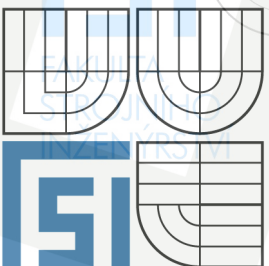


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO**

INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HYDRAULICKÝ OKRUH POJEZDU DVOUCESTNÉHO VOZIDLA

HYDRAULIC CIRCLE OF UNDERCARRIAGE RAIL-ROAD VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

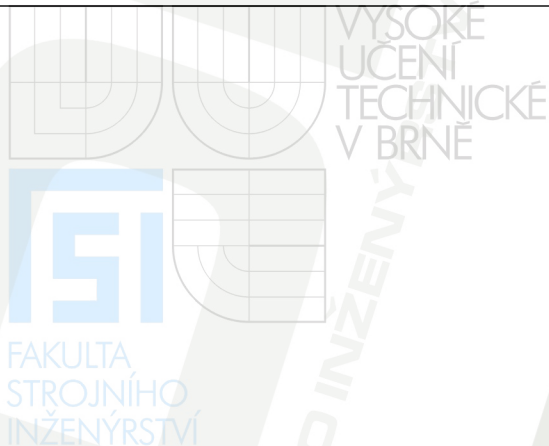
JAROSLAV ROZUMEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.

BRNO 2008



Zadání

Vypracujte návrh hydraulického pohonu dvoucestného vozidla pro jízdu po komunikaci i železnici. Hydraulický okruh musí kromě pohonu umožňovat i hydraulické brzdění a hydr. volnoběh.

Základní technické parametry:

- rychlost vozidla na železnici 40 km/hod
- celková hmotnost vozidla 18 t až 26 t
- maximální sklon tratě 4%
- možnost tažení přípojných vozidel



Anotace

Cílem této diplomové práce je návrh hydraulického (hydrostatického) okruhu pohonu dvoucestného vozidla pro jízdu po komunikaci i železnici. Jelikož moje diplomová práce nebude na požadavek vztažena ke konkrétnímu typu silničního vozidla určeného i pro jízdu po železnici, bude moje práce čistě referenčního charakteru. Na požádání mi bylo poskytnuto firmou Bosch Rexroth s.r.o. hydraulické schéma dvoucestného podvozku (viz. příloha), které mi je také výchozím pro nový návrh, dle zadaných parametrů. Práce je zaměřena na zájmy firmy SaZ s.r.o., zabývající se vývojem a přestavbou silničních vozidel na vozidla dvoucestná. V první fázi se jedná o volbu nejvhodnějších komponent pojezdu železničního podvozku v souladu se zadáním. Druhá fáze bude zaměřena na samotný výpočet parametrů pojezdu, nadimenzování systému s konkretizací typového označení komponent. Součástí druhé fáze bude také návrh hydraulicky brzděného systému kolejového podvozku. Poté následuje celkové zhodnocení, případně alternativní řešení daného problému.

Annotation

The aim of this diploma thesis is a concept of hydraulic (hydrostatic) circuit of rail – road vehicle drive for the drive on communication and railway. As my work is not related to a specific type of road vehicle dedicated to a drive on railway, my work is of strictly reference nature. On request I was provided by Bosh Rexroth s.r.o. with a hydraulic scheme of two-way undercarriage (see appendix), which is also a source material for the new concept. My work is focused on interests of SaZ s.r.o., which deals with the development and rebuilding of road vehicles into rail – road vehicles.

The first phase is focused on the choice of the most convenient component of railway undercarriage in accord with the assignment. The second phase is oriented on the calculation of travel parameters, dimensioning of systems with concretization of typical mark of components. A part of the second phase is also a concept of hydraulic braking system of rail undercarriage. After that follows a complete evaluation, eventually an alternative solution of given problem.

Klíčová slova

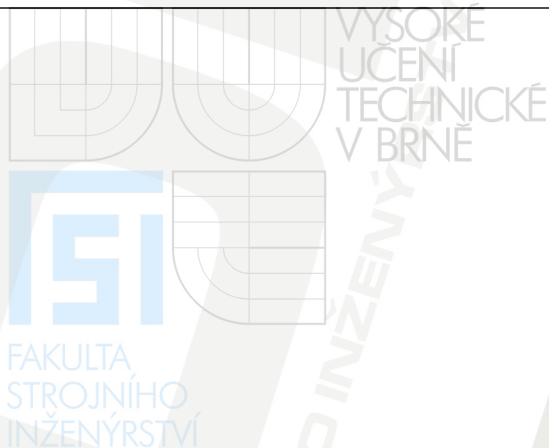
Hydraulický okruh, dvoucestné vozidlo, metoda redukce, hydrogenerátor, hydromotor, podvozek

Keywords

Hydraulic circle, rail – road vehicle, method of reduction, hydrogenerator, hydromotor, undercarriage

Bibliografická citace

ROZUMEK, J. *Hydraulický okruh pojezdu dvoucestného vozidla*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 84s.
Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, Csc.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana **doc. ing. Miroslava Škopána, Csc.** a s použitím uvedené literatury.

Podpis:

Poděkování

Děkuji tímto všem, jež mi pomáhali s vypracováním této diplomové práce, zejména pak ing. Tomečkovi z firmy Bosch Rexroth s.r.o., ing. Koreczovi z firmy SaZ s.r.o. a mému vedoucímu diplomové práce panu doc. ing. Miroslavu Škopánovi, Csc. za ochotu a trpělivost odpovídat na mé dotazy. Velké poděkování patří také mým rodičům za velkou podporu při studiu.

Obsah

1 ÚVOD	8
1.1 Obecně	8
1.2 Koncepce podvozků	8
1.3 Pojezd	8
1.4 Pohon hnacího kolejevého podvozku	9
1.5 Brzdový systém	10
1.6 Ukázka dvoucestných podvozků a jejich systémů	10
2 OBJASNĚNÍ STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ	14
2.1 Koncepce kolejevého podvozku	14
2.2 Pojezd a pohon	14
2.3 Hydraulický okruh	14
2.3.1 Hydrogenerátor.....	14
2.3.2 Hydromotory.....	15
2.4 Brzdový systém	15
3 NÁVRH ŘEŠENÍ	15
3.1 Předběžná volba vhodných komponent	15
3.1.1 Volba typu hydrogenerátoru.....	16
3.1.1.1 Charakteristika hydrogenerátoru.....	16
3.1.1.2 Regulace.....	19
3.1.2 Volba hydromotoru.....	21
3.1.2.1 Charakteristika Hydromotoru.....	22
3.1.2.2 Parametry zvoleného hydromotoru.....	25

3.2 Předběžný výpočet parametrů pojezdu	26
3.2.1 Metoda redukce.....	26
3.2.2 Výpočet.....	26
3.3 Přesný výpočet parametrů pojezdu softwarem FADI 4.2	33
3.3.1 Vstupní parametry.....	34
3.3.2 Výstupní parametry.....	36
3.3.3 Alternativní řešení požadavku maximální rychlosti vozidla na železnici.....	37
3.4 Brzdový systém	39
3.4.1 Parametry provozní a parkovací brzdy.....	40
3.4.2 Návrh brzdového systému.....	40
3.4.3 Volba zubového čerpadla.....	44
3.4.4 Volba hydraulických akumulátorů.....	45
3.4.4.1 Přibližný kontrolní výpočet akumulátoru.....	46
3.4.5 Kontrolní výpočet brzd.....	51
3.5 Volba pracovní kapaliny	55
3.5.1 Filtrace pracovní kapaliny.....	56
4 TYPOVÉ OZNAČENÍ KOMPONENT PRO OBJEDNÁVKU DLE TYPOVÉHO KLÍČE	56
5 ZÁVĚR	57
6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	58
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	59
8 SEZNAM PŘÍLOH	62
9 SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE	62
10 PŘÍLOHY	63

1 Úvod

1.1 Obecně

Obecně je dvoucestné vozidlo (rail-road vehicle) definováno dle normy jako dopravní prostředek, který je vybavený zařízením pro pohyb na železniční dráze a další určené dopravní cestě. [1]

Jedná se především o účelová vozidla, na která je dodatečně montován hydraulicky ovládaný kolejový adaptér, tj. například pojízdná svařovna kolejí, vyprošťovací vozidla, vozidla pro údržbové práce na kolejích, stavební stroje, vozidla určená k tažení a sunutí železničních vagónů atd.. Dvoucestná vozidla lze také využít pro údržbové práce na trati i mimo ni, jsou-li namontovány nezbytné nástavby (sekačka, prořezávač křovin, hydraulický jeřáb, valník, výsuvná plošina, kropička, pojízdná dílna, kontejnerové nástavby atd).

1.2 Koncepce podvozků

U vozidel s hmotností do 18t se z převážné většiny koncipují kolejové podvozky jako jednonápravové (vozidlo má celkem dvě kolejové nápravy). Nezřídka se lze také setkat s kolejovými podvozky dvounápravovými a tedy celkem se čtyřmi nápravami na vozidle. Tyto vícenápravové podvozky se používají převážně u vyšších tonáží. Výjimkou však ale není ani kombinace jednonápravových a dvounápravových podvozků, tj. například přední podvozek dvounápravový a zadní jednonápravový, či naopak (tzn. celkem tři nápravy na vozidlo). Kolejové adaptéry jsou umístěny dle typu vozidla. Mohou být montovány před i za silniční nápravy, nebo kombinací. Pohyby mechanismů jsou hydraulické a ovládané elektricky z kabiny řidiče, popřípadě z ovládacích skříňek umístěných po bocích vozidla. Vybrané typy vozidel mohou mít jako součást kolejového podvozku tzv. točnu, která umožňuje snadnější nakolejování a jízdu vždy ve směru výhledu strojníka.

1.3 Pojezd

Pojezd vozidla po koleji může být dvojího systému. První systém je na principu pneu – ocel, což znamená, že přenos výkonu vozidla na kolej je zajištěn třením mezi pneumatikami hnací nápravy a kolejí (tato varianta pojezdu je oblíbená zejména pro dobrý poměr cena/výkon a pro minimální nároky a náklady na údržbu a provoz). Pneumatiky hnané nápravy bývají

zpravidla aretována a zdvižena nad temeno kolejnice. Z tohoto principu je jasné, že oba kolejové podvozky jsou hnané. V současné době se lze také setkat s modifikovaným systémem pneu – ocel, kde jsou pneumatiky vyzdviženy nad kolejnice a jsou v kontaktu s modifikovanými železničními koly, které tímto kontaktem pohánějí.

Druhý systém je založen na principu ocel – ocel, tj. hydrostaticky poháněných kolejových podvozků. Pneumatiky jsou při jízdě po železnici zdviženy nad kolejnice (při tomto použitém systému se dvoucestné vozidlo chová jako klasické drážní vozidlo se všemi výhodami jako např. bezproblémový přejezd výhybek apod.). Pohyby mechanismů jsou v obou případech hydraulické a ovládané elektricky z kabiny řidiče, popřípadě z ovládacích skříňek umístěných po bocích vozidla. Systém ocel – ocel využívá dva druhy pohonu železničních kol. Buď je přímo pojezdové kolo na společné ose s hydromotorem, nebo je přenos výkonu hydromotoru na pojezdové kolo realizován pomocí ozubeného převodu s převodem do pomala a převodovým poměrem $i = 68/22 = 3,09$. Převodové poměry se však mohou lišit dle požadavku ke konkrétnímu vozidlu.

Používají se železniční kola jmenovitého (valivého) průměru 400mm. Hmotnost kola je závislá na jizdním profilu. Při běžném profilu pro železniční provoz je hmotnost kola přibližně 50kg. Při tramvajovém jizdním profilu, který je užší, je hmotnost kola přibližně 32kg.

1.4 Pohon hnacího kolejového podvozku

Pohon hnacího kolejového podvozku je realizován uzavřeným hydrostatickým okruhem. Základem je regulační hydrogenerátor, který je poháněn od vlastního spalovacího motoru vozidla. Spalovacím motorem bývá převážně vznětový motor, zejména pro jeho vysoké hodnoty kroutícího momentu. Dosažitelný výkonový vstup na pohon hydrogenerátoru je individuální u každého typu vozidla. Výkon na pohon hydrogenerátoru může být odveden přímo ze setrvačnicku spalovacího motoru, kde je možnost využít celého výkonového potenciálu motoru. Častěji však bývá odveden z převodovkového výstupu, kde je odvedený výkon zpravidla nižší, záleží ovšem na převodu. Zde je značná variabilita volby převodového poměru od motoru. Běžně se užívá převodových poměrů od motoru do pomala $n_{HG} / n_M = 0,977, 0,962$ a nebo do rychla 1,412. Hodnoty převodových poměrů se mohou lišit v závislosti na typu vozidla a použitého PTO (power transmission outlet - výstup výkonu z vozidla na pohon nádstavby).

Obecně je tedy užito v uzavřeném hydrostatickém okruhu regulačního hydrogenerátoru, který předává tlakovou energii neregulačním hydromotorům. Důležitým prvkem v hydrostatickém okruhu je dělič průtoku. Ten zajišťuje rovnoměrné dělení průtoku tlakového média na každý

hydromotor. Zabraňuje tedy proudění tlakového média cestou nejmenšího odporu, například při prokluzu jednoho či více z železničních kol. Bez použití děliče průtoku by následovalo soustředění proudu tlakového média do míst s nejmenším odporem, a tím celkového oslabení systému, což by se v tomto případě projevilo značným snížením záběrového momentu na železničních kolech, které by nebyly ve stavu prokluzu. Teoreticky by to znamenalo, že vozidlo by vzhledem k zemi bylo v klidu a v pohybu by byla jen železniční kola v prokluzu.

1.5 Brzdový systém

Všeobecně musí být brzdový systém navržen tak, aby se dosáhlo následujících cílů [2]:

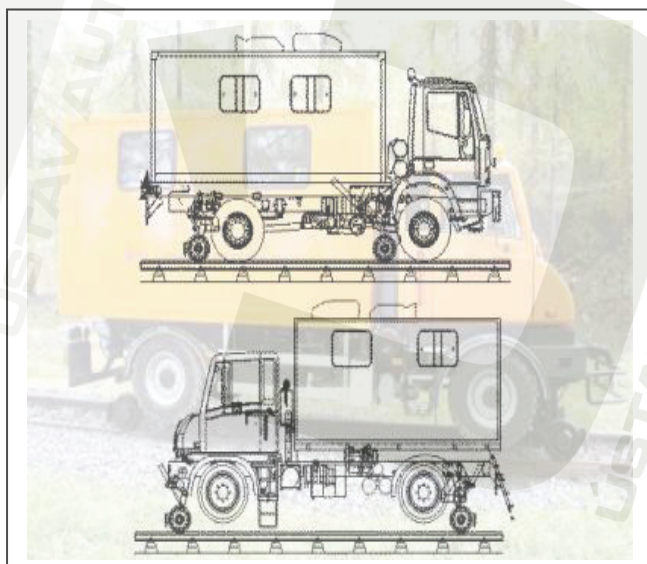
- zpomalování nebo zastavení pohybujícího se vozidla
- zabezpečení stojícího vozidla proti pohybu
- ovládání rychlosti vozidla při jízdě na spádu

U hnaných kolejových podvozků, kde přenos výkonu je realizován kontaktem pneumatiky a kolejniče, je vozidlo brzděno vlastním silničním brzdovým systémem.

Jako brzdový systém u hnacích kolejových podvozků se používá vzduchokapalinová brzda, kde hlavní funkce jsou řízeny stlačeným vzduchem, kapalina přistupuje až v poslední fázi jako nosič energie od vzduchokapalinového převodníku k brzdovým válečkům. Brzda jako taková je klasická automobilová kapalinová z vozidla Avia (přední bubnová čelistová).

Alternativou může být úplná vzduchová brzda s vyloučením kapalinové části okruhu. Problémem úplné vzduchové brzdy je však velká rozměrová náročnost brzdy, proto se zatím nepoužívá. Jistá cesta také vede k brzdění pomocí hydromotorů, čímž se také budu zabývat. Výjimkou není ani železniční brzdový systém.

1.6 Ukázka dvoucestných podvozků a jejich systémů



V horní části obrázku je vidět dvoucestné vyprošťovací vozidlo s dvěma jednonápravovými kolejovými podvozků. Systém přenosu výkonu je pneu – ocel.

V dolní části je stejné vozidlo na principu ocel – ocel s hydrostaticky hnanými kolejovými podvozků. Pneumatiky vozidla jsou zdviženy nad kolejniče.

Obr. 1-1 [6]



Obr. 1-2 [6]

IVECO TRAMLINER 1435/950 (12t), systém ocel – ocel (jednonápravové kol. podvozky)



Obr. 1-3 [6]

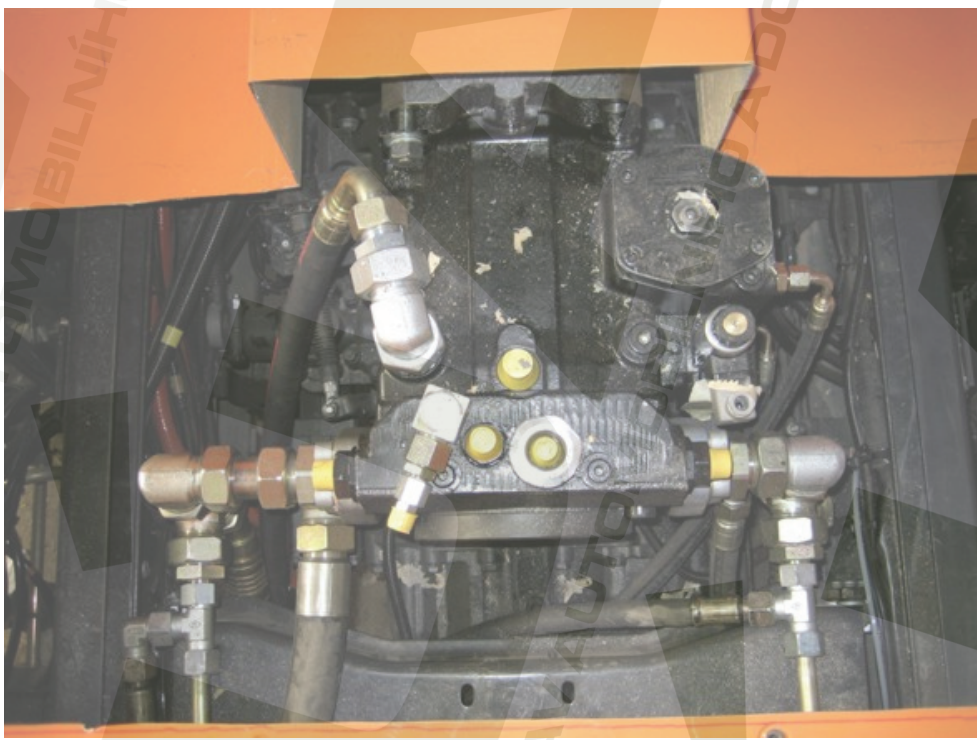
DAF 8x2 XF 95 WELDERLINER (32t), systém ocel – ocel (dvounápravové kol. podvozky)



Obr. 1-4 [6]

DAF 4x2 FA 60 DRAINLINER, systém ocel – ocel (jednonápravové kol.podvozky s točnou)

Detailně :



Obr. 1-5 [6]

Připojení hydrogenerátoru na PTO (power transmission outlet - výstup výkonu z vozidla na pohon nádstavby)



Obr. 1-6 [6]

Přenos výkonu hydromotoru na železniční kolo ($i=1$) – vzduchokapalinová brzda



Obr. 1-7[6]

Dvounápravový podvozek – přenos výkonu hydromotoru na železniční kolo s integrovaným ozubeným převodem ($i=3,13$) - brzda vzduchokapalinová

2 Objasnění stávajícího řešení

2.1 Koncepce kolejového podvozku

Stávajícím řešením kolejového podvozku jsou dva jednonápravové kolejové adaptéry viz. obr.2 (přední + zadní). Systém je navržen pro jízdu po železnici, tudíž se jedná o železniční podvozek osazený železničními koly o jmenovitém (valivém) průměru 400 mm. Hmotnost jednoho železničního kola je 50,47 kg [6].

2.2 Pojezd a pohon

Pojezd vozidla po železnici je řešen principem ocel – ocel, tedy pneumatiky automobilu jsou zdviženy nad kolejnice (dvoucestné vozidlo se tak chová jako klasické drážní vozidlo se všemi výhodami jako např. bezproblémový přejezd výhybek, přídržnic atd.). Pohyby mechanismů jsou hydraulické a ovládané elektricky z kabiny řidiče.

Pohon železničního podvozku je tedy hydrostatický. Výkon je přenášen na všechna železniční kola.

2.3 Hydraulický okruh

Hydraulickým okruhem je uzavřený hydrostatický obvod s regulačním hydrogenerátorem a neregulačními hydromotory. Důležitou částí obvodu je dělič průtoku, který dodává hydromotorům vždy stejný podíl proudu tlakového média od hydrogenerátoru nezávisle na tom, jestli je některé z železničních kol ve stavu prokluzu.

Jak bylo zmíněno dříve, jsou pohyby mechanismů, tj. sklápění, aretace, zajištění náprav železničních adaptérů, součástí obvodu a tyto operace řízeny elektricky z kabiny řidiče.

2.3.1 Hydrogenerátor

Hydrogenerátor je poháněn z převodkového výstupu nádstavby vlastního vznětového motoru automobilu. Konstrukčně se jedná o axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou řady A4VG (Bosch Rexroth) s typovým označením A4VG90EP2D2/32R-NZF02F001SH. Dle typového klíče (viz. příloha) lze snadno analyzovat, že se jedná o

regulační axiální pístové čerpadlo na principu šikmé desky jmenovitého tlaku 400 bar (maximální tlak 450 bar) v uzavřeném obvodu. Geometrický objem hydrogenerátoru činí 90 cm³. Regulace probíhá elektricky s proporcionálním magnetem. Napětí na magnetech dosahuje hodnoty 24V. Hydrogenerátor dokáže anulovat tlakové špičky a má v sobě implementován pevně nastavený DA regulační ventil, kdy hodnota řídicího tlaku je závislá na počtu otáček. S DA regulačním ventilem je možné u pohonu pojezdu realizovat automobilový způsob jízdy.

Směr otáčení, při pohledu na zakončení hřídele, vpravo. Jelikož nemá hydrogenerátor, vzhledem ke své konstrukci, samoplnicí schopnost, je vybaven plnicím čerpadlem bez průběžné hřídele. Dále pak z označení vyplývá způsob těsnění, těsnění hřídele, zakončení hřídele, způsob připojení pracovních větví, způsob filtrace a další méně důležité informace, které nejsou podstatné k základnímu porozumění konstrukce hydrogenerátoru.

2.3.2 Hydromotory

Přenos výkonu na železniční kola realizován blíže nespecifikovanými neregulačními hydromotory HT 250 Motori Orbitali (4ks) . Převodový poměr mezi hydromotorem a železničním kolem roven jedné, tudíž lze předpokládat totožnou osu rotace.

2.4 Brzdový systém

Brzdový systém disponuje samostatným vzduchokapalinovým systémem převzatým z vozidla Avia, který byl jednoduše popsán v kapitole 1.5 (str.15).

3 Návrh řešení

3.1 Předběžná volba vhodných komponent

Na požadavek zadavatele jsou komponenty vybírány ze sortimentu společnosti Bosch Rexroth s.r.o.. Předběžná volba se týká volby vhodných komponent a jejich základních parametrů, které nemusí být podloženy výpočtem a nezávisí na ostatní volbě komponent.

3.1.1 Volba typu hydrogenerátoru

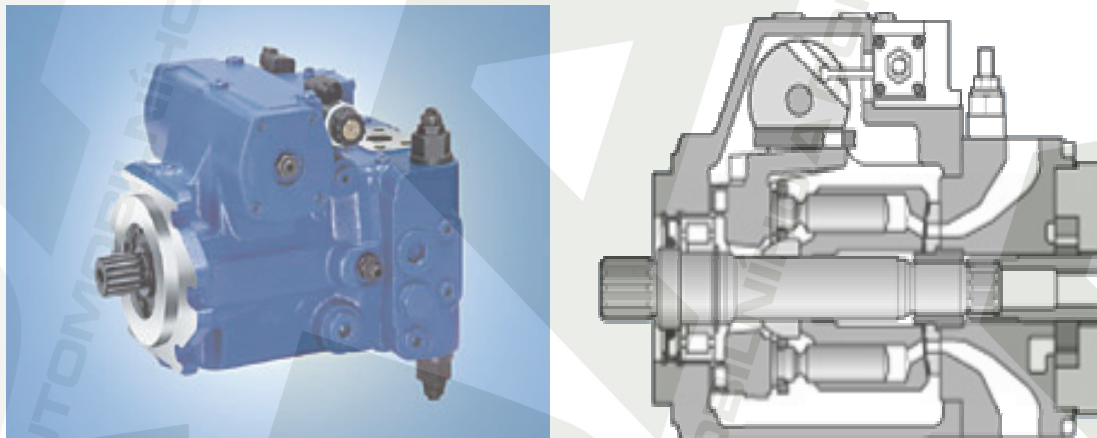
Jelikož je modernizace stávajícího řešení zaměřena spíše na oblast pohonu pojezdu železničního podvozku, tj. oblast hydromotorů, volím hydrogenerátor stejného typu z původní realizace, tedy **regulační čerpadlo A4VG**, které bude parametricky maximálně optimalizováno v souladu s nově použitými hydromotory a požadovanými parametry ze zadání. Víceměně se optimalizace bude týkat převážně geometrického objemu.

Volbu opodstatňuje fakt vycházející z dlouholeté zkušenosti a osvědčenosti těchto čerpadel v oblasti mobilní hydrauliky, zejména pak z jeho vlastností hodící se pro tuto aplikaci.

3.1.1.1 Charakteristika hydrogenerátoru

[7]

Regulační hydrogenerátor A4VG



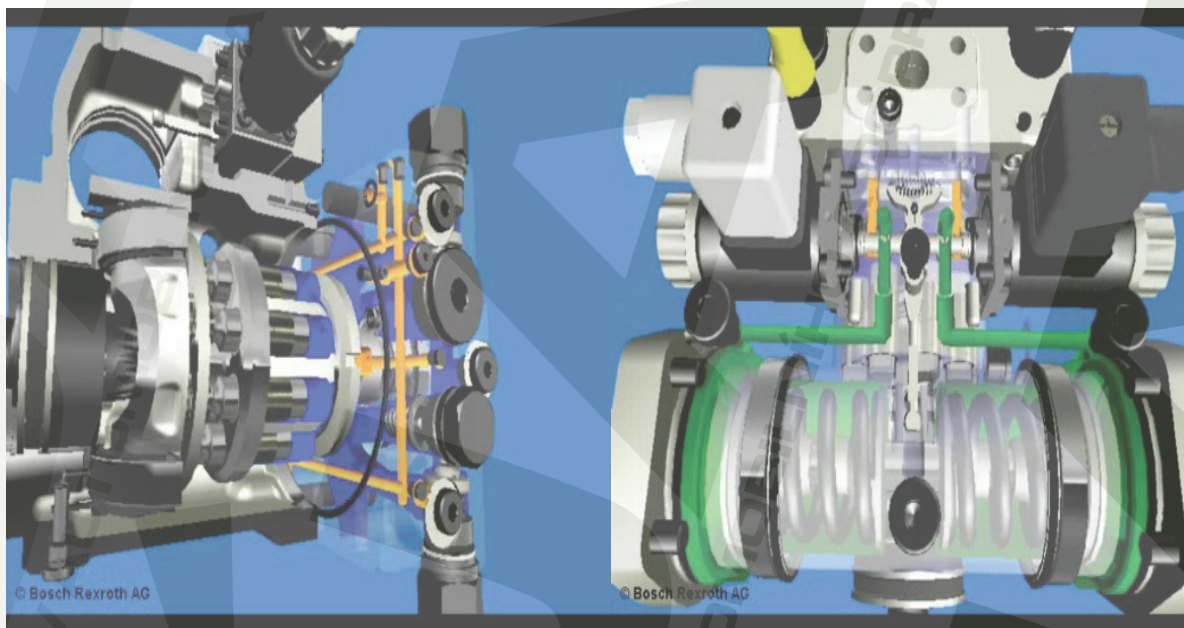
Obr. 3-1 [7]

Regulační čerpadlo A4VG: jmen.velikost (NG) 28...250, konstrukční řada 3, jmen.tlak 400bar, max.provozní tlak 450bar

Charakteristické znaky :

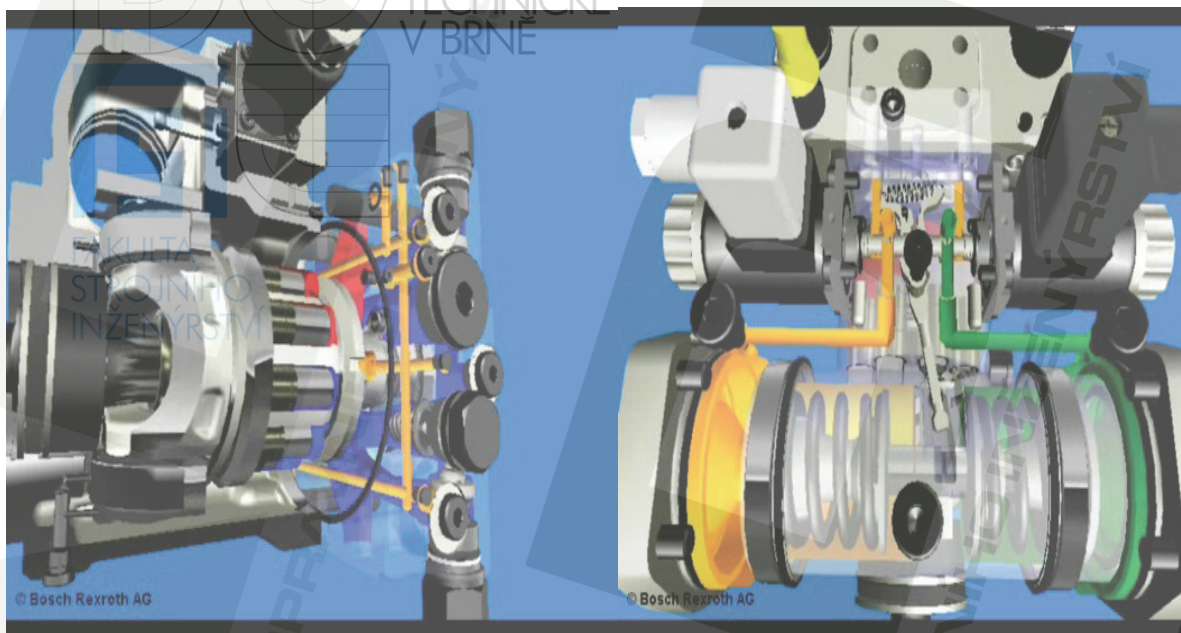
- regulační čerpadlo na principu šikmé desky, pro hydrostatické převodovky v uzavřeném obvodu
- průtočné množství je proporcionální počtu otáček a geometrickému objemu a je plynule regulovatelné

- s rostoucím vychýlením šikmé desky čerpadla dochází k plynulé změně průtoku od 0 na maximum
- zpětná změna směru průtoku při přestavění šikmé desky čerpadla probíhá plynule přes nulovou polohu
- pro uvedené typy čerpadel byl vyvinut příslušný program regulačních prvků pro rozdílné funkce řízení a regulace
- na čerpadle jsou namontovány dva pojišťovací ventily jako ochrana hydrostatické převodovky před přetížením (čerpadlo a motor)
- tyto pojišťovací ventily slouží zároveň i jako ventily napájecí
- zabudované pomocné čerpadlo slouží jako čerpadlo napájecí a jako zdroj řídicího tlaku
- jako pojistný prvek pro max. napájecí tlak je do obvodu zabudován pojišťovací ventil
- v sériovém provedení jsou čerpadla dodávána s integrovanými prvky pro anulování tlakových špiček



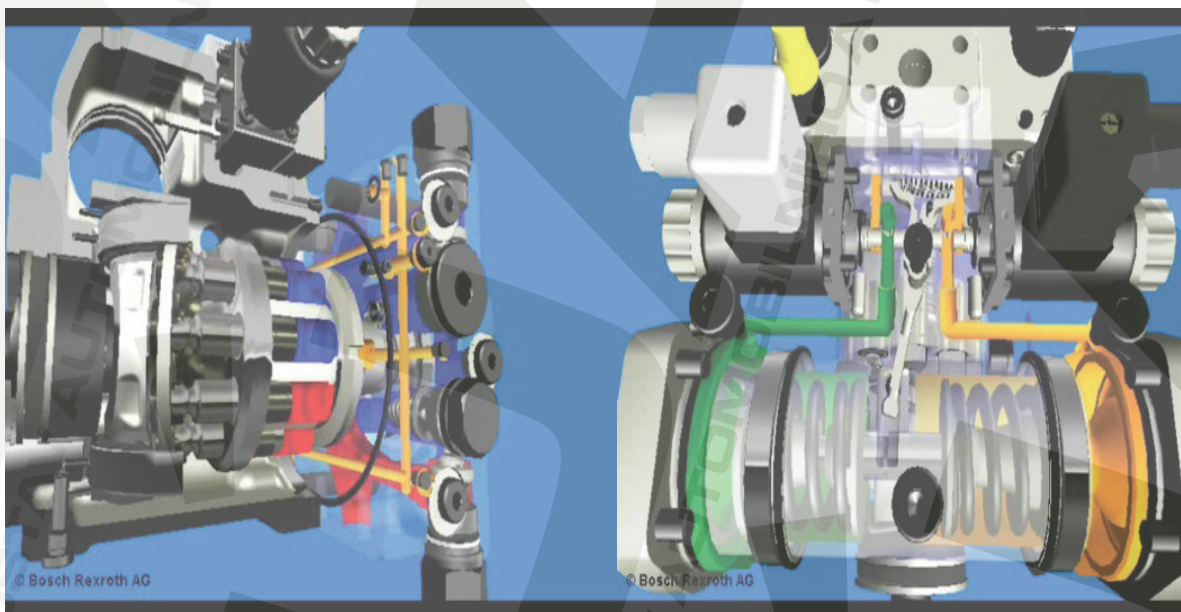
Obr. 3-2 [7]

Šikmá deska ve výchozí poloze 0° - písty mají nulový zdvih, hodnota průtoku rovna nule



Obr. 3-3 [7]

Šikmá deska vychýlena proporcionálně do maximální polohy v jednom směru (červená-směr průtoku, žlutá-řídící tlak)



Obr. 3-4 [7]

Šikmá deska vychýlena proporcionálně do maximální polohy v druhém směru (červená-směr průtoku, žlutá-řídící tlak)

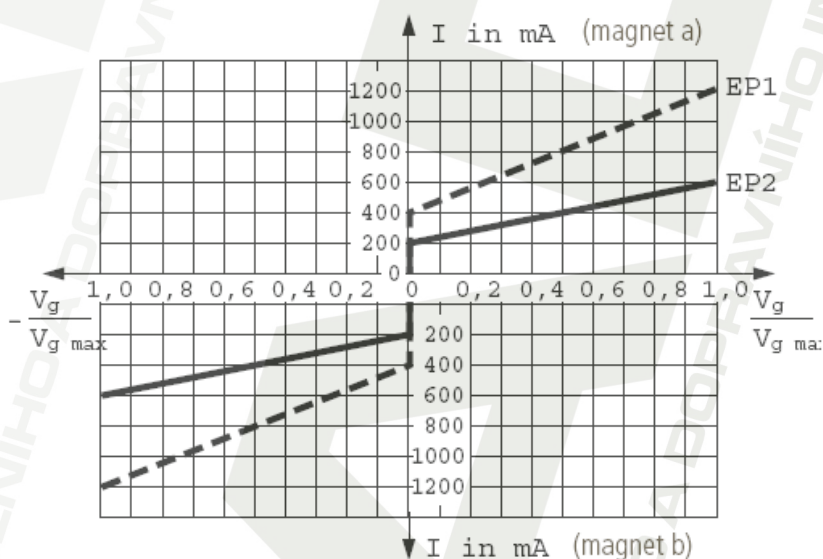
3.1.1.2 Regulace

[7]

EP – Elektrická regulace, s proporcionálním magnetem

(varianta EP2)

V závislosti na zvolené velikosti proudu "I" na obou proporcionálních magnetech (a, b), je přes řídicí jednotku EP přiváděn na regulační válec čerpadla tlak pro vlastní regulaci. Tím lze provádět řízení naklonění šikmé desky a geometrického objemu čerpadla. Každému směru průtoku přísluší jeden proporcionální magnet, viz. obr. 3-5.



Obr. 3-5 [7]

Závislost geometrického objemu (naklonění šikmé desky) na velikosti proudu na proporcionálních magnetech

Technické údaje magnetů	EP1	EP2
napětí	12V ($\pm 20\%$)	24V ($\pm 20\%$)
řídící proud začátek regulace při V_{g0}	400 mA	200 mA
konec regulace při $V_{g\ max}$	1200 mA	600 mA
mezní proud	1,54 A	0,77 A
jmenovitý odpor (při 20°C)	5,5 Ω	22,7 Ω
Ditherova frekvence	100 Hz	100 Hz
doba spínání	100%	100%

Tab. 1 [7]

Technické údaje zvolené EP2 regulace v porovnání s parametry EP1 regulace

Zvolený hydrogenerátor má také integrován pevně nastavený DA regulační ventil, kdy hodnota řídicího tlaku je závislá na počtu otáček (nárůst tlaku popř. průtoku v závislosti na počtu otáček, popř. zároveň s omezením zátěže).

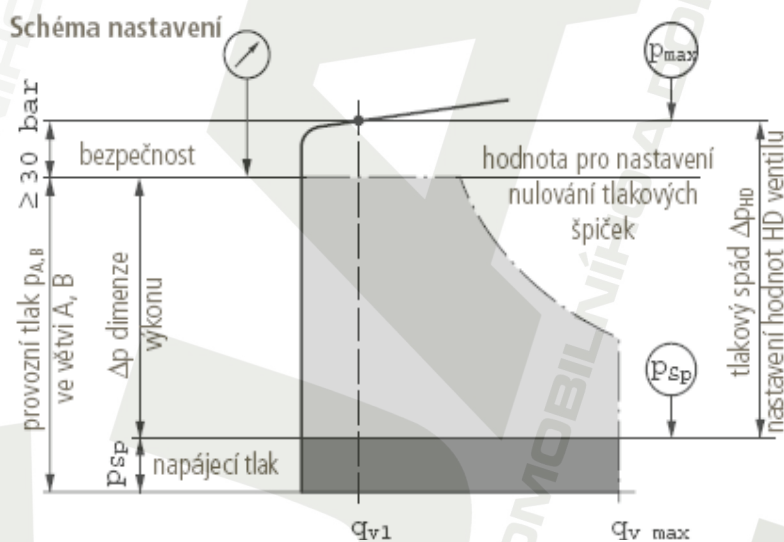
Funkce nulování tlakových špiček, D

Nulování tlakových špiček odpovídá tlakové regulaci, kdy po dosažení nastavené žádané hodnoty tlaku se hodnota geometrického objemu na čerpadle vrátí zpět na hodnotu $V_{g0} = 0$ (regulační mechanismus se vrací zpět do základní polohy).

Tento ventil zabraňuje, aby při zrychlovacích a zpomalovacích procesech nedocházelo k aktivaci pojišťovacích ventilů, pracujících v oblasti vysokého tlaku.

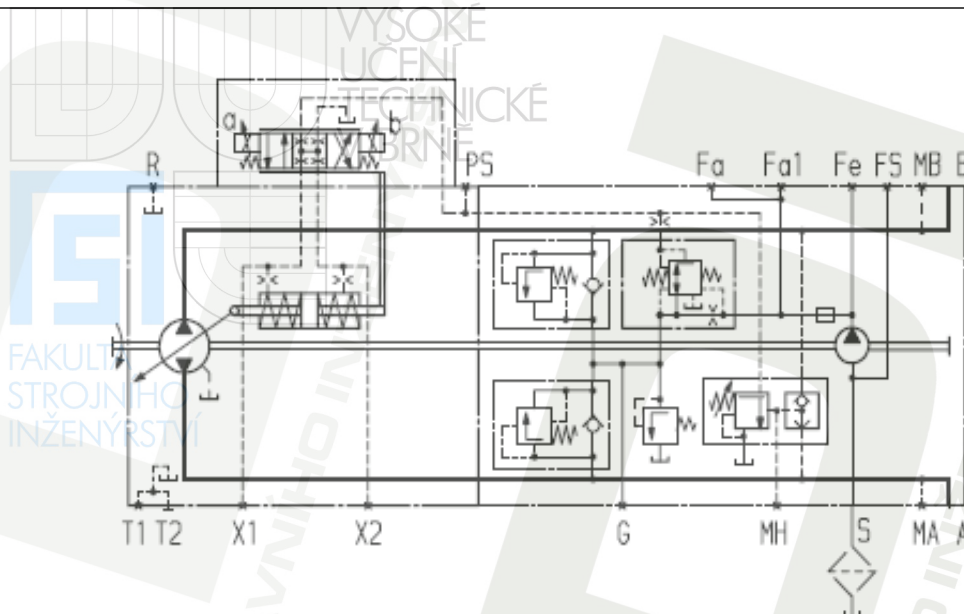
Těmito ventily jsou také zachycovány tlakové špičky a maximální tlaky, které vznikají při rychlých procesech přestavení regulačního mechanismu.

Rozsah nulování tlakových špiček platí pro celý rozsah hodnot pracovního tlaku. Hodnoty nastavení je ale nutno volit o 30 barů nižší než pro nastavení HD ventilu (viz obr. 3-6).



Obr. 3-6 [7]

Nastavení ventilu nulování tlakových špiček



Obr. 3-7 [7]

Schéma hydrogenerátoru s EP regulací, DA regulačním ventilem a nulováním tlakových špiček

3.1.2 Volba hydromotoru

Pro snadnější výběr jsem si stanovil kritéria, které by měly zvolený hydromotor splňovat.

Kritéria:

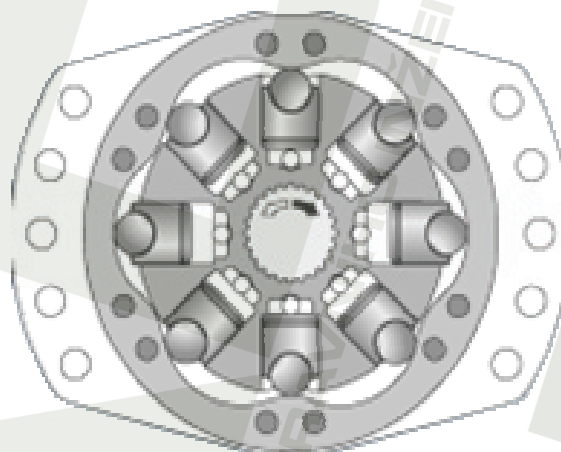
- zabudovatelnost přímo do drážního kola, vzhledem k jeho velikosti, bez dalšího mechanického převodu, a tím tedy i vysoká radiální zatížitelnost výstupní hřídele
- možnost hydraulického brzdění, např. zabudovanou provozní a parkovací brzdou
- kompaktnost
- robustní provedení
- volnoběh
- reverzace
- adekvátní schopnost kombinace s hydrogenerátorem A4VG

Ze sortimentu fy. Bosch Rexroth připadá v úvahu jediný typ hydromotoru vyhovující stanoveným kritériím pro použití v mobilní technice. Je to typ radiálního pístového pomaloběžného hydromotoru, typ **MCR 03**, série 3X.

3.1.2.1 Charakteristika Hydromotoru



Hydromotor (radiální pístové pomaloběžný) typ MCR03, série 3x

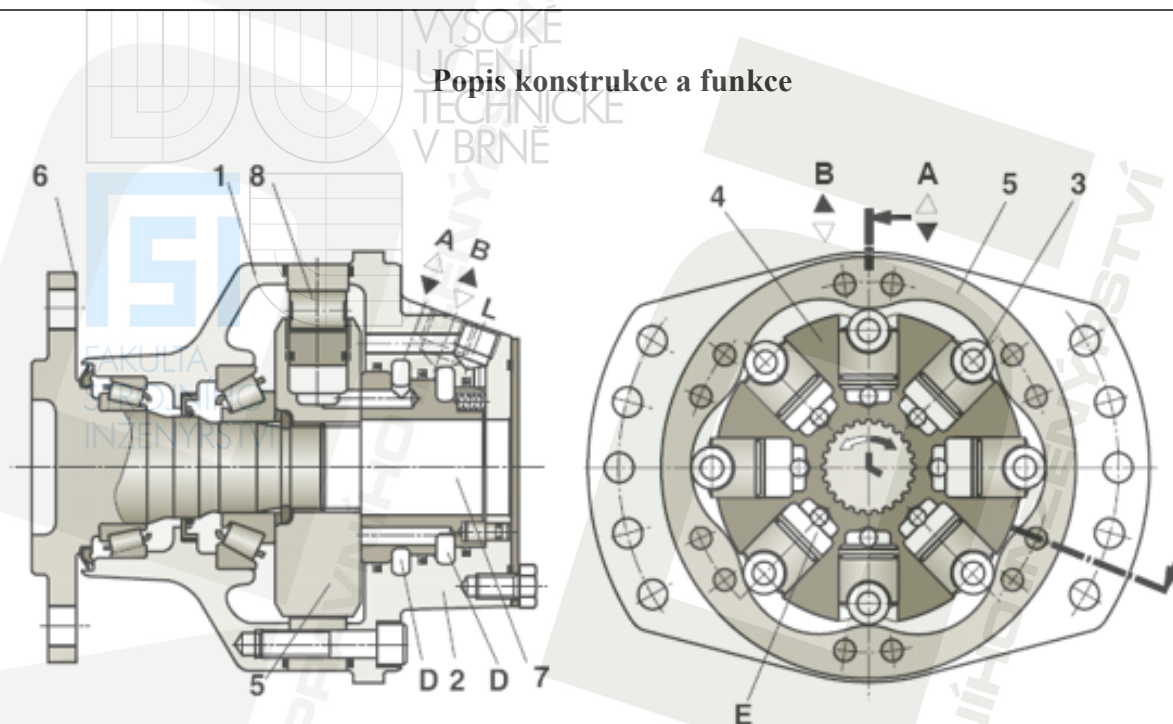


Obr. 3-8 [8]

Hydromotor MCR03, jmen. velikost 160-400, max. tlak 450 bar, max. geometrický objem 400cm^3 , max. kroutící moment 2307 Nm

Mimo výše zmiňované vlastnosti, z kap. 3.1.2, disponují dále tyto hydromotory [8]:

- stejnosměrnou obvodovou házivostí i při nejnižších otáčkách
- těsnění hřídele je dimenzováno na tlak, vzbikající ve skříni motoru, kdy jeho hodnota může být až 10bar
- utěsněným kuželíkovým ložiskem
- jmenovitým tlakem 250 bar
- maximálním tlakem do 450 bar
- možnost volby polovičního geometrického objemu
- dodává se dle požadavku se zabudovanou parkovací brzdou (lamelové provedení) nebo provozní brzdou (bubnové provedení)



Obr. 3-9 [8]

Řez MCR hydromotorem, popis funkce

Hydromotory typu MCR jsou radiální pístové motory s otáčející se hřídelí.

Konstrukce : viz. obr. 3-9

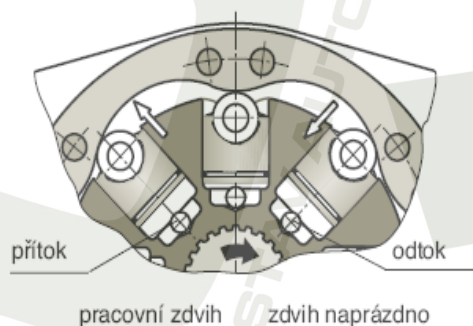
Dvoudílné těleso (1,2), rotor s písty (3,4), satorový kotouč se zdvihovým prostorem (5), výstupní hřídel (6) a rozvodný systém (7).

Pohon : viz. obr. 3-9

Rotor (4) je spojen s hřídelí (6) ozubením. Písty (3) jsou uspořádány v rotoru (4) radiálně a válečky (8) se opírají o křivkovou dráhu (5).

Vznik krouťícího momentu : viz obr. 3-10

Počet pracovních zdvihů a zdvihů naprázdno odpovídá počtu váček na křivkové dráze satorového kotouče,.



Obr. 3-10 [8] : Vznik krouťícího momentu

Oběh tlakového média : viz obr. 3-9

Prostory válců (E) jsou spojeny s přípoji A a B axiálními otvory a prstencovými komorami (D).

Chod naprázdno : viz. obr. 3-9

Jsou-li oba přípoje A a B vzájemně propojeny a nacházejí se v beztlakovém stavu a současně je v tělese přes přípoj "L" vytvořen tlakový spád 2 bar, jsou pístky zatlačovány do rotorového tělesa. Válečky pístů nejsou v kontaktu s křivkovou dráhou statoru a hřídel hydromotoru nevytváří kroutící moment.

Zapojení s polovičním dodáváním množstvím kapaliny :

U některých provedení radiálních pístových hydromotorů je možno pracovat s polovičním objemem přiváděné kapaliny. Ventilem v rozvodovém okruhu je tlakovou kapalinou zásobována při pracovním zdvihu pouze polovina pístů. Zbývající písty jsou spojeny s výstupem hydromotoru. Motor běží v zapojeném stavu s dvojnásobnými otáčkami, avšak s polovičním kroutícím momentem.

Provozní brzda : viz obr. 3-11

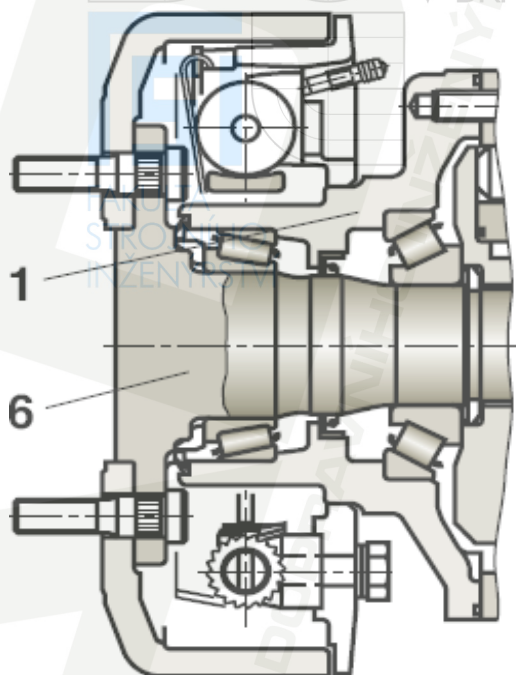
Montáž – přímo na výstupní hřídel motoru (6) a přírubové provedení tělesa (1).

Ovládání brzdy – hydraulické nebo mechanické.

Parkovací brzda : viz obr. 3-12

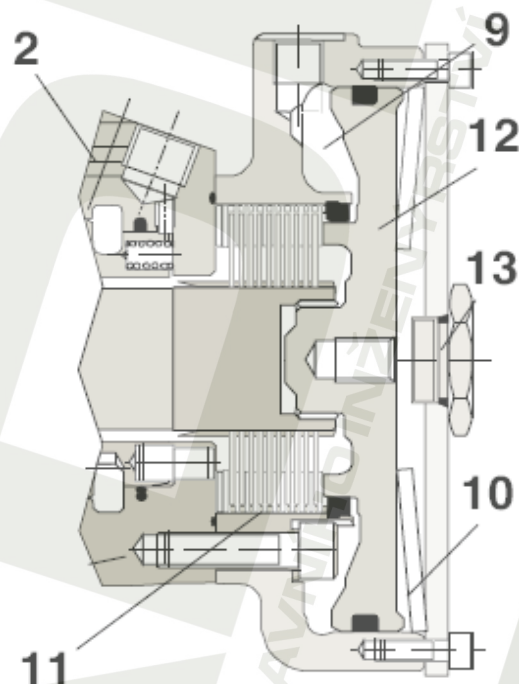
Montáž – brzda se umísťuje na těleso hydromotoru (2).

Sevření brzdy – jestliže tlak v komoře (9) překročí určitou požadovanou hodnotu, přitlačí píst brzdy (12) na talířovou pružinu (10), svazek lamel (11) se odsune od sebe a brzda je odlehčena. Brzda může být odlehčena rovněž ručně a to tak, že se odstraní zátky (13) a do otvoru v pístu brzdy (12) se zavede šroub s opěrným kroužkem.



Obr. 3-11 [8]

Provozní brzda (bubnová)



Obr. 3-12 [8]

Parkovací brzda (lamelová)

3.1.2.2 Parametry zvoleného hydromotoru

Mnou zvolený hydromotor MCR (celkem 4 kusy) bude tedy nabudován o provozní (bubnovou) brzdou a parkovací (lamelovou) brzdou. Ovládání obou bude **hydraulické**, což je předmětem návrhu brzdového systému v kapitole 3.4 .

Prozatím známé parametry:

- konstrukční velikost: 03
- přírubové provedení tělesa: koncový motor – F
- brzdy: - hydraulicky odlehčovaná parkovací brzda (lamelová) – B2
- provozní brzda (bubnová) pravé/levé provedení – C2R/C2L

3.2 Předběžný výpočet parametrů pojezdu

Pro předběžný výpočet parametrů pojezdu, jež bude sloužit především pro volbu vstupních údajů do výpočtového softwaru FADI 4.2, poskytnutým firmou Bosch Rexroth, jsem si pro zjednodušení vybral výpočtovou metodu – **Metodu redukce**.

3.2.1 Metoda redukce

Základní metodou vyšetřování pohybu soustavy těles je metoda uvolňování. Tato metoda je příliš pracná, poněvadž v ní vystupují všechny neznámé vnitřní síly soustavy a proto ji nahrazujeme v případech, kdy chceme získat vlastní pohybovou rovnici, metodou redukce.

Název metody vznikl z poznatku, že pro soustavu s jedním stupněm volnosti lze napsat vlastní pohybovou rovnici ve tvaru shodném s pohybovou rovnicí jediného tělesa, na které byly redukovány všechny hmotnostní a silové charakteristiky soustavy. Jde tedy o nahrazení skutečné soustavy soustavou jednodušší, která má všechny dynamické vlastnosti shodné se soustavou původní. Při redukci bychom mohli vycházet i z metody uvolňování a z vlastní pohybové rovnice odvodit redukované veličiny. Tím by však řešení nebylo jednodušší. Při určování redukováných hodnot vycházíme proto z rovnosti kinetických energií skutečné a redukované soustavy $E_{k\ red} = E_{k\ skut}$ a z rovnosti prací nebo výkonností skutečné a redukované soustavy $A_{red} = A_{skut}$, $P_{red} = P_{skut}$. V případě, že všechny působící síly jsou konzervativní, lze vycházet z rovnosti potenciálních energií skutečné a redukované soustavy $E_{p\ red} = E_{p\ skut}$. Metoda redukce svou podstatou patří do mechaniky skalární, poněvadž vychází ze skalárních veličin E_k , A , P nebo E_p . Metoda redukce je výhodná především pro řešení soustav, u nichž neuvažujeme pasivní odpory. [3]

3.2.2 Výpočet

Zvolenou metodou redukce redukuji celkovou hmotnost vozidla na hmotnost hydromotoru, čímž získám z rovnosti kinetických energií ekvivalentní moment setrvačnosti k výchozí soustavě, ze kterého pak přes rovnováhu výkonovou potřebný kroutící moment pro rozběh vozidla dle zadaných parametrů. Dále pak geometrický objem hydromotoru, hodnoty průtoků apod.. Výpočet bude zaměřen na stav rozjezdu vozidla o hmotnosti 18t do stoupání 4%, viz. zadání.

Celková hmotnost vozidla s nadvstavbou

$$m_{\text{celk}} = m_v + 4m_{\text{hm}} + 4m_{\text{pbb}} + 4m_{\text{pbl}} + 4m_k \quad (1)$$

$$m_{\text{celk}} = 18000 + 4 \cdot 20 + 4 \cdot 9 + 4 \cdot 7 + 4 \cdot 50,47 = 18345,88$$

$$m_{\text{celk}} = 18345,88 \text{ kg}$$

m_v – hmotnost vozidla ($m_v = 18\text{t}$zadáni)

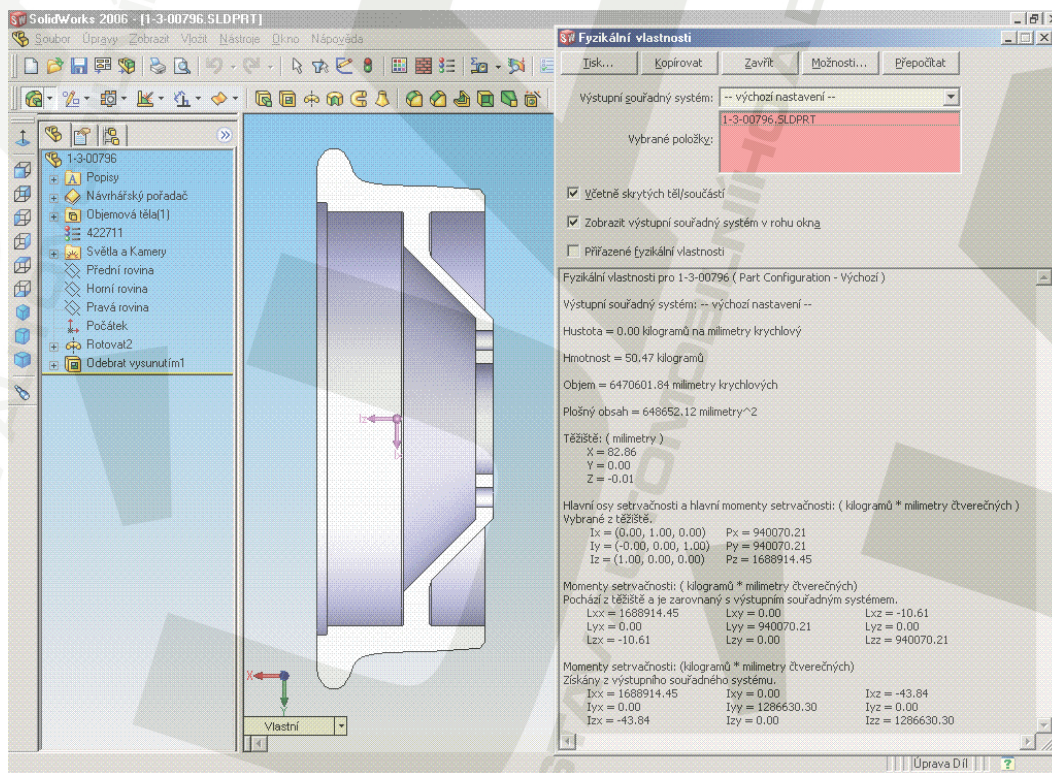
m_{hm} – hmotnost jednoho hydromotoru ($m_{\text{hm}} = 20\text{kg}$katalog [8])

m_{pbb} – hmotnost jedné provozní brzdy (bubnové) ($m_{\text{pbb}} = 9\text{kg}$katalog [8])

m_{pbl} – hmotnost jedné parkovací brzdy (lamelové) ($m_{\text{pbl}} = 7\text{kg}$katalog [8])

m_k – hmotnost železničního kola ($m_k = 50,47\text{kg}$obr. 3-13)

Vypočtená hmotnost vozidla s nadvstavbou, tj. s železničními podvozky a hydr.komponenty, není přesná, jelikož není zahrnuta hmotnost hydrogenerátoru, nádrž s tlakovým médiem a ostatní komponenty hydraulického systému. Důvodem nepřesnosti je velká složitost přesného výpočtu. Proto tedy celkovou hmotnost vozidla s nadvstavbou zvýším o jistou rezervu na nezapočtené prvky. Volím tedy $m_{\text{celk}} = 19\text{t}$.

Polární moment setrvačnosti železničního kola

Obr. 3-13 [6]

$$J_k = \frac{1}{2} \cdot (P_x + P_y + P_z) \quad (2)$$

$$J_k = \frac{1}{2} \cdot (940070,21 + 940070,21 + 1688914,45) = 1784527,425$$

$$J_k = 1784527,425 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \doteq 1,785 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

P_x – hlavní osový moment setrvačnosti v ose x ($P_x = 940070,21 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ obr. 3-13)

P_y – hlavní osový moment setrvačnosti v ose y ($P_y = 940070,21 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ obr. 3-13)

P_z – hlavní osový moment setrvačnosti v ose z ($P_z = 1688914,425 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ obr. 3-13)

Celkový polární moment setrvačnosti na jeden hydromotor

Celkový polární moment setrvačnosti je složen ze součtu dílčích polárních momentů setrvačnosti všech rotačních hmot na jeden hydromotor (tj. železniční kolo + provozní brzda + parkovací brzda) mimo polární moment setrvačnosti hydromotoru, ke kterému je metoda redukce vztažena. Sčítáno je proto, že všem rotačním hmotám náleží totožná osa rotace procházející jejich těžištěm.

$$J_{\text{celk}} = J_k + J_{\text{pbb}} + J_{\text{pbl}} \quad (3)$$

$$J_{\text{celk}} = 1,785 + 0,016819 + 0,00142 = 1,803239$$

$$J_{\text{celk}} \doteq 1,80324 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_{pbb} – polární moment setrvačnosti provozní brzdy ($J_{\text{pbb}} = 0,016819 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ katalog [8])

J_{pbl} – polární moment setrvačnosti parkovací brzdy ($J_{\text{pbl}} = 0,00142 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ katalog [8])

Sklon tratě ve stupních

$$\alpha = \arctg \frac{h}{100} \quad (4)$$

$$\alpha = \arctg \frac{4}{100} = 2,291$$

$$\alpha \doteq 2,3^\circ$$

h – sklon tratě (h= 4%zadání)

Rovnost kinetických energií skutečné a redukované soustavy → Redukovaný moment setrvačnosti

$$E_k = \frac{1}{2} m_{\text{celk}} \cdot \dot{x}^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} J_{\text{celk}} \cdot \dot{\phi}^2 = \frac{1}{2} J_{\text{red}} \cdot \dot{\phi}^2 \quad (5)$$

$$E_k = \frac{1}{2} m_{\text{celk}} \cdot \dot{x}^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} J_{\text{celk}} \cdot \dot{\phi}^2 = \frac{1}{2} J_{\text{red}} \cdot \dot{\phi}^2 \quad / \div \dot{\phi}^2$$

$$E_k = \frac{1}{2} m_{\text{celk}} \cdot \frac{\dot{x}^2}{\dot{\phi}^2} + 2 \cdot J_{\text{celk}} = \frac{1}{2} J_{\text{red}} \quad / \div \frac{1}{2} \quad \left[\dot{\phi}^2 = \frac{\dot{x}^2}{r_k^2} \right]$$

$$J_{\text{red}} = m_{\text{celk}} \cdot r_k^2 + 4 \cdot J_{\text{celk}} = 19000 \cdot 0,2^2 + 4 \cdot 1,80324 = 767,21296$$

$$J_{\text{red}} = 767,213 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

m_{celk} – celková hmotnost vozidla s nástavbou ($m_{\text{celk}}=19000 \text{ kg}$ rov.(1))

J_{celk} – celkový polární mom.setrvačnosti na jeden hydromotor

($J_{\text{celk}}=1,80324 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ rov.(3))

r_k – poloměr železničního kola ($r_k= 0,2 \text{ m}$ kap. 2.1)

\dot{x} - derivace dráhy podle času → rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$\dot{\phi}$ - derivace úhlového natočení podle času → úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

Rovnost výkonů skutečné a redukované soustavy → Záběrový moment vozidla

$$P = M_m \cdot \dot{\phi} - m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \xi \cdot \dot{\phi} - m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \dot{x} = M_{\text{red}} \cdot \dot{\phi} \quad (6)$$

$$P = M_m \cdot \dot{\varphi} - m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \xi \cdot \dot{\varphi} - m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \dot{x} = M_{\text{red}} \cdot \dot{\varphi} \quad / \div \dot{\varphi} \quad [\dot{x} = \dot{\varphi} \cdot r_k]$$

$$M_{\text{red}} = M_m - m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \xi - m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot r_k \quad [M_{\text{red}} = J_{\text{red}} \cdot \ddot{\varphi} = J_{\text{red}} \cdot \frac{\ddot{x}}{r_k}]$$

$$M_m = J_{\text{red}} \cdot \frac{\ddot{x}}{r_k} + m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \xi + m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot r_k$$

$$M_m = 767,213 \cdot \frac{0,4}{0,2} + 19000 \cdot 9,81 \cdot \cos 2,3^\circ \cdot 0,05 \cdot 10^{-3} + 19000 \cdot 9,81 \cdot \sin 2,3^\circ \cdot 0,2 = 3039,771$$

$$M_m = 3040 \text{ N} \cdot \text{m}$$

J_{red} – redukovaný moment setrvačnosti ($J_{\text{red}} = 767,213 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ rov.(5))

\ddot{x} - derivace rychlosti podle času \rightarrow zrychlení ($\ddot{x} = 0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ zvoleno)

g – gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tabulky [4])

α – sklon tratě ($\alpha = 2,3^\circ$ rov.(4))

ξ – rameno valivého odporu ($\xi = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ tabulky [4])

$\dot{\varphi}$ - derivace úhlové rychlosti podle času \rightarrow úhlové zrychlení [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$]

r_k – poloměr železničního kola ($r_k = 0,2 \text{ m}$ kap. 2.1)

Z použité výpočtové metody, metody redukce, byl zjištěn potřebný záběrový moment vozidla pro rozjezd do 4% stoupání při celkové hmotnosti 19t, stanovené z výsledku rovnice (1). Následující výpočty se týkají parametrů hydromotorů, resp. jednoho hydromotoru, pro který volím nejdůležitější vstupní parametr do výpočtového softwaru FADI 4.2, čímž je geometrický objem hydromotoru.

Záběrový moment jednoho hydromotoru

$$M_1 = \frac{M_m}{k} \quad (7)$$

$$M_1 = \frac{3040}{4} = 760$$

$$M_1 = 760 \text{ N} \cdot \text{m}$$

M_m – záběrový moment vozidla ($M_m = 3040 \text{ N} \cdot \text{m}$ rov.(6))

k – počet hydromotorů nástavby ($k = 4$ kap. 2.1)

Geometrický objem jednoho hydromotoru při tlakovém spádu $\Delta p = 350 \text{ bar} = 35 \text{ MPa}$

$$V_0 = \frac{M_1 \cdot 2\pi}{\Delta p} \quad (8)$$

$$V_0 = \frac{760 \cdot 2\pi}{35 \cdot 10^6} = 0,000136435$$

$$V_0 = 0,000136435 \text{ m}^3 = 136,435 \text{ cm}^3$$

M_1 – záběrový moment jednoho hydromotoru ($M_1 = 760 \text{ N} \cdot \text{m}$ rov.(7))

Δp – tlakový spád ($\Delta p = 350 \text{ bar} = 35 \text{ MPa}$ zvoleno)

Dle katalogu fy. Bosch Rexroth [8] volím nejbližší vyšší geometrický objem MCR hydromotoru o hodnotě $V_g = 160 \text{ cm}^3$ (**MCR03.160**), což bude sloužit i jako vstupní hodnota do výpočtu softwarem FADI 4.2.

Maximální průtok jednoho hydromotoru při $n_{\max} = 400 \text{ min}^{-1}$

$$Q_{1\max} = V_g \cdot n_{\max} \quad (9)$$

$$Q_{1\max} = 160 \cdot 10^{-6} \cdot 400 = 0,064$$

$$Q_{1\max} = 0,064 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 64 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

V_g – zvolený geometrický objem hydromotoru ($V_g = 160 \text{ cm}^3$ katalog [8])

n_{\max} – maximální otáčky hydromotoru ($n_{\max} = 400 \text{ min}^{-1}$ katalog [8])

Maximální výkon hydromotoru

$$P_{1\max} = Q_{1\max} \cdot \Delta p \quad (10)$$

$$P_{1\max} = \frac{0,064}{60} \cdot 35 \cdot 10^6 = 37333$$

$$P_{1\max} = 37,3 \text{ kW}$$

$Q_{1\max}$ – maximální průtok jednoho hydromotoru ($Q_{1\max} = 0,064 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ rov. (9))

Δp – tlakový spád ($\Delta p = 35 \text{ MPa}$ zvoleno)

Maximální rychlost vozidla na železnici

$$v_{\max} = 2\pi \cdot n_{\max} \cdot r_k \quad (11)$$

$$v_{\max} = 2\pi \cdot \frac{400}{60} \cdot 0,2 = 8,3776$$

$$v_{\max} \doteq 8,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 30,24 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

n_{\max} – maximální otáčky hydromotoru ($n_{\max} = 400 \text{ min}^{-1}$ katalog [8])

r_k – poloměr železničního kola ($r_k = 0,2 \text{ m}$ kap. 2.1)

Maximální využití momentu M_1 tak, aby nedošlo k prokluzu kola

Vycházím z teoretického předpokladu, že přední a zadní železniční podvozek je umístěn od těžiště vozidla symetricky, tímto případně na jeden železniční podvozek polovina hmotnosti vozidla a každému železničnímu kolu pak čtvrtina hmotnosti vozidla.

Aby nedošlo k prokluzu železničního kola musí být výkon hydromotoru menší nebo maximálně roven výkonu na obvodu kola.

$$P_{\text{motoru}} = P_{\text{kola}} \quad (12)$$

$$M_1 \cdot \dot{\varphi} = F_{T_{\text{max}}} \cdot \dot{x}$$

$$M_1 = F_{T_{\text{max}}} \cdot r_k = \frac{m_{\text{celk.}}}{4} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_t \cdot r_k$$

$$760 = \frac{19000}{4} \cdot 9,81 \cdot \cos 2,3^\circ \cdot 0,15 \cdot 0,2$$

$$760 \text{ N} \cdot \text{m} < 1397 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \Rightarrow \quad \text{nedojde k prokluzu}$$

Maximální využitelný moment železničního kola, tak aby nedošlo k prokluzu kola je $1397 \text{ N} \cdot \text{m}$.

M_1 – záběrný moment jednoho hydromotoru ($M_1 = 760 \text{ N} \cdot \text{m}$ rov.(7))

$\dot{\varphi}$ - derivace úhlového natočení podle času \rightarrow úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

\dot{x} - derivace dráhy podle času \rightarrow rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$F_{T_{\text{max}}}$ – maximální třecí síla [N]

$m_{\text{celk.}}$ – celková hmotnost vozidla ($m_{\text{celk.}} = 19t$ rov.(1))

g – gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tabulky [4])

f_t – součinitel smykového tření ($f = 0,15$ tabulky [4])

r_k – poloměr železničního kola ($r_k = 0,2 \text{ m}$ kap. 2.1)

3.3 Přesný výpočet parametrů pojezdu softwarem FADI 4.2

Fadi 4.2 je určen pro podporu navrhování pohonu pojezdu, vzájemně působící výkon znázorňuje diagram pohonu (diagram pojezdu) jako funkci jízdní rychlosti. Jsou použité údaje z katalogu a výkonostní hodnoty.

Výpočty jsou uskutečněny napůl statisticky, protože čas není na křivce F brán v úvahu. Pro výpočet různých konfigurací čerpadla je možné spočítat a zobrazit víc než jednu křivku.

Navíc se vypočítá odpor pojezdu (závisící na váze, sklonu, odporu valení a na odporu vzduchu). Může být srovnán s individuálními křivkami F - v . Výpočet rotačního pohonu je také možný.

3.3.1 Vstupní parametry

Jeden ze vstupních faktorů pro výpočet jsou výkonostní hodnoty vozidla, tj. výkon motoru, převodový poměr na pohon nádstavby, maximální otáčky motoru při aktivaci pohonu nádstavby, účinnost přenosu výkonu. Tyto hodnoty (viz. tab.2) jsem použil z parametricky adekvátního vozidla **Renault Midlum** (18t).

značka	popis	hodnota	zdroj
mMin	Minimální hmotnost vozidla	18000 kg	Zadání
mMax	Maximální hmotnost vozidla	26000 kg	Zadání
fr	Odpor valení	0,005	Náповěda FADI 4.2
radius	Poloměr železničního kola	0,2 m	Kap. 2.1
Pa	Výkon vznětového motoru	110 kW	Fa. SaZ s.r.o.
PsP	Příkon přídatného čerpadla	10 kW	Fa. SaZ s.r.o.
na	Maximální otáčky motoru při aktivaci nádstavby	1700 min ⁻¹	Fa. SaZ s.r.o.
dPmax	Maximální tlakový spád	350 bar	zvoleno
iPvg	Převodový poměr na pohon nádstavby (na/np)	0,76	Fa. SaZ s.r.o.
EtaPvg	Účinnost převodu nádstavby	0,9	Fa. SaZ s.r.o.
iG	Převodový poměr mezi hydromotorem a železničním kolem	1	Kap. 3.1.2
EtaG	Účinnost převodu iG	1	Kap. 3.1.2

Tab.2

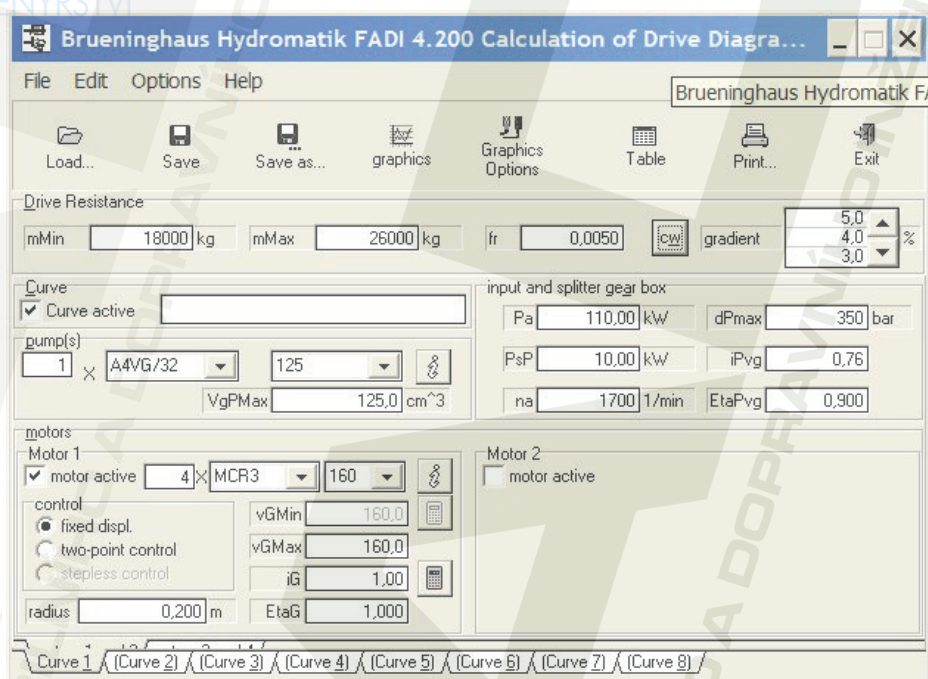
Vstupní parametry softwaru FADI 4.2

Příkon přídatného čerpadla (PsP – viz. tab.2) jsem s dostatečnou rezervou zvolil hodnotu 10 kW z důvodu připojení zamýšleného pohonu brzdového systému.

Pro konečný výpočet je třeba nastavit typ a počet hydromotorů a hydrogenerátorů s hodnotami geometrických objemů. V tomto případě v poli pro hydromotor volím, z výsledku rovnice (8) a následné volby velikosti geometrického objemu hydromotoru v kapitole 3.2.2, čtyři kusy MCR3 hydromotorů o geometrickém objemu každého z nich 160 cm³ beze změny geometrického objemu. V poli pro hydrogenerátor volím, z úsudku

v kapitole 3.1.1, hydrogenerátor A4VG/32. Konečná hodnota geometrického objemu bude touto aplikací optimalizována v závislosti na výsledcích dané volby.

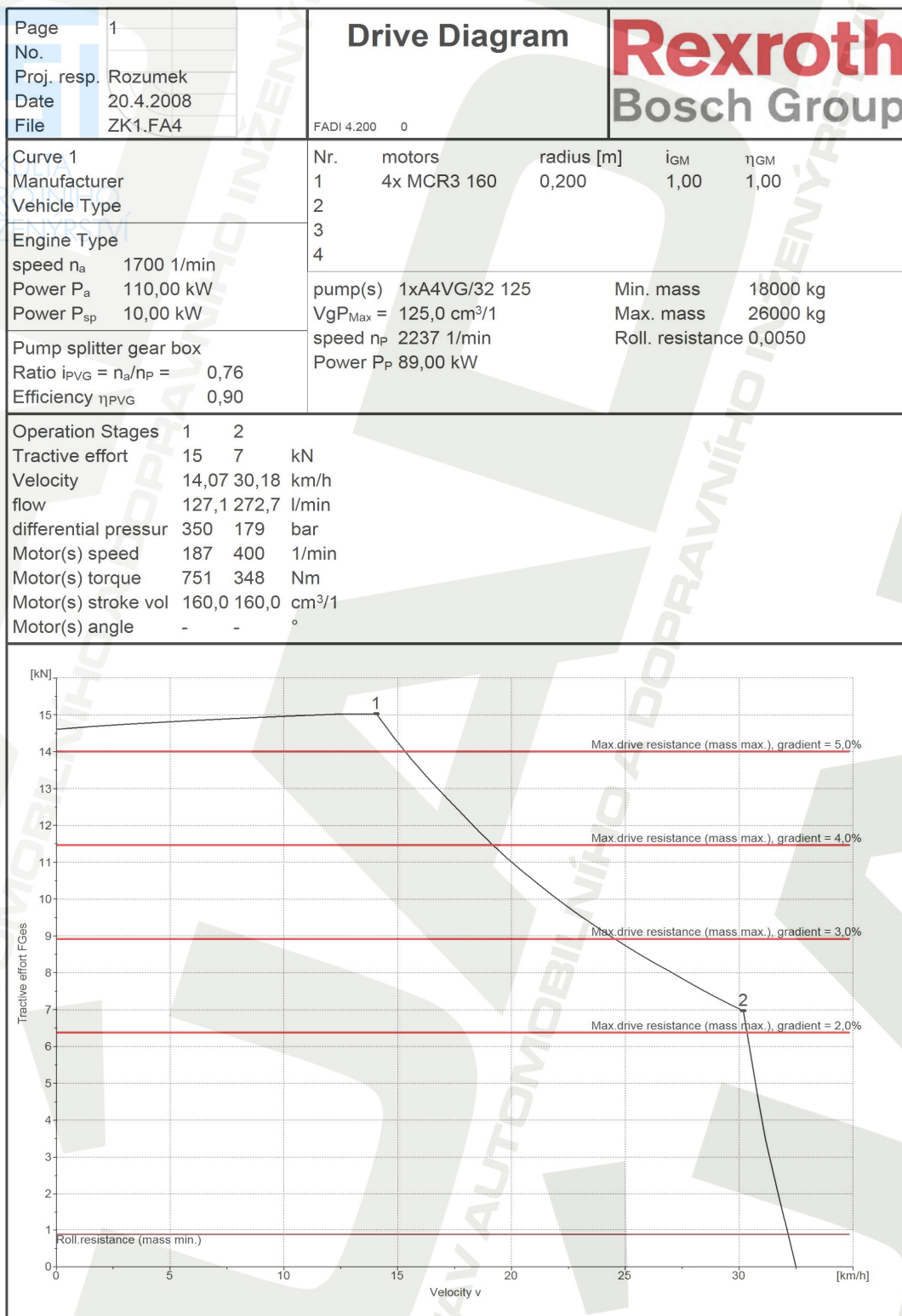
V nastavení pro výpočet lze také nastavit jízdní odpory, odpory vzduchu a větru. Tyto hodnoty však zanedbávám z prostého důvodu, jímž je nízká hodnota maximální provozní rychlosti na železnici, viz. zadání.



Obr. 3-14

Prostředí zadávání vstupních parametrů softwaru FADI 4.2

3.3.2 Výstupní parametry



Obr.3-15 : Výstupní parametry výpočtu softwarem FADI 4.2

Nejllepších výsledků bylo dosaženo při použití hydrogenerátoru A4VG/32 o geometrickém objemu 125 cm^3 . Volím tedy hydrogenerátor **A4VG/32 125**.

Výstupní parametry jsou shrnuty do grafické závislosti tažné síly $FGes$ (osa y) na rychlosti vozidla na železnici v (osa x), viz. obr. 3-15.

Bod 1 na obr. 3-15 označuje oblast s maximální dosaženou tažnou silou 15 kN, které odpovídá rychlost vozidla o hodnotě $14,07 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Vozidlo bez problému zvládne rozjezd do stoupání tratě až nad hodnotu 5%, což bohatě splňuje požadavek v zadání. Po výkonové křivce motoru je dosaženo bodu 2, kde hodnota maximální možné rychlosti s ohledem na maximální možné otáčky hydromotoru (tj. 400 min^{-1}) je $30,18 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Vozidlo při této rychlosti je schopno jízdy do stoupání mírně přesahující hodnotu 2%.

Z výše navržené koncepce je dosaženo všech zadaných parametrů ze zadání mimo požadavek na maximální rychlost vozidla na železnici. Této problematice je vyhrazena následující kapitola 3.3.3 Alternativní řešení požadavku maximální rychlosti vozidla na železnici.

3.3.3 Alternativní řešení požadavku maximální rychlosti vozidla na železnici

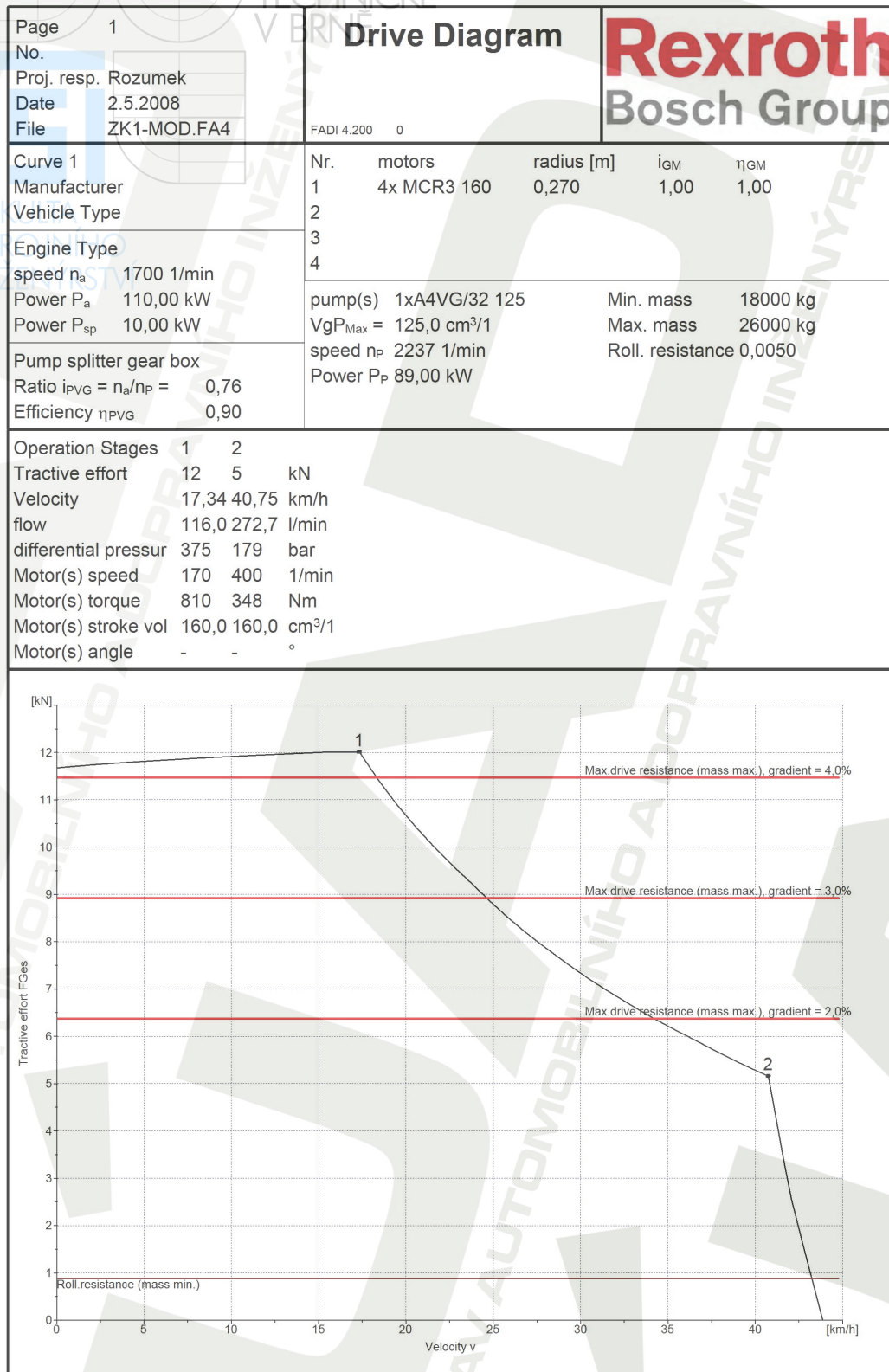
Z kapitoly 3.3.2 je zjištěn jediný nesoulad se zadáním, kterým je výsledný parametr maximální rychlosti vozidla na železnici. Dle zadání by se mělo vozidlo pohybovat po železnici s maximální rychlostí $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Ve skutečnosti bylo vypočteno, jak v kapitole 3.2.2 z rovnice (11), tak i z kapitoly 3.3.2, pouze přibližně $30,2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Tato hodnota je maximální a je omezena dvěma faktory.

Prvním faktorem je parametr maximálních možných otáček hydromotoru, jež je opodstatněn konstrukčním návrhem, tudíž parametr neměnný. V tomto případě by bylo zbytečné daný problém řešit změnou geometrického objemu. Bylo by sice dosaženo požadované maximální rychlosti, ale hodnota otáček hydromotoru by se neslučovala s jeho konstrukčními schopnostmi.

Druhým faktorem, jimž je omezena maximální rychlost, je z obecného vztahu pro rychlost $v = 2\pi \cdot r \cdot n$ poloměr r , tudíž teoreticky parametr měnný. Tímto bych viděl možné východisko řešení problematiky, zvětšením poloměru kola.

Dále existuje možnost zvýšení rychlosti na požadovanou hodnotu integrovaným převodem v železničním kole, viz. obr. 1-7. Tuto možnost bych však zavrhl vzhledem ke zvolené koncepci hydromotor – provozní brzda – železniční kolo.

Ku splnění požadavku maximální rychlosti $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ navrhuji optimalizaci poloměru železničního kola, viz. obr. 3-16.



Obr. 3-16 : Optimalizace poloměru železničního kola

Při optimalizaci poloměru železničního kola je dosaženo nejlepších výsledků, v souladu se zadáním, za použití železničního kola o poloměru 0,27 m. Průměr je tedy zvětšen ze 400 mm na 540 mm, což ve výsledku nemá na celkovou konstrukci vozidla markantní dopad. Maximální rychlost po optimalizaci se zvýšila na hodnotu $40,75 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Jelikož zvětšením průměru kola na 540 mm se sníží tažná síla pod hranici stoupání 4%, je nutné zvýšit hodnotu tlakového spádu. Optimalizací softwarem FADI 4.2, viz. obr. 3-16, je ideálních hodnot vzhledem k zadání dosaženo při tlakovém spádu 375 bar. Tlakový spád je tedy navýšen o hodnotu 25 bar.

Tímto řešením lze teoreticky splnit požadavek maximální rychlosti ze zadání.

3.4 Brzdový systém

Všeobecně musí být brzdový systém navržen tak, aby se dosáhlo následujících cílů [2]:

- zpomalování nebo zastavení pohybujícího se vozidla
- zabezpečení stojícího vozidla
- ovládání rychlosti vozidla při jízdě na spádu

Těžké stavební, zemědělské a lesní stroje jako rovněž speciální vozidla musí být vybaveny brzdovým systémem, který se vyznačuje vysokou provozní spolehlivostí při vynaložené nízké ovládací síle.

Aby bylo dosaženo zákonem předepsaného brzdícího účinku, je nutno používat u těchto vozidel brzdové systémy se servopohonem, resp. posilovačem.

Hydraulické brzdové systémy mají, v porovnání s pneumatickými systémy, celou řadu předností [9]:

- Možnost napojení na zdroj hydraulické energie, který je na vozidle k dispozici
- Bezúdržbové prvky
- Minimální požadavky na montážní prostor všech prvků, obzvláště brzdových válců pojezdových kol
- Rychlá připravenost k provozu
- Citlivé dávkování média díky nepatrné hysterezi
- Krátký čas odezvy rovněž při nízkých teplotách
- Méně prvků v systému

Návrh nového brzdového systému spočívá v návrhu vhodného hydraulického okruhu pro ovládání zvolené provozní a parkovací brzdy MCR motoru. Z hlediska bezpečnosti bude systém koncipován dvouokruhovým provedením s ohledem na parametry provozní a parkovací brzdy.

3.4.1 Parametry provozní a parkovací brzdy

Provozní brzda

Připojovací tlak	Moment brzdění - statický	Moment brzdění - dynamický	Hmotnost brzdy	Polární moment setrvačnosti J_m	Provozní objem brzdícího válce
89 bar	2000 Nm	2000 Nm	9 kg	0,016819	7 cm ³
118 bar	2900 Nm	2900 Nm		kgm ²	

Tab.4 [8] – parametry provozní brzdy

Parkovací brzda

Odlehčovací tlak	Moment brzdění	Hmotnost brzdy	Polární moment setrvačnosti J_m	Objem nutný k odlehčení brzdy
(15 ÷ 30) bar	2200 Nm	7 kg	0,00142 kgm ²	23 cm ³

Tab.5 [8] – parametry parkovací brzdy

3.4.2 Návrh brzdového systému

Jak již bylo výše zmíněno, z hlediska bezpečnosti navrhuji brzdový systém se dvěma okruhy na sobě nezávislými.

Obecně se takový systém skládá z plnicího ventilu, který zásobuje hydraulické tlakové nádrže (akumulátory) určitou hodnotou průtoku na hodnotu předepsaného tlaku. Po dosažení nastaveného plnicího tlaku předepsaného pro hydraulickou nádrž přesměruje plnicí ventil

veškerý objemový průtok čerpadla k dalším spotřebičům, nebo zpět do nádrže tlakového media. Dalším prvkem je ovládací člen řídicího tlaku brzd, jimž bývá zpravidla proporcionální nožní ovládací prvek. K ovládní okruhu parkovací brzdy se používá ruční ovládací prvek buď na principu elektrického ovládní, nebo hydraulického ovládní. Oba provozní brzdové okruhy jsou vzájemně jištěny ventily, takže při výpadku jednoho brzdového okruhu je druhý stále funkční. Systém musí být vybaven informačním zařízením, které informuje o stavu naplnění hydraulických tlakových nádrží, například při výpadku energie podá optické výstražné zařízení hlášení v kabině řidiče.

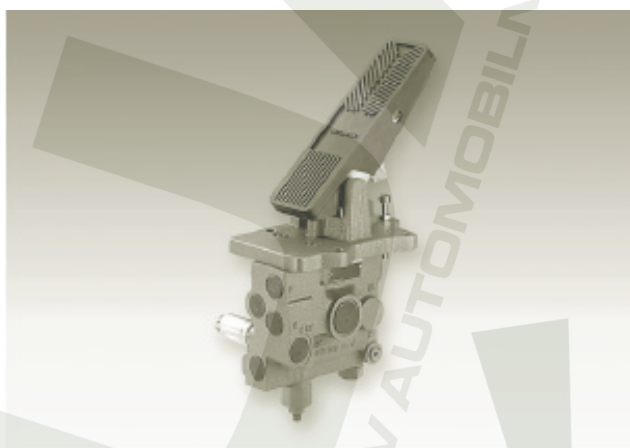
V mnou navrženém systému bude zdrojem tlakové kapaliny zubové čerpadlo, které bude připojeno k výstupu průběžné hřídele hydrogenerátoru.

V sortimentu fy. Bosch Rexroth je v nabídce několik brzdových systémů. Svoji pozornost jsem však soustředil pouze na ty dvoukruhové s možností připojení parkovací brzdy. Buď se tyto systémy dají poskládat z jednotlivých komponent, nebo existují i kompaktní provedení ulehčující volbu z hlediska kompatibility komponent. Zaměřil jsem se tedy na kompaktní provedení, kde mě velice zaujal hydraulický brzdící systém s externím zdrojem tlaku – typ LT17.

Pro velice dobré vlastnosti, viz. níže, **volím hydraulický brzdící systém, v kompaktním provedení s externím zdrojem tlaku – typ LT17 (provedení MFEA).**

[9]

**Hydraulický brzdící systém, v kompaktním provedení s externím zdrojem tlaku – typ
LT17**



obr. 3-17 [9]

Hydraulický brzdící systém – typ LT17

Charakteristické znaky :

- Hydraulický brzdící systém v kompaktním provedení s externím zdrojem tlaku nachází uplatnění v oblastech : zemní stroje, těžební stroje, stroje pro lesnictví a zemědělství, speciální stroje a vozidla
- Integrovaný plnicí ventil a 2 – okruhový brzdící ventil
- Jednoduchá a rychlá montáž
- Minimální nároky na potrubní rozvody
- Malé nároky na prostor
- Možnost napojení na stávající hydraulické systémy
- Integrovaný ovládací pedál
- Možnost přímé montáže akumulátorů (není nutný samostatný blok s akumulátorem)
- Možnost napojení ručního brzdícího ventilu
- Dle požadavku lze použít parkovací elektrickou brzdu on – off
- Možnost elektrického ovládání pojišťovací brzdy
- Rychlá provozuschopnost
- Krátké reakční časy
- Jemné ovládání
- Minimální počet součástek
- Malé nároky na údržbu

Popis funkce :

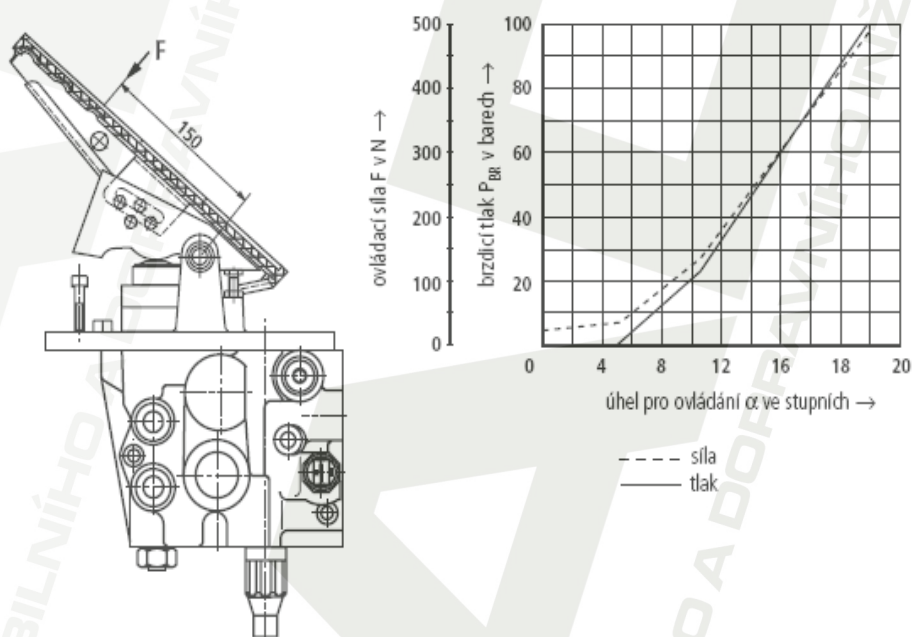
Ventil LT17 je připojen přímo na tlakovou větev čerpadla. V mnou zvoleném případě přímo za zubové čerpadlo. Po uvedení čerpadla do chodu je aktivován bezprostředně brzdící ventil. Přes clonu je přiváděno přibližně 4,5 L/min kapaliny pro plnění akumulátorů, zbytek kapaliny je odveden přes větev N na další spotřebiče (např. řízení servo), v mém případě zpět do nádrže tlakové kapaliny.

Je-li dosaženo 150 barů plnicího tlaku, je kompletní průtočné množství kapaliny odváděno do větve N. Při poklesu plnicího tlaku o 18% pod hodnotu vypínacího tlaku (150bar), začíná opět proces plnění akumulátoru. Proces plnění akumulátorů tedy probíhá v rozsahu 123 bar ÷ 150 bar. Jednotlivé brzdící obvody jsou vzájemně jištěny zpětnými ventily.

2 – okruhový brzdící ventil se skládá ze dvou v tandemu zapojených 3 – cestných tlakových redukčních ventilů (nárůst tlaku: tlak stoupá úměrně k ovládací síle, viz. obr. 3-18). Ventil prvního brzdícího okruhu je ovládán přímo. Tlak druhého brzdícího okruhu je řízen prvním

brzdícím ventilem. Vypadne-li hydraulické napájení prvního brzdícího okruhu, je druhý brzdící okruh ovládán přímo.

Funkce pojišťovací (parkovací) brzdy ve zvoleném provedení MFEA je na principu přestavení elektrického ručního brzdícího ventilu do polohy „uvolněno“, kdy proudí kapalina z hydraulického do pružinového akumulátoru brzdy a tímto způsobem dochází k uvolnění pojišťovací (parkovací) brzdy. Hydraulické schéma systému LT17 (MFEA) je vyobrazeno na obrázku 3-19.

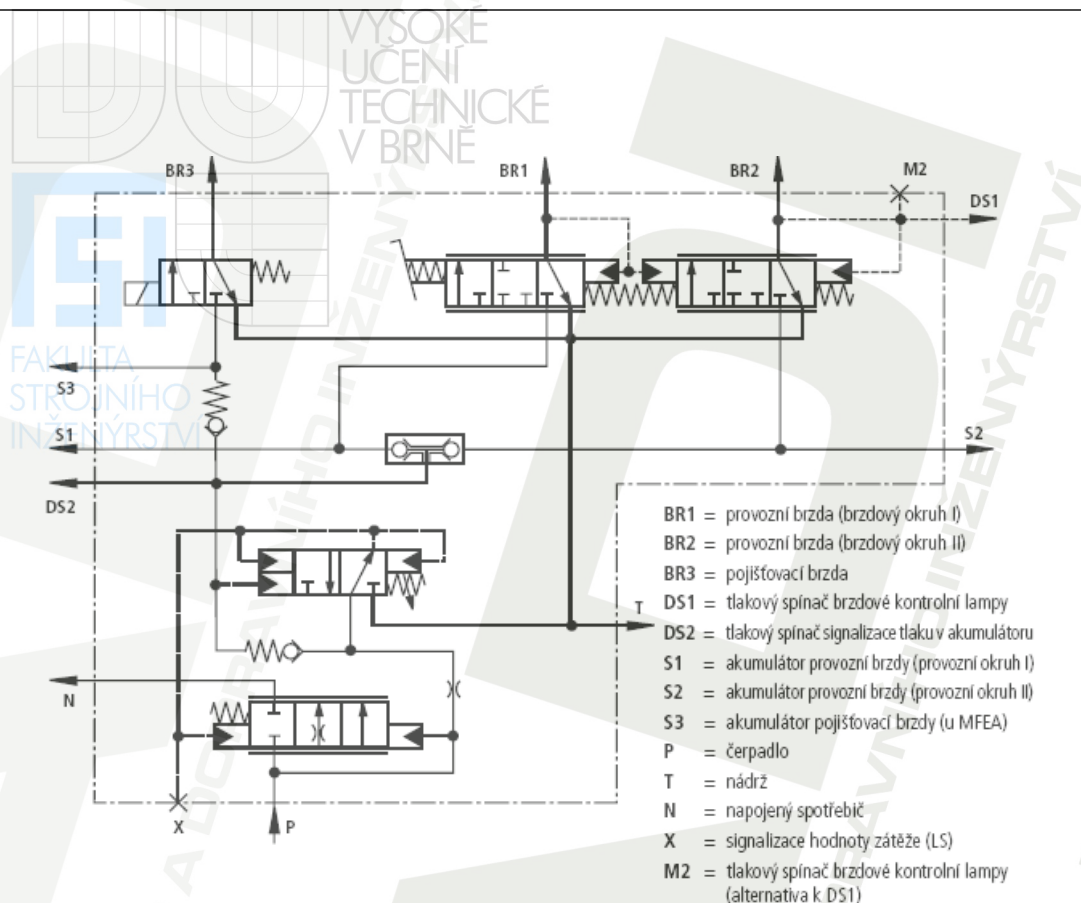


Obr. 3-18 [9]

Průběh ovládacích sil na pedálu 150 mm, 100 bar (standard)

Brzdící systém LT17 je k dostání ve třech variantách hodnot pojišťovacího provozního tlaku a to : 60 bar, 80bar a 100 bar. Vzhledem k provoznímu tlaku provozní brzdy v rozsahu 89 bar ÷ 118 bar volím variantu 100 bar. Provozní brzda při tomto tlaku bude mít brzdny moment přibližně 2400 Nm.

Parkovací brzda je uvolněna v rozsahu tlaku 15 bar ÷ 30 bar, tudíž z důvodu výstupního tlaku 100 bar ze systému LT17 bude před parkovací brzdou přímo řízený tlakový redukční ventil nastaven na hodnotu 30 bar typového označení DR 6 DP2-5X/ 75 YM [10] s přípojovací deskou G341/01 [11].



Obr. 3-19 [9]

Schéma brzdícího systému LT17 v provedení MFEA

3.4.3 Volba zubového čerpadla

Zubové čerpadlo pro pohon brzdového systému bude poháněno výstupem průběžné hřídele hydrogenerátoru. Při volbě se tedy musí zohlednit i systém propojení obou zařízení.

Po konzultaci s fy. Bosch Rexroth mi bylo doporučeno použít jako zdroj tlakové kapaliny zubové čerpadlo AZP série F ($p_{\max} = 280$ bar), zejména pro jeho výborný poměr cena/výkon.

Na doporučení tedy **volím zubové čerpadlo AZPF**.



Obr. 3-20 [12]

Zubové čerpadlo AZPF

Geometrický objem zubového čerpadla AZPF je v rozmezí $(4 \div 28) \text{ cm}^3$. Při volbě geometrického objemu je hlavním faktorem schopnost plnit brzdový systém min. $4,5 \text{ l/min}$ i při otáčkách vznětového motoru blížící se k volnoběhu, který se pohybuje okolo 800 min^{-1} . Při těchto otáčkách se při převodovém poměru $0,76 (n_{\text{motoru}} / n_{\text{hydrogenerátoru}})$ bude výstup PTO točit přibližně 1053 min^{-1} , tedy za těchto otáček musí být splněno plnění min. $4,5 \text{ l/min}$.

Jako plně dostačující volím geometrický objem $8 \text{ cm}^3/\text{ot}$ (označení 008), kdy při volnoběžných otáčkách je dosaženo proudu přibližně $8,4 \text{ l/min}$. Hodnota maximálního tlaku bude nastavena na 150 bar .

Dle typového klíče volím hřídel zubového čerpadla SAE J 744 16-4 9T (označení R) a přírubu SAE J 744 82-2 A (označení R). Tato kombinace zaručí bezpečné připojení k hydrogenerátoru A4VG.

Dle označení typového klíče volím **AZPF-11-008RRR20MB** [12].

3.4.4 Volba hydraulických akumulátorů

Funkce hydraulických akumulátorů byla popsána v kapitole 3.4.2. Na doporučení fy. Bosch Rexroth mi byly doporučeny hydropneumatické membránové akumulátory série OLM od fy. Olaer. Vyniká především nízkou cenou a vysokou spolehlivostí.



Obr. 3-21 [13]

Hydropneumatický membránový akumulátor OLM

[13]

Druh konstrukce :

- Provedení s plnicím šroubem, nádoba svařovaná elektronovým paprskem
- Oddělení plynu a kapaliny
- Žádná těsnění

- Talířový ventil vtlačný do membrány zabraňuje jejímu poškození při vyprazdňování akumulátoru a v případě, že je akumulátor naplněn pouze plynem

Použití :

- Použití téměř ve všech aplikacích; poměr plnicího a maximálního pracovního tlaku činí až 1:8.
- Vhodné pro použití v systémech s vysokými frekvencemi tlakových změn a s velkými rozdíly tlaků
- Díky malé hmotnosti jsou vhodné k použití v mobilní technice

Údržba :

- Membránový akumulátor vyžaduje minimální údržbu (pouze pravidelné kontroly plnicího tlaku)
- Plnicí šroub s těsnícím kroužkem zaručuje vysokou těsnost
- Membránový akumulátor není rozebíratelný

Okruh parkovací brzdy napájí jeden akumulátor. Objem potřebný k odlehčení parkovací brzdy je 23 cm^3 na jednu parkovací brzdou, tj. celkem 92 cm^3 pro celý parkovací okruh.

Systém provozních brzd je rozdělen na dva okruhy (přední podvozek + zadní podvozek). Každý z nich napájí jeden akumulátor. Při provozním objemu válečku provozní brzdy 7 cm^3 to dělá 14 cm^3 na jeden akumulátor při jednom stlačení brzdového pedálu.

Po konzultaci s odborníky fy. Bosch Rexroth jsme se s ohledem na provozní objemy brzd shodli na jednotné velikosti všech akumulátorů (2 provozní + 1 parkovací), a to na konkrétním typu OLM 1-200/31, což je z hlediska bezpečnosti plně dostačující. Jedná se o litrový membránový akumulátor s maximálním provozním tlakem 200 bar. Maximální provozní teplota 65°C . Hmotnost akumulátoru činí 3,5 kg.

Volím akumulátor :

- **pro provozní okruhy brzd – 2ks OLM 1-200/31**
- **pro parkovací okruh brzd – 1ks OLM 1-200/31**

3.4.4.1 Přibližný kontrolní výpočet akumulátoru

Při plnění nebo vyprazdňování dochází k čistě izotermické nebo adiabatické stavové změně pouze zřídka, tj. u plynu nedojde ani k dokonalé výměně tepla, ani není soustava s plynem

dokonale tepelně izolovaná. U této stavové změny, kterou označujeme jako polytropickou, dochází proto stále kromě výměny práce také více či méně k výměně tepla.

Pro všechny výpočty týkající se akumulátoru je nutno dosadit absolutní tlak (relativní tlak + 1 bar). [13]

Rozsah provozních teplot, na které bude přibližný kontrolní výpočet akumulátoru zaměřen, je $(20 \div 50)^\circ\text{C}$.

Plnicí tlak plynu akumulátoru při maximální pracovní teplotě

$$p_0 = 0,9 \cdot (p_1 + 1) \quad (13)$$

$$p_0 = 0,9 \cdot (89 + 1) = 81$$

$$p_0 = 81 \text{ bar} = 80 \text{ bar relat.}$$

p_1 – hodnota minimálního tlaku provozní brzdy ($p_1 = 89 \text{ bar}$ tab.4)

Užitečný objem kapaliny v akumulátoru o objemu 1 litr v rozsahu $(150 \div 89) \text{ bar}$

$$\Delta V_{150 \rightarrow 89} = V_0 \cdot p_0 \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_1 + 1}{p_3 + 1} \right)^{\frac{1}{n}}}{p_1 + 1} \quad (14)$$

$$\Delta V_{150 \rightarrow 89} = 1 \cdot 81 \cdot \frac{1 - \left(\frac{89 + 1}{150 + 1} \right)^{\frac{1}{1,6}}}{89 + 1} = 0,24869$$

$$\Delta V_{150 \rightarrow 89} \doteq 0,2487 \text{ l}$$

V_0 – efektivní objem plynu akumulátoru ($V_0 = 1 \text{ l}$ katalog [13])

p_1 – hodnota minimálního tlaku provozní brzdy ($p_1 = 89 \text{ bar}$ tab.4)

p_3 – hodnota vypínacího tlaku plnění akumulátoru ($p_3 = 150 \text{ bar}$ kap. 3.4.2)

n – polytropický exponent ($n = 1,6$ katalog [13])

p_0 – plnicí tlak plynu akumulátoru při maximální teplotě ($p_0 = 81$ barrov.13)

Užitečný objem kapaliny v akumulátoru o objemu 1 litr v rozsahu (150 ÷ 89) bar je maximálním využitelným objemem pro provozní brzdu v tlakové oblasti jejího provozu (100 ÷ 89 bar). Systém je nastaven výrobcem tak, že akumulátory se plní na hodnotu vypínacího tlaku 150 bar, ale z brzdového systému odchází do válečku provozní brzdy jen 100 bar, viz. kap. 3.4.2.

Celkový počet stisknutí brzdového pedálu v rozsahu celkového užitečného objemu akumulátoru

$$k_{150 \rightarrow 89} = \frac{\Delta V_{150 \rightarrow 89}}{2 \cdot V_{pbb}} \quad (15)$$

$$k_{150 \rightarrow 89} = \frac{0,2487}{2 \cdot 0,007} = 17,76$$

$$k_{150 \rightarrow 89} \doteq 17 \text{ krát}$$

$\Delta V_{150 \rightarrow 89}$ – celkový užitečný objem akumulátoru ($\Delta V_{150 \rightarrow 89} = 0,2487$ lrov.14)

V_{pbb} – provozní objem brzdícího válce provozní brzdy ($V_{pbb} = 7 \text{ cm}^3 = 0,007$ ltab.4)

Užitečný objem kapaliny v akumulátoru před jeho nabitím (150 ÷ 123) bar

$$\Delta V_{150 \rightarrow 123} = V_0 \cdot p_0 \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_2 + 1}{p_3 + 1} \right)^{\frac{1}{n}}}{p_2 + 1} \quad (16)$$

$$\Delta V_{150 \rightarrow 123} = 1 \cdot 81 \cdot \frac{1 - \left(\frac{123 + 1}{150 + 1} \right)^{\frac{1}{1,6}}}{123 + 1} = 0,07327$$

$$\Delta V_{150 \rightarrow 123} \doteq 0,0733 \text{ l}$$

V_0 – efektivní objem plynu akumulátoru ($V_0 = 1$ l katalog [13])

p_2 – minimální hodnota tlaku kapaliny v akumulátoru než dojde k jeho nabití ($p_2 = 123$ bar kap. 3.4.2)

p_3 – hodnota vypínacího tlaku plnění akumulátoru ($p_3 = 150$ bar kap. 3.4.2)

p_0 – plnicí tlak plynu akumulátoru při maximální teplotě ($p_0 = 81$ bar rov.13)

n – polytropický exponent ($n = 1,6$ katalog [13])

Počet stisknutí pedálu před nabitím akumulátoru

$$k_{150 \rightarrow 123} = \frac{\Delta V_{150 \rightarrow 123}}{2 \cdot V_{pbb}} \quad (17)$$

$$k_{150 \rightarrow 123} = \frac{0,0733}{2 \cdot 0,007} = 5,24$$

$$k_{150 \rightarrow 123} \doteq 5 \text{ krát}$$

$\Delta V_{150 \rightarrow 123}$ – užitečný objem akumulátoru před jeho nabitím ($\Delta V_{150 \rightarrow 123} = 0,0733$ l rov.14)

V_{pbb} – provozní objem brzdícího válce provozní brzdy ($V_{pbb} = 7 \text{ cm}^3 = 0,007$ l tab.4)

Zbývající užitečný objem kapaliny v akumulátoru při výpadku dobíjení akumulátoru (123 ÷ 89) bar

$$\Delta V_{123 \rightarrow 89} = \Delta V_{150 \rightarrow 89} - \Delta V_{150 \rightarrow 123} \quad (18)$$

$$\Delta V_{123 \rightarrow 89} = 0,2487 - 0,0733 = 0,1754$$

$$\Delta V_{123 \rightarrow 89} \doteq 0,1754 \text{ l}$$

$\Delta V_{150 \rightarrow 89}$ – celkový užitečný objem kapaliny v akumulátoru ($\Delta V_{150 \rightarrow 89} = 0,2487$ l rov. (14))

$\Delta V_{150 \rightarrow 123}$ – užitečný objem kapaliny v akumulátoru před jeho nabitím ($\Delta V_{150 \rightarrow 123} = 0,0733$ l rov. (14))

Zbývající počet stisknutí brzdového pedálu při výpadku dobíjení akumulátoru

$$k_{123 \rightarrow 89} = \frac{\Delta V_{123 \rightarrow 89}}{2 \cdot V_{pbb}} \quad (19)$$

$$k_{123 \rightarrow 89} = \frac{0,1754}{2 \cdot 0,007} = 12,52$$

$$k_{123 \rightarrow 89} \doteq 12 \text{ krát}$$

$\Delta V_{123 \rightarrow 89}$ – zbývající užitečný objem kapaliny v akumulátoru při výpadku dobíjení ($\Delta V_{123 \rightarrow 89} = 0,1754 \text{ l}$ rov.(18))

V_{pbb} – provozní objem brzdícího válce provozní brzdy ($V_{pbb} = 7 \text{ cm}^3 = 0,007 \text{ l}$ tab.4)

Plnicí tlak plynu akumulátoru při 20°C

$$p_{0 \rightarrow 20^\circ\text{C}} = p_0 \cdot \frac{273 + t_1}{273 + t_2} \quad (20)$$

$$p_{0 \rightarrow 20^\circ\text{C}} = 81 \cdot \frac{273 + 20}{273 + 50} = 73,477$$

$$p_{0 \rightarrow 20^\circ\text{C}} \doteq 73,5 \text{ bar}$$

p_0 – plnicí tlak plynu akumulátoru při maximální teplotě ($p_0 = 81 \text{ bar}$ rov. (13))

t_1 – minimální pracovní teplota ($t_1 = 20^\circ\text{C}$ katalog [13])

t_2 – maximální pracovní teplota ($t_2 = 50^\circ\text{C}$ katalog [13])

Přibližný výpočet ověřil správnost volby výše zvoleného akumulátoru o objemu 1 litr. Orientačně ukázal počet teoretických stisknutí brzdového pedálu hlavně v oblasti poruchy dobíjení akumulátoru, kdy je možné brzdový pedál zmáčknout až 12 krát bez snížení účinku brzdového momentu pod hranici minimálního provozního tlaku provozní brzdy. Výhodou volby 1 litrového akumulátoru je to, že dle normy ČSN 690010-1.1 (Tlakové nádoby stabilní) nemusí být k akumulátoru dodáván pasport [5].

Přesný výpočet lze provést pouze pomocí počítačového programu, který bude brát v úvahu všechny faktory.

3.4.5 Kontrolní výpočet brzd

Kontrolní výpočet brzd bude zaměřen na schopnost vozidla zabrzdit při rychlosti 40 km/h na sklonu tratě 4%. Základní podmínka přitom bude ta, že brzdný moment provozní brzdy musí být větší nebo roven momentu třecímu ($M_{\text{brzdy}} \geq M_{\text{třecí}}$) – stav zablokování železničního kola. U parkovací brzdy musí být vozidlo na spádu 4% zajištěno proti pohybu. Podmínka pro tento stav bude tedy stejná. Vycházím z předpokladu rovnoměrného zatížení železničních kol hmotností vozidla. Při tomto předpokladu připadne na jedno železniční kolo čtvrtina celkové hmotnosti. Ve výpočtu budu uvažovat řešení po optimalizaci, tedy s železničním kolem o poloměru 0,27 m, tudíž s větším třecím momentem oproti standardnímu kolu s poloměrem 0,2 m. Z toho vyplývají větší nároky na brzdý moment provozní brzdy.

Třecí síla mezi železničním kolem a kolejníc

$$F_{t1} = \frac{1}{4} \cdot m_{\text{celk}} \cdot g \cdot f_t \quad (21)$$

$$F_{t1} = \frac{1}{4} \cdot 19000 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 6989,625$$

$$F_{t1} \doteq 6990 \text{ N}$$

m_{celk} – celková hmotnost vozidla ($m_{\text{celk}}=19000\text{kg}$ rov.(1))

g – gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tabulky [4])

f_t – součinitel smykového tření ($f = 0,15$ tabulky [4])

Třecí moment železničního kola

$$M_{t1} = F_{t1} \cdot r_{k\text{mod}} \quad (22)$$

$$M_{t1} = 6990 \cdot 0,27 = 1887,3$$

$$M_{t1} \doteq 1887 \text{ N} \cdot \text{m}$$

r_{kmod} – optimalizovaný poloměr železničního kola ($r_{kmod} = 0,27 \text{ m}$ kap. 3.3.3)

F_{t1} – třecí síla mezi železničním kolem a kolejnicí ($F_t = 6984 \text{ N}$ rov. (21))

Podmínka pro provozní brzdu při tlaku 100 bar $\rightarrow M_{brzdy} \geq M_{t1}$

$$M_{brzdy} \geq M_{t1} \tag{23}$$

$$2400 \text{ N} \cdot \text{m} > 1887 \text{ N} \cdot \text{m}$$

\Rightarrow **podmínka splněna**

M_{brzdy} – brzdový moment provozní brzdy při tlaku 100 bar ($M_{brzdy} = \text{cca } 2400 \text{ N} \cdot \text{m}$ kap. 3.4.2)

M_{t1} – třecí moment železničního kola ($M_t = 1887 \text{ N} \cdot \text{m}$ rov. 22)

Splněná podmínka říká, že i při minimálním tlaku provozní brzdy 89 bar, kterému odpovídá brzdový moment $2000 \text{ N} \cdot \text{m}$, může dojít k zablokování železničního kola. Tudíž je brzdový moment i při minimálním tlaku provozní brzdy dostatečný k překonání třecího momentu.

Třecí síla mezi železničním kolem a kolejnicí na spádu tratě 4%

$$F_{t1s} = \frac{1}{4} \cdot m_{celk} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_t \tag{24}$$

$$F_{t1s} = \frac{1}{4} \cdot 19000 \cdot 9,81 \cdot \cos 2,3^\circ \cdot 0,15 = 6983,994$$

$$F_{t1s} \doteq 6984 \text{ N}$$

m_{celk} – celková hmotnost vozidla ($m_{celk} = 19000 \text{ kg}$ rov.(1))

g – gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tabulky [4])

f_t – součinitel tření ($f = 0,15$ tabulky [4])

α – sklon tratě ($\alpha = 2,3^\circ$ rov.(4))

Třecí moment železničního kola na spádu tratě 4%

$$M_{t1s} = F_{t1s} \cdot r_{kmod} \quad (25)$$

$$M_{t1s} = 6984 \cdot 0,27 = 1885,68$$

$$M_{t1s} \doteq 1886 \text{ N} \cdot \text{m}$$

F_{t1s} – třecí síla mezi železničním kolem a kolejnicí na spádu tratě 4% ($F_{t1s} = 6984 \text{ N}$ rov. (24))

r_{kmod} – optimalizovaný poloměr železničního kola ($r_{kmod} = 0,27 \text{ m}$ kap. 3.3.3)

Podmínka pro parkovací brzdu na spádu tratě 4% $\rightarrow M_{brzdy-park} \geq M_{t1s}$

$$M_{brzdy-park} \geq M_{t1s} \quad (26)$$

$$2200 \text{ N} \cdot \text{m} > 1886 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$M_{brzdy-park}$ – brzdňý moment parkovací brzdy ($M_{brzdy-park} = 2200 \text{ N} \cdot \text{m}$ tab. 5)

M_{t1s} – třecí moment železničního kola ($M_{t1s} = 1887 \text{ N} \cdot \text{m}$ rov. (25))

Splněním podmínky je zaručeno bezpečné zajištění vozidla na spádu tratě 4% zvolenou parkovací brzdou.

Maximální možné zpomalení vozidla na spádu tratě 4% před stavem smýkání kol

$$a_x = \frac{4 \cdot F_{t1s}}{m_{celk}} \quad (27)$$

$$a_x = \frac{4 \cdot 6984}{19000} = 1,47$$

$$a_x = 1,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

F_{t1s} – třecí síla mezi železničním kolem a kolejnicí na spádu tratě 4% ($F_{t1s} = 6984 \text{ N}$ rov. (24))

m_{celk} – celková hmotnost vozidla ($m_{\text{celk}} = 19000 \text{ kg}$ rov.(1))

Teoretická zábrzdňá dráha vozidla na spádu tratě 4% při rychlosti 40 km/h

$$v_x^2 = v_{x0}^2 + 2a_x \cdot (x - x_0) \quad (28)$$

$$(x - x_0) = \frac{v_x^2 - v_{x0}^2}{2a_x}$$

$$(x - x_0) = \frac{0 - 11,1^2}{2 \cdot 1,47} = 41,991$$

$$(x - x_0) \doteq 42 \text{ m}$$

v_{x0} – počáteční rychlost vozidla před brzděním ($v_{x0} = 40 \text{ km/h} = 11,111 \text{ m/s}$ zadání)

v_x – koncová rychlost vozidla po zabrzdění ($v_x = 0 \text{ m/s}$)

a_x – maximální možné zpomalení vozidla před stavem smýkání kol ($a_x = 1,47 \text{ m/s}^2$ rov. (27))

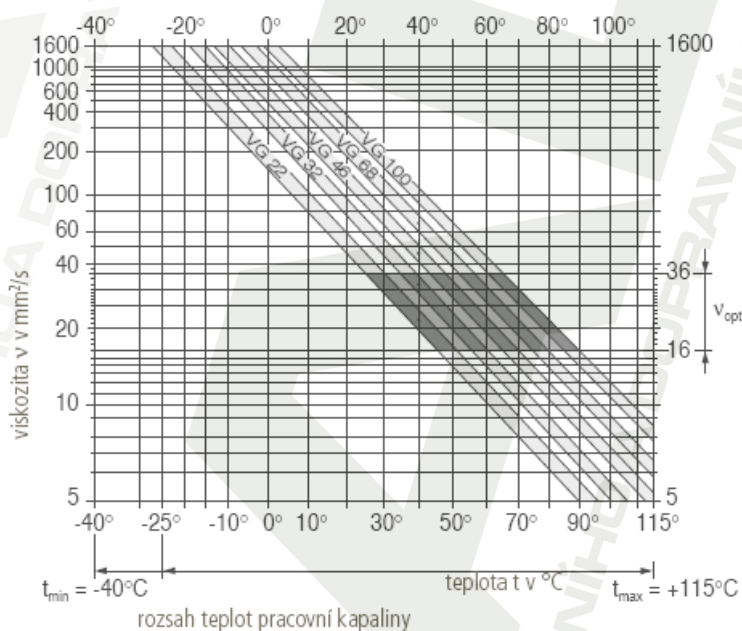
Vozidlo jedoucí po železnici maximální rychlostí 40 km/h na spádu tratě 4% by teoreticky mělo být schopné zastavit od počátku brzdění na vzdálenosti 42 metrů, aniž by došlo ke smýkání kol po kolejnicích.

3.5 Volba pracovní kapaliny

[7]

Volba správného typu pracovní kapaliny je podmíněna znalostí průběhu pracovních teplot daného hydraulického obvodu (uzavřený obvod) v závislosti na teplotách okolí.

Specifikaci pracovní kapaliny se provádí tak, že se dbá na to, aby (dle uvedeného diagramu) se hodnota pracovní teploty kapaliny nacházela v optimální oblasti pro provozní viskozitu kapaliny (v_{opt}) - šrafovaný úsek diagramu, viz. obr. 3-22. Doporučuje se volba vždy vyšší třídy pro viskozitu kapaliny.



Obr. 3-22 [7]

Diagram výběru pracovní kapaliny

V našich podmínkách se pracovní teplota pohybuje v rozsahu $(20 \div 50)^\circ\text{C}$. Tento rozsah splňuje třída viskozity VG32 - provoz hydr. zařízení ve středoevropských zimních podmínkách. Dle doporučení volím vyšší třídu viskozity VG46 – provoz hydr. zařízení ve středoevropských letních podmínkách, nebo pro uzavřené hydr. obvody.

Pro systém jsou doporučeny pracovní kapaliny na bázi minerálních olejů HL, HLP dle normy DIN 51 524.

Těmto faktorům odpovídá např. minerální olej Mobil DTE25, ESSO NUTO H46, OH-HM46.

3.5.1 Filtrace pracovní kapaliny

[7]

Čím je filtrace pracovní kapaliny jemnější, tím dosáhneme kvalitnější třídy čistoty kapaliny a prodloužíme životnost čerpadla. Pro zaručení funkční bezpečnosti axiálních pístových čerpadel je nutné, aby třída čistoty pracovní kapaliny odpovídala hodnotám: 9 dle normy NAS 1638 6 dle normy SAE 18/15 dle normy ISO/DIS 4406. V tomto případě podle charakteru systému a způsobu použití doporučujeme použít filtrační vložky se součinitelem $\beta_{20} \geq 100$. S narůstajícím tlakovým spádem na filtrační vložce se hodnota součinitele β **nesmí** zhoršovat.

4 Typové označení komponent pro objednávku dle typového klíče

Hydrogenerátor : A4VG125EP2D2/32R-NZF02F011SH (1ks)

Hydromotory : MCR03F160F180Z-3X/C2RB2M (2ks)

MCR03F160F180Z-3X/C2LB2M (2ks)

Brzdový systém : LT17MFEA-4X/10-150RFOEAG24C4/02M14 (1ks)

Rexroth Mobile Hydraulics používá tlakové spínače firmy SUCO / Bietigheim-Bissingen.

Tlakové spínače lze objednat přímo u výrobce.

Tlakový spínač :				Označení SUCO	funkce
DS1	Brzdová koncová lampa	5 bar	(obj.č. 00014524)	0166-407-02-1-026	uzávěr
DS2	Tlak v akumulátoru	100 bar	(obj.č. 00026372)	0171-460-02-1-002	měníč

Tab. 6 [9]

Tlakové spínače SUCO pro brzdový systém LT17

Zubové čerpadlo : AZPF-11-008RRR20MB (1ks)

Hyd. akumulátory : OLM 1-200/31 (3ks)

Tlakový redukční ventil : DR 6 DP2-5X/ 75 YM (1ks)
+ přípojovací deska G341/01 (1ks)
- ventil musí být nastaven na tlak 30 bar

Hyd. filtr s bypasseem : ABZFV-E1SP-M12X1-1X/-DIN (1ks)

5 Závěr

Dle zadání diplomové práce jsem navrhl modernizaci stávajícího hydraulického okruhu pojezdu dvoucestného vozidla. Na požadavek jsem volil komponenty od fy. Bosch Rexroth. V první fázi jsem zvolil nejvhodnější komponenty v souladu se zadáním, kde hlavní požadavek byl kladen na možnost hydraulického ovládní brzdění vozidla při jízdě po železnici.

Koncepce hydromotor – železniční kolo je s převodovým poměrem jedna, tedy hydromotor je přímo zabudován do železničního kola. Po zvolení vhodných komponent následoval předběžný výpočet pojezdu, který byl zaměřen na rozjezd vozidla do stoupání tratě se sklonem 4%. Předběžný výpočet jsem pojal metodou redukce, kde jsem celkovou hmotnost vozidla redukoval na hmotnost hydromotoru. Tímto výpočtem jsem zjistil potřebný záběrový moment a předběžný geometrický objem jednoho hydromotoru. Tyto parametry sloužily jako vstupní parametry do přesného výpočtu softwarem FADI 4.2, kde výstupem výpočtu je diagram závislosti tažné síly na rychlosti vozidla. Výpočtovým softwarem FADI 4.2 byla také optimalizována ideální velikost geometrického objemu hydrogenerátoru.

Navržené komponenty a jejich parametry splňují všechny požadavky zadání kromě požadavku na maximální rychlost vozidla, jež je omezena maximálními otáčkami hydromotoru. Pro splnění parametru požadavku rychlosti následovala optimalizace poloměru železničního kola, což v navržené koncepci je jediné možné východisko.

Dále jsem provedl návrh brzdového systému hydraulicky ovládaného. Brzdový systém je navržen jako dvouokruhový s elektrickým ovládním okruhu parkovací brzdy. Součástí návrhu je volba a přibližný kontrolní výpočet hydraulických akumulátorů, které slouží jako zásoba tlakové energie okruhů brzd, volba zubového čerpadla a optimalizace pro správnou funkčnost brzdového systému. Návrh brzdového systému je završen kontrolním výpočtem.

V závěru jsem zvolil pracovní kapalinu celého systému a uvedl typové označení volených komponent dle typového klíče, viz. příloha.

6 Seznam použitých zdrojů

- [1] ČSN 28 001: *Kolejová vozidla železniční. Základní termíny a definice*. Praha : Český normalizační institut, 1996
- [2] ČSN EN 13452-1: *Železniční aplikace – Brzdění. Část 1: Požadavky na provedení*. Praha: Český normalizační institut, 2004
- [3] KRATOCHVÍL,C. – SLAVÍK,J; *Mechanika těles – Dynamika*. PC-DIR s.r.o.,1989
- [4] LEINVEBER,J. – VÁVRA,P. – ŘASA,J.; *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999
- [5] ČSN 69 0010 – 1.1. *Tlakové nádoby stabilní. Část 1.1: Základní část*. Federální úřad pro normalizační měření, 1993

Seznam katalogů a www stránek

- [6] Katalog fy. SaZ s.r.o.
<http://www.saz.cz>
- [7] Katalog fy. Bosch Rexroth s.r.o. – R-CZ 92003
<http://www.boschrexroth.com>
- [8] Katalog fy. Bosch Rexroth s.r.o. – R-CZ 15205
<http://www.boschrexroth.com>
- [9] Katalog fy. Bosch Rexroth s.r.o. – R-CZ 66228/10.03
<http://www.boschrexroth.com>
- [10] Katalog fy. Bosch Rexroth s.r.o. – R-CZ 26564/02.03
<http://www.boschrexroth.com>
- [11] Katalog fy. Bosch Rexroth s.r.o. – R-CZ 45052/01.03
<http://www.boschrexroth.com>

[12] Katalog fy. Bosch Rexroth s.r.o. – RE 10089/02.07

<http://www.boschrexroth.com>

[13] Katalog fy. Olaer s.r.o. – OSP 050, OSP 320

<http://www.olaer.cz>

7 Seznam použitých zkratk a symbolů

α	[°]	Sklon tratě
ξ	[m]	Rameno valivého odporu železničního kola
$\dot{\varphi}$	[rad · s ⁻¹]	Derivace úhlového natočení podle času → úhlová rychlost
$\ddot{\varphi}$	[rad · s ⁻²]	Derivace úhlové rychlosti podle času → úhlové zrychlení
a	[m · s ⁻²]	Zrychlení vozidla
a_x	[m · s ⁻²]	Maximální zpomalení vozidla na spádu tratě 4% před stavem smýkání kol
dP_{max}	[bar]	Maximální tlakový spád
E_k	[J]	Kinetická energie
η_{iG}	[-]	Účinnost převodu iG
f_r	[-]	Součinitel valivého odporu
f_t	[-]	Součinitel smykového tření
F_{Tmax}	[N]	Maximální třecí síla
F_{t1}	[N]	Třecí síla mezi železničním kolem a kolejníc
F_{t1s}	[N]	Třecí síla mezi železničním kolem a kolejníc na spádu tratě 4%
g	[m · s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[%]	Sklon tratě
iG	[-]	Převodový poměr mezi hydromotorem a železničním kolem
iP_{vg}	[-]	Převodový poměr pohonu nástavby
J_{celk}	[kg · mm ²]	Celkový polární moment setrvačnosti na jeden hydromotor
J_k	[kg · mm ²]	Polární moment setrvačnosti železničního kola
J_{pbb}	[kg · mm ²]	Polární moment setrvačnosti provozní brzdy
J_{pbl}	[kg · mm ²]	Polární moment setrvačnosti parkovací brzdy

J_{red}	[kg · mm ²]	Redukovaný moment setrvačnosti
k	[-]	Počet hydromotorů
$k_{123 \rightarrow 89}$	[-]	Zbývající počet stisknutí brzdového pedálu při výpadku dobíjení akumulátoru
$k_{150 \rightarrow 123}$	[-]	Počet stisknutí brzdového pedálu před nabitím akumulátoru
$k_{150 \rightarrow 89}$	[-]	Celkový počet stisknutí brzdového pedálu v rozsahu užitečného objemu akumulátoru
M_{brzdy}	[N · m]	Brzdový moment provozní brzdy
$M_{brzdy-park}$	[N · m]	Brzdový moment parkovací brzdy
m_{celk}	[kg]	Celková hmotnost vozidla
m_{hm}	[kg]	Hmotnost jednoho hydromotoru
m_k	[kg]	Hmotnost železničního kola
M_m	[N · m]	Záběrový moment vozidla
m_{Max}	[kg]	Maximální hmotnost vozidla
m_{Min}	[kg]	Minimální hmotnost vozidla
m_{pbb}	[kg]	Hmotnost jedné provozní brzdy
m_{pbl}	[kg]	Hmotnost jedné parkovací brzdy
M_{t1}	[N · m]	Třecí moment železničního kola
M_{t1s}	[N · m]	Třecí moment železničního kola na spádu tratě 4%
m_v	[kg]	Hmotnost vozidla
M_1	[N · m]	Záběrový moment jednoho hydromotoru
n	[-]	Polytropický koeficient
n_a	[min ⁻¹]	Otáčky vznětového motoru
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky hydromotoru
n_p	[min ⁻¹]	Otáčky hydrogenerátoru
P	[W]	Výkon
P_a	[kW]	Výkon vznětového motoru
P_{kola}	[W]	Výkon na obvodu kola
P_{motoru}	[W]	Výkon hydromotoru
p_o	[bar]	Plnicí tlak plynu v akumulátoru při max. pracovní teplotě
$p_{o \rightarrow 20^\circ C}$	[bar]	Plnicí tlak plynu v akumulátoru při teplotě 20°C
P_{sP}	[kW]	Příkon přídatného čerpadla
P_x	[kg · mm ²]	Hlavní osový moment setrvačnosti žel.kola v ose x
P_y	[kg · mm ²]	Hlavní osový moment setrvačnosti žel.kola v ose y
P_z	[kg · mm ²]	Hlavní osový moment setrvačnosti žel.kola v ose z
p_1	[bar]	Minimální tlak provozní brzdy

P_{1max}	[W]	Maximální výkon hydromotoru
p_2	[bar]	Minimální tlak kapaliny v akumulátoru před jeho nabitím
p_3	[bar]	Vypínací tlak plnění akumulátoru
Δp	[bar]	Tlakový spád
Q_{1max}	[l · min ⁻¹]	Maximální průtok jednoho hydromotoru
r_k	[m]	Poloměr železničního kola
r_{kmod}	[m]	Optimalizovaný poloměr železničního kola
t_1	[°C]	Minimální pracovní teplota
t_2	[°C]	Maximální pracovní teplota
V_g	[cm ³]	Katalogový geometrický objem hydromotoru
v_{max}	[m · s ⁻¹]	Maximální rychlost vozidla po železnici
V_{pbb}	[cm ³]	Provozní objem brzdícího válce provozní brzdy
v_x	[m · s ⁻¹]	Koncová rychlost vozidla po zabrzdění
v_{x0}	[m · s ⁻¹]	Počáteční rychlost vozidla před brzděním
V_0	[cm ³]	Geometrický objem jednoho hydromotoru
$\Delta V_{123 \rightarrow 89}$	[l]	Zbývající užitečný objem kapaliny v akumulátoru při výpadku dobíjení akumulátoru
$\Delta V_{150 \rightarrow 123}$	[l]	Užitečný objem kapaliny v akumulátoru před jeho nabitím
$\Delta V_{150 \rightarrow 89}$	[l]	Celkový užitečný objem kapaliny v akumulátoru
\dot{x}	[m · s ⁻¹]	Derivace dráhy podle času → rychlost
\ddot{x}	[m · s ⁻²]	Derivace rychlosti podle času → zrychlení
$(x-x_0)$	[m]	Teoretická zábrzdňá dráha

8 Seznam příloh

- Příloha 1: Výchozí hydraulické schéma (externí příloha – 2 části)
- Příloha 2: Typový klíč hydrogenerátoru A4VG
- Příloha 3: Rozměry hydrogenerátoru A4VG
- Příloha 4: Typový klíč hydromotoru MCR
- Příloha 5: Rozměry hydromotoru MCR
- Příloha 6: Typový klíč brzdového systému LT17
- Příloha 7: Rozměry brzdového systému LT17
- Příloha 8: Typový klíč zubového čerpadla AZPF
- Příloha 9: Rozměry zubového čerpadla AZPF
- Příloha 10: Typový klíč tlakového redukčního ventilu DR 6 DP
- Příloha 11: Rozměry tlakového redukčního ventilu DR 6 DP
- Příloha 12: Rozměry přípojovací desky G341/01
- Příloha 13: Seznam prvků hydraulického okruhu po modernizaci

9 Seznam výkresové dokumentace

Hydraulický okruh

1-HS-058-2-00

10 Přílohy

Příloha 1: Výchozí hydraulické schéma

Z důvodu použitého formátu se jedná o externí přílohu, skládající se ze dvou částí, volně vloženou do diplomové práce.

Příloha 2 : Typový klíč hydrogenerátoru A4VG

Typový objednací klíč / Standardní program

Axiální pístové čerpadlo

na principu šikmé desky, regulační, jmenovitý tlak 400 bar, max. tlak 450 bar

A4V

Druh provozu

čerpadlo, uzavřený obvod

G

Jmenovitá velikost

geometrický objem V_g max. v cm^3

28 40 56 71 90 125 180 250

Nastavení regulace a přestavení

		28	40	56	71	90	125	180	250	
bez řídicího prvku	NV	●	●	●	●	●	●	●	●	NV
hydraulická regulace, závislá na řídicím tlaku	HD1	●	●	●	●	●	●	●	●	HD1
hydraulická regulace, závislá na zdvihu šoupátka	HW	●	●	●	●	●	●	●	●	HW
hydraulická regulace, závislá na počtu otáček	DA	●	●	●	●	●	●	●	●	DA
hydraulická regulace, přímo řízená	DG	●	●	●	●	●	●	●	●	DG
elektrická dvoubodová regulace se spínacím magnetem	EZ	●	●	●	●	●	●	●	●	EZ
elektrická regulace s proporčním magnetem	EP	●	●	●	●	●	●	●	●	EP

Napětí na magnetech (pouze u provedení EP, EZ a DA)

U = 12 V	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1
U = 24 V	●	●	●	●	●	●	●	●	●	2

Š anulování tlakových špiček

	●	●	●	●	●	●	●	●	●	D
--	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

Spínač nulové polohy (pouze u provedení HW)

bez spínače nulové polohy (bez označení)	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
se spínačem nulové polohy	●	●	●	●	●	●	●	●	●	L

Mechanické omezení zdvihu

bez mechanického omezení zdvihu (bez označení)	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
s mechanickým omezením zdvihu, nastavitelné externě	●	●	●	●	●	●	●	●	●	M

Připoje X_3 , X_4 pro přívod tlaku z regulačních komor

bez připojů X_3 , X_4 (bez označení)	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
s připoji X_3 , X_4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	T

DA regulační ventil

		NV	EZ	DG	EP	HW	HD1	DA	28...250	
bez DA regulačního ventilu		●	●	●	●	●	●	●	●	1
s DA regulačním ventilem, pevně nastavený		–	–	●	●	●	●	●	●	2
s DA regulačním ventilem, s mech. regulací přes ovládací páku	L	–	–	●	●	●	●	●	●	3L
	R	–	–	●	●	●	●	●	●	3R
s DA regulačním ventilem, pevně nastavený a se zabudovaným hydr. inčventilem, řídicí médium - brzdová kapalina		–	–	–	–	–	–	●	●	4
s DA regulačním ventilem, s mech. regulací přes ovládací páku a zabudovaným hydr. inčventilem, řídicí médium - brzdová kapalina	L	–	–	–	–	–	–	●	●	5L
	R	–	–	–	–	–	–	●	●	5R
s DA regulačním ventilem, pevně nastavený, s přípojem pro napojení řídicího prvku		–	–	●	●	●	●	●	●	7
s DA regulačním ventilem, pevně nastavený a se zabudovaným hydr. inčventilem, řídicí médium - minerální olej		–	–	–	–	–	–	●	●	8
s DA regulačním ventilem, s mech. regulací přes ovládací páku a zabudovaným hydr. inčventilem, řídicí médium - minerální olej	L	–	–	–	–	–	–	●	●	9L
	R	–	–	–	–	–	–	●	●	9R

DA regulační ventil s ovládací pákou

bez ovládací páky (bez označení)	
s ovládací pákou - směr otáčení vlevo	L
s ovládací pákou - směr otáčení vpravo	R

Konstrukční řada

konstrukční řada 3, index 2		32
-----------------------------	--	----

Směr otáčení

při pohledu na zakončení hřídele		28...250	
	vpravo	●	R
	vlevo	●	L

Těsnění

NBR (Nitril-Kautschuk), těsnění hřídele FKM (Fluor-Kautschuk)		N
---	--	---

Zakončení hřídele (přípustné vstupní krouticí momenty viz strana 7)

		28	40	56	71	90	125	180	250	
drážkovaná hřídel pro samostatné čerpadlo dle DIN 5480	pro samostatné čerpadlo	●	●	●	●	●	●	●	●	Z
	pro sestavu čerpadel - 1. čerpadlo	– ¹⁾	●	●	●	●	●	– ¹⁾	– ¹⁾	A
drážkovaná hřídel dle ANSI B92.1a–1976	pro samostatné čerpadlo	●	●	●	●	●	●	●	●	S
	pro sestavu čerpadel - 1. čerpadlo	– ²⁾	– ²⁾	●	●	– ²⁾	●	●	●	T
	pouze pro sestavu čerpadel - 2. čerpadlo	–	●	–	–	●	–	–	–	U

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

A4V G / 3 2 - N

Axiální pístové čerpadlo

Druh provozu

Jmenovitá velikost

Nastavení regulace a přestavení

Konstrukční řada

Směr otáčení

Těsnění

Zakolení hřídele

Připojovací příruba	28	40	56	71	90	125	180	250	
SAE J744 – 2 otvory	●	●	●	-	-	-	-	-	C
SAE J744 – 4 otvory	-	-	-	-	-	-	●	●	D
SAE J744 – 2 + 4 otvory	-	-	-	●	●	●	-	-	F

Připojení pracovních větví

	28	40...180	250	
větve A a B SAE, (metrické upevňovací závity), umístění na boční straně (naproti sobě)	-	●	-	02
větve A a B SAE, (metrické upevňovací závity), umístění na boční straně (vedle sebe)	●	-	●	10

Pomocné čerpadlo

	28	40	56	71	90	125	180	250	
s integrovaným pomocným čerpadlem, bez průběžné hřídele	●	●	●	●	●	●	●	●	F00
bez integrovaného pomocného čerpadla, bez průběžné hřídele	●	●	●	●	●	●	●	●	N00
s integrovaným pomocným čerpadlem, s průběžnou hřídelí	●	●	●	●	●	●	●	●	F...
bez integrovaného pomocného čerpadla, s průběžnou hřídelí	●	●	●	●	●	●	●	●	K...

Průběžná hřídel (možnosti zástavby viz strana 39)

příruba SAE J744 ²⁾	náboj drážkované hřídele	28	40	56	71	90	125	180	250	
82-2(A)	5/8in 9T 16/32DP ⁴⁾	●	●	●	●	●	●	●	●	...01
101-2(B)	7/8in 13T 16/32DP ⁴⁾	●	●	●	●	●	●	●	●	...02
	1in 15T 16/32DP ⁴⁾	●	●	●	●	●	●	●	●	...04
127-2(C)	1in 15T 16/32DP ⁴⁾	-	●	-	-	-	-	-	-	...09
	1 1/4in 14T 12/24DP ⁴⁾	-	-	●	●	●	●	●	●	...07
152-2/4(D)	W35 2x30x16x9g ⁵⁾	-	-	-	-	-	-	-	-	...73
	1 3/4in 13T 8/16DP ⁴⁾	-	-	-	-	-	●	●	●	...69
165-4(E)	1 3/4in 13T 8/16DP ⁴⁾	-	-	-	-	-	-	●	●	...72

Ventily

rozsaň nastavení	28	40	56	71	90	125	180	250	
s nepřímo řízeným pojistovacím ventilem 100...420 bar s Bypasssem	-	-	-	●	●	●	●	●	1
s pojistovacím ventilem, 270...420 bar bez Bypasssu	●	●	●	-	-	-	-	-	3
přímo řízeným, (pevně nastavený) s Bypasssem	●	●	●	-	-	-	-	-	5
100...250 bar bez Bypasssu	●	●	●	-	-	-	-	-	4
s Bypasssem	●	●	●	-	-	-	-	-	6

Filtrace

	28	40	56	71	90	125	180	250	
filtrace v sací větvi pomocného čerpadla (plnicí čerpadlo)	●	●	●	●	●	●	●	●	S
filtrace v tlakové větvi pomocného čerpadla (plnicí čerpadlo):									
přípoje pro externí filtrace napájecího obvodu, (F _e a F _a)	●	●	●	●	●	●	●	●	D
ventil pro spouštění za studena a pro ext. filtrace napájecího obvodu (F _e a F _a)	-	●	●	●	●	●	●	●	K
zabudovaný filtr, součástí dodávky ⁶⁾	-	●	●	●	●	●	●	●	F
zabudovaný filtr se signalizací znečištění, kontrolka a elektr. signál ⁶⁾	-	●	●	●	●	●	●	●	M
zabudovaný filtr se signalizací znečištění, průhledítko ⁶⁾	-	●	●	●	●	●	●	●	P
zabudovaný filtr se signalizací znečištění, elektr. signál ⁶⁾	-	●	●	●	●	●	●	●	L
externí napájení (u provedení bez integr. pomocného čerpadla - N00, K...)	●	●	●	●	●	●	●	●	E

Signalizace úhlu naklonění šikmé desky čerpadla

	28	40	56	71	90	125	180	250	
bez ukazatele úhlu naklonění šikmé desky čerpadla (bez označení)	●	●	●	●	●	●	●	●	
elektrické čidlo úhlu naklonění šikmé desky čerpadla	●	●	●	●	●	●	●	●	R

Výběr konektorů pro magnety (pouze pro provedení EP, EZ a DA)

	28	40	56	71	90	125	180	250	
zátavný konektor DEUTSCH, 2-pólový (bez zhášecí diody)	●	●	●	●	●	●	●	●	P
zátavný konektor DEUTSCH, 2-pólový (s oboustrannou zhášecí diodou) ⁷⁾	○	○	○	○	○	○	○	○	Q
konektor DEUTSCH, 2-pólový (bez zhášecí diody) ⁸⁾	●	●	●	●	●	●	●	●	T
konektor dle normy DIN od firmy Hirschmann (bez zhášecí diody) ⁸⁾	●	●	●	●	●	●	●	●	H

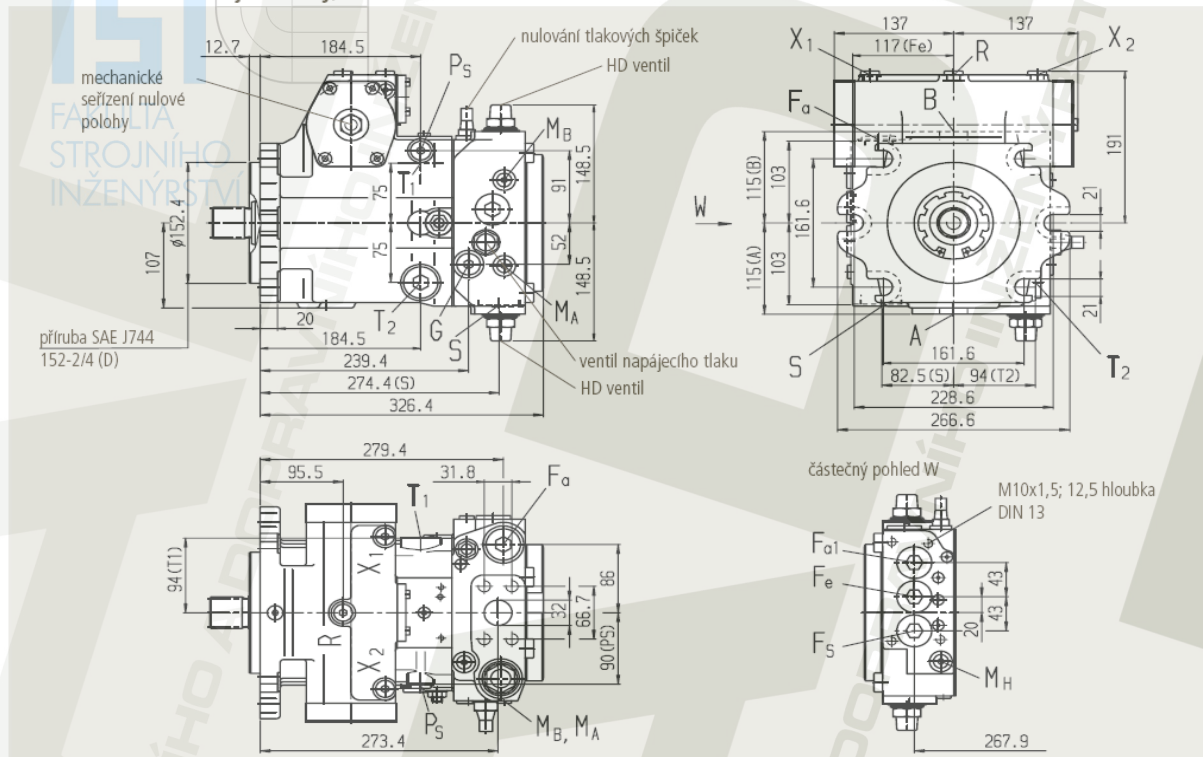
¹⁾ standard pro sestavu čerpadel - 1. čerpadlo: hřídel Z ⁵⁾ náboj pro drážkovanou hřídel dle DIN 5480
²⁾ standard pro sestavu čerpadel - 1. čerpadlo: hřídel S ⁶⁾ s ventilem pro spouštění za studena
³⁾ 2 $\hat{=}$ 2-otvory; 4 $\hat{=}$ 4-otvory ⁷⁾ provedení s oboustrannou zhášecí diodou, pouze pro provedení EZ a DA
⁴⁾ náboj pro drážkovanou hřídel dle ANSI B92.1a-1976 ⁸⁾ není vhodné pro nové projekty
 (přizpůsobení drážkované hřídele dle SAE J744, viz strana 39-41) ● = dodává se ○ = na požádání - = nedodává se = předběžně dodávané prvky

Příloha 3: Rozměry hydrogenerátoru A4VG

Rozměry čerpadla, jmenovitá velikost 125

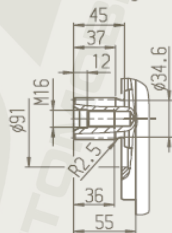
Před zhotovením konstr. návrhu doporučujeme si vyžádat závazný výkres zadaného typu čerpadla.

Provedení bez řídicí jednotky, NV

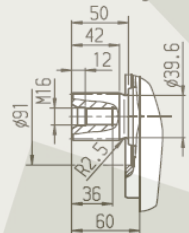


Provedení konce hřídele

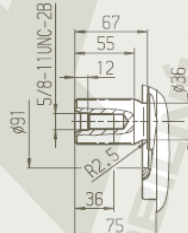
Z drážkovaná hřídel DIN 5480
W40x2x30x18x9g



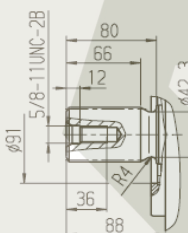
A drážkovaná hřídel DIN 5480
W45x2x30x21x9g



S drážkovaná hřídel 1 3/4in 13T 8/16DP¹⁾
(SAE J744 – 44-4 (D))



T drážkovaná hřídel 2in 15T 8/16DP¹⁾
(SAE J744 – 50-4 (F))



Přípoje

A, B	pracovní větve (vysokotlaká řada)	SAE J518
	závit pro upevnění A/B	DIN 13
T ₁	větev průsaků popř. plnění oleje	DIN 3852
T ₂	větev průsaků popř. vypouštění oleje ²⁾	DIN 3852
M _A , M _B	měřicí místa v prac. větvích A, B ²⁾	DIN 3852
R	odvzdušnění ²⁾	DIN 3852
S	sací větev pro napájecí kapalinu	DIN 3852
X ₁ , X ₂	nápojení tlaku pro regulaci (před clonou) ²⁾	DIN 3852
G	nápojení tlaku pro pomocné obvody ²⁾	DIN 3852
P _S	nápojení tlaku pro regulaci ²⁾	DIN 3852
F _a	výstup z filtru ²⁾	DIN 3852
F _{a1}	výstup z filtru (filtr pro zabudování) ²⁾	DIN 3852
F _e	vstup do filtru ²⁾	DIN 3852
F ₃	přípoj pro filtr do sacího potrubí (studený rozběh) ²⁾	DIN 3852
M _H	přípoj pro vyvážený vysoký tlak ²⁾	DIN 3852
Y ₁ , Y ₂	přípoje dálkového ovládání (jen u HD regulace)	DIN 3852

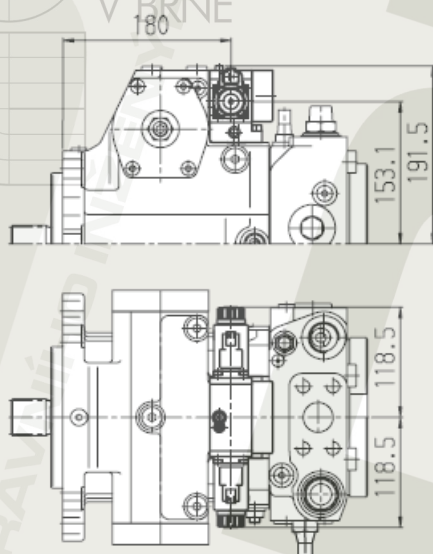
utahovací moment, max.

1 in	–	viz Bezpečnostní pokyny
M14x2;	19 hloubka	540 Nm
M33x2;	18 hloubka	540 Nm
M33x2;	18 hloubka	50 Nm
M12x1,5;	12 hloubka	100 Nm
M16x1,5;	12 hloubka	960 Nm
M48x2;	22 hloubka	100 Nm
M16x1,5;	12 hloubka	210 Nm
M 22x1,5;	14 hloubka	140 Nm
M18x1,5;	12 hloubka	540 Nm
M33x1,5;	18 hloubka	540 Nm
M33x1,5;	18 hloubka	540 Nm
M33x1,5;	18 hloubka	50 Nm
M12x1,5;	12 hloubka	80 Nm
M14x1,5;	12 hloubka	

¹⁾ ANSI B92.1a-1976, 30° úhel záběru, části zubů jsou srovnány, boky zubů jsou středěny, toleranční třída 5

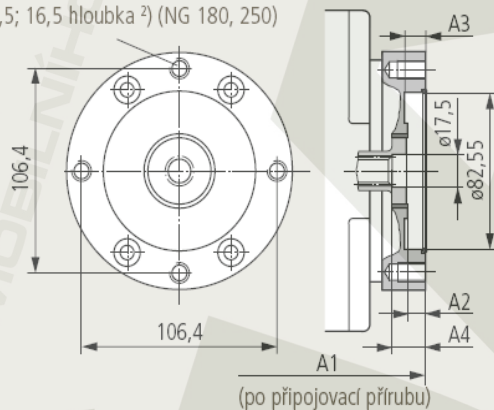
²⁾ uzavřeno

Elektrická regulace s proporcionálním magnetem, EP



F01/K01

příruba SAE J744 – 82-2 (A)

náboj pro drážkovanou hřídel dle ANSI B92.1a-1976 5/8in 9T 16/32DP ¹⁾ (SAE J744 – 16-4 (A))M10x1,5; 15 hloubka ²⁾
M10x1,5; 16,5 hloubka ²⁾ (NG 180, 250)

(po přípojovací přírubu)

NG	A1 (F01)	A1 (K01)	A2	A3	A4
28	227,9	227,9	7,5	7,5	
40	239,7	234,2	9	9	18
56	261,4	254,9	10	10	18
71	297,6	297,6	9	10	17
90	304	304	9	8	
125	330,9	330,9	10,5	9	
180	378,4	378,4	7,5	7,5	15,5
250	426,9		11	11	18

Bezpečnostní pokyny

- Čerpadlo A4VG je konstruováno pro provoz v uzavřeném obvodu.
- Projektování, montáž, uvádění do provozu a celkový provoz čerpadla by měl provádět zaškolený personál.
- Pracovní a funkční přípoje jsou dimenzovány pouze pro zabudování hydraulických vedení.
- Utahovací momenty: Dbejte max. přípustných utahovacích momentů na použitých armaturách (údaje od výrobce)!
U upevňovacích šroubů dle normy FDIN 13 doporučujeme kontrolovat utahovací momenty vždy v jednotlivých případech dle normy VDI 2230 stav 2003.
- Během a krátce po provozu čerpadla vzniká nebezpečí vzniku ohně na magnetech!

Příloha 4: Typový klíč hydromotoru MCR

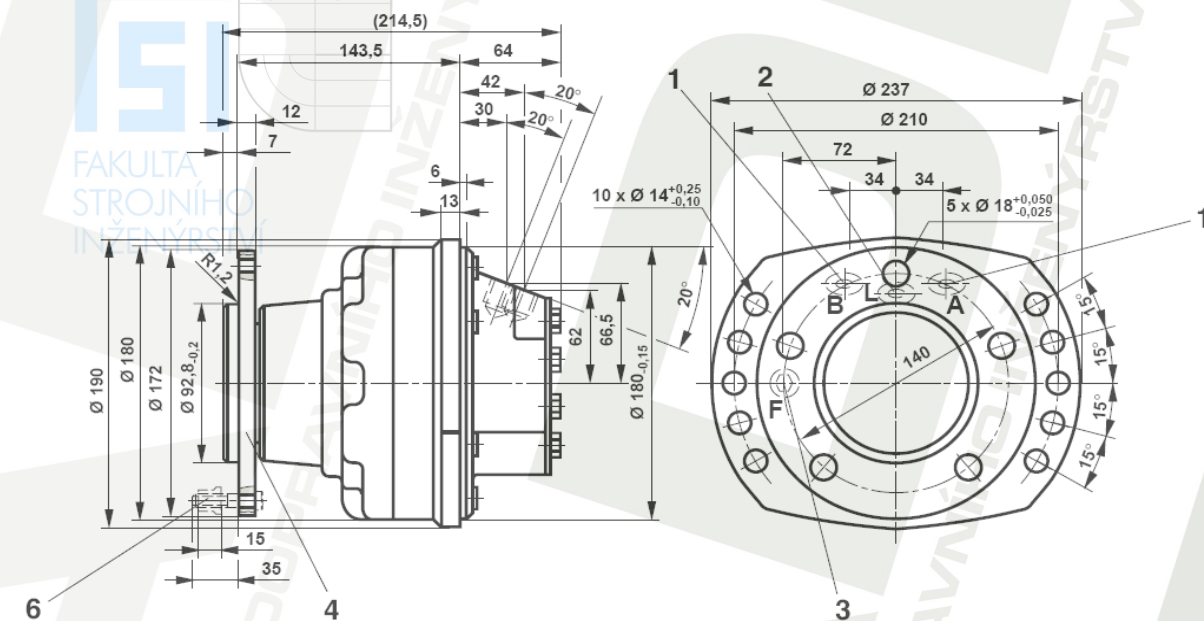
MCR		03			Z - 3X /	M	/		*	
Konstrukční velikost										další údaje uveďte v doplňujícím textu
konstrukční velikost 3		= 03								
Přírubové provedení tělesa										Čep
kompaktní provedení		= A								bez označení = bez čepu
přírubový motor		= D								/S = s čepem
koncový motor		= F								
těleso s hydraulickými přípoji		= H								
Jmenovitá velikost (NG), přiváděné množství V										Přípoje
NG 160	=	160 cm ³	=	160						01 = trubkový závit dle ISO 228/1
NG 225	=	225 cm ³	=	225						12 = závit UNF-SAE
NG 255	=	255 cm ³	=	255						Možnost změny geometrického objemu
NG 280	=	280 cm ³	=	280						bez označení = nelze měnit
NG 325	=	325 cm ³	=	325						2R = lze měnit pouze vpravo
NG 365	=	365 cm ³	=	365						2L = lze měnit pouze vlevo
NG 400	=	400 cm ³	=	400						
1. Provedení hřídele										Těsnění
drážkovaná hřídel dle DIN 5480		= W40	¹⁾							M = těsnění NBR, pro minerál. olej
válnová s lícovaným perem l 40 mm		= L40	²⁾							dle DIN 51 524 (HL, HLP)
s přírubou l 172 mm		= F180	³⁾							(kromě provozní brzdy, viz str. 10)
Bez 2. provedení hřídele		= Z								Brzdy
¹⁾ jen s provedením tělesa A		max. krouticí moment 1500 Nm								A0 = bez brzdy
²⁾ jen s provedením tělesa D		max. krouticí moment 1500 Nm								B2 = hydraulicky odlehčovaná parkovací brzda
³⁾ jen s provedením tělesa F										(tlak pružiny - lamelová brzda)
										³⁾ C2R = provozní brzda (bubnová brzda)
										pravé provedení (viz obr. str. 10)
										³⁾ C2L = provozní brzda (bubnová brzda)
										levé provedení (viz obr. str. 10)
										Série
										3X = Série 32 až 39
										(30 až 39: nezměněné konstrukční a přípojovací rozměry)

Příloha 5: Rozměry hydromotoru MCR

Rozměry hydromotoru

(v mm)

Provedení tělesa: údaj pro objednávku "F"

Hmotnost: $m = 20$ kg

přípoj	rozměry / údaje pro objednávku	
	01	12
A, B	G 1/2	7/8-14 SAE
L	G 3/8	9/16-18 SAE
F	G 1/2	3/4-16 SAE

1 přípoj A; B (vstup, výstup)

2 přípoj pro průsak L

3 plnicí přípoj F, lze použít rovněž jako přípoj pro průsak

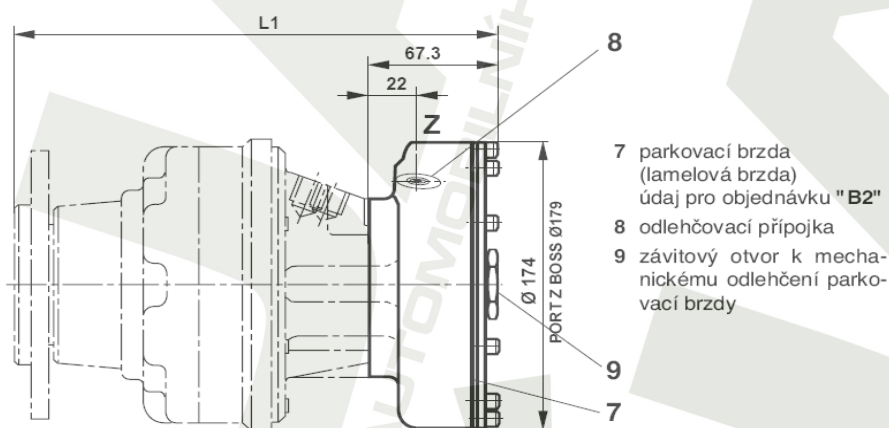
4 1 hřídel s přírubou; údaj pro objednávku "F180"

6 stavěcí šroub M14 x 1,5 s šestihrannou maticí pro upevnění kotouče; činná délka 5 až 20 mm; údaj pro objednávku "S"

Polární moment setrvačnosti $J_m = 18717$ kgmm²

Rozměry hydromotoru: parkovací brzda (lamelová brzda)

(v mm)

Hmotnost: $m = 7$ kgPolární moment setrvačnosti
 $J_m = 1420$ kgmm²

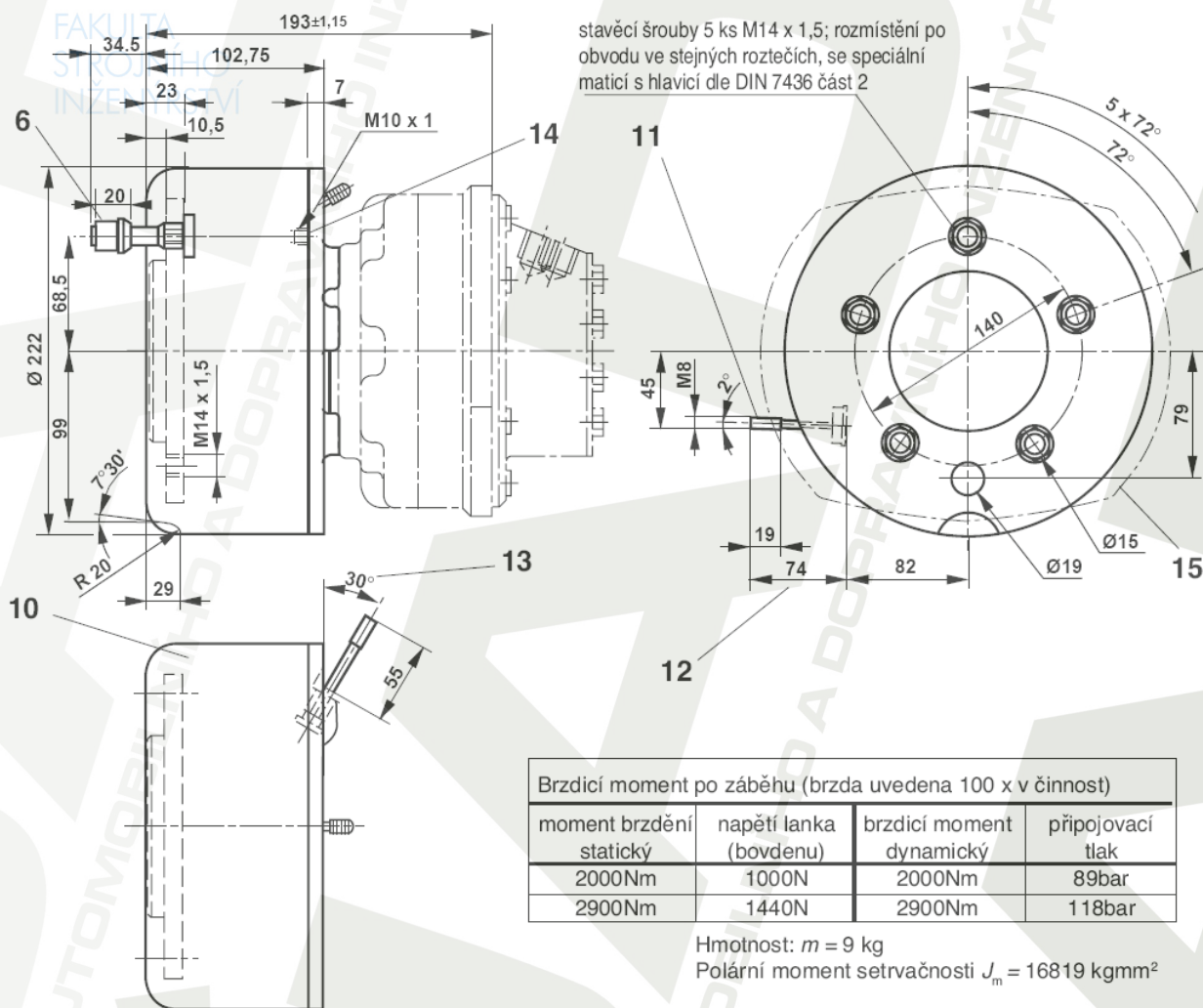
- 7 parkovací brzda (lamelová brzda) údaj pro objednávku "B2"
- 8 odlehčovací přípojka
- 9 závitový otvor k mechanickému odlehčení parkovací brzdy

přírubové těleso	bez možnosti změny geom. objemu L1	s možností změny geom. objemu L1
Typ A	299.3	318.3
Typ D	339.3	358.3
Typ F	271.8	290.8

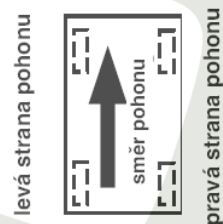
přípoj	rozměry / údaje pro objednávku	
	01	12
Z	G 3/8	9/16-18 SAE
Poz. 9	M 12	M12

Rozměry hydromotoru: provozní brzda (bubnová brzda)

(v mm)



- 6 stavěcí šroub M14 x 1,5 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem; činná délka 5 až 20 mm; údaj pro objednávku "S"
- 10 provozní brzda (bubnová brzda,) údaj pro objednávku "C2..", pro brzdovou kapalinu DOT 3+4 nebo SAE J1703
- 11 lanko (bovdnu): je znázorněn motor s brzdou pro pravostranné umístění; pro levostranné umístění platí zrcadlový obraz
- 12 délka bovdenu
- 13 úhlové nastavení bovdenu
- 14 připojovací otvor pro brzdové potrubí: $p_{\max} = 118 \text{ bar}$
 provozní objem brzdícího válce $V = 7 \text{ cm}^3$
- 15 upevňovací příruba, verze " F "



Příloha 6: Typový klíč brzdového systému LT17

Údaje pro objednávku

LT 17	- 4X/	-150		FOE	/	M	*
brzdící systém s externím zdrojem tlaku							
Ovládání nožní pedál = MFA nožní pedál, elektrická pojistovací brzda = MFEA							
Série 4X série 40 až 49 (40 až 49: nezměněné konstrukční a připojovací rozměry) = 4X							
Maximální provozní pojistovací tlak 60 bar = 060 80 bar = 080 100 bar = 10 plnicí funkce je nastavena na 150 barů jiné hodnoty nastavení pro plnění nutno konzultovat							
Jmenovitý tlak v obvodu pojistovací brzdy (MFEA) plnicí funkce je nastavena na 150 barů = 150 jiné hodnoty nastavení pro plnění nutno konzultovat							
Napájecí proud akumulátoru cca 4,5 L/min (standard B18) = bez označení cca 17 L/min = B40							
další údaje uvedte v doplňujícím textu Dodatečné vybavení s tlakovým spínačem 14 = Těsnění M = těsnění NBR, vhodné pro minerální oleje (HL, HLP) dle normy DIN 51 524 Připojovací závity 02 = metrický závit 40 = metrický závit, zmenšený Spínací magnet pojistovací brzdy (MFEA) AG12C4 = magnet 12 Volt AG24C4 = magnet 24 Volt oba s konektorem Zpětný ventil bez označení = bez zpětného ventilu R = se zpětným ventilem (dle volby MFA - připojení S3) R = se zpětným ventilem (standardně MFEA - připojení S3)							

Zákonné předpisy

Společným obsahem všech zákonných předpisů je, že vozidlo musí být bezpečné ve všech provozních stavech. Základní podklady pro projektování brzdících systému by měly být současně platné národní a mezinárodní směrnice. Z toho vyplývá, že brzdící zařízení musí odpovídat současnému stavu techniky.

Také přejímky těchto brzdících zařízení musí být prováděny dle platných národních a mezinárodních předpisů.

Zodpovědnost za tyto skutečnosti přebírá výrobce vozidla.

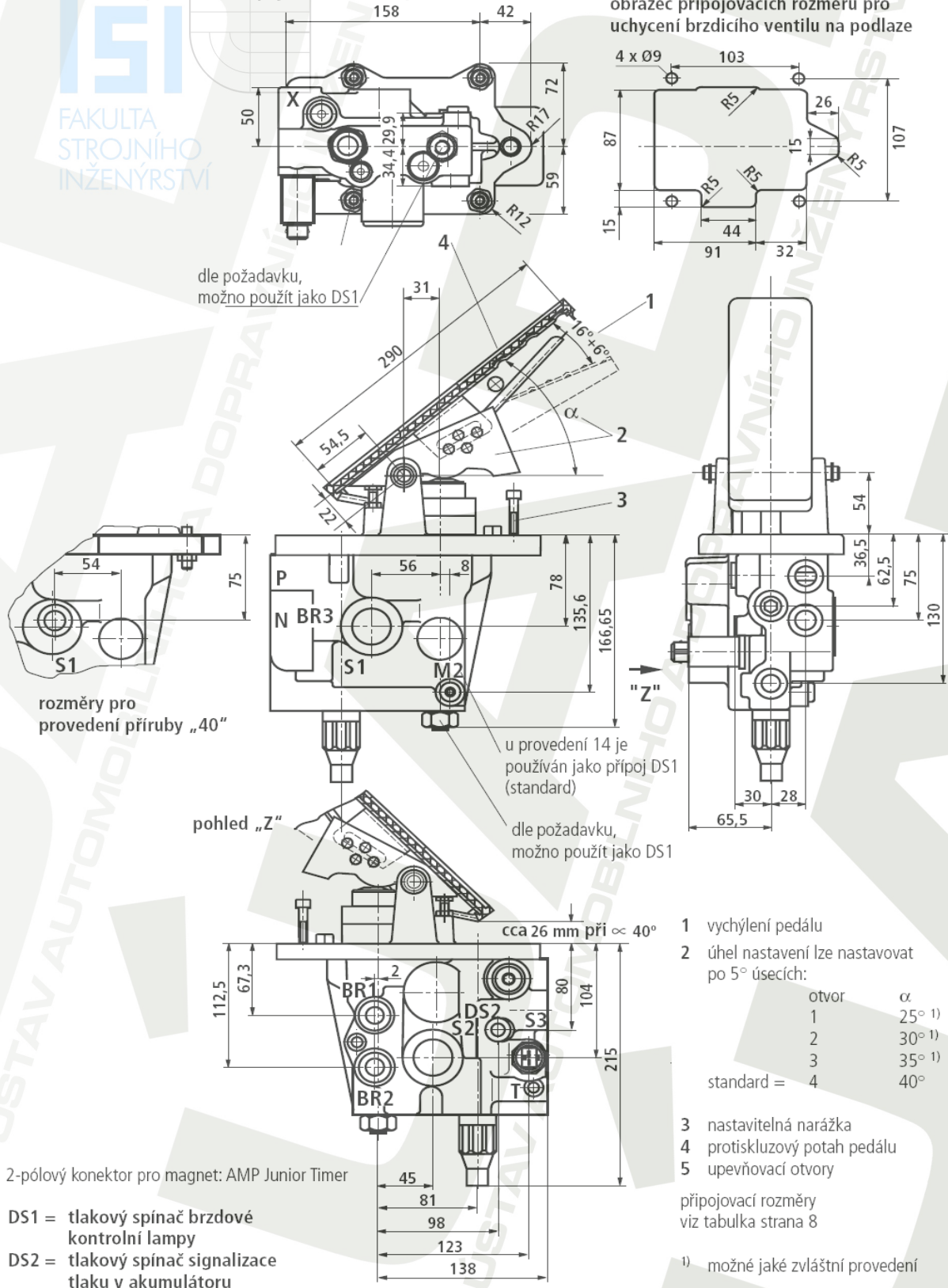
Pokyny k instalaci

- Pryžové součásti **nesmí** být natřeny jakoukoliv barvou.
- Ovládací prvky a ochranné manžety nelze čistit tlakovou čističkou.
- Poškozená těsnění musí být ihned vyměněna.
- Hodnoty průřezu spojovacích hydraulických elementů (hadice, trubky) nutno dimenzovat tak, aby i při nízkých teplotách zůstal tlakový spád mezi hydraulickým akumulátorem a brzdovým válečkem na nízké hodnotě.
- Hodnota tlaku v nádrži nesmí přesáhnout hodnotu pracovního tlaku v brzdovém okruhu.
- Pozor při montáži zařízení pod podlahou - zdvih pedálu nesmí být ovlivňován nečistotami.
- Rohož na nohy musí být v takovém provedení, aby měl pedál v nečinném stavu vždy dostatek volného místa.
- V případě použití uvedeného ventilu dbejte na důležité předpisy institutu TÜV!

Příloha 7: Rozměry brzdového systému LT17

Rozměry prvku (rozměry v mm)

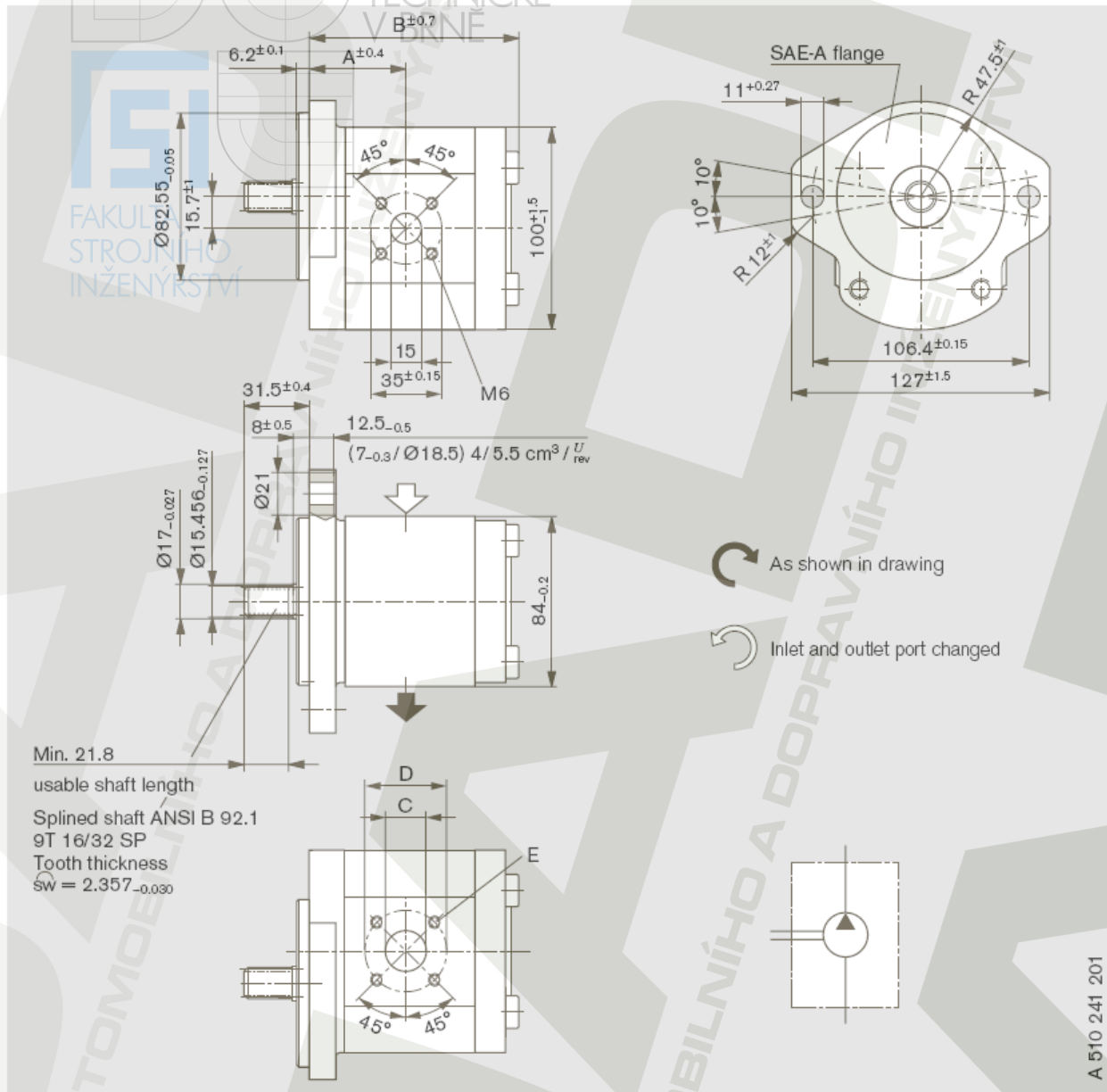
Provedení MFEA (s elektrickou pojistovací brzdou)



Příloha 8: Typový klíč zubového čerpadla AZPF

AZ	P	F	-	x	x	-	016	R	C	B	20	M	B	18009	S xxxx
<p>Function P = Pump</p> <p>Series 1 = Standard bearing 2 = Reinforced bearing</p> <p>Version 0 = Phosphatized 1 = Phosphatized, pinned 2 = Chromatized, pinned</p> <p>Size (F) 004 = 4.0 cm³/rev 005 = 5.5 cm³/rev 008 = 8.0 cm³/rev 011 = 11.0 cm³/rev 014 = 14.0 cm³/rev 016 = 16.0 cm³/rev 019 = 19.0 cm³/rev 022 = 22.5 cm³/rev 025 = 25.0 cm³/rev 028 = 28.0 cm³/rev</p> <p>Direction of rotation R = Clockwise L = Counterclockwise</p>														<p>Special design *)</p>	
<p>Valve adjustment 200 xx = PRV 200 bar xxx 11 = FCV 11 l/min 18009 = PRV + FCV 180 bar, 9 l/min</p> <p>Rear cover B = Standard D = PRV residual flow internal E = FCV residual flow external S = FCV residual flow internal V = PRV + FCV</p> <p>Seals M = NBR P = FPM K = NBR, SSR in FPM</p>															
<p>*) Some of the special designs shown on pages 18–55 are not covered in the illustration of the ordering code.</p>															
Drive shafts				Front cover				Line ports							
C	Tapered key shaft 1:5		B	P	B	Square flange Centering Ø 80 mm		20	Rectangular flange						
H	Tapered key shaft 1:8		O		R	SAE J 744 82-2 A 2-bolt flange Ø 82.55 mm		12	Thread (UNF-2B) SAE Seal ring BOSS						
N	Dihedral claw		M		P	2-bolt mounting Centering Ø 50 mm		30	Rectangular flange						
Q	Straight keyed shaft SAE J 744 16-1 A		R		O	Square flange Centering Ø 36.47 mm		01	Pipe thread ISO 228/1						
R	Splined shaft SAE J 744 16-4 9T		R	C	C	SAE J 744 101-2 B 2-bolt flange Ø 101.6 mm		03	Thread, metric ISO 6149 with seal ring						
P	Splined shaft SAE J 744 19-4 11T		R	C	M	2-bolt mounting Centering Ø 52 mm with seal ring									
F	Splined shaft DIN 5482 B 17 x 14		B	P	A	Outboard bearing Ø 80 mm, Type 1									
S	Tapered key shaft 1:5 for flange A		A		N	2-bolt mounting Centering Ø 50 mm									
A	Straight keyed shaft ISO Ø 18 mm		B		T	4-bolt mounting Ø 52 mm with seal ring									
					G	Outboard bearing Ø 80 mm, Type 2									

Příloha 9: Rozměry zubového čerpadla AZPF



Ordering code

AZPF - 10 - R R 20 M B
 AZPF - 11 - R R 20 K B*

Displacement [cm ³ /rev]	Ordering-No.		Max. operating pressure [bar]	Max. rotation speed [rpm]	kg	Dimension [mm]				
	L	R				A	B	C	D	E
4	0 510 225 314	0 510 225 013	280	4000	3.15	39.9	85.0	15	40	M6 depth 13
5.5	0 510 325 313	0 510 325 013	280	4000	3.2	41.1	87.5	15	40	
8	0 510 425 314	0 510 425 020	280	4000	3.3	43.2	91.6	20	40	
11	0 510 525 324*	0 510 525 019	280	3500	3.5	47.0	96.6	20	40	
14	0 510 525 325	0 510 525 020	280	3000	3.6	47.5	101.6	20	40	
16	0 510 625 329	0 510 625 028	280	3000	3.8	47.5	105.0	20	40	
19	0 510 625 330*	0 510 625 029*	230	3000	3.9	47.5	110.0	20	40	
22.5	0 510 725 361	0 510 725 077*	210	2500	4.1	55.1	115.4	20	40	

Příloha 10: Typový klíč tlakového redukčního ventilu DR 6 DP

Údaje pro objednávku

DR 6 DP		-5X/	Y		*
přímo řízený tlakový redukční ventil NG 6					další údaje uvedte v doplň. textu
Regulační prvek					bez označení = těsnění NBR
otočná hlavice	= 1				V = těsnění FKM
závitový kolík s šestihranem a ochrannou krytkou	= 2				(nutno objednat zvlášť)
uzamykatelná otočná hlavice se stupnicí ¹⁾	= 3				⚠ Pozor!
otočná hlavice se stupnicí	= 7				Dbejte na těsnicí schopnosti použité
série 50 až 59	= 5X				pracovní kapaliny!
(50 až 59: nezměněné konstrukční a přípojovací rozměry)					bez označení = se zpětným ventilem
max. sekundární tlak 25 bar	= 25				M = bez zpětného ventilu
max. sekundární tlak 75 bar	= 75				Y = přívod řídicího tlaku interně
max. sekundární tlak 150 bar	= 150				odvod řídicího tlaku externě
max. sekundární tlak 210 bar	= 210				
max. sekundární tlak 315 bar ²⁾	= 315				

Přednostně dodávané typy (viz str. 2) jsou dodávány s kratšími dodacími termíny!

¹⁾ klíček H s objednacím číslem R900008158 je součástí dodávky

²⁾ pouze při použití regulačního prvku "2" a bez zpětného ventilu



© 2003 by Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, D-97813 Lohr am Main

Všechna práva vyhrazena. Žádná část výrobků Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics nesmí být bez předchozího souhlasu výrobce reprodukována nebo elektronické systémy ukládány, přepracovány nebo rozšiřovány. Jednáním proti tomuto ustanovení se zavazujete náhradou škody. Tento produkt byl pečlivě vyroben a funkčně odzkoušen. Z důvodu nepřetržitého dalšího vývoje výrobků je nutno počítat s nadcházejícími změnami.

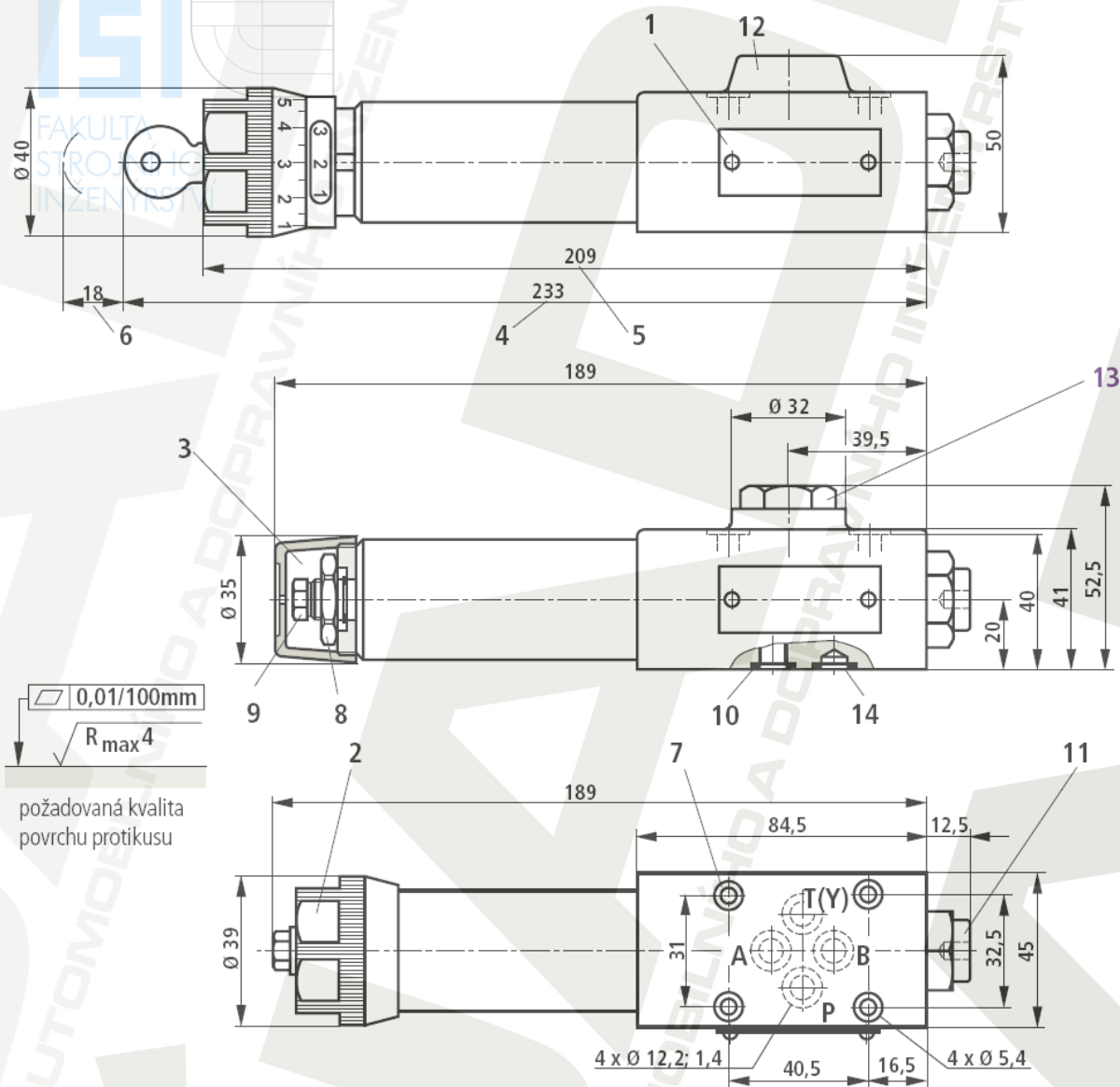
Za případné chybné nebo neúplné údaje nepřebíráme žádnou záruku.

Přednostně dodávané typy (kratší dodací termíny)

typ	objednací číslo	typ	objednací číslo
DR 6 DP2-5X/25Y	R000465254	DR 6 DP2-5X/150Y	R000413242
DR 6 DP2-5X/25YM	R000472470	DR 6 DP2-5X/150YM	R000472020
DR 6 DP2-5X/75Y	R000413241	DR 6 DP2-5X/210Y	R000413243
DR 6 DP2-5X/75YM	R000450964	DR 6 DP2-5X/210YM	R000455316

Příloha 11: Rozměry tlakového redukčního ventilu DR 6 DP

Rozměry prvku (rozměry v mm)



- 1 typový štítek
- 2 regulační prvek "1"
- 3 regulační prvek "2"
- 4 regulační prvek "3"
- 5 regulační prvek "7"
- 6 potřebný prostor pro odstranění klíče
- 7 upevňovací šrouby ventilu
- 8 kontramatice SW 24

- 9 šestihran SW 10
- 10 stejné těsnící kroužky pro větve A, B, P, T(Y)
- 11 přípoj pro manometr G 1/4; hloubka 12; vnitřní šestihran vel. SW 6
- 12 bez zpětného ventilu
- 13 se zpětným ventilem
- 14 přípoj B bez popisu funkce

Připojovací desky G 341/01 (G 1/4)
G 342/01 (G 3/8)
G 502/01 (G 1/2)

dle katalogu RD 45 052 a

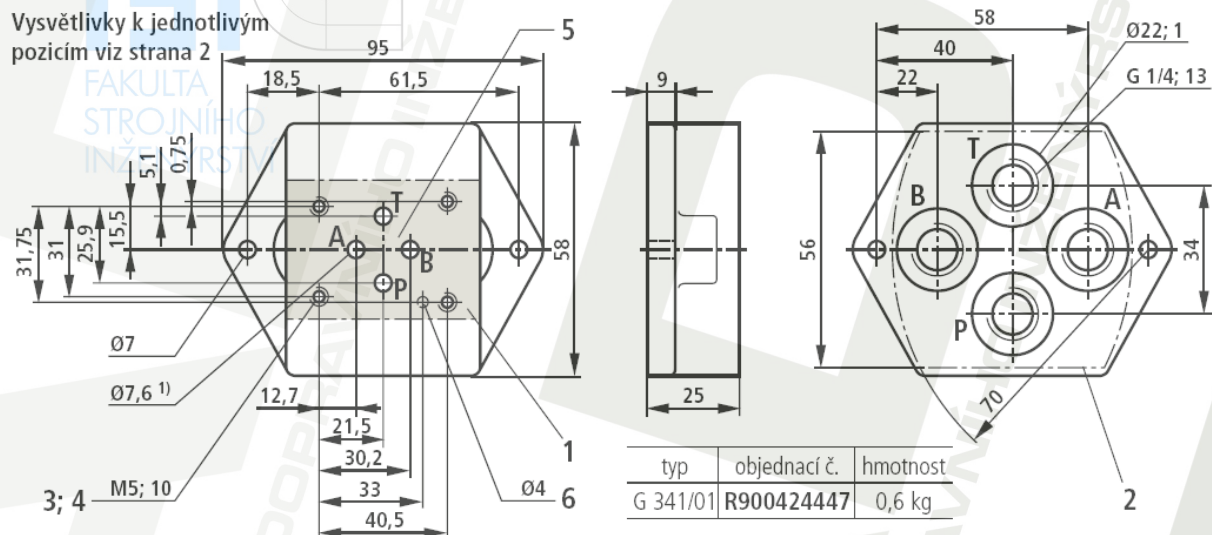
utahovací šrouby
4 kusy M5 x 50 DIN 912 - 10.9,
utahovací moment $M_A = 8,9$ Nm
musí být objednány zvlášť.

Trubkový závit (G..) dle normy ISO 228/1

Příloha 12: Rozměry připojovací desky G 341/01

Typ G 341/01, G341/60 (G1/4)

(rozměry v mm)

Vysvětlivky k jednotlivým
pozicím viz strana 2

- 1 dosedací plocha ventilu
- 2 vybrání na čelní desce
- 3 otvory pro upevnění
- 4 **upevňovací šrouby**
4 kusy šroubů s válcovou hlavou M5 DIN 912–10.9
(musí být objednány zvlášť)
- 5 **bez** fixačních otvorů dle normy DIN 24 340 tvar A
(údaj pro objednávku: např. G 341/01)
- 6 s fixačním otvorem dle normy ISO 4401 a CETOP-RP 121 H
(údaj pro objednávku: např. G 341/60)

Poznámka:

Délka a utahovací moment upevňovacích šroubů jsou závislé na typu ventilu a na případně odpovídající mezidesce.

¹⁾ maximální rozměr

Příloha 13: Seznam prvků hydraulického okruhu po modernizaciTechnické parametry:

Objem nádrže	: 120 dm ³
Dodávané množství	: 275 dm ³ /min
Pracovní tlak	: 350 bar
Maximální příkon	: 110 kW
Otáčky hydrogenerátoru	: 2240 min ⁻¹
Pracovní kapalina	: olej Mobil DTE25, ESSO NUTO H46, OH-HM46
Pracovní teplota	: (20 ÷ 50) °C
Filtrace	: minimální třída čistoty 9 podle NAS 1638 (18/14 podle ISO/DIN 4406) doporučené filtrační elementy $\beta_{10} \geq 100$
Chlazení	: vzduchové $P_{ch} = 0,55 \text{ kW/}^\circ\text{C}$ při 50 dm ³ /min
Naptí prvků	: 24V ss
Hlučnost zařízení	: < 80 dB (A)
Povrchová úprava :	
- vnitřní nátěr	: zinková barva / Tarponal šedý /
- základní nátěr	: syntetická barva / Prometal šedý /
- vnější nátěr	: Supersintol SSRTC RAL 9005 černý

Seznam prvků :

Pozice	Množství	Obj. číslo	Název - Specifikace	Kat.č.-Dodavatel
1	1ks	01204043CZ	Nádrž - 0120-RB40-43 058 AHAG1156-1-2-0	Bosch Rexroth
2	1ks	R900013663	Stavoznak - AB31-21/127T	AB31-21-Bosch Rexroth
5	1ks	01252382HY	Filtr - ELFL P3F10W1.0/-AS	RD50070-Hydac
6	1ks	R900026936	Hlídač hladiny - AB31-06/250A	AB31-06 – Bosch Rexroth
7	1ks	R900013647	Termostat - AB31-14/3-1A2A3A	AB31-14 – Bosch Rexroth
10	1ks	00036866GW	Zátka – VS-R1”-WD	GKN Service Austria
11	1ks		A4VG125EP2D2/32R- NZF02F011SH	RE92003 – Bosch Rexroth
14	2ks	R900024037	Příruba - AB22-14/1 H-30S	AB22-14 – Bosch Rexroth
19	1ks	09446469HU	Proplachovací ventil – 503.20.01.17	RD95512 – Bosch Rexroth
20	1ks	09431310HU	Clona – ‘2,8/12,0’	Bosch Rexroth

Pozice	Množství	Obj. číslo	Název - Specifikace	Kat.č.-Dodavatel
21	1ks		LT17MFEA-4X/10-150RFOEAG24C4/02M14	RE66228/10.03-Bosch Rexroth
22	3ks		Akumulátor OLM 1-200/31	OSP320 – Olaer
23	1ks	R900912134	Hydr.dělič proudu – MHFANK 25 DAX/1HV11	RD64584-Bosch Rexroth
24	1ks	0510425020	AZPF-11-008RRR20MB	RE10089/02.007-Bosch Rexroth
25	4ks	0242213402HA	Příruba-AB22-13/SAE 3/4H-G3/4-A400ST AFS402G3/4M	Havit Hydraulik
26	1ks	024221340	Příruba-AB22-13/SAE1 1/4H-G1 1/4-A400ST AFS404G11/4M	Havit Hydraulik
28	2ks	2103011800LI	Měřicí přípojka MINIMESS- 1620-G1/4" 2103-01-18.00	Hydrotechnik
29.1	1ks	00014524	Tlakový spínač-brzdová koncová lampa	0166-407-02-1-026-Suco
29.2	1ks	00026372	Tlakový spínač-tlak v akumulátoru	0171-460-02-1-002-Suco
30	2ks		MCR03F160F180Z-3X/C2LB2M	RE15205-Bosch Rexroth
31	2ks		MCR03F160F180Z-3X/C2RB2M	RE15205-Bosch Rexroth
32	1ks	R000450964	Ventil – DR 6 DP2-5X/75YM	RCZ26564-Bosch Rexroth
33	1ks	R900424447	Deska – G341/01	RCZ45052-Bosch Rexroth
34	1ks	R901025339	ABZVF-E1SP-M12X1-1X/-DIN	RE50086-Bosch Rexroth
35	2ks	050530CZ	Rozvodný blok-050x050x300; 058 AHAG	Bosch Rexroth
39	2ks	450018001CZ	Konzola-MF 160/180 058 AHAG 0994-2-4-0	Bosch Rexroth
41	1ks	01275641HY	Filtr-MF BN 180 AUE 10F5.0	Hydac
39	2ks	450018001CZ	Konzola-MF 160/180 058 AHAG 0994-2-4-0	Bosch Rexroth
43	1ks	R900023454	Kulový ventil-AB21-20/G1-315P	AB21-20 - Pister Kugelheahne
44	2ks	R900002741	Kulový ventil-AB21-18/20 SR-400	AB21-18 - Pister Kugelheahne
45	1ks	R900451778	Zpětný ventil-S25 A5.0	RD20375-Bosch Rexroth
46	1ks	R900025997	Kulový ventil-AB21-34/G1 1/4-25	AB21-34 – Pister Kugelheahne
47	2ks	2103011800LI	Měřicí přípojka MINIMESS-1620-G1/4"	Hydrotechnik
49	1ks	922515052AH	Vzduchový chladič-OKO 50-5 24V DC; ILLOK5052	Asa hydraulik
50	1ks	6613500050CZ	Hadice-AB23-10/63-35L-0-0x02050 (45x2)	J.S.C. Brno
51	1ks	6612800022CZ	Hadice-AB23-10/88-28L-0-0x0850	J.S.C. Brno

Pozice	Množství	Obj. číslo	Název - Specifikace	Kat.č.-Dodavatel
53	1ks	6612200015CZ	Hadice-AB23-10/105-22L-0-0x01000 (30x2)	J.S.C. Brno
54	1ks	6611200049CZ	Hadice-AB23-10/180-12L-0-0x1200 (18x1.5)	J.S.C. Brno
58	1ks	663160004CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-90x0850 (24x1.5)	J.S.C. Brno
59	1ks	6632500043CZ	Hadice-AB23-10/350-25S-0-90x0650 (36x2)	J.S.C. Brno
60	1ks	6622500044CZ	Hadice-AB23-10/350-25S-0-0x0850 (36x2)	J.S.C. Brno
61.1	1ks	6631600023CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-45x1350 (24x1.5)	J.S.C. Brno
61.2	1ks	6621600055CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1250 (24x1.5)	J.S.C. Brno
61.3	1ks	6621600001CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1000 (24x1.5)	J.S.C. Brno
61.4	1ks	6621600037CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1050 (24x1.5)	J.S.C. Brno
64.1	1ks	6621600055CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1250 (24x1.5)	J.S.C. Brno
64.2	1ks	6621600056CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1350 (24x1.5)	J.S.C. Brno
64.3	1ks	6621600001CZ	Hadice AB23-10/415-16S-0-0x1000 (24x1.5)	J.S.C. Brno
64.4	1ks	6621600037CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1050 (24x1.5)	J.S.C. Brno
65.1	1ks	6611200090CZ	Hadice-AB23-10/180-12L-0-0x1300 (18x1.5)	J.S.C. Brno
65.2	1ks	6611200058CZ	Hadice-AB23-10/180-12L-0-0x1100 (18x1.5)	J.S.C. Brno
66.1	1ks	6611200090CZ	Hadice-AB23-10/180-12L-0-0x1300 (18x1.5)	J.S.C. Brno
66.2	1ks	6611200023CZ	Hadice-AB23-10*180-12L-0-0x1050 (18x1.5)	J.S.C. Brno
67	1ks	6611800012CZ	Hadice-AB23-10/130-18L-0-0x0800 (26x1.5)	J.S.C. Brno
70.1	1ks	6611200002CZ	Hadice-AB23-10/180-12L-0-0x0600 (18x1.5)	J.S.C. Brno
70.2	1ks	6611200058CZ	Hadice-AB23-10/180-12L-0-0x1100 (18x1.5)	J.S.C. Brno
71	1ks	6621600056CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1350 (24x1.5)	J.S.C. Brno
75.1	1ks	6613500021CZ	Hadice-AB23-10/63-35L-0-0x1200	J.S.C. Brno

Pozice	Množství	Obj. číslo	Název - Specifikace	Kat.č.-Dodavatel
75.2	1ks	6613500036CZ	Hadice-AB23-10/63-35L-0-0x1300	J.S.C. Brno
76	1ks	6622000008CZ	Hadice-AB3-10/350-20S-0-0x0700 (30x2)	J.S.C. Brno
77	1ks	6622000010CZ	Hadice-AB23-10/350-20S-0-0x0800 (30x2)	J.S.C. Brno
80	1ks		Pohon HY/ZFS11/5.5 RQ2500/24/A201	SaZ
82	1ks	661120013CZ	Hadice-AB23-10/330-12L0-0x0500 (18x1.5)	J.S.C. Brno
83	1ks	6611200034CZ	Hadice-AB23-10/180-12L-0-0x0350 (18x1.5)	J.S.C. Brno
88	1ks	R900422886	Zpětný ventil-S 8 A 1.0	RD20375-Bosch Rexroth
89	1ks	R900420537	Zpětný ventil-S 15 A1.0	RD20375-Bosch Rexroth
90	1ks	R900002391	Ruční čerpadlo-AB42-20/35	AB42-20-Bosch Rexroth
91	1ks	6611800007CZ	Hadice-AB23-10/250-18L0-0x1100 (26x1.5)	J.S.C. Brno
92	1ks	6631200039CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0- 45x1300 (18x1.5)	J.S.C. Brno
95	1ks	00374067GW	Zpětný ventil-P-RV 18L	GKN Service Austria
100	1ks	R900811949	Rozvodný blok-9HSR 06-25/01D S08	RD48107-Bosch Rexroth
102	1ks	R900409898	Tlakový ventil-ZDB 6 VP2- 4X/315V	RD25751-Bosch Rexroth
105	1ks	060104CZ	Mezideska-NG6 (P-B, A-T) 60x45x40; 058 AHAG 0490-3-3-0	Dotex
108	1ks	R900561272	Rozvaděč-4WE 6 C6X/EG24N9K4	RD23178-Bosch Rexroth
110	4ks	R900561288	Rozvaděč-4WE 6 J6X/EG24N9K4	RD23178-Bosch Rexroth
113	2ks	R900561278	Rozvaděč-4WE 6 E6X/EG24N9K4	RD23178-Bosch Rexroth
114	2ks	R900347498	Zpětný ventil-Z2S 6A1-6X	RD21548-Bosch Rexroth
119	2ks	R900536199	Mezideska-HSZ 06 A608-3X/M00	RD50060-Bosch Rexroth
120	2ks	R900560124	Tlakový spínač-HED 8 OH1X/200K14S	RD50060-Bosch Rexroth
122	2ks	R901017048	Konektor-04POL Z15L M24V	Bosch Rexroth
125	2ks	R900555863	Deska-HZS 06 A218-3X/S050M00	RD48050-Bosch Rexroth
130	2ks	060160CZ	Mezideska- NG6(ventil092.08);44x75x50 058 AHAG 1156-2-3-0	Dotex
131	2ks	092082420PK	Ventil-092.08 DD-AN24V M20x1.5	Pister Kugelheahne
133	2ks	R900564558	Tlakový ventil-ZDBK 6 VA2- 1X/210V	RD25754-Bosch Rexroth
134	2ks	060201CZ	Závěrná deska-NG6;54x44x10 058 AHAG 0035-7-4-0	Bosch Rexroth

Pozice	Množství	Obj. číslo	Název - Specifikace	Kat.č.-Dodavatel
135	8ks	R9001520066	Clona-1.0FORM02.02/7.9X4.0WE6	Bosch Rexroth
140	15ks	R901017027	Konektor-03POLZ5L2M24VDC	Bosch Rexroth
145	1ks	R900424448	Deska-G342/01	RD45052-Bosch Rexroth
146	1ks	R900561274	Rozvaděč-4WE6D6X/EG24N9K4	RD23178-Bosch Rexroth
147	1ks	R901017027	Konektor-03POL Z5L2 M24VDC	Bosch Rexroth
149	25ks	2103011800LI	Měřicí přípojka-MINIMESS 1620-G1/4" 2103-01-18.00	Hydrotechnik
150	1ks	080820CZ	Rozvodný blok 80x80x170; 058 AHAG 0574-4-2-0	Dotex
151	2ks	R900561180	Rozvaděč-3WE 6 A6X/EG24N9K4	RD231787-Bosch Rexroth
152	3ks	2103011800LI	Měřicí přípojka-MINIMESS 1620-G1/4" 2103-01-18.00	Hydrotechnik
152.1	2ks	00036858GW	Zátka-VS-R1/4"-WD	GKN Service Austria
153	1ks	R900482069	Ventil-DY6 DP2-5X/210	RD26076-Bosch Rexroth
154	1ks	R900423723	Tlakový ventil-DBDS 6 K1X/100	RD25042-Bosch Rexroth
156	2ks	R901017027	Konektor-03POL Z5L2 M24VDC	Bosch Rexroth
160	1ks	6621600028CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0c0900 (24x1.5)	J.S.C. Brno
161	1ks	6610800059CZ	Hadice-AB23-10/415-16S-0-0x1300 (30x2)	J.S.C. Brno
162	1ks	6610800059CZ	Hadice-AB23-10/400-8L0-0x1150 (14x1.5)	J.S.C. Brno
163	1ks	6610800058CZ	Hadice-AB23-10/400-8L-0-0x1250 (14x1.5)	J.S.C. Brno
200.1	2ks	661120021CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-0x0850	J.S.C. Brno
200.2	2ks	6611200039CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-0x1500 (18x1.5)	J.S.C. Brno
205.1	2ks	6631200036CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-45x0700 (18x1.5)	J.S.C. Brno
205.2	1ks	6631200037CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-45x850 (18x1.5)	J.S.C. Brno
205.3	1ks	6631200038CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-45x400 (18x1,5)	J.S.C. Brno
205.4	2ks	6611200093CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-0x1100 (18x1.5)	J.S.C. Brno
205.5	1ks	6611200098CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-0x900 (18x1,5)	J.S.C. Brno
205.6	1kls	6611200018CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-0x1000 (18x1.5)	J.S.C. Brno
212	3ks	6631200035CZ	Hadice-AB23-10/330-12L-0-90x800 (18x1.5)	J.S.C. Brno
230.1	4ks	6610800056CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x850	J.S.C. Brno

Pozice	Množství	Obj. číslo	Název - Specifikace	Kat.č.-Dodavatel
230.2	2ks	6610800050CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x1500 (14x1.5)	J.S.C. Brno
230.3	2ks	6610800057CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x2000 (14x1.5)	J.S.C. Brno
248	2ks	071001CZ	Hydr. zámek-VRS071001(otev.tlak 0,5bar)	Hydrocom
249	2ks	101001CZ	Hydr. zámek-VRS101001	Hydrofon
250.1	2ks	6610800047CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x550 (14x1.5)	J.S.C. Brno
250.2	1ks	6610800017CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x450 (14x1.5)	J.S.C. Brno
250.3	1ks	6610800015CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x400 (14x1.5)	J.S.C. Brno
250.4	3ks	6610800004CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x1000 (14x1.5)	J.S.C. Brno
250.5	1ks	6610800046CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x1150 (14x1.5)	J.S.C. Brno
260.1	3ks	6610800055CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x950 (14x1.5)	J.S.C. Brno
260.2	1ks	6610800030CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x750 (14x1.5)	J.S.C. Brno
260.3	2ks	6610800004CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x1000 (14x1.5)	J.S.C. Brno
260.4	1ks	6610800032CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x1100 (14x1.5)	J.S.C. Brno
260.5	1ks	6610800005CZ	Hadice-AB23-10/225-8L-0-0x1300 (14x1.5)	J.S.C. Brno
270	2ks	10845601120L	Akumulátor-OLM 1-350/90 CE- certif.	Olaer CZ
VOLNÉ DÍLY				
301	2ks	0315726HY	Vložka filtru-0180 MA 010 BN	Hydac
310	1ks	09890143HU	Zesilovač-PVR 24F/11	Bosch Rexroth
315	208.001	111011CZ	Hydraulický olej-MOBIL DTE25	Mobil Oil
330	1ks	R900002685	Manometr-AB31-11/063-250	AB31-11-Bosch Rexroth
VÝROBA				
390	1x	4545010120CZ	Příslušenství nádrže NG120	Bosch Rexroth
	2ks		Konzola pro aku-0871-74-0	
	1ks		Konzola-RB 150 0871-9-4-0	
	1ks		Konzola ruč. čerp.-0994-9-4-0	
Montážní materiál				
400	24m	074007GW	Trubka pozink.-16x2.5; ST37.4 ČSN 426711	Bosch Rexroth

Pozice	Množství	Obj. číslo	Název - Specifikace	Kat.č.-Dodavatel
401	42m	00740755GW	Trubka pozink.-12x1.5; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
402	18m	00740766GW	Trubka pozink.25x3; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
403	6m	007401001GW	Trubka pozink.30x4; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
404	12m	00760068GW	Trubka pozink.35x3; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
405	3m	00760069GW	Trubka pozink.28x3; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
406	3m	00740759GW	Trubka pozink.22x1.5; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
407	12m	00740761GW	Trubka pozink.18x2; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
408	6m	00741023GW	Trubka pozink.20x3; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
409	42m	00740765GW	Trubka pozink.8x1.5; ST37.4 ČSN 426711	GKN Service Austria
410	18ks	00132916GW	Kotvení-RCPR1-116	GKN Service Austria
411	10ks	00132959GW	Kotvení-RCPR1-112	GKN Service Austria