

UNIVERZITA PARDUBICE  
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

Bc. Tomáš BURIK

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

# Náhrada hydrodynamické převodovky lokomotivy řady 703.7

Bc. Tomáš Burik

Diplomová práce

2009

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš BURIK**

Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**

Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**

Název tématu: **Náhrada hydrodynamické převodovky lokomotivy řady 703.7**

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

Návrh náhrady vhodné hydrodynamické převodovky ČKD-SRM lokomotivy řady 703.7 novou převodovkou, popřípadě změna způsobu přenosu výkonu. Vypracujte:

1. Volbu vhodné hydrodynamické převodovky.
2. Návrh alternativního hydrostatického přenosu výkonu.
3. Rozpracování projektu zvolené varianty řešení.
4. Zhodnocení řešených variant a srovnání s původní lokomotivou (hlediska trakčních parametrů, pořizovacích a provozních nákladů, dostupnosti, spolehlivosti).

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího DP

Rozsah pracovní zprávy: 50-60 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] Výrobní a provozní dokumentace ČKD a CZ LOKO, a.s.
- [2] Dokumentace firem Voith, Parker.
- [3] Základy tekutinových mechanismů, Bulletin 0239-B1/CZ. Praha: Parker Hannifin, 2005.
- [4] KOREIS, J.: Přenosové systémy dopravních prostředků. Pardubice: Vydavatelství UPCE, 1999, 136 str., ISBN 80-7194-204-9.
- [5] NEJEPSA, R.; ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - 1. a 2. část, Praha: Vydalo ES ČVUT, 1986.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jiří Štěpánek**  
CZ LOKO, a.s., Nymburk

Datum zadání diplomové práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2009**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.  
děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.  
vedoucí katedry

dne

**Prohlášení autora:**

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují pravidla a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněná ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zveřejněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 25. 5. 2009

Tomáš Burik

**Poděkování:**

V úvodu bych rád poděkoval pedagogickému sboru Dopravní fakulty Jana Pernera za jejich trpělivý přístup při předávání znalostí a zkušeností během celého studia a obzvláště Dislokovanému pracovišti Česká Třebová za vytvoření kvalitního studijního zázemí.

Velké poděkování patří též vedoucímu mé diplomové práce Ing. Jiřímu Štěpánkovi z firmy CZ LOKO, a. s., který se mnou ochotně spolupracoval a získával pro tvorbu diplomové práce důležité materiály, také Ing. Jaroslavu Hanákovi z firmy Voith Turbo GmbH & Co. KG za nabízené služby a v neposlední řadě i prof. Ing. Josefu Koreisovi, CSc. za poskytnuté rady.

Na závěr patří poděkovat i těm osobám, které mě jak materiálně, tak především morálně podporovali v průběhu celého studia. Vzhledem k jejich velkému počtu není možné je zde jednotlivě jmenovat.

**Anotace:**

Diplomová práce je zaměřena na tvorbu návrhů, které vedou k možné náhradě hydromechanické převodovky lokomotivy řady 703.7. Popisuje princip hydraulického přenosu výkonu u železničních vozidel. Navrhovaná řešení se týkají přeměny na hydrostatický, popř. hydrodynamický přenos výkonu. Nechybí jejich zhodnocení a výběr optimální varianty.

**Klíčová slova:**

hydrostatický přenos výkonu; hydrodynamický přenos výkonu; hydromotor; hydrogenerátor; hydraulický obvod; hydrodynamická převodovka; lokomotiva řady 703.7

**Annotation:**

This thesis is focused on possible projects of substituting the hydromechanical transmission in the class 703.7 locomotive. It describes the function of hydraulic power transmission in rail vehicles. The projects in question are concerning substitution of the current transmission system with hydrostatic or hydrodynamic transmission in the first place. In the final part there is an evaluation and the best variant is chosen.

**Keywords:**

hydrostatic power transmission; hydrodynamic power transmission; hydraulic motor; hydro generator; hydraulic circuit; hydrodynamic transmission; locomotive class 703.7

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 7 -
--	------------------------	---------------

## OBSAH

<b>1. ÚVOD</b> .....	<b>9</b>
1.1 Historické ohlédnutí.....	9
1.2 Modernizace motorových lokomotiv.....	10
1.3 Lokomotivy řad 700 až 703 .....	11
1.4 Modernizace lokomotiv řad 700 až 703 .....	12
<b>2. LOKOMOTIVA ŘADY 703.7</b> .....	<b>13</b>
2.1 Základní technické údaje lokomotivy řady 703.7 .....	14
2.2 Typový výkres lokomotivy 703.7 .....	15
2.3 Kapotáž a kabina .....	15
2.4 Motor .....	15
2.5 Přenos výkonu .....	16
2.6 Rám a pojezd.....	16
2.7 Brzda.....	16
2.8 Možná vylepšení.....	16
<b>3. PŘENOSY VÝKONU</b> .....	<b>17</b>
3.1 Důvody přenosu výkonu.....	17
3.2 Druhy přenosu výkonu.....	18
3.2.1 Mechanický přenos výkonu .....	18
3.2.2 Elektrický přenos výkonu .....	19
3.2.3 Smíšený přenos výkonu .....	19
3.3 Hydraulický přenos výkonu.....	20
3.3.1 Hydrostatický přenos výkonu .....	20
3.3.2 Hydrodynamický přenos výkonu .....	24
<b>4. NÁVRH HYDROSTATICKEHO PŘENOSU VÝKONU</b> .....	<b>31</b>
4.1 Rozšířené technické údaje o lokomotivě řady 703.7 .....	32
4.2 Varianta 1 .....	35
4.2.1 Základní vztahy .....	35
4.2.2 Postup výpočtu .....	36
4.2.3 Volba vhodných hydrostatických strojů .....	40
4.2.4 Výpočet velikosti řídicí veličiny $\beta$ .....	41
4.2.5 Volba pracovní kapaliny .....	42
4.2.6 Trakční charakteristika .....	42
4.2.7 Schéma hydrostatického okruhu .....	43
4.2.8 Výpočet průměru napájecího potrubí .....	44
4.2.9 Určení velikosti nádrže.....	45
4.2.10 Zástavbové možnosti.....	45



UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 8 -
--	------------------------	---------------

4.2.11	Hmotnostní parametry řešení.....	50
4.3	Varianta 2 .....	51
4.3.1	Postup výpočtu .....	52
4.3.2	Volba vhodných hydrostatických strojů .....	52
4.3.3	Výpočet velikosti řídicí veličiny $\beta$ .....	53
4.3.4	Trakční charakteristika .....	53
4.3.5	Zástavbové možnosti.....	53
4.3.6	Hmotnostní parametry řešení.....	54
4.3.7	Hydraulické schéma, pracovní kapalina, nádrž, potrubí .....	54
4.4	Varianta 3 .....	55
4.4.1	Postup výpočtu .....	55
4.4.2	Volba vhodných hydrostatických strojů .....	55
4.4.3	Výpočet velikosti řídicí veličiny $\beta$ .....	56
4.4.4	Trakční charakteristika .....	56
4.4.5	Zástavbové možnosti.....	56
4.4.6	Hmotnostní parametry řešení.....	56
4.4.7	Hydraulické schéma, pracovní kapalina, nádrž, potrubí .....	56
<b>5.</b>	<b>NÁVRH HYDRODYNAMICKÉ PŘEVODOVKY .....</b>	<b>57</b>
5.1	Převodovky Voith Turbo .....	57
5.1.1	Převodovky pro motorové vozy .....	57
5.1.2	Převodovky pro traťové lokomotivy a rychlé motorové vozy .....	58
5.1.3	Převodovky pro posunovací a víceúčelové lokomotivy .....	58
5.1.4	Převodovky pro speciální vozidla.....	58
5.2	Výběr vhodné hydraulické převodovky.....	58
5.2.1	Převodovka DIWArail D 863.3 .....	59
5.2.2	Převodovka L 220 reV2.....	59
5.3	Převodovka L 220 re V2 v lokomotivě řady 703.7.....	63
5.3.1	Výsledky z Přílohy č. 11 – doplnění k výše zmíněnému .....	64
5.4	Zástavbová koncepce pohonu .....	65
5.5	Hmotnostní parametry řešení.....	68
<b>6.</b>	<b>ZHODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT .....</b>	<b>69</b>
6.1	Porovnání trakčních charakteristik .....	70
6.2	Postup zhodnocení .....	71
6.3	Výsledek hodnocení .....	72
<b>7.</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>73</b>
<b>8.</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>76</b>

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 9 -
--	------------------------	---------------

## 1. ÚVOD

### 1.1 Historické ohlédnutí

Motorová lokomotiva – pojem, který je v současné době natolik blízký myslí dnešní společnosti, že člověka až zarazí, jak tomu bylo před zhruba padesáti lety jinak. Tehdy totiž Československé státní dráhy vlastnily pouze sedm předválečných benzíno-elektrických dvounápravových lokomotiv řad T 202.0, T 200.0 a T 200.1, na které až v roce 1955 navázala první plnohodnotná objednávka motorových lokomotiv řady T 434.0 (posléze přečíslovány pro nedodržení hmotnostního limitu na T 436.0), poháněných již naftovým spalovacím motorem. Tímto byl položen základní kámen pro nalezení cesty k poznání, využívání a následnému zdokonalování kvalitativních hodnot motorové trakce u ČSD, zpočátku převážně soupeřící s trakcí parní.

V oblasti průmyslových vleček či úzkorozchodných drah byla situace kolem výroby a vývoje motorových lokomotiv v období před 2. světovou válkou a během ní o něco málo lepší. V roce 1934 zahájila ČKD výrobu úzkorozchodných dvounápravových lokomotiv řady BN 40u a o dva roky později i normálněrozchodné verze – BN 40, které se vyznačovaly mechanickým přenosem výkonu od naftového motoru. Následovaly dodávky lokomotiv řad BN 27u, BN 100, BN 80u, 1 MLo a 2 MLo, kdy poslední dvě jmenované řady opustily toho času konkurenční Škodovy výrobní závody v Plzni.

Vývoj motorové trakce v Československu byl po roce 1948 z politických důvodů přisouzen závodům ČKD Sokolovo ve spolupráci s ČKD závody maršála Tita, později ČKD Trakce. Tato společnost, i když s mnohdy již rozdílným přídomkem, produkovala až do roku 1999, kdy branami libeňské lokomotivky ČKD vyjela poslední vyrobená motorová lokomotiva řady 709.601 (T 239.2001), neuvěřitelné množství strojů, někdy dosahující až k několikatisícovým sériím jednoho typu, dodávané jak pro Československé státní dráhy, tak i pro potřeby spřátelených komunistických republik. Ve výsledku tvořily tyto typy ucelenou a širokou škálu lokomotiv pro jednotlivá provozní zaměření; od posunovacích přes univerzální až k těžkým nákladním.

Postupem doby, tedy zhruba od roku 1985, docházelo ke snižování potřebného počtu motorových lokomotiv, ať už na tratích ČSD, nebo převážně na průmyslových vlečkách. Hlavním důvodem byla v prvním případě náhrada lokomotiv za poněkud úspornější motorové vozy a stále více využívané lokomotivy elektrické trakce, a to díky pozvolné elektrifikaci důležitých hlavních tratí. Podstatné změny přinesl bezesporu i nový režim, vedoucí k nekompromisnímu tržnímu hospodářství, jež měl na svědomí utlumení mnohých průmyslových podniků a přesun dopravy zboží a osob na čím dál ekonomicky přijatelnější dopravu silniční.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 10 -
--	------------------------	----------------

## 1.2 Modernizace motorových lokomotiv

Důsledky výše popsaných jevů pocítily mezi jinými i velké opravny kolejových vozidel tehdejších ČSD. Pro udržení své činnosti hledaly nejrůznější způsoby, jak se co nejlépe vyrovnat s úbytkem poptávky po jejich tradičních službách. Vznikla řada společností (např. První správkárenská spol. s r. o., Nymburk; Jihlavská lokomotivní společnost s. r. o., Jihlava; Železniční opravny a strojírny s. r. o., Česká Třebová), které většinou reagovaly na tento problém zařazením nabídky modernizací lokomotiv do svého výrobního programu.

I v dnešní době je tento trend stále velmi aktuální, i když struktura opraven v České republice doznala viditelných změn. Některé z nich se zabývají pouze opravami osobních a nákladních vozů, některé působí na poli rekonstrukcí a modernizací hnacích vozidel. Mezi nejsilnější tuzemské hráče na poli modernizací a oprav lokomotiv, motorových obzvláště, se stala akciová společnost CZ LOKO.

Hlavním programem této firmy je jak výroba lokomotiv řady 709 a speciálních drážních vozidel, tak i modernizace lokomotivních řad 700-703, 704, 710, 740, 749-754 a 770, které obvykle pochází z majetku zadavatele. Těmi jsou po dlouhá léta především české a zahraniční soukromé subjekty a provozovatelé vlečkových systémů.

Lokomotivy výše zmíněných řad jsou vděčnými objekty pro provádění rekonstrukcí či modernizací. Neboť stáří těchto strojů dosahuje hranice již 30 až 40 let, tedy doby, která je nejzazší hranicí pro případný zásah do jejich stavby, předpokládající především prodloužení životnosti lokomotivy o zhruba dalších 15 až 20 let, což je za současných podmínek z ekonomického hlediska velmi zajímavou alternativou oproti nákupu či pronájmu zcela nové lokomotivy, a vlastní v mnoha ohledech stále uspokojující hlavní rám s pojezdem. Vedle toho dochází procesem modernizace i ke zvýšení dalších kvalitativních či kvantitativních ukazatelů. Mezi ně patří, vedle mnoha jiných, snížení nákladů na samotný provoz a údržbu, prodloužení časů mezi jednotlivými provozními ošetřeními a tedy zvýšení spolehlivosti lokomotivy jako celku, snížení produkovaných emisí škodlivých plynů, zlepšení řízení a chodových vlastností lokomotivy, zvýšení kultury práce lokomotivních čet a v neposlední řadě i zvýšení jejich bezpečnosti.

Faktorů, vedoucích k těmto zlepšením je mnoho a záleží hlavně na vynaložených financích. Mezi nejčastěji prováděné úpravy lze počítat výměnu samotného naftového motoru (remotorizace) nebo přímo celého pohonného agregátu, změnu způsobu chlazení, dosazení moderních prvků brzdové a elektrické výzbroje, prvků pojezdové části, popřípadě změna interiéru kabin s ohledem na celkovou ergonomii, dosazení diagnostiky lokomotivy, řídicích systémů atd.

Nutno dodat, že všechny tyto úpravy podléhají technickým normám, ať už českým (ČSN) a evropským (EN), tak i Mezinárodní železniční unie (UIC).

### 1.3 Lokomotivy řad 700 až 703

Lokomotivy těchto řad se stále nachází v České republice ve velkém počtu především na průmyslových vlečkách a u firem, zabývajících se traťovým stavebnictvím. U ČD, a. s. se tato vozidla v provozu již téměř nevyskytují.

Po technické stránce jsou tyto kapotové lokomotivy stavěny s koncovou kabinou strojvedoucího na robustním vnějším hlavním rámu s pojezdem s rozsochovým vedením dvojkolí (uspořádání dvojkolí B), odpružených listovými pružinami. Maximální provozní rychlost dosahuje 40 km/h. V Tab. 1. jsou uvedeny základní údaje, jako např. typy zvoleného vzduchem chlazeného spalovacího motoru, jeho výkonu a druhy přenosu výkonu na samotná dvojkolí.

Tab. 1: Specifikace lokomotiv řady 700 - 703

Řada lokomotivy	Rok výroby	Spalovací motor	Výkon [kW]	Přenos výkonu
700 (T 211.0)	1955 – 62	Tatra 111 A	121	mechanický
701 (T 211.1)	1977 – 91	Tatra 930.51	147	
701.3 (T 211.2)	1986 – 96	Tatra 3-928.32		
702 (T 212.0)	1966 – 71	Tatra 930-51		
703 (T 212.1)	1969 – 79	Tatra 930-54	169	hydromechanický

Lokomotivy jsou vybaveny pneumatickou přímočinnou brzdou se dvěma brzdícími kohouty, samočinnou brzdou s rozvaděčem Westinghouse, nebo DAKO BS-2 (v případě řady 703) a jedním brzdícím Škoda N/O. Vše doplněné o vřetenovou ruční brzdu. Pneumatická brzda obsahuje jeden brzdový válec, který působí přes pákoví na obě dvojkolí pouze jednostranně. Stlačený vzduch vytváří u dříve vyráběných lokomotiv tříválcový řadový dvoustupňový kompresor Atmos W 115/80, u později vyráběných pak typ 3 DSK 75.

Elektrická část vozidel těchto řad přebírá oproti ostatním lokomotivám ČD, potažmo ČSD, inspiraci u silničních vozidel, neboť pracuje s napětím 24 V a olověnou baterií. Naftová nádrž pro 350 l paliva a vzduchojemy jsou zavěšeny u stropu kapoty. Vstup do kabiny strojvedoucího se děje ze zadní plošiny, vytápěna je naftovým teplovzdušným agregátem.

Protože vznikl předpoklad výroby těchto lokomotiv pro několik rozchodů, 750 mm počínaje, byla šířka kabiny poměrně malá (2430 mm) a zabraňovala bezproblémovému výhledu strojvedoucího podél normálněrozchodných vozů.

#### 1.4 Modernizace lokomotiv řad 700 až 703

Budeme-li brát lokomotivy řad 701, 701.3 a 702 za pouhé inovační následovníky základní řady 700 s mechanickým přenosem výkonu a řady 703 s hydromechanickým přenosem výkonu, zjistíme v Tab. 2 skutečné modernizace těchto základních typů.

Ve všech případech se jedná o modernizace s ponecháním původního robustního rámu s dostatečně kvalitním pojezdem. Většinou i s ponecháním nápravových převodovek a kardanových hřídelů. Nově jsou vyrobeny rozšířené, bohatě prosklené, kabiny strojvedoucího a kompletní snížená kapotáž. Dosazeny jsou úspornější spalovací naftové motory a změněn druh přenosu výkonu na elektrický AC/DC (vyjma řady 703.8, která má ponechán hydromechanický přenos výkonu). Lokomotivy řady 798.5 a 799 jsou řešeny jako dvouzdrojové, tj. spalovací motor + baterie. Pouze akumulátory jsou poháněny řady 199.0 a 199.4.

Tab. 2: Seznam modernizovaných lokomotiv řad 700 - 703

Nová řada lokomotivy	Přestavěno z řady	Rok přestavby	Spalovací motor	Výkon [kW]	Počet kusů
199.0	701	1993	Akumulátor	38	1
199.4	700-702	1992-2002	Akumulátor	38	11
703.8	701	1997	MTU 6R183 AA 12	159	1
797.4	701-702	1993-1997	LIAZ M 1.2 C M 637	189	3
797.5	700-702	1994-2001	LIAZ M 1.2 C M 636/7	169	8
797.7	700-702	2002	Caterpillar 3306	186	3
797.8	700-702	1996-2002	LIAZ M 1.2 C M 640 SE	242	17
797.818 a výš	700-702	2008-2009	Caterpillar C9	242	2
798.5	700	1992	ZETOR Z 1001 + baterie	66 + 19	1
799	700-702	1992-2000	ZETOR Z 5801 + baterie	37 + 18	41
				Celkem	88

Pozn: Lokomotivní řada 703.7, která patří mezi výše zmíněné modernizace, je detailně popsána v Kap. 2, neboť o její úpravě pojednává tato diplomová práce.

## 2. LOKOMOTIVA ŘADY 703.7

Motorové lokomotivy řady 703.7 (Obr. 2) vznikaly v letech 1997 až 2004 modernizací lokomotiv řady 703 (původní řada T 212.1, Obr. 1). Její provozní určení odpovídá dosahovaným trakčním charakteristikám. Své uplatnění najde v čele traťových lehkých, převážně pracovních, nákladních vlaků do zhruba 200 tun hmotnosti a na vlečkovém posunu.



Obr. 1 *Motorová lokomotiva původní řady 703*



Obr. 2 *Modernizovaná motorová lokomotiva řady 703.7*

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 14 -
--	------------------------	----------------

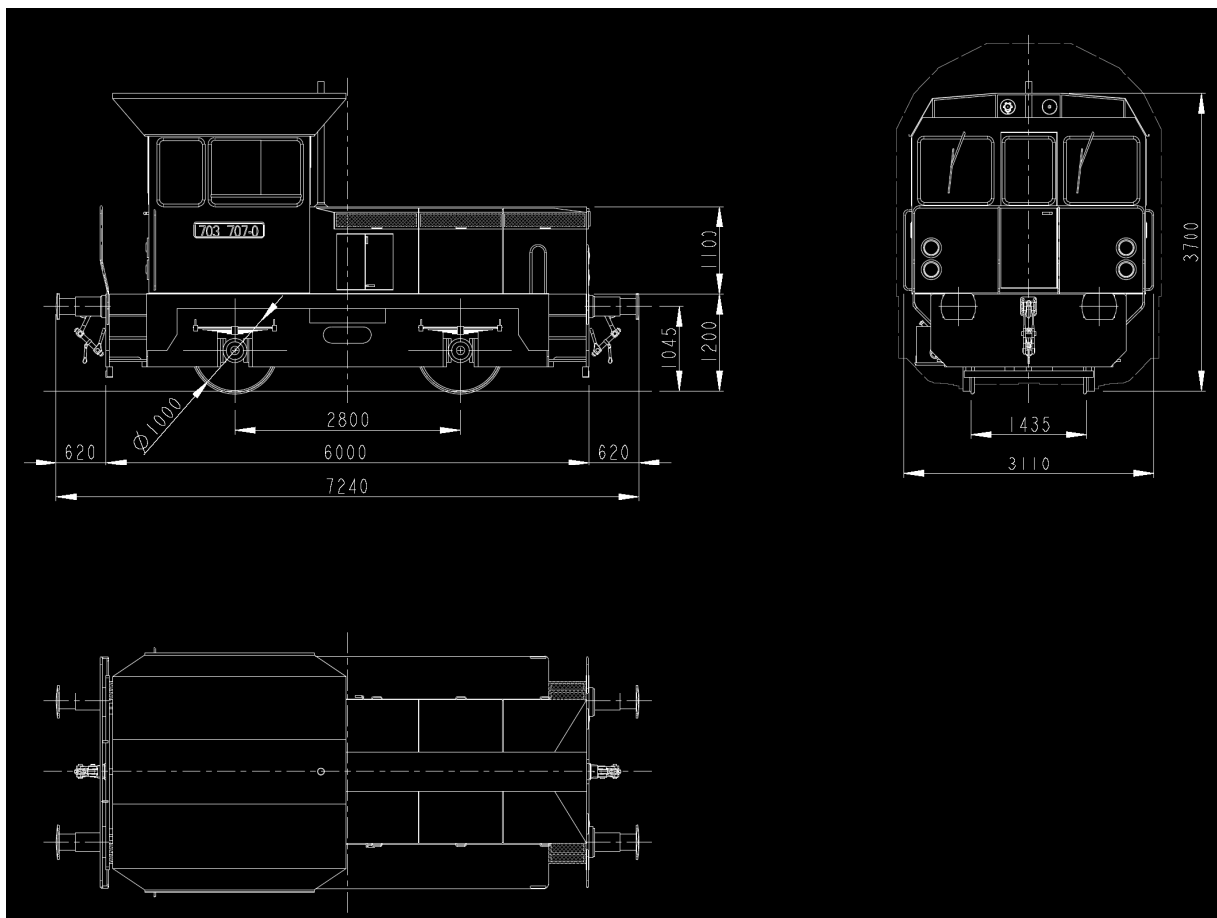
## 2.1 Základní technické údaje lokomotivy řady 703.7

Tab. 3: Údaje o lokomotivě řady 703.7

Rozchod	1 435 mm
Nejvyšší provozní rychlost	40 km/h
Jmenovitá hmotnost drážního vozidla (se 2/3 provozních hmot)	24 000 kg
Jmenovitá hmotnost na nápravu	12 000 kg
Typ spalovacího motoru	CAT 3306 H
Druh použitého přenosu výkonu	hydromechanický
Uspořádání dvojkolí	B
Výkon spalovacího motoru nastavený na lokomotivě	170 kW
Maximální tažná síla na háku	80 kN
Tažná síla na háku při trvalém výkonu	69,5 kN
Rychlost při trvalém výkonu	3 km/h
Maximální šířka	3 110 mm
Maximální výška	3 670 mm
Délka přes nárazníky	7 240 mm
Délka přes čelníky	6 000 mm
Rozvor	2 800 mm
Jmenovitý průměr kola	1 000 mm
Nejmenší poloměr oblouku při průjezdu rychlostí do 5 km/h	60 m
Zásoby paliva	350 l
Počet doposud vyrobených kusů	16

Lokomotivy byly dodány těmito společnostmi: Sokolovská uhelná, a. s. Sokolov; Jihočeská keramika, a. s. Bechyně; ADW Group Třebíč a Elektrizace železnic, a. s. Praha.

## 2.2 Typový výkres lokomotivy 703.7



Obr. 3 Typový výkres lokomotivy řady 703.7 [5]

## 2.3 Kapotáž a kabina

Nové řešení postihlo jak kabinu strojvedoucího, tak i samotnou kapotáž lokomotivy. V prvním případě bylo nutné z důvodu lepších rozhledových podmínek kabinu rozšířit z původních 2430 mm na současných 3000 mm. Díky remotorizaci a změně dalších podpůrných zařízení bylo možné snížit výšku kapotáže až na 1100 mm, což dovolilo kabinu strojvedoucího bohatě proslít. Samotná kabina je situována k zadnímu čelu lokomotivy, vstup do ní je umožněn dveřmi ze zadního ochozu. Obsahuje moderně řešený ovládací pult s ovládáním řízení z pravé i levé strany. Pro tepelnou pohodu personálu je střecha kabiny opatřena dvojitou střechou, tzv. „tropikem“.

## 2.4 Motor

Do strojovny lokomotivy byl dosazen nový spalovací motor Caterpillar 3306 H DI-T náhradou za původní motor Tatra 930-54. Jde o čtyřdobý stojatý naftový šestiválec s přímým vstřikem paliva, s rozvodem ventilů OHV a přeplňovaný turbodmychadlem, který je poháněn výfukovými plyny. Podrobnosti viz Kap. 4.1.



## 2.5 Přenos výkonu

Přenos výkonu z motoru na obě hnací dvojkolí lokomotivy probíhá jednak prostřednictvím pružné spojky Periflex, která spojuje spalovací motor s trakční hydromechanickou převodovkou ČKD SRM LI HM 21-r (podrobnosti viz Kap. 4.1), tak i kardanovými hřídeli, jež spojují hydromechanickou převodovku s dvoustupňovými nápravovými převodovkami typu NP 18 (podrobnosti viz Kap. 4.1).

## 2.6 Rám a pojezd

Hlavní rám je svařenec dvou hlavních postranic a dvou čelních plechů, které slouží též k uchycení tažného a narážecího ústrojí. Mezi postranice je přivařena příčka, která odděluje prostor pro uložení motoru a převodovky, jež jsou uloženy na dva vodorovné plechy. K rámu jsou přivařeny i další nezbytné části, jako např. nosníky, výztuhy, písečníky, žebra a závěsy. Vše je zhotoveno z plechů tloušťky 40, 30, 20 a 15 mm, z materiálu 11 375.

Pojezd tvoří dvě hnací dvojkolí o průměru 1000 mm, která jsou uložena na valivých ložiscích, vedených rozsochově a odpružených listovými pružinami. Reakce hnací síly je zachycena vzpěrami, které slouží k uchycení závěsek nápravových převodovek.

## 2.7 Brzda

Mechanická část pneumatické brzdy (brzdový válec, rozvody pákovím) byla zachována z původní lokomotivy včetně kompresoru 3 DSK 75. Dosazen byl ovšem nový brzdič samočinné brzdy DAKO-BSE s elektrickými ovladači OBE 1. Přímočinná brzda je dodávána buď s brzdiči DAKO-BP nebo jako elektricky řízená elektropneumatickými ventily.

## 2.8 Možná vylepšení

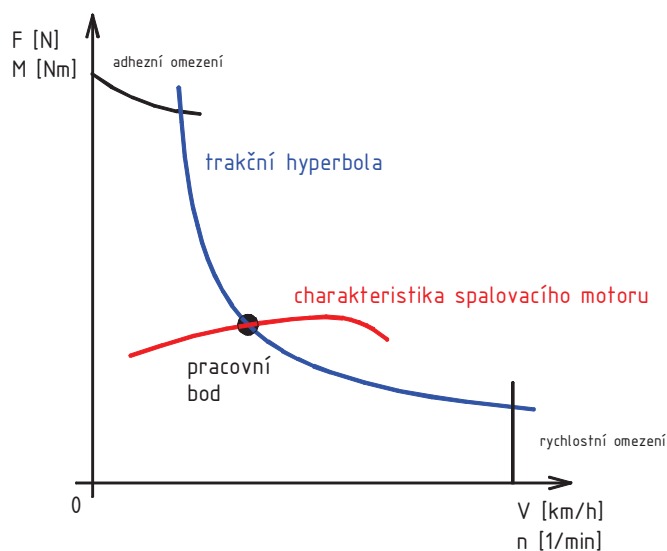
Lokomotivy řady 703.7 umožňují aplikaci dalších nadstandardních úprav, jako např:

- montáž automatického spřáhla
- zařízení kontroly bdělosti strojvedoucího
- nezávislé teplovodní topení
- ohřev spalovacího motoru
- klimatizace kabiny strojvedoucího
- mazání okolků plastickým mazivem
- úprava lokomotivy jako nosič pluhu a sněhové frézy
- automatická regulace rychlosti
- montáž dálkového ovládání vozidla
- dvojčlenné řízení

### 3. PŘENOSY VÝKONU

#### 3.1 Důvody přenosu výkonu

Přenos výkonu je takové zařízení, které je nutné vložit mezi hnací nápravu a spalovací motor z důvodu jeho nevhodné momentové charakteristiky, kterou je nutné se pokusit transformovat, aby se co nejvíce přiblížila tvaru trakční hyperboly, tedy křivky, jež platí pro nepřímou úměrnost mezi tažnou silou a rychlostí při stálém výkonu.



Obr. 4 Spolupráce charakteristiky motoru s trakční hyperbolou

Obr. 4 nastiňuje teoretickou spolupráci charakteristiky spalovacího motoru s trakční hyperbolou v případě, že by byl výkon motoru přenášěn přímo na hnací dvojkolí. Vznikl by pouze jediný pracovní bod. K tomuto stavu nemůže prakticky nikdy dojít, neboť vozidlo by nebylo schopno se rozjet z nulové rychlosti. Do problému vstupuje navíc i faktor okamžitě se měnícího jízdního odporu.

Je nutné dosáhnout nejen pokrytí samotné hyperboly pracovními body dle aktuální rychlosti, ale snažit se i o maximální pokrytí pod touto trakční charakteristikou. S ohledem na nejpříznivější spotřebu paliva a průběh kroutícího momentu kolem jmenovitých otáček motoru je možné pro dosažení požadované okamžité výstupní trakční hyperboly využít pouze úzký interval otáček. Potřebnou množinu požadovaných trakčních charakteristik dosáhneme aplikací přenosu výkonu a jeho regulací.

Přenos výkonu musí splňovat co nejvyšší účinnost v celém rozsahu provozních rychlostí, musí umožňovat změnu směru – reverzaci, musí mít vysokou spolehlivost, nízkou hmotnost, cenu a co nejnižší nároky na zástavbový prostor.

### 3.2 Druhy přenosu výkonu

Rozlišujeme několik druhů přenosu výkonu (viz Tab. 4), závisících jednak na technickém způsobu, vedoucího ke snaze o dosažení optimální podobnosti k ideální hyperbole výstupní trakční charakteristiky, tak i na druhu použitého přenosového média.

Tab. 4: Druhy přenosu výkonu

Způsob přenosu výkonu		
Mechanický		
Hydraulický	→	hydrostatický
	→	hydrodynamický
Elektrický	→	stejnoseměrný
	→	smíšený
	→	střídavý
Smíšený	→	hydromechanický
	→	elektromechanický
	→	elektrohydraulický

V kapitole č. 3.3 bude podrobně pojednáno o hydraulickém přenosu výkonu, neboť jeho rekonstrukce je předmětem této diplomové práce. Ostatní druhy přenosu výkonu jsou stručně popsány níže.

#### 3.2.1 Mechanický přenos výkonu

Tento přenos je charakterizován přímým přenášením mechanické energie ze spalovacího motoru na hnací dvojkolí bez použití přeměny energie na jinou formu. Používá se pro vozidla do 200 kW výkonu. Samotný výkon se přenáší z motoru přes vypínatelnou spojku na mechanickou převodovku, ze které energie pokračuje přes kloubové hřídele na nápravové převodovky hnacích dvojkolí.

Hlavními výhodami je vysoká účinnost, nízká cena životního cyklu a váha. Naproti tomu je důležitou nevýhodou nedokonalé využití výkonu spalovacího motoru, tedy samotné přiblížení se tvaru hyperboly trakční charakteristiky, které se lze přibližovat pouze použitím většího počtu převodových stupňů.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 19 -
--	------------------------	----------------

### **3.2.2 Elektrický přenos výkonu**

Na rozdíl od mechanického přenosu výkonu se elektrický přenos vyznačuje tím, že dochází k přeměně výstupní mechanické energie spalovacího motoru na energii elektrickou, která se transformuje zpět na mechanickou energii pro pohon hnacích dvojkolí.

Za tímto účelem je za spalovací motor řazeno buď dynamo (v případě nutnosti vyrobit stejnosměrný proud) nebo alternátor (v případě střídavého proudu), který generuje z mechanické energie energii elektrickou, jež je možné pomocí elektronických zařízení dále upravovat pro potřeby trakčních motorů, určených k pohonu dvojkolí přes nápravové převodovky. Dle použitých strojů a zařízení rozeznáváme tři výše zmíněné druhy elektrického přenosu výkonu.

### **3.2.3 Smíšený přenos výkonu**

Jak sám název napovídá, jde v tomto případě o využití vlastností dvou odlišných typů přenosu výkonu pro přenos mechanické energie ze spalovacího motoru na hnací dvojkolí. V Tab. 4 jsou uvedeny tři případy smíšeného přenosu výkonu.

Kupříkladu hydromechanický přenos se vyznačuje tím (převážně u motorových vozů starší stavby), že využívá hydromechanické převodovky, které se skládají z hydrodynamické části a pak části čistě mechanických převodů.

### 3.3 Hydraulický přenos výkonu

Tento druh přenosu výkonu využívá vlastností kapaliny k transformaci výstupní mechanické energie ze spalovacího motoru na energii kapaliny a zpětné přeměny na mechanickou energii k pohonu nápravových převodovek. Podle druhu energie kapaliny rozlišujeme dva druhy hydraulických přenosů výkonu:

- hydrostatický - využívá tlakové (potencionální) energie kapaliny
- hydrodynamický - využívá pohybové (kinetické) energie kapaliny

V dalším textu budou oba druhy hydraulických přenosů výkonu vysvětleny podrobněji, neboť se jedná o důležitou pasáž pro pochopení principu rekonstrukce přenosu výkonu lokomotivy 703.7, která je předmětem této diplomové práce.

#### 3.3.1 Hydrostatický přenos výkonu

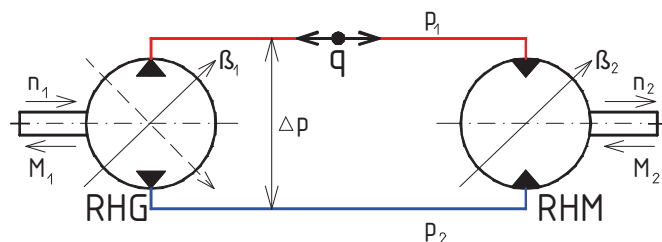
Hydrostatický přenos výkonu je reprezentován použitím hydrogenerátoru, sloužícího k přeměně vstupní mechanické energie od spalovacího motoru na tlakovou energii kapaliny, která dále postupuje do hydromotoru, kde je tlaková energie kapaliny transformována zpět na energii mechanickou; tedy hydromotor pracuje zcela opačně než hydrogenerátor.

Mezi hlavní výhody tohoto systému patří jeho nízká hmotnost, pořizovací ceny, vysoká účinnost, malé zástavbové nároky, dobrá regulace při nízkých rychlostech vozidla, k přenosu kapaliny potřeba pouze hadic.

Za nevýhody lze považovat náročnou výrobu jednotlivých zařízení včetně jejich následně obtížné údržby. Z těchto a jiných důvodů se s hydrostatickým přenosem výkonu lze setkat většinou u pohonu speciálních a pracovních vozidel traťového hospodářství a u pohonu pomocných zařízení, jakými jsou kompresory, ventilátory a další.

#### Uzavřený hydraulický obvod

V mobilní technice, do které lze zařadit i drážní vozidla, se využívá výhradně uzavřeného hydraulického obvodu, sestávajícího se z rotačního hydrogenerátoru, spojovacího hydraulického vedení a rotačního hydromotoru. Součástí okruhu je i řada dalších podpurných systémů a komponentů, které jsou vhodně navrženy pro konkrétní případ.



Obr. 5 Schéma uzavřeného hydraulického obvodu

Na Obr. 5 je zjednodušené schéma uzavřeného hydraulického obvodu. Do regulačního hydrogenerátoru (RHG) vstupuje mechanická energie ze spalovacího motoru, určená otáčkami  $n_1$  a kroutícím momentem  $M_1$ . Obvod se skládá ze dvou větví: z nízkotlaké (modrá) o plnicím tlaku hydrogenerátoru  $p_2$ , který dosahuje řádově do 6 barů, a vysokotlaké (červená) o plnicím tlaku hydromotoru  $p_1$ , který dosahuje až 450 barů. Rozdíl mezi těmito tlaky  $\Delta p$  je uveden v katalogích každého z výrobců tzv. hydraulických převodníků. RHG nemá samonasávací schopnost, ovšem je 100 % reverzační. Tlaky  $p_1$  i  $p_2$  jsou dostatečně velké na to, aby převýšily modul pružnosti kapaliny, tudíž se v uzavřených obvodech na rozvodových deskách převodníků nevyskytuje kavitace. S tím souvisí i výhody v podobě možnosti vyšších provozních otáček převodníků než v otevřených hydraulických obvodech. Kapaliny je nutné v těchto režimech ovšem chladit (vždy v nízkotlaké větvi).

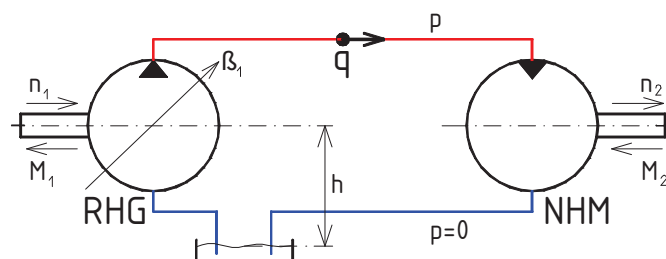
Energie kapaliny je poté převedena v regulačním hydromotoru (RHM) na otáčky  $n_2$  hřídele a kroutící moment  $M_2$ . Kapalina následně uniká do nízkotlaké větve.

Směr průtoku  $q$  a směr otáček  $n_{1/2}$  lze reverzovat. Běžně z RHG na RHM. Při hydraulickém brzdění vozidla, anebo při náhlé jízdě ze spádu, je směr toku výkonu ovšem opačný; nízkotlaká i vysokotlaká větev se zamění.

### Otevřený hydraulický obvod

Tento druh obvodu (viz Obr. 6) se používá u stacionárních průmyslových aplikací. Sestává se jednak z regulačního hydromotoru, který se svou konstrukcí liší od RHG pro uzavřené obvody, tak i neregulačního hydromotoru (NHM). RHG nasává pracovní kapalinu ze zásobní nádrže, do které přichází kapalina většinou přes chlazení a filtr z NHM. Nádrž dále slouží k usazování nečistot a především odvodu vzduchu z kapaliny, neboť přítomnost bublinek vzduchu v kapalině snižuje celkovou účinnost zařízení. Uprostřed nádrže je proto zřízena přepážka pro vytvoření prostoru se sníženou cirkulací média.

RHG není v tomto případě reverzační, reverzace se obstarává pomocí jednoduchého rozvaděče. Tím pádem nemůže dojít k záměně obou větví obvodu a směr toku výkonu je vždy stejný.



Obr. 6 Schéma otevřeného hydraulického obvodu

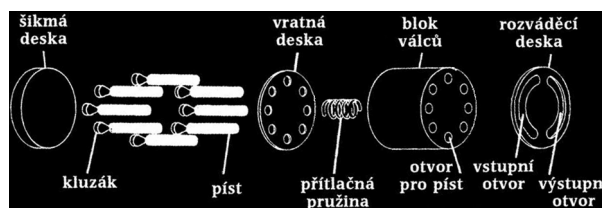
## Hydrogenerátory

Hydrogenerátory (též nazývaná objemová čerpadla) přeměňují mechanickou energii z hnacího motoru na tlakovou energii kapaliny nebo hydraulický výkon, definovaný součinem průtoku a tlaku kapaliny.

Princip tvorby průtoku je pro všechny hydrogenerátory stejný. Docílují se zvětšujícího se pracovního objemu na straně sání a zmenšujícího se objemu na straně výtlačku. Ovšem součásti, které vytvářejí proud, nejsou u všech hydrogenerátorů stejné. Liší se svou konstrukcí. Rozlišujeme pak hydrogenerátory na lamelové, zubové a pístové.

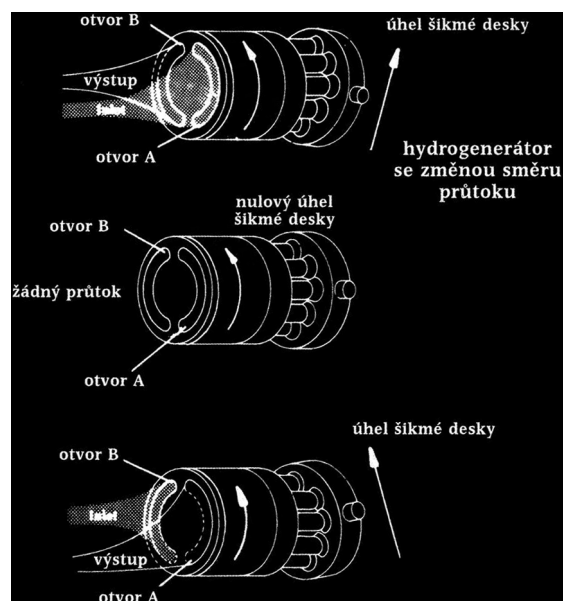
S ohledem na skutečnost, že se nejen v drážní technice využívají nejčastěji hydrogenerátory pístové, je ve stručnosti lamelový hydrogenerátor charakterizován vytvářením průtoku pohybem lamel v excentricky uloženém kroužku – statoru. Zubový hydrogenerátor vytváří průtok otáčením vzájemně zabírajících ozubených kol.

Funkce axiálního pístového hydrogenerátoru spočívá v rotaci bloku válců, ve kterém je uloženo několik pístů, které jsou přitlačovány na šikmou desku. Ta během jedné otáčky zabezpečuje zdvih pístů, čímž vzniká potřebný výstupní průtok. Celé zařízení se skládá z dílců naznačených na Obr. 7.



Obr. 7 Součásti pístového hydrogenerátoru [9]

Natočením šikmé desky dosahujeme proměnného geometrického objemu, neboť měníme zdvih pístů během otáčky bloku válců. V případě, že šikmou desku natočíme do inverzní polohy, dojde k reverzaci průtoku média (viz Obr. 8).



Obr. 8 Změna směru průtoku – reverzace [9]

### **Hydromotory**

Na rozdíl od hydrogenerátorů plní hydromotory zcela opačnou funkci; převádí tlakovou energii kapaliny na mechanickou energii, která je pomocí hřídele převedena v našem případě na nápravovou převodovku. Stejně jako u hydrogenerátorů, rozeznáváme u rotačních reverzních hydromotorů tři druhy: lamelové, zubové a pístové. Princip jejich funkce je naprosto opačný ve vztahu k hydrogenerátorům.

### **Nádrže, chladiče a filtry**

V případě, že nádrž nechladí dostatečně, je do obvodu zařazen chladič, využívající k ochlazení přenosového média vzduchu nebo častěji vody. Chladič se dosazuje do nízkotlaké části obvodu. Pokud toto nelze splnit, vytváří se pro chladič speciální okruh.

Filtry sice nezvyšují výkon hydrostatického okruhu, ovšem zvyšují jeho spolehlivost. Již z názvu prvku je patrné, že se používá k filtraci přenosového média (většinou minerálního oleje), tedy k odstranění nečistot z něj. Umisťují se strategicky po obvodě.

### **Ostatní části hydrostatického okruhu**

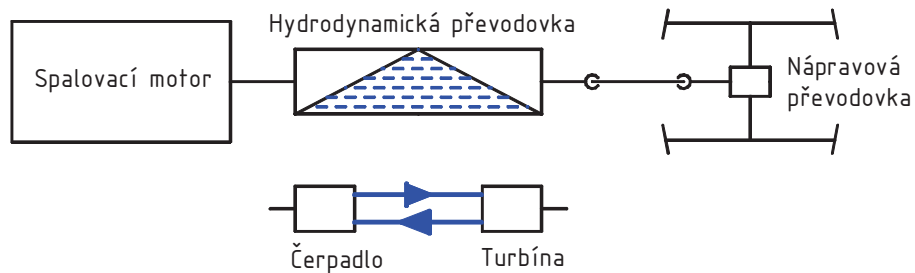
Jednou z výhod hydrostatického okruhu je jeho snadné řízení. Především maximálního tlaku kapaliny, směru průtoku či velikosti. K tomu účelu slouží tlakové ventily, rozvaděče, ventily řízení průtoku (kulové, jehlové a sedlové), jednosměrné ventily, škrťací ventily či přepouštěcí ventily.

Všechny výše zmíněné části hydrostatického obvodu nemohou pracovat bez spojovacích prvků, jakými jsou trubky a jejich šroubení, přípojky a hadice.



### 3.3.2 Hydrodynamický přenos výkonu

Oproti hydrostatickému přenosu výkonu využívá tento druh přenosu pohybové energie kapaliny. Pracovní schéma systému představuje Obr. 9. Mezi hlavní výhody tohoto přenosu, který se používá pro aplikace od 200 kW do 2 MW, patří příznivý průběh tažné síly, dobrá účinnost v širokém rozsahu otáček, hmotnost, cena, spolehlivost a dlouhá životnost. Naopak obtížnější je výroba a nutnost řešit přídavné chlazení.



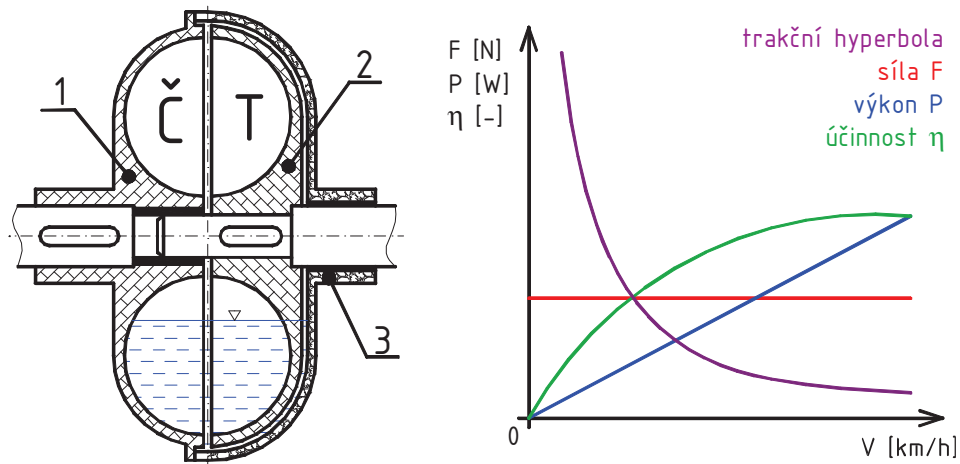
Obr. 9 Základní uspořádání hydrodynamického přenosu výkonu

Hydrodynamický přenos výkonu využívá dvou základních hydrodynamických strojů; hydrodynamické spojky a hydrodynamického měniče.

#### Hydrodynamická spojka

Hydrodynamická spojka využívá dvou lopatkových kol – čerpadlového (pevně spojen s hnacím hřídelem; odkaz 1 na Obr. 10) a turbínového (pevně spojen s hnaným hřídelem; odkaz 2 na Obr. 10). Štít (odkaz 3 na Obr. 10) utěsňuje spojku před únikem pracovní kapaliny, kterou je nejčastěji minerální olej, sloužící také k mazání ložisek a odvodu tepla.

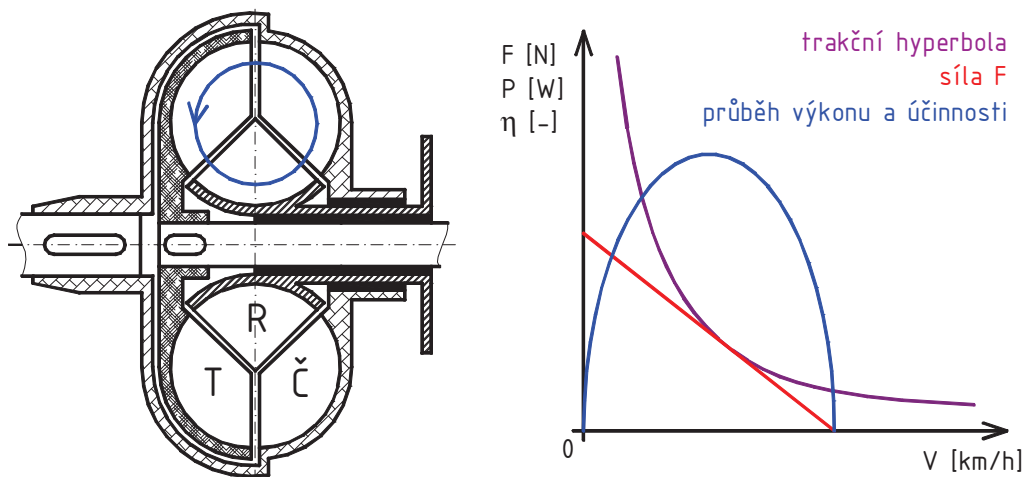
Roztočením čerpadlového kola dochází k cirkulačnímu průtoku kapaliny a k roztočení turbínového kola. Skluz mezi těmito koly dosahuje hodnoty 2 – 6 % při účinnosti 94 – 98 %.



Obr. 10 Základní uspořádání hydrodynamické spojky a její výstupní charakteristika

### Hydrodynamický měnič

Hydrodynamický měnič vznikl ve snaze zlepšit průběh účinnosti hydrodynamické spojky zařazením dalšího, třetího lopatkového kola, tzv. reaktoru, díky němuž lze snadno na straně výstupu dosahovat obecně proměnného kroutícího momentu, mnohdy až čtyřnásobně většího, než je na vstupu do měniče. Základní uspořádání viz Obr. 11.



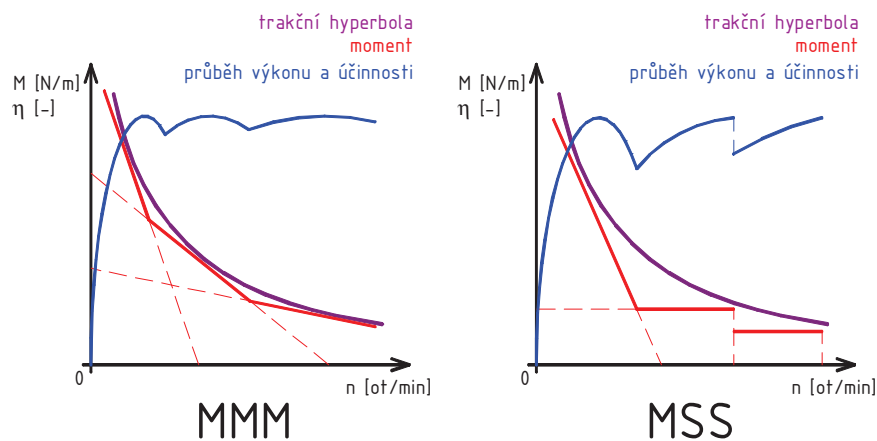
Obr. 11 Základní uspořádání hydrodynamického měniče a jeho výstupní charakteristika

Reaktor je zpravidla uložen na volnoběžce, aby při vyšších otáčkách turbínového kola (vyšším poměru otáček turbínového a čerpadlového kola) umožnil vytvoření hydrodynamické spojky. Reaktor je v oblasti otáček, kdy hydrodynamický měnič plní funkci měniče, pevně uložen na volnoběžce a neotáčí se. Působením otáček čerpadlového kola se začne kapalina v měniči pohybovat a poté působit na turbínu, která se vlivem toho začne otáčet. Díky reaktoru má měnič jiný průběh závislosti účinnosti na poměru otáček turbínového a čerpadlového kola. Tento průběh má tvar obrácené paraboly a jeho vrchol je přibližně při poměru 0,5, kdy je účinnost měniče 85 procent (viz Obr. 11). Nad tímto poměrem začne účinnost klesat až do tzv. spojkového bodu, což je průsečík charakteristiky účinnosti měniče a spojky. Budou-li tak otáčky turbíny narůstat, dojde k sepnutí volnoběžky a reaktorové kolo se začne v kapalině volně otáčet. Hydrodynamický měnič tak začne plnit funkci hydrodynamické spojky.

### Hydrodynamické převodovky

Jak hydrodynamická spojka, tak ani hydrodynamický měnič sám o sobě zcela neřeší vhodnou transformaci charakteristiky spalovacího motoru tak, aby se maximálně přiblížila hyperbolickému průběhu. Proto dochází ke spojování těchto strojů v tzv. hydrodynamických převodovkách. Kombinací výstupních momentových charakteristik spojek a měničů lze dosáhnout optimálního průběhu trakční hyperbolické charakteristiky (viz Obr. 12). Dle řazení spojek a měničů rozlišujeme základní druhy převodovek:

- MS (měnič + spojka)
- MM (měnič + měnič)
- MSS (měnič + spojka + spojka)
- MMS (měnič + měnič + spojka)
- MMM (měnič + měnič + měnič)



Obr. 12 Charakteristiky převodovek typu MMM a MSS

Přenos krouťícího momentu ze spalovacího motoru na hnací dvojkolí obstarává vždy pouze jediný hydraulický stroj, tedy buď měnič nebo spojka. Řazení pak probíhá vypuštěním pracovní kapaliny z jednoho stroje a napuštěním dalšího. Prvním zařazeným strojem je u všech typů hydrodynamických převodovek tzv. rozjezdový měnič, jehož vlastností je vysoké násobení vstupního momentu, potřebného ke zdárnému rozjezdu vozidla z nulové rychlosti.

Mezi součásti hydrodynamických převodovek patří mimo jiných též vstupní a výstupní ozubené převody, které nejsou řaditelné. Jediným ozubeným soukolím, který lze řadit, je na výstupu z převodovky převod, jenž umožňuje reverzaci; ovšem pouze při nulové rychlosti vozidla.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 27 -
--	------------------------	----------------

### **Pomocné okruhy hydrodynamických převodovek**

Nejen pro zabezpečení samotného provozu hydrodynamických převodovek je potřeba doplnit je o pomocné okruhy, které jsou nejčastěji tyto:

- okruh plnění
- okruh mazání
- okruh chlazení
- okruh řízení
- okruh diagnostiky

#### **Okruh plnění**

Jednotlivé hydrodynamické stroje v převodovkách potřebují pro svou činnost pracovní kapalinu (nejčastěji minerální oleje), aby dokázaly přenášet i transformovat spolehlivě a plynule vstupní výkon ze spalovacího motoru. Je tedy nutné jim ho stejně tak spolehlivě dodávat, což se děje přestavováním rozváděcího šoupátka, připojeného na plnicí potrubí. Dostatečný tlak pracovní kapalinu je zajištěn plnicím zubovým, popř. lamelovým čerpadlem, které je poháněno přes ozubený převod ze vstupního hřídele převodovky.

#### **Okruh mazání**

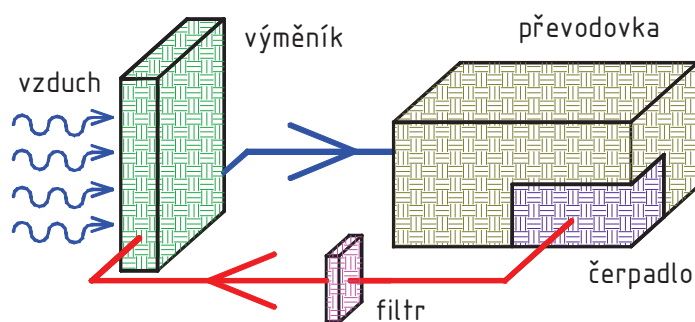
Pro zaručení nízkého opotřebení a z toho vyplývajícího spolehlivého provozu hydrodynamické převodovky je nutné všechny kluzné plochy, např. v ložiskách, ozubených převodech, mazat – snížit jejich tření na minimum. S výhodou se využívá vlastností samotné pracovní kapalinu, nejčastěji tedy minerálního oleje, který je rozveden do patřičných míst pomocí soustavy trubek a kanálků plnicím čerpadlem. Množství a tlak přiváděného maziva regulují dosazené clony.

Plnicí čerpadlo je poháněno ozubeným převodem ze vstupního hřídele hydrodynamické převodovky. Neboť je ovšem závislé na chodu spalovacího motoru, dosazuje se do okruhu mazání další čerpadlo, zubové. To je poháněno turbínou převodovky, proto musí být toto čerpadlo reverzní – pro oba směry otáčení turbíny. Samotný výtlač z čerpadla je přes zpětný ventil vrácen zpět do mazacího okruhu.

### Okruh chlazení

Každá kapalina se při pohybu i v jakkoliv dokonalém uzavřeném prostoru zahřívá. Příčinou je vzájemná interakce – tření. Následkem je samozřejmě snížení celkové účinnosti, což můžeme pozorovat především u hydrodynamických měničů, kde v procesu rozjezdu je tato účinnost velmi nízká (viz Obr. 11) a dochází k velkým tepelným ztrátám, které musíme potlačit chlazením.

Chlazení pracovní kapaliny v současné době obstarává většinou chladicí blok spalovacího motoru, složeného z čerpadla, výměníku tepla, filtru a spojovacích armatur (viz Obr. 13).



Obr. 13 Schéma okruhu chlazení

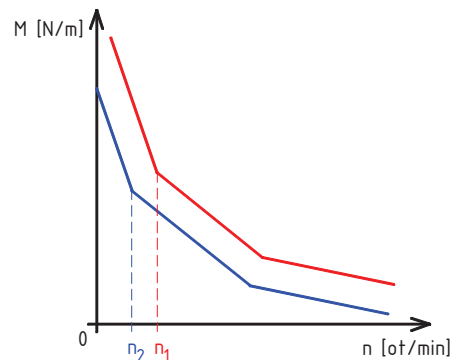
Zahřátou pracovní kapalinu z hydrodynamických spojek či měničů předává do chladicího okruhu plnicí čerpadlo hydrodynamické převodovky. Dále se kapalina zbavuje nečistot ve filtrační jednotce a pokračuje do výměníku tepla, kde dochází k ochlazení kapaliny a jejímu návratu do převodovky, kde se okruh zakončuje.

Výměník tepla je nejčastěji umístěn mezi výstup z chladicí jednotky a vstup okruhu do spalovacího motoru. Pracuje na principu interakce mezi pracovní kapalinou převodovky a chladicí kapalinou spalovacího motoru, která je chlazená vzduchem, vháněným do strojovny ventilátorem, poháněným od spalovacího motoru.

Existuje i možnost chlazení pracovní kapaliny hydrodynamické převodovky vlastním chladičem a ventilátorem, jehož pohon se obtížněji řeší, a proto se tento systém chlazení používá méně.

Pracovní kapalina převodovky se v provozu udržuje na teplotě zhruba 100 – 120 °C, což je zaručeno teplotními čidly regulovaným objemem, procházejícího chladičem. Samotný tepelný výkon chladicí soustavy není nastaven na odvod maximálního množství vzniklého tepla při stojící turbíně, ale pouze jako 0,3 – 0,4 násobek jmenovitého výkonu spalovacího motoru. Chlazení je nejvíce potřeba v procesu rozjezdu – v oblastech nízké účinnosti hydrodynamických strojů. Výkon chlazení určují i další podmínky, např. provozní učení samotné lokomotivy, geografické místo jejího působení či využívání hydrodynamických strojů v režimu brzdy.

### Okruh řízení



Obr. 14 Způsob řazení hydrodynamických měničů

Na vzorovém případě tříměničové hydrodynamické převodovky (viz též Obr. 12) je průběh výkonu při určitém přenášeném momentu znázorněn na Obr. 14 červenou čarou, kdy k přeřazení z rozjezdového měniče na měnič jízdní dojde při výstupních otáčkách  $n_1$ . Pokud ovšem hydrodynamická převodovka přenáší menší výkon (modrá čára), posune se bod přeřazení z otáček  $n_1$  na nižší otáčky  $n_2$ . Tento fakt musí okruh řízení zohledňovat a přesně vykonávat řazení jednotlivých hydrodynamických strojů.

Samotné vyprazdňování, popř. plnění jednotlivých hydrodynamických strojů probíhá v současnosti nejčastěji automatickým kombinovaným hydraulicko-elektrickým přestavováním šoupátek. Méně se používá ovládání šoupátek mechanickou, elektrickou či hydraulickou cestou. Přestavování řídí procesorová jednotka hydrodynamické převodovky, která vyhodnocuje signály ze všech snímačů, rozmístěných na převodovce (otáčky vstupního hřídele, otáčky výstupního hřídele, teploty i výšky hladin pracovní kapaliny v jednotlivých místech, teploty ložisek, aj.).

### Okruh diagnostiky

Diagnostické systémy jsou dnes instalovány do všech strojů a zařízení, u kterých je nejčastěji nutné z mnoha důvodů dosáhnout zastavení nebo omezení jejich výkonu před případným vznikem závažné poruchy, vyplývající z jejich každodenního používání. Vedou posléze k zefektivnění opravárenské činnosti, návrhu zvýšení spolehlivosti, bezpečnosti apod.

U hydrodynamických převodovek je diagnostický systém instalován nejčastěji do řídicí procesorové jednotky (viz výše), díky čemuž může využívat poskytnutá data ze snímačů, rozmístěných po převodovce.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 30 -
--	------------------------	----------------

### **Reverzace hydrodynamických převodovek**

Změnu směru jízdy lokomotivy lze technicky provést na několika místech systému přenosu výkonu hnacího vozidla. U hydrodynamického přenosu výkonu se v současnosti s výhodou využívá reverzace přímo v hydrodynamické převodovce. Nikoliv, jak bývalo dříve zvykem, v nápravových převodovkách.

Používají se dva způsoby změny směru otáček výstupního hřídele ve vztahu ke smyslu otáčení vstupního hřídele převodovky:

- mechanický
- hydraulický

Mechanický systém reverzace představuje způsob využití vloženého ozubeného převodu v ozubeném převodu výstupní části hydrodynamické převodovky, čímž za pomoci zubové spojky se uvádí do provozu a umožňuje tak změnu směru otáčení výstupního hřídele - reverzaci. Řazení této spojky se provádí elektricky, pneumaticky a nejčastěji hydraulicky, vždy ovšem při nulové rychlosti vozidla!

Druhým způsobem provádění reverzace je za pomoci zdvojeného hydraulického okruhu přenosu výkonu. Díky tomu, že v takto řešených převodovkách je dvojnásobný počet hydrodynamických strojů, používá se tohoto systému méně, a to s ohledem na vyšší hmotnost převodovky, složitější konstrukci či problematictější zástavbové požadavky. Jistou výhodou může být skutečnost, že reverzace může být provedena plynule, bez předchozího zastavení vozidla.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 31 -
--	------------------------	----------------

#### 4. NÁVRH HYDROSTATICKÉHO PŘENOSU VÝKONU

Hydrostatického přenosu výkonu, jak již bylo zmíněno výše v kap. 3.3.1, se pro své vlastnosti používá převážně v pomocných pohonech hnacích vozidel. Totéž platí i u speciálních a traťových strojů, kde slouží mimo jiné i k přímému pohonu hnacích dvojkolí.

Jedna z mála firem, která se úspěšně zabývá přestavbami posunovacích a traťových lokomotiv z hydrodynamického, popř. elektrického přenosu výkonu na přenos výkonu hydrostatický, je belgická společnost CMI. Její záběr představují motorové lokomotivy výkonů 260 – 560 kW při maximálních rychlostech 30 – 60 km/h.

V případě lokomotivy řady 703.7 se rovněž nabízí varianta změny přenosu výkonu na hydrostatický, což je uvedeno i v zadání této diplomové práce jako alternativního řešení, mající za cíl odstranění původní hydromechanické převodovky ČKD.

Postup návrhu hydrostatického přenosu výkonu bude vycházet z trakčních vlastností původní motorové lokomotivy řady 703.7, potažmo řady 703, neboť jejich parametry se od sebe neliší. Požadavkem pro návrh rekonstrukce je ponechání původního spalovacího motoru Caterpillar 3306 H a snaha o ponechání původních dvoustupňových nápravových převodovek NP 18, neboť jejich úprava či dokonce celková náhrada spojená s vývojem a výrobou zcela nových převodovek by ve výsledku znamenala velkou finanční zátěž. Ovšem i tento případ bude zpracován.

Změna přenosu výkonu bude znamenat použití jednoho či více hydrogenerátorů a hydromotorů pro uzavřený hydraulický obvod s přenosovým médiem požadovaných vlastností a s možným mechanickým napojením na nové kloubové hřídele, spojené s nápravovými převodovkami, popř. bez nich.

Rozpracováno bude několik variant řešení, které se budou od sebe lišit ve výsledku použitými hydrostatickými stroji. Trakční charakteristika zůstane shodná pro všechny varianty.. Dále bude vytvořeno schéma tohoto hydrostatického uzavřeného obvodu, určena optimální pracovní kapalina, průměry potrubí apod. Nedílnou součástí návrhu budou zástavbové a hmotnostní možnosti jednotlivých variant.

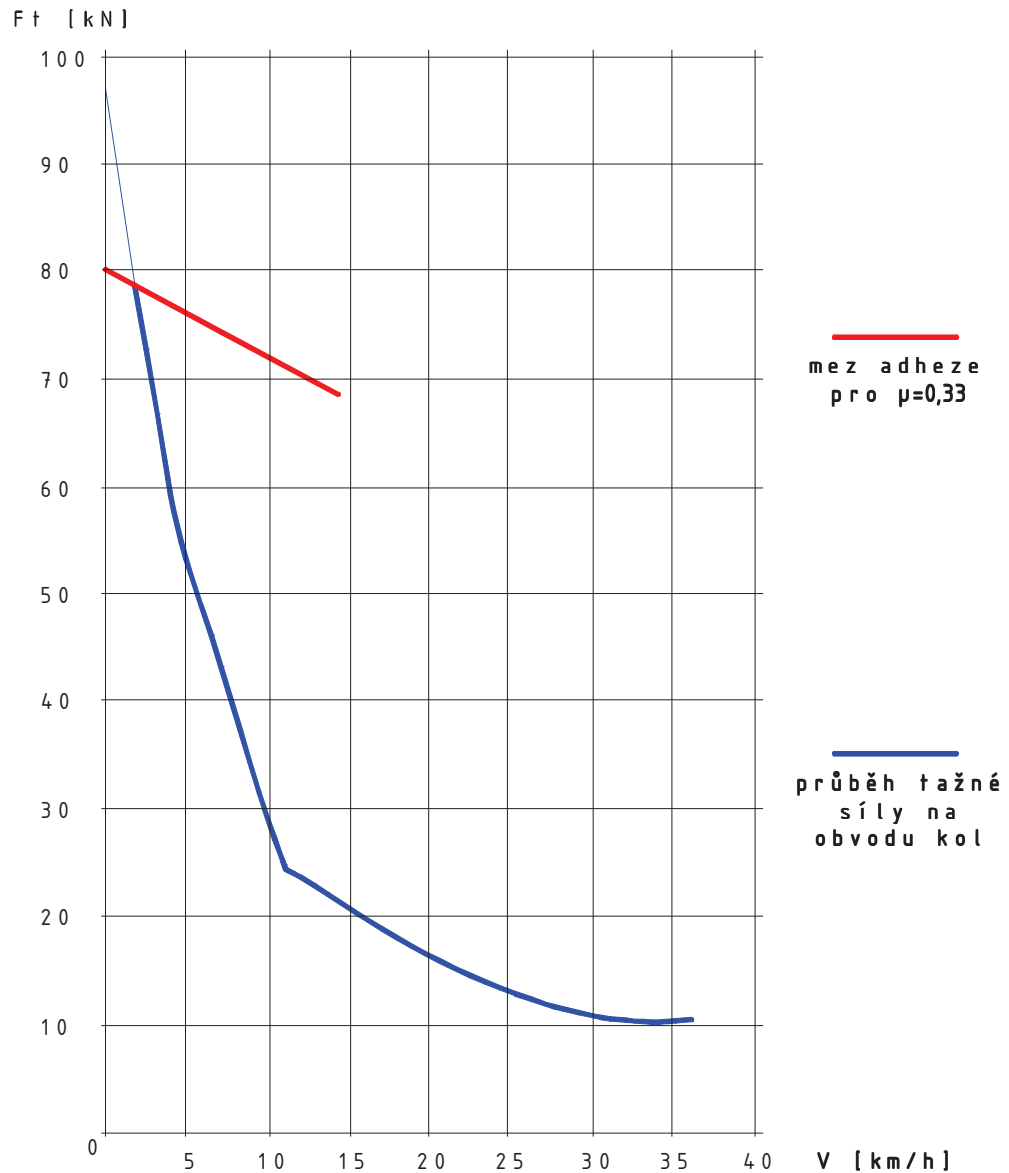
Navržené hydrostatické stroje a jejich periferie budou čerpány převážně z nabídky produktů nadnárodní firmy Rexroth skupiny Bosch, popř. Parker Hannifin (Lit. [4]), se kterou je firma CZ LOKO, a. s. v obchodním kontaktu.



#### 4.1 Rozšířené technické údaje o lokomotivě řady 703.7

Pro návrh hydrostatického přenosu výkonu bude potřeba následujících informací:

- **Trakční charakteristika lokomotivy řady 703.7**



Obr. 15 *Trakční charakteristika lokomotivy řady 703.7*

- Pozn. k Obr. 15:

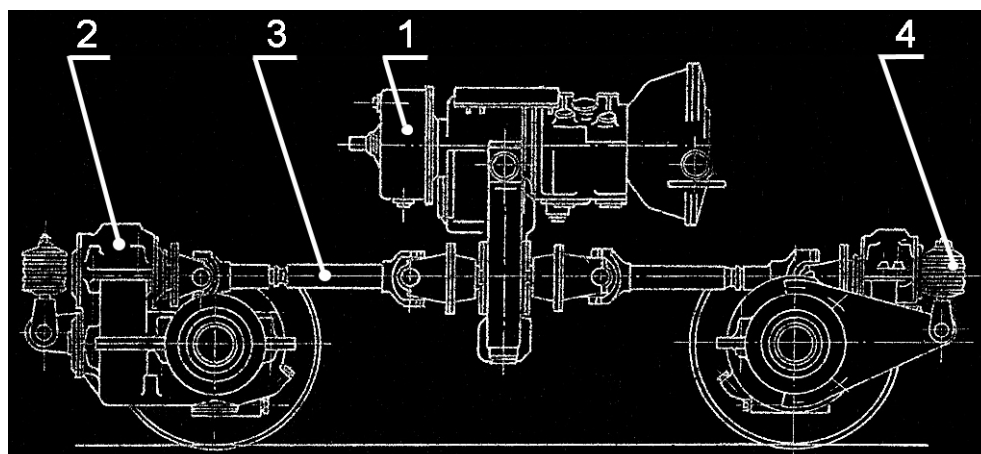
Tvar trakční charakteristiky vychází z [2], tedy z trakční charakteristiky původní lokomotivy řady T 212.1. Nebylo přihlédnuto na tvar trakční charakteristiky vydané tehdejším Federálním ministerstvem dopravy v roce 1981, která obsahuje zásadní chybu a neplatí pro lokomotivu řady T 212.1, jak je v záhlaví uvedeno, nýbrž pro řady T 211.1, T 211.2 a T 212.0.

- **Spalovací motor Caterpillar**

Tab. 5: Charakteristika motoru Caterpillar

Typ, počet kusů na vozidle, výrobce	CAT 3306 H DI-T, 1ks, Caterpillar Inc., Illinois, USA
Nastavený výkon motoru	170 kW
Jmenovité otáčky	1800 ot/min
Volnoběžné otáčky	650 ot/min
Maximální a přeběhové otáčky	1980 ot/min
Pracovní cyklus	čtyřdobý
Způsob dopravy paliva do válců	přímým vstřikováním
Počet a uspořádání válců	řadový šestiválec
Vrtání válce	121 mm
Zdvih pístu	152 mm
Objem válce	1,75 l
Kompresní poměr	15:1
Palivo	nafta motorová (DIN 51601) lehký topný olej (DIN 51603)
Max. měrná spotřeba při plném výkonu	217 g/kWh
Spotřeba paliva při volnoběhu	1,8 kg/hod
Tlak oleje provozní	240-380 kPa při 1800 ot/min a 85 °C
Způsob chlazení motoru	kapalinové
Emise škodlivin	splňuje požadavky předpisů EHK 24-2/03, EHK 49-02 a EHK 85-00
Způsob spouštění motoru	elektrický spouštěč
Hmotnost suchého motoru	1150 kg
Teplota pracovních médií v motoru zaručující startovatelnost	-15 °C

Součástí spalovacího motoru je i nabíjecí trojfázový střídavý alternátor s usměrňovačem 8L5006 a elektrický stejnosměrný spouštěč 6L7894.



Obr. 16 Hnací ústrojí ponechané na lokomotivě řady 703.7 z lokomotivy T 212.1 [5]

#### - Hydromechanická převodovka

V lokomotivě řady 703.7 se nachází původní hydromechanická převodovka (odkaz 1 na Obr. 16) s označením ČKD SRM LI HM 21-r, tedy převodovka určená především pro lokomotivy o instalovaném výkonu do 161,92 kW.

Převodovka přenáší vstupní výkon v oblasti nízkých (0 – 27 % max. otáček) a středních rychlostí (27 – 73 % max. otáček) hydrodynamickým obvodem a v oblasti vyšších rychlostí a menších tažných sil obvodem mechanickým. Hydrodynamický obvod tvoří měnič momentů s dvoustupňovou turbínou a volným reaktorem. K tomu přísluší planetový převod a dvě pásové brzdy. Mechanický obvod tvoří třetí lamelová spojka. Měnič pracuje s trvalou náplní pracovní kapaliny. Mechanické reverzační ústrojí je uloženo v samostatné skříni spojené s hydrodynamickou částí převodovky přírubami.

Hmotnost samotné převodovky bez pracovní náplně činí 1700 kg, s pracovní kapalinou o 25 kg více.

#### - Nápravové převodovky a kloubové hřídele

Původní nápravové převodovky (odkaz 2 na Obr. 16) s označením NP 18 jsou na vstupu vybaveny čelním soukolím se šikmým ozubením Klingenberg a kuželovým nápravovým soukolím. Celkový převod pro základní provedení je 4,23 (pro maximální rychlost 40 km/h) Mazání všech ložisek a ozubených kol obstarává zubové čerpadlo. Spodní část tělesa skříně tvoří nádrž mazacího oleje. Vypouštěcí zátka je opatřena magnetickou vložkou, která zachycuje kovové nečistoty.

Reakce klopného momentu je zachycena pevným ramenem (odkaz 4), uchyceným přes pryžové bloky k rámu lokomotivy.

Nápravové převodovky jsou spojeny s hydromechanickou převodovkou kloubovými hřídeli TKH 250 v unifikovaném provedení s maximálním provozním vychýlením od podélné osy o 16° (odkaz 3 na Obr. 16).

## 4.2 Varianta 1

Tato prvně navrhovaná varianta je charakterizována uplatněním obecně velmi dobrých možností řízení hydrostatického přenosu výkonu. Následkem toho bude výstupní tvar trakční charakteristiky ve tvaru ideální hyperboly, shora omezené adhezí a zprava maximální rychlostí lokomotivy, což zajistí spalovacímu motoru práci v oblasti jeho optimálních otáček při určitém výkonu.

V případě Varianty 1, stejně jako u dalších níže zmíněných, se bude hydrostatický přenos výkonu skládat z regulačního hydrogenerátoru RHG1, poháněného přes spojku spalovacím motorem. Tlaková pracovní kapalina, produkovaná hydrogenerátorem, bude postupovat do děliče průtoku (DP), který bude zásobovat přesně polovičním množstvím kapaliny každý ze dvou regulačních hydromotorů RHM1 a RHM2, pohánějící přes nápravové převodovky dvojkolí lokomotivy.

### 4.2.1 Základní vztahy

Jak je uvedeno ve [4], bude pro návrh všech variant řešení hydrostatického přenosu výkonu použito tří základních vztahů, částečně obměněných jak pro výpočet parametrů hydrogenerátorů, tak pro výpočet parametrů hydromotorů. Účinnosti se během zvyšujících se otáček jednotlivých HS strojů zvyšují, proto bude počítáno s jejich středními hodnotami.

#### - Pro hydrogenerátor

Objemový průtok:

$$q_{HG} = \frac{D \cdot n \cdot \eta_V}{1000} \quad [\text{l/min}] \quad (1)$$

Kroutící moment:

$$M = \frac{D \cdot \Delta p}{63 \cdot \eta_{hm}} \quad [\text{Nm}] \quad (2)$$

Výkon (i pro hydromotor):

$$P = \frac{q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_c} \quad [\text{kW}] \quad (3)$$

#### - Pro hydromotor

Objemový průtok:

$$q_{HM} = \frac{D \cdot n}{1000 \cdot \eta_V} \quad [\text{l/min}] \quad (4)$$

Kroutící moment:

$$M = \frac{D \cdot \Delta p \cdot \eta_{hm}}{63} \quad [\text{Nm}] \quad (5)$$

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 36 -
--	------------------------	----------------

kde:

- D - geometrický objem stroje [cm<sup>3</sup>/ot],
- n - otáčky hřídele [ot/min],
- $\eta_v$  - objemová účinnost [-],
- $\eta_{hm}$  - mechanická účinnost [-],
- $\eta_c$  - celková účinnost ( $\eta_v \cdot \eta_{hm}$ ) [-],
- $\Delta p$  - rozdíl tlaku pracovní kapaliny na vstupu a výstupu ze stroje; z důvodu nízké hodnoty jednoho z členů (jmenovitě do 2 baru), bude počítáno s hodnotou uváděnou jako provozní tlak kapaliny [bar].

#### 4.2.2 Postup výpočtu

Cílem je tedy zprvu kopírovat adhezní křivku a poté, kdy hydrogenerátor dosáhne bodu maximálního pracovního výkonu dodávaného ze spalovacího motoru, pokračovat s tímto již konstantním výkonem hydrogenerátoru, což následně vytvoří parabolickou křivku trakční charakteristiky.

Pro výpočet Varianty 1 bylo použito výpočtového a tabulkového programu MS Excel 07. Rychlostní rozsah lokomotivy tvoří interval od 0 km/h do 44 km/h, tj. + 10% z  $V_{max}$  pro případné vykonání TBZ.

Následující vypočtená data vztažená k rychlosti lokomotivy jsou uvedena v příloze č. 1.

##### - Součinitel adheze dle Curtia-Knifflera

$$\mu_{C-K} = \frac{7,5}{V + 44} + 0,161 \quad [-], \quad (6)$$

kde:  $V = (0 - 44)$  km/h rychlost lokomotivy.

##### - Výpočet maximální tažné síly

$$F_{Tmax} = m_L \cdot g \cdot \mu_{C-K} \quad [kN], \quad (7)$$

kde:  $m_L = 24$  t hmotnost lokomotivy z Tab. 3,

$g = 9,81$  m/s<sup>2</sup> zemské dostředivé zrychlení,

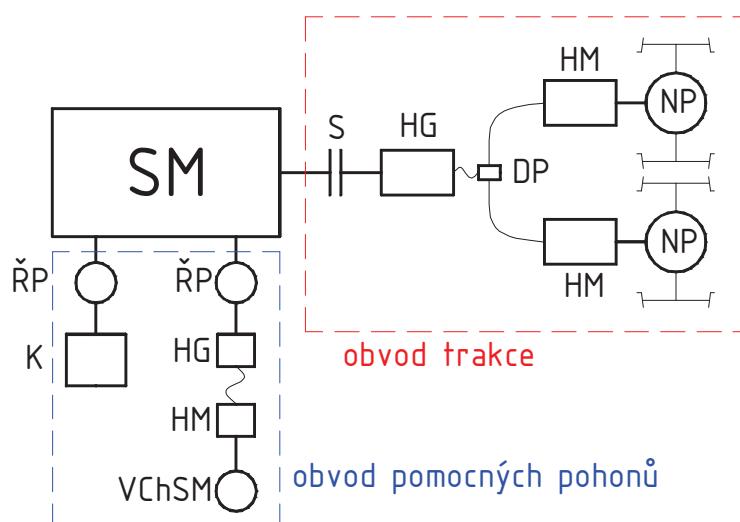
$\mu_{C-K} = (0,25 \div 0,33)$  součinitel adheze dle (6).

#### 4.2.2.1 Výpočet použitelného výkonu pro trakci

Výkon spalovacího motoru je rozdělen mezi trakční obvod lokomotivy a obvod pomocných pohonů (viz Obr. 17), kterými jsou následující agregáty:

Tab. 6: Pomocná zařízení lokomotivy

Agregát	Příkon [kW]	Při započtení účinnosti řemenového převodu $\eta=0,9$
Kompresor 3 DSK-75	7,9	8,8
Nabíjecí alternátor 8L5006	3,6	4
Hydrogenerátor ventilátoru chlazení	10	11,1
<b>Celkem</b>		<b>23,9</b>



Obr. 17 Tok výkonu od spalovacího motoru

Legenda k Obr. 17: **SM**–spalovací motor, **ŘP**–řemenový převod, **K**–kompresor, **HG**–hydrogenerátor, **HM**–hydromotor, **VChSM**–ventilátor chlazení spalovacího motoru, **S**–pružná spojka, **DP**–dělič průtoku, **NP**–nápravová převodovka.

#### - Výpočet výkonu teoreticky použitelného pro trakci

$$P_M = P_{inst} - P_{K\eta} - P_{NA\eta} - P_{HG\eta} = 170 - 8,8 - 4 - 11,1 = 146,1 \text{ kW} \quad (8)$$

kde:	$P_M = 146,1 \text{ kW}$	použitelný výkon pro trakci,
	$P_{inst} = 170 \text{ kW}$	instalovaný výkon spalovacího motoru z Tab. 5,
	$P_{K\eta} = 8,8 \text{ kW}$	výkon odebíraný kompresorem z Tab. 6,
	$P_{NA\eta} = 4 \text{ kW}$	výkon odebíraný nabíjecím alternátorem z Tab. 6,
	$P_{HG\eta} = 11,1 \text{ kW}$	výkon odebíraný HG ventilátoru chlazení z Tab. 6.

- **Korekce výpočtu použitelného výkonu spalovacího motoru pro trakci**

Z důvodu toho, že některé pomocné pohony nejsou během provozu lokomotivy stále v činnosti, dochází dle [5] k redukci jejich výkonových odběrů ze spalovacího motoru následovně:

$$P_M = P_{inst} - 0 \cdot P_{K\eta} - 1 \cdot P_{NA\eta} - 0,66 \cdot P_{HG\eta} = 170 - 0 \cdot 8,8 - 1 \cdot 4 - 0,66 \cdot 11,1 = 158,7 \text{ kW} \quad (9)$$

- kde:  $P_M = 158,7 \text{ kW}$  použitelný výkon pro trakci,  
 $P_{inst} = 170 \text{ kW}$  instalovaný výkon spalovacího motoru z Tab. 5,  
 $P_{K\eta} = 8,8 \text{ kW}$  výkon odebíraný kompresorem z Tab. 6,  
 $P_{NA\eta} = 4 \text{ kW}$  výkon odebíraný nabíjecím alternátorem z Tab. 6,  
 $P_{HG\eta} = 11,1 \text{ kW}$  výkon odebíraný HG ventilátoru chlazení z Tab. 6.

**4.2.2.2 Výpočet základních parametrů hydromotorů**

- **Výpočet otáček  $n_{HM}$  hřídele hydromotoru RHM1/2**

$$n_{HM} = \frac{60 \cdot V \cdot i}{3,6 \cdot \pi \cdot D_{dv} \cdot \eta_{NP}} \quad [\text{ot/min}], \quad (10)$$

- kde:  $i = 4,23$  převodový poměr nápravové převodovky NP 18,  
 $V = (0 \div 44) \text{ km/h}$  rychlost lokomotivy,  
 $D_{dv} = 1 \text{ m}$  jmenovitý průměr kola z Tab. 3,  
 $\eta_{NP} = 0,96$  účinnost nápravové převodovky a kardanů.

- **Výpočet výkonu  $P_{dv}$  jednoho dvojkolí**

$$P_{dv} = \frac{F_t \cdot V}{3,6 \cdot 2} \quad [\text{kW}], \quad (11)$$

- kde:  $F_t$  [kN] volená tažná síla lokomotivy na obvodu kol,  
 $V = (0 \div 44) \text{ km/h}$  rychlost lokomotivy.

- **Výpočet výkonu  $P_{HM a}$  hydromotoru RHM1/2 v oblasti adheze**

$$\text{z (11) platí: } P_{HM a} = \frac{F_{Tmax} \cdot V \cdot \eta_{NP}}{3,6 \cdot 2} \quad [\text{kW}], \quad (12)$$

- kde:  $F_{Tmax} = (57,97 \div 77,15) \text{ [kN]}$  max. tažná síla lokomotivy na obvodu kol z (7),  
 $V = (0 \div 44) \text{ km/h}$  rychlost lokomotivy.

- **Výpočet maximálního výkonu  $P_{HMh}$  hydromotoru RHM1/2 v oblasti ideální hyperboly**

$$P_{HMh} = P_M \cdot \eta_P = 158,7 \cdot 0,98 = 155,53 \text{ kW} \quad (13)$$

- kde:  $P_M = 158,7 \text{ kW}$  použitelný výkon motoru pro trakci z (9),

$\eta_P = 0,98$  účinnost přenosu výkonu z RHG1 na RHM1/2, voleno.

- **Výpočet potřebného průtoku  $q_{HM}$  hydromotorem RHM1/2**

$$q_{HM} = \frac{600 \cdot (P_{HMa/h} / 2) \cdot \eta_C}{\Delta p} \quad [l/min], \quad (14)$$

kde:  $P_{HMa/h} = (22,32 \div 155,53)kW$  výkon hydromotorů RHM1/2,

$\eta_C = 0,95$  celková účinnost RHM1/2,

$\Delta p = 350 \text{ bar}$  vhodně zvolený tlak pracovní kap. v obvodě.

- **Výpočet potřebného geometrického objemu  $D_{HM}$  hydromotoru RHM1/2**

ze (4) platí:  $D_{HM} = \frac{1000 \cdot q_{HM} \cdot \eta_V}{n_{HM}} \quad [cm^3/ot], \quad (15)$

kde:  $q_{HM} = (18,18 \div 126,65)l/min$  průtok hydromotoru RHM1/2 z (14),

$\eta_V = 0,97$  objemová účinnost RHM1/2,

$n_{HM} = (23,38 \div 1028,54)ot/min$  otáčky hřídele RHM1/2 z (10).

#### 4.2.2.3 Výpočet základních parametrů hydrogenerátoru

- **Výpočet potřebného průtoku  $q_{HG}$  hydrogenerátorem RHG1**

$$q_{HG} = \frac{2 \cdot q_{HM}}{\eta_P} \quad [l/min], \quad (16)$$

kde:  $q_{HM} = (18,18 \div 126,65)l/min$  průtok hydromotoru RHM1/2 z (14),

$\eta_P = 0,98$  účinnost přenosu výkonu z RHG1 na RHM1/2, voleno.

- **Výpočet výkonu  $P_{HG}$  hydrogenerátoru RHG1**

$$P_{HG} = \frac{q_{HG} \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_C} \quad [kW], \quad (17)$$

kde:  $q_{HG} = (37,1 \div 258,46)l/min$  průtok RHG1 z (16),

$\eta_C = 0,95$  celková účinnost RHG1,

$\Delta p = 350 \text{ bar}$  vhodně zvolený tlak pracovní kap. v obvodě.

- **Výpočet potřebného geometrického objemu  $D_{HG}$  hydrogenerátoru RHG1**

ze (4) platí:  $D_{HG} = \frac{1000 \cdot q_{HG} \cdot \eta_V}{n_M} \quad [cm^3/ot], \quad (18)$

kde:  $q_{HG} = (37,1 \div 258,46)l/min$  průtok RHG1 z (16),

$\eta_V = 0,97$  objemová účinnost RHG1,

$n_M = 1800 \text{ ot/min}$  vhodně zvolené otáčky hřídele spal. motoru.



### 4.2.3 Volba vhodných hydrostatických strojů

Tab. 7: Důležité parametry pro volbu hydrostatických strojů (viz též Příloha č. 1)

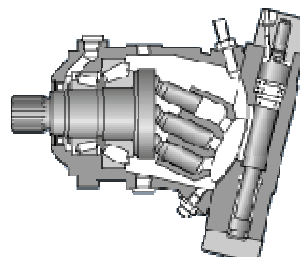
	Hydrogenerátor	Hydromotor
Otáčky $n_{\max}$ hřídele [ot/min]	1800,00	1028,54
Průtok $q_{\max}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	258,46	126,65
Geometrický objem $D_{\max}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	146,52	738,71
Geometrický objem $D_{\min}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	21,03	116,98
Výkon $P_{\max}$ [kW]	158,70	155,53
Tlak $\Delta p$ pracovní kapaliny [bar]	350	

#### - Hydromotor

Firma Parker Hannifin nedisponuje ve své nabídce regulačních pístových hydromotorů žádným vhodným produktem. Z tohoto důvodu volím regulační axiální pístový hydromotor pro uzavřené hydraulické obvody firmy Rexroth Bosch pod označením A6VM-1000 (viz Tab. 8). Rozměry viz Příloha č. 3.

Tab. 8: Charakteristika hydromotoru

	Hydromotor A6VM-1000
Maximální geometrický objem $D$ [cm <sup>3</sup> /ot]	1000
Průtok $q$ [cm <sup>3</sup> /ot] při $n=1600$ ot/min	1600
Nominální tlak $p$ pracovní kapaliny [bar]	350
Maximální otáčky $n$ hřídele [ot/min]	1600
Plnicí objem [l]	16
Hmotnost $m$ [kg]	430



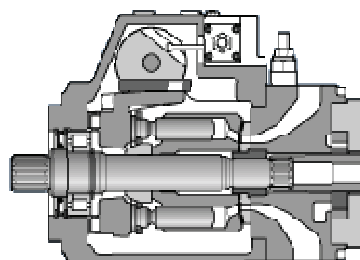
Obr. 18 Regulační hydromotor A6VM-1000 [12]

### - Hydrogenerátor

Z důvodu unifikace byl zvolen od firmy Rexroth Bosch regulační axiální pístový reverzační hydrogenerátor pro uzavřené hydraulické obvody pod označením A4VG-180 (viz Tab. 9, viz Obr. 19). Rozměry viz Příloha č. 4.

Tab. 9: Charakteristika hydrogenerátoru

	Hydrogenerátor A4VG-180
Maximální geometrický objem <b>D</b> [cm <sup>3</sup> /ot]	180
Průtok <b>q</b> [cm <sup>3</sup> /ot] při n=2500 ot/min	450
Nominální tlak <b>p</b> pracovní kapaliny [bar]	400
Maximální otáčky <b>n</b> hřídele [ot/min]	2500
Plnicí objem stroje [l]	4
Hmotnost <b>m</b> [kg]	101



Obr. 19 Regulační hydrogenerátor A4VG-180 [13]

#### 4.2.4 Výpočet velikosti řídicí veličiny $\beta$

Řídicí veličina určena jako poměr aktuálního potřebného geometrického objemu ku maximálnímu geometrickému objemu hydrogenerátoru NHG1 ( $\beta_{HG}$ ), popř. hydromotoru RHM1/2 ( $\beta_{HM}$ ). Výsledky viz Příloha č.1.

$$\beta_{HG/HM} = \frac{D_{HG/HMakt}}{D_{HG/HMmax}} \quad [-], \quad (19)$$

kde:

$D_{HGakt} = (21,06 \div 146,52) \text{cm}^3 / \text{ot}$	aktuální geometrický objem RHG1 z (18),
$D_{HGmax} = 180 \text{cm}^3 / \text{ot}$	max. geometrický objem RHG1 z Tab. 9,
$D_{HMakt} = (116,98 \div 738,71) \text{cm}^3 / \text{ot}$	akt. geometrický objem RHM1/2 z (15),
$D_{HMmax} = 1000 \text{cm}^3 / \text{ot}$	max. geometrický objem RHM1/2 z Tab. 8

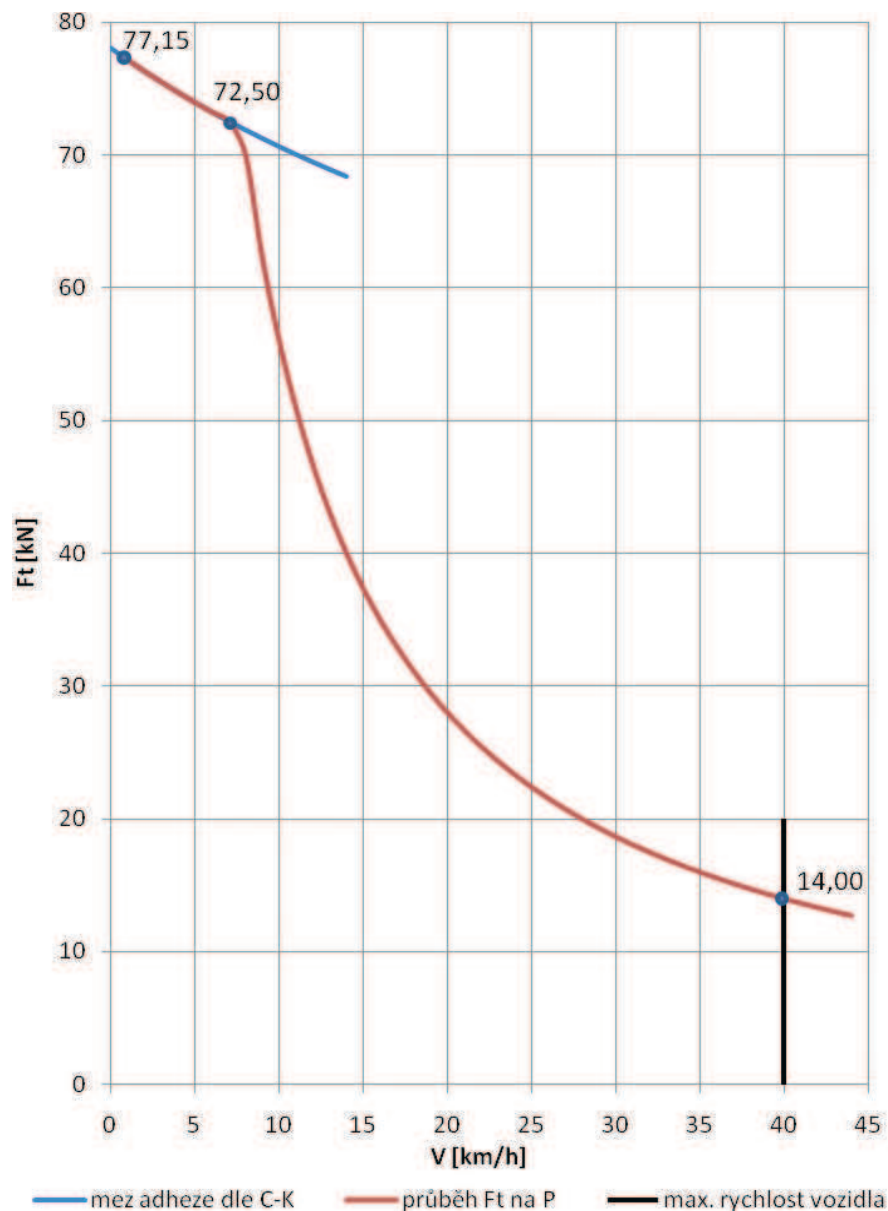
#### 4.2.5 Volba pracovní kapaliny

Volba správné pracovní tlakové kapaliny je základem spolehlivého provozu celého hydrostatického (i hydrodynamického) přenosu výkonu. Výběr se řídí podle teploty okolí a předpokládané teploty pracovní kapaliny v uzavřeném obvodu, která nesmí dosáhnout hodnot vyšší než 90 °C a poklesnout pod hodnotu -25 °C. Optimální pracovní viskozita kapaliny se udává  $\nu = (16\div 36)\text{mm}^2/\text{s}$ .

Dle [12] volím pracovní kapalinu firmy Rexroth Bosch VG 46 RD90220 – minerální olej.

Tento typ pracovní kapaliny bude použit i u variant v Kap. 4.3 a Kap. 4.4.

#### 4.2.6 Trakční charakteristika

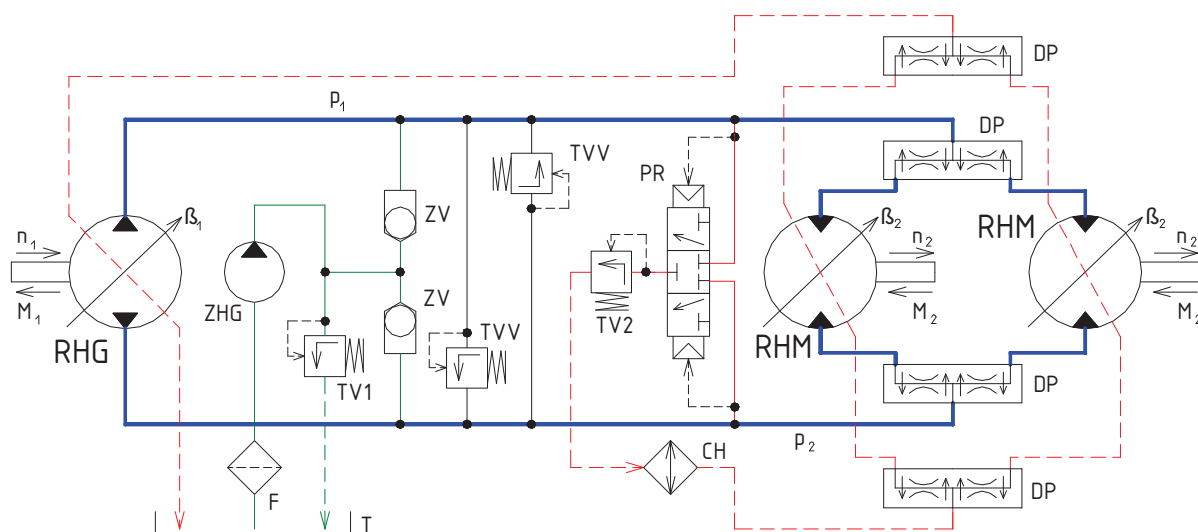


Obr. 20

Trakční charakteristika

#### 4.2.7 Schéma hydrostatického okruhu

Jak bylo výše uvedeno, používá se v mobilní technice uzavřeného okruhu. Pro změnu směru otáček výstupního hřídele hydromotoru se použije reverzační hydrogenerátor. Následkem toho se při reverzaci mění vysokotlaká a nízkotlaká větev okruhu. S touto změnou je třeba uvažovat při návrhu systému ochrany obvodu proti překročení stanoveného maximálního tlaku. Stejně tak i v případě chladicího obvodu je třeba tuto skutečnost brát v zřetel, neboť chladič musí být vždy napojen na nízkotlakou větev.



Obr. 21 Základní schéma hydrostatického uzavřeného obvodu

Legenda k Obr. 21: **RHG** – regulační hydrogenerátor, **RHM** – regulační hydromotor, **ZHG** – zubový hydrogenerátor, **F** – sací filtr, **TV1/2** – tlakový ventil, **ZV** – zpětný ventil, **TVV** – tlakový ventil vysokotlaký, **PR** – přípojovací rozvaděč, **CH** – chladič, **DP** – dělič průtoku, **T** – tank (nádrž).

#### - Princip hydrostatického okruhu

Schéma na Obr. 21 se skládá ze čtyř druhů vedení, rozlišených barevně následovně:

**Zelené vedení (plnicí obvod):** je tvořeno sacím filtrem F, přes který je malým zubovým hydrogenerátorem ZHG dodávána pracovní kapalina z nádrže T do pracovního okruhu. Bezpečnostní prvky tvoří tlakový ventil TV1, jenž je nastaven na otevírací tlak  $p = 20 \div 30$  barů a při normálním provozu je uzavřený. Pouze při volnoběžném režimu lokomotivy je otevřen a kapalina proudí zpět do nádrže. Celý průtok zubového hydrogenerátoru ZHG proudí při provozu lokomotivy přes jeden ze zpětných ventilů ZV do obvodu, záleží na umístění nízkotlaké a vysokotlaké větve v daný okamžik. Vysokotlaká větev příslušný zpětný ventil uzavře a průtok proudí přes otevřený zpětný ventil do nízkotlaké větve.

Černé vedení (pojistný obvod): je vybaveno dvojicí vysokotlakých pojistných ventilů TVV, které jsou nastaveny na požadovaný maximální tlak v pracovním obvodu. Při překročení tohoto tlaku dojde k otevření ventilu a přepuštění pracovní kapaliny do nízkotlaké větve, tudíž nedojde k zásobování hydromotorů a jejich možného přetížení.

Modré vedení (pracovní obvod): je tvořeno vysokotlakou a nízkotlakou větví. Z regulačního hydrogenerátoru RHG směřuje pracovní kapalina pod tlakem  $p_1$  do děliče průtoku DP, kde se v poměru 1:1 průtok rozdělí a směřuje do regulačních hydromotorů RHM, kde se na výstupu z nich opět sloučí v děliči průtoku DP (DP umožňuje kdykoliv konat opačnou funkci) a pracovní kapalina pod tlakem  $p_2$  pokračuje dále do regulačního hydrogenerátoru, kde se cyklus uzavírá.

Červené vedení (zpětné vedení): je opatřeno připojovacím rozvaděčem PR k nízkotlaké větví a odpouštěcím tlakovým ventilem TV2, který je nastaven na hodnotu tlaku  $p = 2\div 8$  barů (= určuje potřebný přetlak v nízkotlaké větví), tedy nižší tlak, než je tomu u pojistného ventilu TV1 plnicího obvodu. Pracovní kapalina poté pokračuje do nádrže. V těchto místech se s výhodou zařazuje do obvodu chladič CH, který bude v našem případě na lokomotivě tvořen chladicím okruhem spalovacího motoru. Ochlazená pracovní kapalina poté slouží dále ještě ke snížení teploty hydrostatických převodníků, tedy regulačních hydromotorů RHM a regulačního hydrogenerátoru RHG. K rozdělení a následnému sloučení průtoku opět slouží děliče průtoku DP.

V následující kapitole ( Kap. 4.3 a Kap. 4.4) je použito naprosto shodného schématu.

#### 4.2.8 Výpočet průměru napájecího potrubí

Potřebný průměr napájecího a zpětného potrubí vychází z velikosti průtoku a dovolené maximální rychlosti pracovní kapaliny obvodem, který je navíc rozdělen na dvě části – na úsek mezi regulačním hydrogenerátorem (RHG) a děličem průtoku (DP) a na úsek od děliče průtoku k regulačním hydromotorům, kde je již průtok poloviční (viz Obr. 21).

##### - Potrubí mezi RHG a DP

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{400 \cdot q_{\max}}{6 \cdot \pi \cdot v_{\max}}} = \sqrt{\frac{400 \cdot 258,46}{6 \cdot \pi \cdot 5}} = 33,12 \text{ mm} \quad (20)$$

kde:  $q_{\max} = 258,461 / \text{min}$  maximální průtok RHG z (16),  
 $v_{\max} = 5 \text{ m/s}$  max. rychlost kapaliny obvodem dle [12].

Volím průměr potrubí  $d = 40 \text{ mm}$ .

- **Potrubí mezi DP a RHM**

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{400 \cdot q_{\max}}{6 \cdot \pi \cdot v_{\max}}} = \sqrt{\frac{400 \cdot 126,65}{6 \cdot \pi \cdot 5}} = 23,18 \text{ mm} \quad (21)$$

kde:  $q_{\max} = 126,65 \text{ l/min}$  maximální průtok RHM z (14),  
 $v_{\max} = 5 \text{ m/s}$  max. rychlost kapaliny obvodem dle [12].

Volím průměr potrubí  $d = 30 \text{ mm}$ .

**4.2.9 Určení velikosti nádrže**

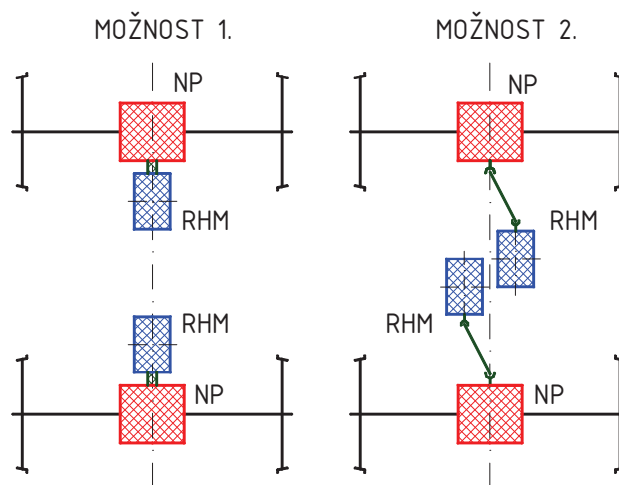
$$V_C = \sum V_{HM} + V_{HG} + V_P = 0,032 + 0,004 + 0,03 = 0,066 \text{ m}^3 = 66 \text{ l} \quad (22)$$

kde:  $V_{HM} = 0,032 \text{ m}^3$  plnicí objem hydromotorů RHM1/2 z Tab. 8,  
 $V_{HG} = 0,004 \text{ m}^3$  plnicí objem hydrogenerátoru RHG1 z Tab. 9,  
 $V_P = 0,03 \text{ m}^3$  vhodně zvolený objem pracovní kapaliny v potrubí  
s přihlédnutím na průměr potrubí a předpokládanou  
délku dle schématu na Obr 21.

Se započítáním jisté rezervy velikosti nádrže a tepelné roztažnosti kapaliny volím mobilní nádrž o objemu  $V_N = 80 \text{ l}$ .

**4.2.10 Zástavbové možnosti**

Hlavním problémem navržené změny přenosu výkonu z hydrodynamického způsobu na druh hydrostatický je najít optimální způsob uložení regulačních hydromotorů do spodku lokomotivy řady 703.7. Na Obr. 22 jsou prezentovány dvě možnosti takového řešení.



Obr. 22 Navržené varianty umístění hydromotorů

#### 4.2.10.1 Možnost 1.

Tato varianta uložení hydromotorů (viz DIP – K2N – 10 04) do spodku lokomotivy se vyznačuje jejich uchycením ke skříní nápravové převodovky NP 18. Odpadá tak použití původních kloubových hřídelů. Na druhou stranu ovšem dochází k přírůstku namáhání závěsky nápravové převodovky o účinek tíhy hydromotoru včetně doprovodných strojních součástí, jakými jsou díly uchycení hydromotoru, unašeč a přenosová trubka (viz sestavný výkres DIP – K2N – 10 04). S tím souvisí i nárůst nevypružené hmoty, která nicméně u vozidel s nízkou maximální rychlostí nemá mimořádný vliv na jízdní vlastnosti a dynamický účinek na trať.

Uchycení hydromotoru ke svařenci je provedeno osmi šroubovými spoji. Svařenec je vyroben z plechů tloušťky 30 mm pro dostatečně tuhé spojení s nápravovou převodovkou pomocí šesti šroubových spojů. Je vhodně tvarován a vyztužen.

Přenos kroutícího momentu z hřídele hydromotoru na vstupní hřídel nápravové převodovky je proveden za pomoci mezikusy – přenosové trubky a unašeče. Z důvodu úspory materiálu nejsou tyto vyrobeny z jednoho polotovaru. Typ výstupu z hydromotoru lze zvolit ze dvou možností: drážkovaný konec hřídele a hřídel s jedním těsným perem. Z důvodu snadnější výroby přenosové trubky s jednou drážkou pro pero (vyrobena protahováním) byl zvolen posledně jmenovaný typ. Výpočet přenosové trubky viz níže.

Unašeč je konstruován jako samostatný díl, který plní funkci spojení se vstupním hřídelem nápravové převodovky, pomocí lícovaných šroubových spojení. Spojení přenosové trubky s unašečem je provedeno jedním těsným perem, shodným se spojením výstupního hřídele a hydromotoru. Kontrola pera na otlačení a stříh viz níže. Z důvodu úspory materiálu (cca 6 kg) je unašeč dutý.

Tepelná dilatace přenosové trubky je umožněna (max. 5 mm), neboť není mezi oběma hřídeli axiálně zajištěna. Docílení kvalitní souososti všech rotačních prvků je základem spolehlivého provozu. Dosedací plocha unašeče musí být kvalitně obrobena s ohledem na geometrické tolerance, díry pro lícované šrouby taktéž. Ustavení hydromotoru do souosé polohy lze zabezpečit jednak pohybem svařence (díky podložkám ve šroubových spojeních svařence se skříní nápravové převodovky), a jednak pohybem hydromotoru po svařenci (opět v místech šroubových spojení).

#### - Výpočet přenosové trubky (krut) (viz DIP – K2N - 01 04)

Vstupní údaje:	použitý materiál	11 500 (dle [6] $R_e = 250$ MPa)
	vnitřní průměr trubky	$d = 90$ mm,
	vnější průměr trubky	$D = 115$ mm,
	bezpečnost	$k = 3$ ,
	hloubka drážky pro pero	$t_1 = 5,5$ mm
	opravený vnitřní průměr	$d' = 90 + 2 \cdot 5,5 = 101$ mm.

(23)

- Výpočet dovoleného napětí v krutu dle hypotézy HMM

$$\tau_{Dk} = \frac{R_e}{k \cdot \sqrt{3}} = \frac{250 \text{ MPa}}{3 \cdot \sqrt{3}} \cong 50 \text{ MPa} \quad (24)$$

- Výpočet maximálního kroutícího momentu

$$\text{dle (5)} \quad M_{\max} = \frac{D_{HG\max} \cdot \Delta p \cdot \eta_{hm}}{63} = \frac{738,71 \cdot 350 \cdot 0,98}{63} = 4021,8 \text{ Nm} \quad (25)$$

kde:  $D_{HM\max} = 738,71 \text{ cm}^3 / \text{ot}$  max. potřebný geometrický objem RHM,  
 $\eta_{hm} = 0,98$  mechanická účinnost RHM,  
 $\Delta p = 350 \text{ bar}$  vhodně zvolený tlak pracovní kap. v obvodě.

- Výpočet průřezového modulu v krutu

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d'^4)}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(115^4 - 101^4)}{115} = 120951,7 \text{ mm}^3 \quad (26)$$

kde:  $D = 115 \text{ mm}$  vnější průměr trubky,  
 $d' = 101 \text{ mm}$  opravený vnitřní průměr trubky z (23).

Pozn.: Drážka pro pero zeslabuje nosný průřez o hodnotu odečtenou v (23).

- Výpočet napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{\max}}{W_k} = \frac{4021800 \text{ Nmm}}{120951,7 \text{ mm}^3} = 33,25 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk} = 50 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (27)$$

kde:  $M_{\max} = 4021800 \text{ Nmm}$  max. kroutící moment z (25),  
 $W_k = 120951,7 \text{ mm}^3$  průřezový modul v krutu z (26)  
 $\tau_{Dk} \cong 50 \text{ MPa}$  dovolené napětí v krutu z (24).

- **Výpočet unašeče (krut)** (viz DIP – K2N – 01 03)

Vstupní údaje: použitý materiál 11 500 (dle [6]  $R_e = 250 \text{ MPa}$ )  
průměr trubky  $D = 90 \text{ mm}$ ,  
bezpečnost  $k = 3$ ,  
hloubka drážky pro pero  $t = 8,7 \text{ mm}$   
opravený vnější průměr  $D' = 90 - 8,7 = 81,3 \text{ mm}$ . (28)

- Výpočet průřezového modulu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot D'^3}{16} = \frac{\pi \cdot 81,3^3 \text{ mm}}{16} = 105511,9 \text{ mm}^3 \quad (29)$$

kde:  $D' = 81,3 \text{ mm}$  opravený průměr unašeče z (28).

Pozn.: Drážka pro pero zeslabuje nosný průřez o hodnotu odečtenou v (28).



- Výpočet napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{\max}}{W_K} = \frac{4021800 \text{ Nmm}}{105511,9 \text{ mm}^3} = 38,12 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk} = 50 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (30)$$

kde:  $M_{\max} = 4021800 \text{ Nmm}$  max. kroutící moment z (25),  
 $W_K = 105511,9 \text{ mm}^3$  průřezový modul v krutu z (29)  
 $\tau_{Dk} \cong 50 \text{ MPa}$  dovolené napětí v krutu z (24).

- **Kontrola pera unašeče (střih, otláčení)**

Vstupní údaje: PERO 25e7 x 14 x 125 ČSN 02 2562  
 použitý materiál 11 600 (dle [6]  $R_e = 295 \text{ MPa}$ )  
 šířka pera  $b = 25 \text{ mm}$ ,  
 délka pera  $l = 125 \text{ mm}$ ,  
 parametr  $t_1$   $t_1 = 5,5 \text{ mm}$ ,  
 bezpečnost  $k = 2$ .

- Výpočet dovoleného napětí ve střihu (smyku) dle hypotézy HMH

$$\tau_{Ds} = \frac{R_e}{k \cdot \sqrt{3}} = \frac{295 \text{ MPa}}{2 \cdot \sqrt{3}} \cong 85 \text{ MPa} \quad (31)$$

- Výpočet dovoleného napětí v tlaku (otlačení)

$$\sigma_{Dp} = \frac{R_e}{k} = \frac{295 \text{ MPa}}{2} \cong 150 \text{ MPa} \quad (32)$$

- Kontrola pera na střih

$$\tau_s = \frac{M_{\max}}{r \cdot l \cdot b} = \frac{4021800 \text{ Nmm}}{(45 \cdot 125 \cdot 25) \text{ mm}} = 28,6 \text{ MPa} \leq (\tau_{Ds} \cong 85 \text{ MPa}) \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (33)$$

kde:  $M_{\max} = 4021800 \text{ Nmm}$  max. kroutící moment z (25),  
 $r = 45 \text{ mm}$  rameno síly F,  
 $l = 125 \text{ mm}$  délka pera,  
 $b = 25 \text{ mm}$  šířka pera.

- Kontrola pera na otláčení

$$\sigma_p = \frac{M_{\max}}{r \cdot l \cdot t_1} = \frac{4021800 \text{ Nmm}}{(45 \cdot 125 \cdot 5,5) \text{ mm}} = 130 \text{ MPa} \leq (\sigma_{Dp} \cong 150 \text{ MPa}) \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (34)$$

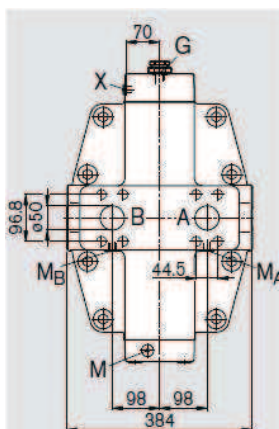
kde:  $M_{\max} = 4021800 \text{ Nmm}$  max. kroutící moment z (25),  
 $r = 45 \text{ mm}$  rameno síly F,  
 $l = 125 \text{ mm}$  délka pera,  
 $t_1 = 5,5 \text{ mm}$  hloubka pera v náboji.

Uchycení hydrogenerátoru k výstupnímu hřídeli spalovacího motoru je provedeno přes pružnou spojku Centamax.

#### 4.2.10.2 Možnost 2.

Druhá možnost uložení hydromotorů (viz DIP – K2N – 10 06) do spodku lokomotivy představuje jejich přichycení k samotnému rámu vozidla za pomoci svařence. Ten je opět jako v případě Varianty 1 vyroben z plechů tloušťky 30 mm a 20 mm, dostatečně vyztužen a vhodně navržen.

Cílem je ponechání původních kloubových hřídelů TKH 250, které lze provozovat do maximální úhlové výchylky  $16^\circ$ . Tohoto faktu je využito pro uspořádání hydromotorů ve spodku vozidla tak, že z prostorových důvodů musí být uloženy vedle sebe (viz Obr. 22, popř. sestavný výkres DIP – K2N – 10 06). S tím souvisí i rozdílné uspořádané plnicího a zpětného vedení oproti Možnosti 1, tentokrát vedeného ze zadní strany hydromotoru (viz Obr. 23).



Obr. 23 Porty A a B plnicího a zpětného vedení na zadní straně hydromotoru [12]

Výhodou oproti Možnosti 1. tohoto uspořádání je oddělení hmotnosti obou hydromotorů od nápravových převodovek a ponechání kloubových hřídelů. Nedostatkem je nutná úprava rámu lokomotivy pro přichycení dílu s hydromotory. Pro přenos kroutícího momentu z hřídele hydromotoru na kloubový hřídel je použito identických unašečů s těsnými pery jako v Možnosti 1, tedy viz pevnostní výpočty výše. Pro axiální ustavení unašečů na hřídeli hydromotorů jsou tyto zajištěny šroubovým spojením.

#### 4.2.11 Hmotnostní parametry řešení

##### - Možnost 1.

Hydrostatický přenos výkonu se vyznačuje celkovou nízkou hmotností. V následující tabulce Tab. 10 jsou uvedeny hrubé hmotnosti jednotlivých dílů, které budou buď odebrány, nebo naopak přimontovány do lokomotivy v případě možnosti 1. Ke stanovení hmotností posloužily materiály [5], popř. výpočet hmotností v programu Solid Edge V18 u nových součástí.

Tab. 10:		Hmotnost celková [kg]	
		odebrána	přidána
Název součásti	Počet kusů		
Hydromechanická převodovka ČKD SRM LI HM 21-r	1	1725	
Kloubový hřídel TKH 250	2	144	
Hydromotor A6VM-1000	2		860
Hydrogenerátor A4VG-180	1		101
Uchycení převodníků	3		230
Přenosové prvky	5		100
Ostatní komponenty HS přenosu (trubky, šroubení, nádrž, ventily atd.)			do 350
	<b>Rozdíl</b>	cca -230 kg	

Dle Tab. 10 je zřejmé, že váha lokomotivy bude po přestavbě na hydrostatický přenos výkonu o cca 230 kg odlehčena, což představuje zhruba 1 % z původní váhy lokomotivy. Tento rozdíl dosahuje tak malé hodnoty, že není nutné ho dále řešit. Pokud by však konečné vážení ukázalo na vyšší procentuální hodnotu, lze tento nedostatek nejsnadněji odstranit přivařením plátu ocelového plechu na optimální místo konstrukce rámu, nejlépe v podélné ose vozidla z důvodu polohy těžiště lokomotivy.

##### - Možnost 2.

Z Tab. 11 je patrné, že váha lokomotivy bude po přestavbě na hydrostatický přenos výkonu v případě Možnosti 2. o cca 90 kg odlehčena. Tento rozdíl dosahuje tak malé hodnoty (do 0,5 % váhy lokomotivy), že není potřebné tento problém dále řešit a platí výše uvedené.

I když je hydrostatický přenos výkonu charakterizován nízkou hmotností, u Varianty 1 (Kap. 4.2) je tato výhoda minimalizována použitými mohutnými hydromotory. Toto ovšem nepůsobí negativně, neboť nemusí dojít k procesu balastování lokomotivy za účelem dodržení původní hmotnosti lokomotivy, a tedy vysoké tažné síly.

Tab. 11: Hmotnostní poměry

Název součástí	Počet kusů	Hmotnost celková [kg]	
		odebrána	přidána
Hydromechanická převodovka ČKD SRM LI HM 21-r	1	1725	
Hydromotor A6VM-1000	2		860
Hydrogenerátor A4VG-180	1		101
Uchycení převodníků	2		250
Přenosové prvky	3		70
Ostatní komponenty HS přenosu (trubky, šroubení, nádrž, ventily atd.)			do 350
	<b>Rozdíl</b>		cca -90 kg

### 4.3 Varianta 2

Tato varianta přichází do výpočtu hydrostatického přenosu výkonu na rozdíl od výše zpracované varianty s jedním zcela zásadním požadavkem – novými nápravovými převodovkami. Důvodem je nutnost zvýšit převodový poměr mezi otáčkami hřídele hydromotoru, popř. spojovacího elementu –kardanu, a otáčkami dvojkolí.

Jak lze vyčíst z výsledků předchozí varianty v příloze č. 1, je interval potřebného geometrického objemu hydromotorů ve výše uváděném rychlostním intervalu položen do vyšších hodnot, kdy po překonání pasivních odporů a rozjezdu lokomotivy na velmi nízkou rychlost, např.  $V = 1 \text{ km/h}$ , se pohybuje tento geometrický objem až kolem hodnoty  $D_{HM} \cong 740 \text{ cm}^3 / \text{ot}$ . To s sebou nese řadu problému, nejvíce spojených s potřebou použití masivních a těžkých hydromotorů.

Vysvětlení je jednoduché; k přenesení požadovaného výkonu na dvojkolí, které má v těchto nízkých rychlostech nízké i vlastní otáčky, nepříliš znásobené zařazením původní nápravové převodovky NP 18 s převodovým číslem  $i = 4,23$  mezi dvojkolí a hřídel hydromotoru, je nutné naplnit prostor samotného hydromotoru značným objemem pracovní kapaliny o vysoké energii, což ústí v potřebě použití takto nevhodných hydromotorů.

Změnu převodového poměru lze dle literatury [3] změnit i v původních nápravových převodovkách NP 18, ovšem s ohledem na jejich konstrukci nelze prakticky dosáhnout potřebné velikosti tohoto poměru.

Z těchto i jiných důvodů je přistoupeno k výměně za nově vyprojektovanou a vyrobenou, či popř. zakoupenou u specializovaných firem, nápravovou převodovku, v této variantě s převodovým poměrem  $i = 6,5$ . Tato hodnota je brána jako limitní pro návrh jednostupňové nápravové převodovky drážního vozidla dle vyjádření pracovníka firmy Voith Turbo, která se těmito konstrukčními celky intenzivně zabývá.

Konstrukce samotné nápravové převodovky s novými parametry není v této diplomové práci řešena, jde pouze o teoretický rozbor problému s vidinou možného využití pro změnu přenosu výkonu lokomotivy řady 703.7.

Požadavky na výpočet se oproti Variantě 1 nemění; tedy je cílem dosáhnout do určité rychlosti požadované trakční síly na mezi adheze a poté tuto snižovat po parabolické křivce, což zabezpečí optimální využití dodávaného výkonu spalovacího motoru.

#### 4.3.1 Postup výpočtu

U této varianty se oproti výpočtu ve Variantě 1 mění pouze hodnota převodového čísla  $v$  (10). Celý postup zůstává identický, tudíž viz Kap 4.2.2. Samotné výsledky viz Příloha č. 5, popř. grafické výstupy viz Příloha č. 6.

#### 4.3.2 Volba vhodných hydrostatických strojů

Tab. 12: Důležité parametry pro volbu hydrostatických strojů (viz též Příloha č. 5)

	Hydrogenerátor	Hydromotor
Otáčky $n_{\max}$ hřídele [ot/min]	1800,00	1580,50
Průtok $q_{\max}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	258,46	126,65
Geometrický objem $D_{\max}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	146,52	480,73
Geometrický objem $D_{\min}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	21,03	76,12
Výkon $P_{\max}$ [kW]	158,70	155,53
Tlak $\Delta p$ pracovní kapaliny [bar]	350	

#### - Hydromotor

Z Tab. 12 je patrné, že zvýšení převodového čísla z hodnoty  $i=4,23$  na hodnotu  $i=6,5$  nápravových převodovek vyplynulo v potřebě polovičního geometrického objemu  $D$  hydromotorů než tomu bylo u Varianty 1. Nově navrženým regulačním axiálním pístovým hydromotorem pro uzavřené hydraulické okruhy se stává výrobek firmy Rexroth Bosch po označení A6VM-500. Hlavní údaje viz Tab. 13, rozměry viz Příloha č. 7.

Tab. 13: Charakteristika hydromotoru

	Hydromotor A6VM-500
Maximální geometrický objem <b>D</b> [cm <sup>3</sup> /ot]	500
Průtok <b>q</b> [cm <sup>3</sup> /ot] při n=2500 ot/min	1000
Nominální tlak <b>p</b> pracovní kapaliny [bar]	350
Maximální otáčky <b>n</b> hřídele [ot/min]	2000
Hmotnost <b>m</b> [kg]	210

#### - Hydrogenerátor

Z důvodu unifikace byl zvolen od firmy Rexroth Bosch regulační axiální pístový reverzační hydrogenerátor pro uzavřené hydraulické obvody pod označením A4VG-180. Hlavní údaje viz Tab. 9, rozměry viz Příloha č. 4.

#### 4.3.3 Výpočet velikosti řídicí veličiny $\beta$

Popis a postup výpočtu viz např. Kap. 4.2.4. Výsledky viz Příloha č.5.

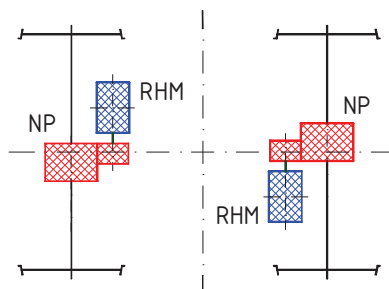
#### 4.3.4 Trakční charakteristika

Graf trakční charakteristiky je zcela shodný s Variantou 1, viz tedy Obr. 20.

#### 4.3.5 Zástavbové možnosti

U této varianty dochází k výrobě nové nápravové převodovky. Navíc dochází k použití menších regulačních hydromotorů oproti předešlé variantě. Tyto dvě skutečnosti dávají prostor pro nové možnosti uložení hydromotorů ve spodku lokomotivy. Jako optimální s ohledem na co nejsnazší konstrukční a výrobní náročnost nápravových převodovek (tedy s čelním jednostupňovým soukolím) se jeví uložení hydromotorů paralelně s nápravami dle Obr. 24.

Protože se jedná pouze o teoretický návrh nového řešení změny přenosu výkonu, kdy nejsou známy přesnější rozměry nových nápravových převodovek (konstrukce převodovek není předmětem této práce), nedojde u této varianty k bližšímu rozboru zástavbových možností. Regulační hydrogenerátor je opět ve strojovně přichycen k výstupnímu hřídeli spalovacího motoru pomocí unašeče s těsným perem pro přenos kroutícího momentu.



Obr. 24 Uložení hydromotorů u Varianty 2

#### 4.3.6 Hmotnostní parametry řešení

Následující tabulka Tab. 14 prezentuje hmotnosti odebíraných či přidávaných strojních zařízení a součástí z a do lokomotivy řady 703.7. S ohledem na neznámé parametry nových nápravových převodovek lze tato data pouze odhadovat dle hmotnosti původních nápravových převodovek NP 18 s jistou mírou nepřesností. Stejně je tomu i u dalších součástí. Pro představu však data postačují.

Tab. 14: Hmotnostní poměry

Název součásti	Počet kusů	Hmotnost celková [kg]	
		odebrána	přidána
Hydromechanická převodovka ČKD SRM LI HM 21-r	1	1725	
Kloubový hřídel TKH 250	2	144	
Nápravová převodovka NP 18	2	1896	
Nová nápravová převodovka	2		1400
Hydromotor A6VM-500	2		420
Hydrogenerátor A4VG-180	1		101
Uchycení převodníků	1		85
Přenosové prvky	3		60
Ostatní komponenty HS přenosu (trubky, šroubení, nádrž, ventily atd.)			do 350
	<b>Rozdíl</b>	cca -1350 kg	

Z výsledku v Tab. 14 je patrné, že se již projevuje jedna ze základních vlastností hydrostatického přenosu výkonu – snížená hmotnost. Udávaný hrubý rozdíl činí 1350 kg, což již činí bezmála 5,5 % z celkové hmotnosti původní lokomotivy a pokles o 4,35 kN na tažné síle v rychlosti  $V = 1$  km/h.

Východiskem z tohoto problému je po praktickém zvážení přikročit k balastování lokomotivy. Nejčastěji se provádí u kapotových lokomotiv za pomoci ocelových plechů různých tloušťek instalovaných na jejich ochozy, popř. do prostor v rámu. U skříňových lokomotiv se využívá alternativní balastování za pomoci betonu. Nelze v tomto stádiu návrhu zapomenout na nutnost dodržet těžiště lokomotivy optimálně v jejím středu.

#### 4.3.7 Hydraulické schéma, pracovní kapalina, nádrž, potrubí

U výpočtů potrubí a nádrže, popř. při volbě pracovní kapaliny postupujeme dle Kap. 4.2, schéma a princip hydraulického obvodu viz Kap. 4.2, popř. Obr. 21.

#### 4.4 Varianta 3

Varianta 3 odpovídá ve všech bodech návrhu a výpočtu předešlé Variantě 2 (Kap. 4.3). Zvýšena je pouze hodnota převodového poměru nápravových převodovek z  $i = 6,5$  na  $i=9$ , což už s sebou nese řadu komplikací ve vztahu k její konstrukci, která většinou končí jako několikastupňová převodovka.

Nabízí-li se ovšem i takováto teoretická možnost změny přenosu výkonu lokomotivy řady 703.7, bude v následujícím textu toto řešeno.

##### 4.4.1 Postup výpočtu

U této varianty se oproti výpočtu ve Variantě 1 mění pouze hodnota převodového čísla  $v$  (10). Celý postup zůstává identický, tudíž viz Kap 4.2.2. Samotné výsledky viz Příloha č. 8, popř. grafické výstupy viz Příloha č. 9.

##### 4.4.2 Volba vhodných hydrostatických strojů

Tab. 15: Důležité parametry pro volbu hydrostatických strojů (viz též Příloha č. 8)

	Hydrogenerátor	Hydromotor
Otáčky $n_{\max}$ hřídele [ot/min]	1800,00	2188,38
Průtok $q_{\max}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	258,46	126,65
Geometrický objem $D_{\max}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	146,52	347,19
Geometrický objem $D_{\min}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	21,03	54,98
Výkon $P_{\max}$ [kW]	158,70	155,53
Tlak $\Delta p$ pracovní kapaliny [bar]	350	

##### - Hydromotor

Nově navrženým regulačním axiálním pístovým hydromotorem pro uzavřené hydraulické okruhy se stává výrobek firmy Rexroth Bosch po označení A6VM-355. Hlavní údaje viz Tab. 16, rozměry viz Příloha č. 10.

Tab. 16: Charakteristika hydromotoru

	Hydromotor A6VM-500
Maximální geometrický objem $D$ [cm <sup>3</sup> /ot]	355
Průtok $q$ [cm <sup>3</sup> /ot] při $n=2500$ ot/min	795
Nominální tlak $p$ pracovní kapaliny [bar]	350
Maximální otáčky $n$ hřídele [ot/min]	2240
Hmotnost $m$ [kg]	170



#### - Hydrogenerátor

Z důvodu unifikace byl zvolen od firmy Rexroth Bosch regulační axiální pístový reverzační hydrogenerátor pro uzavřené hydraulické obvody pod označením A4VG-180. Hlavní údaje viz Tab. 9, rozměry viz Příloha č. 4.

#### 4.4.3 Výpočet velikosti řídicí veličiny $\beta$

Popis a postup výpočtu viz např. Kap. 4.2.4. Výsledky viz Příloha č.8.

#### 4.4.4 Trakční charakteristika

Graf trakční charakteristiky je zcela shodný s Variantou 2, viz tedy Obr. 20.

#### 4.4.5 Zástavbové možnosti

Platí stejné jako v Kap. 4.3.5.

#### 4.4.6 Hmotnostní parametry řešení

Stejně jako u hmotnostních parametrů v Kap. 4.3.6 jsou některá data hrubě odhadnuta, ovšem pro představu postačují.

Tab. 17:		Hmotnost celková [kg]	
Název součásti	Počet kusů	odebrána	přidána
Hydromechanická převodovka ČKD SRM LI HM 21-r	1	1725	
Kloubový hřídel TKH 250	2	144	
Nápravová převodovka NP 18	2	1896	
Nová nápravová převodovka	2		1400
Hydromotor A6VM-355	2		340
Hydrogenerátor A4VG-180	1		101
Uchytení převodníků	1		85
Přenosové prvky	3		60
Ostatní komponenty HS přenosu (trubky, šroubení, nádrž, ventily atd.)			do 350
	<b>Rozdíl</b>	cca -1430 kg	

U této varianty je nutné balastovat lokomotivu o zhruba 1430 kg, což představuje 6 % z hmotnosti původní lokomotivy a pokles o 6,15 kN na tažné síle v rychlosti  $V = 1$  km/h.

#### 4.4.7 Hydraulické schéma, pracovní kapalina, nádrž, potrubí

U výpočtů potrubí a nádrže, popř. při volbě pracovní kapaliny postupujeme dle Kap. 4.2, schéma a princip hydraulického obvodu viz Kap. 4.2, popř. Obr. 21.

## 5. NÁVRH HYDRODYNAMICKÉ PŘEVODOVKY

Návrh výměny původní hydromechanické převodovky ČKD SRM LI HM 21-r za zcela novou hydrodynamickou převodovku je dalším bodem této diplomové práce. Nadále se pro snížení finanční náročnosti tohoto typu rekonstrukce lokomotivy řady 703.7 uvažuje s ponecháním původních nápravových převodovek NP 18 a spalovacího motoru Caterpillar 3306 H DI-T.

V minulosti se vývojem, konstrukcí a výrobou hydraulických převodovek zabývalo mnoho společností, mezi nejznámější patřily např. SRM a ČKD (mnoho převodovek vyrobených na licenci SRM). V dnešní době jedinou firmou, vyrábějící mimo jiného právě lokomotivní hydraulické převodovky, je německá Voith Turbo GmbH & Co. KG (dále jen Voith Turbo).

### 5.1 Převodovky Voith Turbo

Rozdělení nabídky hydrodynamických převodovek firmy Voith Turbo je v současnosti provedeno do čtyř základních skupin:

- převodovky pro motorové vozy
- převodovky pro traťové lokomotivy a rychlé motorové vozy
- převodovky pro posunovací a víceúčelové lokomotivy
- převodovky pro speciální vozidla

Obsah jednotlivých kategorií je stručně popsán níže v tabulkách. Nabídku Voith Turbo doplňuje vedle trakčních hydrodynamických převodovek ještě hydromechanická převodovka typu DIWA, dnes označována jako DIWA<sub>rail</sub>. Všechny převodovky mohou být doplněny o hydrodynamickou brzdu - retardér.

Kódové označení převodovek firmy Voith Turbo je vysvětleno např. na internetových stránkách společnosti, popř. v jejich propagačních materiálech.

#### 5.1.1 Převodovky pro motorové vozy

Tab. 18: Základní charakteristika převodovek

Název	DIWA <sub>rail</sub>			
	D 863.3	D 864.3	T 211 re.4	T 312 bre
Maximální vstupní výkon P [kW]	300	300	350	650
Max. otáčky vstupního hřídele n [ot/min]	2400	2300	2800	2300
Počet převodových stupňů	3	4	2	3
Hmotnost m [kg]	380	415	840	1500

### 5.1.2 Převodovky pro traťové lokomotivy a rychlé motorové vozy

Tab. 19: Základní charakteristika převodovek

Název	L 530 bre	L 620 re U2	LS 640 re U2
Maximální vstupní výkon P [kW]	1700	2300	4200
Max. otáčky vstupního hřídele n [ot/min]	2100	2100	1950
Počet převodových stupňů	3	2	4
Hmotnost m [kg]	4200	4700	6000

### 5.1.3 Převodovky pro posunovací a víceúčelové lokomotivy

Tab. 20: Základní charakteristika převodovek

Název	L3r4 zse	L4r4 zse
Maximální vstupní výkon P [kW]	650	650
Max. otáčky vstupního hřídele n [ot/min]	2600	2600
Počet převodových stupňů	3	4
Hmotnost m [kg]	2100	2800

### 5.1.4 Převodovky pro speciální vozidla

Tab. 21: Základní charakteristika převodovek

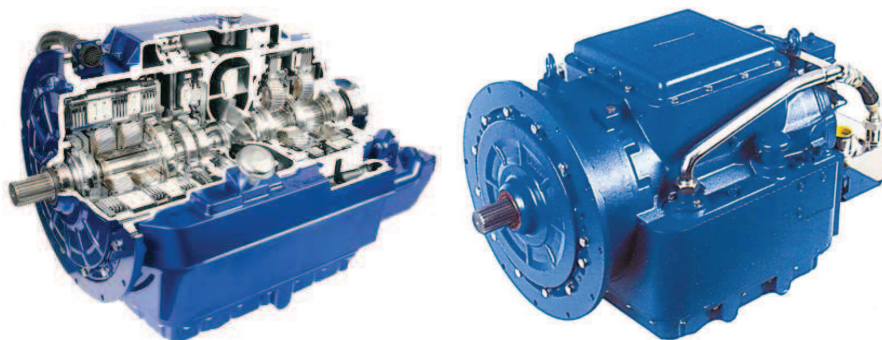
Název	L 311 re V2	L 220 re V2
Maximální vstupní výkon P [kW]	650	350
Max. otáčky vstupního hřídele n [ot/min]	2300	2200
Počet převodových stupňů	3	2
Hmotnost m [kg]	1800	1400

## 5.2 Výběr vhodné hydraulické převodovky

Jak se lze z Tab. 18 až Tab. 21 dopočítat, činí aktuální nabídka hydraulických převodovek firmy Voith Turbo 11 typů ve čtyřech odlišných kategoriích dle jejich budoucího určení.

Na základně konzultací s pracovníky firmy Voith Turbo byly předběžně pro dané vstupní parametry (např. parametry spalovacího motoru, převodové číslo původních nápravových převodovek, zástavbové možnosti, trakční vlastnosti původní lokomotivy aj.) zvoleny dvě převodovky: DIWArail D 863.3 a L 220 re V2.

### 5.2.1 Převodovka DIWArail D 863.3



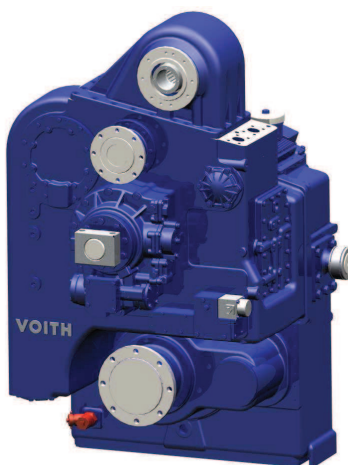
Obr. 25 *Hydromechanická převodovka DIWArail D 863.3*[6]

Jak bylo poznamenáno výše, jsou trakční převodovky DIWArail určeny převážně pro aplikace do motorových vozů, což ovšem nebrání jejich využití v pohonu lokomotiv. V Tab. 18 jsou uvedeny jejich základní parametry. Bohužel má tento typ hydromechanické převodovky vedle silných kladů (nízká pořizovací cena, vysoký kilometrický oběh mezi hlavními opravami) i řadu nedostatků, které ve výsledku brání jejímu použití pro potřeby lokomotivy řady 703.7:

- pouze jeden výstup z převodovky
- vysoký rychlostní rozsah
- neobsahuje reverzační zařízení (v roce 2010 se předpokládá se změnou)

Z výčtu je patrné, že pro pohon dvounápravové lokomotivy by musela být za výstup z hydromechanické převodovky zařazena rozvodovka s reverzačním soukolím. Limitující je ovšem i fakt, že DIWArail se instaluje do vozidel s výkonem spalovacího motoru v rozmezí od 200 kW do 300 kW a rychlostní rozsah od 80 km/h po 140 km/h.

### 5.2.2 Převodovka L 220 reV2



Obr. 26 *Hydrodynamická převodovka L 220 re V2* [21]

Hydrodynamická trakční převodovka s označením L 220 re V2 je druhou a poslední navrhovanou možností změny v pohonu lokomotivy řady 703.7.

Dle kategorizace firmy Voith Turbo náleží tato trakční převodovka do oblasti speciálních hnacích vozidel (oblast traťového hospodářství apod.), které se vyznačují nízkou rychlostí při vysokém přenášeném výkonu a častých změnách provozních režimů. Z historického hlediska konstrukčně vychází z hydrodynamické převodovky L 2r4 zseU2. Pro potřeby zástavby do pohonu lokomotivy řady 703.7 se jeví na první pohled jako optimální. V dalším textu proto bude popsána podrobněji.

Stejně jako všechny nabízené trakční převodovky lze i tuto po dohodě s výrobcem upravit v určitém výkonovém, rychlostním a otáčkovém pásmu. V případě převodovky L 220 re V2 se jedná o rozmezí uvedené v Tab. 22.

Tab. 22: Variační rozmezí

Rychlostní rozsah [km/h]	40 - 120
Výkonnostní rozsah [kW]	200 - 350
Otáčkový rozsah [ot/min]	1900 - 2200

Zmíněná převodovka může být dovybavena hydrodynamickou brzdou (retardérem) s označením KB 190. Pro uvažovanou aplikaci v lokomotivě řady 703.7 nebude dosazen z důvodu nízké maximální rychlosti vozidla.

- **Význam kódového označení převodovky**

**L 220 re V2**

- L - lokomotivní převodovka
- 2 - charakteristické číslo počtu okruhů
- 2 - počet hydrodynamických měničů
- 0 - počet hydrodynamických spojek
- r - mechanická reverzace
- e - elektronické ovládání
- V2 - umístění vstupu převodovky za vstupní rovinou

- **Rozšiřující technická data o převodovce**

V Tab. 21 jsou uvedeny základní parametry trakční převodovky L 220 re V2. Níže potom rozšiřující technická data.

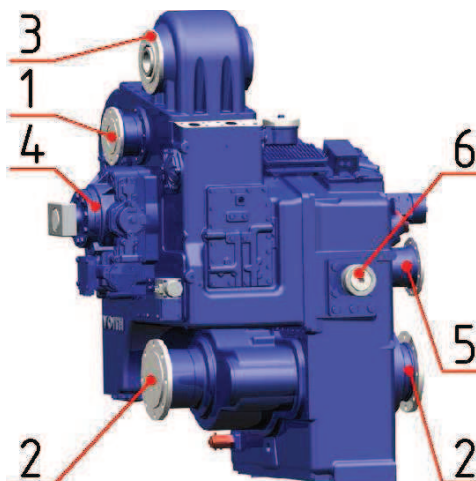
Max. vstupní kroutící moment [Nm]	1800
Max. výstupní kroutící moment [Nm]	11100
Kroutící moment výstupu pro hydrogenerátory [Nm]	230
Otáčky výstupu pro hydrogenerátory [ot/min]	$1,35 \cdot n_{motoru}$
Kroutící moment průchozího výstupu [Nm]	1600

Otáčky průchozího výstupu [ot/min]	$1 \cdot n_{\text{motoru}}$
Kroutící moment pomocného výstupu [Nm]	1200
Otáčky pomocného výstupu [ot/min]	$1 \cdot n_{\text{motoru}}$
Plnicí objem převodovky [l]	75
Interval do hlavní opravy [hod]	30000
Druh řízení	elektronické

- **Možná vylepšení převodovky**

- Hydrodynamická brzda (retardér) KB 190,
- skluzová ochrana v režimu jízdy,
- skluzová ochrana v režimu brzdy,
- regulace konstantní rychlosti pro mycí linky ( $\geq 3$  km/h).

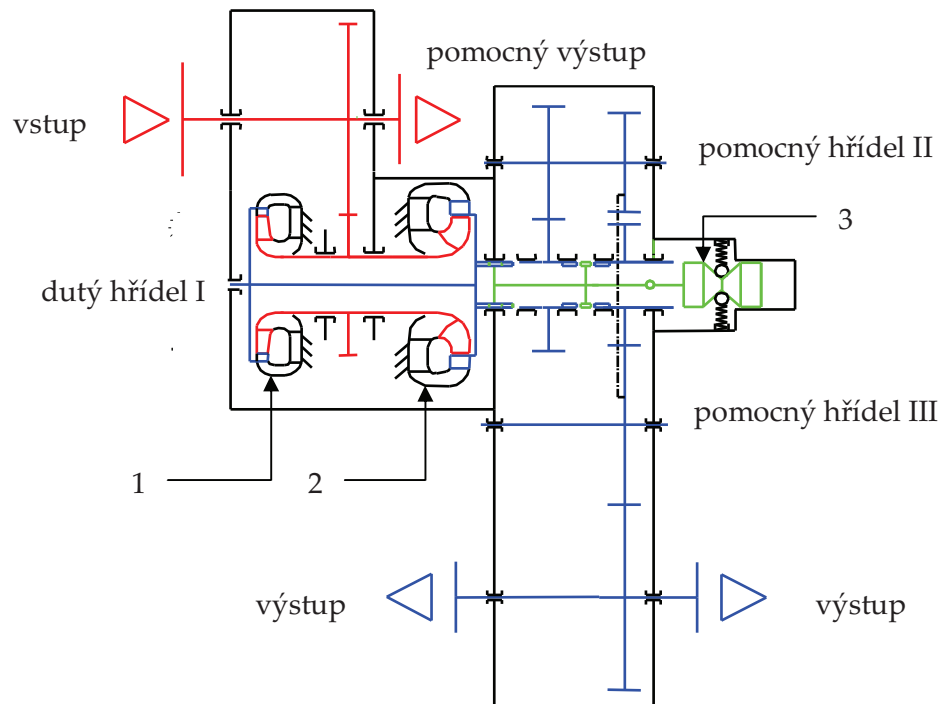
- **Technický popis převodovky**



Obr. 27 Hydrodynamická převodovka L 220 re V2

- 1 - vstup od spalovacího motoru (průchozí)
- 2 - výstup z převodovky
- 3 - výstupy pro pohon hydrogenerátorů
- 4 - hydrodynamická brzda – retardér KB 190
- 5 - pomocný výstup z převodovky
- 6 - odpružená konzola pro uložení převodovky

- **Vnitřní uspořádání převodovky**



Obr. 28 Vnitřní schéma převodovky L 220 re V2

- **Funkce převodovky (dle Obr. 28)**

Převodovka se jako celek skládá ze dvou okruhů; z primárního (červené linie) a sekundárního (modré linie). Dále obsahuje rozjezdový měnič 1 a jízdní měnič 2. Reverzace je mechanicky řešena za pomoci zubové spojky 3. Ozubené převody jsou uloženy na pomocných hřídelích II a III, turbíny obou měničů poté na dutém hřídeli I. Čerchovaná černá čára spojuje ozubený převod kol na pomocných hřídelích II a III.

Zubová spojka je před startem spalovacího motoru v neutrální poloze, tedy výstupní soukolí není zařazeno. Po nastartování naftového motoru dojde přes spojku k roztočení vstupního hřídele, na který je napojena čerpadlová část obou měničů, jež se nyní také uvedou do pohybu.

Zvolení směru jízdy vyústí v pohyb zubové spojky, v našem názorném případě např. doprava, čímž dojde ke kinematickému spojení dutého hřídele I a výstupního ozubeného soukolí. Pro samotný rozjezd vozidla je nutné ovšem naplnit rozjezdový měnič 1 pracovní kapalinou, která díky své energii přenesení kroutící moment z čerpadlového na turbínové lopatkové kolo. Důsledkem toho dojde k roztočení dutého hřídele I, a tedy přes výstupní ozubený převod i k roztočení výstupního hřídele převodovky.

V určitém rychlostním rozsahu a na základě velikosti přenášeného výkonu (popř. otáčkách motoru) dojde k vypuštění pracovní kapaliny z rozjezdového měniče a napuštění jízdniho měniče toutéž pracovní kapalinou za pomoci elektromagnetických ventilů. Změní se převodový stupeň, ovšem přenos kroutícího momentu z dutého hřídele I na výstupní hřídel převodovky se nemění. Velikost přenášeného kroutícího momentu z čerpadla na turbínu je dáno celkovým množstvím a tlakem dodané pracovní kapaliny.

Při jízdě vozidla výběhem není pracovní kapalina dodávána žádnému měniči. Po zastavení vozidla, kdy je v našem případě použito pneumatické brzdy, nikoliv brzdy hydrodynamické, může teprve dojít k přestavení směru jízdy; opačného než-li v předcházejícím textu.

Zubová spojka se posune směrem doleva, čímž dojde ke kinematickému spojení dutého hřídele I s pomocnými hřídeli II a III (tok kroutícího momentu je znázorněn onou čerchovanou čarou), které náleží přes ozubené soukolí k výstupnímu hřídeli převodovky. Plněním jednotlivých měničů dochází opět k přenesení energie pracovní kapaliny z čerpadlového kola na kola turbínová, která přenáší kroutící moment na dutý hřídel I a dále až k výstupu z převodovky. Řazení stupňů je identické jako předešlý případ.

Další rozšiřující informace viz Kap. 3.3.2.

### **5.3 Převodovka L 220 re V2 v lokomotivě řady 703.7**

Optimální náhradou původní hydromechanické převodovky ČKD SRM LI HM 21-r je z nabídky firmy Voith Turbo hydrodynamická převodovka L 220 re V2. Pracovníkům této firmy byly po konzultacích odeslány veškeré možné podklady pro podrobnější náhled na problematiku zakomponování této trakční převodovky do pohonu vozidla řady 703.7.

Obratem přišla důležitá data, uvedená v Příloze č. 11. Konkrétně jde o vygenerovanou trakční charakteristiku vozidla, průběh účinnosti hydrodynamických měničů, doplňkové jízdni odpory pro soupravu ve složení lokomotivy řady 703.7 a vozů o celkové hmotnosti 200 t; v prvním případě na stoupání 0 ‰ a v druhém na stoupání 10 ‰.

Nejen z výše zmíněné přílohy vyplývá zásadní nedostatek ohledně možné aplikace hydrodynamické převodovky L 220 re V2 do lokomotivy řady 703.7; požadovaný vstupní výkon, uvedený i v Tab. 22 v rozmezí od 200 kW do 350 kW je mimo hodnotu výstupního výkonu spalovacího motoru Caterpillar 3306 H DI-T, který se pohybuje dle nastavení v rozmezí od 150 kW do 200 kW. Východiskem z tohoto problému může být výměna spalovacího motoru za jiný, dnes již po všech směrech modernější, typ.

Pracovníci firmy Voith Turbo navrhli spalovací naftový motor MAN D 2066 LE621 Stage IIIb, podle kterého prováděli příslušné výpočty. Jedná se o stojatý vznětový řadový šestiválec s rozvodem ventilů OHC s pohonem vačkového hřídele ozubenými koly a přeplňovaný turbodmychadlem. Vstřikování paliva zabezpečuje systém Common Rail, část



UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 64 -
--	------------------------	----------------

výfukových plynů je po ochlazení dodávána zpět do prostoru válce, což umožňuje snížení emisí škodlivých plynů. Hmotnost motoru činí 960 kg a při otáčkách 1900 ot/min dodává na výstupním hřídeli výkon 265 kW.

S ohledem na skutečnost, že firma CZ LOKO, a. s. využívá nabídky spalovacích motorů Caterpillar, je možné místo motoru MAN D 2066 dosadit motor Caterpillar C9 téměř shodných technických parametrů. Jde také o řadový čtyřdobý naftový šestiválec (vrtání válce 112 mm, zdvih pístu 149 mm) o výstupním výkonu 261 kW při otáčkách 1900 ot/min s přímým vstřikem paliva Common Rail a přeplňovaný turbodmychadlem. Hmotnost motoru činí 776 kg.

### 5.3.1 Výsledky z Přílohy č. 11 – doplnění k výše zmíněnému

Tato Příloha č. 11 se skládá ze tří částí: technických vstupních a výstupních dat, výpočtů jízdních odporů soupravy ve složení lokomotivy řady 703.7 a vozů o hmotnosti 200 t, a grafické části s především trakční charakteristikou hnacího vozidla. V této diplomové práci bude uveden originální dokument, níže v textu jeho český překlad a vysvětlení.

Použitý motor MAN D2066 LE621 StageIIIb (popř. právě Caterpillar C9) o výstupním výkonu („Motorleistung“)  $P_M = 265 \text{ kW}$  při 1900 ot/min a navržená hydrodynamická převodovka („Getriebe“) L 220 re V2 s převodovým poměrem  $i_1 = 82/36$  a vstupním dodávaným výkonem („Eingangsleistung“)  $P_{1i} = 225,3 \text{ kW}$  při 1888 ot/min má na výstupním hřídeli otáčky („Abtriebsdrehzahl“)  $n_{2x} = 1831 \text{ ot/min}$ . Díky průměru hnacích dvojkolí („Treibraddurchmesser“)  $D_{Tn} = 1000 \text{ mm}$  a převodovém poměru původních nápravových převodovek („Achsgetriebeübersetzung“)  $i_A = 4,23$  dosáhne lokomotiva řady 703.7 maximální rychlosti („Max. Geschwindigkeit“)  $v_x = 81,6 \text{ km/h}$  při hmotnosti vozidla („Fahrzeugmasse“)  $m = 24 \text{ t}$  a adhezní hmotnosti („Adhäsionsmasse“)  $m_{adh} = 2 \times 12 \text{ t}$ .

Na původní maximální rychlost vozidla  $V = 40 \text{ km/h}$  by musela být převodovka vybavena řadícím stupněm řazeným za klidu vozidla (80 km/h / 40 km/h).

Druhá část Přílohy č. 11 se zabývá výpočtem celkového jízdního odporu („Fahrwiderstand“), skládajícího se z odporu valením („Rollwiderstand“), odporu vzduchu („Luftwiderstand“) a odporu ze stoupání („Steigungswiderstand“). Uvedené vztahy jak pro lokomotivu, tak i vozy včetně dosazovaných hodnot jsou zřejmé z originálního dokumentu.

Poslední část – grafická – představuje křivku účinnosti („ETA [-]“) převodovky v daném rychlostním rozmezí lokomotivy, dále celkové jízdní odpory pro soupravu na stoupání 0 ‰ (křivka „1“) a 10 ‰ (křivka „2“), a hlavně trakční charakteristiku počítanou na obvod hnacích kol („Zugkraft am Radkranz“) při započítání 3 % ztrát v kloubových a ozubených převodech („Bei der Zugkraftberechnung wurden 3 % Verluste für Gelenkwellen und Radsatzgetriebe berücksichtigt“).

#### 5.4 Zástavbová koncepce pohonu

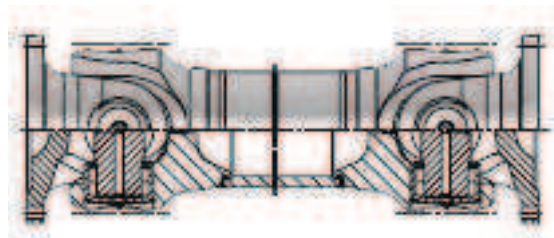
Pro nově navržený spalovací motor Caterpillar C9 a jeho zástavbu do lokomotivy řady 703.7 byly s výhodou využity poznatky ze stavby lokomotiv řady 797.8, které firma CZ LOKO, a. s. vyrábí modernizací z lokomotiv původních řad 700 – 702. Rozdíly v konstrukci hlavních rámu těchto strojů jsou minimální.

Spalovací motor Caterpillar C9 je uložen společně s pístovým kompresorem 3 DSK 75 na pomocném rámu, který je přes pružné silentbloky zabudován do hlavního rámu lokomotivy. Chladič tohoto spalovacího motoru dosahuje větších rozměrů než je tomu u motoru typu Caterpillar 3306, což má za následek v případě lokomotivy řady 703.7 použití nové kapotáže, opět vycházející z lokomotiv řady 797.8 (viz Obr. 29, popř. typový výkres DIP – K2N – 10 03).



Obr. 29 *Kapotáž lokomotivy řady 797.8 s motorem Caterpillar C9*

Dle sestavného výkresu DIP – K2N – 10 05 je zřejmé, že navržený přenos kroutícího momentu ze spalovacího motoru na novou hydrodynamickou trakční převodovku L 220 re V2 firmy Voith Turbo probíhá přes výstupní zařízení s pružnou spojkou Centamax a nový kloubový hřídel bez možnosti tepelné dilatace standardní konstrukce firmy Voith Turbo pod označením SF 180.5 (viz Obr. 30, popř. Tab. 23).



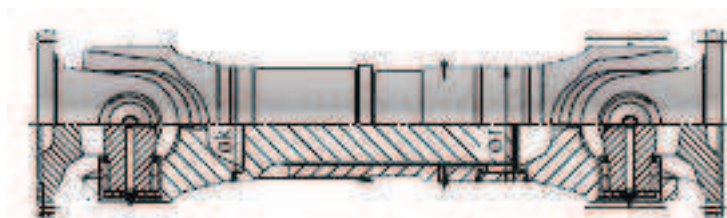
Obr. 30 *Kloubový hřídel typu SF [22]*

Hydrodynamická převodovka L 220 re V2 je do rámu lokomotivy řady 703.7 usazena na dvou pružných čepích.

Tab. 23: Charakteristika kloubového hřídele Voith SF 180.5

Max. dovolený špičkový kroutící moment [Nm]	22000
Max. dovolený střídavý kroutící moment [Nm]	6700
Max. úhlová výchylka [°]	30
Min. vzdálenost přírub kloubového hřídele [mm]	465
Počet otvorů pro lícované šrouby [-]	6

Přenos kroutícího momentu z výstupního hřídele trakční převodovky Voith na původní nápravové převodovky NP 18 je také zabezpečen novými kloubovými hřídeli s možností délkové změny a standardní konstrukce firmy Voith Turbo pod označením ST 225.7 (viz Obr. 31, popř. Tab. 24).



Obr. 31 Kloubový hřídel typu ST [22]

Tab. 24: Charakteristika kloubového hřídele Voith ST 225.7

Max. dovolený špičkový kroutící moment [Nm]	35000
Max. dovolený střídavý kroutící moment [Nm]	11000
Max. úhlová výchylka [°]	30
Max. délková změna kloubového hřídele [mm]	140
Min. vzdálenost přírub kloubového hřídele [mm]	830
Počet otvorů pro lícované šrouby [-]	6

Použití původních kloubových hřídelů TKH 250 nebylo z prostorových důvodů proveditelné. Ačkoliv by po délkové stránce těsně vyhovovaly, příruby trakční převodovky Voith Turbo a původních kloubových hřídelů jsou rozdílné, což mělo za následek konstrukci redukce, která zmenšila prostor mezi přírubami trakční a nápravové převodovky (viz též výrobní výkres DIP – K2N – 01 10).

Redukce je vyrobena z materiálu 11 500, soustružením z kulatiny. Čela jsou broušena. Díry pro jeden a druhý typ lícovaných šroubů jsou vůči sobě osově posunuty o 30°, což umožňuje snadnou montáž s ohledem na malou šířku redukce. Průměr redukce odpovídá průměru vstupního hřídele nápravové převodovky NP 18.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 67 -
--	------------------------	----------------

- **Výpočet redukce (krut)** (viz DIP – K2N – 01 10)

Vstupní údaje: použitý materiál 11 500 (dle [6]  $R_e = 250$  MPa),  
průměr dřívku  $D = 105$  mm,  
bezpečnost  $k = 3$  (zohledněna dynamika pohonu).

Nejvyšší mechanické namáhání v krutu bude dosahováno při rozjezdu vozidla. Pro jednoduchost bude uvažováno ve výpočtu s rychlostí  $V = 1$  km/h.

- Výpočet dovoleného napětí v krutu dle hypotézy HMM

$$\tau_{Dk} = \frac{R_e}{k \cdot \sqrt{3}} = \frac{250 \text{ MPa}}{3 \cdot \sqrt{3}} \cong 50 \text{ MPa} \quad (35)$$

- Výpočet výkonu P

$$P_{1 \text{ km/h}} = \frac{F_{1 \text{ km/h}} \cdot V}{3,6} = \frac{65000 \text{ N} \cdot 1 \text{ km/h}}{3,6} = 18055,6 \text{ W} \quad (36)$$

kde:  $F_{1 \text{ km/h}} = 65000$  N tažná síla vozidla při  $V = 1$  km/h z Přílohy č. 11,  
 $V = 1$  km/h rychlost vozidla.

- Výpočet maximálního kroutícího momentu

$$M_{K \max} = \frac{(P_{1 \text{ km/h}}) \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{1 \text{ km/h}} \cdot \eta_{\text{NPř}}} = \frac{(18055,6 \text{ W}) \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 23,38 \text{ ot/min} \cdot \eta_{\text{NPř}}} = 7525,1 \text{ Nm} \quad (37)$$

kde:  $P_{\text{HD}} = 18055,6$  W přenášený výkon redukcí z (36),  
 $\eta_{\text{NPř}} = 0,98$  účinnost nápravové převodovky,  
 $n_{1 \text{ km/h}} = 23,38$  ot/min otáčky redukce při  $V = 1$  km/h.

- Výpočet průřezového modulu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 105^3 \text{ mm}}{16} = 227299,1 \text{ mm}^3 \quad (38)$$

kde:  $D = 105$  mm průměr dřívku.

- Výpočet napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{K \max}}{W_K} = \frac{7525100 \text{ Nmm}}{227299,1 \text{ mm}^3} = 33,1 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk} = 50 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (39)$$

kde:  $M_{K \max} = 7525100$  Nmm kroutící moment při rozjezdu z (37),  
 $W_K = 227299,1$  mm<sup>3</sup> průřezový modul v krutu z (38),  
 $\tau_{Dk} \cong 50$  MPa dovolené napětí v krutu z (35).

Díky větší osové vzdálenosti mezi vstupním a výstupním hřídelem nové trakční převodovky Voith Turbo na rozdíl od staré převodovky ČKD SRM LI HM 21-r a s ohledem na pozici spalovacího motoru jsou kloubové hřídele mezi trakční a nápravovými převodovkami o 1,69° vychýleny od podélné osy vozidla.

### 5.5 Hmotnostní parametry řešení

I v případě této varianty dochází k hmotnostní diferenci starého a nového řešení pohonu lokomotivy řady 703.7. V následující tabulce jsou zmíněny důležité části, které jsou buď odebrány, nebo naopak přidány.

Tab. 25: Hmotnostní poměry

Název součásti	Počet kusů	Hmotnost celková [kg]	
		odebrána	přidána
Hydromechanická převodovka ČKD SRM LI HM 21-r	1	1725	
Kloubový hřídel TKH 250	2	144	
Spalovací motor Catterpillar 3306	1	1150	
Hydrodynamická převodovka L 220 re V2 + olejová náplň	1		1475
Kloubový hřídel SF 180.5	1		20
Kloubový hřídel ST 225.7 + redukce	2		140
Spalovací motor Caterpillar C9	1		776
	<b>Rozdíl</b>	cca -600 kg	

Výsledkem je úbytek 600 kg na celkové hmotnosti lokomotivy. Do výpočtu ovšem nebyl započítán hmotnostní rozdíl chladičů a kapotáže, který ve srovnání s původním provedením hovoří v neprospěch nové varianty řešení pohonu. Celkové snížení hmotnosti lokomotivy lze odhadovat poté na zhruba 400 kg, což tvoří 1,67 % z celkové hmotnosti původní lokomotivy, a tudíž lze po praktickém ověření hmotnosti na kolejové váze přistoupit k balastování lokomotivy výše zmíněnými postupy.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 69 -
--	------------------------	----------------

## 6. ZHODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT

Cílem této kapitoly je jednoduše rozhodnout o optimální variantě, vedoucí k náhradě původní hydromechanické převodovky ČKD SRM LI HM 21-r v lokomotivě řady 703.7. Sledované a následně hodnocené parametry jednotlivých nově navržených řešení jsou následující:

### Trakční vlastnosti

Brán bude zřetel na průběh trakční charakteristiky, hlavně na dosažitelnou maximální tažnou sílu na obvodu kol v oblasti malých rychlostí, tedy v nejčastěji využívaném režimu jízdy posunovací lokomotivy a to ve srovnání s trakční charakteristikou původní lokomotivy řady 703, popř. 703.7. Dále bude zohledněna plynulost změny tažné síly a v neposlední řadě i změny v dynamice chování pojezdu.

### Konstrukční náročnost

Provedení všech variant řešení se neobejde bez konstrukčních úprav hlavního rámu vozidla, popř. kapotáže, nápravových převodovek atd. Nezbytná je u některých variant i výroba zcela nových strojních součástí. Jejich konstrukční složitost a finanční náročnost použitých technologií se projeví v hodnocení.

### Požizovací náklady

S výměnou původní trakční převodovky souvisí aplikace zcela nových zařízení, jejíž výčet je uveden v této diplomové práci. Jejich ocenění a vzájemné srovnání je cílem tohoto hodnotícího hledisko, které si neklade za cíl zveřejnění ani přibližných částek za jednotlivé nově použité stroje; ať už z důvodu obchodního tajemství mezi oběma stranami.

### Dostupnost

Hledisko dostupnosti se vztahuje na míru komplikovanosti dosažení nákupu jednotlivých strojů, čekacích dob, stejně jako i na míru dostupnosti technologií, nutných pro provedení konstrukčních prací.

### Provozní náklady

Provozní náklady tvoří po pořizovacích nákladech další nedílnou součást nákladů životního cyklu každého zařízení, popř. celku jako takového. Vždy jde o odhad ceny za zabezpečení jeho spolehlivého provozu během určité doby předpokládané životnosti.

### Spolehlivost

Jedním ze základních parametrů strojních součástí, popř. celku, je jejich spolehlivost, což je faktor udávající míru náchylnosti k poruše během určitého času.

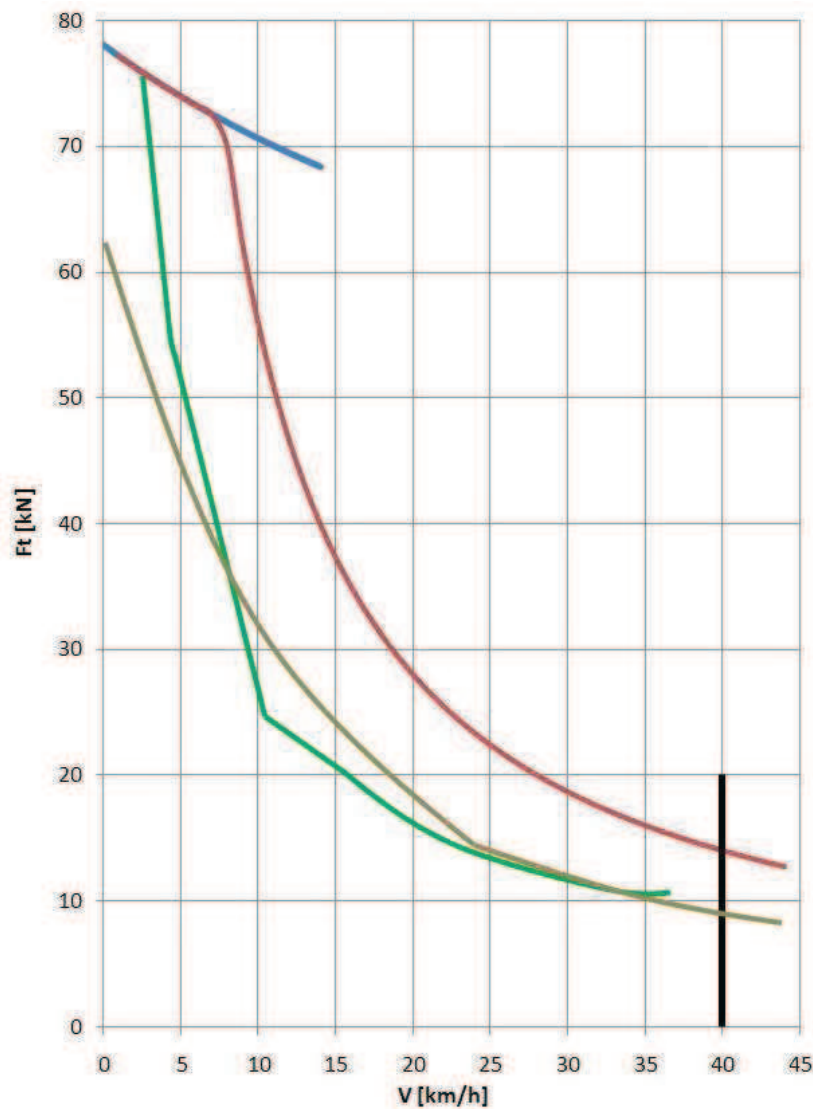
### Životnost

V případě modernizace kolejového vozidla se počítá s prodloužením jeho životnosti v řádu minimálně 15 – 20 let, při efektivní a přesně směřované údržbě i mnohem více.

Životnost je faktor určující dobu provozu součásti, popř. celku, do jeho poruchy, kdy je již pro obnovení provozuschopnosti nutné přistoupit k výměně za nový díl.

### 6.1 Porovnání trakčních charakteristik

Z Obr. 32 je patrné, že nejlepší trakční vlastnosti bude mít vozidlo s hydrostatickým přenosem výkonu. Trakční charakteristika hydrodynamického přenosu výkonu vychází z Přílohy č. 11, ovšem instalací řadícího stupně jsou hodnoty rychlosti poloviční.



Obr. 32 Trakční charakteristiky

Legenda k Obr. 32:

- Adhezní omezení dle Curtia-Knifflera.
- Omezení maximální dovolenou rychlostí lokomotivy řady 703.7.
- Tvar trakční charakteristiky původní lokomotivy řady 703.7 dle Obr. 15.
- Tvar trakční charakteristiky hydrostatického přenosu výkonu dle Obr. 20.
- Tvar trakční charakteristiky hydrodynamického přenosu výkonu dle přílohy č. 11.

## 6.2 Postup zhodnocení

Ke zhodnocení a následnému výběru optimální varianty řešení poslouží jednoduchá bodovací metoda, založená na přidělení bodů dle určité stupnice kvality pro každou variantu a pro každý hodnotící parametr (viz Tab. 26).

Jednotlivé parametry nemají vůči sobě shodnou vypovídající hodnotu, tudíž bude každé ohodnocení váhově korigováno na základě předem určených koeficientů; ve výsledku dávajících součet 1 (viz Tab. 27).

### - Stupnice kvality

Tab. 26: Stupnice kvality

Slovní klasifikace parametru	Počet přidělených bodů
Velmi kvalitní	5
Kvalitní	4
Dostatečně kvalitní	3
Problematický	2
Neproveditelný	0

### - Váhové součinitele

Tab. 27: Přidělení váhových součinitelů

Hodnocený parametr	Váhový koeficient
Trakční vlastnosti	0,20
Konstrukční náročnost	0,15
Pořizovací náklady	0,20
Dostupnost	0,05
Provozní náklady	0,20
Spolehlivost	0,15
Životnost	0,05

V následující tabulce Tab. 28 jsou uvedeny výsledky procesu rozhodování o optimální variantě pro návrh výměny trakční hydromechanické převodovky ČKD SRM LI HM 21-r lokomotivy řady 703.7. Podklady pro určení kvality jednotlivých parametrů lze vyčíst z této diplomové práce.



Tab. 28: Zhodnocení jednotlivých variant

Hodnocený parametr	Koeficient	Varianta 1-a	Varianta 1-b	Varianta 2	Varianta 3
Trakční vlastnosti	0,2	4	5	5	3
Konstrukční náročnost	0,15	2	3	0	3
Pořizovací náklady	0,2	3	4	0	2
Dostupnost	0,05	3	3	2	4
Provozní náklady	0,2	3	3	3	5
Spolehlivost	0,15	4	4	4	5
Životnost	0,05	5	5	5	5
<b>Celkem</b>		<b>3,3</b>	<b>3,85</b>	<b>2,55</b>	<b>3,65</b>

Pro úplnost dodejme, že:

- Varianta 1-a = hydrostatický přenos výkonu s hydromotory zavěšenými na nápravových převodovkách.
- Varianta 1-b = hydrostatický přenos výkonu s hydromotory zavěšenými na rámu vozidla.
- Varianta 2 = hydrostatický přenos výkonu s nově navrženými nápravovými převodovkami a tzv. „tlapovým“ uložením hydromotorů.
- Varianta 3 = hydrodynamický přenos výkonu s novou trakční převodovkou, kloubovými hřídeli, kapotáží a spalovacím motorem.

### 6.3 Výsledek hodnocení

Z Tab. 28 je patrné, že nejvíce pozitivně hodnocenou možností změny v pohonu lokomotivy řady 703.7 je s 3,85 body Varianta 1-b, tedy změna hydromechanického přenosu výkonu na přenos výkonu hydrostatický, kdy trakční hydromotory jsou uloženy prostřednictvím nového svařence na hlavním rámu vozidla. Ponechány jsou ale hlavně jak původní nápravové převodovky NP 18, tak i původní kloubové hřídele TKH 250 a spalovací motor Caterpillar 3306 H DI-T. Další možnou změnou v pohonu lokomotivy řady 703.7 je s 3,65 body Varianta 3, tedy změna hydromechanického přenosu výkonu na přenos hydrodynamický s použitím nové trakční převodovky L 220 re V2 firmy Voith Turbo. Varianta 3 je následována Variantou 1-a s 3,3 body, tedy změnou na hydrostatický přenos výkonu, kdy trakční motory jsou ovšem zavěšeny na původních nápravových převodovkách. Jako velmi komplikovanou pro možnost realizace se stala být Varianta 2 s 2,55 body.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 73 -
--	------------------------	----------------

## 7. ZÁVĚR

Tato diplomová práce řeší náhradu hydromechanické trakční převodovky ČKD SRM LI HM 21-r u lokomotiv řady 703.7, které jsou v počtu 16 kusů provozovány na území České republiky.

Po stručném úvodu, mapujícím obecný vývoj motorové trakce na našich železnicích v minulém století, následuje kapitola o bližším seznámení se s technickým rozvojem posunovacích lokomotiv řady 700, jež se staly základním kamenem ve vývoji dalších hnacích vozidel shodného provozního určení, mezi které samozřejmě patří i lokomotiva řady 703 – výchozí typ modernizované řady 703.7.

Již od počátku návrhu zadání diplomové práce, které vytvořila pro své potřeby firma CZ LOKO, a. s., bylo zřejmé, že lze dosáhnout výměny trakční převodovky několika způsoby. Logicky se jako první nabízela prostá výměna za některou z hydrodynamických trakčních převodovek renovovaných výrobců. Samozřejmě s respektováním stávajících jízdních a trakčních vlastností původních lokomotiv. Protipólem, nebo také jakousi alternativou, tohoto typu řešení měla být změna druhu přenosu výkonu na hydrostatický, který se ve větší míře využívá u pracovních a stavebních strojů a zařízení. V případě eventuálního použití u posunovacích lokomotiv budí jisté rozpaky, neboť v našich podmínkách takový rozbor problému nebyl, pokud je autorovi dobře známo, nikdy proveden a následně zveřejněn. Dle předběžných odhadů se jeví ovšem jako velmi atraktivní, což dokládá i belgická firma CMI, která se přeměnou přenosu výkonu na typ hydrostatický u lokomotiv různého provozního zaměření zabývá již několik let – úspěšně.

Základem pro pochopení zde předložených výpočtů a z nich plynoucích závěrů, je pro čtenáře nutná jistá znalost problematiky přenosů výkonu, hlavně hydraulického. Tomu napomáhají další kapitoly této diplomové práce. Následně přicházejí na řadu již samotná řešení hlavních bodů zadání diplomové práce.

Alternativní změna přenosu výkonu na hydrostatický, ač uveden jako pouhý návrh, byl nakonec řešen poměrně detailně i po konstrukční stránce, neboť jak bylo poznamenáno výše, tuto oblast pohonu drážního vozidla autor považuje za velmi atraktivní, v předpokladu i proveditelnou a nikdo ji ještě v našich podmínkách neprezentoval v dílech podobného charakteru.

S ohledem na co nejnižší finanční náročnost předpokládaných úprav, vedoucích k tíženému cíli, byl vztažen předpoklad o ponechání původního spalovacího motoru Caterpillar, který v dnešní době stále splňuje očekávání provozovatelů inkriminovaných lokomotiv, původních nápravových převodovek NP 18 a nakonec i původních kloubových hřídelů TKH 250, které spojují výstupní hřídel trakční převodovky se vstupním hřídelem nápravových převodovek.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 74 -
--	------------------------	----------------

Návrh hydrostatického přenosu výkonu se hned po prvních výpočtech rozdělil na dvě možné varianty řešení. Jednak s ponecháním původních nápravových převodovek, tak i s návrhem zcela nových nápravových převodovek, plně ovšem respektujících požadavky pro kvalitativně hodnotný hydrostatický přenos výkonu, což lze případně využít v budoucnu u návrhu zcela nové lokomotivy.

Reálnější z obou variant, tedy projekt s použitím původních nápravových převodovek, byl navíc rozdělen na další dvě možnosti, lišící se od sebe stylem uložení hydromotorů do spodku vozidla. V prvním případě šlo o odstranění původních kloubových hřídelů a instalaci hydromotorů přímo na skříň nápravových převodovek, v druhém pak o ponechání původních kloubových hřídelů a uložení obou hydromotorů do pomocného rámu (svařence), který byl namontován na hlavní rám vozidla.

Případ s vývojem nových nápravových převodovek byl pojat čistě teoreticky, neboť v této diplomové práci nebyl vytvořen mimo jiného i z časových důvodů dostatečný prostor pro jejich přesný návrh. Znamé byly pouze požadované, popř. vhodně zvolené, dva převodové poměry, ze kterých autor dospěl k určitým výsledkům, umožňujících v případě zájmu další pokračování v projektu.

Stěžejním pilířem této diplomové práce, alespoň co se zadání týče, byla snaha o náhradu původní hydromechanické převodovky za obdobnou převodovku hydrodynamickou. Do řešení tohoto problému byla po krátké době přizvána firma Voith Turbo, která za pomoci svých zkušených pracovníků a podle autorem dodaných podkladů navrhla optimální náhradu za původní trakční převodovku, doplněnou zejména předpokládanou trakční charakteristikou.

Bohužel se nepodařilo naplnit předpoklad o ponechání spalovacího motoru Caterpillar, což vyústilo v návrh použití dvou alternativních typů, jednak od společnosti MAN, tak i od firmy Caterpillar, která více vyhovuje obchodním zájmům společnosti CZ LOKO. Díky této komplikaci musely být použity jisté konstrukční celky z obdobné lokomotivy 797.818, kterou firma CZ LOKO modernizuje.

Společně s použitím nového spalovacího motoru došlo i k nutné instalaci zcela nových kloubových hřídelů, a to jak mezi spalovacím motorem a trakční převodovkou, tak i mezi trakční převodovkou a nápravovými převodovkami.

U všech výše popsaných případů náhrady původní hydromechanické převodovky ČKD SRM LI HM 21-r byly v závěru stanoveny hmotnostní poměry, vedoucí k určení míry potřeby balastování (dovyvažování na původní hmotnost) lokomotivy řady 703.7. Je samozřejmé, že k tomuto kroku je možné přistoupit až po samotném praktickém zvážení vozidla na kolejové váze, nikoliv dle předběžného výpočtu, který má za cíl pouze odhadnout změnu hmotnosti lokomotivy a „kvalitu“ jednotlivých řešení. Výpočet těžiště lokomotivy prováděn nebyl, všechny navržené varianty jsou vůči osám symetrické.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 75 -
--	------------------------	----------------

Závěr diplomové práce obsahuje nezbytnou kapitolu, zabývající se zjištěním optimální varianty náhrady původní hydromechanické převodovky. Čtyři možnosti změn byly dle jistých kvalitativních hledisek a za pomoci jednoduché bodovací metody ohodnoceny.

Z výsledků je patrné, že optimální je původní pohon přestavbou změnit na hydrostatický se zavěšením hydromotorů na hlavní rám vozidla. Jejich značná hmotnost dosahující jedné tuny je tak oddělena od nevypružené hmoty dvojkolí s ponecháním původních kloubových hřídelů i spalovacího motoru, což finální cenu za modernizaci přivádí do přijatelných hodnot.

Nutné je ovšem poznamenat, že ve firmě CZ LOKO s tímto druhem přenosu výkonu nejsou velké zkušenosti a pro finální projekt by musela být přizvána některá ze společností, zabývající se aplikací hydrostatických strojů do drážních prostředků, hlavně v otázce regulace a ochrany hydraulického obvodu. Nejen teoretické trakční vlastnosti by bylo nutné poté také potvrdit při praktických zkouškách, což výslednou realizaci tak jak je v této práci jednoduše uvedena, výrazně komplikuje ve vztahu k finální možné realizaci firmou CZ LOKO.

Vedle toho je zde možnost náhrady původní trakční převodovky za výše zmíněnou hydrodynamickou převodovku firmy Voith Turbo. Bohužel se zřetelem na její vysokou cenu a cenu i dalších nových komponentů pohonu, je i tato realizace modernizace jakoukoliv firmou spíše nereálná s ohledem na nízkou míru předpokládaného zvýšení užitné hodnoty modernizované verze vůči současné lokomotivě řady 703.7, čehož jsou si provozovatelé vědomi. Ti se nakonec i shodují v tom, že trakční hydromechanická převodovka ČKD SRM LI HM 21-r je poměrně spolehlivá a jakékoliv opravy si většinou provádí svépomocí, popř. na jihlavském pracovišti firmy CZ LOKO.

Nehledě na výše uvedené autor předpokládá, že jeho diplomová práce neztrácí na smyslu a v případě eventuálního návrhu hydrostatického přenosu výkonu nové, popř. modernizované lokomotivy budou zde uvedené poznatky hodnotné pro případně zainteresované zájemce.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 76 -
--	------------------------	----------------

## 8. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Železniční magazín: *Atlas vozidel; Motorové lokomotivy ČD, ZSSK, průmyslu; 2. díl*. Zlín: Vydavatelství M-Press, 1. vydání, 2002, 196 s.
- [2] Brumlich A.: *Popis motorovej lokomotivy T 212.1*. Martin: Vydaly Turčianské strojárne n. p. Martin, 1970, 97 s.
- [3] Průžek J.: *Motorové lokomotivy T 211.0 a T 212.1*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1. vydání, 1979, 152 s, 31-031-79 05-94.
- [4] Katalog výrobků Parker Hannifin. Praha: Parker Hannifin, 2008, 653 s.
- [5] Výrobní a provozní dokumentace ČKD a CZ LOKO, a. s.
- [6] Prezentace a výkresová dokumentace Voith Turbo GmbH & Co. KG.
- [7] Lienveber J., Řasa J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 3. vydání, 1999, 984 s., 80-7183-164-6.
- [8] Koreis, J.: *Přenosové systémy dopravních prostředků*. Pardubice: Vydavatelství Univerzity Pardubice, 1999, 136 s., 80-7194-204-9.
- [9] *Základy tekutinových mechanismů, Bullerin 0239-B1/CZ*. Praha: Parker Hannifin, 2005.
- [10] Lata, M.: *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Vydavatelství Univerzity Pardubice, 2004, 206 s., 80-7194-696-6.
- [11] Nejepsa R., Šíba J.: *Kolejová vozidla II – 1. a 2. část*. Praha: ES ČVUT, 1986, 152 s.
- [12] Regulační hydromotory Rexroth Bosch [online]. [citováno 8.5.2007]. Dostupné z: [http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r\\_91604/re91604\\_2009-03.pdf](http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_91604/re91604_2009-03.pdf)
- [13] Regulační hydrogenerátory Rexroth Bosch [online]. [citováno 8.5.2007]. Dostupné z: [http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r\\_92100/rc92100\\_1995-11.pdf](http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_92100/rc92100_1995-11.pdf)
- [14] Převodovka L 220 re.4 + KB 190 [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z: [http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb\\_stream.php?pk=2387](http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb_stream.php?pk=2387)
- [15] Převodovka L 530 bre + KB 190 [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z: [http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb\\_stream.php?pk=2474](http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb_stream.php?pk=2474)
- [16] Převodovka L 620 reU2 [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z: <http://www.voithturbo.de/hydrodynamic-drives-products-for-locomotives-1620reu2.htm>

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	STRANA: - 77 -
--	------------------------	----------------

- [17] Převodovka L 640 reU2 [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z:  
<http://www.voithturbo.de/hydrodynamic-drives-products-for-locomotives-ls640reu2.htm>
- [18] Převodovka L 3r4 zse [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z:  
<http://www.voithturbo.de/media/G1499e.pdf>
- [19] Převodovka L 4r4 zse [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z:  
<http://www.voithturbo.de/media/G1505e.pdf>
- [20] Převodovka L 311 reV2 [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z:  
[http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb\\_stream.php?pk=2397](http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb_stream.php?pk=2397)
- [21] Převodovka L 220 re V2 [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z:  
[http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb\\_stream.php?pk=2584](http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb_stream.php?pk=2584)
- [22] Kloubové hřídele Voith Turbo [online]. [citováno 10.5.2007]. Dostupné z:  
[http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb\\_stream.php?pk=994](http://www.voithturbo.de/sys/php/docdb_stream.php?pk=994)
- [23] Motor MAN D 2206 [online]. [citováno 15.5.2007]. Dostupné z:  
<http://www.centrummoravaauto.cz/motory/motory.aspx>

## **SEZNAM PŘÍLOH:**

**Příloha č. 1** - Tabulka výsledků výpočtu pro Variantu 1 (Kap. 4.2)

**Příloha č. 2** - Grafický výstup výpočtu pro Variantu 1 (Kap. 4.2)

**Příloha č. 3** - Hydromotor A6VM-1000

**Příloha č. 4** - Hydrogenerátor A4VG-180

**Příloha č. 5** - Tabulka výsledků výpočtu pro Variantu 2 (Kap. 4.3)

**Příloha č. 6** - Grafický výstup výpočtu pro Variantu 2 (Kap. 4.3)

**Příloha č. 7** - Hydromotor A6VM-500

**Příloha č. 8** - Tabulka výsledků výpočtu pro Variantu 3 (Kap. 4.4)

**Příloha č. 9** - Grafický výstup výpočtu pro Variantu 3 (Kap. 4.4)

**Příloha č. 10** - Hydromotor A6VM-355

**Příloha č. 11** - Charakteristiky vozidla s převodovkou L 220 re V2

## **SEZNAM VÝKRESŮ:**

**DIP-K2N-10 01** – Lokomotiva 703.7 – reko

**DIP-K2N-10 02** – Lokomotiva 703.7 - reko

**DIP-K2N-10 03** – Lokomotiva 703.7 - reko

**DIP-K2N-10 04** – Návrh uchycení hydromotorů

**DIP-K2N-10 05** – Schéma hydrodynamického přenosu výkonu loko 703.7

**DIP-K2N-10 06** – Návrh uložení hydromotorů

**DIP-K2N-01 10** – Redukce

**DIP-K2N-01 03** – Unašeč

**DIP-K2N-01 04** – Trubka přenosová

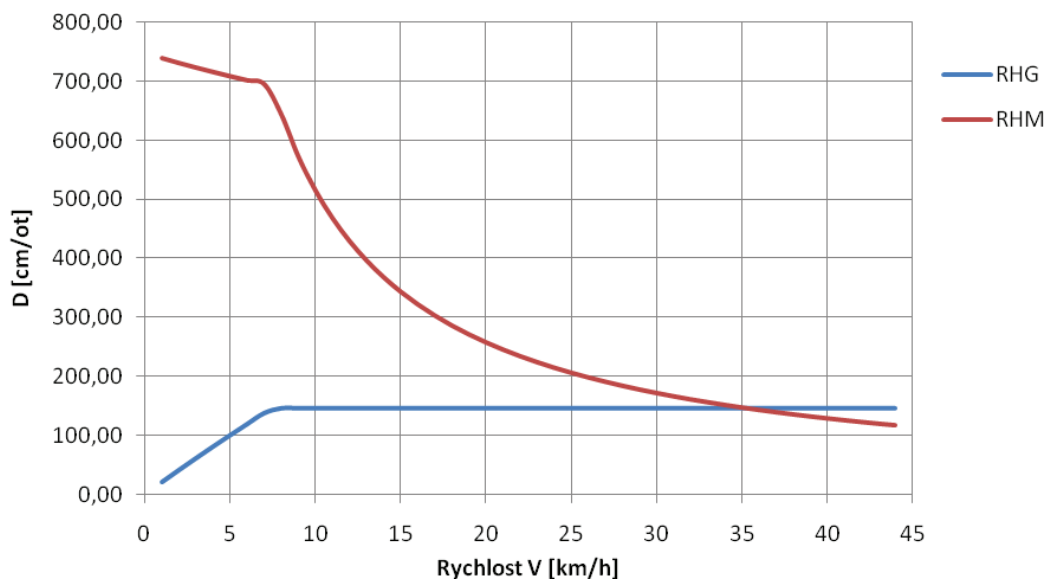
Пříloha č. 1 – Tabulka výsledků výpočtu pro Variantu 1 (Kap. 4.2)

V	Hydromotory								Hydrogenerátor			
	$\mu_{C-K}$ [-]	$F_{Tmax}$ [kN]	$n_{HM}$ [ot/min]	$P_{HM}$ [kW]	$F_T$ [kN]	$q_{HM}$ [l/min]	$D_{HM}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	$\beta_{HM}$ [-]	$q_{HG}$ [l/min]	$P_{HG}$ [kW]	$D_{HG}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	$\beta_{HG}$ [-]
1	0,33	77,15	23,38	22,32	<b>77,15</b>	18,18	738,71	0,74	37,10	22,78	21,03	0,12
2	0,32	76,29	46,75	44,15	<b>76,29</b>	35,95	730,54	0,73	73,37	45,05	41,59	0,23
3	0,32	75,48	70,13	65,52	<b>75,48</b>	53,35	722,72	0,72	108,88	66,85	61,72	0,34
4	0,32	74,69	93,50	86,45	<b>74,69</b>	70,40	715,22	0,72	143,66	88,21	81,44	0,45
5	0,31	73,94	116,88	106,98	<b>73,94</b>	87,11	708,03	0,71	177,78	109,16	100,78	0,56
6	0,31	73,22	140,26	127,12	<b>73,22</b>	103,51	701,13	0,70	211,25	129,72	119,76	0,67
7	0,31	72,53	163,63	146,91	<b>72,53</b>	119,62	694,50	0,69	244,13	149,90	138,39	0,77
8	0,31	71,86	187,01	<b>155,53</b>	69,99	126,65	643,36	0,64	258,46	158,70	146,52	0,81
9	0,30	71,22	210,38	<b>155,53</b>	62,21	126,65	571,88	0,57	258,46	158,70	146,52	0,81
10	0,30	70,61	233,76	<b>155,53</b>	55,99	126,65	514,69	0,51	258,46	158,70	146,52	0,81
11	0,30	70,01	257,13	<b>155,53</b>	50,90	126,65	467,90	0,47	258,46	158,70	146,52	0,81
12	0,29	69,44	280,51	<b>155,53</b>	46,66	126,65	428,91	0,43	258,46	158,70	146,52	0,81
13	0,29	68,88	303,89	<b>155,53</b>	43,07	126,65	395,92	0,40	258,46	158,70	146,52	0,81
14	0,29	68,35	327,26	<b>155,53</b>	39,99	126,65	367,64	0,37	258,46	158,70	146,52	0,81
15	0,29	67,83	350,64	<b>155,53</b>	37,33	126,65	343,13	0,34	258,46	158,70	146,52	0,81
16	0,29	67,34	374,01	<b>155,53</b>	34,99	126,65	321,68	0,32	258,46	158,70	146,52	0,81
17	0,28	66,85	397,39	<b>155,53</b>	32,94	126,65	302,76	0,30	258,46	158,70	146,52	0,81
18	0,28	66,39	420,77	<b>155,53</b>	31,11	126,65	285,94	0,29	258,46	158,70	146,52	0,81
19	0,28	65,93	444,14	<b>155,53</b>	29,47	126,65	270,89	0,27	258,46	158,70	146,52	0,81
20	0,28	65,50	467,52	<b>155,53</b>	28,00	126,65	257,35	0,26	258,46	158,70	146,52	0,81
21	0,28	65,07	490,89	<b>155,53</b>	26,66	126,65	245,09	0,25	258,46	158,70	146,52	0,81
22	0,27	64,66	514,27	<b>155,53</b>	25,45	126,65	233,95	0,23	258,46	158,70	146,52	0,81
23	0,27	64,26	537,65	<b>155,53</b>	24,34	126,65	223,78	0,22	258,46	158,70	146,52	0,81
24	0,27	63,87	561,02	<b>155,53</b>	23,33	126,65	214,45	0,21	258,46	158,70	146,52	0,81
25	0,27	63,50	584,40	<b>155,53</b>	22,40	126,65	205,88	0,21	258,46	158,70	146,52	0,81
26	0,27	63,13	607,77	<b>155,53</b>	21,53	126,65	197,96	0,20	258,46	158,70	146,52	0,81
27	0,27	62,78	631,15	<b>155,53</b>	20,74	126,65	190,63	0,19	258,46	158,70	146,52	0,81
28	0,27	62,43	654,52	<b>155,53</b>	20,00	126,65	183,82	0,18	258,46	158,70	146,52	0,81
29	0,26	62,09	677,90	<b>155,53</b>	19,31	126,65	177,48	0,18	258,46	158,70	146,52	0,81
30	0,26	61,77	701,28	<b>155,53</b>	18,66	126,65	171,56	0,17	258,46	158,70	146,52	0,81
31	0,26	61,45	724,65	<b>155,53</b>	18,06	126,65	166,03	0,17	258,46	158,70	146,52	0,81
32	0,26	61,14	748,03	<b>155,53</b>	17,50	126,65	160,84	0,16	258,46	158,70	146,52	0,81
33	0,26	60,84	771,40	<b>155,53</b>	16,97	126,65	155,97	0,16	258,46	158,70	146,52	0,81
34	0,26	60,54	794,78	<b>155,53</b>	16,47	126,65	151,38	0,15	258,46	158,70	146,52	0,81
35	0,26	60,26	818,16	<b>155,53</b>	16,00	126,65	147,05	0,15	258,46	158,70	146,52	0,81
36	0,25	59,98	841,53	<b>155,53</b>	15,55	126,65	142,97	0,14	258,46	158,70	146,52	0,81
37	0,25	59,71	864,91	<b>155,53</b>	15,13	126,65	139,11	0,14	258,46	158,70	146,52	0,81
38	0,25	59,44	888,28	<b>155,53</b>	14,73	126,65	135,45	0,14	258,46	158,70	146,52	0,81
39	0,25	59,18	911,66	<b>155,53</b>	14,36	126,65	131,97	0,13	258,46	158,70	146,52	0,81
40	0,25	58,93	935,04	<b>155,53</b>	14,00	126,65	128,67	0,13	258,46	158,70	146,52	0,81
41	0,25	58,68	958,41	<b>155,53</b>	13,66	126,65	125,53	0,13	258,46	158,70	146,52	0,81
42	0,25	58,44	981,79	<b>155,53</b>	13,33	126,65	122,55	0,12	258,46	158,70	146,52	0,81
43	0,25	58,20	1005,16	<b>155,53</b>	13,02	126,65	119,70	0,12	258,46	158,70	146,52	0,81
44	0,25	57,97	1028,54	<b>155,53</b>	12,73	126,65	116,98	0,12	258,46	158,70	146,52	0,81
MIN	0,25	57,97	23,38	22,32	12,73	18,18	116,98	0,12	37,10	22,78	21,03	0,12
MAX	0,33	77,15	1028,54	155,53	77,15	126,65	738,71	0,74	258,46	158,70	146,52	0,81

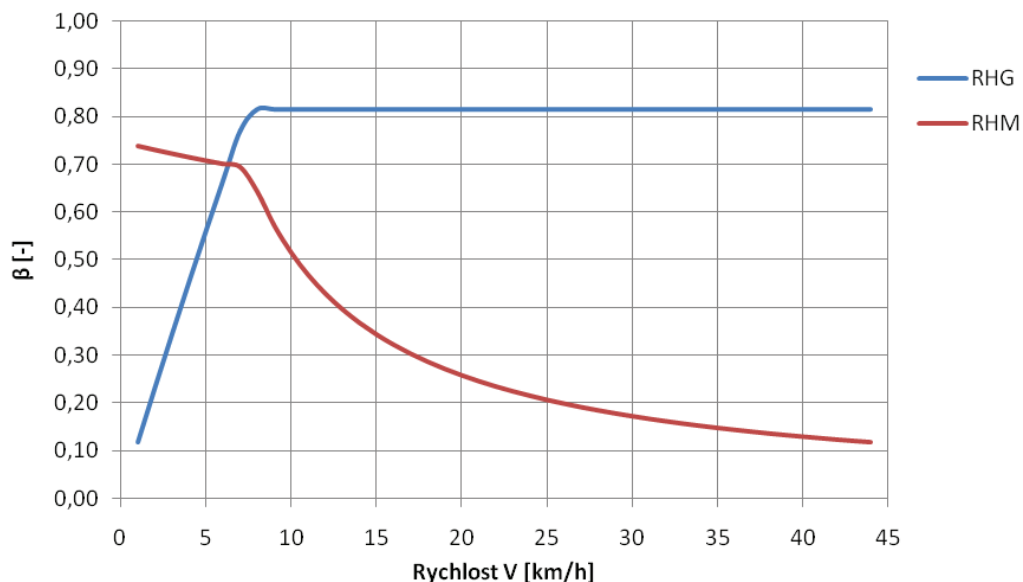


## Příloha č. 2 – Grafický výstup výpočtu pro Variantu 1 (Kap. 4.2)

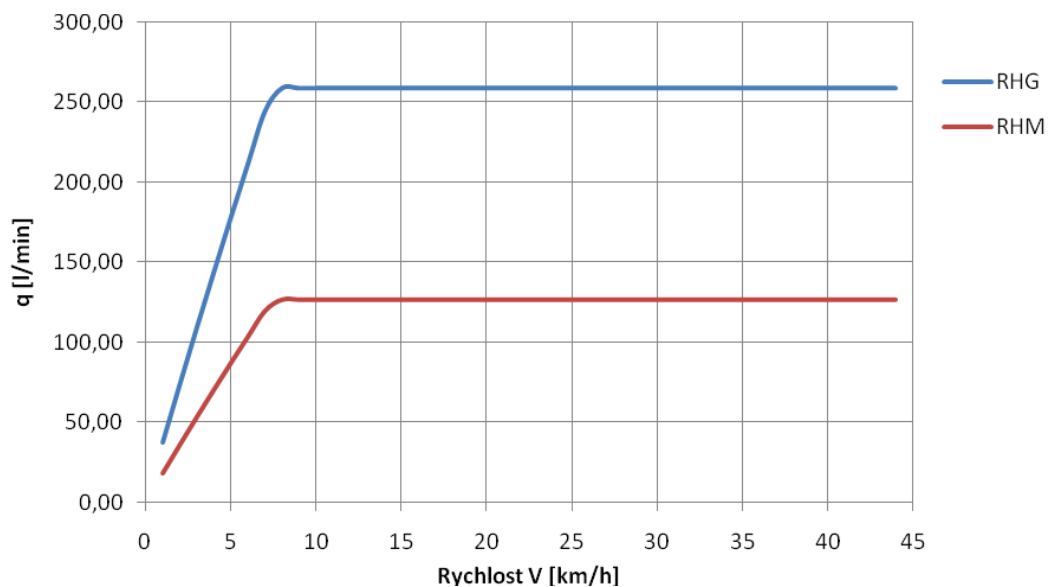
Graf 1: Průběhy geometrických objemů převodníků

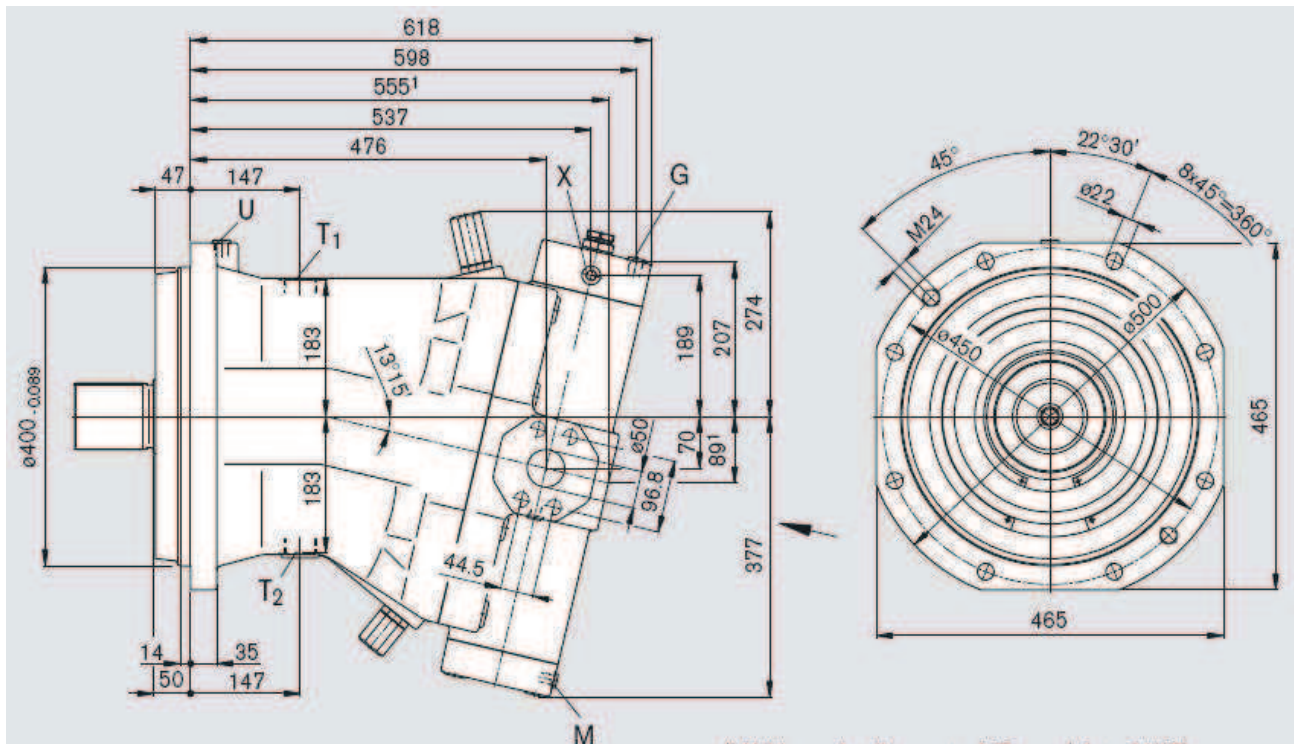


Graf 2: Průběhy řídicích veličin převodníků

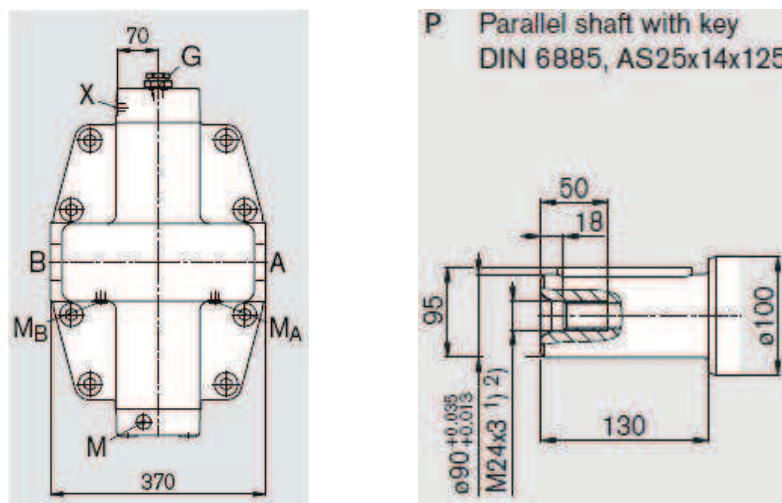


Graf 3: Průběhy potřebných průtoků převodníků





Obr. 32 Rozměry regulačního hydromotoru pro Variantu 1 (Kap. 4.2)

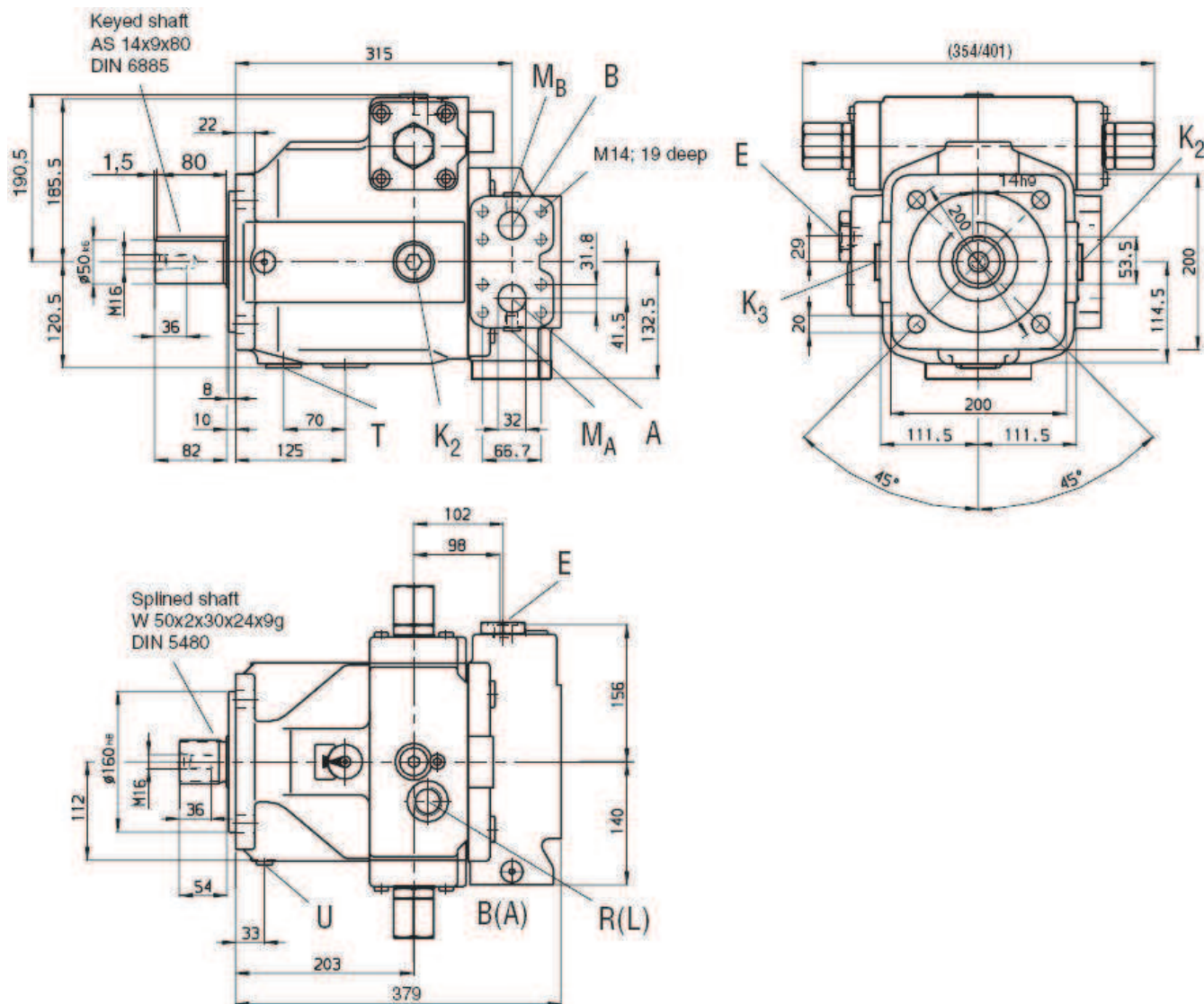


Obr. 33 Čelní pohled na hydromotor a ukončení výstupního hřídele pro Variantu 1 (Kap. 4.2)

Vysvětlivky:

- |                                     |   |
|-------------------------------------|---|
| A, B                                | tlakové provozní porty,                             |
| M <sub>A</sub> , M <sub>B</sub>     | diagnostické porty pracovního tlaku,                |
| T                                   | odtokový port pracovní kapaliny,                    |
| E                                   | podpůrný port,                                      |
| K <sub>2</sub> , K <sub>3</sub> , U | proplachovací porty,                                |
| R(L)                                | náhledové porty.                                    |
| X                                   | zkušební port,                                      |
| G                                   | port pro synchronizaci s ostatními hydrogenerátory. |

Příloha č. 4 Hydrogenerátor A4VG-180



Obr. 34 Rozměry regulačního hydrogenerátoru pro Variantu 1+2+3 (Kap. 4.2, Kap. 4.3 a Kap. 4.4)

Vysvětlivky:

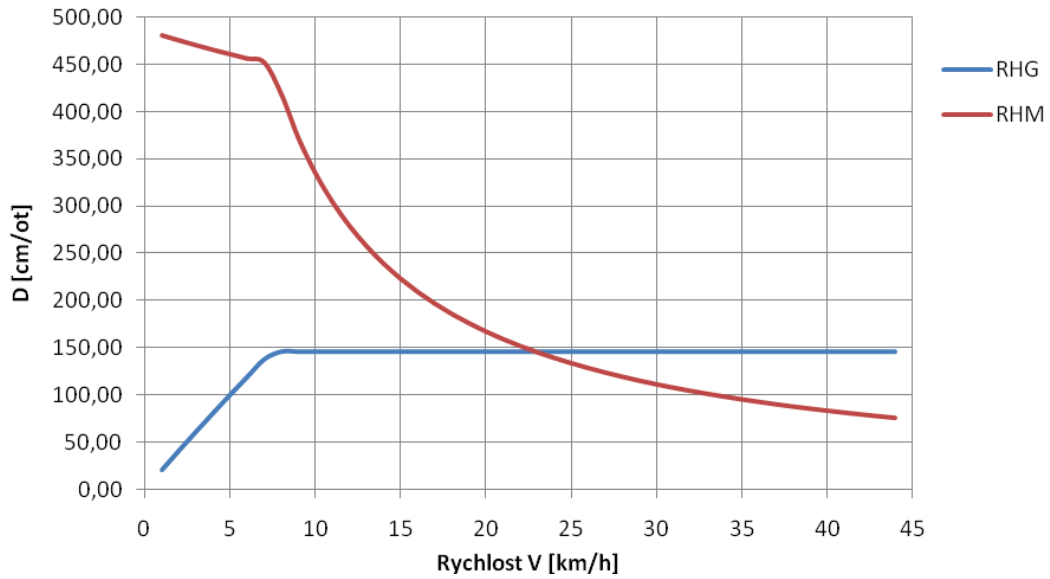
<b>A, B</b>	tlakové provozní porty,
<b>M<sub>A</sub>, M<sub>B</sub></b>	diagnostické porty pracovního tlaku,
<b>T</b>	odtokový port pracovní kapaliny,
<b>E</b>	podpurný port,
<b>K<sub>2</sub>, K<sub>3</sub>, U</b>	proplachovací porty,
<b>R(L)</b>	náhledové porty.
<b>X</b>	zkušební port,
<b>G</b>	port pro synchronizaci s ostatními hydrogenerátory.

Пříloha č. 5 – Tabulka výsledků výpočtu pro Variantu 2 (Kap. 4.3)

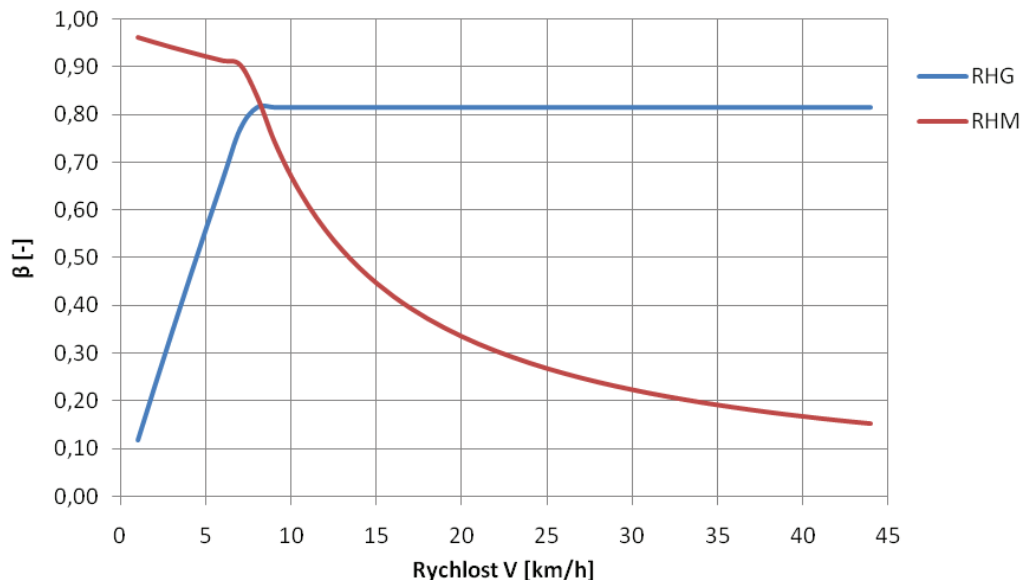
V [km/h]	$\mu_{c-k}$ [-]	$F_{Tmax}$ [kN]	Hydromotory						Hydrogenerátor			
			$n_{HM}$ [ot/min]	$P_{HM}$ [kW]	$F_T$ [kN]	$q_{HM}$ [l/min]	$D_{HM}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	$\beta_{HM}$ [-]	$q_{HG}$ [l/min]	$P_{HG}$ [kW]	$D_{HG}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	$\beta_{HG}$ [-]
1	0,33	77,15	35,92	22,32	<b>77,15</b>	18,18	480,73	0,96	37,10	22,78	21,03	0,12
2	0,32	76,29	71,84	44,15	<b>76,29</b>	35,95	475,41	0,95	73,37	45,05	41,59	0,23
3	0,32	75,48	107,76	65,52	<b>75,48</b>	53,35	470,32	0,94	108,88	66,85	61,72	0,34
4	0,32	74,69	143,68	86,45	<b>74,69</b>	70,40	465,44	0,93	143,66	88,21	81,44	0,45
5	0,31	73,94	179,60	106,98	<b>73,94</b>	87,11	460,77	0,92	177,78	109,16	100,78	0,56
6	0,31	73,22	215,52	127,12	<b>73,22</b>	103,51	456,27	0,91	211,25	129,72	119,76	0,67
7	0,31	72,53	251,44	146,91	<b>72,53</b>	119,62	451,96	0,90	244,13	149,90	138,39	0,77
8	0,31	71,86	287,36	<b>155,53</b>	69,99	126,65	418,68	0,84	258,46	158,70	146,52	0,81
9	0,30	71,22	323,28	<b>155,53</b>	62,21	126,65	372,16	0,74	258,46	158,70	146,52	0,81
10	0,30	70,61	359,20	<b>155,53</b>	55,99	126,65	334,95	0,67	258,46	158,70	146,52	0,81
11	0,30	70,01	395,12	<b>155,53</b>	50,90	126,65	304,50	0,61	258,46	158,70	146,52	0,81
12	0,29	69,44	431,04	<b>155,53</b>	46,66	126,65	279,12	0,56	258,46	158,70	146,52	0,81
13	0,29	68,88	466,97	<b>155,53</b>	43,07	126,65	257,65	0,52	258,46	158,70	146,52	0,81
14	0,29	68,35	502,89	<b>155,53</b>	39,99	126,65	239,25	0,48	258,46	158,70	146,52	0,81
15	0,29	67,83	538,81	<b>155,53</b>	37,33	126,65	223,30	0,45	258,46	158,70	146,52	0,81
16	0,29	67,34	574,73	<b>155,53</b>	34,99	126,65	209,34	0,42	258,46	158,70	146,52	0,81
17	0,28	66,85	610,65	<b>155,53</b>	32,94	126,65	197,03	0,39	258,46	158,70	146,52	0,81
18	0,28	66,39	646,57	<b>155,53</b>	31,11	126,65	186,08	0,37	258,46	158,70	146,52	0,81
19	0,28	65,93	682,49	<b>155,53</b>	29,47	126,65	176,29	0,35	258,46	158,70	146,52	0,81
20	0,28	65,50	718,41	<b>155,53</b>	28,00	126,65	167,47	0,33	258,46	158,70	146,52	0,81
21	0,28	65,07	754,33	<b>155,53</b>	26,66	126,65	159,50	0,32	258,46	158,70	146,52	0,81
22	0,27	64,66	790,25	<b>155,53</b>	25,45	126,65	152,25	0,30	258,46	158,70	146,52	0,81
23	0,27	64,26	826,17	<b>155,53</b>	24,34	126,65	145,63	0,29	258,46	158,70	146,52	0,81
24	0,27	63,87	862,09	<b>155,53</b>	23,33	126,65	139,56	0,28	258,46	158,70	146,52	0,81
25	0,27	63,50	898,01	<b>155,53</b>	22,40	126,65	133,98	0,27	258,46	158,70	146,52	0,81
26	0,27	63,13	933,93	<b>155,53</b>	21,53	126,65	128,83	0,26	258,46	158,70	146,52	0,81
27	0,27	62,78	969,85	<b>155,53</b>	20,74	126,65	124,05	0,25	258,46	158,70	146,52	0,81
28	0,27	62,43	1005,77	<b>155,53</b>	20,00	126,65	119,62	0,24	258,46	158,70	146,52	0,81
29	0,26	62,09	1041,69	<b>155,53</b>	19,31	126,65	115,50	0,23	258,46	158,70	146,52	0,81
30	0,26	61,77	1077,61	<b>155,53</b>	18,66	126,65	111,65	0,22	258,46	158,70	146,52	0,81
31	0,26	61,45	1113,53	<b>155,53</b>	18,06	126,65	108,05	0,22	258,46	158,70	146,52	0,81
32	0,26	61,14	1149,45	<b>155,53</b>	17,50	126,65	104,67	0,21	258,46	158,70	146,52	0,81
33	0,26	60,84	1185,37	<b>155,53</b>	16,97	126,65	101,50	0,20	258,46	158,70	146,52	0,81
34	0,26	60,54	1221,29	<b>155,53</b>	16,47	126,65	98,51	0,20	258,46	158,70	146,52	0,81
35	0,26	60,26	1257,21	<b>155,53</b>	16,00	126,65	95,70	0,19	258,46	158,70	146,52	0,81
36	0,25	59,98	1293,13	<b>155,53</b>	15,55	126,65	93,04	0,19	258,46	158,70	146,52	0,81
37	0,25	59,71	1329,05	<b>155,53</b>	15,13	126,65	90,53	0,18	258,46	158,70	146,52	0,81
38	0,25	59,44	1364,97	<b>155,53</b>	14,73	126,65	88,14	0,18	258,46	158,70	146,52	0,81
39	0,25	59,18	1400,90	<b>155,53</b>	14,36	126,65	85,88	0,17	258,46	158,70	146,52	0,81
40	0,25	58,93	1436,82	<b>155,53</b>	14,00	126,65	83,74	0,17	258,46	158,70	146,52	0,81
41	0,25	58,68	1472,74	<b>155,53</b>	13,66	126,65	81,69	0,16	258,46	158,70	146,52	0,81
42	0,25	58,44	1508,66	<b>155,53</b>	13,33	126,65	79,75	0,16	258,46	158,70	146,52	0,81
43	0,25	58,20	1544,58	<b>155,53</b>	13,02	126,65	77,89	0,16	258,46	158,70	146,52	0,81
44	0,25	57,97	1580,50	<b>155,53</b>	12,73	126,65	76,12	0,15	258,46	158,70	146,52	0,81
MIN	0,25	57,97	35,92	22,32	12,73	18,18	76,12	0,15	37,10	22,78	21,03	0,12
MAX	0,33	77,15	1580,50	155,53	77,15	126,65	480,73	0,96	258,46	158,70	146,52	0,81

## Příloha č. 6 – Grafický výstup výpočtu pro Variantu 2 (Kap. 4.3)

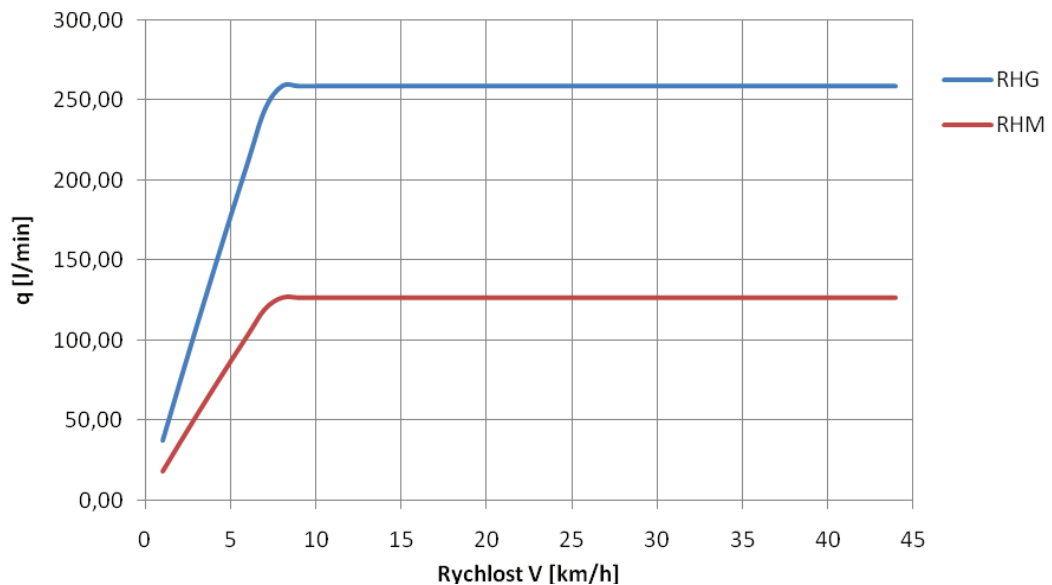
Graf 4: Průběhy geometrických objemů převodníků

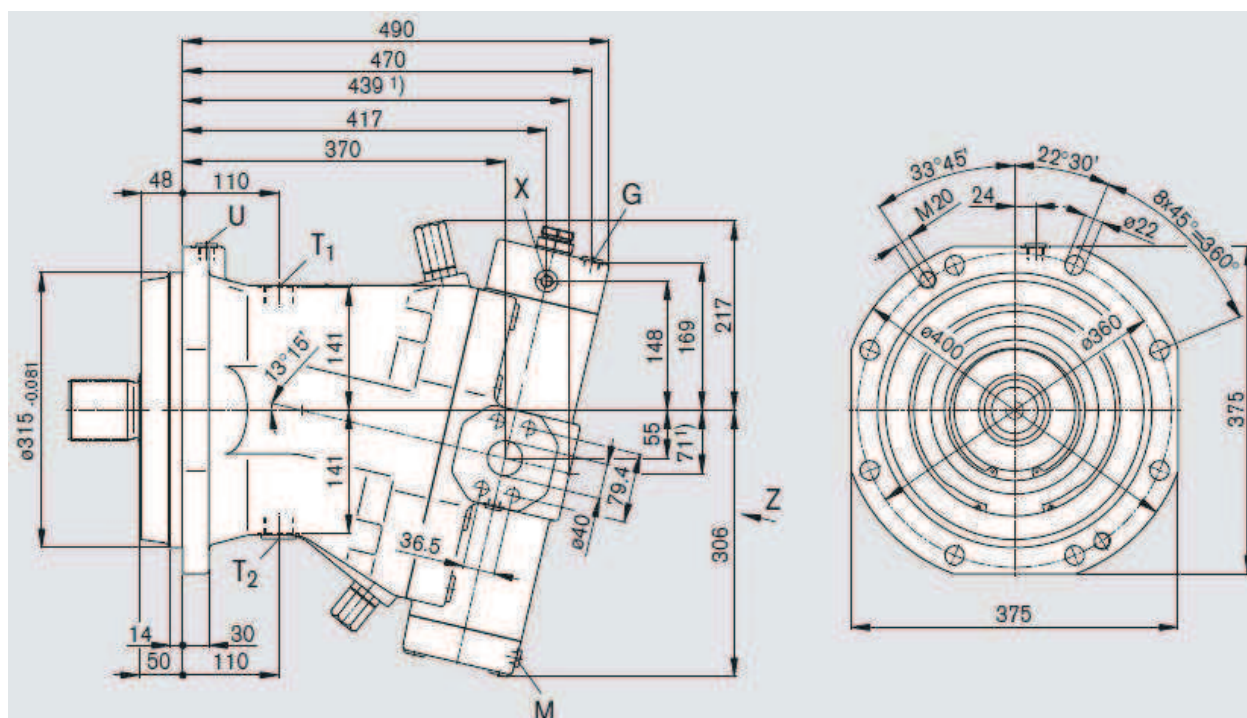


Graf 5: Průběhy řídicích veličin převodníků

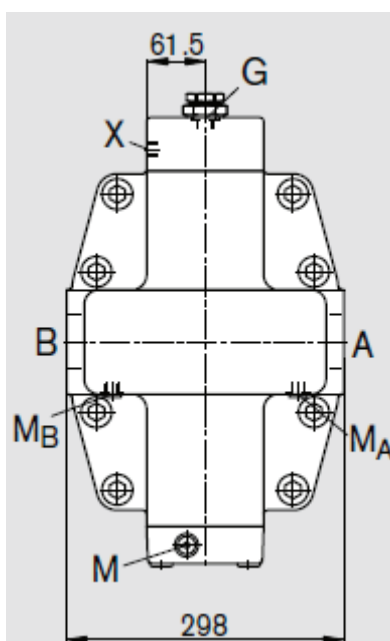


Graf 6: Průběhy potřebných průtoků převodníků





Obr. 35 Rozměry regulačního hydromotoru pro Variantu 2 (Kap. 4.3)



Obr. 36 Čelní pohled na hydromotor pro Variantu 2 (Kap. 4.3)

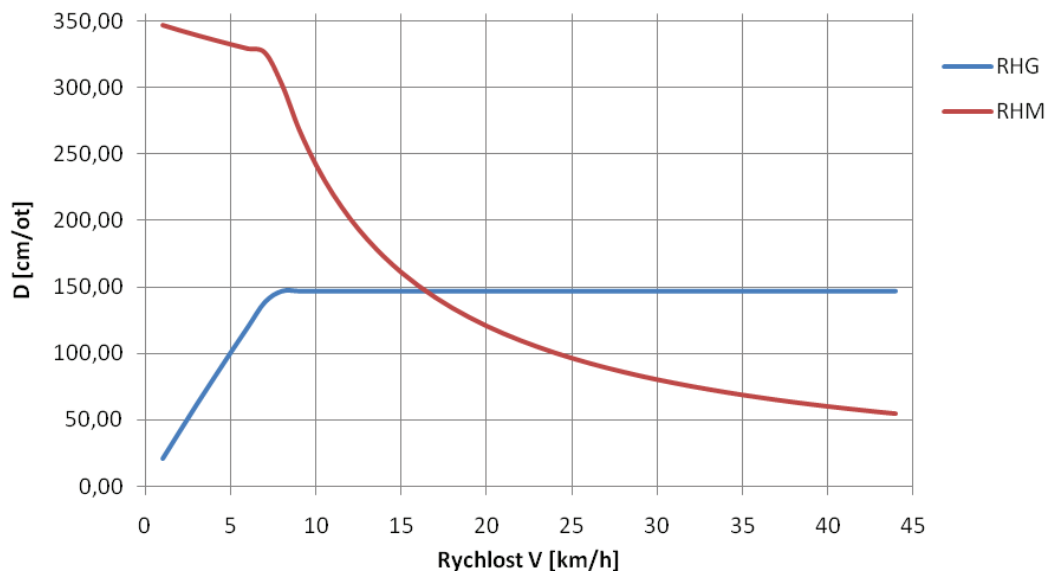
Vysvětlivky viz Příloha č. 3.

Пříloha č. 8 – Tabulka výsledků výpočtu pro Variantu 3 (Kap. 4.4)

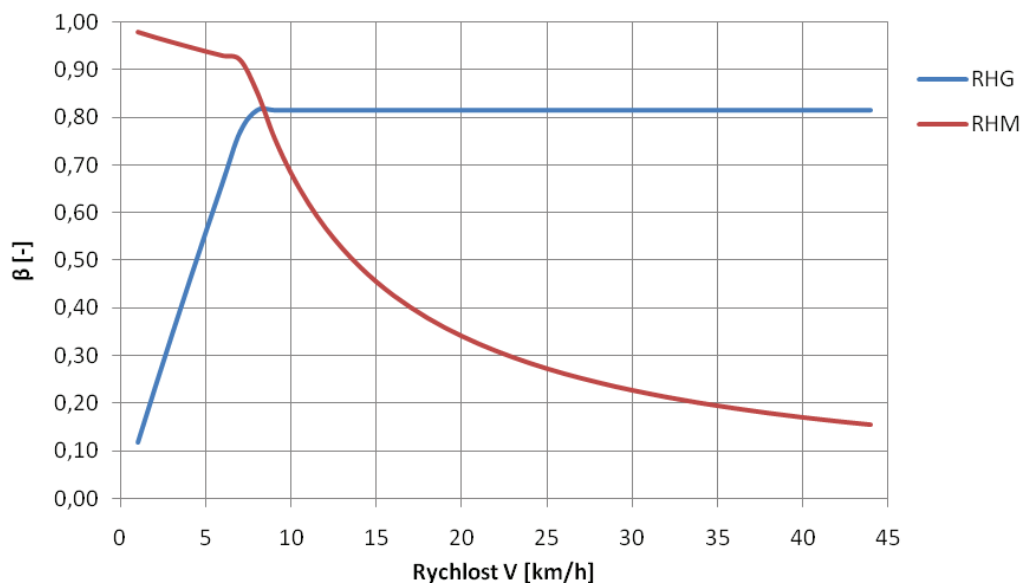
V [km/h]	$\mu_{c-k}$ [-]	$F_{Tmax}$ [kN]	Hydromotory						Hydrogenerátor			
			$n_{HM}$ [ot/min]	$P_{HM}$ [kW]	$F_T$ [kN]	$q_{HM}$ [l/min]	$D_{HM}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	$\beta_{HM}$ [-]	$q_{HG}$ [l/min]	$P_{HG}$ [kW]	$D_{HG}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	$\beta_{HG}$ [-]
1	0,33	77,15	49,74	22,32	<b>77,15</b>	18,18	347,19	0,98	37,10	22,78	21,03	0,12
2	0,32	76,29	99,47	44,15	<b>76,29</b>	35,95	343,35	0,97	73,37	45,05	41,59	0,23
3	0,32	75,48	149,21	65,52	<b>75,48</b>	53,35	339,68	0,96	108,88	66,85	61,72	0,34
4	0,32	74,69	198,94	86,45	<b>74,69</b>	70,40	336,15	0,95	143,66	88,21	81,44	0,45
5	0,31	73,94	248,68	106,98	<b>73,94</b>	87,11	332,78	0,94	177,78	109,16	100,78	0,56
6	0,31	73,22	298,42	127,12	<b>73,22</b>	103,51	329,53	0,93	211,25	129,72	119,76	0,67
7	0,31	72,53	348,15	146,91	<b>72,53</b>	119,62	326,42	0,92	244,13	149,90	138,39	0,77
8	0,31	71,86	397,89	<b>155,53</b>	69,99	126,65	302,38	0,85	258,46	158,70	146,52	0,81
9	0,30	71,22	447,62	<b>155,53</b>	62,21	126,65	268,78	0,76	258,46	158,70	146,52	0,81
10	0,30	70,61	497,36	<b>155,53</b>	55,99	126,65	241,90	0,68	258,46	158,70	146,52	0,81
11	0,30	70,01	547,10	<b>155,53</b>	50,90	126,65	219,91	0,62	258,46	158,70	146,52	0,81
12	0,29	69,44	596,83	<b>155,53</b>	46,66	126,65	201,59	0,57	258,46	158,70	146,52	0,81
13	0,29	68,88	646,57	<b>155,53</b>	43,07	126,65	186,08	0,52	258,46	158,70	146,52	0,81
14	0,29	68,35	696,30	<b>155,53</b>	39,99	126,65	172,79	0,49	258,46	158,70	146,52	0,81
15	0,29	67,83	746,04	<b>155,53</b>	37,33	126,65	161,27	0,45	258,46	158,70	146,52	0,81
16	0,29	67,34	795,77	<b>155,53</b>	34,99	126,65	151,19	0,43	258,46	158,70	146,52	0,81
17	0,28	66,85	845,51	<b>155,53</b>	32,94	126,65	142,30	0,40	258,46	158,70	146,52	0,81
18	0,28	66,39	895,25	<b>155,53</b>	31,11	126,65	134,39	0,38	258,46	158,70	146,52	0,81
19	0,28	65,93	944,98	<b>155,53</b>	29,47	126,65	127,32	0,36	258,46	158,70	146,52	0,81
20	0,28	65,50	994,72	<b>155,53</b>	28,00	126,65	120,95	0,34	258,46	158,70	146,52	0,81
21	0,28	65,07	1044,45	<b>155,53</b>	26,66	126,65	115,19	0,32	258,46	158,70	146,52	0,81
22	0,27	64,66	1094,19	<b>155,53</b>	25,45	126,65	109,96	0,31	258,46	158,70	146,52	0,81
23	0,27	64,26	1143,93	<b>155,53</b>	24,34	126,65	105,18	0,30	258,46	158,70	146,52	0,81
24	0,27	63,87	1193,66	<b>155,53</b>	23,33	126,65	100,79	0,28	258,46	158,70	146,52	0,81
25	0,27	63,50	1243,40	<b>155,53</b>	22,40	126,65	96,76	0,27	258,46	158,70	146,52	0,81
26	0,27	63,13	1293,13	<b>155,53</b>	21,53	126,65	93,04	0,26	258,46	158,70	146,52	0,81
27	0,27	62,78	1342,87	<b>155,53</b>	20,74	126,65	89,59	0,25	258,46	158,70	146,52	0,81
28	0,27	62,43	1392,61	<b>155,53</b>	20,00	126,65	86,39	0,24	258,46	158,70	146,52	0,81
29	0,26	62,09	1442,34	<b>155,53</b>	19,31	126,65	83,42	0,23	258,46	158,70	146,52	0,81
30	0,26	61,77	1492,08	<b>155,53</b>	18,66	126,65	80,63	0,23	258,46	158,70	146,52	0,81
31	0,26	61,45	1541,81	<b>155,53</b>	18,06	126,65	78,03	0,22	258,46	158,70	146,52	0,81
32	0,26	61,14	1591,55	<b>155,53</b>	17,50	126,65	75,60	0,21	258,46	158,70	146,52	0,81
33	0,26	60,84	1641,29	<b>155,53</b>	16,97	126,65	73,30	0,21	258,46	158,70	146,52	0,81
34	0,26	60,54	1691,02	<b>155,53</b>	16,47	126,65	71,15	0,20	258,46	158,70	146,52	0,81
35	0,26	60,26	1740,76	<b>155,53</b>	16,00	126,65	69,12	0,19	258,46	158,70	146,52	0,81
36	0,25	59,98	1790,49	<b>155,53</b>	15,55	126,65	67,20	0,19	258,46	158,70	146,52	0,81
37	0,25	59,71	1840,23	<b>155,53</b>	15,13	126,65	65,38	0,18	258,46	158,70	146,52	0,81
38	0,25	59,44	1889,96	<b>155,53</b>	14,73	126,65	63,66	0,18	258,46	158,70	146,52	0,81
39	0,25	59,18	1939,70	<b>155,53</b>	14,36	126,65	62,03	0,17	258,46	158,70	146,52	0,81
40	0,25	58,93	1989,44	<b>155,53</b>	14,00	126,65	60,48	0,17	258,46	158,70	146,52	0,81
41	0,25	58,68	2039,17	<b>155,53</b>	13,66	126,65	59,00	0,17	258,46	158,70	146,52	0,81
42	0,25	58,44	2088,91	<b>155,53</b>	13,33	126,65	57,60	0,16	258,46	158,70	146,52	0,81
43	0,25	58,20	2138,64	<b>155,53</b>	13,02	126,65	56,26	0,16	258,46	158,70	146,52	0,81
44	0,25	57,97	2188,38	<b>155,53</b>	12,73	126,65	54,98	0,15	258,46	158,70	146,52	0,81
MIN	0,25	57,97	49,74	22,32	12,73	18,18	54,98	0,15	37,10	22,78	21,03	0,12
MAX	0,33	77,15	2188,38	155,53	77,15	126,65	347,19	0,98	258,46	158,70	146,52	0,81

## Příloha č. 9 – Grafický výstup výpočtu pro Variantu 3 (Kap. 4.4)

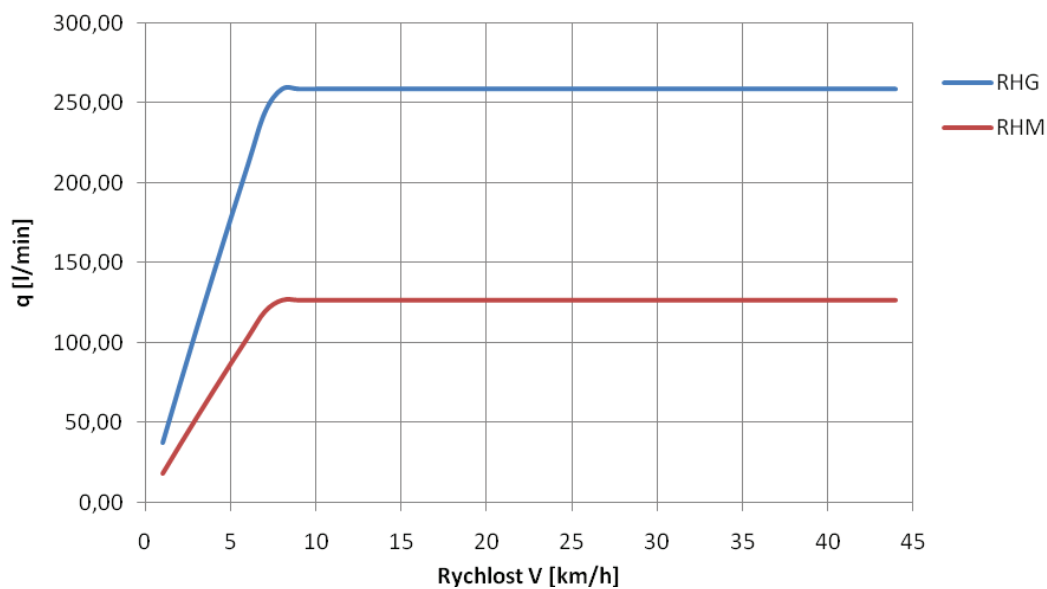
Graf 7: Průběhy geometrických objemů převodníků



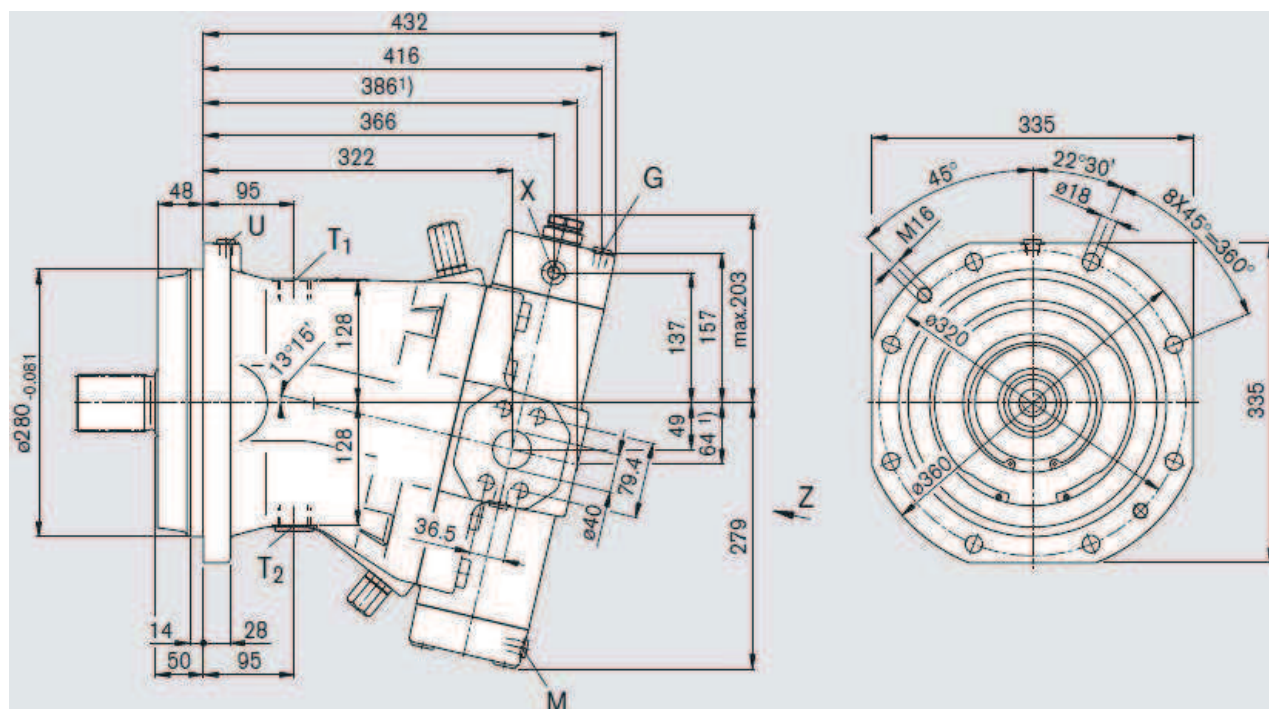
Graf 8: Průběhy řídicích veličin převodníků



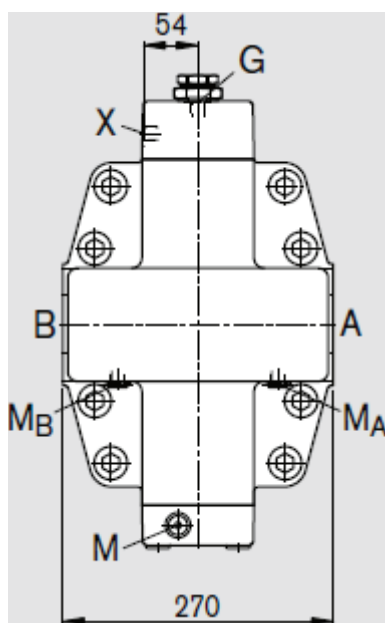
Graf 9: Průběhy potřebných průtoků převodníků





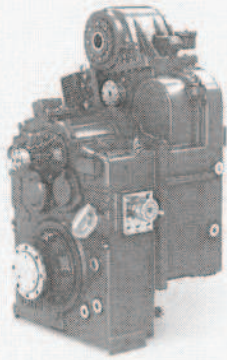
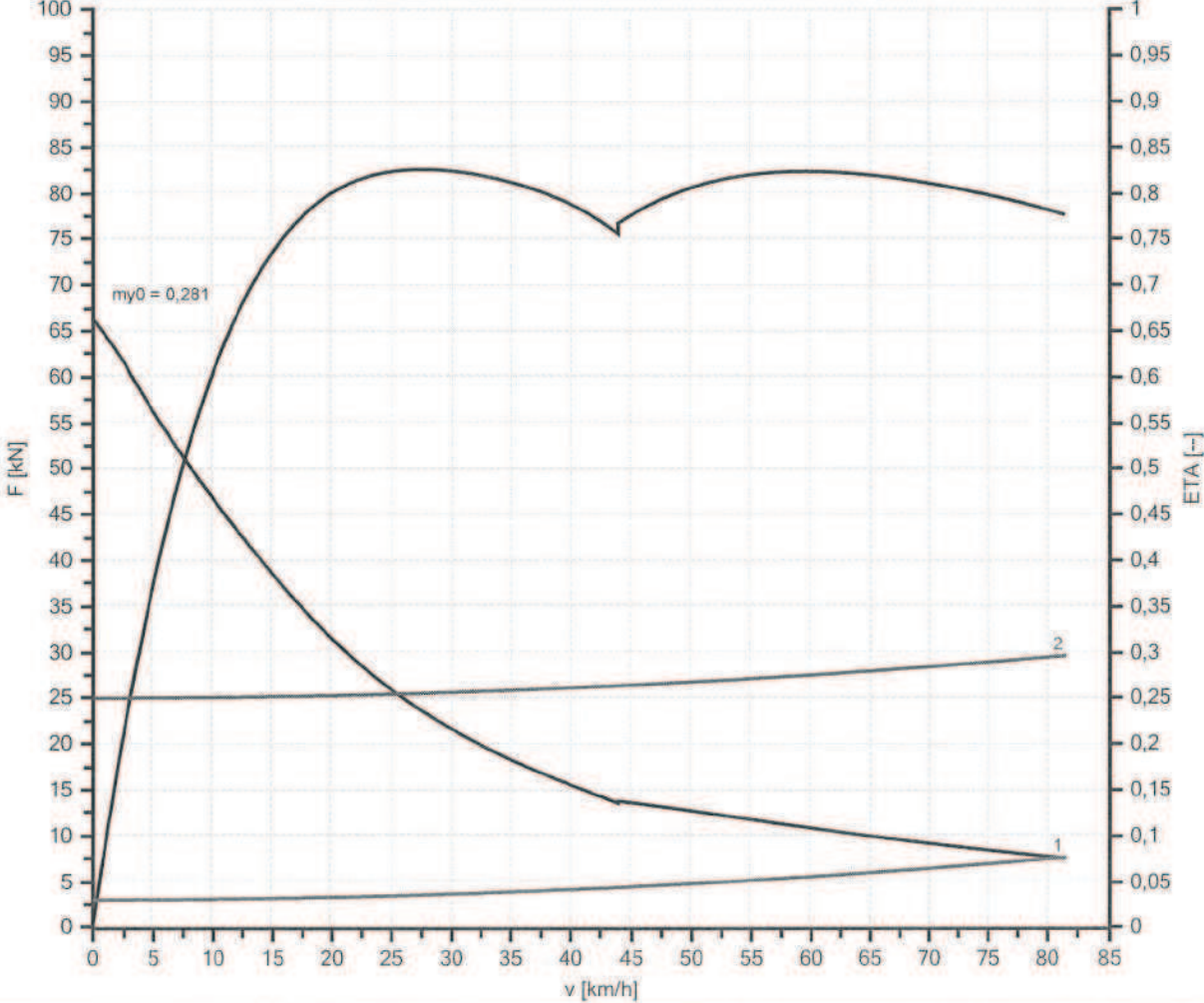


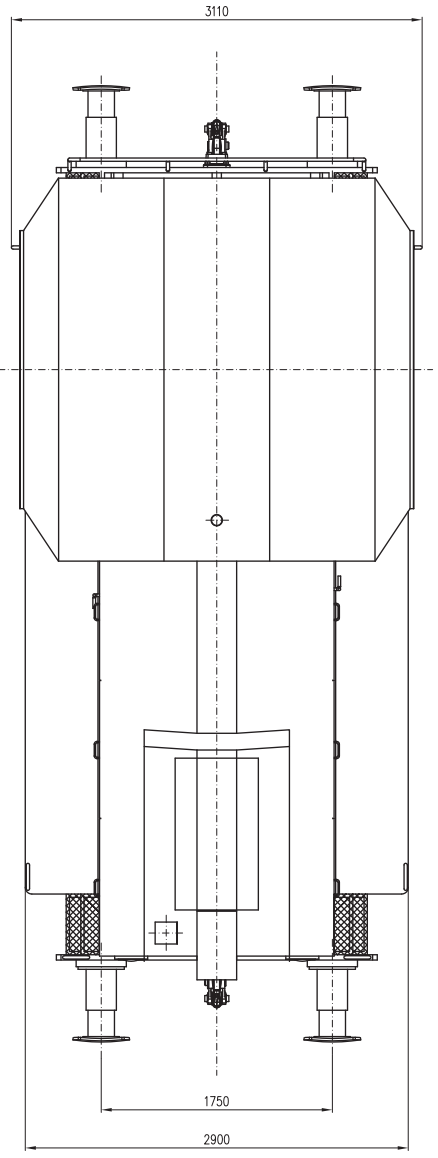
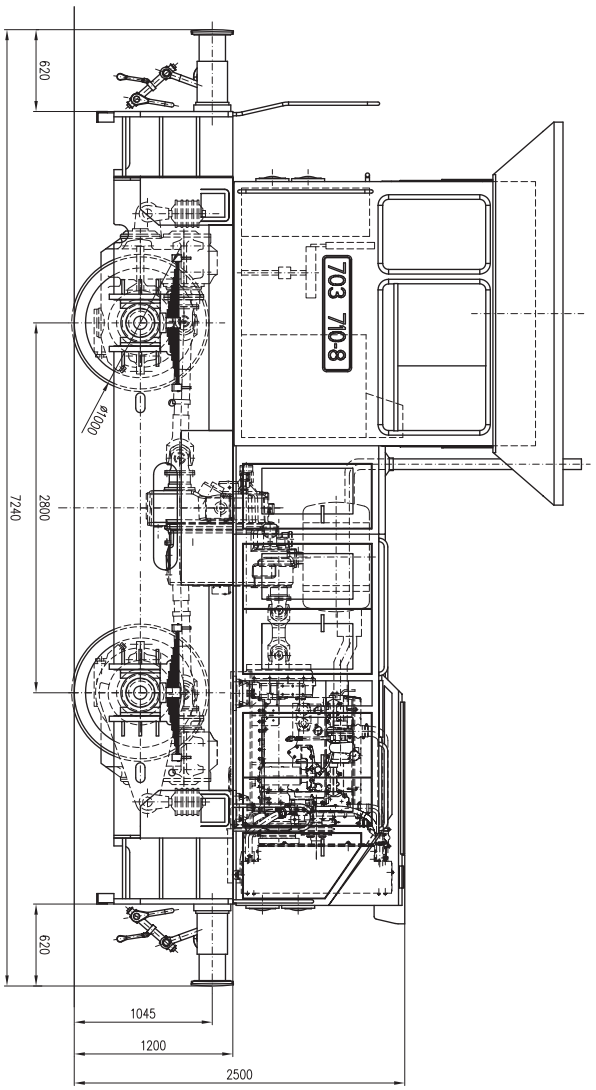
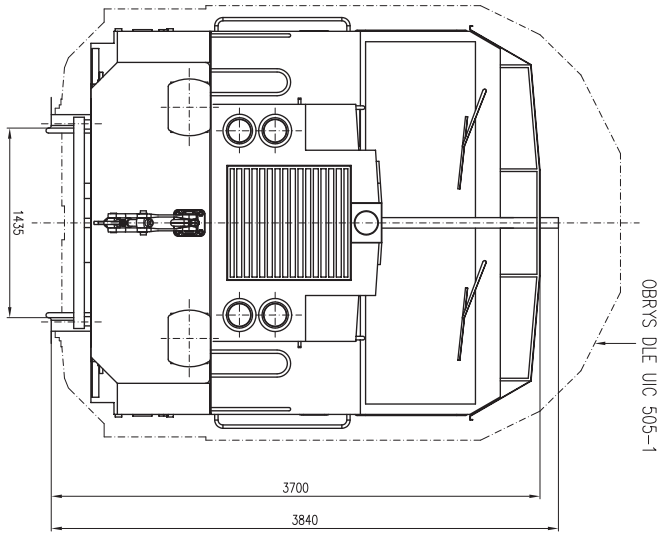
Obr. 37 Rozměry regulačního hydromotoru pro Variantu 3 (Kap. 4.4)



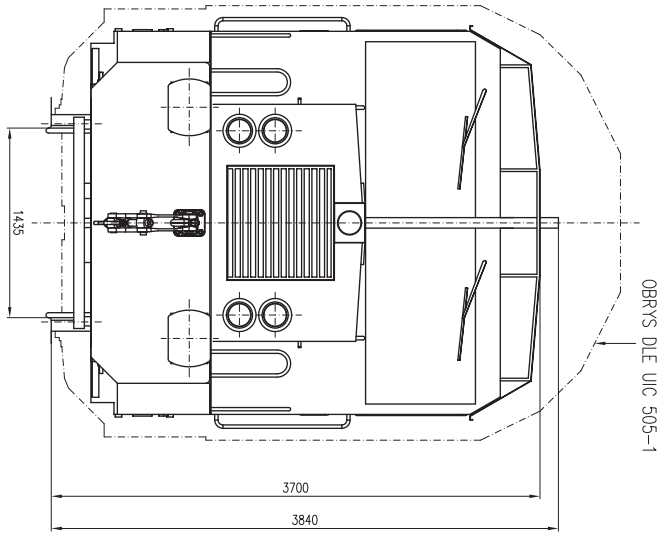
Obr. 38 Čelní pohled na hydromotor pro Variantu 3 (Kap. 4.4)

Vysvětlivky viz Příloha č. 3.

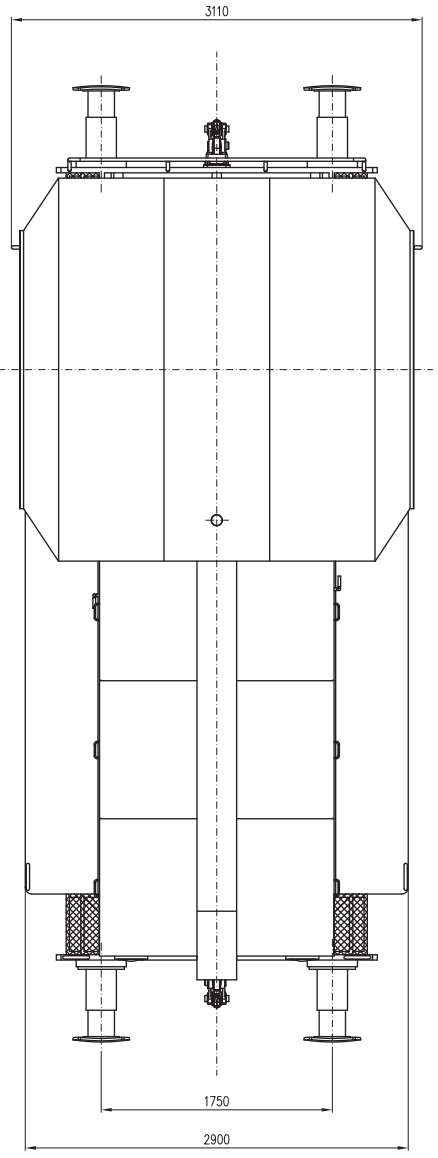
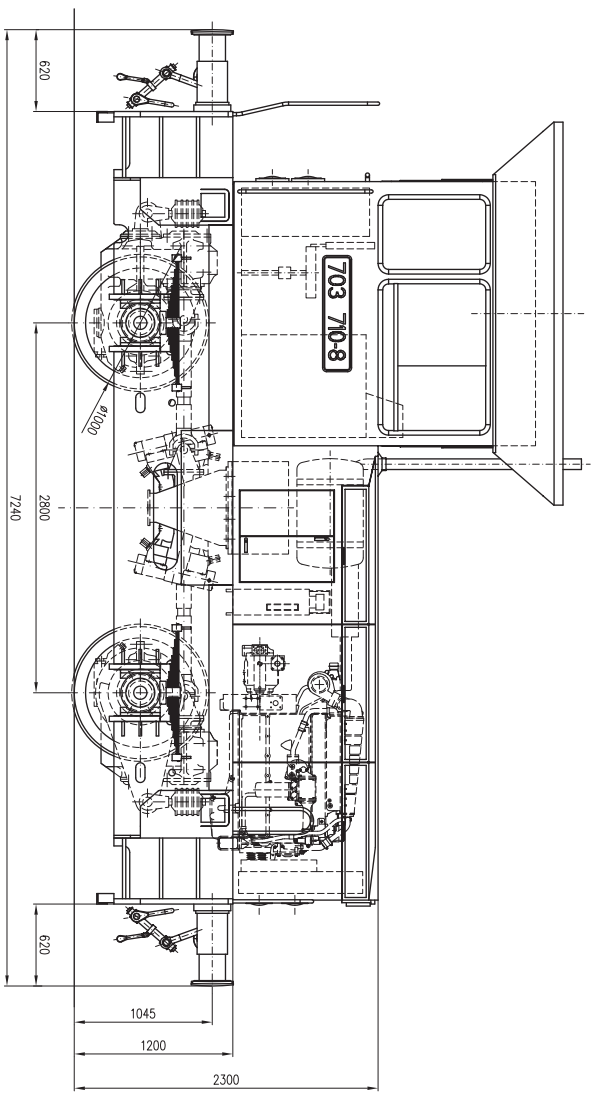
<b>VOITH</b>	<b>Lok 703</b> mit Voith Turbogetriebe L 220 reV2	<b>Projekt</b> AVT10306
<b>Technische Daten</b>		
Motor Motorleistung Getriebe Eingangsleistung Wandler	MAN D 2066 LE621 Stage IIIb PM = 265 kW / 1900 1/min L 220 reV2 (i1= 82/36)  P1i = 225,3 kW / 1888 1/min	
Abtriebsdrehzahl Treibraddurchmesser Achsgetriebeübersetzung Max. Geschwindigkeit Fahrzeugmasse Adhäsionsmasse	n2x = 1831 1/min DTn = 1000 mm iA = 4,23 vx = 81,6 km/h m = 24 t madh = 2 x 12 t	L 220 reV2
<b>Fahrwiderstand</b>		
Rollwiderstand [kN] = Luftwiderstand [kN] = Steigungswiderstand [kN] =	Lokomotive $(wr\_adh * m\_adh + wr\_lauf * (m - madh)) * 0,00981$ $cl\_Lok * (b + V)^2$ $s * m * 0,00981$	Wagenzug $wr\_lauf * mWagen * 0,00981$ $cl\_Wagen * (b + V)^2 * mWagen * 0,00981$ $s * mWagen * 0,00981$
Nr. 1: wr_adh = 3,5 wr_lauf = 1,1 cl_Lok = 0,0003 cl_Wagen = 0,0002 b = 0 km/h s = 0 o/o mWagen = 200 t Nr. 2: wr_adh = 3,5 wr_lauf = 1,1 cl_Lok = 0,0003 cl_Wagen = 0,0002 b = 0 km/h s = 10 o/o mWagen = 200 t		
<b>Zugkraft am Radkranz. Kurven vorbehaltlich Blatt 3.205-463.</b>		
Bei der Zugkraftberechnung wurden 3 % Verluste für Gelenkwellen und Radsatzgetriebe berücksichtigt.		
		
VOITH Turbo GmbH & Co. KG D-89509 Heidenheim	2009-04-20/athv/georgg	85.6230.71



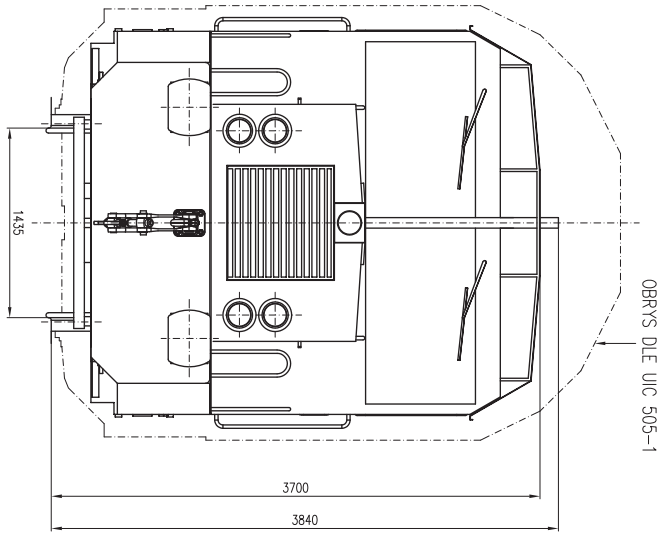
PROJEKTANT		KRESIL	TOMÁŠ BŘEK	NAČRTEK	1:20
UNIVERZITA PARDUBICE		NAZEV	LOKOMOTIVA 703.7 - REKO		
Dopravní fakulta Jana Pernera		DATAUM	11. 5. 2009		
Odstrojení pravoněže české Třebové		Č. VÝKRESU	DIP-K2N-10 03		
					LST / /



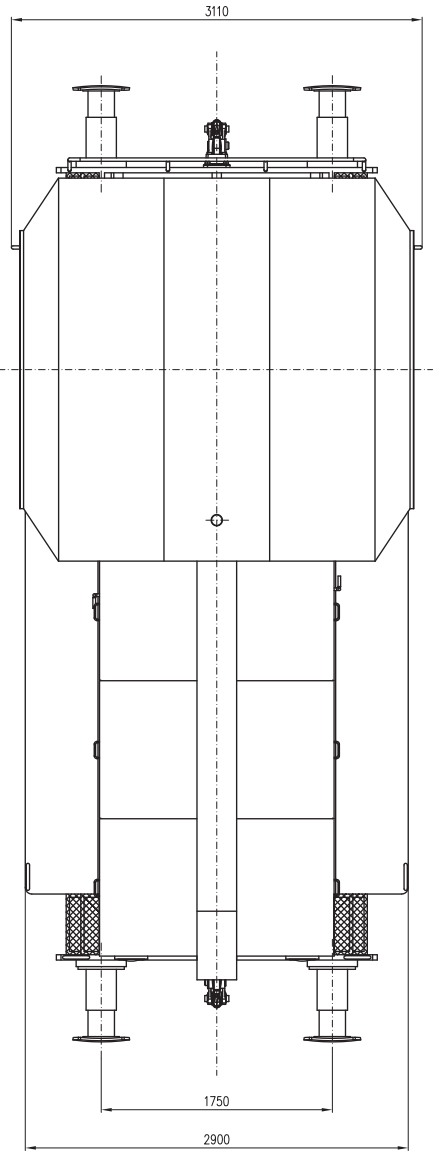
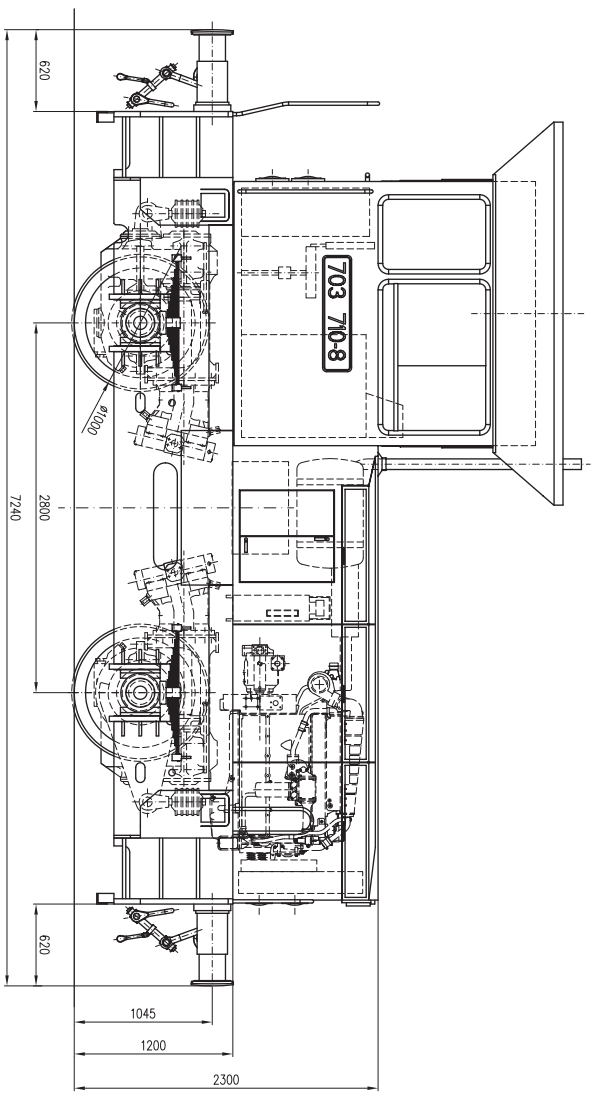
OBRYS DLE UJC 505-1



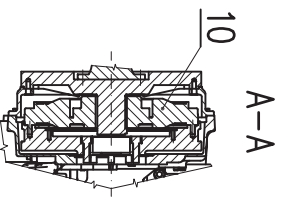
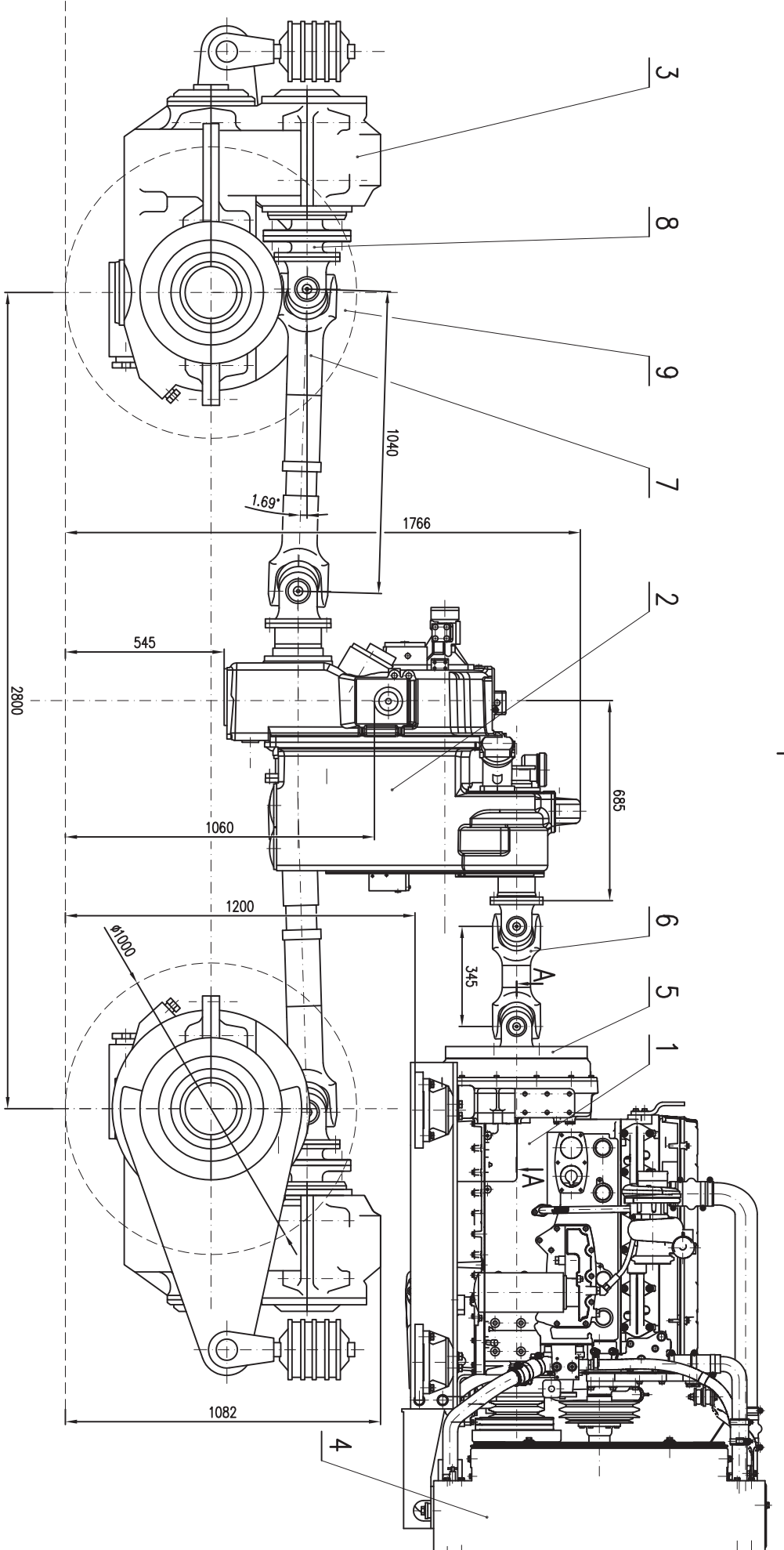
PROJEKTANT		KRESIL	TOMÁŠ BRHEK	NAČRŤOVÁ	1:20
UNIVERZITA PARDUBICE		NAZEV	LOKOMOTIVA 703.7 - REKO		
Dopravní fakulta Jana Pernera		DATAUM	11. 5. 2009		
Odstrojení pracovních čísel		Č. VÝKRESU	DIP-K2N-10 02		
			LIST 1/1		



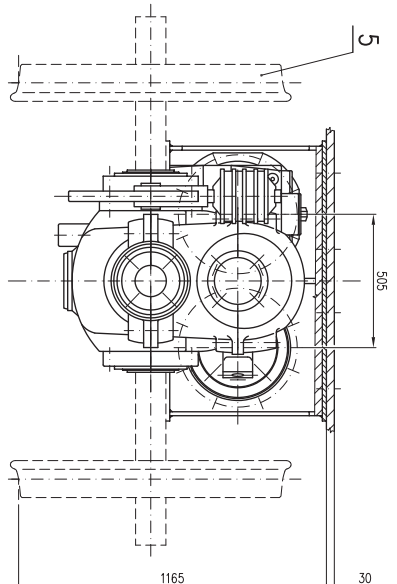
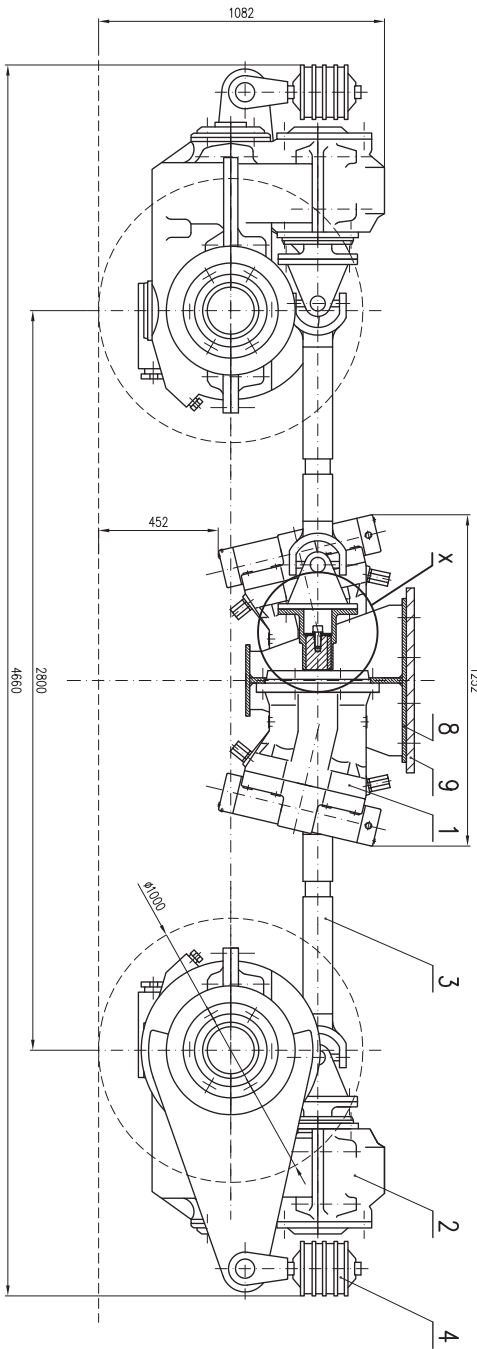
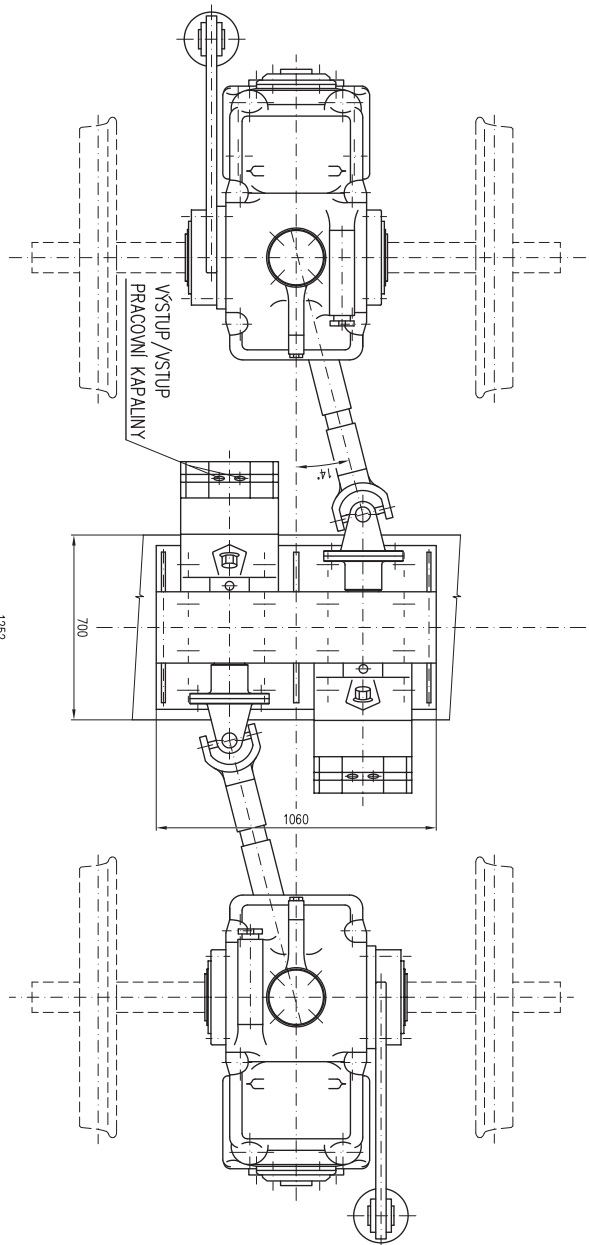
OBRYS DLE UJC 505-1



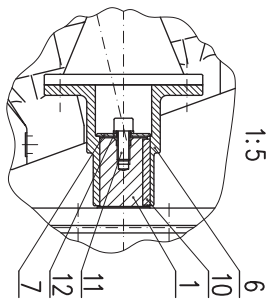
PROJEKTANT		KRESIL	TOMÁŠ ŠIMEK	NAČRŤOVÁ	1:20
UNIVERZITA PARDUBICE		NAZEV	LOKOMOTIVA 703.7 - REKO		
Dopravní fakulta Jana Pernera		DATAUM	11. 5. 2009		
Odstrojení pracovních čísel		Č. VÝKRESU	DIP-K2N-10 01		
		LIST	1/1		



10	SPOLKA PRUŽNÁ CENTAMAX	DIP-K2N-10 30	1
9	DVOJKOLÍ	DIP-K2N-10 05	2
8	REDUKCE	DIP-K2N-01 10 11 500:1	2
7	KARDAN ST225,7 x 1040	DIP-K2N-10 21	2
6	KARDAN SF180,5 x 345	DIP-K2N-10 22	1
5	UNÁŠEČ	DIP-K2N-10 13	1
4	CHLADÍČ	DIP-K2N-10 16	1
3	PŘEVODOVKA NP18	DIP-K2N-10 08	2
2	PŘEVODOVKA L220rev2	DIP-K2N-10 14	1
1	MOTOR CAT C9	DIP-K2N-10 15	1
PROMÍTLÁNÍ			
KRESLE		MĚŘÍTKO 1:10	
DATUM 11. 5. 2009			
NAZEV SCHEMA HYDRODYNAMICKÉHO			
Dopravní fakulta Jana Pernera			
UNIVERZITA PARDUBICE			
Diskoované pracoviště Česká Třebová			
Č. VYKRESU			
DIP-K2N-10 05			
LST 7/1			

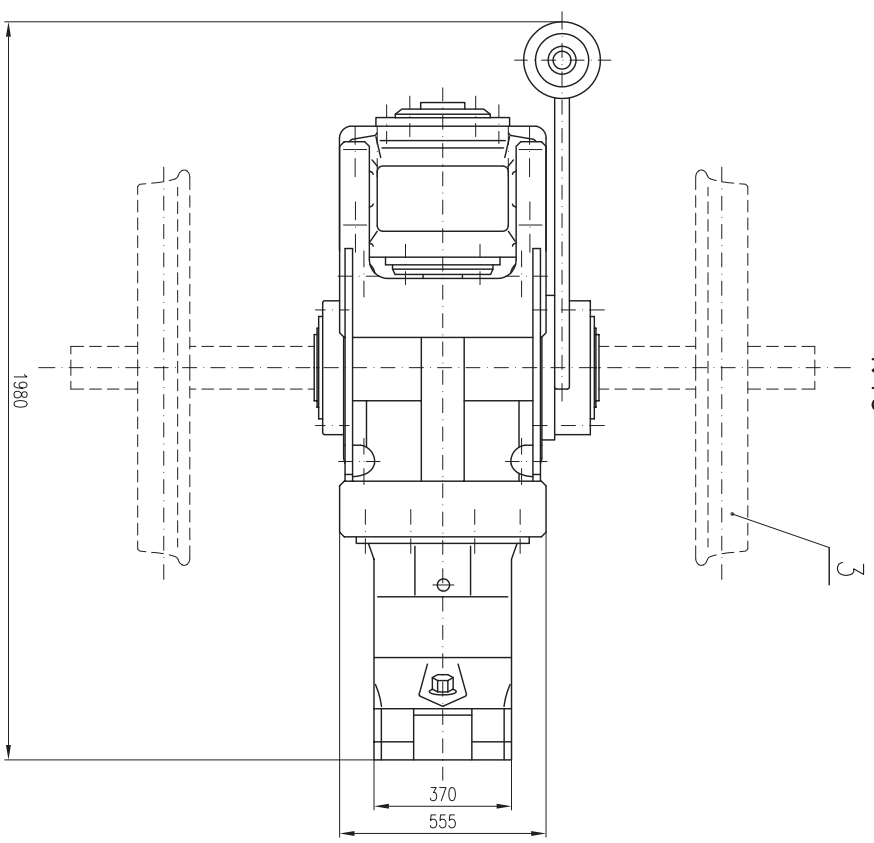


DETAIL X – UNAŠEČ  
1:5

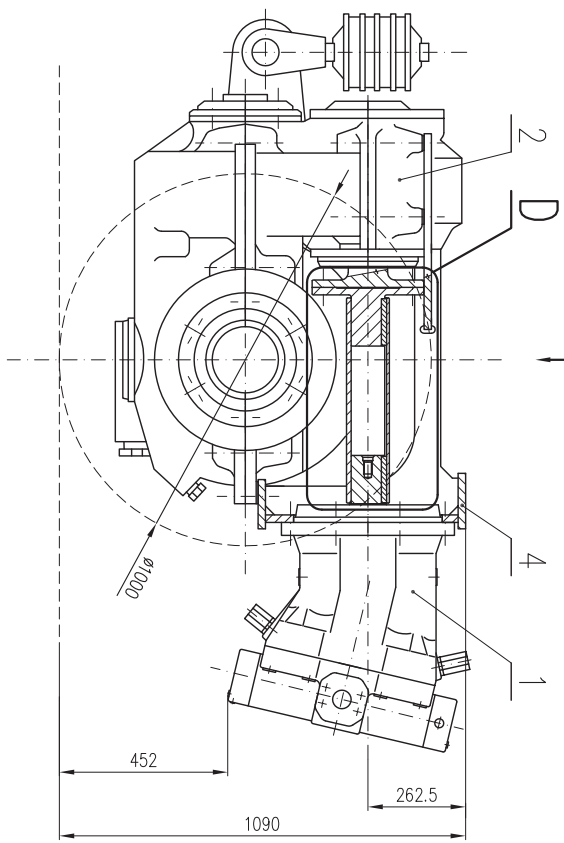


12	PODLOŽKA 24	ISO 02-174011	2
11	ŠROUB M4 x 50	ISO 4762 - 12.9	2
10	PERO TĚSNĚ 25x7 x 14 x 125	CSN 02-2562	2
9	RAM LOKOMOTIVY (ČÁST)	DP-K2N-10 13	1
8	SVARENEC UCHYCENÍ MOTORU	DP-K2N-10 07	1
7	PODLOŽKA	DP-K2N-01 02 11 5001	2
6	UNAŠEČ	DP-K2N-01 01 11 5001	2
5	DVOUKOLU	DP-K2N-10 12	2
4	ZÁRÁSKA PŘEVODOVKY NP 18	DP-K2N-10 11	2
3	HŘÍDEL KLOUBOVÝ TKH 250	DP-K2N-10 09	2
2	PŘEVODOVKA NAPRAVOVÁ NP 18	DP-K2N-10 10	2
1	HYDROMOTOR ASMA-1000	DP-K2N-10 08	2
PROJEKTANT		KREJČI TOMÁŠ ŠIMON	2
NAZEV		9. 5. 2009	2
UNIVERZITA PARDUBICE		MEŘITKO 1:10	
Dopravní fakulta Jana Pernera			
Č. VYKRESU			
NAVRH ULOŽENÍ HYDROMOTORŮ			
DIP-K2N-10 06			
LST / /			

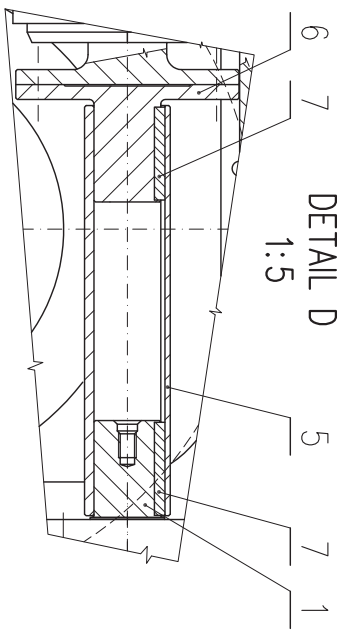
POHLED A  
1:10



POHLED A

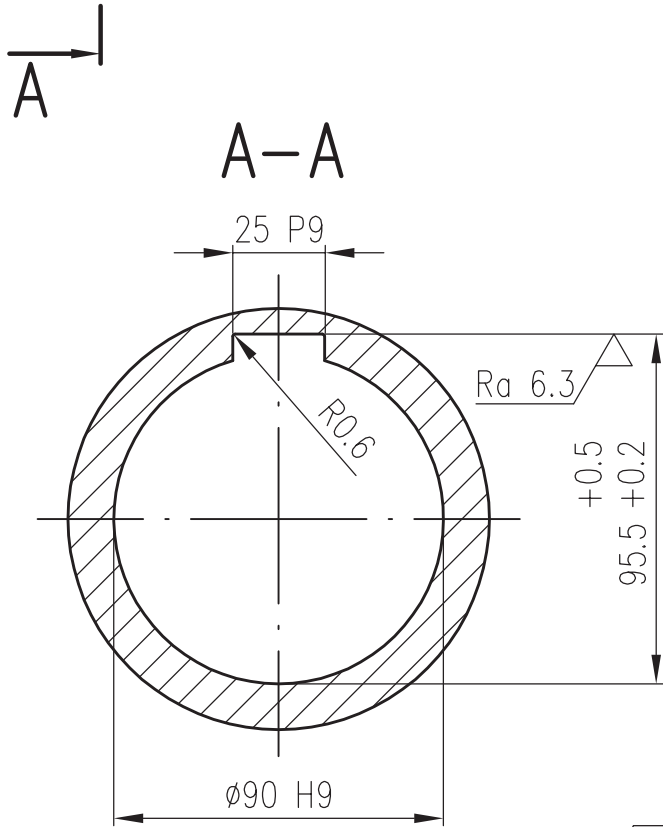
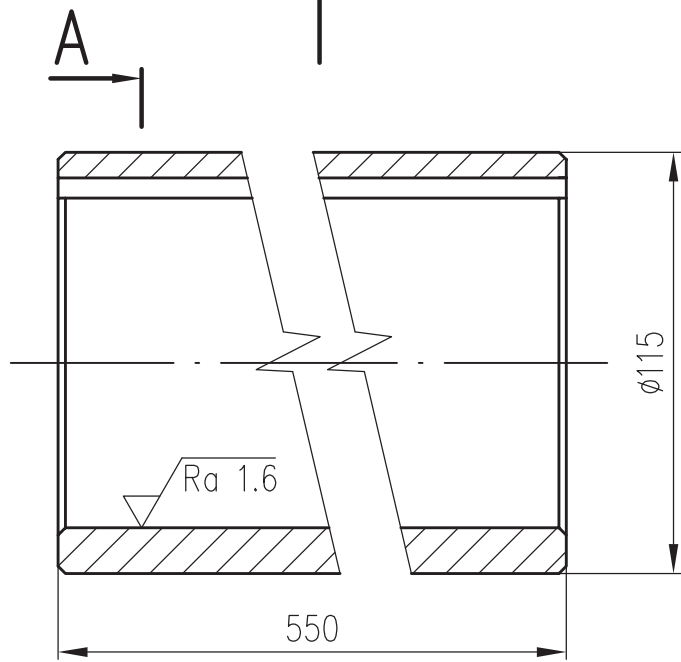


DETAIL D  
1:5



7	PERO 25e7 x 14 x 125	ČSN 02 2562	2
6	UNASEČ	DIP-K2N-01 03 11 500.1	1
5	TRUBKA PŘENOSOVÁ	DIP-K2N-01 04	1
4	SVARENEC UCHYČENÍ MOTORU	DIP-K2N-01 05	1
3	DVOJKOLI	DIP-K2N-10 12	1
2	PŘEVODOVKA NÁPRAVOVÁ NP 18	DIP-K2N-10 10	1
1	HYDROMOTOR A6VM-1000	DIP-K2N-10 08	1
PROMÍTLANI			
KRESLIL: JAMES-REITER		MĚŘÍTKO 1:10	
DATUM 10. 5. 2009			
NÁZEV			
UNIVERZITA PARDUBICE			
Dopravní fakulta Jana Pernera			
Diskontované pracoviště Česká Třebová			
NÁVRH UCHYČENÍ HYDROMOTORU			
Č. VYKRESU			
DIP-K2N-10 04			
LST 7/1			

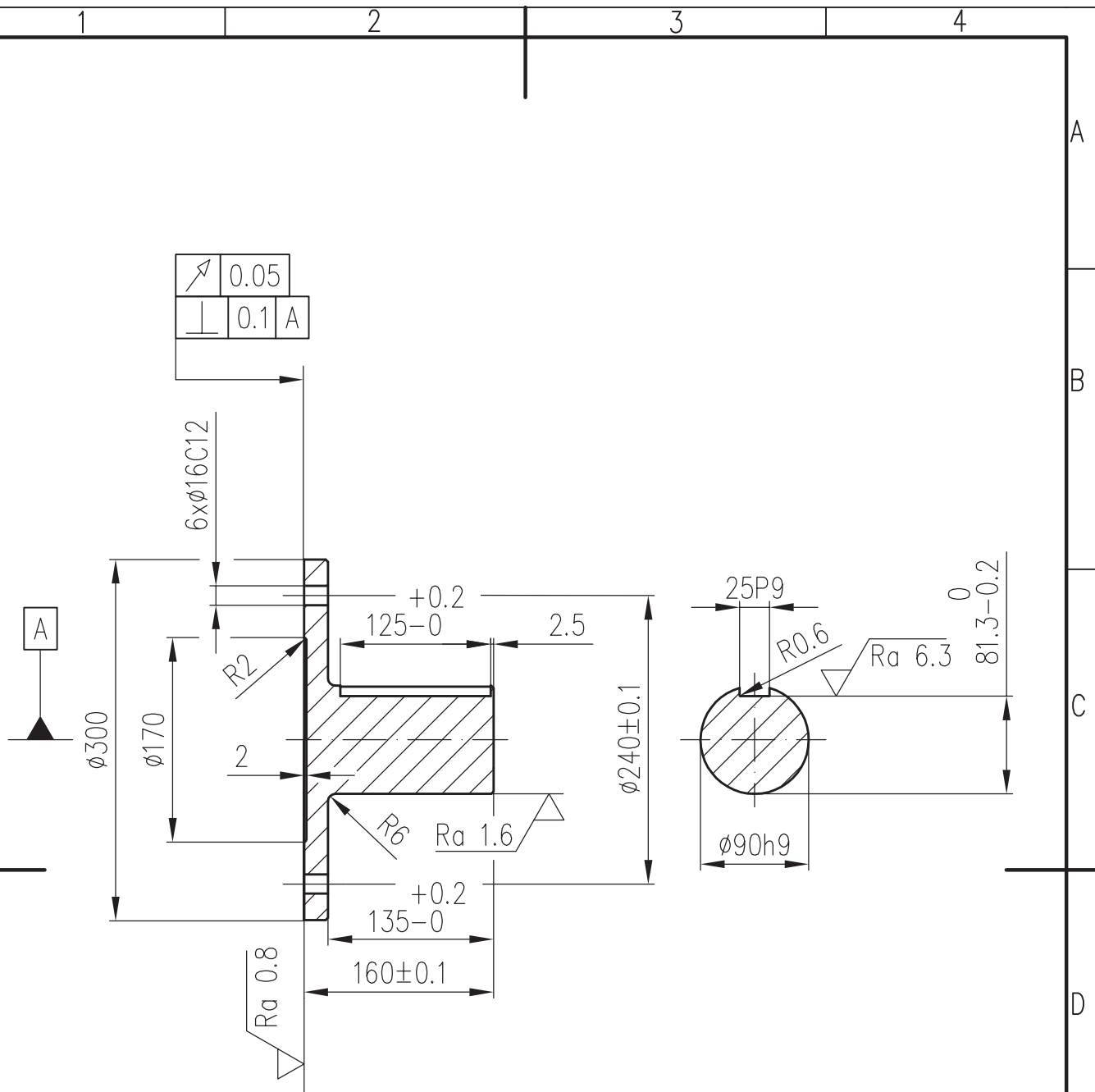




NEKOTOVANÁ SRAŽENÍ 2x45°

✓ Ra 3.2 (✓)

INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	PROMÍTÁNÍ	ISO 2768 mK ISO 8015 NE
ZN.MAT.	11 500.1	T.O.		HMOTNOST kg 6.12	MÉR. 1:2
ROZM.-POLOT.	TR Ø 118x555 ČSN 42 5715.01			ČSN	TR.Č.
POM. ZÁR.				POZN.	Č. KUSOVNÍKU 5
VYPR.	TOMÁŠ BURIK	NORM.REF.		STARÝ V.	Č.v. DIP-K2N-10 04
PŘEZK.					
TECHNOL.	SCHVÁLIL	10.5.2009			
NÁZEV	TRUBKA PŘENOSOVÁ			DIP-K2N-01 04	
				Listů 1	List 1

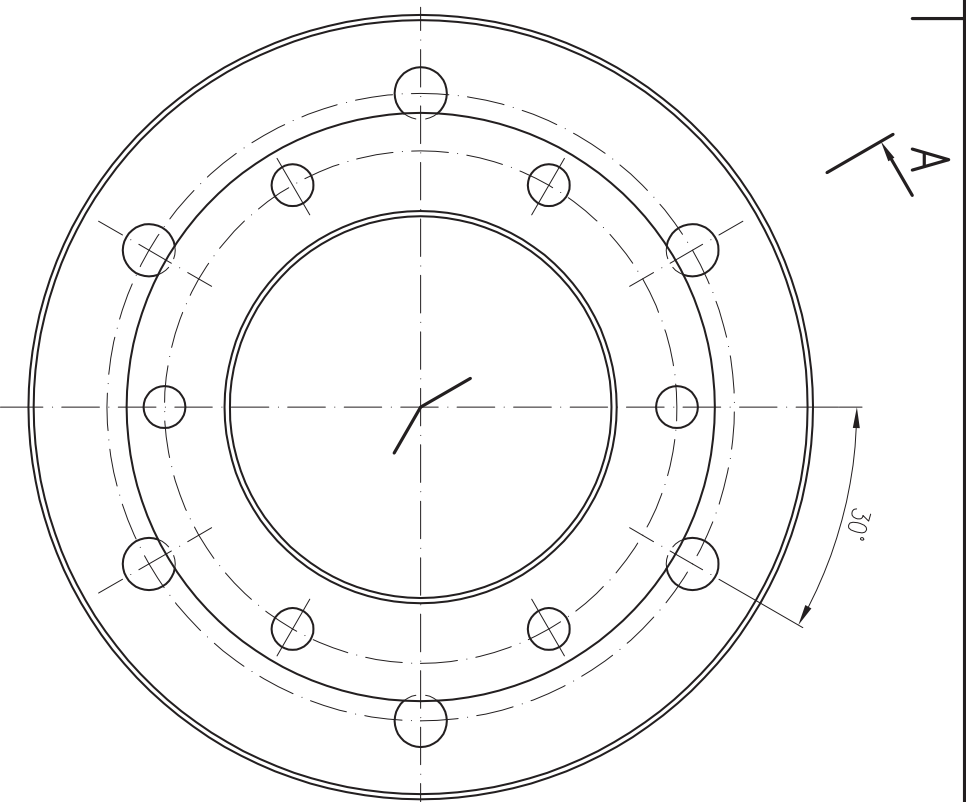
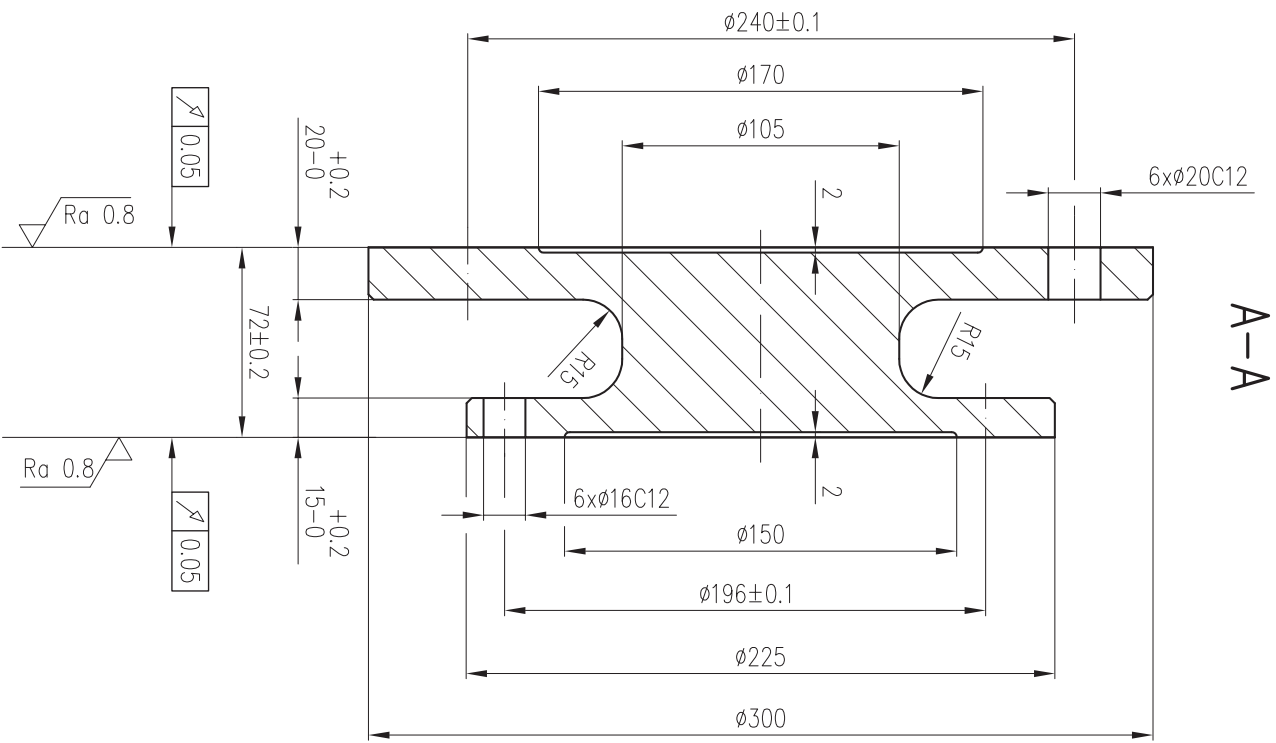


POVRCH DĚR  $\sqrt{Ra\ 0.8}$

NEKOTOVANÁ SRAŽENÍ 2x45°

$\sqrt{Ra\ 3.2}$  (✓)

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROMÍTÁNÍ	ISO 2768 mK ISO 8015 NE
ZN.MAT.	11 500.1	T.O.		HMOTNOST kg 7.15	MĚR. 1:5
ROZM.-POLOT.	Ø 305x170 ČSN 42 5510.12			ČSN	TR.Č.
POM. ZÁR.				POZN.	Č. KUSOVNÍKU 6
VYPR.	TOMÁŠ BURIK	NORM.REF.		STARÝ V.	Č.v. DIP-K2N-10 04
PŘEZK.					
TECHNOL.	SCHVÁLIL	10.5.2009			
NÁZEV	UNAŠEČ			DIP-K2N-01 03	
				Listů 1	List 1



POVRCH DĚR  $\sqrt{Ra\ 0.8}$   
 NEKOTOVANÁ ZAOBLLENÍ R2  
 NEKOTOVANÁ SRAŽENÍ 2x45°

$\sqrt{Ra\ 3.2}$  (✓)

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROMÍTANÍ	ISO 2768 mK
ZNĚMAT	11 5001		T.O.		ISO 8015 NE
ROZM. POLOIT.	ø 305x80 ČSN 42 5510.12			HMOTNOST kg	10.15
POM. ZÁR.				TRĚ	1:2
VYPR.	TOMÁŠ BURIK	NORMACE		Č. KUSOVNIKU	8
PREZK.					
TECHNOL.	SCHWALL	10.5.2009	STARÝ V.	Č. V. DIP-K2N-10 05	

REDUKCE

DIP-K2N-01 10

Lišt 1

Lišt 1