p_{HM} \cdot \eta_{mhHM}}{2 \cdot \pi} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.31)$$

$$M_{H2max} = \frac{340 \cdot 4 \cdot 39 \cdot 0,89}{2 \cdot \pi} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{H2max} = 7513 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální hnací síla stroje  $F_{H1max}$  v jízdním režimu

$$F_{H2max} = \frac{M_{Hmax}}{r_{stat}} \text{ [N]} \quad (4.32)$$

$$F_{H2max} = \frac{7513}{0,462} \text{ [N]}$$

$$F_{H2max} = 16261,9 \text{ N}$$

Stanovení nejvyšší rychlosti při maximální hnací síle jízdního režimu

$$v_{maxF2} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{F_{Hmax}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4.33)$$

$$v_{maxF2} = \frac{46000 \cdot 0,765}{16261,9} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$v_{maxF2} = 2,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

$$v_{maxF2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad \text{nejvyšší rychlost při maximální hnací síle}$$

Stanovení hnací síly při maximální rychlosti jízdního režimu

$$F_{H2maxv} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{v_{prac}} \text{ [N]} \quad (4.34)$$

$$F_{H2maxv} = \frac{46000 \cdot 0,765 \cdot 3,6}{21,04} \text{ [N]}$$

$$F_{H2maxv} = 6021,1 \text{ N}$$

Kde:

$$F_{H2maxv} [m \cdot s^{-1}] \quad \text{hnací síla při maximální rychlosti}$$

## 4.5 Výpočet hydraulického převodu s axiálními motory

Postup výpočtu je obdobný jako u varianty s radiálními motory, rozdílem je mechanický převodový člen mezi hydromotory a koly. Axiální motory pracují s konstantním geometrickým objemem. Volba mezi pracovním a jízdním režimem je realizována změnou převodového poměru dvoustupňového mechanického reduktoru.

### 4.5.1 Návrh hydromotorů a hydrogenerátorů

Minimální celkový geometrický objem pro vyvinutí potřebného hnacího momentu při předpokládaném tlakovém spádu  $\Delta p$  40 Mpa

$$V_{omin} = \frac{M_{hmin} \cdot 2 \cdot \pi}{\Delta p \cdot \eta_{mhHM} \cdot i_{r1} \cdot \eta_r} [m^3/ot] \quad (4.35)$$

$$V_{omin} = \frac{14784 \cdot 2 \cdot \pi}{40 \cdot 10^6 \cdot 0,92 \cdot 25 \cdot 0,98} [m^3/ot]$$

$$V_{omin} = 103,028 \text{ cm}^3/ot$$

Kde:

$V_{omin} [m^3/ot]$	minimální geometrický objem hydromotorů
$\Delta p [Mpa]$	tlakový spád
$i_{r1} [-]$	vyšší převodový poměr reduktoru
$\eta_{mhHM} [-]$	hydromechanická účinnost HM
$\eta_r [-]$	účinnost mechanického reduktoru

Při zjednodušení - předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení jednotlivých kol bude potřebný geometrický objem pro každé kolo stejný, tedy

$$V_{HMmin} = \frac{V_{omin}}{i_c} [cm^3/ot] \quad (4.36)$$

$$V_{HMmin} = \frac{103,03}{4} [cm^3/ot]$$

$$V_{HMmin} = 25,76 \text{ cm}^3/ot$$

Kde:

$V_{HMmin} [cm^3/ot]$	potřebný geometrický objem jednoho hydromotoru
$i_c [-]$	celkový počet hydromotorů

Výpočet největších otáček hydromotoru  $n_{HM}$  na základě požadované pojezdové rychlosti

$$n_{HM} = \frac{v_{max,3,6} \cdot i_{r1}}{o_{dyn}} \cdot 60 [min^{-1}] \quad (4.37)$$

$$n_{HM} = \frac{20}{3,6} \cdot 15 \cdot 60 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$n_{HM} = 1710 \text{ min}^{-1}$$

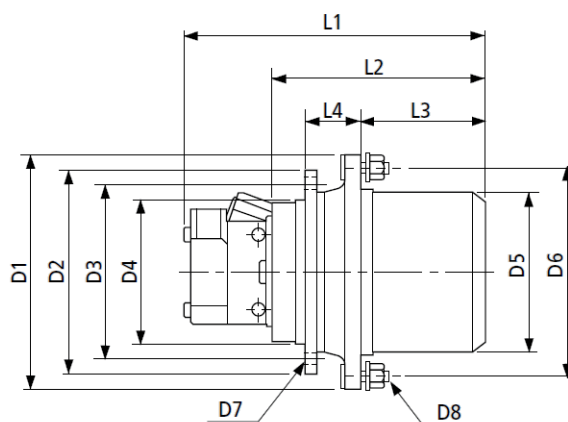
Kde:

$v_{max}$  [km/h] nejvyšší požadovaná rychlost nakladače

$n_{HM}$  [min<sup>-1</sup>] teoretické otáčky hydromotoru při maximální rychlosti

$o_{dyn}$  [m] odvalený obvod pneumatiky

Na základě vypočtených parametrů volím axiální pístový hydromotor v kompaktním provedení včetně planetového reduktoru a brzdy Bonfiglioli 603W.



Obr. 30 Zvolený axiální hydromotor včetně mechanické převodu[19]

L1=272 mm

∅D1=280 mm

∅D2=270 mm

∅D5=200 mm

Tab. 11 Parametry zvoleného hydromotoru [19]

Geometrický objem $V_{HM}$	28 cm <sup>3</sup> /ot
Maximální otáčky motoru	6300 min <sup>-1</sup>
Hmotnost	42 kg
Maximální tlak	40 MPa
Převodový poměr reduktoru	15/25

Potřebný průtok jedním hydromotorem pro dosažení minimální požadované rychlosti. Ta bude dosažena v jízdním režimu, tedy s menším převodovým stupněm.

$$Q_{pHM} = \frac{1}{\eta_{vHM}} \cdot V_{HM} \cdot n_{HM} \text{ [dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}\text{]} \quad (4.38)$$



$$Q_{pHM} = \frac{1}{0,98} \cdot 0,028 \cdot 114,8 \cdot \frac{1}{15} [dm^3 \cdot min^{-1}]$$

$$Q_{pHM} = 49,2 dm^3 \cdot min^{-1}$$

Kde:

$Q_{pHM} [dm^3 \cdot min^{-1}]$  potřebný průtok hydromotorem

$\eta_{vHM} [-]$  objemová účinnost hydromotoru

Minimální geometrický objem hydrogenerátoru

$$V_{HGmin} = \frac{Q_p \cdot i_s}{\eta_{vHG} \cdot n_{HG}} [cm^3/ot] \quad (4.39)$$

$$V_{HGmin} = \frac{49200 \cdot 2}{0,98 \cdot 1900} [cm^3/ot]$$

$$V_{HGmin} = 52,85 cm^3/ot$$

Kde:

$i_s [-]$  počet hydromotorů jedné strany

$V_{HGmin} [cm^3/ot]$  výpočtový geometrický objem hydrogenerátoru

$\eta_{vHG} [-]$  objemová účinnost hydrogenerátoru

$n_{HG} [min^{-1}]$  otáčky hydrogenerátoru

### Volba hydrogenerátorů

Na základě minimálního potřebného geometrického objemu hydrogenerátoru volím regulační axiální pístové hydrogenerátory Bosch Rexroth A4VG 56 series 32.

Tab. 12 Parametry hydrogenerátoru [17]

Geometrický objem	56 $cm^3/ot$
Maximální otáčky	3600 $min^{-1}$
Hmotnost	38 $kg$
Maximální tlak	40 $MPa$

### 4.5.2 Skutečné parametry obvodu

Maximální průtok  $Q$  vytvářený jedním hydrogenerátorem při pracovních otáčkách PJ

$$Q = n_{HG} \cdot \eta_{vHG} \cdot V_{HG} [dm^3 \cdot min^{-1}] \quad (4.40)$$

$$Q = 1900 \cdot 0,98 \cdot 56 \cdot 10^{-3} [dm^3 \cdot min^{-1}]$$

$$Q = 104,27 dm^3 min^{-1}$$

Kde:

$V_{HG} [cm^3/ot]$  geometrický objem hydrogenerátoru

$\eta_{vHG} [-]$  objemová účinnost hydrogenerátoru

$n_{HG} [min^{-1}]$  otáčky hydrogenerátoru

Tlakové ztráty v obvodu  $\Delta p_z$  jsou odhadnuty na 1 MP.

$$\eta_{obv} = \frac{\Delta p_{HM} - \Delta p_z}{\Delta p_{HG}} [-] \quad (4.41)$$

$$\eta_{obv} = \frac{40-1}{40} [-]$$

$$\eta_{obv} = 0,975$$

Kde:

$\eta_{obv} [-]$	účinnost hydraulického obvodu
$\Delta p_z [MPa]$	předpokládané tlakové ztráty v obvodu
$\Delta p_{HM} [MPa]$	tlakový spád na hydromotoru
$\Delta p_{HG} [MPa]$	tlakový spád na hydrogenerátoru

Celková účinnost obvodu  $\eta_{celk}$  na základě dílčích účinností

$$\eta_{celk} = \eta_{obv} \cdot \eta_{mhHM} \cdot \eta_{vHM} \cdot \eta_{vHG} \cdot \eta_{mhHG} [-] \quad (4.42)$$

$$\eta_{celk} = 0,975 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98 [-]$$

$$\eta_{celk} = 0,793$$

Kde:

$\eta_{mhHG} [-]$	hydromechanická účinnost hydrogenerátoru
-------------------	--

Nejvyšší otáčky hydromotorů při maximálním průtoku hydrogenerátoru

$$n_{HM1} = \frac{Q}{V_{mot1} \cdot i_s} \cdot \eta_{vHM} [min^{-1}] \quad (4.43)$$

$$n_{HM1} = \frac{104,27}{2 \cdot 28 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,98 [min^{-1}]$$

$$n_{HM1} = 1824,725 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$i_s [-]$	počet hydromotorů jedné strany
$n_{HM1} [min^{-1}]$	maximální otáčky HM v pracovním režimu

### Pracovní režim

V pracovním režimu stroj pracuje s vyšším převodovým poměrem mechanického reduktoru.

Nejvyšší otáčky kola v pracovním režimu  $n_{k1}$  při maximálním průtoku hydrogenerátoru

$$n_{k1} = n_{HM} \cdot \frac{1}{i_{r1}} [min^{-1}] \quad (4.44)$$

$$n_{k1} = 1824,725 \cdot \frac{1}{25} [min^{-1}]$$

$$n_{k1} = 72,99 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$i_s [-]$	počet hydromotorů jedné strany
$n_{HM1} [min^{-1}]$	maximální otáčky HM v pracovním režimu

Maximální rychlost nakladače v pracovním režimu

$$v_{prac} = n_{k2} \cdot o_{dyn} [km/h] \quad (4.45)$$

$$v_{prac} = 72,99 \cdot 2,903 \cdot \frac{60}{1000} [km/h]$$

$$v_{prac} = 12,71 km/h$$

Kde:

$$v_{prac} [km/h] \quad \text{rychlost stroje v pracovním režimu}$$

Maximální hnací moment stroje  $M_{H1max}$  v pracovním režimu

$$M_{H1max} = \frac{v_{HM} \cdot i \cdot \Delta p_{HM} \cdot M \cdot \eta_r \cdot i_{r1}}{2 \cdot \pi} [N \cdot m] \quad (4.46)$$

$$M_{H1max} = \frac{28 \cdot 4 \cdot 39 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 25}{2 \cdot \pi} [N \cdot m]$$

$$M_{H1max} = 15669,56 N \cdot m$$

Maximální hnací síla stroje  $F_{H1max}$  v pracovním režimu

$$F_{H1max} = \frac{M_{Hmax}}{r_{stat}} [N] \quad (4.47)$$

$$F_{H1max} = \frac{15669,56}{0,462} [N]$$

$$F_{H1max} = 33916,8 N$$

Stanovení nejvyšší rychlosti při maximální hnací síle pracovního režimu

$$v_{maxF1} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{F_{Hmax}} [m \cdot s^{-1}] \quad (4.48)$$

$$v_{maxF1} = \frac{46000 \cdot 0,793}{33916,8} [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_{maxF1} = 1,08 m \cdot s^{-1}$$

Kde:

$$v_{maxF1} [m \cdot s^{-1}] \quad \text{nejvyšší rychlost při maximální hnací síle}$$

Stanovení hnací síly při maximální rychlosti pracovního režimu

$$F_{H1maxv} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{v_{prac}} [N] \quad (4.49)$$

$$F_{H1maxv} = \frac{46000 \cdot 0,793 \cdot 3,6}{12,71} [N]$$

$$F_{H1maxv} = 10332,09 N$$

Kde:

$$F_{H1maxv} [m \cdot s^{-1}] \quad \text{hnací síla při maximální rychlosti}$$

### Jízdní režim

V jízdním režimu pracují hydromotory s nižším převodovým poměrem reduktoru.

Nejvyšší otáčky kol v jízdním režimu  $n_{k2}$  při maximálním průtoku hydrogenerátoru

$$n_{k2} = n_{HM} \cdot \frac{1}{i_{r2}} [\text{min}^{-1}] \quad (4.50)$$

$$n_{k2} = 1824,725 \cdot \frac{1}{15} [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{k2} = 121,65 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$i_{r1}$  [-]

nižší převodový stupeň reduktoru

$n_{HM1}$  [ $\text{min}^{-1}$ ]

maximální otáčky kol v jízdním režimu

Maximální rychlost nakladače v jízdním režimu

$$v_{jzd} = n_{HM2} \cdot o_{dyn} [\text{km/h}] \quad (4.51)$$

$$v_{jzd} = 121,65 \cdot 2,903 \cdot \frac{60}{1000} [\text{km/h}]$$

$$v_{jzd} = 21,18 \text{ km/h}$$

Kde:

$v_{jzd}$  [ $\text{km/h}$ ]

rychlost stroje v jízdním režimu

Maximální hnací moment stroje  $M_{H1max}$  v jízdním režimu

$$M_{H2max} = \frac{M \cdot i \cdot \Delta p_{HM} \cdot \eta_{HM} \cdot \eta_r \cdot i_{r2}}{2 \cdot \pi} [N \cdot m] \quad (4.52)$$

$$M_{H2max} = \frac{28 \cdot 4 \cdot 39 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 15}{2 \cdot \pi} [N \cdot m]$$

$$M_{H2max} = 9401,73 \text{ N} \cdot m$$

Maximální hnací síla stroje  $F_{H1max}$  v jízdním režimu

$$F_{H2max} = \frac{M_{Hmax}}{r_{stat}} [N] \quad (4.53)$$

$$F_{H2max} = \frac{9401,73}{0,462} [N]$$

$$F_{H2max} = 20350,07 \text{ N}$$

Stanovení nejvyšší rychlosti při maximální hnací síle jízdního režimu

$$v_{maxF2} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{F_{Hmax}} [m \cdot s^{-1}] \quad (4.54)$$

$$v_{maxF2} = \frac{46000 \cdot 0,793}{20350,07} [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_{maxF2} = 1,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

$$v_{maxF2} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{nejvyšší rychlost při maximální hnací síle}$$

Stanovení hnací síly při maximální rychlosti jízdního režimu

$$F_{H2maxv} = \frac{P_{pojezd} \cdot \eta_{celk}}{v_{prac}} [N] \quad (4.55)$$

$$F_{H2maxv} = \frac{46000 \cdot 0,793 \cdot 3,6}{21,18} [N]$$

$$F_{H2maxv} = 6200,23 \text{ N}$$

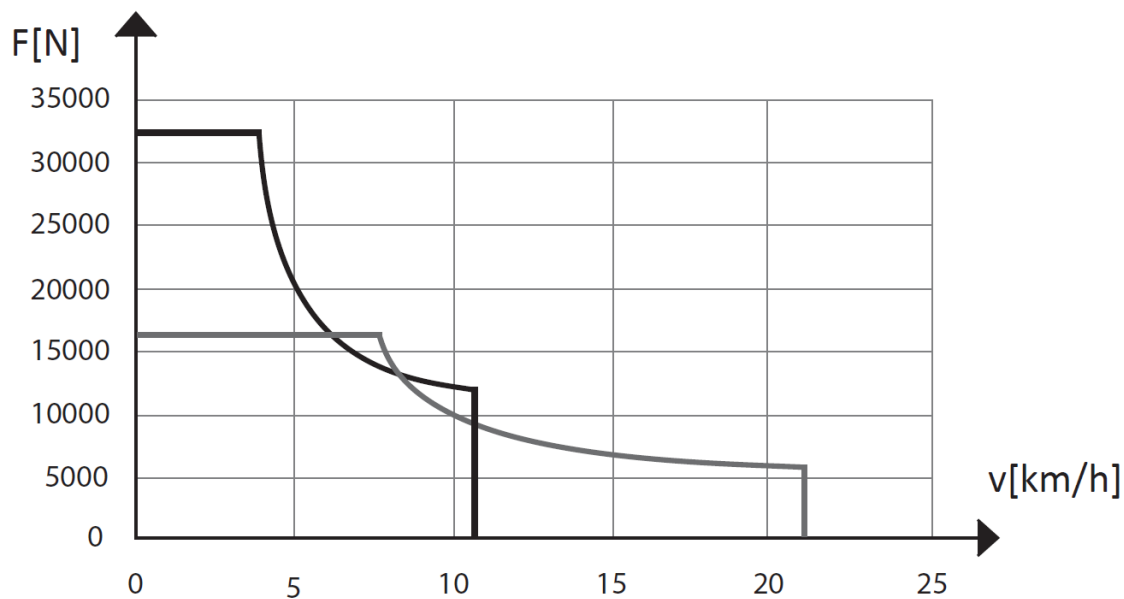
Kde:

$$F_{H2maxv} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{hnací síla při maximální rychlosti}$$

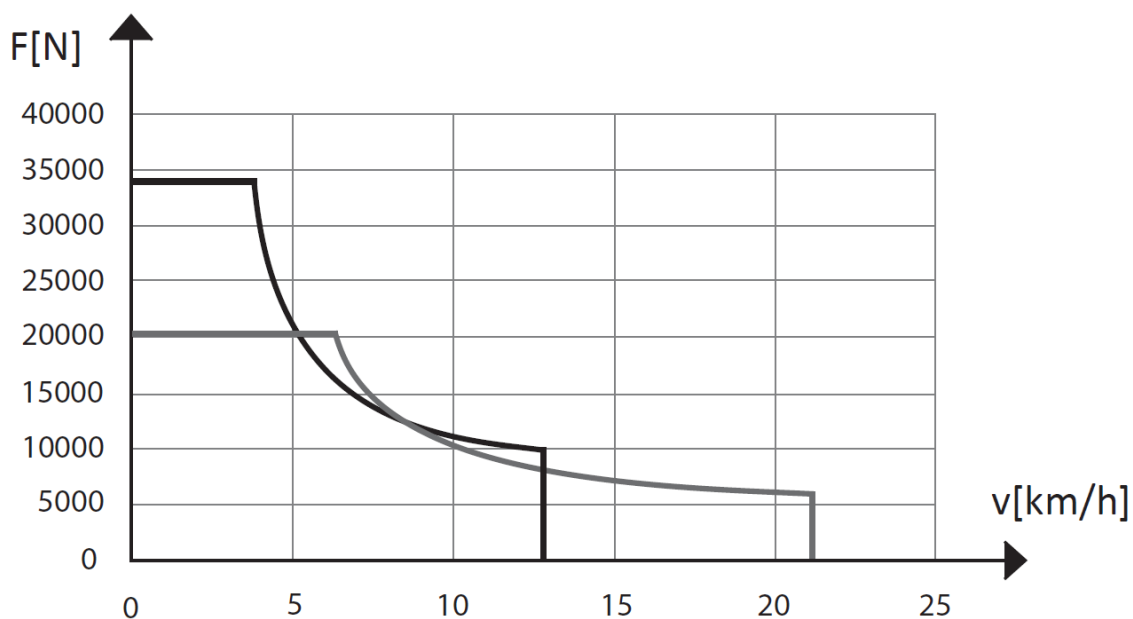
## 4.6 Porovnání vypracovaných variant

Tab. 13 Parametry navržených variant

Varianta hnacího ústrojí	Radiální	Axiální
Celková hmotnost hydrogenerátorů [kg]	184	168
Celková hmotnost hydromotorů [kg]	90	76
Maximální otáčky HG [ $\text{min}^{-1}$ ]	3700	3600
Pracovní otáčky HG [ $\text{min}^{-1}$ ]	1900	1900
Maximální otáčky HM [ $\text{min}^{-1}$ ]	265	6300
Maximální pracovní tlak [MPa]	40	40
Geometrický objem HG [ $\text{cm}^3/\text{ot}$ ]	45	56
Geometrický objem HM pracovní režim [ $\text{cm}^3/\text{ot}$ ]	680	28
Geometrický objem HM jízdní režim [ $\text{cm}^3/\text{ot}$ ]	340	28
Převodový poměr reduktoru [-]	-	15/25
Max. průtok HG při 1900 $\text{ot}/\text{min}^{-1}$ [ $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ]	83,79	104,27
Max. otáčky HM pracovní režim [ $\text{min}^{-1}$ ]	60,38	1824,73
Max. otáčky HM jízdní režim [ $\text{min}^{-1}$ ]	120,76	1824,73
Max. otáčky kol pracovní režim [ $\text{min}^{-1}$ ]	60,38	72,99
Max. otáčky kol jízdní režim [ $\text{min}^{-1}$ ]	120,76	121,65
Max rychlost stroje pracovní režim [km/h]	10,52	12,71
Max rychlost stroje jízdní režim [km/h]	21,03	21,18
Max. hnací síla stroje pracovní režim [N]	32523,8	33916,56
Max. hnací síla stroje jízdní režim [N]	16261,9	20350,07
Max. hnací moment stroje pracovní režim [N · m]	15026	15699,56
Max. hnací moment stroje jízdní režim [N · m]	7513	9401,73
Max rychlost stroje při $F_{pHmax}$ pracovní režim [km/h]	3,89	3,89
Max rychlost stroje při $F_{jHmax}$ jízdní režim [km/h]	7,78	6,45
Max. hnací síla stroje při $v_{pmax}$ pracovní režim [N]	12042,2	10332,09
Max. hnací síla stroje při $v_{jmax}$ jízdní režim [N]	6021,1	6200,23



Obr. 31 Hnací charakteristika pohonu s radiálními motory



Obr. 32 Hnací charakteristika pohonu s axiálními motory

### Srovnání parametrů variant

Porovnáám parametry obou variant pro konkrétní shodné jízdní podmínky. Pro porovnání pracovních režimů to bude jízda do kopce se stoupáním 40 % a jízdní rychlostí 3,5 km/h po makadamovém povrchu s plně zatíženou lopatou. Hodnotu jízdních odporů stanovím podle (4.2) na 24355N.

Pro porovnání jízdního režimu volím jízdu po makadamu se stoupáním 10 % a prázdnou lopatou rychlostí 17 km/h. Hodnotu jízdních odporů stanovím podle (4.2) na 6900N.

Tab. 14 Porovnání parametrů ve zvolených podmínkách v pracovním režimu

Varianta hnacího ústrojí	Radiální	Axiální
Velikost jízdních odporů [N]	24355	24355
Rychlost stroje [km/h]	3,5	3,5
Geometrický objem HG [cm <sup>3</sup> /ot]	45	56
Pracovní otáčky HG [min <sup>-1</sup> ]	1900	1900
Geometrický objem HM [cm <sup>3</sup> /ot]	680	28
Převodový poměr reduktoru [-]	-	25
Průtok HG [dm <sup>3</sup> · min <sup>-1</sup> ]	27,88	28,7
Otáčky HM [min <sup>-1</sup> ]	20,09	502,25
Otáčky kol [min <sup>-1</sup> ]	20,09	20,09
Tlakový spád hydrogenerátoru [MPa]	29,2	28
Moment na hydrogenerátoru [N · m]	2813	2870
Výkon odebíraný z PJ [W]	30952,25	29859,36

Tab. 15 Porovnání parametrů ve zvolených podmínkách v jízdním režimu

Varianta hnacího ústrojí	Radiální	Axiální
Velikost jízdních odporů [N]	6900	6900
Rychlost stroje [km/h]	17	17
Geometrický objem HG [cm <sup>3</sup> /ot]	45	56
Pracovní otáčky HG [min <sup>-1</sup> ]	1900	1900
Geometrický objem HM [cm <sup>3</sup> /ot]	340	28
Převodový poměr reduktoru [-]	-	15
Průtok HG [dm <sup>3</sup> · min <sup>-1</sup> ]	67,7	83,7
Otáčky HM [min <sup>-1</sup> ]	97,6	1464
Otáčky kol [min <sup>-1</sup> ]	97,6	97,6
Tlakový spád hydrogenerátoru [MPa]	16,6	13,2
Moment na hydrogenerátoru [N · m]	797	813
Výkon odebíraný z PJ [W]	42592,6	41088,7

Celková hmotnost při použití axiálních hydromotorů je nižší, stejně tak i zástavbový objem. Srovnatelné jsou parametry jako tlak, rychlost a výstupní moment. Obě varianty dosahují podobné hnací charakteristiky, tedy srovnatelných vlastností pojezdu. Vhodnými parametry pro detailnější porovnání by byly pořizovací cena, provozní náklady, spolehlivost, životnost, dynamické vlastnosti nebo hlučnost. Tyto údaje však nebyly v průběhu práce k dispozici.

Z dostupných údajů lze tedy říci, že axiální motorů včetně reduktoru jsou ve srovnání s motory radiálními lehčí a mají nižší zástavbový objem. V praxi se lze setkat s použitím obou variant převodníků. To se liší podle typu, výkonu a účelu daného stroje, ale také trendu konkrétního výrobce. Někteří preferují motory axiální, u některých dominují motory radiální.

Následuje shrnutí axiálních a radiálních hydromotorů s ohledem na použití v pohonu mobilních strojů.

### **Radiální hydromotory**

- Pracují v nízkých otáčkách vhodných pro přímý pohon kol, bez nutnosti přídatného mechanického převodu
- Dosahují velkých momentů
- Zpravidla nemají možnost spojitě regulace geometrického objemu
- Používají se pro přímý pohon kol, jsou umístěné v ráfku kola (3.3)
- U některých strojů a vozidel se používají jako pomocné motory pracující pouze při rozjezdu nebo jízdě do kopce

### **Axiální hydromotory**

- Pracují ve vysokých otáčkách s nízkými momenty, pro dosažení potřebných momentů a otáček je zpravidla nutný přídatný mechanický převod
- Jsou výrazně menší a lehčí oproti motorům radiálním. Nutnost přídatných mechanických převodů ale celkovou hmotnost, objem a cenu zvedá
- Axiální motory, zejména pak motory s nakloněným blokem mají vyšší účinnost, celková účinnost je ovšem snížena účinností přídatného mechanického převodu
- Axiální motory se vyrábí ve variantách umožňující spojitě řízení geometrického objemu naklápěním desky nebo bloku, tedy mají širší možnosti regulace
- V kompaktních celkách s reduktorem se používají v kolech mobilních strojů (3.3) stejně jako motory radiální.
- Používají se u hydrostaticko-mechanických koncepcí pohonu pojezdu (3.2)



## Závěr

V první části práce definuji mobilní pracovní stroje a uvádím příklady jejich typů a použití. Detailněji je pak popsána konstrukce a pracovní činnost kolového lopatového nakladače. Dále popisuji uspořádání hnacích ústrojí pro pojezd strojů a to zvláště pro pohonné jednotky, převodová a jízdní ústrojí. Nejrozšířenější pohonnou jednotkou v mobilních strojích jsou vznětové spalovací motory, v menší míře se pak lze setkat se zážehovými spalovacími motory, elektromotory nebo turbínami. Hydraulická převodová ústrojí v MPS jsou hydrodynamická nebo hydrostatická. Součástí hydraulických převodovek jsou často mechanické převody. Mimo kolových podvozků se ve stavbě MPS používají také např. podvozky pásové nebo kráčivé. S ohledem na rozsah a na zaměření praktické části práce se však zaměřuji pouze na popis směrového řízení kolových strojů, podrobněji pak na řízení kloubového podvozku.

V následující části se věnuji popisu konstrukce a funkce hydrostatických převodníků, tedy hydrogenerátorů a hydromotorů. Pro pohon pojezdu strojů se používají rotační pístové převodníky. V dalších systémech stroje pak např. zubová čerpadla nebo lineární pístové hydromotory. Rotační pístové převodníky lze podle konstrukce rozdělit na radiální a axiální, axiální dále pak na převodníky s nakloněnou deskou nebo blokem. Hydrogenerátor je zpravidla axiální konstrukce s nakloněnou deskou. Hydromotory se používají radiální i axiální, při použití axiálních je obvykle vhodnější konstrukce s nakloněným blokem. Dále uvádím možná uspořádání hydrostatických převodníků pro použití k pojezdu mobilních strojů. Konceptů hydrostatických převodů pro pohon strojů je celá řada a tato práce je popisuje vybrané základní varianty. Tedy hydromechanická převodová ústrojí s dělením a bez dělení toku výkonu a některé koncepce převodových ústrojí s hydromotory v kolech stroje.

V praktické části jsem vypracoval návrh hydrostatického převodového ústrojí pro čelní kolový lopatový nakladač s kloubovým rámem. S ohledem na cíl a rozsah práce se nachází v návrhu pohonu celá řada zjednodušujících předpokladů a některé nedílné součásti pohonu nejsou zpracovány vůbec. Patří mezi ně zjednodušení odhadu potřebné hnací síly na základě jízdních a pracovních odporů, odhadnutí velikosti tlakových ztrát v hydrostatickém obvodu a další. Dále chybí návrh příslušenství obvodu jako filtry, nádrž, chladič apod. Také nezohledňuji rozložení hmotnosti vozidla a z toho vyplývající podmínky stability a trakčních schopností jednotlivých kol. Výpočet tak slouží jako prvotní návrh hydrostatického převodu a jeho cílem v této práci je zejména ukázka použití konkrétního konceptu hydrostatického převodového ústrojí v pohonu pojezdu mobilního stroje a možnost použití rozdílných typů hydromotorů. Kompletní návrh pohonu nakladače by výše zmíněné náležitosti

měl obsahovat. Výpočet je vypracován s použitím hydromotorů přímo v kolech stroje, kdy dva neregulační hydromotory každé strany jsou v paralelním zapojení s jedním hydrogenerátorem. Jsou uvedeny dvě varianty použitých hydromotorů a to radiálních a axiálních s mechanickým reduktorem.

Obě vypočtené varianty lze porovnat podle kritérií uvedených výrobcí, jako jsou hmotnost, velikost, maximální rychlost, maximální tlak a jiné. Dále je porovnávám podle parametrů, které vykazují ve stejných pracovních bodech, tedy při stejné velikosti zátěže a rychlosti. Z uvedených kritérií nelze v tomto případě přiřknout jednoznačnou výhodu použití axiálních nebo radiálních motorů. Pro možnost lepšího vyhodnocení by bylo nutné znát další parametry, jako jsou pořizovací cena, náročnost na údržbu, provozní náklady, dynamické vlastnosti, životnost nebo hlučnost.

## Seznam použité literatury

- [1] Bláha J., Brada K., *Hydraulické stroje*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992, ISBN 80-03-00665-1.
- [2] Kučík P. *Hydraulický přenos energie: Mobilné pracovní stroje*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita, 2000, ISBN 80-710-0725-0.
- [3] Vlk F. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, ISBN 80-238-5273-6.
- [4] Koreisova G., Koreis J.: *Mobilní pracovní stroje s řízenou distribucí výkonu*, Scientific papers of the University of Pardubice, 2004.
- [5] Jeřábek K., Helebrant F., Jurman J., Voštová V. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1995. ISBN 80-7078-389-3.
- [6] Pavlok B., Hrušík L., Bova M., *Hydraulická zařízení strojů: učební text*, Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007.
- [7] Cerha J.: *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*, vydavatel Technická univerzita v Liberci, Liberec, 2010.
- [8] Vlk F. *Převody motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2006, ISBN 80-239-6463-1.
- [9] Vickers. *Axial Piston Pumps* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [http://www.devcoorp.com/american/vickers\\_b.pdf](http://www.devcoorp.com/american/vickers_b.pdf)
- [10] *Wheel loader, side view* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/USD590846S1/USD0590846-20090421-D00000.png>
- [11] Bosch Rexroth. *MCR-A motor* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re15195\\_2017-02.pdf?db=brmv2&lvid=1200259&mvid=12775&clid=20&sid=BFA4DD1863CAE3775841FB1E48D58D8F.borex-tc&sch=M&id=12775,20,1200259.pdf](https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re15195_2017-02.pdf?db=brmv2&lvid=1200259&mvid=12775&clid=20&sid=BFA4DD1863CAE3775841FB1E48D58D8F.borex-tc&sch=M&id=12775,20,1200259.pdf)
- [12] Hydrodynamic Transmission [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [http://arcc.ebscohost.com/ebsco\\_static/repair-tips/chiltonimages/8000/8852kg02L.jpg](http://arcc.ebscohost.com/ebsco_static/repair-tips/chiltonimages/8000/8852kg02L.jpg)

- [13] Bosch Rexroth *Motors* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261597>
- [14] [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [http://bagry.cz/cze/clanky/technika/z\\_traktoru\\_do\\_nakladacu\\_jak\\_funguje\\_plynula\\_prevodovka\\_cvt\\_vario](http://bagry.cz/cze/clanky/technika/z_traktoru_do_nakladacu_jak_funguje_plynula_prevodovka_cvt_vario)
- [15] Kubota. *Diesel engine V3800* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [http://www.kubotaengine.com/assets/documents/Brochures-Engines%20Tier%204/2016%20June/V3/V3800\\_CRTE4B\\_TIE4B.pdf](http://www.kubotaengine.com/assets/documents/Brochures-Engines%20Tier%204/2016%20June/V3/V3800_CRTE4B_TIE4B.pdf)
- [16] Bosch Rexroth. *MCR-F motor* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261597,g261603,p662729>
- [17] Bosch Rexroth. *A4VG s32 motor* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?search\\_query=93240&search\\_action=submit&language=en-GB&/media/93240=&publication=NET&MEDIA\\_TYPE=Data%20Sheet](https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?search_query=93240&search_action=submit&language=en-GB&/media/93240=&publication=NET&MEDIA_TYPE=Data%20Sheet)
- [18] Caterpillar. *An introduction to hydro-mechanical transmissions* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [http://fluidpowerjournal.com/wp-content/uploads/2012/12/12\\_eehpc-28-nov.pdf](http://fluidpowerjournal.com/wp-content/uploads/2012/12/12_eehpc-28-nov.pdf)
- [19] Bonfiglioli *wheel drives* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: [https://www.bonfiglioli.it/media/products/attachments/600\\_series\\_r3.pdf](https://www.bonfiglioli.it/media/products/attachments/600_series_r3.pdf)

# Seznam použitých zkratk a symbolů

## Zkratky

MPS – mobilní pracovní stroje  
PJ – pohonná jednotka  
HM - hydromotor  
HG - hydrogenerátor  
OTT – ove the track tyre  
ERJ – elektronická řídicí jednotka  
UD – uzávěrka diferenciálů

## Symboly veličin

$\Delta p_{HG}$ [MPa]	tlakový spád na hydrogenerátoru
$\Delta p_{HM}$ [MPa]	tlakový spád na hydromotoru
$\Delta p_z$ [MPa]	předpokládané tlakové ztráty v obvodu
$\sin \gamma_{max}$ [°]	maximální úhel sklonu bloku
$\sin \gamma$ [°]	úhel sklonu bloku
$\eta_{HM}$ [–]	celková účinnost hydromotoru
$\eta_c$ [–]	celková účinnost
$F_{hmin}$ [N]	minimální hnací síla
$F_A$ [N]	adhezní síla
$F_{A11}$ [N]	adhezní síla na levém předním kole
$F_{A12}$ [N]	adhezní síla na pravém předním kole
$F_{Amin}$ [N]	nejmenší adhezní síla
$F_H$ [N]	hnací síla
$F_{H1max}$ [N.m]	maximální hnací síla stroje v pracovním režimu
$F_{H1maxv}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	hnací síla při maximální rychlosti
$F_{H2max}$ [N.m]	maximální hnací síla stroje v jízdním režimu
$F_{H2maxv}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	hnací síla při maximální rychlosti
$F_{Hmax}$ [N]	maximální hnací síla
$F_N$ [N]	normálová síla
$F_Z$ [N]	zatěžovací síla
$F_{tmax}$ [N]	maximální trakční síla
$G_{11}$ [N]	tíhová síla připadající na levé přední kolo
$G_{12}$ [N]	tíhová síla připadající na pravé přední kolo
$M_{11}$ [N.m]	moment na levém předním hydromotoru
$M_{12}$ [N.m]	moment na pravém předním hydromotoru
$M_{hmin}$ [N.m]	potřebný hnací moment
$M_H$ [N.m]	hnací moment
$M_{H1max}$ [N.m]	maximální hnací moment stroje v pracovním režimu
$M_{H2max}$ [N.m]	maximální hnací moment stroje v jízdním režimu
$M_{HG}$ [N.m]	moment hydrogenerátoru
$M_{HM}$ [N.m]	moment hydromotoru

$M_{Hmax}$ [N.m]	maximální hnací moment
$M_o$ [N.m]	moment valivého odporu
$O_c$ [N]	celkový jízdní odpor
$O_s$ [N]	odpor stoupání
$O_v$ [N]	odpor valení
$O_z$ [N]	odpor zrychlení
$P_{hHG}$ [W]	hydraulický výkon hydrogenerátoru
$P_{hHM}$ [W]	hydraulický příkon hydromotoru
$P_{PJprac}$ [W]	výkon PJ v pracovních otáčkách
$P_{mHG}$ [W]	mechanický příkon hydrogenerátoru
$P_{mHM}$ [W]	mechanický výkon hydromotoru
$P_{přís}$ [W]	výkon PJ odebíraný příslušenstvím s řídicím ústrojím
$P_{pojezd}$ [W]	výkon PJ využitelný pro pojezd
$Q_0$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	průtok hydrogenerátoru
$Q_1$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	teoretický průtok k přední nápravě
$Q_{11}$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	teoretický průtok k levému přednímu hydromotoru
$Q_{12}$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	teoretický průtok k pravému přednímu hydromotoru
$Q_2$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	teoretický průtok k zadní nápravě
$Q_{21}$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	teoretický průtok k levému zadnímu hydromotoru
$Q_{22}$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	teoretický průtok k pravému zadnímu hydromotoru
$Q_{HG}$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	průtok hydrogenerátorem
$Q_{HM}$ [m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	průtok hydromotorem
$Q_{pHM}$ [dm <sup>3</sup> · min <sup>-1</sup> ]	potřebný průtok hydromotorem
$R_s$ [m]	poloměr zatáčení
$V_{HGmax}$ [m <sup>3</sup> ]	nejvyšší geometrický objem hydrogenerátoru
$V_{HGmin}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	výpočtový geometrický objem hydrogenerátoru
$V_{HM}$ [m <sup>3</sup> ]	geometrický objem hydromotoru
$V_{HMmin}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	potřebný geometrický objem jednoho hydromotoru
$V_{omin}$ [m <sup>3</sup> /ot]	minimální geometrický objem hydromotorů
$f_k$ [-]	koeficient valení
$i_c$ [-]	celkový počet hydromotorů
$i_{r1}$ [-]	vyšší převodový poměr reduktoru
$i_{r2}$ [-]	nižší převodový poměr reduktoru
$i_s$ [-]	počet hydromotorů jedné strany
$m_{red}$ [kg]	redukovaná výpočtová hmotnost
$n_0$ [min <sup>-1</sup> ]	otáčky hydrogenerátoru
$n_{11}$ [min <sup>-1</sup> ]	otáčky levého předního kola
$n_{12}$ [min <sup>-1</sup> ]	otáčky pravého předního kola
$n_{21}$ [min <sup>-1</sup> ]	otáčky levého zadního kola
$n_{22}$ [min <sup>-1</sup> ]	otáčky pravého zadního kola
$n_{HG}$ [-]	otáčky hydrogenerátoru
$n_{HM}$ [min <sup>-1</sup> ]	otáčky hydromotoru
$n_{HM1}$ [min <sup>-1</sup> ]	maximální otáčky HM v jízdním režimu
$n_{HM1}$ [min <sup>-1</sup> ]	maximální otáčky HM v pracovním režimu
$n_{HMmax}$ [min <sup>-1</sup> ]	teoretické otáčky hydromotoru při maximální rychlosti
$n_p$ [min <sup>-1</sup> ]	otáčky kola při jízdě v přímém směru

$o_{dyn}$ [m]	odvalený obvod pneumatiky
$p_1$ [MPa]	tlak v levé větvi
$p_2$ [MPa]	tlak v pravé větvi
$p_{HG}$ [MPa]	tlakový spád hydrogenerátoru
$p_{min}$ [MPa]	nejmenší tlak hydromotoru
$r_K$ [m]	efektivní poloměr kola
$r_{stat}$ [m]	statický poloměr pneumatiky
$v_P$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	obvodová rychlost kola při jízdě v přímém směru
$v_{jizd}$ [km/h]	rychlost stroje v jízdním režimu
$v_{max}$ [km/h]	nejvyšší požadovaná rychlost nakladače
$v_{maxF1}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	nejvyšší rychlost při maximální hnací síle
$v_{maxF2}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	nejvyšší rychlost při maximální hnací síle
$v_{prac}$ [km/h]	rychlost stroje v pracovním režimu
$\beta_1$ [-]	regulační parametr hydrogenerátoru pravé větve
$\beta_{10}$ [-]	regulační parametr hydrogenerátoru levé strany při jízdě přímo
$\beta_2$ [-]	regulační parametr hydrogenerátoru levé větve
$\beta_{20}$ [-]	regulační parametr hydrogenerátoru pravé strany při jízdě přímo
$\beta_{HG}$ [-]	regulační parametr hydrogenerátoru
$\eta_{HG}$ [-]	celková účinnost hydrogenerátoru
$\eta_{celk}$ [-]	celková účinnost obvodu
$\eta_{mhHG}$ [-]	hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru
$\eta_{mhHM}$ [-]	hydraulicko-mechanická účinnost hydromotoru
$\eta_{obv}$ [-]	účinnost hydraulického obvodu
$\eta_r$ [-]	účinnost mechanického reduktoru
$\eta_{vHG}$ [-]	objemová účinnost hydrogenerátoru
$\eta_{vHM}$ [-]	objemová účinnost hydromotoru
$\psi_{11}$ [-]	součinitel adheze na levém předním kole
$\psi_{12}$ [-]	součinitel adheze na pravém předním kole
$\omega_{HG}$ [ $rad \cdot s^{-1}$ ]	úhlová rychlost hydrogenerátoru
$\omega_{HM}$ [ $rad \cdot s^{-1}$ ]	úhlová rychlost hydromotoru
$\omega_P$ [ $rad \cdot s^{-1}$ ]	úhlová rychlost kola při jízdě v přímém směru
$\Delta Q$ [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]	diference průtoku
$\Delta n$ [ $min^{-1}$ ]	diference otáček
$\Delta p$ [MPa]	tlakový spád
$\Delta \beta$ [-]	diference regulačního parametru
$G$ [N]	tíhová síla
$H$ [m]	převýšení
$L$ [m]	horizontální vzdálenost
$M$ [ $N \cdot m$ ]	moment
$P$ [W]	výkon
$Q$ [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]	průtok
$V$ [ $m^3$ ]	geometrický objem
$a$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	zrychlení
$e$ [m]	rameno valivého odporu
$g$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	gravitační zrychlení
$m$ [kg]	hmotnost

$n [min^{-1}]$	otáčky
$p [MPa]$	tlak
$s [-]$	stoupání
$tg \gamma [^{\circ}]$	úhel sklonu desky
$tg \gamma_{max} [^{\circ}]$	maximální úhel sklonu desky
$\mu [-]$	součinitel přilnavosti
$\varphi [^{\circ}]$	úhel stoupání
$\psi [-]$	součinitel adheze
$\omega [rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost