



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POHONNÝ A BRZDOVÝ SYSTÉM MOTOROVÉHO VOZU ŽELEZNICE PRO MUZEUM PRŮMYSLOVÝCH ŽELEZNIC

THE PROPULSION AND BRAKING SYSTEM OF A MOTOR VEHICLE FOR A RAILROAD MUSEUM OF
INDUSTRIAL RAILWAYS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matúš Gerec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Matúš Gerec
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pohonný a brzdový systém motorového vozu železnice pro muzeum průmyslových železnic

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh pohonného a brzdového systému motorového vozu, určeného pro přepravu osob v muzeu průmyslové železnice ve Zbýšově. Posouzení jednotlivých možných variant, pro zvolenou verzi provedení nezbytných kapacitních a částečně i pevnostních výpočtů.

Základní technické parametry:

- maximální stoupání: 35 promile,
- celková hmotnost včetně přípojných vozů: 9000 kg,
- maximální rychlost ca 16 až 22 km/hod.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.

Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.

Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.

Celková sestava včetně připojení k podvozku vozu.

Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 11. 2016]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá návrhom pohonného a brzdového systému úzkorozchodného motorového vozňa železnice. Je vypracované riešenie hydrostatického pohonu. Ďalej je navrhnutý hydraulický obvod pojazdu a zvolené všetky komponenty. V práci je taktiež navrhnutý koncept uloženia pohonného systému v ráme motorového vozňa a prevedenie brzdového systému.

KLÍČOVÉ SLOVÁ

Motorový vozeň, prenos výkonu, hydrostatický pohon pojazdu, uzavretý hydrostatický obvod

ABSTRACT

This thesis deals with the design of the propulsion and braking system for narrow gauge railcar. It contains the design of hydrostatic drive system with closed-loop hydraulic circuit. Then thesis describes the concept of propulsion system placement in the frame of the railcar and design of the braking system.

KEYWORDS

Railcar, power transmission, hydrostatic drive system, closed-loop hydraulic circuit

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

Gerec, M. *Pohonný a brzdový systém motorového vozu železnice pro muzeum průmyslových železnic*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 85 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán CSc.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána CSc. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Matúš Gerec

POĎAKOVANIE

Týmto by som chcel poďakovať môjmu vedúcemu Miroslavovi Škopánovi za ochotu, nasmerovanie a cenné rady, ktoré mi poskytol pri vypracovávaní diplomovej práce. Ďalej by som chcel poďakovať mojim rodičom za podporu počas celého štúdia.

OBSAH

Úvod	10
1. Motorový vozeň.....	11
2. Vlastnosti pohonu koľajových vozidiel	12
2.1 Ťažná sila a trakčná charakteristika	12
2.2 Momentová charakteristika motora	15
3. Prenos výkonu koľajových vozidiel	16
3.1 Mechanický prenos výkonu	17
3.2 Elektrický prenos výkonu	19
3.3 Hydraulický prenos výkonu.....	21
3.3.1 Hydrodynamický prenos výkonu	21
3.3.2 Hydrostatický prenos výkonu	27
4. Spresnenie zadania	31
5. Mechanika rozjazdu.....	33
5.1 Odpor stúpania	33
5.2 Valivý odpor	34
5.3 Odpor vzduchu.....	36
5.4 Odpor zrýchlenia.....	37
5.5 Maximálna trakčná sila	37
5.5.1 Dve hnacie nápravy	38
5.5.2 Jedna hnacia náprava	38
5.6 Celkový odpor a požadovaný výkon.....	39
6. Návrh hydrostatického pohonu.....	42
6.1 Voľba spaľovacieho motora	44
6.2 Výpočet základných parametrov hydromotorov	46
6.2.1 Voľba hydromotorov	49
6.3 Výpočet základných parametrov hydrogenerátora	50
6.3.1 Voľba hydrogenerátora.....	51
6.4 Návrh hydrostatického okruhu.....	53
6.4.1 Voľba hydraulickej kvapaliny	54
6.4.2 Voľba deliča prietoku	55
6.4.3 Voľba spojovacieho potrubia	55
6.4.4 Voľba veľkosti hydraulickej nádrže	57
6.4.5 Hydraulické straty.....	58
6.4.6 Otepľovanie okruhu a voľba chladiča	61
6.4.7 Filtrácia hydraulickej kvapaliny	67

6.5	Uloženie pohonu do rámu.....	68
6.6	Rozbeh motorového vozňa	71
7.	Brzdienie motorového vozňa.....	72
7.1	Prevádzková brzda.....	72
7.2	Parkovacia brzda.....	73
7.2.1	Špalíková brzda	73
	Záver.....	76
	Zoznam použitých symbolov	80
	Zoznam použitých skratiek.....	84
	Zoznam príloh	85

ÚVOD

Muzeum průmyslových železnic (dále jen MPŽ) je nezisková organizace, která se zabývá záchranou a obnovou historických železničních vozidel určených k převážce na úzkorozchodných dráhách. MPŽ v současnosti působí na trati bývalé vlečky na přepravu uhlia zo Zastávky u Brna do Zbýšova. Táto trať sa postupne prestavuje z klasického rozchodu 1435mm na úzky rozchod 600mm. MPŽ sa zaoberá hlavne zberateľskou, dokumentačnou a prezentačnou činnosťou. V rámci prehliadky múzea majú turisti možnosť zúčastniť sa predvážacej jazdy s historickými parnými alebo motorovými lokomotívami. Práve k účelu jász pre návštevníkov má MPŽ v pláne postaviť úzkorozchodný motorový vozeň s kapacitou aspoň 12 ľudí. Cieľom diplomovej práce je zhodnotenie možností prevedenia pohonného a brzdového systému tohto motorového vozňa a odôvodnenie zvoleného riešenia. Ďalej prevedenie funkčného výpočtu a zvolenie jednotlivých komponentov pohonného systému. Vstupné technické parametre pre tento výpočet a bližšie požiadavky budú upresnené postupne v jednotlivých krokoch práce. S ohľadom na možnosť realizácie projektu motorového vozňa, a v rámci zachovania jednoduchosti, je zo strany MPŽ požiadavka pri návrhu kalkulovať s použitím dostupných dielov aj zo starších železničných vozidiel.

1. MOTOROVÝ VOZEŇ

Železničné koľajové vozidlá je možné rozdeliť do dvoch skupín. Prvou sú vozne ťahané, ktoré nie sú schopné aktívne vyvodzovať hnaciu silu. Podľa účelu sa ťahané vozne ďalej členia na osobné a nákladné. [1][2]

Druhou skupinou sú vozidlá hnacie, ktoré naopak sú schopné vyvodzovať hnaciu silu. Tie sa delia do rôznych skupín. Podľa prívodu energie na:

- **Vozidlá závislej trakcie.** Energia (elektrická) pre prvotný motor je privádzaná z pevných trakčných zariadení, buď cez trolejové vedenie umiestnené nad koľajou, alebo prostredníctvom napájacej koľajnice. Do tejto kategórie patria najvýkonnejšie elektrické rušne.
- **Vozidlá nezávislej trakcie.** Priamo na vozidle je umiestnený zásobník energie pre prvotný motor.

Podľa spôsobu trakcie na:

- **Parné vozidlá.** Historické riešenie. Parný stroj poháňa dvojkolesia.
- **Elektrické vozidlá.** Elektromotor bezprostredne poháňa dvojkolesia. (akumulátorové vozidlá alebo vozidlá závislej trakcie).
- **Motorové vozidlá.** Vybavené spaľovacím motorom, ktorý je zdrojom energie pre pohon dvojkolies.

Motorový vozeň spadá do kategórie motorových vozidiel nezávislej trakcie. Jedná sa teda o hnacie koľajové vozidlo osadené spaľovacím motorom, ktoré zároveň slúži k preprave osôb. Hnací agregát zaberá časť priestoru skrine vozidla, alebo je uložený pod podlahou. Motorové vozne nachádzajú uplatnenie hlavne na tratiach s menším prepravným výkonom, ktoré sa neoplatí elektrifikovať. Taktiež je motorový vozeň často schopný ťahať ďalšie prípojné vozne. [1]



Obr. 1 Motorový vozeň DR-VT 2.09 [26]

2. VLASTNOSTI POHONU KOĽAJOVÝCH VOZIDIEL

Pred návrhom pohonu motorového vozňa je v nasledujúcich kapitolách uvedené objasnenie základných vlastností samotného pohonu ako je schopnosť prenosu výkonu na koľajnicu, otáčková charakteristika spaľovacieho motora a trakčná charakteristika vozidla.

2.1 ŤAŽNÁ SILA A TRAKČNÁ CHARAKTERISTIKA

Práca pohonného systému hnacieho koľajového vozidla (ďalej len HKV) sa prejaví ako ťažná sila na obvode kolies hnacej nápravy. Táto sila umožňuje pohyb HKV. [6]

Na HKV sa rozlišujú 3 miesta pôsobenia ťažnej sily:

- **Indikovaná ťažná sila F_i** na prvotnom zdroji mechanickej energie (spaľovací motor, elektromotor, parný valec)
- **Ťažná sila na obvode kolies F_o** pôsobí v mieste styku kolesa s koľajnicou. Je to reakcia vyvolaná silou od krútiaceho momentu prenášaného na kolesá. Táto sila je nižšia než F_i o straty pri prenose výkonu (η_p – účinnosť prenosu výkonu).

$$F_o = \eta_p \cdot F_i \quad (1)$$

- **Ťažná sila na spriahadle F_{sp}** je sila, ktorou pôsobí HKV na vozidlá ťahané v mieste ich spojenia. Táto sila je o vozidlový odpor O_v nižšia než F_o .

$$F_{sp} = F_o - O_v \quad (2)$$

Ťažná sila nie je v celom rozsahu rýchlosti HKV konštantná. Jej závislosť na rýchlosti vozidla sa označuje ako trakčná charakteristika. Táto charakteristika je jedným z rozhodujúcich faktorov nasadenia HKV do prevádzky. Graficky je znázornená v súradnicovom systéme F - v , kde je rýchlosť v vynesená na vodorovnú os, a na zvislú os je vynesená ťažná sila F_o resp. F_{sp} . [6][7]

Platí vzťah:

$$P = F \cdot \frac{v}{3,6} \quad [W] \quad (3)$$

Kde:

P – výkon [W]

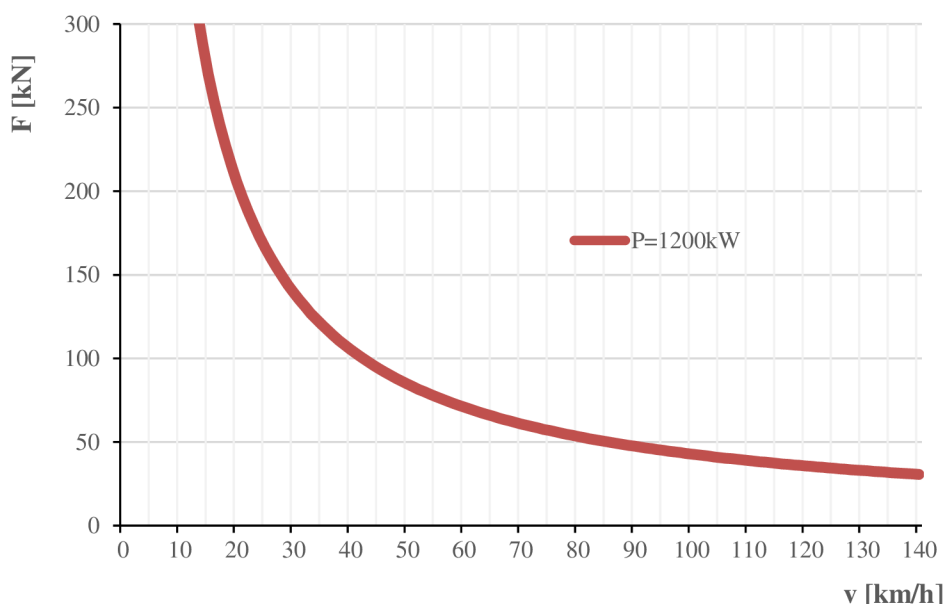
v – rýchlosť vozidla [km/h]

F – ťažná sila [N]

V ideálnom prípade by mohlo využiť HKV maximálny výkon v celom rozsahu rýchlostí. Teda:

$$P = konst. = F \cdot \frac{v}{3,6} \quad (4)$$

Grafickou interpretáciou tohto ideálneho stavu je v súradnicovom systéme F - v rovnoosá hyperbola asymptoticky sa blížiaci k osám, tzv. ideálna trakčná hyperbola. [6]



Obr. 2 Ideálna trakčná hyperbola

V skutočnosti nie je možné dosiahnuť tento stav. Trakčná charakteristika je obmedzená maximálnou dosiahnuteľnou rýchlosťou a adhéziou. [5]

Adhézia (priľnavosť) predstavuje statické trenie v styku kolesa s koľajnicou. Práve prítomnosť adhézie umožňuje preniesť výkon motora na koľajnice prostredníctvom tangenciálnej hnacej sily na kolesách a uviesť tak HKV do pohybu. Maximálnu ťažnú silu F_o , ktorú je možné vyvinúť, nazývame adhéznou ťažnou silou F_a . Jej veľkosť je závislá na kvalite styku koleso-koľajnica (súčiniteľ adhézie) a na veľkosti adhéznej hmotnosti HKV. [7]

$$F_a = \mu_a \cdot m_a \cdot g \cdot \varepsilon \quad [N] \quad (5)$$

Kde:

μ_a – súčiniteľ adhézie (priľnavosti) [-]

m_a – adhézna hmotnosť vozidla [kg]

g – tiažové zrýchlenie ($9,81 \text{ m/s}^2$)

ε – súčiniteľ využitia adhézie [-]

Adhézna hmotnosť je hmotnosť, ktorá pripadá na hnaciu nápravu vozidla. Je závislá na usporiadaní pojazdu a pohonu. Ak má HKV všetky nápravy hnacie, je adhézna hmotnosť rovná samotnej hmotnosti vozidla. [6]

Súčiniteľ využitia znižuje veľkosť adhéznej ťažnej sily. Zahrňuje vplyvy konštrukcie na zmenu rozloženia hmotnosti na jednotlivé nápravy. Nadobúda hodnotu $0,9 \div 0,93$ a pre vozidlá so všetkými hnacími nápravami je rovný 1. [6]

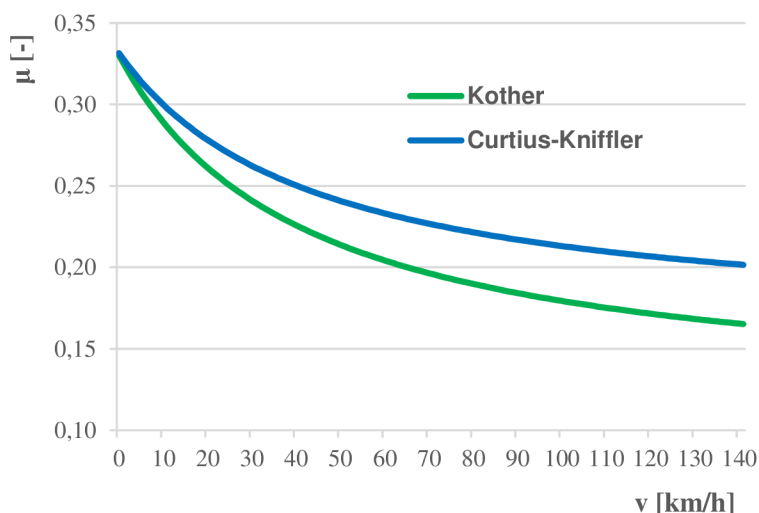
Súčiniteľ adhézie nie je konštantný. Vplyv na jeho veľkosť má kvalita povrchu stykových plôch (vlhkosť, olej na trati, nerovnosti...) a rýchlosť vozidla. Teoretickú hodnotu tohto súčiniteľa v závislosti na jednotlivých faktoroch je náročné presne určiť. Čiastočne zjednodušený ale v praxi veľmi používaný obraz dávajú adhézne charakteristiky typu $\mu_a=f(v)$, teda závislosť súčiniteľa adhézie na rýchlosti jazdy HKV. Pre trakčné potreby sú najpoužívannejšie závislosti Curtius-Knifflera a Kothera. Sú to v podstate stredné hodnoty súčiniteľa adhézie platné pre suchú koľajnicu. [7][8]

Podľa Kothera:

$$\mu_K = \frac{9}{v + 42} + 0,116 [-] \quad (6)$$

Podľa Curtius-Knifflera:

$$\mu_{CK} = \frac{7,5}{v + 44} + 0,161 [-] \quad (7)$$

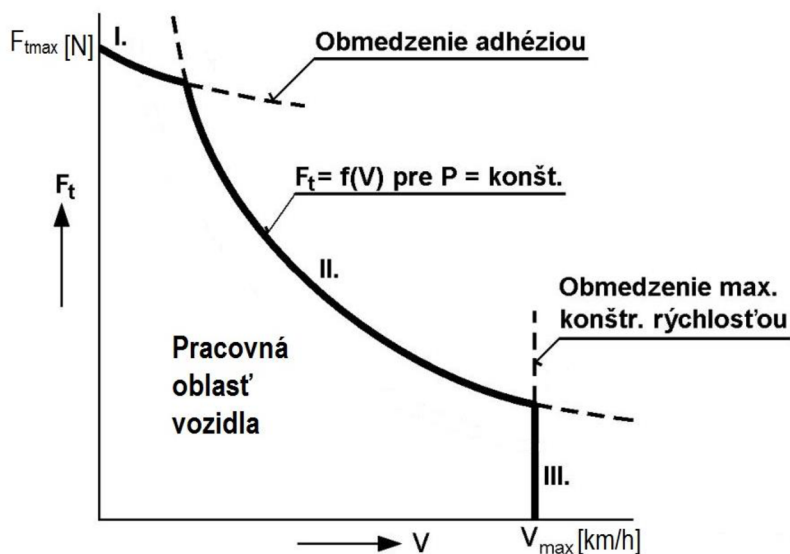


Obr. 3 Priebeh súčiniteľa adhézie

Moderné vozidla vykazujú pri rozjazde ťažné sily odpovedajúce súčiniteľu adhézie $\mu_a \geq 0,4$. Pri nepriaznivých podmienkach (napríklad vlhká koľajnica) sa na zabezpečenie dostatočnej adhéznej sily využíva pieskovanie koľajnice. Pieskovacie zariadenie sype piesok na hlavu koľajnice za účelom zvýšenia priľnavosti. [7] Pre výpočet sa v práci uvažujú vyššie spomenuté vzťahy.

Ak pri rozjazde vozidla dôjde k prekročeniu adhéznej ťažnej sily F_a , koleso prekĺzne. Dôjde k relatívnemu pohybu stykových plôch, a v kontakte koleso-koľajnica začne pôsobiť šmykové trenie s výrazne nižším súčiniteľom trenia ($f \approx 0,15$) ako trenie statické. [7]

Mechanizmus brzdenia je odlišný od rozjazdu. Pri prekročení max. dovolenej brzdnjej sily dôjde k zablokovaniu kolies, čo by mohlo mať fatálne následky. Preto sa z bezpečnostných dôvodov a z dôvodu udržania komfortu cestujúcich pri brzdení uvažuje súčiniteľ adhézie pri brzdení nižší ako pri rozjazde ($\mu_{ab} = 0,15 \div 0,2$). [7]

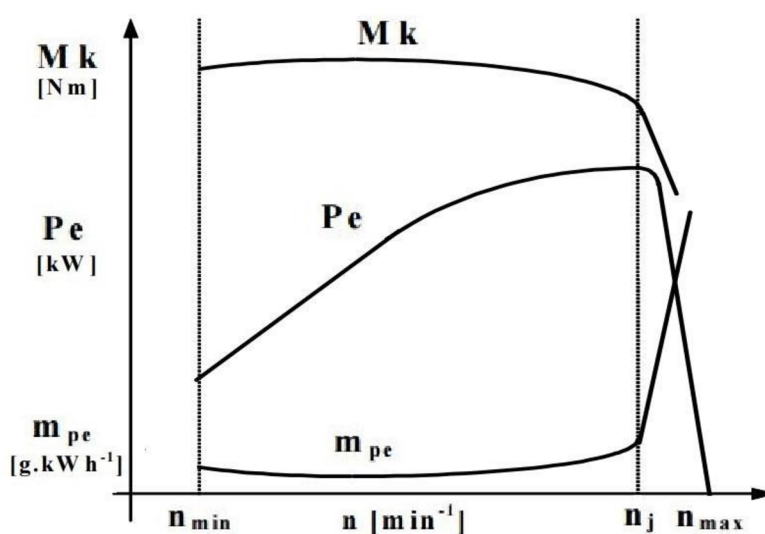


Obr. 4 Idealizovaná trakčná charakteristika [9]

2.2 MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA MOTORA

Spaľovacie motory koľajovej trakcie sú principiálne zhodné s motormi automobilovými. Motorové vozne sú osadené väčšinou motormi priamo z nákladných automobilov. Vznetové motory majú oproti zážihovým vyššiu účinnosť, nižšiu spotrebu (lacnejšieho) paliva a pri práci v nižších otáčkach dosahujú vyšší krútiaci moment. Práve pre tieto výhody sú vznetové motory dnes výhradne využívané v HKV nezávislej trakcie.

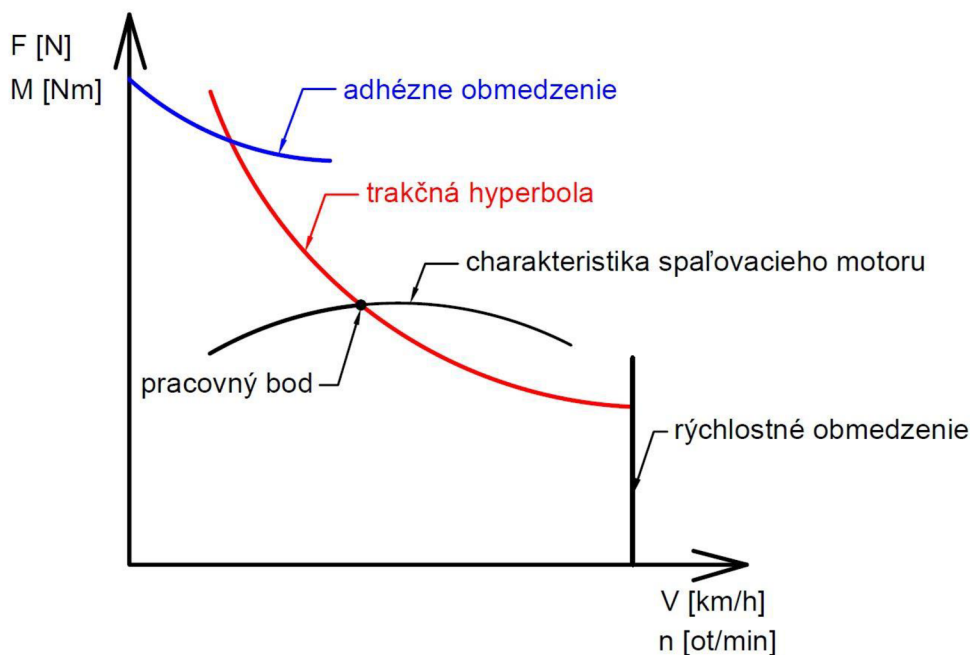
Otáčková charakteristika spaľovacieho motora znázorňuje závislosť užitočného výkonu P_e , krútiaceho momentu M_k alebo mernej spotreby paliva m_{pe} na otáčkach n kľukového hriadeľa motora pri konštantnej polohe ovládacieho orgánu riadenia dodávky paliva do motora. [10]



Obr. 5 Otáčková charakteristika vznetového motora [10]

3. PRENOS VÝKONU KOĽAJOVÝCH VOZIDIEL

Z predchádzajúcej kapitoly je zrejmé, že priebeh krútiaceho momentu (hnacej sily) vznetového motora sa nepribližuje idealizovanej trakčnej charakteristike, teda priebehu ťažnej sily (krútiaceho momentu), ktorý chceme pri navrhovaní pohonného systému vozidla dosiahnuť. Pri teoretickom uvažovaní priameho prepojenia kľukového hriadeľa motora s hnacou nápravou je dosiahnutý len jeden (v niektorých prípadoch ani jeden) pracovný bod. K tomuto stavu v praxi nemôže dôjsť. Pevné spojenie motora s kolesami nezaručí pri rozjazde potrebné otáčky motora. Vozidlo by sa teda ani nerozbehlo. [1]



Obr. 6 Priebeh krútiaceho momentu spaľovacieho motora vzhľadom k idealizovanej trakčnej charakteristike

Nevhodný priebeh krútiaceho momentu motora je transformovaný tak, aby sa čo najviac priblížil idealizovanej trakčnej charakteristike. K tejto transformácii slúži práve zariadenie prenosu výkonu, ktoré sa vloží medzi výstupný hriadeľ spaľovacieho motora a nápravovú prevodovku na dvojkoľesí koľajového vozidla. Pri návrhu prenosu výkonu je nutné nielen priblíženie sa trakčnej hyperbole ale aj pokrytie pracovnej oblasti pod ňou.

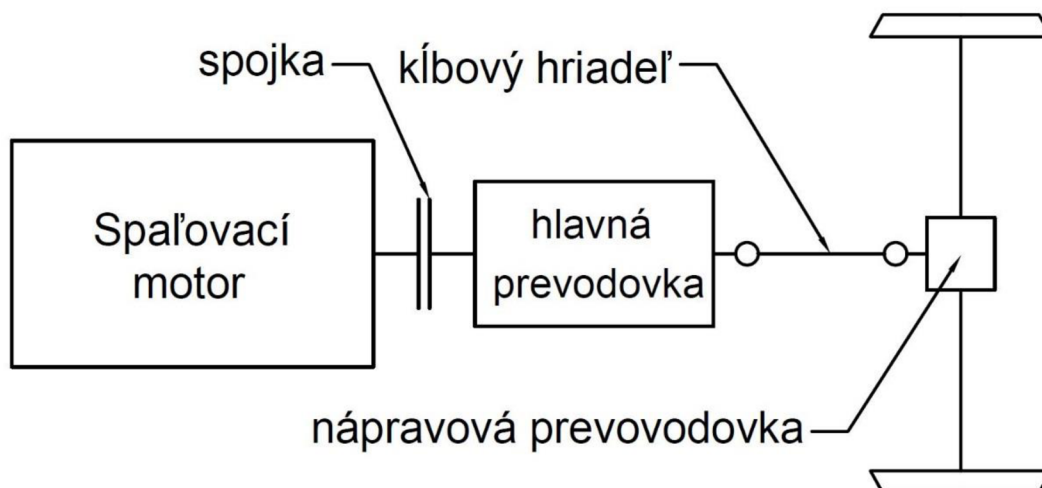
Požiadavky na zariadenie prenosu výkonu:

- Prenášať výkon motora na hnaciu nápravu.
- Krútiaci moment motora, ktorý má konštantnú hodnotu pri daných otáčkach, previesť na ťažnú silu na obvodě kolies, ktorej hodnota sa bude meniť čo možno najplynulejšie podľa trakčnej hyperboly.
- Umožniť prevádzku vozidla v celom rozmedzí stanovených rýchlostí.
- Umožniť zmenu smeru-reverzáciu vozidla.
- Umožniť pohon viacerých náprav.
- Zabezpečiť čo najmenšie straty pri prenose výkonu.
- Zaisťovať jednoduchú obsluhu zo stanoviska strojvedúceho.
- Splňať podmienky čo možno najnižšej hmotnosti, ceny a priestorových nárokov.

Rozlišujeme niekoľko druhov prenosu výkonu. Rozdeľujeme ich na základe technického spôsobu akým sa snažia o dosiahnutie priaznivého priebehu výstupného krútiaceho momentu, tak aj na základe druhu použitého prenosového média. [2]

3.1 MECHANICKÝ PRENOS VÝKONU

Je to najstarší typ prenosu výkonu. Mechanická energia sa nepremieňa na inú formu, ale ide o jej priamy prenos na hnaciu nápravu.

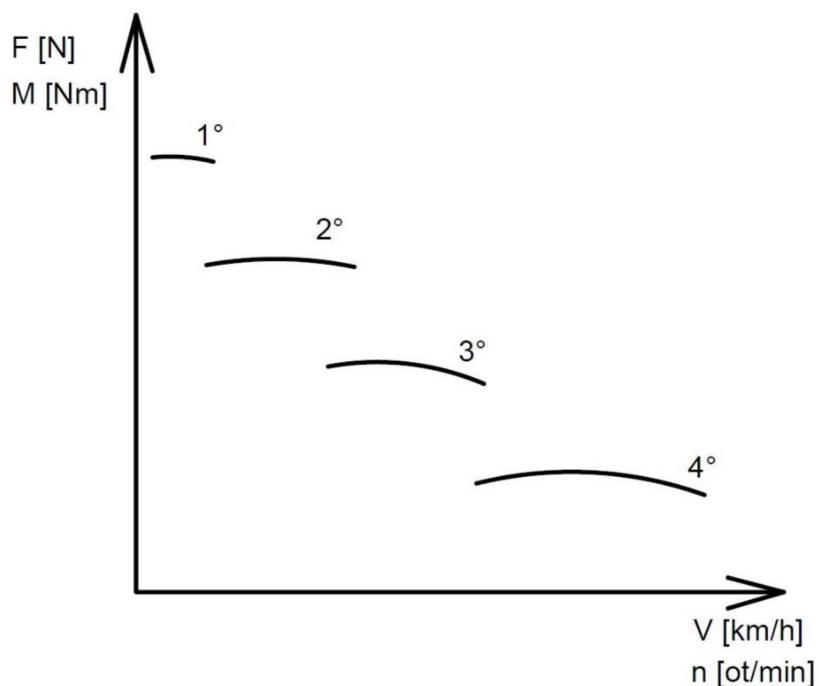


Obr. 7 Schéma mechanického prenosu výkonu

Za spaľovací motor je zaradená trecia spojka (kotúčová/lamelová), ktorá prenáša krútiaci moment ďalej do hlavnej prevodovky. Pri rozjazde z nulovej rýchlosti dochádza k postupnému zopnutiu spojky, čo umožňuje jej preklzovanie a tým postupné vyrovnanie otáčok motora a doposiaľ nepohyblivého hriadeľa prevodovky. Pri vypnutí spojky sa prenos krútiaceho momentu preruší, čo umožňuje v hlavnej prevodovke radiť rýchlostné stupne. Moment sa v hlavnej prevodovke znásobí podľa príslušného zaradeného prevodového stupňa. Súčasťou prevodovky môže byť aj reverzačný prevod. K ďalšiemu prenosu momentu z hlavnej prevodovky k nápravovej prevodovke a na kolesá slúžia rozvodové kľbové hriadele. [1]

K výhodám mechanického prenosu výkonu patrí vysoká účinnosť (až 95%), vysoká životnosť zariadenia a nenáročná údržba.

Nevýhodou je výkonovo obmedzená využiteľnosť v koľajovej doprave. Keďže spojky sú dimenzované len na určité teplo vznikajúce pri trení spojky, tak by pri vyššom výkone a hmotnosti vozidla musela byť spojka neúmerne veľká, aby nedošlo k jej poškodeniu. Preto sa mechanický prenos výkonu využíva u koľajových vozidiel s výkonom do 200÷300kW. Výraznou nevýhodou oproti ostatným prenosom výkonu je pretržitý priebeh ťažnej sily. Nedokonalé priblíženie sa idealizovanej trakčnej charakteristike by sa dalo vylepšiť použitím väčšieho množstva prevodových stupňov. To ale nie je žiadúce, keďže by došlo k častejšiemu radeniu, a tým aj prerušovaniu ťažnej sily. [1]



Obr. 8 Základný tvar trakčnej charakteristiky mech. prenosu výkonu (1° až 4° sú jednotlivé prevodové stupne)

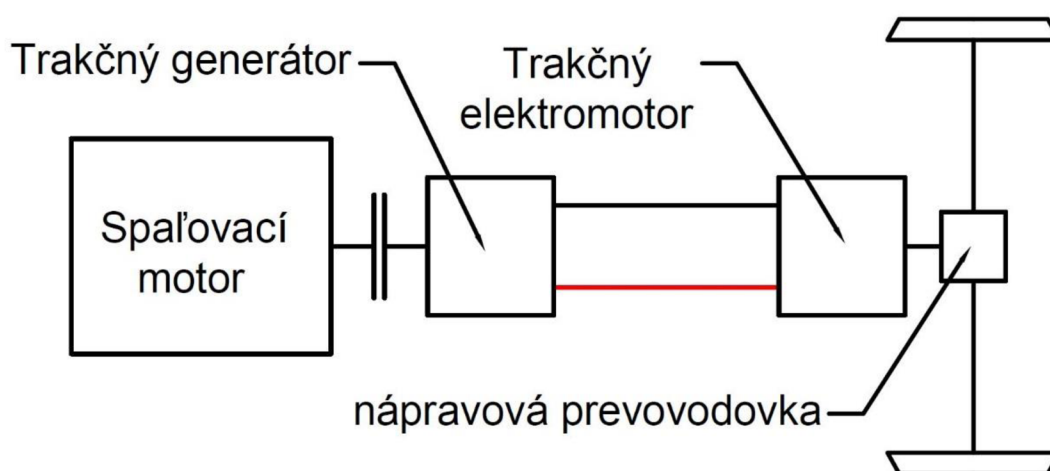
Spomínané nevýhody v koľajovej doprave prevládajú a preto je mechanický prenos výkonu využívaný dnes už len minimálne. V minulosti sa uplatnil najmä v posunovacích lokomotívach (ČKD rada 700,701) alebo v motorových vozíkoch (MUV 69) a vozňoch (M 131.1).



Obr. 9 Motorový vozeň M 131.1 (801) [27]

3.2 ELEKTRICKÝ PRENOS VÝKONU

Spaľovací motor poháňa trakčný generátor, v ktorom dochádza k premene mechanickej energie na energiu elektrickú. Tá potom putuje ku trakčným elektromotorom, ktoré ju prevedú späť na energiu mechanickejšiu. Mechanická energia cez nápravové prevodovky poháňa kolesá hnacej nápravy.



Obr. 10 Schéma elektrického prenosu výkonu

Podľa prúdového systému použitých elektrických strojov delíme elektrické prenosy výkonu na [1]:

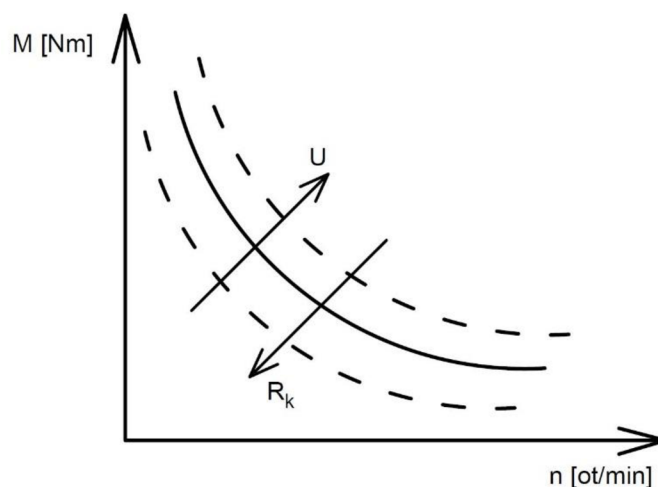
- jednosmerný prenos výkonu
- zmiešaný prenos výkonu
- striedavý prenos výkonu

Jednosmerný prenos využíva ako generátor trakčné dynamo, ktoré indukuje jednosmerný prúd. Tým je napájaný trakčný elektromotor, alebo viaceré elektromotory. Využitie tohto prenosu je pre hnacie vozidlá s nižším výkonom (do 200 kW na nápravu), keďže pre vyššie výkony výrazne stúpa veľkosť dynama. Jedná sa o najstarší typ elektrického prenosu výkonu, ktorý dnes už nie je využívaný. [1][4]

Zmiešaný prenos výkonu privádza k trakčným elektromotorom taktiež jednosmerný prúd. Rozdiel oproti jednosmernému prenosu je v tom, že spaľovací motor poháňa trakčný alternátor, ktorý indukuje striedavý prúd. Tento indukovaný prúd je usmernený v usmerňovači na jednosmerný prúd a ďalej privedený k trakčným elektromotorom. Použitie alternátora umožňuje zvýšiť výkon hnacieho vozidla, pretože rovnako veľký alternátor má vyšší využiteľný výkon ako trakčné dynamo. [2]

Najmodernejšou technológiou je striedavý prenos výkonu. Ako generátor je použitý viacfázový alternátor, ktorý vyrába striedavý prúd. Tento prúd je vo frekvenčnom meniči upravený na požadovaný kmitočet a ďalej dodávaný k trakčným trojfázovým asynchrónnym elektromotorom. [1]

Medzi hlavné výhody použitia elektrického prenosu výkonu patrí mäkká otáčková charakteristika jednosmerného elektromotora, ktorá sa značne približuje ideálnej trakčnej hyperbole (spojitý priebeh, pri rozjazde sa dosahuje vysokého krútiaceho momentu).



Obr. 11 otáčková charakteristika sériového jednosmerného elektromotora; Riadiace veličiny: U – napájacie napätie, R_k – odpor kotvy [1]

Zmenu smeru jazdy vozidla je možné uskutočniť zmenou zmyslu otáčania elektromotora. Nie je nutné použitie reverzačnej prevodovky. Na jednosmernom elektromotore to je docielené prehodnením prívodu k budiacemu vinutiu alebo prívodu ku kotve motora. [1]

Rozvod elektrickej energie je jednoduchý oproti nutnosti použitia hriadeľov a prevodoviek pri prenose mechanickej energie.

Výhodou je taktiež možnosť rekuperačného brzdenia, kde elektromotor pracuje v generátorovom režime a premieňa kinetickú energiu pri brzdení na opäť využiteľnú energiu elektrickú.

K nevýhodám patrí nižšia účinnosť, relatívne vysoká hmotnosť elektrických motorov a náročnejšia údržba.



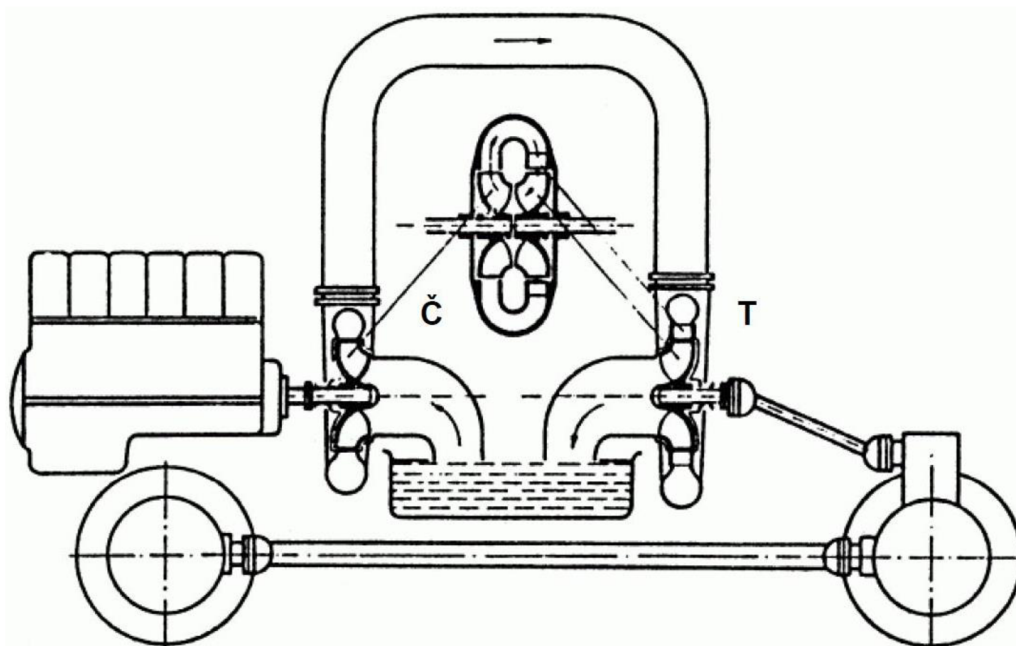
Obr. 12 Motorový vozeň 843 s elektrickým prenosom výkonu [35]

3.3 HYDRAULICKÝ PRENOS VÝKONU

Tento prenos výkonu transformuje výstupnú mechanickú energiu spaľovacieho motora na energiu kvapaliny a naspäť na energiu mechanickú pre pohon nápravových prevodoviek. Podľa druhu energie kvapaliny rozlišujeme hydrostatický a hydrodynamický prenos výkonu. [3]

3.3.1 HYDRODYNAMICKÝ PRENOS VÝKONU

Hydrodynamický prenos výkonu premieňa mechanickú energiu od spaľovacieho motora na kinetickú (pohybovú) energiu kvapaliny a späť na mechanickú energiu pre pohon nápravovej prevodovky. Hydrodynamický prenos umožňuje prenášať väčšie výkony ako prenos mechanický. Využíva sa teda v ťažších lokomotívach s pohonom viacerých dvojkolies, výkonovo 200kW÷2MW.



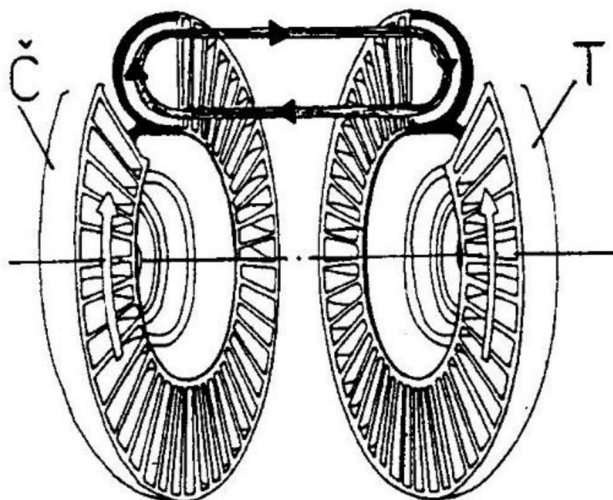
Obr. 13 Schéma prenosu výkonu hydrodynamického mechanizmu [3]

Základný princíp hydrodynamického mechanizmu je zobrazený na Obr. 13. Spaľovací motor poháňa hriadeľ odstredivého čerpadla. Kvapalina je nasávaná čerpadlom z nádrže, kde získa kinetickú energiu pri nízkom tlaku ale vysokej rýchlosti. Kvapalina odovzdá túto energiu v turbíne a vracia sa späť do nádrže. Cyklus sa opakuje. Ako hydrodynamické zariadenie sa využíva hydrodynamická spojka, menič alebo kombinácia týchto zariadení. [3][4]

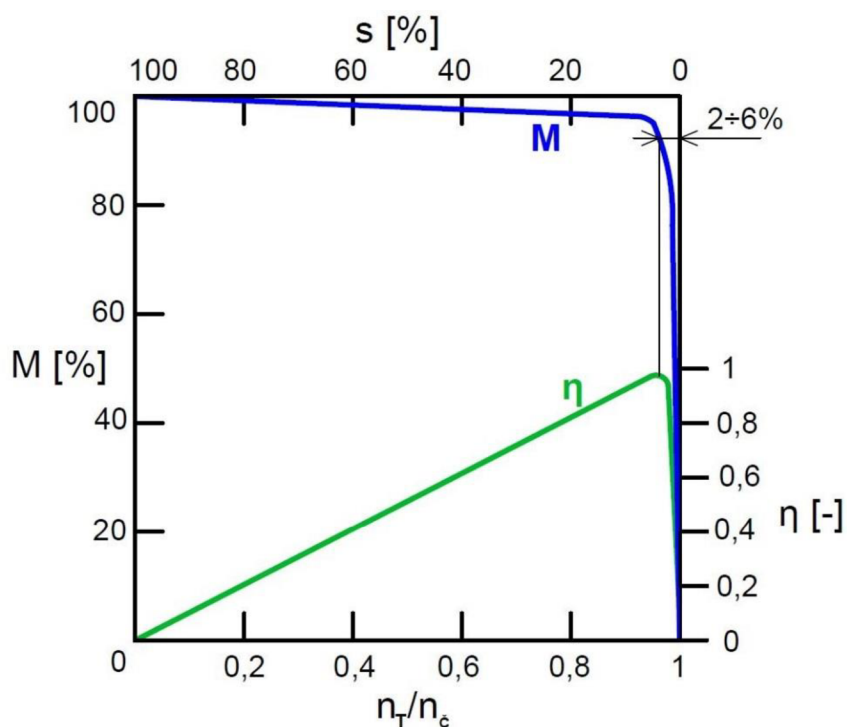
HYDRODYNAMICKÁ SPOJKA

Hydrodynamická spojka je najjednoduchšie hydrodynamické zariadenie. Je zložená z dvoch lopatkových kolies (čerpadlo a turbína), ktoré na seba nemajú vzájomnú mechanickú väzbu. Čerpadlo je pevne spojené s hnacím hriadeľom a turbína s hnaným hriadeľom. Skriňa utesňuje spojku pred únikom pracovnej kvapaliny. Roztočením čerpadla je kvapalina odstredivou silou vytlačovaná na jeho vonkajší obvod. Na výstupe z čerpadla naráža na nepohybujúce sa lopatky turbíny, čím uvádza turbínové koleso do pohybu. Kvapalina v turbíne prúdi dostredivo a vracia sa do čerpadla. Aby sa udržalo prúdenie medzi čerpadlom a turbínou, má čerpadlo vždy o niečo vyššie otáčky. Spojka teda pracuje s určitým sklzom. [3]

Výhodou hydrodynamickej spojky oproti spojke trecej je, že dokáže prenieť väčší výkon. Okrem toho umožňuje plynulý rozjazd vozidla na ktoromkoľvek prevodovom stupni.



Obr. 14 Prúdenie kvapaliny v hydrodynamickej spojke [4]

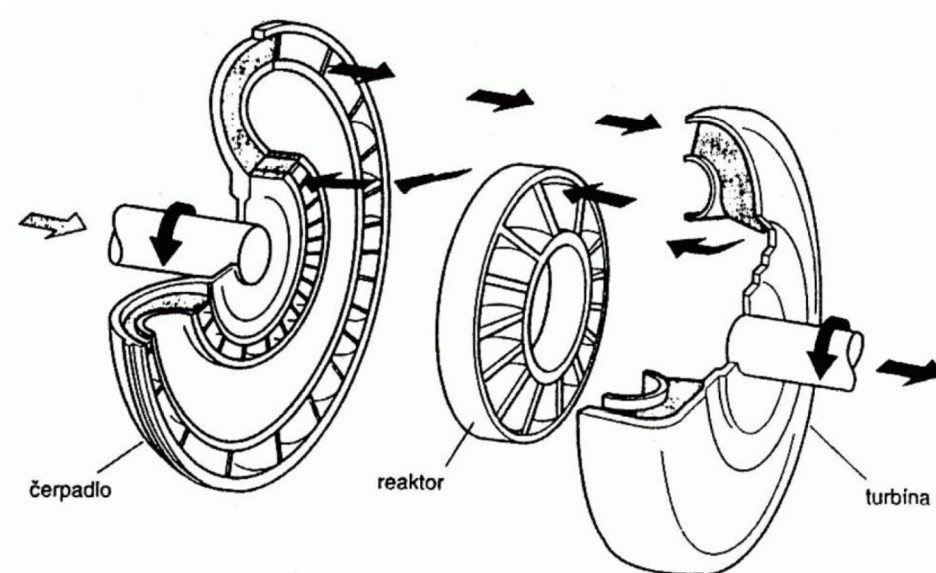


Obr. 15 Vonkajšia charakteristika hydrodynamickej spojky [3]

Moment M prenášaný hydrodynamickou spojkou rastie plynule a spojitne s rastúcim sklzom s . Sklz sa mení od 100% pri rozbehu až po 2÷6% pri dosiahnutí maximálnych otáčok turbíny. Účinnosť spojky rastie od rozbehu až po pracovný režim (sklz 2÷6%), kde dosahuje hodnoty $\eta=0,94\div0,98$. [3]

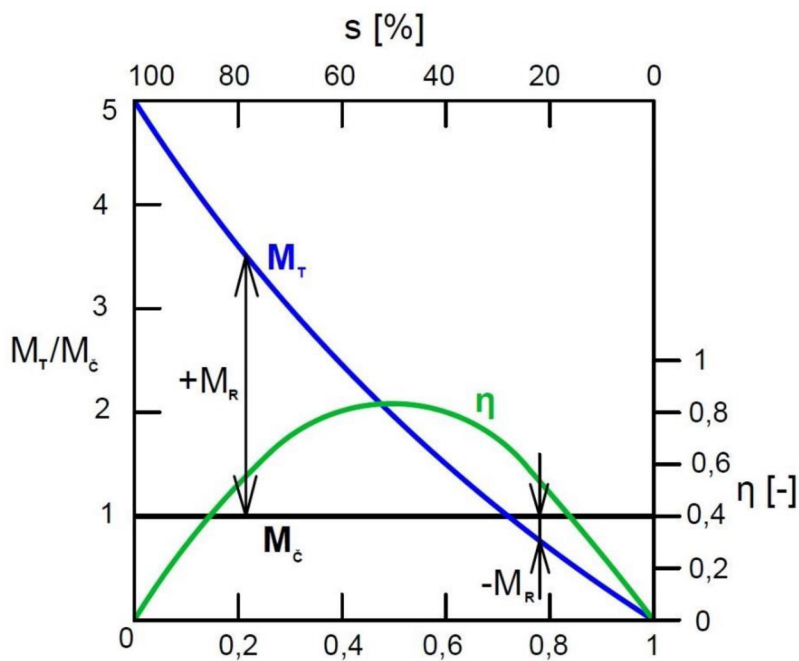
HYDRODYNAMICKÝ MENIČ

V hydrodynamickom meniči je zaradené okrem čerpadla a turbíny tretie lopatkové koleso – tzv. reaktor. Najjednoduchším typom meniča je menič s pevným reaktorom. [3]



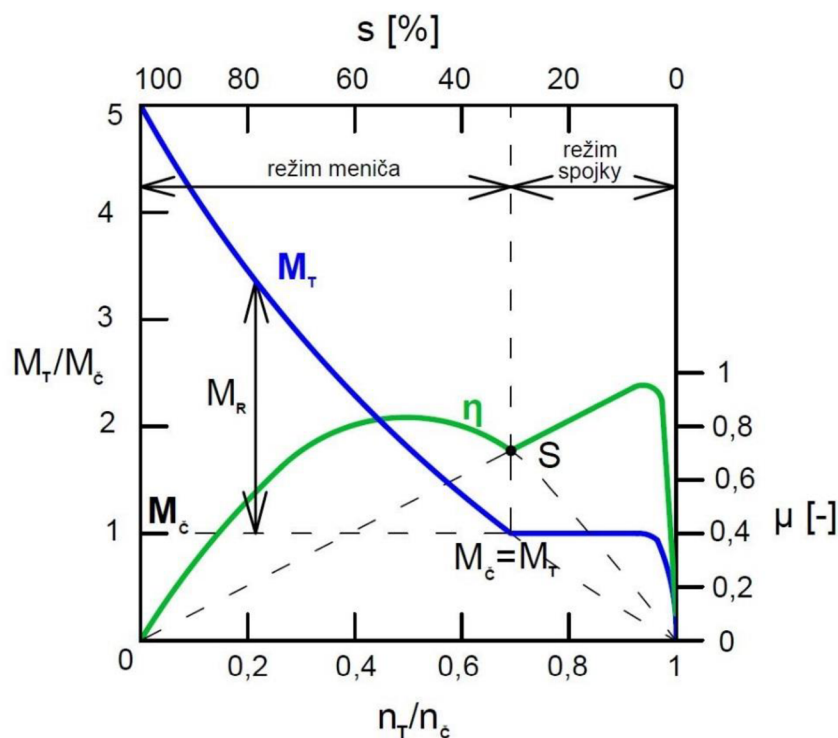
Obr. 16 Prúdenie kvapaliny v hydrodynamickom meniči [3]

Kvapalina prúdi z čerpadla do turbíny a reaktoru. Reaktor je pevne spojený so skriňou meniča a predstavuje reakčný člen, ktorý umožňuje zmenu momentu v meniči. Zachytáva moment hybnosti kvapaliny a usmerňuje jej prúd na vstupe do čerpadla. Pri rozbehu a nízkych otáčkach zvyšuje moment na turbíne o $+M_R$. [3]



Obr. 17 Vonkajšia charakteristika meniča s pevným reaktorom [3]

Vo vyšších otáčkach začne prúdiť kvapalina z turbíny na odvrátenú stranu lopatiek reaktoru. Ten sa stáva hydrodynamickou brzdou, pretože sa kvapalina snaží roztočiť reaktor v rovnakom zmysle ako je smer otáčania turbíny. Dochádza k znižovaniu momentu turbíny o záporný moment reaktoru $-M_r$ (viď. Obr. 17). Z tohto dôvodu sa využíva tzv. spojkový menič, kde je reaktor uložený na voľnobežke. V nižších otáčkach funguje ako menič s pevným reaktorom. Pri ďalšom zvyšovaní otáčok sa reaktor uvoľní, a menič začne pracovať ako hydrodynamická spojka. [3]

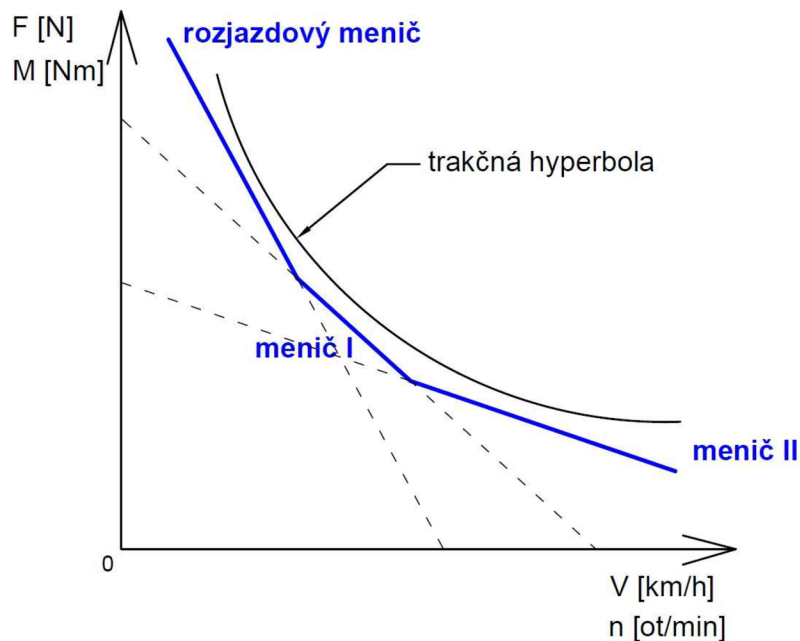


Obr. 18 Charakteristika hydrodynamického spojkového meniča [3]

HYDRODYNAMICKÁ PREVODOVKA

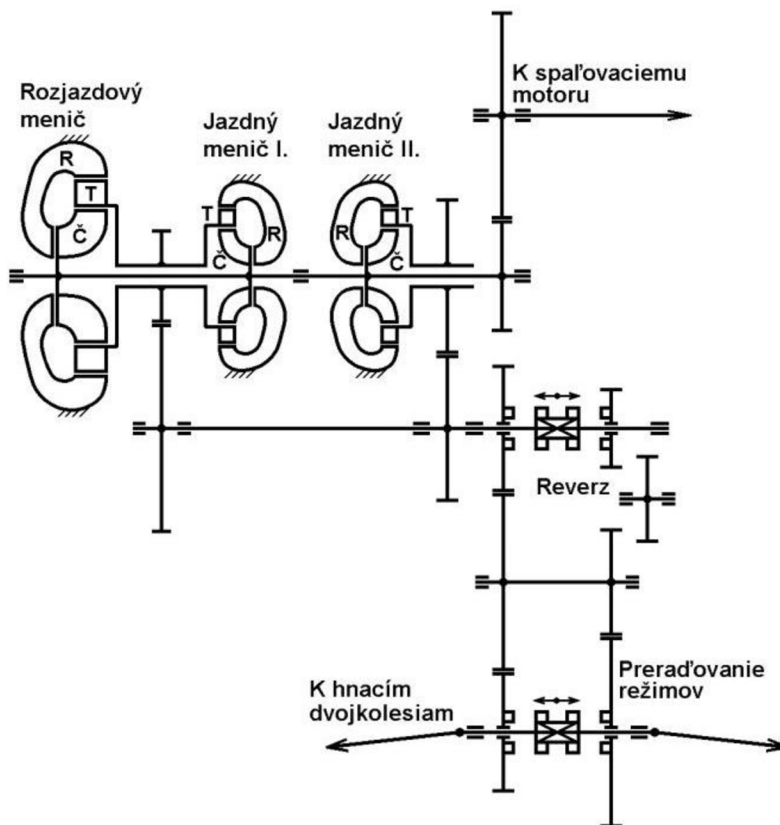
Ani hydrodynamická spojka ani menič resp. spojkový menič sami o sebe úplne nevyriešia transformáciu krútiaceho momentu na vhodnú trakčnú charakteristiku vozidla tak, aby sa priblížila ideálnemu priebehu momentu. Preto sa často tieto stroje spájajú v tzv. hydrodynamických prevodovkách. Kombináciou výstupných momentových priebehov jednotlivých meničov a spojok danej prevodovky sa dá priblížiť ideálnemu priebehu výstupného krútiaceho momentu. Z hľadiska radenia spojok a meničov rozlišujeme rôzne druhy prevodoviek. Napríklad trojmeničová prevodovka (MMM), alebo prevodovka s usporiadaním menič-spojka-spojka (MSS). [1][4]

Krútiaci moment zo spaľovacieho motora sa prenáša vždy len jedným hydrodynamickým zariadením, teda buď meničom ale spojku. Radenie jednotlivých zariadení do prevádzky prebieha vypúšťaním pracovnej kvapaliny z jedného stroja a napustením ďalšieho. Dostatočný tlak plnenia pracovnou kvapalinou zabezpečuje plniace zubové alebo lamelové čerpadlo, ktoré je poháňané cez ozubený prevod zo vstupného hriadeľa prevodovky. Prvý je zaradený vždy tzv. rozjazdový menič, ktorý vysoko násobí vstupný moment potrebný k rozjazdu vozidla z nulovej rýchlosti. [1]



Obr. 19 Priebeh výstupného krútiaceho momentu hydrodynamickej trojmeničovej prevodovky [9]

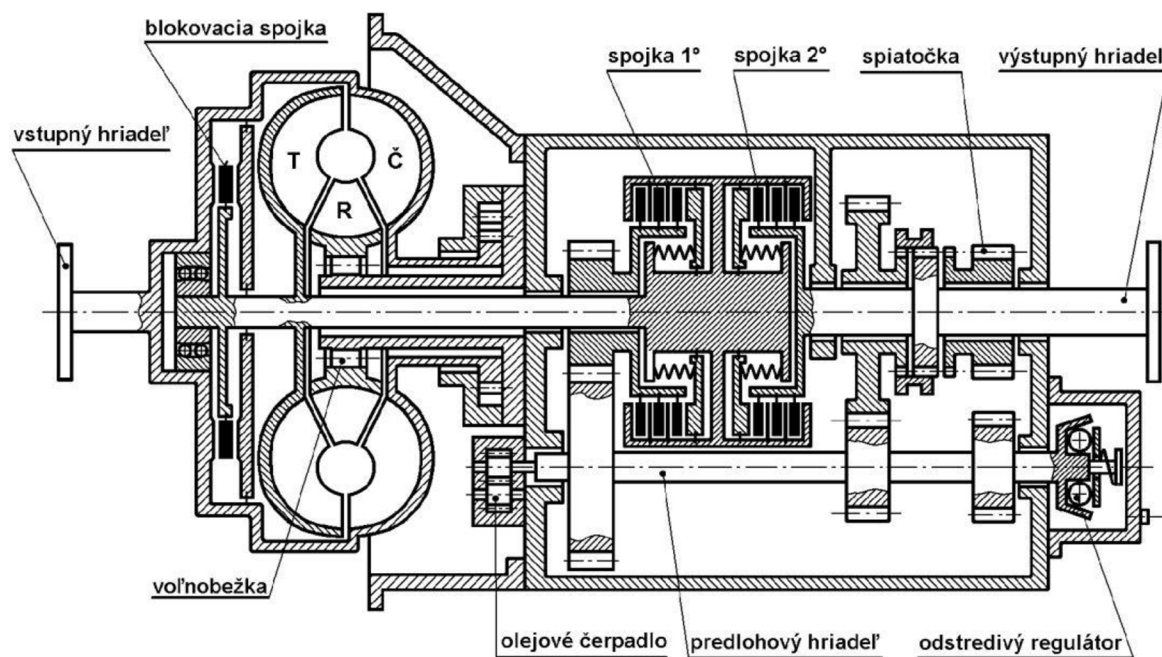
Súčasťou hydrodynamickej prevodovky je obvykle aj vložený ozubený prevod, ktorý umožňuje zmenu smeru otáčania výstupného hriadeľa a reverzáciu vozidla. Tento prevod sa radí zubovou spojkou vždy za nulovej rýchlosti vozidla. [9]



Obr. 20 Schéma trojmeničovej hydrodynamickej prevodovky [9]

HYDROMECHANICKÁ PREVODOVKA

Hydromechanické prevodovky využívajú jeden hydrodynamický menič, ktorý je z pravidla doplnený lamelovou spojkou. Z turbínového kolesa meniča putuje výkon ďalej cez mechanickú prevodovku a výstupným hriadeľom k nápravovým prevodovkám. Tieto prevodovky sa využívajú ako automatické. Radenie jednotlivých stupňov zabezpečujú synchronne alebo lamelové spojky. [1][4]



Obr. 21 Schéma hydrodynamickej prevodovky Praga 2 M 70 [9]

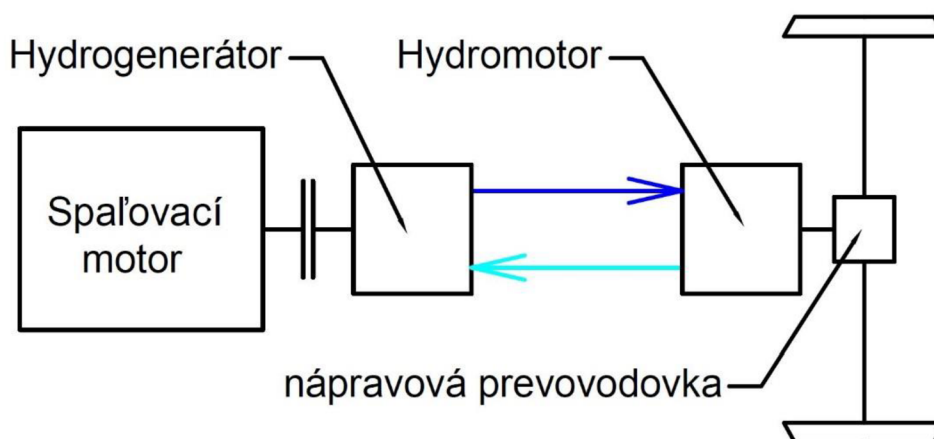
Hydrodynamické alebo hydromechanické prevodovky našli uplatnenie v celej rade posunovacích lokomotív ale aj motorových vozňov ČD ako napríklad rady 809, 810 alebo modernejšie 840 a 841.



Obr. 22 Motorový vozeň 810 s hydromechanickou prevodovkou Praga 2 M 70 [28]

3.3.2 HYDROSTATICKÝ PRENOS VÝKONU

Pri hydrostatickom prenose výkonu premieňa hydrogenerátor mechanickú energiu od spaľovacieho motora na tlakovú energiu kvapaliny. Natlakovaná kvapalina je ďalej vedená sústavou trubiek a hadíc k hydromotoru (alebo hydromotorom), kde je jej energia premenená naspäť na mechanickú energiu. Výstupný hriadeľ hydromotora je spojený s nápravovou prevodovkou, cez ktorú sú poháňané kolesá. Po odovzdaní energie prúdi kvapalina naspäť do hydrogenerátora a takto sa cyklus opakuje. [3][4]



Obr. 23 Zjednodušené schéma hydrostatického prenosu výkonu pre pojazď

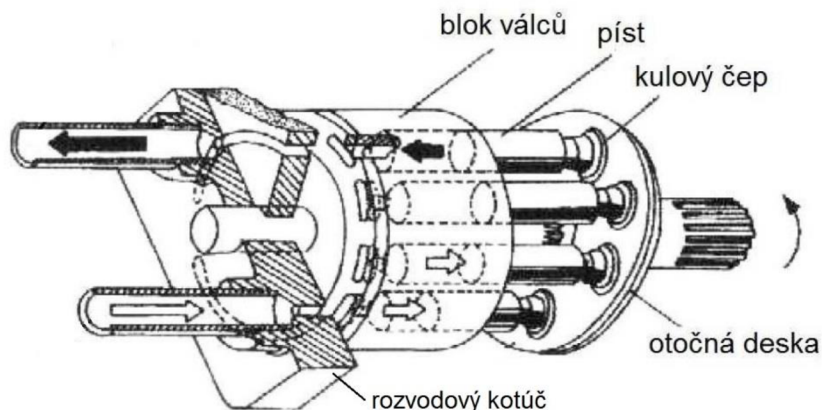
HYDROSTATICKÉ PREVODNÍKY

Sú to zariadenia slúžiace k transformácii mechanickej energie na tlakovú energiu kvapaliny alebo opačne. Mechanická energia je charakterizovaná krútiacim momentom a pracovnou frekvenciou-otáčkami. Tlaková energia kvapaliny je charakterizovaná rozdielom tlaku a prietokom kvapaliny. Z hľadiska prenosu energie sú to vstupné (hydrogenerátory) resp. výstupné (hydromotory) prvky hydrostatických zariadení.

Z konštrukčného hľadiska rozlišujeme viacero typov hydrogenerátorov. Princíp vytvárania prietoku kvapaliny spočíva v zväčšujúcom sa pracovnom objeme na strane nasávania a znižujúcom sa objeme na strane výtlaku kvapaliny. Lamelový hydrogenerátor vytvára prietok kvapaliny pohybom lamel v excentricky uloženom krúžku (statore). Zubový hydrogenerátor vytvára prietok kvapaliny otáčaním vzájomne zaberajúcich ozubených kolies.

Pre prenos výkonu v mobilných pojazdoch koľajovej techniky sa využíva rotačný axiálny piestový hydrogenerátor s naklonenou doskou. Jeho funkcia spočíva v rotácii bloku valcov, v ktorom je uložených niekoľko piestov. Tie sú pritlačované na šikmú dosku. Tá behom jednej otáčky zabezpečí zdvih piestov, a tým vzniká potrebný prietok. Natáčaním šikmej dosky sa mení zdvih piestov behom jednej otáčky a je dosiahnutá plynulá zmena veľkosti pracovného objemu, tzv. regulačný hydrogenerátor. Natočenie dosky do inverznej polohy spôsobí reverzáciu prietoku. Rozvod pracovnej kvapaliny je zabezpečený pomocou rozvodového kotúča. Ten má dve vybrania, sacie a výtláčné, a prilieha tesne k čelnej stene bloku valcov. [3]

Rotačný axiálny piestový hydromotor plní presne opačnú úlohu ako hydrogenerátor. Teda jeho vstupnými veličinami sú tlak a prúd pracovnej kvapaliny, a jeho výstupnými veličinami sú krútiaci moment a otáčky. Princíp fungovania je taktiež presne opačný ako u hydrogenerátora.



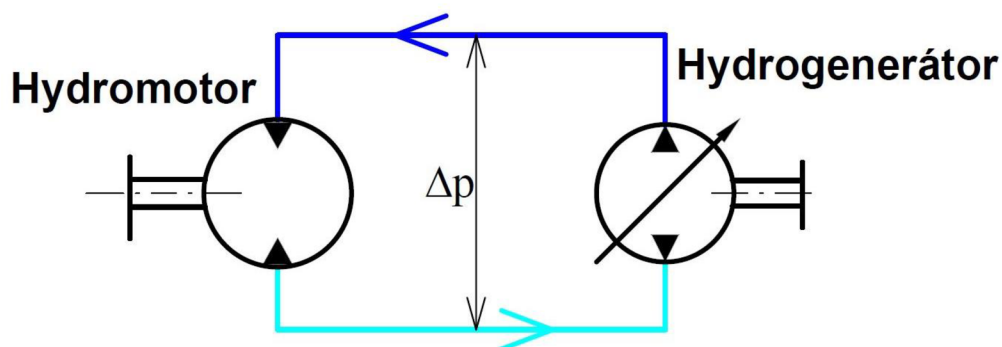
Obr. 24 Axiálny piestový hydromotor [29]

PRVKY HYDROSTATICKÝCH OKRUHOV

Ostatné časti hydrostatických okruhov slúžia k riadeniu smeru a veľkosti prietoku, resp. udržiavaniu maximálneho tlaku kvapaliny. Sem patria všetky druhy ventilov (spätné, prepúšťacie, škrtiace...) a rozvádzače. Ďalej sa do hydrostatického okruhu zaraďuje nádrž a v prípade nutnosti chladienia chladič. Ten je umiestnený v nízkotlakovej vetve obvodu. Filtre slúžia k odstráneniu nečistôt z pracovnej kvapaliny (väčšinou minerálny olej) a zvyšujú tak spoľahlivosť zariadenia. Všetky vyššie zmienené prvky sú prepojené spojovacími prvkami, ako sú trubky, prípojky a hadice. [3]

UZAVRETÝ HYDROSTATICKÝ OKRUH

Pre pojazdy mobilnej techniky sa využívajú uzavreté hydrostatické obvody. V takomto obvode kvapalina vytlačená hydrogenerátorom prúdi vysokotlakovou vetvou (až 450 bar), predá tlakovú energiu hydromotoru a vracia sa nízkotlakovou vetvou priamo späť do sania hydrogenerátora. Tlak na saní je vždy vyšší ako 0,1 MPa. To zabezpečí, že sa na rozvodových doskách prevodníkov nevyskytuje kavitácia, a otáčky hydrogenerátora tak môžu byť podstatne vyššie ako v otvorenom obvode.

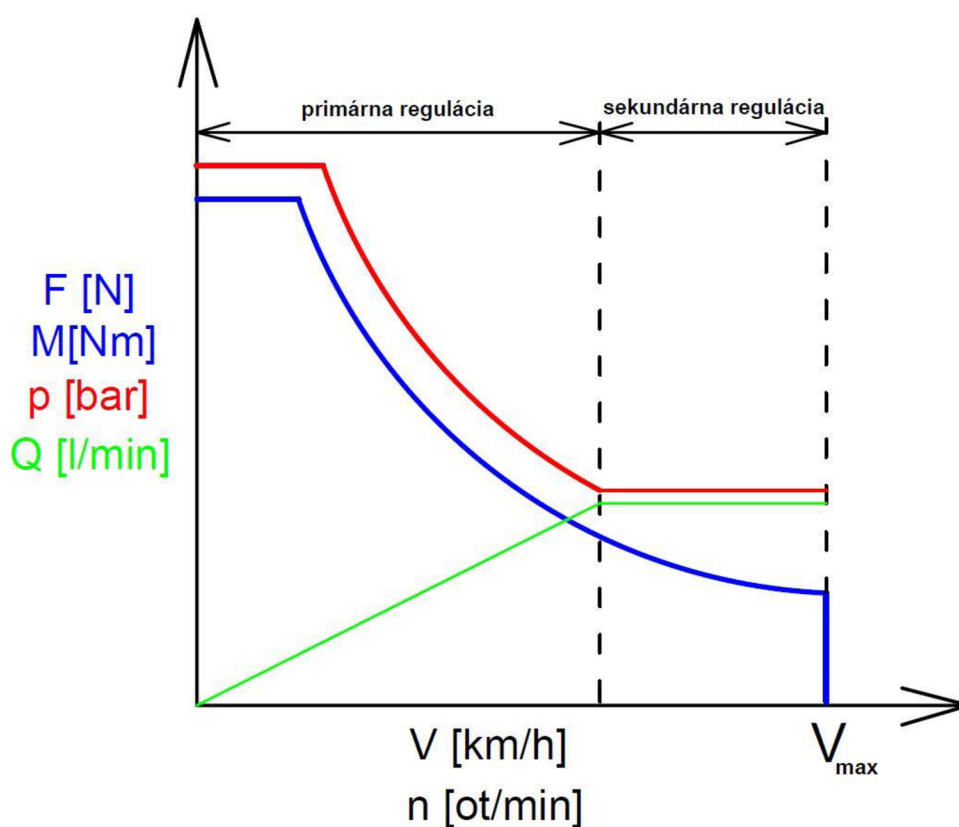


Obr. 25 Zjednodušené schéma uzavretého hydrostatického okruhu

Hydrogenerátor je reverzačný, takže smer prietoku a tým aj smer jazdy vozidla je možné zmeniť, nízkotlaková a vysokotlaková vetva sa zamenia. [3]

VYUŽITIE HYDROSTATICKÉHO PRENOSU VÝKONU V KOLAJOVEJ DOPRAVE

Výhodou hydrostatického prenosu výkonu je nízka hmotnosť komponentov, cena, nižšie nároky na zástavbu, možnosť intenzívneho brzdenia pohonom a variabilita konštrukčného usporiadania. Veľkým pozitívom je výstupná momentová charakteristika tohto prenosu. Pri konštantných otáčkach spaľovacieho motora je naklápaním dosky hydrogenerátora plynule riadený prietok kvapaliny prúdiacej k hydromotoru (tzv. primárna regulácia). Ak takto nie je dosiahnutá dostatočná rýchlosť vozidla je možné použiť regulačných hydromotorov. Znižovaním ich geometrického objemu ďalej rastú otáčky. Prietok ani tlak v obvode sa už nemení. Krútiaci moment na výstupnej hriadeli hydromotora ma teda spojitý hyperbolický priebeh, čo je ideálne z hľadiska využitia výkonu spaľovacieho motora.



Obr. 26 Trakčná charakteristika hydrostatického pohonu [31]

Nevýhodou je naopak relatívne nižšia účinnosť ako napríklad pri mechanickom prenose výkonu. Nižšia tepelná kapacita uzavretého hydrostatického obvodu, nutnosť chladenia a jej čiastočnej obmeny. Hydrostatický prenos výkonu taktiež nie je vhodný pre vozidlá s vysokými požadovanými rýchlosťami. K dosiahnutiu požadovaného regulačného rozsahu by bolo nutné použitie príliš veľkých hydrostatických prevodníkov.

Zo spomenutých dôvodov je hydrostatický pohon využívaný pre pojazdy koľajových vozidiel s nízkou rýchlosťou. Najmä v menších motorových vozňoch a v banských úzkorozchodných lokomotívach.



Obr. 27 Zrekonštruovaný motorový vozeň M27 s hydrostatickým prenosom výkonu [30]

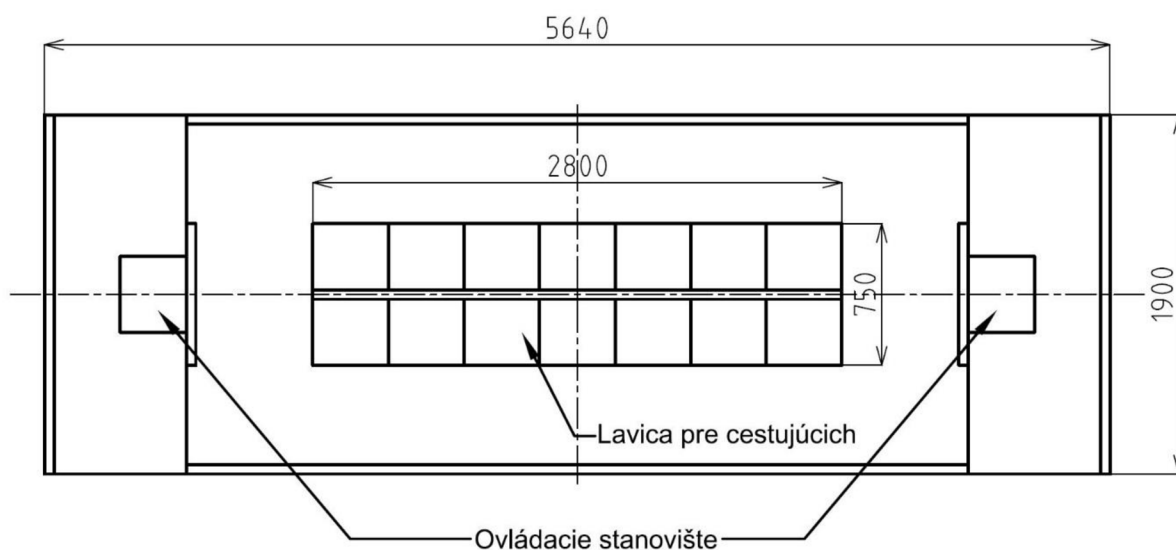
4. SPRESNENIE ZADANIA

V zadaní sa uvádza celková hmotnosť železničnej súpravy do 9000kg v rátane prípojných vozňov. Presnejšie sa jedná o požiadavku aby bol navrhovaný motorový vozeň schopný utiahnuť jeden prípojný vozeň o pohotovostnej hmotnosti 2800kg (vid'. Obr. 28). Kapacita prípojného vozňa je 16 cestujúcich. Pri uvažovanej hmotnosti jednej osoby 80kg je celková úžitková hmotnosť ťahaného vozňa 4080kg. Na návrh motorového vozňa teda ostáva necelých 5000kg v rátane cestujúcich.

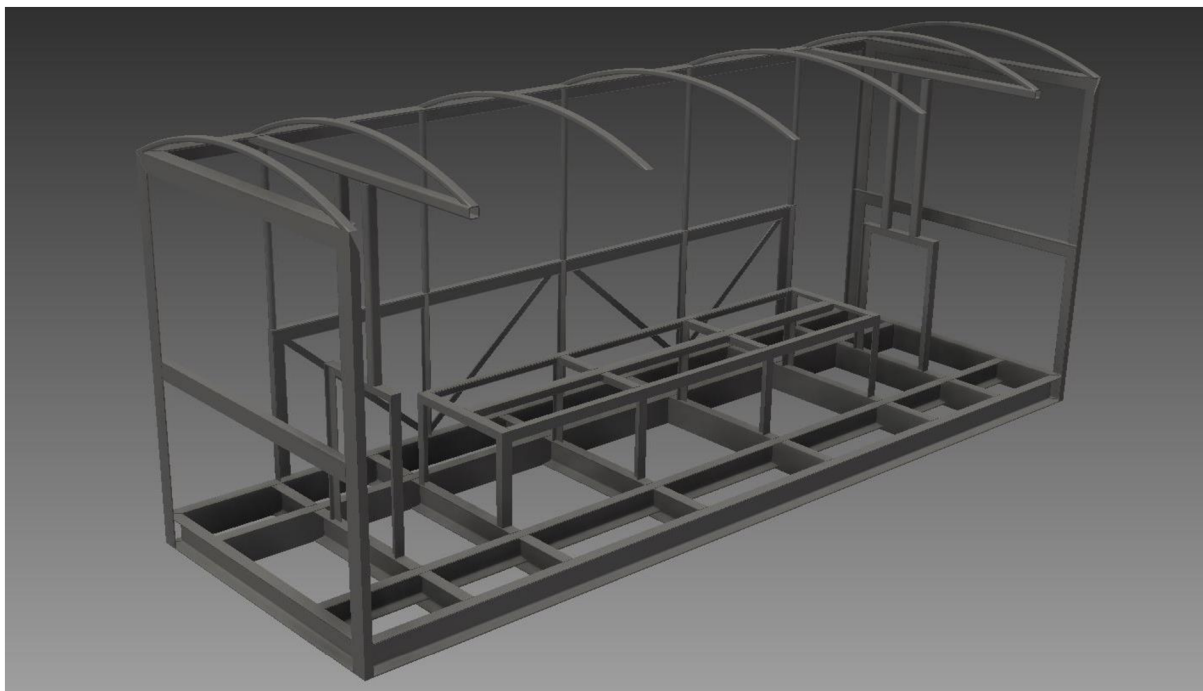


Obr. 28 Prípojný vozeň [32]

Pri priestorovom riešení motorového vozňa sa vychádza z rozmerov rámu už existujúceho prípojného vozňa. Bolo potrebné zohľadniť požiadavku na sedenie cestujúcich, a zároveň kalkulovať s miestom pre uloženie samotného pohonu. Z niekoľkých možností bude v tejto práci uvažovaný koncept s jednou veľkou lavicou situovanou pozdĺžne v strede vozňa. Priestor pod touto lavicou posluží umiestneniu pohonného systému. Taktiež je v návrhu vytvorený priestor pre ovládacie stanovišťa na oboch stranách.



Obr. 29 Navrhnutá koncepcia sedenia (pohľad z hora)



Obr. 30 Vizualizácia návrhu rámu motorového vozňa

Pre ďalší výpočet je nutná úvaha o hmotnosti motorového vozňa. Pre návrh pohonného a brzdového systému je potrebné si vyčleniť dostatočnú hmotnostnú rezervu tak aby celková hmotnosť bola nižšia ako spomínaných 5000kg. Ďalej je okrem rámu potrebné uvažovať hmotnosť náprav, nápravových prevodoviek, ďalších komponentov a cestujúcich. Hmotnosti vyčlenené pre návrh motorového vozňa sú pre úhľadnosť uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Tab. 1 Hmotnosti uvažované pri návrhu motorového vozňa

Rám	Nápravy	Pohonný systém	Brzdový systém	Cestujúci	Ostatné komponenty	Pohotovostná hmotnosť	Úžitková hmotnosť
[kg]							
1500	450	700	200	1200	850	3700	4900

5. MECHANIKA ROZJAZDU

Ako bolo spomenuté v kapitole 2.1, k uvedeniu vozidla do pohybu je nutná ťažná sila vyvolaná krútiacim momentom privedeným na kolesá. Proti tejto sile a teda aj proti pohybu vozidla pôsobia jazdné odpory. Sú to vonkajšie sily samovoľne vznikajúce účinkom vonkajšieho prostredia, konštrukcie vozidla a trate. [5] Hnacia sila stroja musí byť dostatočne veľká nato, aby prekonala celkový jazdný odpor. Ten sa skladá z valivého odporu, odporu vzduchu (pôsobia vždy proti pohybu vozidla), z odporu zrýchlenia (pôsobí pri zrýchlení) a odporu stúpania (pôsobí pri jazde do svahu). [1][11]

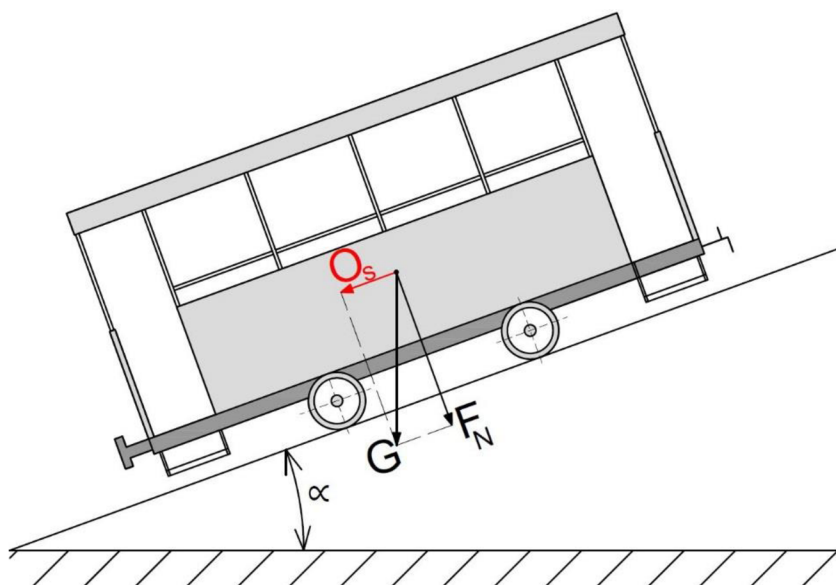
V návrhu budú použité železničné kolesá z úzkorozchodnej lokomotívy o priemere 450mm. Ďalej sa vo výpočtoch uplatní zjednodušujúci predpoklad o symetrickom rozložení celkovej hmotnosti na obe nápravy. Pri výpočte potrebnej hnacej sily a výkonu sa bude kalkulovať s najhoršou možnou situáciou, aká môže na trati nastať. Tou je plne obsadená súprava pri jazde do maximálneho stúpania na trati. V iných prípadoch budú jazdné odpory nižšie.

Tab. 2 Vstupné hodnoty výpočtu

Parameter	Značka [jednotka]	hodnota
Pohotovostná hmotnosť motorového vozňa	m_p [kg]	3700
Úžitková hmotnosť motorového vozňa	m_u [kg]	4900
Celková hmotnosť súpravy	m_s [kg]	9000
Požadované stúpanie	s [‰]	35
Polomer kolesa	r [m]	0,225
Maximálna rýchlosť	v_{max} [km/h]	22

5.1 ODPOR STÚPANIA

Pri jazde do kopca sa tiažová sila vozidla G rozkladá do dvoch častí. Odpor stúpania je určený zložkou tiaže rovnobežnou s vozovkou, a jeho veľkosť je priamo závislá na veľkosti stúpania.



Obr. 31 Odpor stúpania

Pri výpočte sa najprv zo stúpania v promile vyjadří uhol sklonu trate v stupňoch:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{s}{1000}\right) [^\circ] \quad (8)$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{35}{1000}\right) = 2^\circ$$

Kde:

α – uhol stúpania [$^\circ$]

s – stúpanie trate [‰]

Samotný odpor stúpania potom vypočítame podľa vzťahu:

$$O_s = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) [N] \quad (9)$$

$$O_s = 9000 \cdot 9,81 \cdot \sin(2) = 3081,3 N$$

Kde:

O_s – odpor stúpania [N]

m – hmotnosť vozidla (súpravy) [kg]

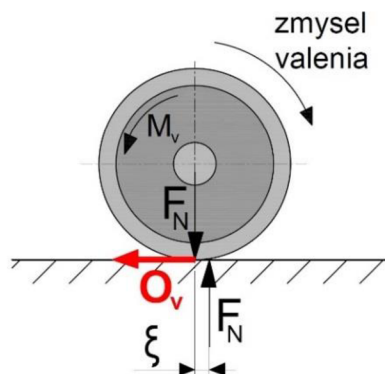
Pre úplnosť sú v tabuľke uvedené hodnoty odporov stúpania aj pri jazde samostatného motorového vozňa, ktoré boli vypočítané obdobne podľa vyššie uvedených vzťahov po dosadení príslušných hmotností.

Tab. 3 Odpor stúpania

Odpor stúpania [N]		
Prázdny motorový vozeň	Obsadený motorový vozeň	Celá súprava
1266,7	1677,6	3081,3

5.2 VALIVÝ ODPOR

Oceľové koleso aj koľajnica sú pružné telesá a preto, účinkom tiaže vozidla, medzi nimi vzniká elastická deformácia. Koleso sa teda stýka s koľajnicou v určitej stykovej ploche, stope. Pri jazde vozidla sa to prejavuje tak, že zvislá zložka reakcie tiaže F_N na danej náprave pôsobí v určitej vzdialenosti pred osou dvojkolesia. Túto vzdialenosť nazývame rameno valivého odporu. Proti pôsobeniu hnacieho momentu tak vzniká moment valivého odporu M_v . [5][11]



Obr. 32 Valivý odpor

Ako bolo už spomenuté pre výpočet celkového odporu sa uvažuje jazda do kopca. Preto je najprv vyjadrená zložka tiaže vozidla F_N z Obr. 31.

$$F_N = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad [N] \quad (10)$$

$$F_N = 9000 \cdot 9,81 \cdot \cos(2) = 88236,2 \text{ N}$$

Kde:

F_N – normálová zložka tiaže vozidla (súpravy) [N]

m – hmotnosť vozidla (súpravy) [kg]

Veľkosť ramena valivého odporu ξ závisí na type kolesa (pneumatiky) a povrchu vozovky. Pre oceľové železničné koleso na koľajnici je veľkosť tohto ramena rovná $\xi = 0,0005m$.

Moment valivého odporu sa teda vypočíta ako:

$$M_v = F_N \cdot \xi \quad [Nm] \quad (11)$$

$$M_v = 88236,2 \cdot 0,0005 = 44,1 \text{ Nm}$$

Kde:

M_v – moment valivého odporu [Nm]

ξ – rameno valivého odporu [m]

Pre výpočet valivého odporu je použitý polomer železničného kolesa zo zadania (Tab. 2).

$$O_v = \frac{M_v}{r} \quad [N] \quad (12)$$

$$O_v = \frac{44,1}{0,225} = 196 \text{ N}$$

Kde:

O_v – valivý odpor [N]

r – polomer železničného kolesa [m]

Je zrejmé, že valivý odpor je v tomto prípade výrazne nižší ako odpor stúpania. Obdobne sú v nasledujúcej tabuľke uvedené hodnoty valivých odporov aj pri jazde samostatného motorového vozňa.

Tab. 4 Valivé odpory

Valivý odpor [N]		
Prázdny motorový vozeň	Obsadený motorový vozeň	Celá súprava
80,6	106,8	196

5.3 ODPOR VZDUCHU

Pri jazde dochádza k prúdeniu vzduchu okolo vozidla. V dôsledku tohto prúdenia vzniká na čele vozidla pretlaková vlna. Prúdnice vzduchu sa za vozidlom neuzatvárajú a v zadnej časti tak vzniká vírenie a podtlaková vlna. Okrem toho dochádza k treniu vzduchu o bočné časti vozidla. Celý tento proces ma za následok vznik odporu, ktorý nazývame odpor vzduchu. [1][11]

Celkový vzdušný odpor vyjadruje nasledujúci vzťah.

$$O_{vz} = \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot S_{\xi} \cdot \rho_{vz} \cdot \left(\frac{v_r}{3,6}\right)^2 \quad [N] \quad (13)$$

Kde:

O_{vz} – odpor vzduchu [N]

c_x – súčiniteľ odporu vzduchu [-]

S_{ξ} – čelná plocha motorového vozňa [m²]

ρ_{vz} – hustota prostredia [kg/m³]

v_r – náporová rýchlosť prúdenia vzduchu [km/h]

Zo vzťahu vyplýva, že odpor vzduchu je najviac závislý na relatívnej rýchlosti prúdenia vzduchu okolo vozidla. V tomto prípade bude maximálna rýchlosť vozidla nízka, len 22km/h, a preto je možné odpor vzduchu zanedbať. Avšak prihliadnuc k možnému protivetru a teda vyššej relatívnej rýchlosti vzduchu, je do výsledného riešenia odpor vzduchu započítaný.

$$v = v_{max} + v_{pr} \quad [km/h] \quad (14)$$

$$v_r = 22 + 20 = 42 \text{ km/h}$$

Kde:

v_{max} – maximálna rýchlosť vozidla

v_{pr} – rýchlosť protivetra (volená 20km/h)

Veľkosť čelnej plochy motorového vozňa je z návrhu rámu vypočítaná na $S_{\xi} \approx 3,6 \text{ m}^2$. Tvar čelnej plochy je značne neaerodynamický, preto je z literatúry [1] volený vysoký súčiniteľ odporu vzduchu pre motorový vozeň $c_x=1$. Hustota vzduchu závisí na teplote a tlaku vzduchu. Vo výpočte sa bude uvažovať hustota vzduchu $\rho_{vz}=1,22 \text{ kg/m}^3$, čo platí pre tlak vzduchu 1,013 bar a teplotu 20 °C. [11]

Následné je spočítaný odpor vzduchu podľa vzorca (13):

$$O_{vz} = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 5,2 \cdot 1,22 \cdot \left(\frac{42}{3,6}\right)^2 = 298,9 \text{ N}$$

5.4 ODPOR ZRÝCHLENIA

Pri zrýchlenom pohybe vozidla pôsobí proti jeho pohybu zotrvačná sila, ktorú nazývame odpor zrýchlenia. [11] Ten sa skladá z odporu zrýchlenia častí vozidla vykonávajúcich rotačný pohyb, a zo zložky odporu zrýchlenia častí vozidla vykonávajúcich pohyb translačný. Keďže je polomer kolesa v tomto prípade relatívne malý, kvadratické momenty jednotlivých dvojkolies sú nízke ($J_{dv} \approx 4,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$). Kvadratické momenty ostatných rotujúcich častí nie sú v tejto chvíli známe, ale budú taktiež nízke. Preto môžeme rotačnú zložku odporu zrýchlenia vo výpočte zanedbať.

Pri rozjazde z nulovej rýchlosti je zvolené minimálne požadované zrýchlenie $0,3 \text{ m/s}^2$. Pre ponechanie istej výkonovej rezervy je stanovená požiadavka, aby bol motorový vozeň schopný akcelerovať zrýchlením $0,2 \text{ m/s}^2$ aj pri dosiahnutí maximálnej rýchlosti.

$$O_a = m \cdot a_p \text{ [N]} \quad (15)$$

Kde:

O_a – odpor zrýchlenia [N]

m – hmotnosť vozidla [kg]

a_p – požadované zrýchlenie vozidla [m/s^2]

V nasledujúcej tabuľke sú uvedené výsledne odpory zrýchlenia pre požadované zrýchlenia a situáciu keď je na trati motorový vozeň samostatne, a aj keď je na trati plne obsadená súprava. Hodnoty sú spočítané podľa vzorca (15).

Tab. 5 Odpory zrýchlenia

a [m/s^2]	Odpor zrýchlenia [N]		
	Prázdny motorový vozeň	Obsadený motorový vozeň	Celá súprava
0,3	1100	1470	2700
0,2	740	980	1800

5.5 MAXIMÁLNA TRAKČNÁ SILA

Kapitola 2.1 sa podrobnejšie venuje maximálnej trakčnej sile. Pri jej určení je najprv potrebné vypočítať bezrozmerný súčiniteľ príľnavosti medzi železničným kolesom a koľajnicou zo vzťahu (7).

Pre rozbeh vozidla a teda $v=0 \text{ km/h}$.

$$\mu_{CK} = \frac{7,5}{0 + 44} + 0,161 = 0,33$$

Pre maximálnu rýchlosť vozidla $v=22 \text{ km/h}$.

$$\mu_{CK} = \frac{7,5}{22 + 44} + 0,161 = 0,27$$

5.5.1 DVE HNACIE NÁPRAVY

Ak sú uvažované obe hnacie nápravy, tak sa do adhéznej hmotnosti započítava celková hmotnosť motorového vozňa. Súčiniteľ využitia adhézie ε sa vynechá a F_N sa dopočíta podľa vzorca (10) ako normálová zložka tiaže motorového vozňa. Potom maximálna trakčná sila:

$$F_{Tmax} = \mu_{ck} \cdot F_N \quad [N] \quad (16)$$

Kde:

F_{Tmax} – maximálna trakčná sila [N]

μ_{ck} – súčiniteľ adhézie podľa Curtius-Knifflera [-]

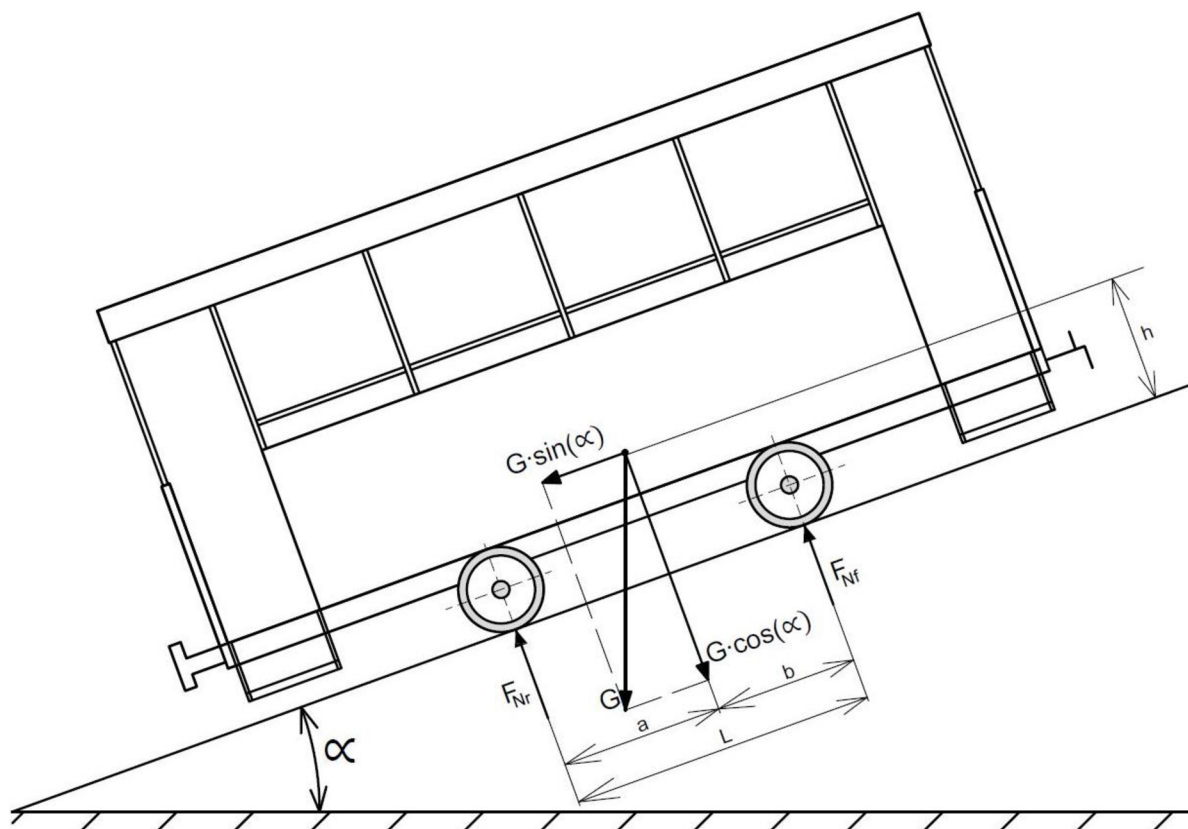
Podľa tohto vzorca sú dopočítané hodnoty maximálnej hnacej sily v *Tab. 6*.

Tab. 6 Maximálna dovolená trakčná sila pri dvoch hnacích nápravách

V[km/h]	Maximálna trakčná sila [N]	
	Prázdny motorový vozeň	Obsadený motorový vozeň
0	11970,7	15853,1
22	9794,2	12970,7

5.5.2 JEDNA HNACIA NÁPRAVA

Pri uvažovaní len jednej hnacej nápravy a jazde motorového vozňa do kopca nie je rozloženie hmotností na jednotlivé dvojkolesia rovnomerné. Táto situácia je vykreslená na *Obr. 33*.



Obr. 33 Schéma pre výpočet statického zataženia náprav

Je zrejme, že hmotnosť pripadajúca na zadnú nápravu bude vyššia. Veľkosť využiteľnej trakčnej sily je priamo úmerná adhézne hmotnosti na danej náprave. Záujem využiť čo možno najvyššiu trakčnú silu pri rozbehu motorového vozňa vedie k predpokladu, že hnacia náprava bude zadná.

Do nerovnomernosti zaťaženia náprav pri jazde vozidla vstupujú aj ďalšie faktory ako odpor zrýchlenia, vzduchu, sila od ťahanej záťaže (prípojný vozeň) a podobne. Všetky tieto sily budú mať pri tak nízkych rýchlostiach a zrýchleniach na výsledok minimálny vplyv. Preto sú pri výpočte normálovej sily zadnej nápravy F_{Nr} zanedbané.

$$G = m \cdot g \quad [N] \quad (17)$$

$$F_{Nr} = \frac{1}{L} \cdot [G \cdot \cos(\alpha) \cdot b + G \cdot \sin(\alpha) \cdot h] \quad [N] \quad (18)$$

Kde:

F_{Nr} – normálová sila na zadnej náprave [N]

L – rázvor motorového vozňa [m]

G – tiaž motorového vozňa [N]

b – rameno medzi ťažiskom vozňa a osou nápravy [m]

h – výška ťažiska od koľajnice [m]

Rázvor náprav je určený na $L=2200 \text{ mm}$. Pre zjednodušenie sa uvažuje ťažisko v strede a teda rameno $b=1100 \text{ mm}$. Výška ťažiska h je pre výpočet predpokladaná na 600mm.

$$G = 3700 \cdot 9,81 = 36297 \text{ N}$$

$$F_{Nr} = \frac{1}{2,2} \cdot [36297 \cdot \cos(2) \cdot 1,1 + 36297 \cdot \sin(2) \cdot 0,6] = 18482,9 \text{ N}$$

Ďalej sa spočíta maximálna trakčná sila pre jednu hnaciu nápravu.

$$F_{Tmax} = \mu_{ck} \cdot F_{Nr} \quad [N] \quad (19)$$

Podľa tohto vzorca sú dopočítané hodnoty v Tab. 7.

Tab. 7 Maximálna dovolená trakčná sila pri jednej hnacej náprave

V[km/h]	Maximálna trakčná sila [N]	
	Prázdny motorový vozeň	Obsadený motorový vozeň
0	6099,4	8077,5
22	4990,4	6608,9

5.6 CELKOVÝ ODPOR A POŽADOVANÝ VÝKON

Celkový jazdný odpor je zložený zo všetkých odporov. Aby sa motorový vozeň rozbehol požadovaným zrýchlením, musí byť hnacia sila minimálne taká veľká ako celkový odpor.

$$O_c = O_s + O_v + O_{vz} + O_a \quad [N] \quad (20)$$

Do vzorca pre výpočet celkového odporu sú dosadené hodnoty odporov pre celú železničnú súpravu.

Pre rýchlosť súpravy $v=0\text{km/h}$.

$$O_c = 3081,3 + 196 + 0 + 2700 = 5977,3 \text{ N}$$

Pre rýchlosť súpravy $v=22\text{km/h}$.

$$O_c = 3081,3 + 196 + 298,9 + 1800 = 5376,2 \text{ N}$$

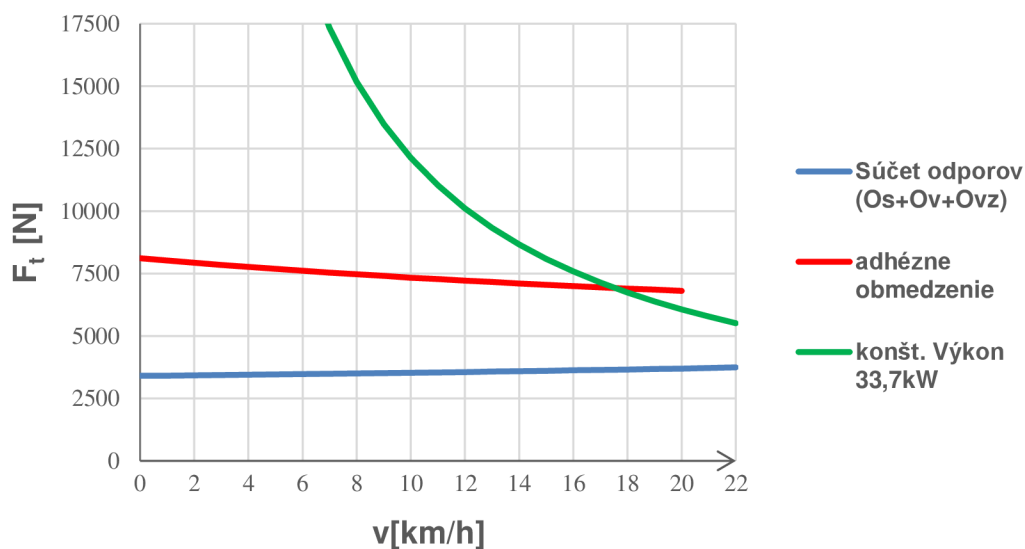
Ak by bola veľkosť celkového odporu a teda aj potrebnej trakčnej sily vyššia ako maximálna dovolená trakčná sila nebolo by možné preniesť výkon na koľajnice a kolesá motorového vozňa by prekĺzli. Je teda nutné porovnať hodnoty z *Tab. 6* a *Tab. 7* s hodnotami dopočítanými podľa vzorca (20). Je zrejmé, že jediná situácia, keď by táto podmienka nebola splnená, nastáva, ak by prázdny motorový vozeň s jednou hnacou nápravou ťahal pri maximálnej rýchlosti plne obsadený prípojný vozeň. Z logiky veci by táto situácia nikdy nemala nastať. V ďalšom návrhu je teda možné uvažovať koncept s hnacou len jednou nápravou aj s oboma hnacími nápravami.

Pre lepšiu predstavu v akej výkonovej úrovni sa bude výpočet pohybovať je dobré podľa vzorca (3) vypočítať potrebný výkon, ktorý bude nutné preniesť na koľajnice pri maximálnej rýchlosti.

$$P_{tp} = O_c \cdot \frac{v_{max}}{3,6} \cdot \frac{1}{1000} \text{ [kW]} \quad (21)$$

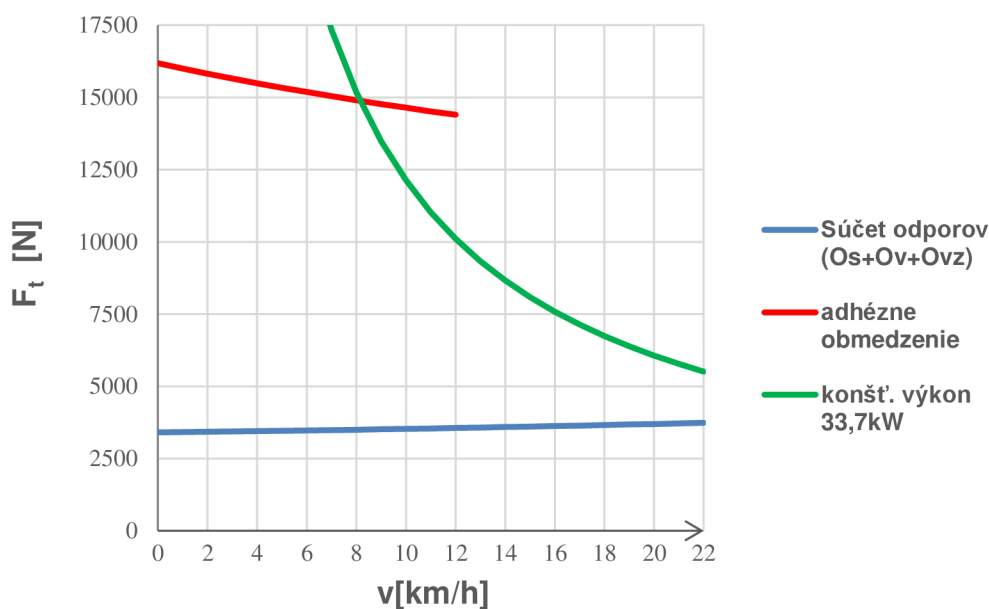
$$P_{tp} = 5509 \cdot \frac{22}{3,6} \cdot \frac{1}{1000} = 33,7 \text{ kW}$$

Je zrejmé, že po zarátaní jednotlivých účinností prenosu výkonu bude požadovaný výkon spaľovacieho motora zhruba 40kW.



Obr. 34 Využitie hnacej sily pri jednej hnacej náprave

Pre jednu hnaciu nápravu je z *Obr. 34* zrejmé, že pri daných odporoch by bol využitý plný výkon motora až od rýchlosti cca 18km/h. Adhézne obmedzenie hnacej sily by bolo možné zvýšiť návrhom pohonného systému tak, aby väčšia časť hmotnosti pripadala na hnaciu nápravu. To by muselo dôjsť k zmene návrhu rámu a vytvoreniu priestoru pre uloženie pohonu nad nápravou. Z hľadiska stability je ale lepšie uvažované riešenie s centrálnym umiestnením spaľovacieho motora.



Obr. 35 Využitie hnacej sily pri oboch hnacích nápravách

Použitie oboch hnacích náprav (vid' *Obr. 35*) zaistí využitie plného výkonu motora vo väčšom rozsahu rýchlostí. Riešenie umožní väčšie zrýchlenie motorového vozňa. Doba rozbehu bude kratšia ako pri použití jednej hnacej nápravy. V prípade mokrej koľajnice poskytujú všetky hnacie kolesá dostatočnú adhéziu rezervu pre rozbeh motorového vozňa, čo naopak pri jednej hnacej náprave v tomto prípade nie je možné zaručiť. Spaľovací motor bude môcť byť umiestnený centrálnne, tak ako je to uvažované pri návrhu rámu. Konštrukčne aj finančne je to síce trochu zložitejšie riešenie, ale v ďalšom priebehu práce bude rozpracovaný práve návrh pohonného systému pre obe hnacie nápravy.

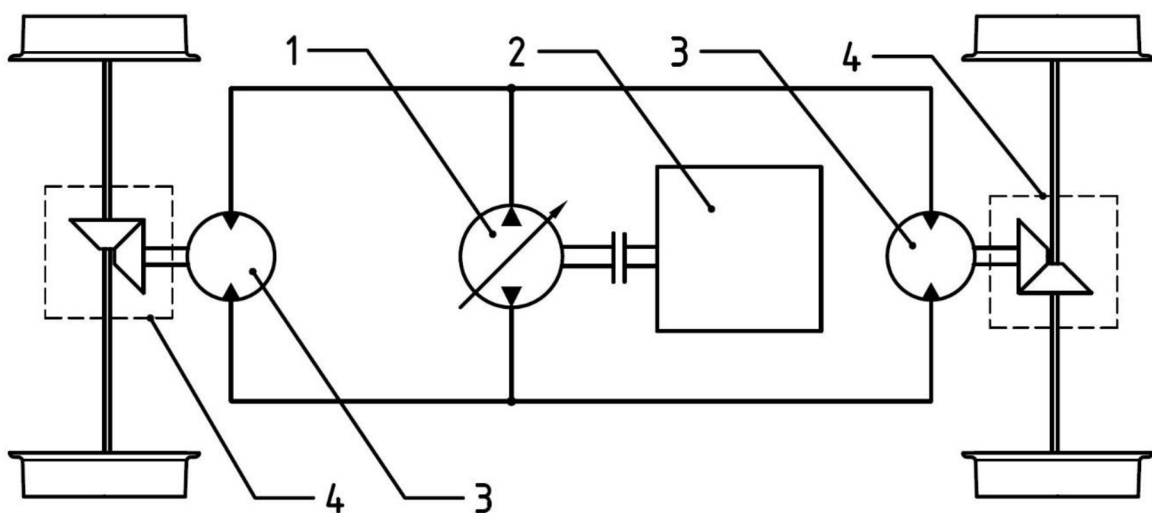
6. NÁVRH HYDROSTATICKÉHO POHONU

Princíp hydrostatického prenosu výkonu bol vysvetlený v kapitole 3.3.2. Medzi hlavné dôvody prečo bol pre návrh pohonu motorového vozňa zvolený práve hydrostatický prenos výkonu patrí:

- nízka požadovaná rýchlosť motorového vozňa
- plynulá regulácia, plynulý rozbeh
- zmena smeru pohybu stroja bez použitia mechanickej reverzácie
- možnosť brzdzenia samotným pohonom
- relatívne nižšie priestorové nároky na uloženie pohonu do rámu motorového vozňa
- jednoduchosť vyvedenia ovládacích prvkov na dve ovládacie stanovišťa

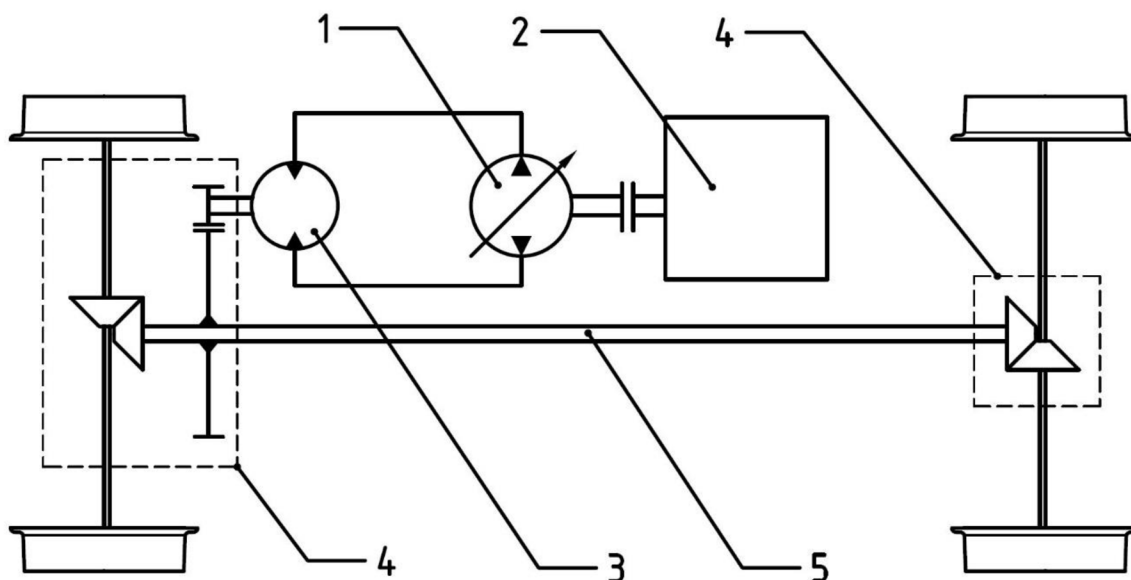
V návrhu budú použité nápravové prevodovky zo staršej úzkorozchodnej banskej motorovej lokomotívy DH 30 D.0 s celkovým prevodovým pomerom $i_{np}=7,95$. Nápravové prevodovky disponujú prírubou a vyvedeným hriadeľom pre priame pripojenie hydromotora, ako aj vyvedením pre prípadné pripojenie kĺbového hriadeľa spájajúceho obe nápravy. V prípade realizácie stavby motorového vozňa bude možné použiť aj modernejšie nápravové prevodovky s iným prevodovým pomerom. Nastane však nutnosť kontroly vhodnosti zvolených komponentov hydrostatického pohonu, poprípade ich následná zmena. Medzi výrobcov obdobných nápravových prevodoviek patria firmy Ferrit s.r.o alebo PHS strojárne a.s.

Ako je uvedené v závere kapitoly 5.6, hnacie budú obe nápravy motorového vozňa. Táto voľba zužuje počet možností hydrostatického pohonu na dve. V prvom variante sa výkon spaľovacieho motora prenáša pružnou spojkou na hriadeľ hydrogenerátora. Prietok kvapaliny od hydrogenerátora sa ďalej delí a smeruje do dvoch hydromotorov. Každý hydromotor je pripojený k jednej nápravovej prevodovke. Odtiaľ už výkon smeruje na kolesá a zabezpečuje rozjazd motorového vozňa. Rýchlosť pojazdu je riadená naklápaním regulačnej dosky hydrogenerátora.



Obr. 36 Variant 1: Zjednodušené schéma hydrostatického prenosu výkonu s paralelným zapojením hydromotorov; 1-regulačný hydrogenerátor, 2-spaľovací motor, 3-neregulačný hydromotor, 4-nápravová prevodovka;

V druhom variante by bol prietok kvapaliny od hydrogenerátora smerovaný len k jednému hydromotoru. Ten je pripojený k nápravovej prevodovke. Prenos výkonu na druhú nápravu by bol zabezpečený klbovým hriadeľom spájajúcim obe nápravové prevodovky. Princíp riadenia rozjazdu motorového vozňa je tak ako v prvom prípade riadením geometrického objemu regulačného hydrogenerátora.



Obr. 37 Variant 2: Zjednodušené schéma hydrostatického prenosu výkonu jedným hydromotorom a klbovým hriadeľom; 1-regulačný hydrogenerátor, 2-spalovací motor, 3-neregulačný hydromotor, 4-nápravová prevodovka, 5-klbový hriadeľ

Vďaka mechanicky prepojeným nápravám je hlavnou výhodou druhého konceptu rovnomerné rozloženie výkonu na obe nápravy. Naopak nevýhoda tohto variantu spočíva v priestorových možnostiach motorového vozňa. Na uloženie pohonného systému je z návrhu rámu vyčlenený priestor pod lavicou v strede vozňa. Použitie klbového hriadeľa vedúceho v strede pozdĺž od jednej k druhej náprave by znamenalo zníženie priestoru pre uloženie spalovacieho motora. Muselo by dôjsť k úprave návrhu sedenia alebo zvýšeniu lavice, čo je nežiadúce s ohľadom na pohodlie cestujúcich. Ďalšou možnosťou by bolo uložiť nápravové prevodovky do rámu motorového vozňa tak, aby bola podlaha vyššie od koľajníc. To by ale mierne znížilo stabilitu. Menšia nevýhoda by bola taktiež v nutnosti použiť jeden väčší hydromotor, poprípade hydromotor regulačný, čo by bolo zložitejšie riešenie z hľadiska riadiaceho systému pojazdu. V návrhu je ďalej uvažovaný len koncept s dvoma hydromotormi podľa Obr. 36.

6.1 VOĽBA SPALOVACIEHO MOTORA

Spalovací motor je jediný zdroj mechanickej energie pre pojazd motorového vozňa. Pri výpočte potrebného výkonu motora vychádzame z kapitoly 5.6, kde je spočítaný výkon, ktorý bude potrebné dodať na kolesá motorového vozňa $P_{tp}=33,7kW$. V tejto chvíli nie je známa celková účinnosť prenosu výkonu. V celkovej účinnosti je zohľadnená účinnosť hydrostatických prevodníkov, vedenie hydraulickkej kvapaliny a mechanická účinnosť použitej nápravovej prevodovky. Uvažované hodnoty účinností sú volené.

$$\eta_{cu} = \eta_{HG_u} \cdot \eta_{vu} \cdot \eta_{HM_u} \cdot \eta_{np} [-] \quad (22)$$

$$\eta_{cu} = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,97 = 0,8$$

Kde:

η_{cu} – uvažovaná celková účinnosť prenosu výkonu [-]

η_{HG_u} – uvažovaná účinnosť hydrogenerátora [-]

η_{vu} – uvažovaná účinnosť vedenia hydraulického okruhu [-]

η_{HM_u} – uvažovaná účinnosť hydromotora [-]

η_{np} – mechanická účinnosť nápravovej prevodovky [-]

Požadovaný výkon motora potom bude:

$$P_p = \frac{P_{tp}}{\eta_{cu}} [kW] \quad (23)$$

$$P_p = \frac{33,7}{0,8} = 42,1 kW$$

Kde:

P_p – potrebný výkon spalovacieho motora [kW]

V začiatkoch návrhu sa naskytla možnosť použiť starší, vznetový, vzduchom chladený motor Slavia 4 S 90A o výkone 30kW, ktorým MPŽ disponuje. Táto možnosť bola ale vylúčená, keďže motor nespĺňa požiadavku na vyššie spočítaný potrebný výkon.

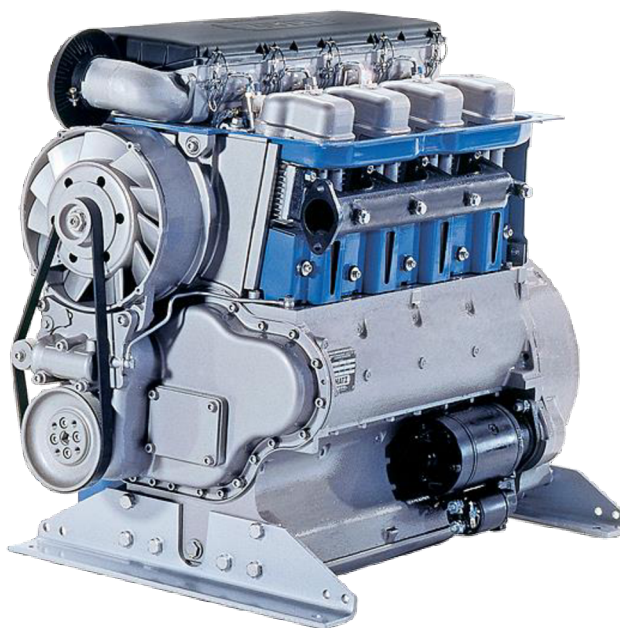
Z ekonomického hľadiska je priaznivejšie voliť motor zo sériovo vyrábaného automobilu. Druhou možnosťou je voliť motor priamo určený na použitie v priemyselnej technike akou sú napríklad nakladače, traktory a podobne. Medzi firmy, ktoré ponúkajú takéto motory patrí Caterpillar, Kubota, Perkins, Deutz, John Deere, Yanmar, Zetor alebo HATZ Diesel.

Ďalej je pri výbere nutné prihliadnuť na to, aby mal zvolený motor požadovaný výkon v pracovných otáčkach s nízkou mernou spotrebou paliva. Taktiež je vhodné aby nemal motor maximálny krútiaci moment v otáčkach vyšších ako tieto pracovné otáčky.

Zvolený je motor od firmy HATZ Diesel, M series, 4M41. Jedná sa o atmosférický, radový, 4-taktný, 4-valcový, vznetový, vzduchom chladený motor s priamym vstrekaním o objeme 3,4 litra, určený špeciálne k použitiu v priemyselnej alebo poľnohospodárskej technike. Motor spĺňa emisné štandardy EU 97/68/EC Stage III B určené pre vozidlá prevádzkované mimo oficiálnych dopravných ciest. [12]

Tab. 8 Parametre motora HATZ Diesel 4M41 [12]

Parameter	Značka [jednotka]	Hodnota
Maximálny výkon	$P_{m,max}$ [kW]	53,1
Maximálny krútiaci moment	$M_{m,max}$ [Nm]	219,6
Pracovné otáčky	n_{prac} [min^{-1}]	2000
Výkon pri prac. otáčkach	$P_{m,prac}$ [kW]	46
Krútiaci moment pri prac. otáčkach	$M_{m,prac}$ [Nm]	219,6
Voľnobežné otáčky	n_{vol} [min^{-1}]	900
Hmotnosť	m_m [kg]	373
Kompresný pomer	ε_k [-]	20:1
Merná spotreba paliva pri prac. otáčkach	m_{pi} [$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$]	219



Obr. 38 spalovací motor HATZ Diesel 4M41 [13]

6.2 VÝPOČET ZÁKLADNÝCH PARAMETROV HYDROMOTOROV

Hydromotory budú axiálne piestové. Z hľadiska riadenia pohonu bude jednoduchšie použitie neregulačných hydromotorov. Pred voľbou príslušných hydromotorov je dôležité vypočítať ich požadované hodnoty. Najmä maximálny geometrický objem, čo je objem zaplnený kvapalinou pri jednej otáčke hydromotora. V nasledujúcej kapitole je uvedený komentovaný postup aj samotný výpočet. Použité vzorce sú z literatúry [3]. V niektorých prípadoch je vzorec prenasobený príslušnou konštantou tak, aby bol výsledok v požadovaných jednotkách.

Pri výpočte otáčok hydromotorov je najprv určený obvod kola odvalený za jednu otáčku.

$$O_{od} = 2 \cdot \pi \cdot r \text{ [m]} \quad (24)$$

$$O_{od} = 2 \cdot \pi \cdot 0,225 = 1,41 \text{ m}$$

Kde:

O_{od} – odvalený obvod kola za jednu otáčku [m]

r – polomer kola [m]

Spočítané maximálne otáčky kola pri danej rýchlosti sú následne znásobené prevodovým pomerom nápravovej prevodovky.

$$n_{HMmax} = \frac{v_{max} \cdot 1000 \cdot i_{np}}{60 \cdot O_{od}} \text{ [ot/min]} \quad (25)$$

$$n_{HMmax} = \frac{22 \cdot 1000 \cdot 7,95}{60 \cdot 1,41} = 2067 \text{ ot/min}$$

Kde:

n_{HMmax} – maximálne otáčky hydromotora [ot/min]

i_{np} – prevodový pomer nápravovej prevodovky [-]

v_{max} – maximálna rýchlosť motorového vozňa [km/h]

Maximálny geometrický objem hydromotora sa spočíta pri rozbehu motorového vozňa. Preto sú k výpočtu potrebné aj otáčky v nízkej rýchlosti $v_{min}=1 \text{ km/h}$.

$$n_{HMmin} = \frac{v_{min} \cdot 1000 \cdot i_{np}}{60 \cdot O_{od}} \text{ [ot/min]} \quad (26)$$

$$n_{HMmin} = \frac{1 \cdot 1000 \cdot 7,95}{60 \cdot 1,41} = 94 \text{ ot/min}$$

Kde:

n_{HMmin} – minimálne výpočtové otáčky hydromotora [ot/min]

v_{min} – minimálna výpočtová rýchlosť motorového vozňa [km/h]

Krútiaci moment na oboch nápravách je najvyšší v nulovej rýchlosti. Je spočítaný pomocou dovolenej ťažnej sily pri rozbehu z *Tab. 6* a polomeru železničného kolesa.

$$M_{max} = F_{Tmax} \cdot r \text{ [Nm]} \quad (27)$$

$$M_{max} = 15853,1 \cdot 0,225 = 3566,95 \text{ Nm}$$

Kde:

M_{max} – maximálny krútiaci moment na kolesách [Nm]

Najnižší krútiaci moment bude na kolesách pri najvyššej rýchlosti motorového vozňa. Za ťažnú silu v tejto rýchlosti dosadíme hodnotu celkového odporu O_c pri $v=22\text{km/h}$.

$$M_{min} = O_c \cdot r \text{ [Nm]} \quad (28)$$

$$M_{min} = 5509 \cdot 0,225 = 1239,53 \text{ Nm}$$

Kde:

M_{min} – krútiaci moment na kolesách pri rýchlosti 22 km/h [Nm]

Krútiaci moment jedného hydromotora je získaný tak, že krútiaci moment na kolesách je rozdelený na obe nápravy v rovnakom pomere, a následne podelený prevodovým pomerom nápravovej prevodovky.

$$M_{HMmax} = \frac{M_{max}}{2 \cdot i_{NP}} \text{ [Nm]} \quad (29)$$

$$M_{HMmax} = \frac{3566,95}{2 \cdot 7,95} = 224,34 \text{ Nm}$$

Kde:

M_{HMmax} – maximálny krútiaci moment hydromotora [Nm]

$$M_{HMmin} = \frac{M_{min}}{2 \cdot i_{NP}} \text{ [Nm]} \quad (30)$$

$$M_{HMmin} = \frac{1239,53}{2 \cdot 7,95} = 77,96 \text{ Nm}$$

Kde:

M_{HMmin} – minimálny krútiaci moment hydromotora [Nm]

Aby boli minimálne otáčky nenulové bola použitá vo výpočte najnižšia rýchlosť motorového vozňa 1km/h. Pri výpočte výkonu hydromotora v oblasti adhézie by mal byť uvažovaný maximálny moment v príslušnej rýchlosti, teda $v=1\text{km/h}$. Rozdiel medzi momentom v nulovej rýchlosti a momentom v rýchlosti 1km/h je ale minimálny a preto bude použitý krútiaci moment spočítaný z ťažnej sily pre nulovú rýchlosť zo vzťahu (29).

$$P_{HMmin} = \frac{M_{HMmax} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{HMmin}}{60}}{1000} [kW] \quad (31)$$

$$P_{HMmin} = \frac{224,34 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{94}{60}}{1000} = 2,21 kW$$

Kde:

P_{HMmin} – výkon hydromotora pri rozbehu motorového vozňa [kW]

Ďalej sa z maximálnych otáčok a minimálneho krútiaceho momentu spočíta výkon hydromotora v oblasti využitia plného výkonu spaľovacieho motora.

$$P_{HMmax} = \frac{M_{HMmin} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{HMmax}}{60}}{1000} [kW] \quad (32)$$

$$P_{HMmax} = \frac{77,96 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{2067}{60}}{1000} = 16,88 kW$$

Kde:

P_{HMmax} – výkon hydromotora v oblasti trakčnej hyperboly [kW]

Výrobcovia hydrostatických prevodníkov vo svojich katalógoch neuvádzajú účinnosť hydromotorov. Účinnosť je závislá na tlaku aj otáčkach hydromotora, ale táto skutočnosť zásadne neovplyvní výsledok výpočtu. Preto bude v ďalšom výpočte počítané s konštantnou účinnosťou hydromotorov $\eta_{HM}=0,92$.

Pre ďalší výpočet je taktiež nutné určiť maximálny tlak hydraulickej kvapaliny dodanej hydromotoru. Tento tlak je do hydromotora dodaný od hydrogenerátora a je znížený o straty vedenia. V tejto chvíli ešte straty vedenia nie sú známe. Je ale predpoklad, že nebudú vysoké a preto sa v tomto výpočte straty vedenia neuvažujú. Tlak dodaný do hydromotorov bude teda rovný tlaku hydraulickej kvapaliny v hydrostatickom okruhu. Firma Bosch-Rexroth udáva maximálne tlaky hydrostatických prevodníkov od 400 do 450 barov. Pre tento výpočet bude volený maximálny tlak v obvode 350 barov. [14]

Potrebný prietok hydromotorom pri rozbehu motorového vozňa ($v=1km/h$) je potrebný k výpočtu maximálneho geometrického objemu hydromotora.

$$Q_{HMmin} = \frac{P_{HMmin} \cdot 600}{\Delta p \cdot \eta_{HM}} [l/min] \quad (33)$$

$$Q_{HMmin} = \frac{2,21 \cdot 600}{350 \cdot 0,92} = 4,12 l/min$$

Kde:

Q_{HMmin} – prietok kvapaliny hydromotorom pri rozbehu motorového vozňa [l/min]

η_{HM} – účinnosť hydromotora [-]

Δp – maximálny tlak dodaný hydromotoru [bar]

Maximálny potrebný geometrický objem hydromotora dostaneme z prietoku kvapaliny a otáčok hydromotora pri rozbehu motorového vozňa.

$$V_{HMmax} = \frac{Q_{HMmin} \cdot 1000}{n_{HMmin}} [cm^3/ot] \quad (34)$$

$$V_{HMmax} = \frac{4,12 \cdot 1000}{94} = 43,83 cm^3/ot$$

Kde:

V_{HMmax} – maximálny potrebný geometrický objem hydromotora [cm^3/ot]

Pri výbere hydromotora bude tento parameter určujúci. V katalógu firmy BOSCH REXROTH je nasledujúci vzorec, cez ktorý sa dá k potrebnému geometrickému objemu dopracovať len so znalosťou potrebného krútiaceho momentu a tlaku na hydromotore, bez spočítania prietoku a otáčok.

$$V_{HMmax} = \frac{100 \cdot M_{HMmax}}{1,59 \cdot \Delta p \cdot \eta_{HM}} [cm^3/ot] \quad (35)$$

$$V_{HMmax} = \frac{100 \cdot 224,34}{1,59 \cdot 350 \cdot 0,92} = 43,82 cm^3/ot$$

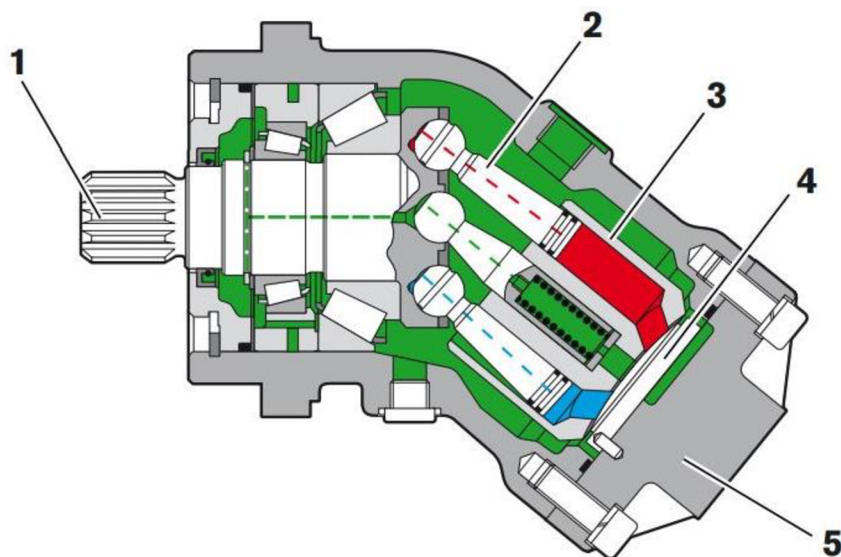
Obe hodnoty geometrických objemov sú takmer totožné.

6.2.1 VOĽBA HYDROMOTOROV

Ako bolo v úvode kapitoly spomenuté volené budú neregulačné hydromotory s najbližším vyšším geometrickým objemom aký bol v predchádzajúcom výpočte spočítaný. Taktiež je dôležité, aby spĺňal hydromotor požiadavku na spočítané maximálne otáčky n_{HMmax} a maximálny moment M_{HMmax} . Z katalógu firmy Bosch-Rexroth sú zvolené axiálne piestové hydromotory s nakloneným blokom valcov a s pevným geometrickým objemom A2FM-45.



Obr. 39 Hydromotor Bosch-Rexroth A2FM-45 [14]



Obr. 40 Schéma-Hydromotor Bosch-Rexroth A2FM-45; 1-hnací hriadel, 2-piest, 3-valec, 4-šikmá doska, 5-rozvádžacia doska [14]

Tab. 9 Základné parametre hydromotora A2FM-45 [14]

Parameter	Značka [jednotka]	Hodnota
Geometrický objem	V_{HM} [cm ³ /ot]	45,6
Maximálne otáčky	n_{HMmax} [min ⁻¹]	2800
Maximálny pracovný tlak	p_{HMmax} [bar]	400
Maximálny krútiaci moment	M_{HMmax} [Nm]	254 (pri 350 bar)
Maximálny možný prietok	Q_{HMmax} [l/min]	255
Hmotnosť	m_{HM} [kg]	13,5

Pre ďalší výpočet je nutné spočítať maximálny prietok zvoleným hydromotorom, ktorý nastane pri maximálnej rýchlosti motorového vozňa a teda aj maximálnych otáčkach hydromotora.

$$Q_{HMmax} = \frac{V_{HM} \cdot n_{HMmax}}{1000} \text{ [l/min]} \quad (36)$$

$$Q_{HMmax} = \frac{45,6 \cdot 2067}{1000} = 94,3 \text{ l/min}$$

Kde:

Q_{HMmax} – maximálny prietok kvapaliny hydromotorom

6.3 VÝPOČET ZÁKLADNÝCH PARAMETROV HYDROGENERÁTORA

Hydrogenerátor bude spojený priamo cez pružnú spojku so spaľovacím motorom. Otáčky hydrogenerátora budú teda zhodné s otáčkami spaľovacieho motora. Straty vedením budú pravdepodobne nízke a v tejto chvíli ešte nie sú známe, preto nie sú vo výpočte zohľadnené.

Potrebný prietok hydrogenerátorom bude teda rovný maximálnemu prietoku oboma hydromotormi.

$$Q_{HGmax} = 2 \cdot Q_{HMmax} \text{ [l/min]} \quad (37)$$

$$Q_{HGmax} = 2 \cdot 94,3 = 188,6 \text{ l/min}$$

Kde:

Q_{HGmax} – maximálny potrebný prietok hydrogenerátorom [l/min]

Účinnosť hydrogenerátora, ktorú výrobca neudáva je volená $\eta_{HG}=0,93$.

Maximálny potrebný geometrický objem hydrogenerátora je spočítaný pomocou nasledujúceho vzorca.

$$V_{pHGmax} = \frac{Q_{HGmax} \cdot 1000}{\eta_{HG} \cdot n_{sm}} \text{ [cm}^3\text{/ot]} \quad (38)$$

$$V_{pHGmax} = \frac{188,6 \cdot 1000}{0,93 \cdot 2000} = 101,4 \text{ cm}^3\text{/ot}$$

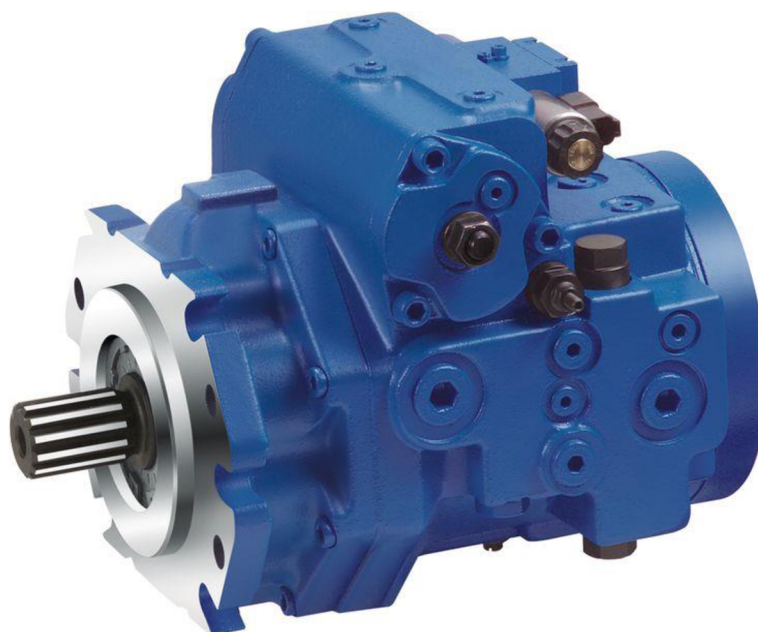
Kde:

V_{pHGmax} – maximálny potrebný geometrický objem hydrogenerátora [cm³/ot]

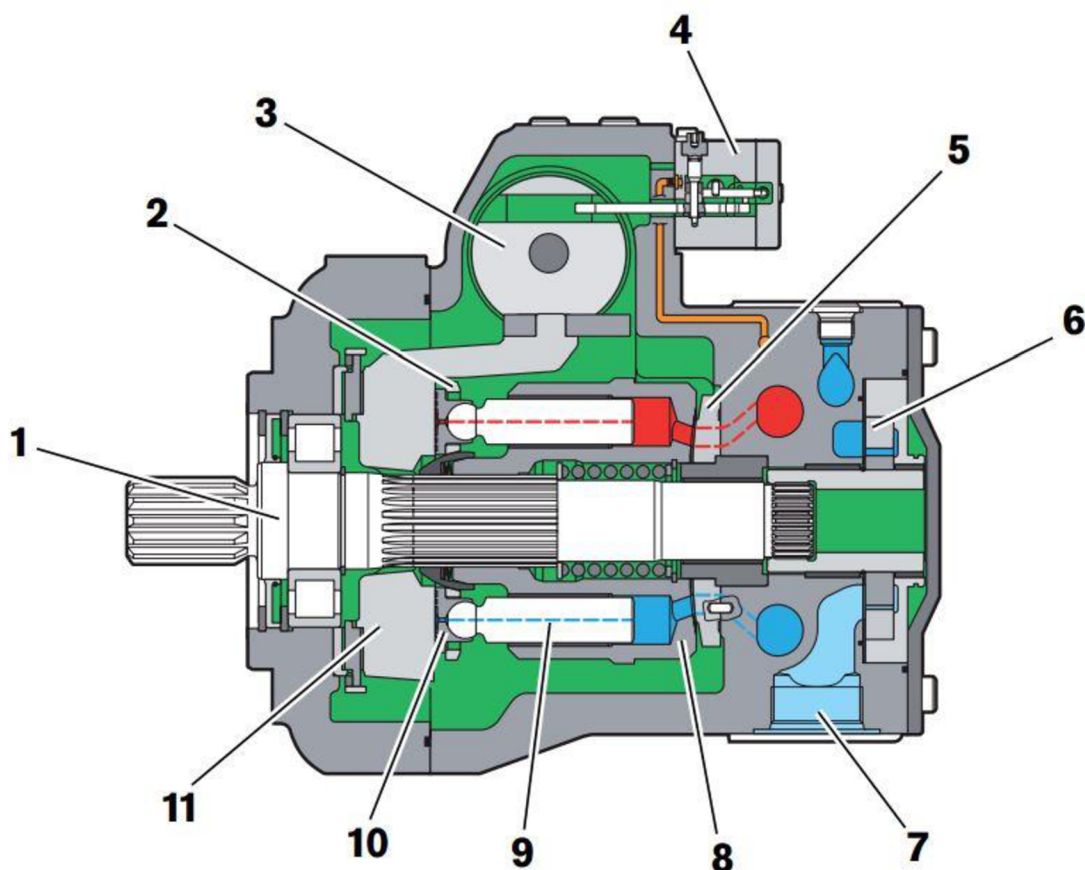
n_{sm} – pracovné otáčky spaľovacieho motora [min⁻¹]

6.3.1 VOĽBA HYDROGENERÁTORA

Z ponuky firmy Bosch-Rexroth je zvolený regulačný axiálny hydrogenerátor A4VG-110 určený pre uzavreté hydrostatické okruhy.



Obr. 41 Hydrogenerátor Bosch-Rexroth A4VG-110 [15]



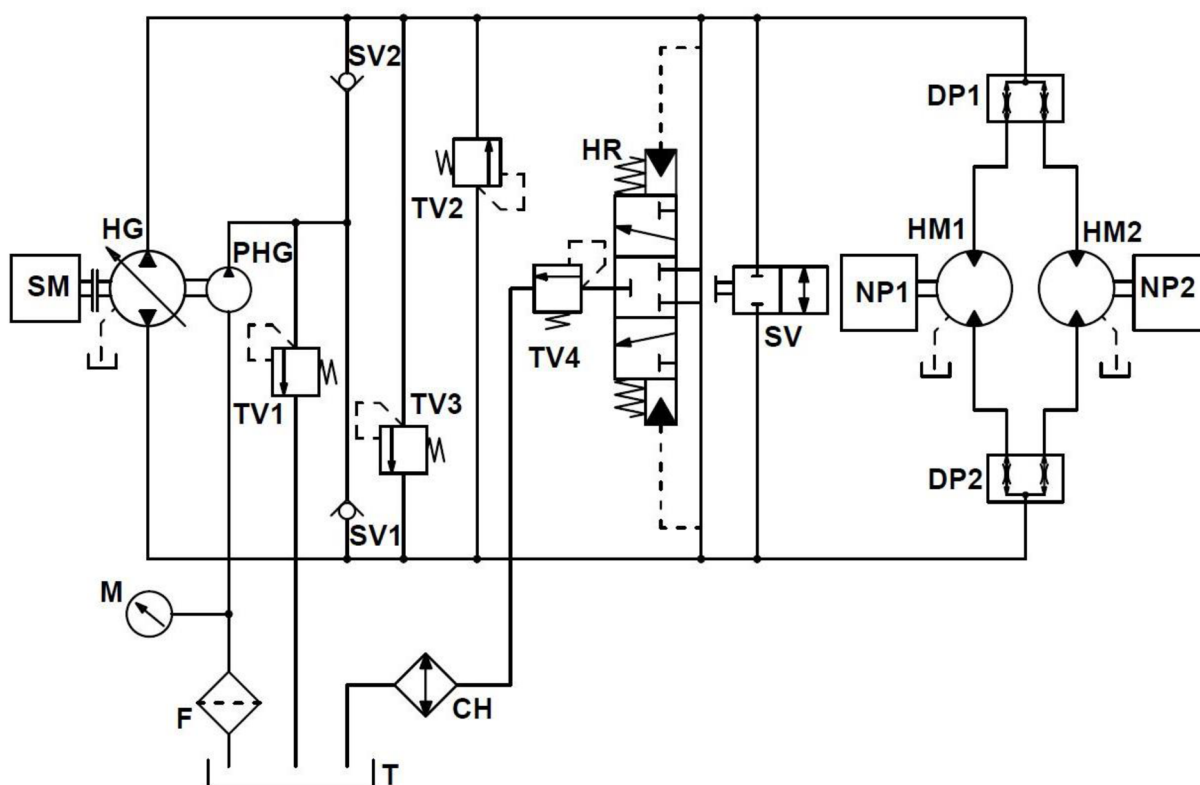
Obr. 42 Schéma-Hydrogenerátor Bosch-Rexroth A4VG-110; 1-hnací hriadel', 2-základný kotúč, 3-riadiaci priamočiary hydromotor, 4-ovládacia jednotka, 5- rozvodový kotúč, 6-plniace čerpadlo, 7-násavací otvor, 8-valec, 9-piest, 10-gul'ový čap, 11-výkyvna doska [15]

Tab. 10 Základné parametre hydrogenerátora A4VG-110 [15]

Parameter	Značka [jednotka]	Hodnota
Maximálny geometrický objem	V_{HGmax} [cm^3/ot]	110,4
Minimálny geometrický objem	V_{HGmin} [cm^3/ot]	0
Maximálne otáčky	n_{HGmax} [min^{-1}]	3150
Maximálny pracovný tlak	p_{HGmax} [bar]	450
Maximálny krútiaci moment	M_{HGmax} [Nm]	612 (pri 350 bar)
Maximálny možný prietok	Q_{HGmax} [l/min]	348
Hmotnosť	m_{HG} [kg]	88

6.4 NÁVRH HYDROSTATICKÉHO OKRUHU

Pre pojazd bude použitý uzavretý hydrostatický okruh. Použitý je reverzačný regulačný hydrogenerátor A4VG-110, ktorý zabezpečuje zmenu smeru pohybu hydromotorov a tým aj motorového vozňa. [3] Následkom reverzácie, a teda zmeny smeru prietoku kvapaliny, dochádza k zámene nízkotlakovej (sacej) a vysokotlakovej (výtláčnej) vetvy okruhu. To je potrebné zohľadniť pri návrhu prvkov hydraulického okruhu. Regulácia hydrogenerátoru nie je v zjednodušenej schéme zobrazená.



Obr. 43 Zjednodušené schéma uzavretého hydrostatického obvodu

Spaľovací motor **SM** je cez pružnú spojku spojený s hydrogenerátorom **HG** a aj s plniacim zubovým hydrogenerátorom **PHG**. Ten nasáva hydraulickú kvapalinu z nádrže **T**. V tomto mieste je zaradený merač tlaku, manometer **M**, ktorý slúži ku kontrole podtlaku na saní plniaceho obvodu. Poistný tlakový ventil **TV1** (4 MPa) nastavuje maximálny tlak plniaceho obvodu. Ďalej prúdi kvapalina cez jeden z dvojice spätných ventilov **SV1** alebo **SV2** do nízkotlakovej vetvy okruhu. Záleží na tom, ktorá vetva to v danom momente je. Druhý z dvojice spätných ventilov je automaticky uzavretý tlakom z vysokotlakovej vetvy.

Hydraulická kvapalina prúdi v uzavretom hydrostatickom obvode z regulačného hydrogenerátora **HG** do jedného z dvojice deličov prietoku **DP1** alebo **DP2**. Tam sa delí v pomere 1:1 a smeruje k hydromotorom **HM1** a **HM2**, ktoré premenia tlakovú energiu kvapaliny na energiu mechanickú, a cez nápravové prevodovky **NP1** a **NP2** ju ďalej privedú na kolesá motorového vozňa. Kvapalina, ktorá odovzdala v hydromotoroch svoju tlakovú energiu, sa spája v druhom deliči prietoku a postupuje ďalej do regulačného hydrogenerátora **HG**. Cyklus sa takto opakuje.

V obvode je zaradená dvojica poistných vysokotlakových ventilov **TV2** a **TV3**, ktoré sú nastavené na požadovaný maximálny tlak v obvode (z návrhu je to 350 bar). Pri prekročení tohto tlaku dôjde k otvoreniu príslušného ventilu a prepusteniu hydraulickej kvapaliny z vysokotlakovej do nízkotlakovej vetvy. Takto je zabezpečená ochrana hydromotorov proti preťaženiu.

Riadiacim tlakom vo vysokotlakovej vetve okruhu je hydraulicky ovládaný rozvádzač **HR** vždy pripojený k nízkotlakovej vetve. Na vyplachovacom tlakovom ventile **TV4** (1,8 MPa) je nastavený tlak nižší ako tlak na poistnom tlakovom ventile **TV1**. Týmto spôsobom je zabezpečené, že sa neustále časť kvapaliny z nízkotlakovej vetvy uzavretého hydrostatického okruhu odpúšťa späť do nádrže **T**. Pracovné priestory hydrostatických prevodníkov vykazujú prietokové straty, ktoré sú zvedené taktiež do nádrže **T**. Kvapalina odpustená z uzavretého okruhu je priebežne späť doplňovaná plniacim obvodom, ktorého činnosť bola popísaná vyššie. Z dôvodu nutnosti chladenia a filtrácie hydraulickej kvapaliny je medzi vyplachovací ventil **TV4** a nádrž **T** zaradený filter **F** a chladič hydraulickej kvapaliny **CH**.

Samostatne je v okruhu zapojený skratový ventil **SV**, ktorý je pri normálnej prevádzke uzavretý tak, ako je to zobrazené na *Obr. 43*. Pri poruche pohonného systému alebo potrebe posunovať motorovým vozňom bez aktivovaného pohonu sa tento ventil otvorí. Umožní tak roztočenie hydromotorov, a teda aj kolies motorového vozňa bez veľkého odporu.

V nasledujúcich kapitolách budú volené ďalšie komponenty tohto hydraulického okruhu.

6.4.1 VOĽBA HYDRAULICKEJ KVAPALINY

Funkciami hydraulickej kvapaliny sú prenos tlakovej energie, odvod tepla a nečistôt z hydrostatického okruhu, mazanie a ochrana proti oteru vnútorných častí mechanizmu. Voľba pracovnej kvapaliny teda do veľkej miery ovplyvní správnu prevádzku mechanizmu. [3]

V katalógu zvolených hydrostatických prevodníkov od firmy Bosch-Rexroth sa udáva optimálna kinematická viskozita kvapaliny $v=16\div 36 \text{ mm}^2/\text{s}$. Prevádzková viskozita by sa mala pohybovať v rozmedzí $v=10\div 400 \text{ mm}^2/\text{s}$ [14]

Z odporúčaných hydraulických olejov [17] je zvolený z viskóznej skupiny VG46 podľa normy DIN 51524 hydraulický olej Liqui Moly HLP 46.

Tab. 11 Parametre oleja Liqui Moly HLP 46 [18]

Parameter	Značka [jednotka]	Hodnota
Hustota oleja	$\rho_{olej} [\text{kg}/\text{m}^3]$	880
Viskozita pri 40 °C	$\nu_{40} [\text{mm}^2/\text{s}]$	46
Viskozita pri 100 °C	$\nu_{100} [\text{mm}^2/\text{s}]$	6,75
Viskózny index	$i_v [-]$	100
Viskózny mociteľ	$n [-]$	2,1

6.4.2 VOĽBA DELIČA PRIETOKU

V hydrostatických okruhoch mobilnej techniky supľujú deliče prietoku funkciu uzávierky nápravových diferenciálov. [3] Vo veľmi málo pravdepodobnej situácii môže nastať stav, keď bude príľnavosť pod oboma nápravami rozdielna. Napríklad pri rozjazde na klzkej koľaji a podsypávaní len jednej nápravy. Ak v takom prípade dôjde k preklznutiu jedného dvojkolesia kvapalina bude prúdiť cestou menšieho odporu, práve k náprave s nedostatočnou príľnavosťou, a vozeň sa nerozbehne. Aktivovaný delič prietoku vyrovná prietoky v oboch vetvách a rýchlosť oboch hydromotorov ostane synchronizovaná. Pri bežnej prevádzke bude delič prietoku neaktívny. Do činnosti sa zaraďuje pomocou dvojpolohového rozvádzača. V prípade deaktivovaného deliča prietoku, je prúd kvapaliny privádzaný k hydromotorom priamo, mimo delič prietoku. Volený je dvojcestný, elektro-hydraulicky ovládaný delič prietoku Bosch-Rexroth RTM16 veľkosti 25.



Obr. 44 Delič prietoku Bosch-Rexroth RTM16 [19]

Tab. 12 Parametre deliča prietoku Bosch-Rexroth RTM16 [19]

Parameter	Značka [jednotka]	Hodnota
Maximálny dovolený tlak	p_{dp} [bar]	450
Maximálny prietok	Q_{dp} [l/min]	220
Pomer delenia prietoku	i_{dp} [-]	1:1 ($\pm 3\%$)

6.4.3 VOĽBA SPOJOVACIEHO POTRUBIA

V uzavretých hydrostatických obvodoch prúdi kvapalina vo vysokotlakových hadiciach alebo trubkách. Pružné uloženie komponentov pohonu v silentblokoch umožní minimálny pohyb spojovacieho potrubia. Preto je uprednostnené použitie gumených hadíc pred trubkami. Pri voľbe hadíc je potrebné poznať jej minimálny vnútorný priemer, aby bol zaistený požadovaný prietok obvodom. Rýchlosť hydraulickej kvapaliny v obvode je volená až na $v_{vk}=10$ m/s. [20]

Skutočný maximálny prietok zvoleným hydrogenerátorom bude vyšší od spočítaného potrebného prietoku $Q_{HGmax}=188,6$ l/min.

$$Q_{sHGmax} = \frac{V_{HGmax} \cdot \eta_{HG} \cdot n_{sm}}{1000} [l/min] \quad (39)$$

$$Q_{sHGmax} = \frac{110,4 \cdot 0,93 \cdot 2000}{1000} = 205,3 l/min$$

Kde:

Q_{sHGmax} – skutočný maximálny prietok hydrogenerátorom [l/min]

$$d_{pmin} = \sqrt{\frac{400 \cdot Q_{HGmax}}{6 \cdot \pi \cdot v_{vk}}} [mm] \quad (40)$$

$$d_{pmin} = \sqrt{\frac{400 \cdot 205,3}{6 \cdot \pi \cdot 10}} = 20,87 mm$$

Kde:

d_{pmin} – minimálny požadovaný vnútorný priemer vysokotlakovej hadice [mm]

v_{vk} – volená rýchlosť kvapaliny v obvode [m/s]

Aby bola zaistená nižšia rýchlosť kvapaliny v obvode ako rýchlosť volená, a tým aj nižšie hydraulické straty, je snaha zvoliť potrubie s čo možno najväčším priemerom. S ponuky je vybraná hydraulická hadica 4SH podľa DIN EN 856, dodávaná firmou Habercorn Ulmer s.r.o., o vnútornom priemere 25,4 mm, teda 1 palec. Hadica je doporučená pre vysokotlakové hydraulické zariadenia. Jej vnútro tvoria štyri špirálové výplety vysokopevnostným oceľovým drôtom. [21]



Obr. 45 Vysokotlaková hadica 4SH [21]

Tab. 13 Parametre hydraulickej hadice 4SH [21]

Parameter	Značka [jednotka]	Hodnota
Vnútorný priemer	d_h [mm]	25,4
Vonkajší priemer	D_h [mm]	38,7
Polomer ohybu	R_h [mm]	340
Pracovný tlak	p_{hmax} [bar]	380
Poruchový tlak	p_{hp} [bar]	1520

Hadica s najbližším vyšším priemerom by už nespĺňala požiadavku na tlak v obvode 350 bar. Ak budú hydraulické straty v obvode vysoké, je ešte možnosť voliť hadice o vyššom priemere s 6 vrstvovým oceľovým výpletom napríklad od firmy HRW-RUBBER HOSES. [22] To sa ale následne prejaví v cene.

6.4.4 VOLBA VEĽKOSTI HYDRAULICKEJ NÁDRŽE

Nádrž je jednoduchý prvok hydraulického okruhu, ktorý ale plní dôležité funkcie:

- zásobník kvapaliny
- doplňovanie a vypúšťanie kvapaliny
- usadzovanie nečistôt z kvapaliny a odvzdušňovanie kvapaliny
- ochladzovanie kvapaliny

Keďže nádrž výrazným spôsobom napomáha stabilizácii teploty kvapaliny, teda odvodu tepla, je vhodné voliť vždy čo najväčšiu nádrž vzhľadom na priestorové možnosti stroja. [3]

Objem nádrže u uzavretých hydraulických obvodov na mobilnej technike je doporučené voliť vo výške 1,5÷2 násobku maximálneho prietoku navrhovaným hydrogenerátorom. [3]

$$V_n = 2 \cdot Q_{SHGmax} [l] \quad (41)$$

$$V_n = 2 \cdot 205,3 = 410,6 l$$

Kde:

V_n – objem nádrže [l]

Z návrhu rámu je zrejmé, že pre tak veľkú nádrž sa nenájde miesto. Preto sa pristúpi k inej úvahe. Maximálny prietok plniacim hydrogenerátorom nastane taktiež pri pracovných otáčkach spaľovacieho motora. Geometrický objem plniaceho hydrogenerátora je uvedený v katalógu Bosch-Rexroth. [15]

$$Q_{PHGmax} = \frac{V_{PHG} \cdot n_{sm}}{1000} [l/min] \quad (42)$$

$$Q_{PHGmax} = \frac{24,5 \cdot 2000}{1000} = 49 l/min$$

Kde:

Q_{PHGmax} – maximálny prietok plniacim zubovým hydrogenerátorom [l/min]

V_{PHG} – geometrický objem plniaceho zubového hydrogenerátora [cm³/ot]

Keďže je plniaci okruh otvorený, mala by sa veľkosť nádrže pohybovať v rozmedzí 2÷4 násobku minútového prietoku plniacim hydrogenerátorom. [23] Prihliadnuc k realistickým priestorovým možnostiam motorového vozňa bude volená nižšia hodnota.

$$V_n = 2 \cdot Q_{PHGmax} [l] \quad (43)$$

$$V_n = 2 \cdot 49 = 98 l$$

Konkrétna nádrž bude zvarená z ocelového plechu na mieru finálnemu návrhu tak, aby sa zmestila do rámu motorového vozňa a aby bola čo najväčšia. Pre ďalší výpočet v tejto práci sa bude kalkulovať z veľkosťou nádrže $V_n = 98 l$.

6.4.5 HYDRAULICKÉ STRATY

Hydraulické straty vznikajú prúdením skutočnej kvapaliny vo vedení. Delíme ich na straty trením a na straty miestne. Straty trením sú spôsobené viskozitou kvapaliny. Pri prúdení kvapaliny potrubím vzniká trenie a čím je potrubie dlhšie, tým väčšia je hydraulická strata trením. Miestne straty sú spôsobené vírením kvapaliny. Vznikajú v miestach, kde dochádza k zmene veľkosti rýchlosti kvapaliny v dôsledku zmeny veľkosti prierezu, alebo v miestach zmeny smeru prietoku v dôsledku zakrivenia potrubia. Časť mechanickej energie sa premení na tepelnú energiu, ktorá už nie je ďalej využiteľná. Táto zmena je nevratná. Ako merítko hydraulických strát sa používa tlaková strata. [3] Tlak kvapaliny vyprodukovaný hydrogenerátorom bude na ceste k hydromotorom znížený o túto tlakovú stratu vedenia.

STRATY TRENÍM

Pri výpočte trecích strát je najprv určená skutočná rýchlosť kvapaliny v zvolenej hadici. Priemer hadice bol volený s ohľadom na celkový prietok od hydrogenerátora. S touto krátkou časťou vedenia, medzi hydrogenerátorom a deličom prietoku, kde je plný prietok od hydrogenerátora, sa vo výpočte nebude kalkulovať. Straty sú spočítané len pre časť vedenia medzi deličom prietoku a hydromotormi. Aj napriek polovičnému prietoku v tejto časti obvodu, sú použité hadice s rovnakým vnútorným priemerom $d_h=25,4mm$.

$$v_k = \frac{\frac{Q_{sHGmax}}{60000 \cdot n_h}}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{d_h}{1000}\right)^2}{4}} [m/s] \quad (44)$$

$$v_k = \frac{\frac{205,3}{60000 \cdot 2}}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{25,4}{1000}\right)^2}{4}} = 3,38 \text{ m/s}$$

Kde:

v_k – rýchlosť kvapaliny vo vedení medzi deličom prietoku a hydromotorom [m/s]

n_h – počet hadíc smerujúcich z deliča prietoku [-]

Ďalej je spočítané tzv. Reynoldsové číslo, ktoré určuje typ prúdenia pre danú viskozitu, rýchlosť kvapaliny a priemer potrubia. [3]

$$Re = \frac{v_k \cdot \frac{d_h}{1000}}{\nu_{40} \cdot 10^{-6}} [-] \quad (45)$$

$$Re = \frac{3,38 \cdot \frac{25,4}{1000}}{46 \cdot 10^{-6}} = 1866$$

Kde:

Re – Reynoldsovho číslo prúdenia kvapaliny [-]

Pre gumené hadice je kritická hodnota Reynoldsovho čísla $Re_{krit}=1600$. Pre danú situáciu je teda kalkulované prúdenie laminárne.

Drsnosť vnútorného povrchu hadice Ra nie je z katalógu známa. Pre výpočet bezrozmerného súčiniteľa trenia je využitý Blassiov vzťah. [3]

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} [-] \quad (46)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{1866^{0,25}} = 0,048$$

Kde:

λ – bezrozmerný súčiniteľ trenia [-]

Dĺžka hadíc vysokotlakovej vetvy medzi deličom prietoku a hydromotormi je odhadnutá na $l_h=2,5m$. Následne je spočítaná tlaková strata trením.

$$\Delta p_{st} = \lambda \cdot \frac{l_h}{\frac{d_h}{1000}} \cdot \rho_o \cdot \frac{v_k^2}{2} [Pa] \quad (47)$$

$$\Delta p_{st} = 0,48 \cdot \frac{2,5}{\frac{25,4}{1000}} \cdot 880 \cdot \frac{3,38^2}{2} = 237483 Pa = 0,237 Mpa$$

Kde:

Δp_{st} – tlaková strata trením [MPa]

l_h – odhadnutá dĺžka vedenia [m]

Nízke trecie straty sú spôsobené relatívne krátkym vedením, a taktiež nižšou rýchlosťou kvapaliny vďaka vhodne zvolenému vnútornému priemeru hadice. Taktiež sa predpokladá prevádzka motorového vozňa len v teplotách nad $10\div 15$ °C, takže nie je nutné kalkulovať s tlakovou stratou pri nižšej teplote kvapaliny ako 40 °C, a teda jej vyššej viskozite.

MIESTNE STRATY

Pri výpočte miestnych strát sa uvažuje použitie 4 kolien v časti obvodu medzi deličom prietoku a hydromotormi. Bezrozmerný súčiniteľ miestnych strát pre zakrivené potrubie sa určuje cez Weisbachov vzťah. [3]

$$\xi_m = \frac{\alpha_k}{90} \cdot \left[0,12 + 1,16 \cdot \left(\frac{d_h}{R_k} \right)^{3,5} \right] [-] \quad (48)$$

$$\xi_m = \frac{90}{90} \cdot \left[0,12 + 1,16 \cdot \left(\frac{25,4}{50} \right)^{3,5} \right] = 0,228$$

Kde:

ξ_m – bezrozmerný súčiniteľ miestnych strát [-]

α_k – uhol zakrivenia kolena [°]

R_k – polomer zakrivenia kolena [mm]

Následne je spočítaná tlaková miestna strata.

$$\Delta p_{sm} = n_k \cdot \xi_m \cdot \rho_o \cdot \frac{v_k^2}{2} \text{ [Pa]} \quad (49)$$

$$\Delta p_{sm} = 4 \cdot 0,228 \cdot 880 \cdot \frac{3,41^2}{2} = 4666 \text{ Pa} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}$$

Kde:

Δp_{sm} – miestna tlaková strata vedenia [MPa]

n_k – počet kolien [-]

STRATY NA DELIČI PRIETOKU

Firma Bosch-Rexroth neudáva vo svojom katalógu tlakovú stratu na zvolenom deliči prietoku. Pri porovnaní s podobným deličom prietoku MTDV16 od firmy Bucher Hydraulics sú určené straty na deliči prietoku nasledovne.

$$\Delta p_{doff} = 5 \text{ bar} = 0,5 \text{ MPa} \quad (50)$$

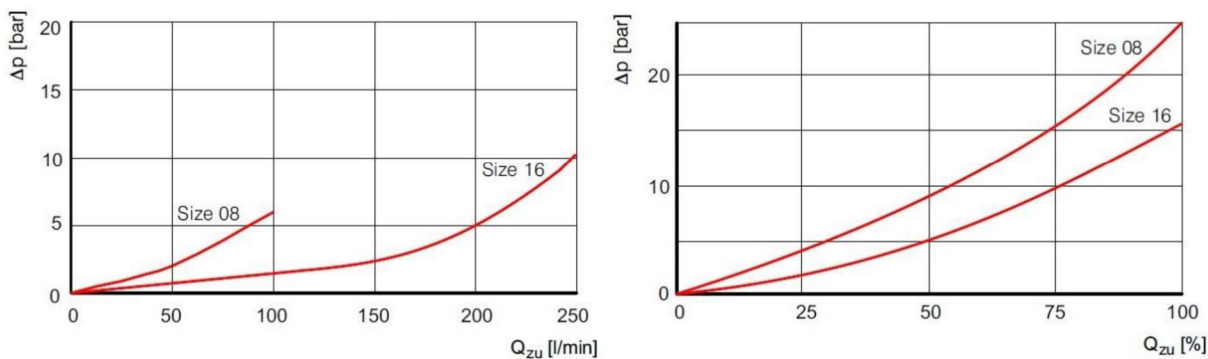
Kde:

Δp_{doff} – tlaková strata na deaktivovanom deliči prietoku [MPa]

$$\Delta p_{don} = 12 \text{ bar} = 1,2 \text{ MPa} \quad (51)$$

Kde:

Δp_{don} – tlaková strata na aktivovanom deliči prietoku [MPa]



Obr. 46 Tlakové straty na deliči prietoku MTDV16 [24]

CELKOVÁ HYDRAULICKÁ STRATA

Celkovú tlakovú stratu vedenia tvorí tlaková strata trením, miestna tlaková strata a tlaková strata na deliči prietoku. Je uvažovaná hypotetická situácia, keď sú straty najvyššie. Teda pri zapnutom deliči prietoku a zároveň maximálnom prietoku obvodom. V prevádzke bude reálna strata nižšia, keďže sa predpokladá vypnutý delič prietoku.

$$\Delta p_c = \Delta p_{st} + \Delta p_{sm} + \Delta p_{don} \text{ [MPa]} \quad (52)$$

$$\Delta p_c = 0,237 + 4,7 \cdot 10^{-3} + 1,2 = 1,44 \text{ MPa}$$

Kde:

Δp_c – celková tlaková strata obvodu [MPa]

Účinnosť vedenia hydraulického kvapaliny v obvode je spočítaná pri maximálnom výkone stroja ako pomer tlaku reálne dodaného k hydromotoru ku tlaku vyprodukovaného hydrogenerátorom pri maximálnom prietoku kvapaliny.

$$\Delta p_{Qmax} = \frac{P_{HG} \cdot 600}{Q_{sHGmax}} \text{ [bar]} \quad (53)$$

$$\Delta p_{Qmax} = \frac{46 \cdot 600}{205,3} = 134,44 \text{ bar} = 13,4 \text{ Mpa}$$

Kde:

Δp_{Qmax} – tlak v obvode pri maximálnom prietoku kvapaliny [MPa]

$$\eta_v = \frac{\Delta p_{Qmax} - \Delta p_c}{\Delta p_{Qmax}} \text{ [-]} \quad (54)$$

$$\eta_v = \frac{13,4 - 1,44}{13,4} = 0,89$$

Kde:

η_v – účinnosť vedenia hydraulického kvapaliny v obvode pri maximálnom prietoku [-]

6.4.6 OTEPLOVANIE OKRUHU A VOĽBA CHLADIČA

Pri prietoku kvapaliny hydraulickým obvodom dochádza k premene časti tlakovej energie na energiu tepelnú. K tejto premene dochádza na miestnych odporoch, trením kvapaliny o steny potrubia, vnútorným trením v kvapaline, ďalej v dôsledku objemových strát na hydromotoroch a hydrogenerátore, trením mechanických častí a podobne. [3] Pri návrhu hydrostatického okruhu je teda dôležité spočítať tepelnú rovnováhu systému a následne vhodne zvoliť chladič hydraulického kvapaliny.

STRATOVÝ VÝKON

Množstvo tepla vyprodukovaného hydraulickým obvodom je priamo úmerné celkovému stratovému výkonu obvodu. Pred výpočtom stratového výkonu je nutné poznať celkovú účinnosť hydraulického obvodu. Tá pozostáva z účinnosti hydrogenerátora, hydromotorov a účinnosti vedenia hydraulickej kvapaliny.

$$\eta_c = \eta_{HG} \cdot \eta_v \cdot \eta_{HM} [-] \quad (55)$$

$$\eta_c = 0,93 \cdot 0,89 \cdot 0,92 = 0,76$$

Kde:

η_c – celková účinnosť hydraulického okruhu [-]

Stratový výkon je potom daný nasledujúcim vzťahom.

$$P_s = P_{HG} \cdot (1 - \eta_c) [W] \quad (56)$$

$$P_s = 46000 \cdot (1 - 0,76) = 11040 W$$

Kde:

P_s – maximálny stratový výkon hydraulického obvodu [W]

P_{HG} – maximálny výkon hydrogenerátora [W]

Tepelný tok je rovný stratovému výkonu.

$$\Phi = P_s [W] \quad (57)$$

$$\Phi = 11040 W$$

Kde:

Φ – tepelný tok [W]

OTEPLOVANIE HYDRAULICKÉHO OBVODU

Stanovenie priebehu otepľovania hydraulického okruhu je veľmi zložitá vzhľadom k tomu, že každá časť obvodu sa otepľuje inak, v každej súčasti je iný tepelný tok a povrch jednotlivých súčasti nemá rovnaké podmienky pre ochladzovanie. V nasledujúcom výpočte sa kalkuluje so zjednodušujúcimi predpokladmi: [3]

- všetky časti obvodu sa otepľujú rovnomerne
- odvod tepla do okolia je priamo úmerný rozdielu teplôt medzi povrchom častí obvodu a okolia

Ochladzovacia konštanta je daná súčiniteľom prestupu tepla medzi oceľou a vzduchom, ktorý je stanovený na $k_p = 15 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Z objemu nádrže je spočítaná plocha nádrže. Vzhľadom nato, že nádrž bude umiestnená v blízkosti motora, je teplosmenná plocha nádrže, cez ktorú sa bude kvapalina ochladzovať, uvažovaná menšia $S_n = 0,8 m^2$.

$$A = k_p \cdot S_n [W \cdot K^{-1}] \quad (58)$$

$$A = 15 \cdot 0,8 = 12 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kde:

A – ochladzovacia konštanta [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$]

k_p – súčiniteľ prestupu tepla pre oceľovú nádrž [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

S_n – uvažovaná teplosmenná plocha nádrže [m^2]

Konštanta tepelnej kapacity obvodu sa určí pomocou hmotností oceľových častí obvodu, hmotností oleja a stredných merných tepeľ ocele a oleja.

$$C_k = m_o \cdot c_o + \frac{V_n}{1000} \cdot \rho_{olej} \cdot c_{olej} \text{ [J} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (59)$$

$$C_k = 150 \cdot 460 + \frac{98}{1000} \cdot 880 \cdot 1800 = 224232 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kde:

C_k – konštanta tepelnej kapacity hydraulického obvodu [$\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$]

m_o – hmotnosť oceľových častí obvodu [kg]

c_o – stredné merné teplo ocele [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

c_{olej} – stredné merné teplo oleja [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

ρ_{olej} – hustota oleja [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Rovnica otepľovania obvodu je rovnica, ktorá popisuje priebeh teploty t na čase τ pri otepľovaní obvodu. Teplota okolia je stanovená na 30°C .

$$t = t_o + \frac{\Phi}{A} \cdot \left(1 - e^{-\frac{A}{C_k} \tau}\right) + (t_1 - t_o) \cdot e^{-\frac{A}{C_k} \tau} \text{ [}^\circ\text{C}] \quad (60)$$

Kde:

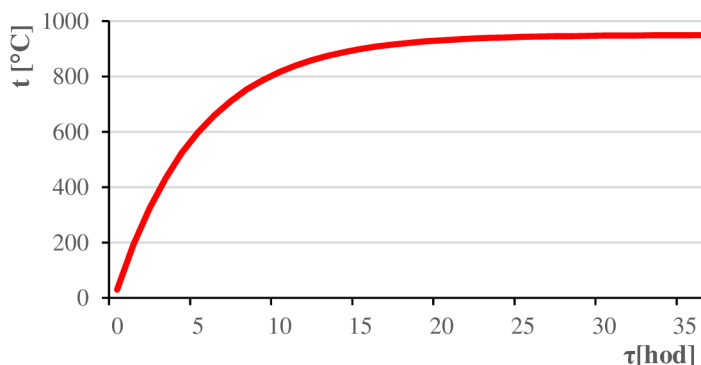
t – teplota hydraulického obvodu [$^\circ\text{C}$]

t_o – teplota okolia [$^\circ\text{C}$]

t_1 – teplota obvodu na začiatku jeho otepľovania [$^\circ\text{C}$]

τ – čas otepľovania [s]

Po dosadení konkrétnych vyššie spočítaných hodnôt dostávame grafické znázornenie priebehu teploty hydraulického obvodu v čase.



Obr. 47 Priebeh otepľovania hydraulického obvodu

Z grafu je zřejmé, že po určité době sa teplota obvodu ustáli na konkrétnej hodnote. Túto teplotu spočítame pre čas τ idúci do nekonečna. Rovnica otepľovania obvodu sa zjednoduší do nasledujúceho tvaru.

$$t_u = t_o + \frac{\Phi}{A} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (61)$$

$$t_u = 30 + \frac{11040}{12} = 950 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kde:

t_u – ustálená teplota obvodu [$^\circ\text{C}$]

Takáto teplota by bola pre obvod neprípustná. Je zřejmé, že do obvodu bude nutné navrhnuť chladič kvapaliny. Obecne sa v mobilnej technike dimenzuje chladenie tak aby bola maximálna teplota obvodu v rozmedzí 70÷90 $^\circ\text{C}$.

Pri výbere hydraulickej kvapaliny v kapitole 6.4.1 sú uvedené hraničné hodnoty optimálnej aj prevádzkovej hodnoty viskozity vhodné pre zvolené hydrostatické prevodníky. Najnižšia prevádzková hodnota viskozity je $v_{min} = 10 \text{ mm}^2/\text{s}$ (optimálna $16 \text{ mm}^2/\text{s}$). Hodnota viskozity pre určitú teplotu sa dá určiť nasledujúcim vzťahom. [3]

$$v_t = v_{40} \cdot \left(\frac{40}{t}\right)^n \text{ [mm}^2/\text{s]} \quad (62)$$

Kde:

v_t – viskozita kvapaliny pri teplote t [mm^2/s]

v_{40} – viskozita kvapaliny pri teplote 40 $^\circ\text{C}$ [mm^2/s]

n – viskózný mocniteľ [-]

t – teplota kvapaliny [$^\circ\text{C}$]

Úpravou tohoto vzťahu si vieme vyjadriť teplotu spočítanú na základe viskozity kvapaliny pri 40 $^\circ\text{C}$ a viskozity pri hľadanej teplote.

$$t = \frac{40}{\sqrt[n]{\frac{v_{min}}{v_{40}}}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (63)$$

$$t = \frac{40}{\sqrt[2,1]{\frac{10}{46}}} = 82,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kde:

v_{min} – minimálna prevádzková viskozita [mm^2/s]

Pre najnižšiu optimálnu hodnotu viskozity kvapaliny $v_{min} = 16 \text{ mm}^2/\text{s}$ je obdobne spočítaná maximálna prípustná teplota kvapaliny 66,1 $^\circ\text{C}$. Po uvážení sa bude chladič dimenzovať na maximálnu dovolenú teplotu 70 $^\circ\text{C}$.

Následne je spočítaná doba otepľovania obvodu na stanovanú teplotu 70 °C.

$$\tau_{70} = \frac{C_k}{A} \cdot \ln \frac{t_u - t_o}{t_u - t_{70}} \text{ [s]} \quad (64)$$

$$\tau_{70} = \frac{224232}{12} \cdot \ln \frac{950 - 30}{950 - 70} = 830 \text{ s} = 13,8 \text{ min}$$

Kde:

τ_{70} – doba zahrievania hydraulického obvodu na teplotu 70 °C [s]

t_{70} – teplota 70 °C

VOĽBA CHLADIČA

Tepelný tok odvedený chladičom je stratový výkon hydraulického obvodu znížený o tepelný tok odvedený nádržou.

$$\Phi_{ch} = P_s - \Phi_o \text{ [W]} \quad (65)$$

Kde:

Φ_{ch} – tepelný tok odvedený chladičom [W]

Φ_o – tepelný tok odvedený nádržou [W]

Hydraulický okruh aj nádrž bude umiestnená v relatívne stiesnenom motorovom priestore v blízkosti spaľovacieho motora. Preto bude v nasledujúcom výpočte tepelný tok odvedený nádržou zanedbaný.

$$\Phi_{ch} = P_{pch} = P_s = \Phi \text{ [W]} \quad (66)$$

$$P_{pch} = 11040 \text{ W} = 11 \text{ kW}$$

Kde:

P_{pch} – potrebný chladiaci výkon chladiča [kW]

Merný chladiaci výkon je spočítaný ako potrebný chladiaci výkon chladiča podelený teplotným rozdielom maximálnej teploty oleja (70 °C) a teploty okolia (30 °C).

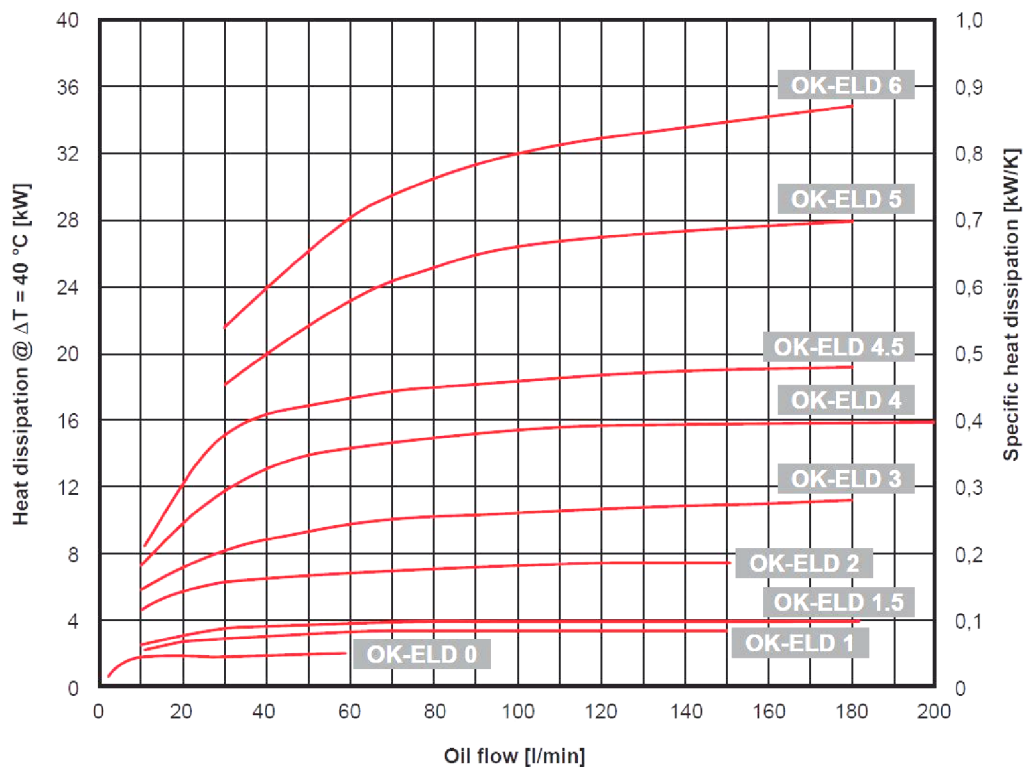
$$P_{mch} = \frac{P_{pch}}{t_{70} - t_o} \text{ [kW} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (67)$$

$$P_{mch} = \frac{11}{70 - 30} = 0,28 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kde:

P_{mch} – merný chladiaci výkon chladiča [kW·K⁻¹]

Pred samotnou voľbou chladiča je okrem potrebného merného výkonu nutné poznať aj veľkosť prietoku kvapaliny chladičom. Ako prietok chladičom je uvažovaný prietok plniacim zubovým hydrogenerátorom $Q_{PHGmax} = 49 \text{ l/min}$. Konkrétny chladič je zvolený z katalógu chladičov pre mobilnú techniku firmy HYDAC. [25]



Obr. 48 Grafické znázornenie voľby chladiča [25]

Pre vyššie stanovený prietok kvapaliny chladičom a merný chladiaci výkon je z grafu na Obr. 48 zvolený chladič OK-ELD 3. Vetrák chladiča je poháňaný 12 alebo 24 voltovým jednosmerným elektromotorom.



Obr. 49 Chladič HYDAC OK-ELD 3 [25]

6.4.7 FILTRÁCIA HYDRAULICKEJ KVAPALINY

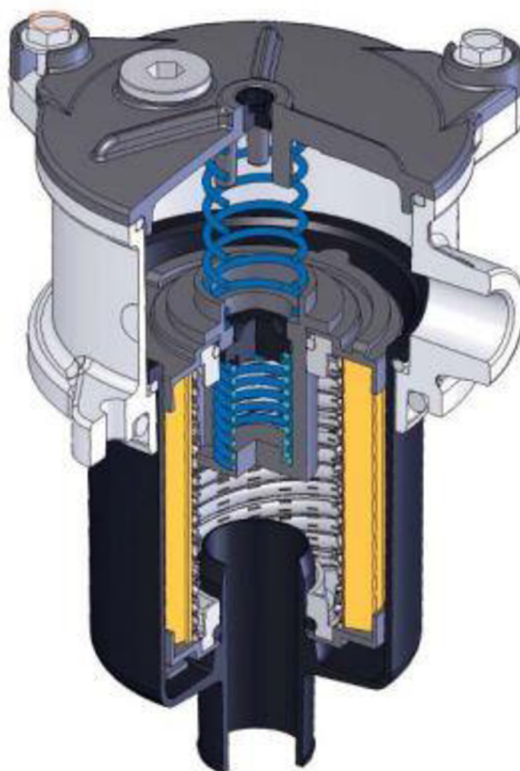
Do uzavretého hydraulického obvodu budú umiestnené tri typy filtrov.

- sací filter
- tlakový filter
- odpadový filter

Sací filter bude umiestnený priamo v nádrži a namontovaný na saciu trubku plniaceho zubového hydrogenerátora. Jedná sa o relatívne hrubý sieťový filter s jemnosťou filtrácie $100\div 125\ \mu\text{m}$. Výhodou tohto filtra je, že nepracuje pod tlakom.

Tlakový filter je v obvode obvykle umiestnený tesne za hydrogenerátorom alebo plniacim hydrogenerátorom. Výrobcovia ho dodávajú priamo ako súčasť telesa hydrogenerátora. Jedná sa o jemnejší filter z veľkosťou oka do $10\ \mu\text{m}$.

Odpadový filter filtruje hydraulickú kvapalinu v odpadovej vetve hydraulického obvodu, teda kvapalinu vracajúcu sa späť do nádrže. Jedná sa o nízkotlakový filter. Jeho nevýhodou je, že pred filtrom sa môže vytvárať nežiadúci tlak a brzdi sa tak hydraulická kvapalina smerujúca do nádrže. Preto musí mať odpadový filter veľmi malý odpor a taktiež by mal byť vybavený obtokovým ventilom.



Obr. 50 Odpadový filter [33]

6.5 ULOŽENIE POHONU DO RÁMU

Jednotlivé komponenty pohonného systému budú uložené v ráme motorového vozňa. Nápravové prevodovky budú uložené v ložiskových telesách (domčekoch) a tie budú následne prichytené k rámu. K odpruženiu poslužia gumové bloky vložené medzi ložiskové teleso a rám vozidla.

K uloženiu spaľovacieho motora posluži na mieru vytvorený menší rám, ktorý sa následne uchyti v ráme motorového vozňa. Samotný motor bude potom uložený v silentblokoch tohto rámu. Tým sa predíde zvýšeným vibráciám a hluku. Hydrogenerátor bude spojený s motorom cez pružnú spojku a taktiež uložený v silentblokoch na tomto menšom ráme.

V tejto práci je použitý len koncept rámu určujúci priestorové predispozície potrebné k návrhu pohonného systému. Vyššie spomenuté komponenty budú teda konkrétne navrhnuté a vyrobené až pri finalizácii samotného riešenia rámu a jeho pevnostnej kontrole.

Oba hydromotory budú prichytené priamo k nápravovej prevodovke. Toto riešenie má výhodu z hľadiska ušetreného priestoru, pretože odpadá použitie akýchkoľvek hriadeľov medzi hydromotormi a samotnou nápravou. Hydromotor bude spojený s nápravovou prevodovkou pomocou vhodne tvarovaného a vystuženého medzikusu (redukcia). Medzikus má z oboch strán prírubu. Príruba na jednej strane bude priskrutkovaná k príruke hydromotora a príruka na druhej strane bude priskrutkovaná k príruke telesa nápravovej prevodovky. Presným lícovaním jednotlivých dielov bude zaručená súososť hriadeľov. Prenos výkonu z hydromotora na nápravovú prevodovku bude vyriešený spojovacou rúrkou. Z katalógu zvoleného hydromotora je možné voliť dva typy prevedenia výstupného hriadeľa. Hriadeľ s drážkovaním alebo s jedným tesným perom. Hriadeľ vystupujúci z nápravovej prevodovky má priemer 35 mm a je opatrený drážkou pre pero. Jednoduchšie bude zvoliť riešenie s tesniacim perom, keďže by muselo dôjsť len k zosústruženiu hriadeľa vedúceho z nápravovej prevodovky na menší priemer výstupného hriadeľa hydromotora (30mm). Následne by došlo k úprave drážky pre požadované pero. Navrhovaná spojovacia trubka by tak mala vnútorný priemer spomínaných 30mm a po celej dĺžke vyfrézovanú drážku pre pero. Na oboch hriadeľoch je vytvorený zápich. Tým bude rúrka zaistená proti nežiadúcemu axiálnemu posuvu. Zároveň však bude ponechaná istá vôľa pre možnú tepelnú dilatáciu.

Pre pevnostný výpočet bude uvažovaný vnútorný priemer rúrky zväčšený o dvojnásobok výšky navrhovanej drážky pre pero, a teda $d=36,6 \text{ mm}$. Navrhovaný vonkajší priemer je $D=45 \text{ mm}$. Prenosová trubka bude vyrobená z konštrukčnej ocele triedy 11 600, ktorej medza sklzu je $R_e=340 \text{ MPa}$. Navrhovaná rúrka bude skontrolovaná na namáhanie krútiacim momentom [34].

Dovolené napätie v krute podľa teórie mernej energie napätosti HMM.

$$\tau_{dk} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} [\text{MPa}] \quad (68)$$

$$\tau_{dk} = \frac{340}{\sqrt{3}} = 196 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{dk} – dovolené napätie v krute [MPa]

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (69)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(45^4 - 36,6^4)}{60} = 7547 \text{ mm}^3$$

Kde:

W_k – prierezový modul v krute [mm³]

Maximálny krútiaci moment prenesený hydromotorom je $M_{HMmax}=224,34 \text{ Nm}$.

$$\tau_k = \frac{M_{HMmax} \cdot 1000}{W_k} \text{ [MPa]} \quad (70)$$

$$\tau_k = \frac{224,34 \cdot 1000}{7547} = 29,7 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_k – napätie v krute [MPa]

Pri uvažovanej bezpečnosti $k=3$ musí platiť že napätie v krute vyvolané maximálnym momentom je nižšie ako dovolené napätie v krute.

$$\tau_{dk} > k \cdot \tau_k \text{ [MPa]} \quad (71)$$

$$196 > 3 \cdot 29,7$$

Podmienka je splnená s dostatočnou rezervou a navrhovaná rúrka teda dokáže prenášať požadovaný krútiaci moment. Ak by nebola podmienka splnená, muselo by dôjsť k zväčšeniu vonkajšieho priemeru spojovacej rúrky.

Pera na oboch hriadeľoch sú volené rovnaké a to $10x8x50 \text{ ČSN } 02 \text{ 2562}$. Zvolené pero bude skontrolované na otláčenie.

$$F_o = \frac{M_{HMmax} \cdot 1000}{\frac{d}{2}} \text{ [N]} \quad (72)$$

$$F_o = \frac{224,34 \cdot 1000}{\frac{30}{2}} = 14956 \text{ N}$$

Kde:

F_o – obvodová sila na povrchu hriadeľa pri maximálnom krútiacom momente [N]

Dovolené napätie v tlaku na bokoch drážky je už s uvažovanou bezpečnosťou volené z [34].

$$\sigma_{dt} = 0,8 \cdot P_0 \text{ [MPa]} \quad (73)$$

$$\sigma_{dt} = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{dt} – dovoľené napätie v tlaku [MPa]

Napätie v tlaku je uvažované ako obvodová sila F_o pôsobiaca na menšiu plochu, teda plochu pera v náboji.

$$\sigma_t = \frac{F_o}{t_1 \cdot (l - b)} \text{ [Mpa]} \quad (74)$$

$$\sigma_t = \frac{14956}{3,3 \cdot (50 - 10)} = 113 \text{ Mpa}$$

Kde:

σ_t – napätie v tlaku [MPa]

t_1 – hĺbka drážky v náboji [mm]

l – dĺžka pera [mm]

b – šírka pera [mm]

Aby nedošlo k otláčeniu medzi bokom drážky a tesným perom, musí platiť nasledujúci vzťah.

$$\sigma_{dt} > \sigma_t \text{ [MPa]} \quad (75)$$

$$120 > 113$$

Podmienka je splnená. V katalógu zvoleného hydromotora sa uvádza maximálny krútiaci moment hydromotora 254 Nm pri tlaku 350 bar. Tesniace pero, pre ktoré prebehol tento výpočet, bolo volené priamo z tohto katalógu. Je jasné, že by výrobca hydrauliky nenavrhol na prenos momentu pero, ktoré nie je schopné preniesť v tomto výpočte uvažovaných 224,34 Nm. Výpočet teda prebehol len kontrolne a to, o aké napätie pero splňa podmienku na otláčenie, odpovedá vyššie spomenutým krútiacim momentom.

Ako už bolo spomenuté, volené je na výrobu jednoduchšie riešenie. Ak sa bude vyššie navrhnuté spojenie tesným perom považovať za nedostatočné, môže sa pri realizácii motorového vozňa pristúpiť k drážkovému spoju, ktorý je vhodnejší pre prenos veľkých a časovo premenných krútiacich momentov.

6.6 ROZBEH MOTOROVÉHO VOZŇA

V kapitole 6.4 nie je pri návrhu hydrostatického okruhu spomenutá regulácia hydrogenerátora. Ten je reverzačný, čím umožňuje zmenu smeru prietoku kvapaliny smerom k hydromotorom, a tým aj jazdu motorového vozňa v oboch smeroch. Zároveň je plne regulačný, čím umožňuje plynulý rozbeh motorového vozňa. Je zvolená regulácia určená pre pojazdy mobilnej techniky s tzv. DA regulačným ventilom. Schéma celého hydraulického okruhu je uvedená v prílohe.

Pri nulovej rýchlosti je geometrický objem hydrogenerátora nastavený na nulu. Zvyšovaním otáčok spaľovacieho motora sa zvyšujú otáčky hydrogenerátora aj plniaceho hydrogenerátora. Taktiež sa zvyšuje prietok za plniacim hydrogenerátorom, a tým stúpa tlak na DA regulačnom ventilu. Tento riadiaci tlak je od určitých otáčok prepustený k riadiacemu priamočiaremu hydromotoru, ktorý ovláda naklápanie dosky hydrogenerátora a tým zmenu jeho geometrického objemu. Na ktorú stranu riadiaceho hydromotora bude riadiaci tlak privedený, rozhoduje poloha elektromagneticky ovládaného rozvádzača. Týmto rozvádzačom, ktorého polohu bude možné zaradiť z oboch ovládacích stanovišť, sa určuje smer prietoku od hydrogenerátora a teda aj smer jazdy motorového vozňa. Ďalším zvyšovaním otáčok dochádza k nárastu riadiaceho tlaku a postupnému zväčšovaniu geometrického objemu hydrogenerátora až na maximálnu hodnotu. Takto dôjde k plynulému rozbehu motorového vozňa. Veľkosť geometrického objemu hydrogenerátora nie je závislá len od otáčok spaľovacieho motora ale aj od tlaku v obvode. Zvýšenie zaťaženia stroja nad maximálnu hodnotu a nárast tlaku v obvode spôsobí zníženie riadiaceho tlaku, čím sa doska regulačného hydrogenerátora naklopí späť a zníži jeho geometrický objem. Dôjde k spomaleniu motorového vozňa. Takýmto spôsobom je zaistená ochrana proti preťaženiu spaľovacieho motora. [15]

Navrhnutý hydrogenerátor je mierne naddimenzovaný vzhľadom k požiadavke na maximálnu rýchlosť 16÷22 km/h. Jeho maximálny prietok pri pracovných otáčkach spaľovacieho motora bol spočítaný na 205,3 l/min. Tento prietok sa rozdelí rovnomerne k obom hydromotorom. Otáčky hydromotorov pri tomto prietoku a uvažovanej objemovej účinnosti sú spočítané na 2138 min⁻¹. Podelením prevodovým pomerom nápravovej prevodovky 7,95 sú spočítané maximálne otáčky samotných dvojkoľies na 269 min⁻¹. Pomocou odvaleného obvodu železničného kolesa za jednu otáčku je spočítaná skutočná maximálna rýchlosť motorového vozňa na 22,8 km/h. Výpočet prebehol v obrátenom poradí ako v kapitole 6.2 podľa analogických vzorcov. Bola splnená požiadavka, aby bol vozeň schopný dosiahnuť túto rýchlosť na trati so sklonom 35 ‰.

Ak by bola maximálna rýchlosť nedostačujúca, naskytá sa viacero riešení. Najjednoduchšie je zvýšenie otáčok spaľovacieho motora. Maximálne otáčky zvoleného motora sú 3000 min⁻¹. To ponecháva dostatočnú rezervu k zvýšeniu z uvažovaných pracovných otáčok 2000 min⁻¹, ktoré boli použité vo funkčnom výpočte pohonu. Riešenie by bolo aj použitie regulačného hydrogenerátora s väčším geometrickým objemom. Ďalšou možnosťou by bolo použitie regulačných hydromotorov. Tie by po dosiahnutí maximálneho prietoku od hydrogenerátora začali znižovať svoj geometrický objem, tým by sa ďalej zvyšovali ich otáčky a teda aj rýchlosť motorového vozňa (tzv. sekundárna regulácia).

Minimálna stabilná rýchlosť, ktorú dokáže motorový vozeň udržať je pri zhruba 10% prietoku hydrogenerátora. Zo vzorca (26) je táto rýchlosť spočítaná na $v_{min}=2,4\text{km/h}$.

7. BRZDENIE MOTOROVÉHO VOŽŇA

Brzdový systém je jednou s najvýznamnejších častí koľajových vozidiel, pretože jeho správna funkcia je nevyhnutnou podmienkou bezpečnej prevádzky. Úlohou brzdového systému vozidla je regulovať rýchlosť jeho jazdy, v prípade potreby zastaviť ho a zaistiť proti samovoľnému rozbehu. Existujú v podstate dva prípady nutnosti brzdenia vozidla. Prvým je brzdenie vozidla pri jazde zo spádu, čím je udržiavaná konštantná rýchlosť. Druhým prípadom je brzdenie za účelom zníženia rýchlosti, prípadne až úplného zastavenia vozidla. Prevádzkové brzdy koľajových vozidiel pracujú väčšinou na adhéznom princípe, ktorý bol vysvetlený v kapitole 2.1. Vyvodzovaná brzdná sila pôsobí presne v opačnom smere na obvode kolesa ako hnacia sila.

Tab. 14 Typy adhézných brzd v koľajovej doprave z hľadiska konštrukcie [2]

Adhézne brzdy			
Trecie		Dynamické	
Špalíková (Zdržová)	Kotúčová	Elektrodynamická	Hydrodynamická

Adhézne trecie brzdy je možné ďalej z hľadiska spôsobu vyvedenia prítlaku na brzdnych prvkoch rozdeliť na brzdy ručné, pneumatické (tlakové alebo vákuové), hydraulické a elektromagnetické. Vlaky s maximálnou rýchlosťou nad 40km/h musia byť vybavené priebežnou brzdou. To znamená, že je možné ovládať brzdy všetkých vozidiel súpravy z jedného miesta (ovládacie stanovište hnacieho vozidla). Okrem toho je možné zabrzdiť vlak pomocou záchranej brzdy z ktoréhokolvek vozňa vlaku. Ďalej musí byť brzda samočinná, čiže sa uvedie do činnosti automaticky po roztrhnutí súpravy, alebo v prípade zatahnutia záchranej brzdy. Tieto požiadavky najlepšie spĺňa pneumatická tlaková brzda, ktorá je dnes v koľajových vozidlách využívaná najčastejšie. [2][1]

Vzhľadom na nízku rýchlosť aj hmotnosť motorového vozňa nemusí byť brzdový systém priebežný ani samočinný. Tomuto faktoru prispieva aj skutočnosť, že v súprave bude zaradený iba jeden prípojný vozeň. Ten teda nemusí byť vybavený prevádzkovou brzdou. Vyvodzovaná brzdná sila bude pôsobiť len na dvojkolesiach motorového vozňa, a takto dôjde k spomaleniu alebo zastaveniu celej súpravy. To nahráva inému riešeniu ako je pneumatická brzda. Motorový vozeň by mal disponovať dvoma na sebe nezávislými brzdovými systémami. Bežne používanou prevádzkovou brzdou a brzdou parkovacou, ktorá sa využije k zaisteniu vozňa pri státi alebo v prípade poruchy prevádzkovej brzdy.

7.1 PREVÁDZKOVÁ BRZDA

Ako prevádzková brzda bude využívaný samotný hydrostatický pohon. Princíp takéhoto brzdenia je podobný ako brzdenie motorom v automobile s mechanickou prevodovkou pri zaradenom prevodovom stupni. Riadiaci tlak hydrogenerátora sa znižuje, jeho doska sa naklápa naspäť k nulovej polohe a plynule sa znižuje jeho geometrický objem aj prietok kvapaliny v obvode. Zotrvačná sila vozidla pôsobí cez kolesá a nápravové prevodovky na hydromotory ako ich hnacia sila. Prietok vyprodukovaný hydromotormi by tak mal teoreticky roztáčať hydrogenerátor. Jeho otáčky sú však obmedzené otáčkami spaľovacieho motora. Spaľovací motor teda pôsobí ako záťaž pre hydromotory, brzdí ich a vozeň spomaľuje. Pri vyklopení dosky hydrogenerátora do nulovej polohy dôjde k úplnému zastaveniu prietoku v uzavretom obvode a ku zastaveniu motorového vozňa.

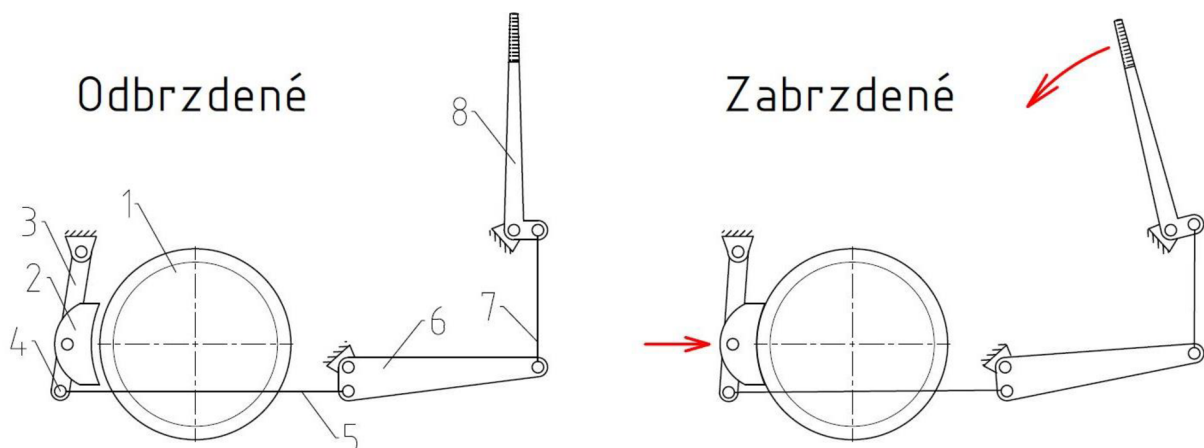
Brzdenie obvodom nie je nutné ovládať len znižovaním otáčok spaľovacieho motora tak, ako bolo vysvetlené v kapitole 6.6. K účelu brzdenia je v obvode zaradený tzv. redukčný brzdiaci ventil. Hydraulickým ovládaním tohto ventilu je možné znižovať riadiaci tlak regulácie hydrogenerátora nezávisle na otáčkach spaľovacieho motora. [15]

7.2 PARKOVACIA BRZDA

Úlohou parkovacej brzdy bude pri státi zaistiť motorový vozeň proti samovoľnému rozbehnutiu. Prvá možnosť je špalíková brzda. Druhou možnosťou je použitie kotúčovej brzdy s mechanickým strmeňom. Pri vypracovanom riešení pohonného systému nie je pre kotúčovú brzdú na náprave dostatok miesta. Väčšinu miesta na úzkorozchodných nápravách zaberajú centrálné umiestnené nápravové prevodovky s pripojenými hydromotormi. Použitie kotúčovej brzdy by prichádzalo do úvahy len v prevedení, kde by bol na jednej náprave umiestnený hydromotor a k druhej náprave by viedol kardanový hriadeľ (riešenie pohonného systému podľa Obr. 37) V takom prípade by mohol byť brzdový kotúč nalisovaný priamo na kardanovom hriadeľi. Ďalej bude rozobrané len použitie špalíkovej brzdy.

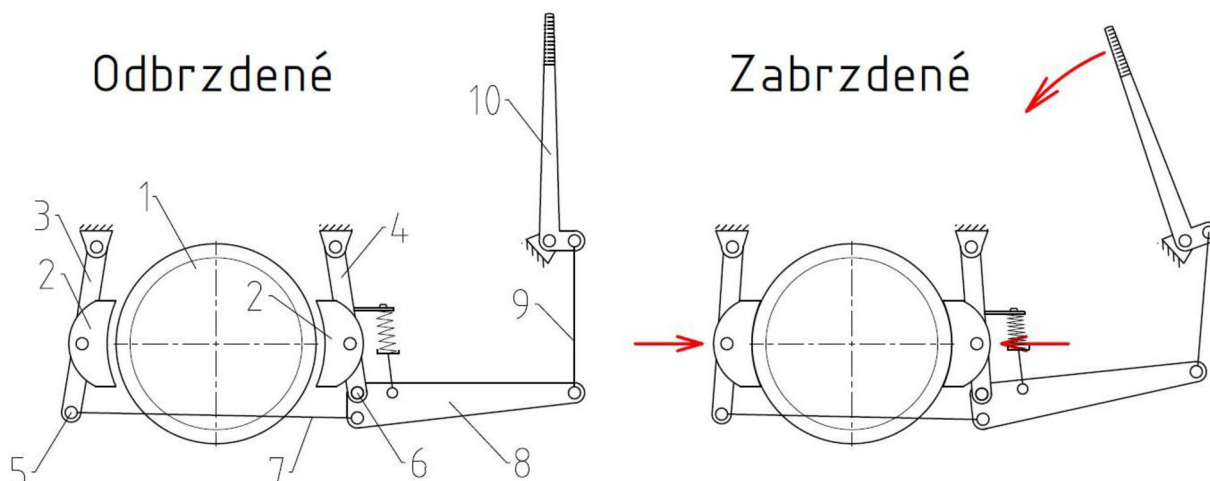
7.2.1 ŠPALÍKOVÁ BRZDA

Sila vyvedená na páke alebo kľuke ručnej brzdy je znásobená mechanickým prevodom a rozvedená k brzdeným kolesám, kde pritlačí liatinové špalíky na jazdnú plochu kolies. Vyvedenie brzdového mechanizmu tak, aby bolo možné brzdiť zatiahnutím jednej páky obe nápravy, je zložitejšie riešenie, ktoré by bolo priestorovo veľmi ťažko zrealizovať. Preto, v rámci zachovania jednoduchosti navrhovaných konceptov, bude každá náprava brzdená samostatným systémom, vždy z bližšieho ovládacieho stanovišťa. Po zastavení motorového vozňa obsluha zabrzdí najprv parkovaciu brzdú na jednej náprave, potom prejde na druhé stanovište a zabrzdí brzdú na druhej náprave. Brzdne systémy budú na oboch nápravách totožné.



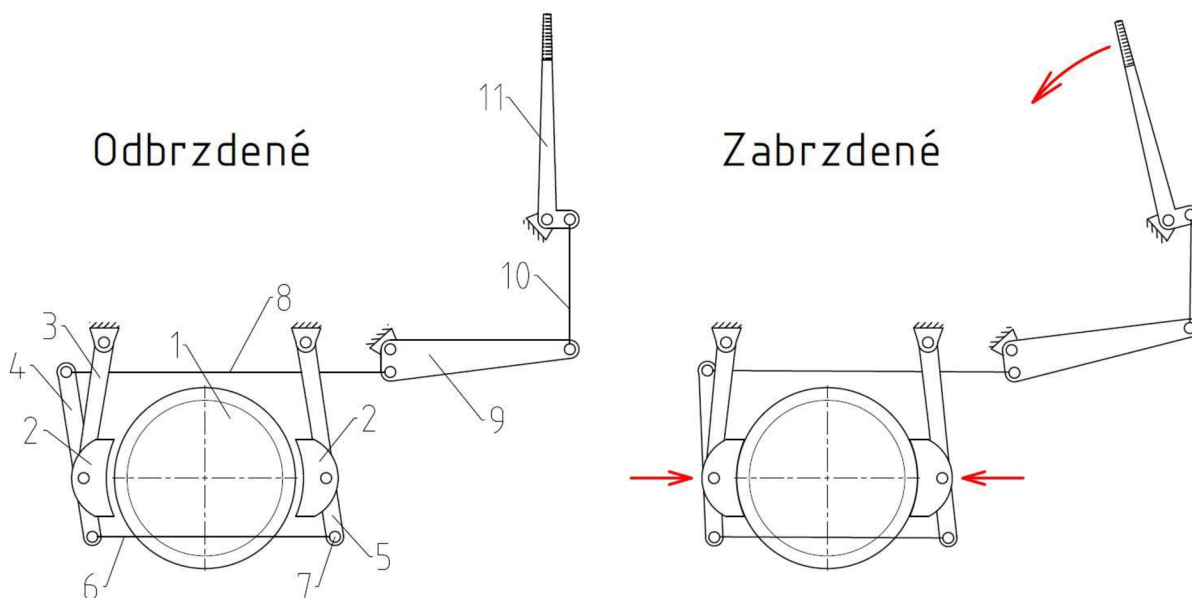
Obr. 51 Schéma - Parkovacia brzda 1

Prvé riešenie je najjednoduchšie. Zatiahnutím ručnej páky 8 sa sila prenesie tiahlom 7 na páku 6 kde sa znásobí. Spodné tiahlo 5 zatahne priečnik 4, ktorý spája závesy 3. Tie pritlačia brzdové špalíky 2 na kolesá motorového vozňa 1. Obdobnou ručnou brzdou disponuje úzkorozchodná lokomotíva BN 15R. Špalíky, páky a tiahla je možné použiť bez úpravy. Závesy by museli byť pravdepodobne dĺžkovo prispôsobené rámu. Značnou nevýhodou je, že brzdna sila pôsobí na dvojkoľesie len z jednej strany.



Obr. 52 Schéma - Parkovacia brzda 2

Druhý návrh je inšpirovaný prevedením žeriavovej brzdy. Zatiahnutím ručnej páky **10** sa cez tiahlo **9** prenesie sila na páku **8**. Tá pritiahne spodné tiahlo **7** pripojené na zadný priečnik **5**, ktorý spája zadné závesy **3**. Tie pritlačia zadné špalíky **2** na kolesá **1**. V tom momente sa začne páka **8** otáčať okolo osy v bode kde je na ňu pripojené tiahlo **7**. Predným priečnikom **6** sú pritláčané predné závesy špalíkov **4** a tým aj predné špalíky **2** na kolesá **1**. Výhodou tohto prevedenia je rovnomerné čelust'ové brzdenie, kde sú kolesá v zovretí brzdových špalíkov z oboch strán. Nevýhodou je použitie viacerých komponentov oproti prvému prevedeniu. Taktiež bude musieť byť v mechanizme zaradený nastavovač odľahlosti brzdových zdrží, ktorý zabezpečí aby po odbrzdení oba špalíky rovnako odliehali od jazdnej plochy kolies.



Obr. 53 Schéma – Parkovacia brzda 3

V treťom riešení zatahnutím ručnej páky **11** je cez tiahlo **10** a páku **9** zatahnuté horné tiahlo **8**. Vhodným prepákováním zadného priečnika **4** sa tiahlom **6** zatahne predný priečnik **7**, ktorý pritláča predné závesy **5** a tým aj predné klátiky **2** na kolesá **1**. Zároveň zadný priečnik **4** pritláča zadné závesy **3** a tým aj zadné klátiky na kolesá **1**.

Jedná sa o najzložitejšie riešenie, kde je použitých najviac komponentov. Naopak výhodou je tak ako v druhom variante brzdzenie, kde sú kolesá zovreté brzdovými špalíkmi z oboch strán. Riešenie bolo inšpirované mechanickou brzdou úzkorozchodnej banskej lokomotívy DH 30D.0. Ďalšou výhodou je teda možnosť použiť komponenty s menšími úpravami priamo z tejto lokomotívy. Po konzultácii s MPŽ bolo vybrané práve toto riešenie.

ZÁVER

Hlavným cieľom diplomovej práce bol návrh pohonného a brzdového systému úzkorozchodného motorového vozňa.

Na začiatku práce je stručne zadaná problematika pohonných systémov koľajových vozidiel a rozobraté jednotlivé princípy prenosu výkonu. Rám motorového vozňa bol navrhnutý len koncepčne s ohľadom na potrebný priestor pre uloženie pohonného systému.

Potom bol prevedený výpočet mechaniky rozjazdu. Stanovila sa hnacia sila potrebná k rozbehu motorového vozňa. Okrem toho bolo spočítané, v akej výkonovej úrovni bude nutné pohon navrhovať, aby boli splnené požiadavky na maximálnu rýchlosť. Padlo zdôvodnené rozhodnutie o tom, že obe nápravy motorového vozňa budú hnacie.

Následne bol, ako vhodné riešenie, zvolený hydrostatický prenos výkonu. Prebehol funkčný výpočet, na základe ktorého bol zvolený spaľovací motor, hydrogenerátor a hydromotory. Bol navrhnutý hydrostatický obvod pojazdu, do ktorého sú postupne volené jednotlivé komponenty. Taktiež bol prevedený výpočet hydraulických strát a otepľovania obvodu. Na základe tohto výpočtu je zvolený chladič hydraulickej kvapaliny. V závere kapitoly je stanovená skutočná maximálna rýchlosť ako aj minimálna stabilná rýchlosť, ktorú bude motorový vozeň schopný udržať. Stúpavosť vozňa je požadovaných 35 %.

V ďalšom kroku je okomentované pripojenie pohonného systému k rámu motorového vozňa a prevedený pevnostný výpočet pripojenia hydromotora k nápravovej prevodovke.

Posledná časť je venovaná brzdovému systému. Výhodou sa ukázala voľba hydrostatického prenosu výkonu. Hydraulický obvod bude zastávať funkciu prevádzkovej brzdy. V samotnom závere práce sú navrhnuté tri možnosti prevedenia parkovacej brzdy.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPTNER a Josef KOLÁŘ. *Pozemní dopravní prostředky*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 9788001043080.
- [2] KALINČÁK, Daniel a Juraj GREŇČÍK. *Dopravné systémy*. V Žiline: EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2006. ISBN 8080705305.
- [3] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů* [online]. Vysoké učení technické v Brně, 2009. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/uadi/files/Hydraulické%20pohony%20strojů.pdf>
- [4] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 2. vyd. [i.e. 3. vyd.]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 9788024827803.
- [5] MÜLLER, Jaroslav. *Mobilní prostředky a trakční zařízení*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007-. ISBN 9788024813943.
- [6] *Tažná síla trakční charakteristika*. [online]. Dostupné z: http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/mvd_tah.htm
- [7] Čáp, J. *Adhezní limity procesu trakce a brzdění*, [online]. Univerzita Pardubice-Dopravní fakulta Jana Pernera, Dostupné z: <https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/32088/CL184.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [8] Koffman, J. *Adhesion and friction in rail traction*, [online]. Dostupné z: http://sci-hub.cc/10.1243/jile_proc_1948_038_048_02
- [9] Kalinčák, D. *Dopravné systémy, podklady*, Žilinská univerzita v Žiline, [online]. Dostupné z: http://kdmt.uniza.sk/files/podklady/dopravne_systemy/F_111.pdf
- [10] RAUSCHER, J. *Spalovací motory, Studijní opory*. [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství. 235s. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Spalovací%20motory%202005.pdf>
- [11] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : odpruženost : říditelnost, ovladatelnost : stabilita*. Brno: VLK, 2000. ISBN 8023852736.
- [12] Hatz Diesel, *M series-catalog*. Dostupné z: http://www.hatz-diesel.com/fileadmin/user_upload/hatz-diesel.com/typenblatt/TB_M4_70038495_EN.pdf
- [13] Hatz Diesel, *4M 41*. Dostupné z: http://www.hatz-diesel.com/uploads/tx_hatzproducts/4M41_09.png
- [14] Hydraulic motor, *Bosch Rexroth A2FM-45*. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261597,g261598,g261599,p662708>

- [15] Hydraulic pump, *Bosch Rexroth A4VG-40*. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261586,g261587,g261590,p662679>
- [16] WHITAKER, James, DONG, Xingen. *Hydrostatic Transmission circuit*,. Dostupné z: <https://www.google.ch/patents/US7430860>
- [17] BOSCH-REXRTOH. *Hydraulic Fluids on a Mineral Oil Basis for Axial Piston Units*. Dostupné z: [http://www.gazpromneft-oil.com/clients/gpn.nsf/id/ADCB21310A0DC8BFC2257E2000305C3F/\\$file/Gazpromneft_Hydraulic_HZF-32_46_68_Bosch_Rexroth.pdf](http://www.gazpromneft-oil.com/clients/gpn.nsf/id/ADCB21310A0DC8BFC2257E2000305C3F/$file/Gazpromneft_Hydraulic_HZF-32_46_68_Bosch_Rexroth.pdf)
- [18] Liqui Moly. *Hydraulic oil HLP 46*. Dostupné z: <https://pim.liqui-moly.de/pidoc/P000383/1117-HydraulicOilHLP46-29.0-en.pdf>
- [19] BOSCH-REXRTOH. *Traction module RTM-16*. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=p662762&language=EN>
- [20] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické převody strojů, Prezentace-podklady do výuky*.
- [21] HABERKORN. *Hydraulické hadice kompaktní*. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/hyd-hydraulicke_hadice.pdf
- [22] HRW Srl- Italy. *Rubber Hoses-RKS6HP*. Dostupné z: <http://www.hrw-web.it/resources/rks6hp.pdf>
- [23] CASEY, Brendan. *How to Size Hydraulic Tank*. Dostupné z: <http://www.hydraulicspneumatics.com/blog/how-size-hydraulic-tank>
- [24] BUCEHR HYDRAULICS. *Lock Valve MTDV16 for 2 motors*. Dostupné z: <http://www.bucherhydraulics.com/47407/Products/Mobile-and-Industrial-hydraulics/Products/Valves/Flow-functions/Differential-lock-valve/for-2-axles/index.aspx>
- [25] HYDAC INTERNATIONAL. *Oil-Air Cooler Hydac OK-LD 3*. Dostupné z: <https://www.hydac.com/de-en/products/heat-exchangers-coolers/air-cooler/mobile-series-ok-eld.html>
- [26] Motorový vozeň DR-VT 2.09, Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Lichterfeld_EE_09-2015_Teichland-Express.jpg
- [27] Motorový vozeň M 131.1, Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%BD_v%C5%AFz_M_131.1#/media/File:Lu%C5%BEu%C3%A1_u_Rakovn%C3%ADka,_motorov%C3%BD_v%C5%AFz_M_131.1238.jpg
- [28] Motorový vozeň 810. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Motorovy_vuz_810_stanice_Dolni_Poustevna.jpg

- [29] SVOBODA, P. *Přenosy výkonů lokomotiv*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 48 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Zubík.
- [30] Rekonstrukce motorového vozu M27. Dostupné z:
https://www.google.cz/search?q=M27+rekonstrukce&rlz=1C1TEUA_enSK651SK651&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj2rPX9u7TAhVFOhQKHU_RDRsQ_AUICigB&biw=1920&bih=950#imgrc=CDTmrV_6QFyxM:
- [31] MAŠEK, Zdeněk. Control System for a Hydrostatic Transmission of Railcar M27. Dostupné z: <http://www.transonleng.org/2014/20143a.pdf>
- [32] Muzeum Průmyslových Železnic. Přípojný Vozeň „Letňák“. Dostupné z: <http://www.mpz.cz/?q=node/62>
- [33] Hydroma. Filter RFM. Dostupné z: <http://www.hydroma.cz/files/product/1/29/1433/data/026-10046.pdf>
- [34] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [35] Motorový vozeň 843. Dostupné z: <http://hobby.bastler.cz/wp-content/uploads/2015/12/843.jpg>

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV

Δp	[bar]	maximálny tlak v hydraulickom obvode
Δp_c	[bar]	celková tlaková strata obvodu
Δp_{doff}	[bar]	tlaková strata na deaktivovanom deliči prietoku
Δp_{don}	[bar]	tlaková strata na aktivovanom deliči prietoku
Δp_{Qmax}	[bar]	tlak v obvode pri maximálnom prietoku kvapaliny
Δp_{sm}	[bar]	tlaková strata miestna
Δp_{st}	[bar]	tlaková strata trením
α	[°]	uhol stúpania
α_k	[°]	uhol zakrivenia kolena
A	[W·K ⁻¹]	ochladzovacia konštanta
a_p	[m·s ⁻²]	požadované zrýchlenie motorového vozňa
b	[mm]	šírka pera
C_k	[J·K ⁻¹]	konštanta tepelnej kapacity hydraulického obvodu
c_o	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	stredné merné teplo ocele
c_{olej}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	stredné merné teplo oleja
c_x	[-]	súčiniteľ odporu vzduchu
d_h	[mm]	vnútorný priemer hadice 4SH
D_h	[mm]	vonkajší priemer hadice 4SH
d_{pmin}	[mm]	minimálny vnútorný priemer vysokotlakovej hadice
F_a	[N]	adhézna ťažná sila
F_i	[N]	indikovaná ťažná sila
F_N	[N]	normálová zložka tiaže vozidla
F_{Nr}	[N]	normálová sila na zadnej náprave
F_o	[N]	obvodová sila na povrchu hriadeľa pri max. krútiacom momente
F_{sp}	[N]	ťažná sila na spriahadle
F_{Tmax}	[N]	maximálna trakčná sila
g	[m·s ⁻²]	tiažové zrýchlenie
i_{dp}	[-]	pomer delenia prietoku deličom prietoku Bosch-Rexroth RTM16
i_{NP}	[-]	prevodový pomer nápravovej prevodovky
i_v	[-]	viskóznny index
k_p	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla pre oceľ-vzduch
L	[m]	rázvor motorového vozňa

l	[mm]	dĺžka pera
l_h	[m]	odhadnutá dĺžka vedenia
m_a	[kg]	adhézna hmotnosť
m_{HG}	[kg]	hmotnosť hydrogenerátora Bosch Rexroth A4VG-110
M_{HGmax}	[Nm]	max. krútiaci moment hydrogenerátora Bosch Rexroth A4VG-110
m_{HM}	[kg]	hmotnosť hydromotora Bosch Rexroth A2FM-45
M_{HMmax}	[Nm]	maximálny krútiaci moment hydromotora
M_{HMmax}	[Nm]	maximálny krútiaci moment hydromotora Bosch Rexroth A2FM-45
M_{HMmin}	[Nm]	minimálny krútiaci moment hydromotora
M_k	[Nm]	krútiaci moment
m_m	[kg]	hmotnosť motora HATZ 4M41
$M_{m.max}$	[Nm]	maximálny krútiaci moment motora HATZ 4M41
M_{max}	[Nm]	maximálny krútiaci moment na kolesách
M_{min}	[Nm]	krútiaci moment na kolesách pri maximálnej rýchlosti mot. vozňa
m_o	[kg]	hmotnosť oceľových častí obvodu
m_p	[kg]	pohotovostná hmotnosť motorového vozňa
m_{pe}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	merná spotreba paliva
m_{pi}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	merná spotreba paliva motora HATZ 4M41 pri prac. otáčkach
m_s	[kg]	celková hmotnosť súpravy
m_u	[kg]	úžitková hmotnosť motorového vozňa
M_v	[Nm]	moment valivého odporu
n	[-]	viskóznymocniteľ
n_h	[-]	počet hadíc smerujúcich z deliča prietoku
n_{HGmax}	[min ⁻¹]	maximálne otáčky hydrogenerátora Bosch Rexroth A4VG-110
n_{HMmax}	[min ⁻¹]	maximálne otáčky hydromotora
n_{HMmax}	[min ⁻¹]	maximálne otáčky hydromotora Bosch Rexroth A2FM-45
n_{HMmin}	[min ⁻¹]	minimálne výpočtové otáčky hydromotora
n_k	[-]	počet kolien
n_{prac}	[min ⁻¹]	pracovné otáčky motora HATZ 4M41
n_{vol}	[min ⁻¹]	voľnobežné otáčky motora HATZ 4M41
O_a	[N]	odpor zrýchlenia
O_c	[N]	celkový jazdný odpor
O_{od}	[m]	odvalený obvod kolesa motorového vozňa za jednu otáčku

O_s	[N]	odpor stúpania
O_v	[N]	valivý odpor
O_{vz}	[N]	odpor vzduchu
p_{dp}	[bar]	maximálny dovolený tlak na deliči prietoku Bosch-Rexroth RTM16
P_e	[kW]	užitočný výkon
P_{HG}	[W]	maximálny výkon hydrogenerátora
p_{HGmax}	[bar]	maximálny prac. tlak hydrogenerátora Bosch Rexroth A4VG-110
p_{hmax}	[bar]	max. pracovný tlak hadice 4SH
P_{HMmax}	[kW]	maximálny výkon hydromotora
p_{HMmax}	[bar]	maximálny pracovný tlak hydromotora Bosch Rexroth A2FM-45
P_{HMmin}	[kW]	výkon hydromotora pri rozbehu motorového vozňa
p_{hp}	[bar]	poruchový tlak hadice 4SH
$P_{m,max}$	[kW]	maximálny výkon motora HATZ 4M41
$P_{m,prac}$	[kW]	výkon motora HATZ 4M41 pri pracovných otáčkach
P_{mch}	[kW·K ⁻¹]	merný chladiaci výkon chladiča
P_p	[kW]	potrebný výkon spaľovacieho motora
P_{pch}	[kW]	potrebný chladiaci výkon chladiča
P_s	[W]	stratový výkon hydraulického okruhu
P_{tp}	[kW]	teoreticky potrebný výkon spaľovacieho motora
Q_{dp}	[l/min]	maximálny prietok deličom prietoku Bosch-Rexroth RTM16
Q_{HGmax}	[l/min]	maximálny prietok hydrogenerátorom Bosch Rexroth A4VG-110
Q_{HMmax}	[l/min]	maximálny prietok hydromotora Bosch Rexroth A2FM-45
Q_{HMmin}	[l/min]	prietok kvapaliny hydromotorom pri rozbehu mot. Vozňa
Q_{PHGmax}	[l/min]	maximálny prietok plniacim zubovým hydrogenerátorom
Q_{sHGmax}	[l/min]	skutočný max. prietok hydrogenerátora Bosch Rexroth A4VG-110
r	[m]	polomer kola
Re	[-]	reynoldovo číslo
R_e	[Mpa]	medza sklzu ocele triedy 11 600
R_h	[mm]	polomer ohybu hadice 4SH
R_k	[mm]	polomer zakrivenia kolena
s	[‰]	požadované stúpanie
$S_{\check{c}}$	[m ²]	čelná plocha motorového vozňa
S_n	[m ²]	teplosmenná plocha nádrže

t	[°C]	teplota hydraulického obvodu
t_0	[°C]	teplota okolia
t_1	[°C]	teplota obvodu na začiatku jeho otepľovania
t_l	[mm]	hlbka drážky v náboji
t_u	[°C]	ustálená teplota obvodu
v	[km/h]	rýchlosť
V_{HGmax}	[cm ³ /ot]	max. geometrický objem hydrogenerátora Bosch Rexroth A4VG-110
V_{HGmin}	[cm ³ /ot]	min. geometrický objem hydrogenerátora Bosch Rexroth A4VG-110
V_{HM}	[cm ³ /ot]	geometrický objem hydromotora Bosch Rexroth A2FM-45
V_{HMmax}	[cm ³ /ot]	maximálny potrebný geometrický objem hydromotora
v_k	[m/s]	rýchlosť kvapaliny medzi deličom prietoku a hydromotorom
v_{max}	[km/h]	maximálna rýchlosť
V_n	[l]	objem nádrže
V_{PHG}	[cm ³ /ot]	geometrický objem plniaceho zubového hydrogenerátora
V_{pHGmax}	[cm ³ /ot]	maximálny potrebný geometrický objem hydrogenerátora
v_r	[km/h]	náporová rýchlosť prúdenia vzduchu
v_{vk}	[m/s]	volená rýchlosť kvapaliny v obvode
W_k	[mm ³]	prierezový modul v krute
ε	[-]	súčiniteľ využitia adhézie
ε_k	[-]	kompresný pomer motora HATZ 4M41
η_c	[-]	celková účinnosť hydraulického okruhu
η_{cu}	[-]	uvažovaná celková účinnosť prenosu výkonu
η_{HG_u}	[-]	uvažovaná účinnosť hydrogenerátora
η_{HM}	[-]	účinnosť hydromotora
η_{HM_u}	[-]	uvažovaná účinnosť hydromotora
η_{np}	[-]	mechanická účinnosť nápravovej prevodovky
η_v	[-]	účinnosť vedenia
η_{vu}	[-]	uvažovaná účinnosť vedenia hydraulického okruhu
λ	[-]	bezrozmerný súčiniteľ trenia
μ_a	[-]	súčiniteľ adhézie
μ_{CK}	[-]	súčiniteľ adhézie podľa Curtius-Knifflera
μ_K	[-]	súčiniteľ adhézie podľa Kothera
ζ	[m]	rameno valivého odporu

ξ_m	[-]	bezrozmerný súčiniteľ miestnych strát
ρ_{olej}	[kg·m ⁻³]	hustota hydraulického oleja
ρ_{vz}	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
σ_{dt}	[Mpa]	dovolené napätie v tlaku
σ_t	[Mpa]	napätie v tlaku
τ	[hod]	čas oteplovania
τ_{70}	[min]	doba zahrievania obvodu na teplotu 70 °C
τ_{dk}	[Mpa]	dovolené napätie v krute
τ_k	[Mpa]	napätie v krute
ν_{100}	[mm ² /s]	viskozita hydraulického oleja pri 100 °C
ν_{40}	[mm ² /s]	viskozita hydraulického oleja
ν_{40}	[mm ² /s]	viskozita hydraulického oleja pri 40 °C
ν_{min}	[mm ² /s]	minimálna prevádzková viskozita hydraulického oleja
ν_t	[mm ² /s]	viskozita hydraulického oleja pri teplote t
Φ	[W]	tepelný tok
Φ_{ch}	[W]	tepelný tok odvedený chladičom
Φ_o	[W]	tepelný tok odvedený nádržou

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK

MPŽ	Muzeum priemyslových železníc
HKV	Hnacie Koľajové vozidlo

Zoznam príloh

P1 Schéma hydraulického okruhu pojazdu motorového vozňa

Výkresová dokumentácia:

P2 Výkres zostavy - uloženie pohonu motorového vozňa MPZ – MV – 00

P3 Zoznam položiek MPZ – MV – K