

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Dislokované pracoviště Česká Třebová

REMOTORIZACE HISTORICKÉHO MOTOROVÉHO VOZU M260 001

Jan Prchal

Bakalářská práce
2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan PRCHAL**
Osobní číslo: **D08312**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**
Název tématu: **Remotorizace historického motorového vozu M260.001**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Provést návrh remotorizace motorového vozu M260.001. V práci se zaměřit na výběr vhodného dieselaagregátu s převodovkou tak, aby se vlastnosti výsledného pohonu blížily původním vlastnostem. Dále ověřit vhodnost vybraného agregátu s ohledem na jeho výkonové a otáčkové charakteristiky a sestavit výslednou trakční charakteristiku motorového vozu. Vypracovat:

1. Výběr vhodného dieselaagregátu a převodovky.
2. Konstrukce trakční charakteristiky vozu.
3. Konstruktivní návrh zástavby pohonu.
4. Výkresovou dokumentaci.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího BP

Rozsah pracovní zprávy: 40 stran

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

[1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: Kolejové vozy. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63-870-84.

[2] Výkresová dokumentace vozu.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jakub Vágner

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: 25. února 2011

Termín odevzdání bakalářské práce: 31. května 2011



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.

vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2011

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 práva 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 dle § 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 oprávněna 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 zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V České Třebové dne 1. 5. 2011

Jan Prchal

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své bakalářské práce Ing. Jakubovi Vágnerovi za to, že se ujal této role a za poskytnutí konzultací a potřebných rad vedoucích k vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat Romanovi Ždiárskému z DKV Plzeň za poskytnutí veškeré existující původní dokumentace k motorovému vozu, konzultaci ohledně vlastní konstrukce vozu a jeho zpřístupnění za účelem pořízení fotodokumentace a změření potřebných partií, ke kterým se nedochovala výkresová dokumentace. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jindřichu Rachotovi z DHV Lužná u Rakovníka, který projevil zájem o mou aktivitu a poskytl mi podporu z funkce vrchního přednosty DHV a zprostředkoval mi další technické informace. V neposlední řadě patří poděkování panu Ing. Josefu Bezvodovi z firmy TEDOM a. s. a panu Ing. Miloslavu Šumšalovi z firmy TATRA a. s. za poskytnutí podkladů ke svým výrobkům.

Největší dík patří mé rodině a přítelkyni, které s pochopením strpěli, že jsem se jim nemohl věnovat tak intenzivně, jako byli zvyklí.

Souhrn

Tato bakalářská práce si bere za cíl navrhnout možné řešení zástavby pohonných agregátů do historicky i konstrukčně velmi významného motorového vozu M260 001, který v roce 1938 vyrobila ČKD. Vlastní práce je tedy zaměřena na výběr dostupných agregátů a jeho odůvodnění, výpočet trakční charakteristiky a vlastní návrh řešení zástavby nových agregátů včetně výkresové dokumentace.

Klíčová slova

motorový vůz; rekonstrukce; remotorizace; pohon; trakční charakteristika

Title

Remotorization of historic diesel railcar M260 001

Abstract

This Bachelor's work includes project of new traction unit for historic diesel railcar, which was made in 1938 by ČKD, calculation of traction characteristic and plan documentation.

Key words

diesel railcar; reconstruction; remotorization; drive; traction characteristic

Obsah

1	ÚVOD	8
2	TECHNICKÝ POPIS	9
2.1	SKŘÍŇ	10
2.2	PODVOZKY	10
2.3	PŮVODNÍ PROVEDENÍ POHONNÉ JEDNOTKY	12
3	ODHAD PŮVODNÍ TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKY	13
4	ADHEZNÍ VLASTNOSTI	17
5	NÁVRH ZLEPŠENÍ ADHEZNÍCH VLASTNOSTÍ ÚPRAVOU REGULACE.....	21
6	TRAKČNÍ VLASTNOSTI.....	23
7	VÝBĚR TRAKČNÍCH AGREGÁTŮ	24
7.1	MOTOR TD 242 RV TA 25	25
7.2	MOTOR TATRA T3B-928-60	29
7.3	PŘEVODOVKY VOITH DIWA 863.3E A VOITH DIWA 864.3E	33
7.4	PŘEVODOVKA ZF – ECOMAT	36
7.5	VÝSLEDNÝ VÝBĚR AGREGÁTŮ	37
8	UMÍSTĚNÍ AGREGÁTŮ DO VOZIDLA	38
8.1	VLIV POHYBU PODVOZKU NA VELIKOST MOTOROVÉHO PROSTORU	39
8.2	OSTATNÍ POŽADAVKY NA UMÍSTĚNÍ MOTORU	41
8.3	KONEČNÉ ŘEŠENÍ POLOHY MOTORU A PŘEVODOVKY V PODVOZKU	42
8.4	ROZMÍSTĚNÍ A ÚPRAVA OSTATNÍCH CELKŮ	43
9	VÝPOČET NOVÉ TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKY	46
10	ZÁVĚR.....	48

1 Úvod

Motorový vůz M260 001 byl v ČKD Praha vyroben v roce 1938 jako jediný prototyp luxusního rychlíkového motorového vozu. Zkušební provoz byl přerušen druhou světovou válkou, a tak motorový vůz nikdy nebyl spolehlivě odzkoušen. Po dobu války byl vůz většinou odstaven a po válce byly pro vozbu motorových rychlíků k dispozici vhodnější motorové vozy. V Praze, kam byl předán po výrobě, po válce jezdil zhruba rok, ale pak byl společně s oběma Slovenskými strelami odstaven. Z Prahy byl tedy předán do Ústí nad Labem. Zde byl často provozován jen s využitím trakce jednoho podvozku díky poruchám v elektropneumatickém řízení vozu, nejprve jako zájezdní vůz zdejšího divadla, později v místní dopravě na osobních vlacích do Bíliny, Roudnice nebo Zlonic. V roce 1951 byl z provozu odstaven a v roce 1957 v dílnách v Šumperku zrušen. Zde jeho skříň sloužila jako sklad zdejších čalouníků a spalovací motory byly prodány karlínskému divadlu pro pohon stabilních zdrojů elektrické energie. Odtud byl vůz zachráněn spolkem železničních modelářů z Ústí nad Orlicí, kteří v něm chtěli postavit modelové kolejiště, a po provedení oprav podvozků pak s vozem chtěli jezdit na výstavy. V rámci svých možností vůz opatřili i nátěrem. Díky nevyjasněným majetkoprávním vztahům byl vůz po revoluci odtažen do depa Praha-Libeň. Zde byly opět snahy o jeho zprovoznění. Dokonce byly vyvázány i podvozky, ale při této operaci došlo k pádu skříňe ze zvedáků na podvozky. Díky tomu došlo k ne příliš vážným škodám převážně na spodku skříňe. Dnes je vůz v majetku Českých drah, a. s., je převeden do stavu DHV Lužná u Rakovníka, je umístěn v depu Chomutov, kde se skupina místních nadšenců snaží o jeho opětovné zprovoznění.



Obr. 1: Tovární fotografie motorového vozu M260 001 (foto ČKD, zdroj [3])

2 Technický popis

V současné době je k dispozici pouze několik továrních fotografií a výkres rámu podvozku, sestavy podvozku a obou dvojkolí, přičemž při důkladném prostudování těchto výkresů bylo zjištěno, že se od skutečnosti v některých ohledech liší. Bylo tedy nejprve nutné oměřením potřebných partií zjistit, zda výkresy odpovídají alespoň tak, aby bylo možno na jejich základě navrhnout prostorové řešení rekonstruovaného vozu, konkrétně tedy motorový prostor. Bylo nutno změřit celý pomocný rám a prostorové dispozice pod podlahou vozu. Nedůvěru k dostupným výkresům vzbudil fakt, že vůz prošel minimálně jednou rekonstrukcí ve výrobním závodě, při které byly přemístěny chladiče a doplněno topení stanovišť, viz. dále.

Na základě celkového ohledání vozu a porovnání dostupnou původní dokumentací bylo možno sestavit následující technický popis.

Tab. 1: Technické údaje původního provedení vozu M260.0 [1]

Délka vozu přes nárazníky	22 450 mm
Šířka skříně	2 985 mm
výška skříně nad temenem kolejnice	3 460 mm
Rozvor podvozků	4 000 mm
Vzdálenost otočných čepů	15 000 mm
Průměr dvojkolí	920 mm
Uspořádání pojezdu	1A' A1'
Počet míst k sedění	64
Počet míst k stání	12
Hmotnost zavazadel	1 320 kg
Maximální rychlost	120 km/h (omezena na 90 km/h)
Spalovací motory	dva komůrkové 8V
Výkon jednoho spalovacího motoru	169 kW
Maximální tažná síla	64,7 kN
Objem naftových nádrží	2 x 360 l
Hmotnost prázdného nevyzbrojeného vozu	37 580 kg
Hmotnost prázdného plně vyzbrojeného vozu	38 680 kg
Hmotnost plného plně vyzbrojeného vozu	44 800 kg
Hmotnost vybavené skříně	17 080 kg
Hmotnost kompletního podvozku	10 250 kg
Maximální zatížení na nápravu	11 200 kg
Hmotnost motoru	2 000 kg
Hmotnost setrvačnicku a hydrodyn. spojky	250 kg
Hmotnost převodovky Wilson	550 kg
Hmotnost nápravové převodovky	450 kg

2.1 Skříň

Skříň je konstruovaná, s ohledem na dosažení nízké hmotnosti, pomocí metod, které byly používány při stavbě letadel. Je tedy samonosná s ocelovou svařovanou konstrukcí, kdy je na rám navařena konstrukce z ocelových (většinou uzavřených) profilů a trubek, včetně veškerých příček v interiéru (příčky tedy mají zároveň pevnostní funkci). Na tuto konstrukci jsou pak pomocí zápustných nýtů nanýtovány obalové hliníkové plechy. Jedinou výjimku tvoří přední „blatníky“, které jsou, vzhledem k jejich složitému tvaru, ocelové.

Půdorysné uspořádání je tvořeno dvěma stanovišti strojvedoucího, které zároveň tvoří zavazadlové oddíly a zvýšenou podlahou je umožněn vstup do motorového prostoru. V zadní mezistěně byla pak umístěna naftová a vyrovnávací nádrž (nad sebou), část elektroinstalace a na předním stanovišti i registrační rychloměr. Dále má vůz dva nástupní prostory a dva oddíly pro cestující, jednu toaletu a jeden oddíl pro průvodčího (skutečný účel této místnosti ovšem není znám). Nástup do vozu byl jednokřídlými dveřmi s výsuvným schůdkem na pneumatický pohon! Vůz je opatřen klasickým tažným a narážecím ústrojím a přechodovými můstky s držáky na shrnovací zábradlí. Celkové uspořádání je patrné z typového výkresu, který je v příloze.

2.2 Podvozky

Rám je svařen z plechů a jsou v něm vytvořeny odlehčovací otvory. Skládá se ze dvou podélníků, dvou čelníků a dvou středních plechových příčníků. Na předním čelníku jsou přivařena smetadla. Náčrt rámu podvozku je v Obr. 2.

Kola jsou celistvá s odlehčovacími otvory a náprava je dutá, prodloužené konce jsou opatřeny drážkováním pro nasazení brzdových bubnů.

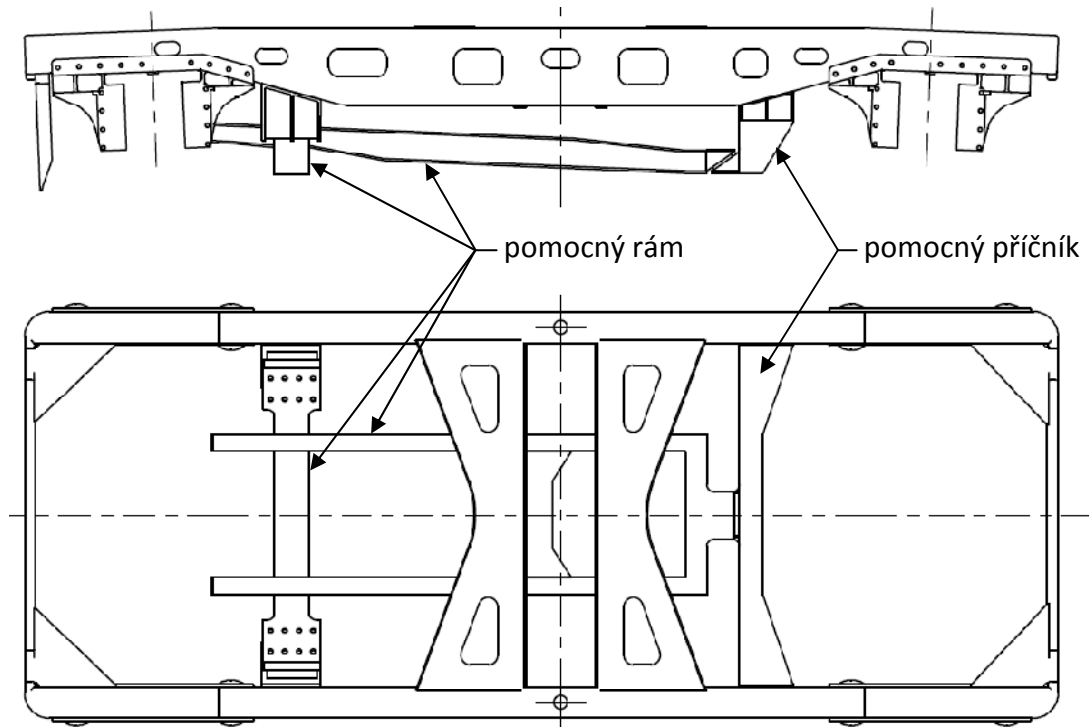
Vedení dvojkolí je rozsochové bez vůlí. Rozsochy jsou odlitky a jsou přišroubovány k rámu podvozku. Jejich činné plochy nejsou svislé, ale jsou mírně skloněny od svislé roviny. Tím je zajištěno tlumení primárního vypružení. Na ložiskové skříni je zavěšen nosič pružin, o který se opírá dvojice triplexních šroubovitých pružin. Nápravová ložiska jsou soudečková.

Skříň je na podvozku uložena pomocí kolébky, na které je kulová torna a dvojice kluznic odpružených pryží. Kolébka je v podvozku vedena bez vůlí pomocí vodítek, která přenášejí podélné i příčné síly. Svislé síly jsou přenášeny dvojicí trnů, které jsou vedeny v rámu podvozku a ty se opírají o listové pružiny, které tvoří sekundární vypružení. Pružnice jsou na rám podvozku zavěšeny pomocí stavitelných táhel.

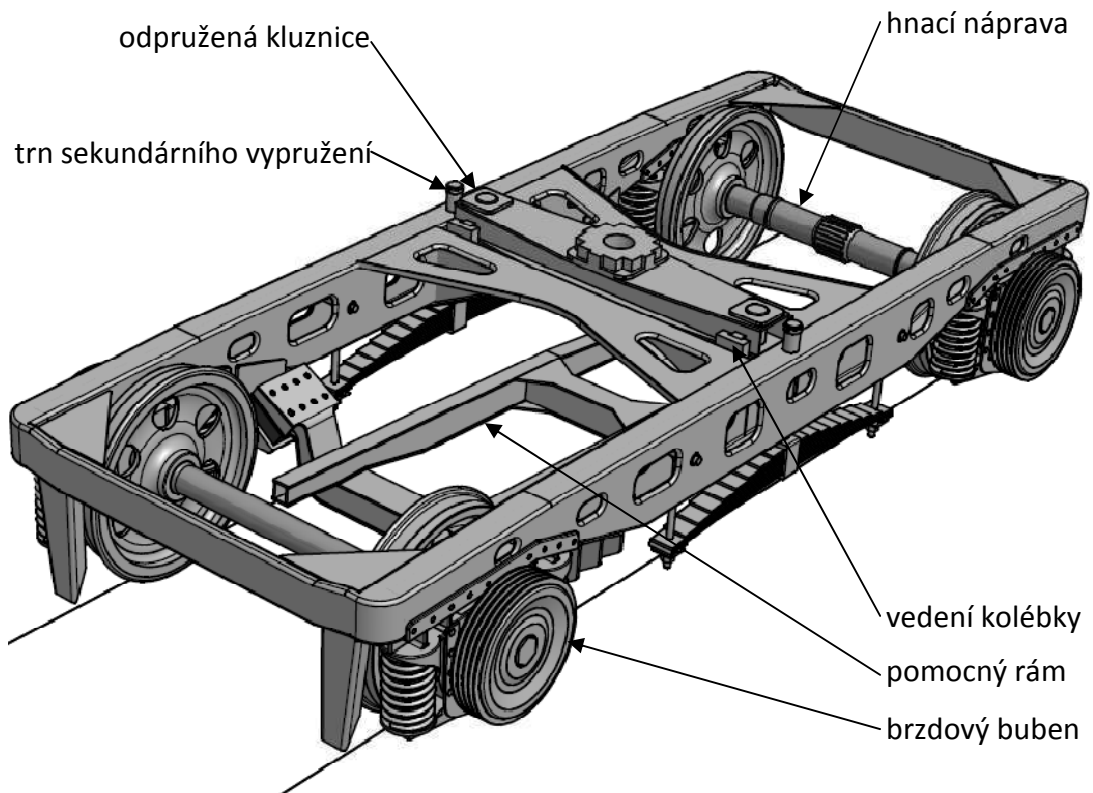
Naftový motor byl společně s převodovkou uložen na pomocném rámu, který je pomocí dvou silentbloků uložen v přední části na rámu podvozku a pomocí jednoho silentbloku v zadní části na pomocném příčniku, o který se rovněž opírají torzní vzpěry nápravové převodovky. Na pomocném rámu byl původně uložen i kompresor a nabíjecí dynamo.

Brzdy jsou bubnové. Brzdové bubny jsou uloženy na drážkovaném konci nápravy. Brzdové válce jsou dva na jednom podvozku, každý brzdí jednu stranu. Pákovím brzdy vedeným v dutině rámu podvozku jsou ovládány brzdové čelisti. Obložení čelistí bylo

osinkové. Kvůli špatné účinnosti brzd bylo nejprve doplněno žebrování brzdových bubnů, to bohužel nestačilo, tudíž bylo nutno omezit rychlost vozu ze 120 na 90 km/h.



Obr. 2: Rám podvozku s pomocným rámem a rozsochami



Obr. 3: Podvozek bez pohonné jednotky

2.3 Původní provedení pohonné jednotky

Vůz je řešen jako dvouagregátový se dvěma shodnými pohonnými agregáty uloženými v podvozcích. Každý agregát se skládal z jednoho osmiválcového komůrkového dieslového motoru ČKD, hydrodynamické spojky, mechanické převodovky Praga Wilson, kompresoru a dynama. Toto vše bylo uloženo na pomocném rámu, který je pomocí tří silentbloků pružně uložen v rámu podvozku. Reverzace je prováděna nápravovou převodovkou s pneumatickým ovládním. Nápravová převodovka má dvě torzní vzpěry, které jsou uspořádány tak, aby při záběru nedocházelo ke změnám v zatížení kol hnacího dvojkolí.

Spalovací motory byly vodou chlazené, výfukové plyny byly využívány k vytápění oddílů pro cestující. Vodní chladič pro příslušný motor byl uložen v přední části podvozku, odkud byl po rekonstrukci přemístěn pod vůz s elektricky poháněnými ventilátory. Řízení dodávky paliva pro spalovací motory bylo elektropneumatické v asi pěti stupních.

Převodovka Praga Wilson byla šestistupňová planetová s elektropneumatickým ovládním. Pátý stupeň měl přímý záběr, šestý rychloběžný. Volení převodových stupňů bylo společné manuální.

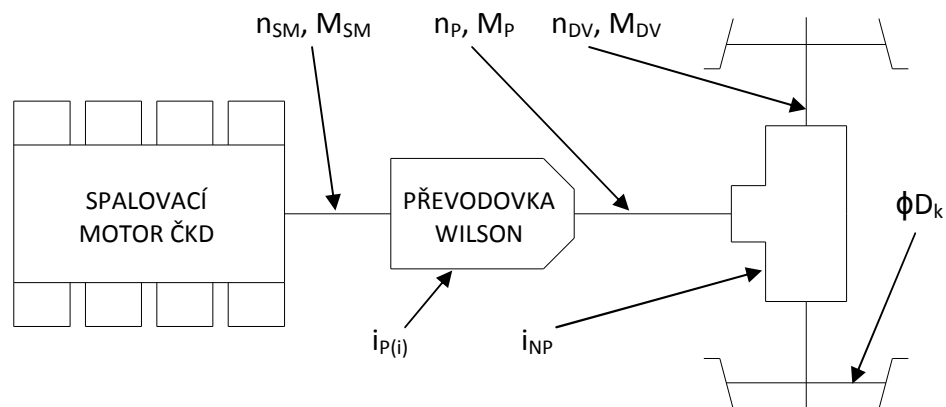
Do dnešních dní zůstal zachován jen pomocný rám a nápravové převodovky, u kterých bude snaha, aby byly z ekonomických důvodů použity při případném zprovoznění vozu.

Tab. 2: Technické údaje původní pohonné jednotky

Jmenovitý výkon spalovacího motoru	169 kW
Jmenovité otáčky spalovacího motoru	1400 min ⁻¹
Převodový poměr nápravové převodovky	2,5
Převodové poměry převodovky Wilson:	
1°	8,75
2°	3,71
3°	2,12
4°	1,41
5°	1
6°	0,74

3 Odhad původní trakční charakteristiky

Na základě již známých technických údajů je možno sestavit přibližnou podobu původní trakční charakteristiky, jejíž původní podoba není známa. Díky neznámé momentové charakteristice původních spalovacích motorů bylo nutno přistoupit ke zjednodušení, kdy je krouticí moment spalovacího motoru považován za konstantní. Následující postup je možno si dovolit i vzhledem k vlastnosti hydrodynamické spojky, že moment čerpadla se rovná momentu turbíny. Cílem bylo zjistit přibližnou hodnotu minimální tažné síly pro dosažení maximální rychlosti 120 km/h.



Obr. 4: Definování pojmů

Známe tedy veškeré převodové poměry, průměr kol a maximální tažnou sílu a maximální otáčky spalovacího motoru. Je tedy nejvýše logické, že maximální tažné síly je dosahováno na prvním převodovém stupni. Bohužel v dokumentaci chybí údaj, zda byla uváděna na háku, nebo na obvodu kol. Údaj o maximální tažné síle je důležitý také proto, že vypovídá o dimenzování hnací nápravy a nápravové převodovky. Je výhodnější stanovit si, že tato tažná síla je udána na obvodu kol. Je tím přímo udané namáhání nápravy a nápravové převodovky a není nutné tento údaj posléze navyšovat o odhad jízdnicích odporů, který vzejde z výpočtu tažné síly při rychlosti 120 km/h. V důsledku tohoto konání tím vlastně navýšíme součinitel bezpečnosti těchto dvou celků pro případ, že výrobce tento údaj udal, jako tažnou sílu na háku.

V pohonu dle Obr. 4 a Tab. 2 platí následující vztahy mezi otáčkami jednotlivých hřídelů:

$$n_P = \frac{n_{SM}}{i_{P(i)}} \quad (1)$$

$$n_{DV} = \frac{n_P}{i_{NP}} = \frac{n_{SM}}{i_{P(i)} \cdot i_{NP}} \quad (2)$$

Rychlost jízdy a otáčky spalovacího motoru jsou pak závislé na převodových poměrech v převodovce a v nápravové převodovce a na průměru kol D_k :

$$V = \pi \cdot D_k \cdot n_{DV} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{SM}}{i_{p(i)} \cdot i_{NP}} \quad (3)$$

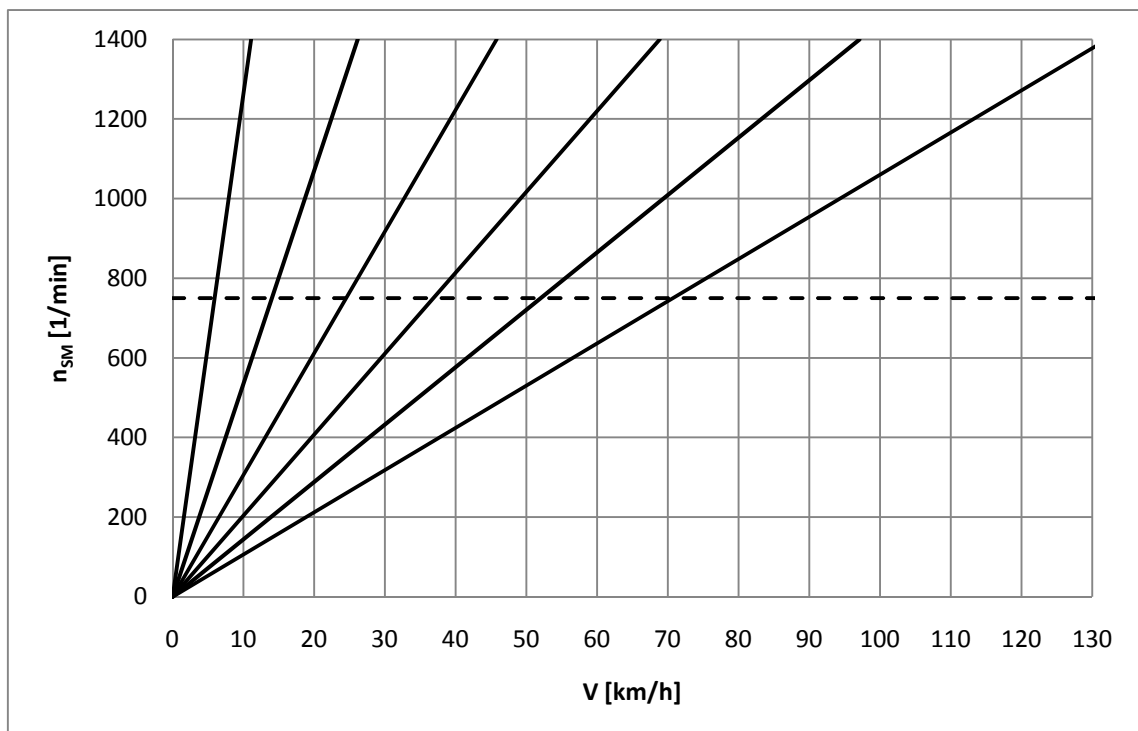
Mezi tažnou silou na obvodu kol a krouticím momentem spalovacího motoru platí vztah:

$$F_{ok} = \frac{4 \cdot M_{SM} \cdot i_{p(i)} \cdot i_{NP}}{D_k} \quad (4)$$

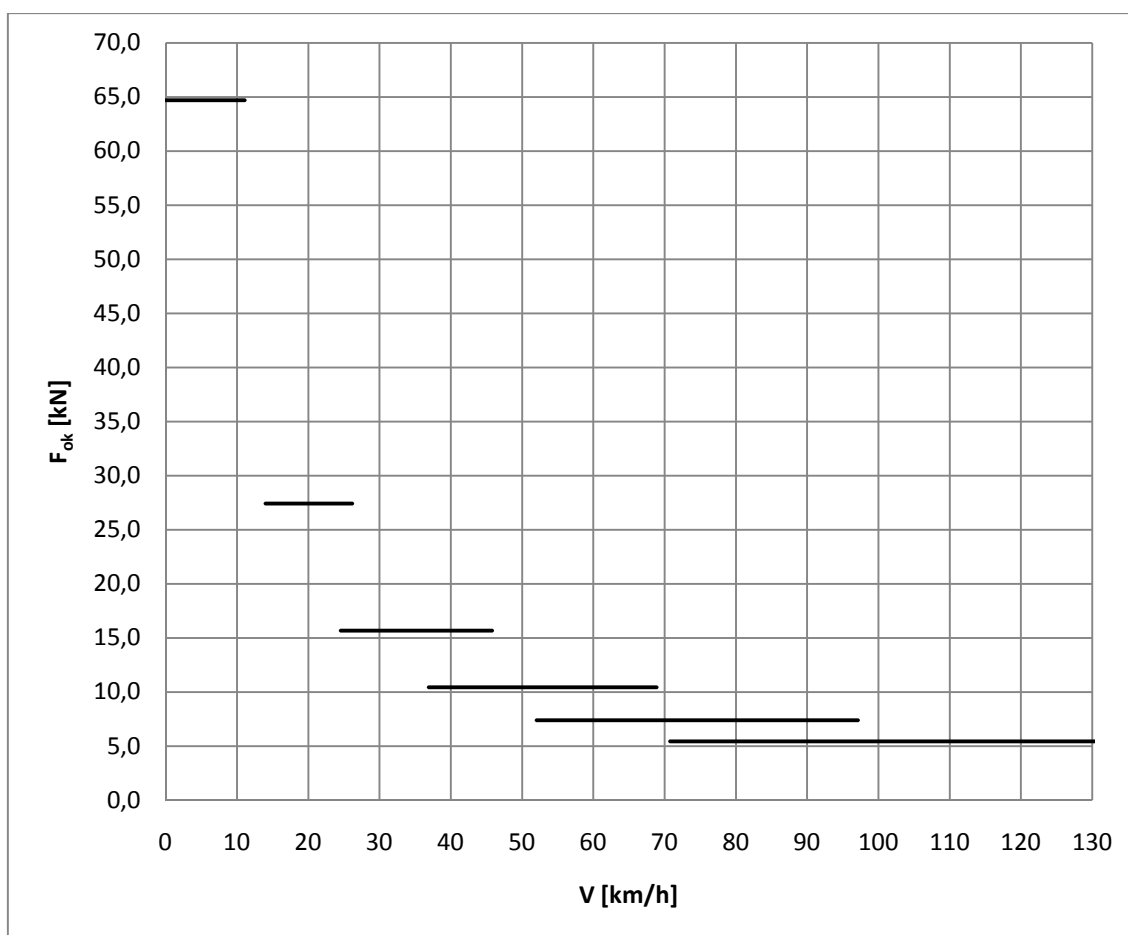
Ze vztahu (4) vypočítáme maximální krouticí moment původního spalovacího motoru:

$$M_{SM \max} = \frac{F_{ok \max} \cdot D_k}{4 \cdot i_{p(1)} \cdot n_p} = \frac{64\,700 \cdot 0,92}{4 \cdot 8,75 \cdot 2,5} = 680 \text{ Nm} \quad (5)$$

Pokud do vztahu (4) dosadíme $M_{SM} = M_{SM \max}$ a dosadíme postupně převody jednotlivých převodových stupňů, tak dostaneme tažnou sílu na každém stupni. Pokud přiřadíme každému stupni maximální a minimální rychlost dle vztahu (3), která vychází z maximálních a minimálních otáček spalovacího motoru (minimální otáčky zvoleny odhadem – přesný údaj není znám a nemá pro tento účel ani opodstatnění), pak lze sestrojít přibližnou otáčkovou charakteristiku (pilový diagram) a trakční charakteristiku původního provedení pohonu motorového vozu M260.0:



Obr. 5: Odhadovaný pilový diagram původního provedení



Obr. 6: Odhadovaná trakční charakteristika původního provedení

Z pilového diagramu (Obr. 5) je patrné (jednotlivé převodové stupně se více překrývají při vyšších rychlostech), že původní převodovka Praga Wilson měla průběh součinitele využití převodovky rostoucí, což je znakem pro traťová vozidla určená převážně pro jízdy vyšší rychlostí. K tomuto faktu je tedy potřeba přihlídnout při výběru nové převodovky. Pilový diagram v Obr. 5 nezobrazuje vliv hydrodynamické spojky, proto jsou všechny závislosti přímo úměrné.

Trakční charakteristika (Obr. 6) neobsahuje adhezní charakteristiku, ta bude řešena samostatně. Pro větší přehlednost jsou vstupní údaje Obr. 5 a Obr. 6 v Tab. 3, kde V_{min} a V_{max} jsou minimální a maximální možná rychlost jízdy na daný převodový stupeň.

Tab. 3: Rychlosti a maximální tažná síla při jednotlivých rychlostních stupních

Stupeň	V_{min} [km/h]	V_{max} [km/h]	F_{ok} [kN]
1 °	5,9	11,1	64,7
2 °	14,0	26,2	27,4
3 °	24,5	45,8	15,7
4 °	36,9	68,9	10,4
5 °	52,0	97,1	7,4
6 °	70,8	132,1	5,4

Z Tab. 3 a z odhadované trakční charakteristiky lze odečíst, že při maximální rychlosti vůz dosahoval tažné síly zhruba kolem 5 kN, což by se dalo pro další výpočty považovat za hodnotu jízdního odporu při maximální rychlosti.

Pro kontrolu je možné dopočítat jízdní odpor dle předpisu ČSD V7 [9], který stanovuje obecný vztah pro jízdní odpor motorových vozů:

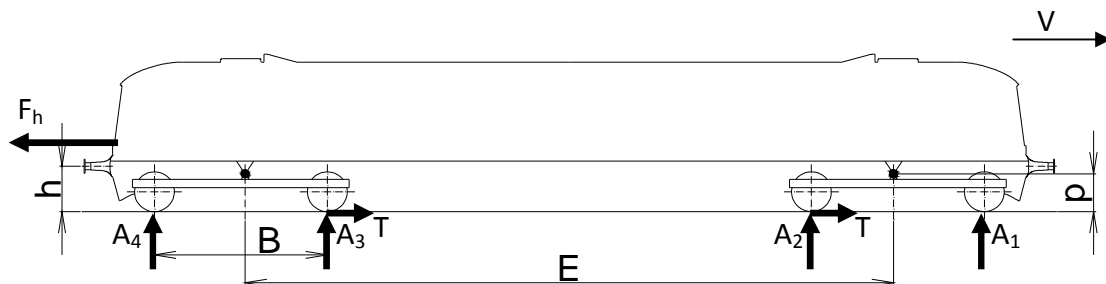
$$O_M = 30 \cdot m_{HV} + 0,4 V^2 = 30 \cdot 44,8 + 0,4 \cdot 120^2 = 7,104 \text{ kN} \quad (6)$$

Výsledek dle předpisu V7 je větší, než odhad trakční charakteristiky, protože je stanoven obecně pro všechny motorové vozy. Motorový vůz M260.0 je lehký vůz s aerodynamickým tvarem skříně, tudíž se skutečně dá jízdní odpor při 120 km/h považovat za výše uvedených 5 kN, který vyplývá z dopočítané tažné síly při rychlosti 120 km/h při jízdě na šestý rychlostní stupeň. Díky dále vybraným spalovacím motorům s přebytkem výkonu oproti původním, tento hrubý odhad naprosto postačuje.

4 Adhezní vlastnosti

Již v úvodu předchozí kapitoly bylo zmíněno, že původní trakční charakteristika není známa, s tím tedy souvisí i neznámý tvar adhezní charakteristiky, kterou je tedy nutno vypočítat. S tím souvisí i změny svislého zatížení vlivem působení tažných sil. Postup výpočtu byl proveden na základě [6].

Obr. 7 znázorňuje působení vnějších sil a základní rozměrové parametry, které mají vliv na změnu zatížení dvojkolí vlivem působení tažných sil. Vozidlo se pohybuje ve směru rychlosti V .



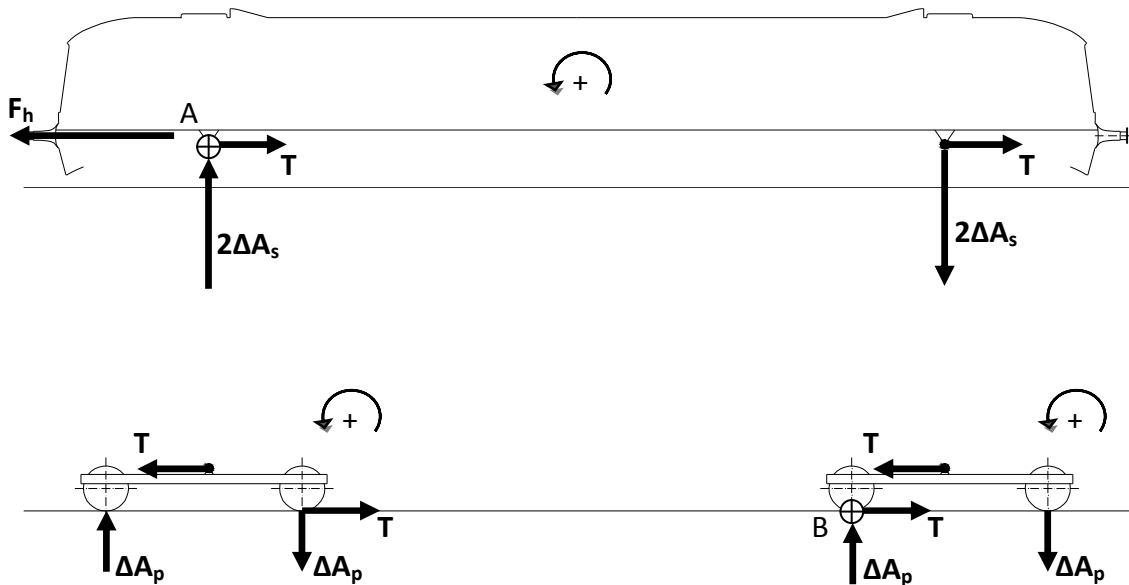
Obr. 7: Definování pojmů

Tab. 4: Hodnoty parametrů z Obr. 7

Vzdálenost otočných bodů	E	15 000 mm
Rozvor podvozku	B	4 000 mm
Výška tažného ústrojí	h	1 050 mm
Výška přenosu podélných sil mezi podvozkem a skříní	p	1 020 mm
Tažná síla na háku	F_h	64,7 kN
Tažná síla na obvodu kol jednoho dvojkolí	$T = \frac{F_h}{2}$	32,35 kN

Vlastní výpočet změn zatížení jednotlivých dvojkolí vlivem působení tažných sil, tedy **odlehčení** dvojkolí vlivem působení tažných sil (dále jen odlehčení) lze rozložit do dvou superpozičních kroků, kde samostatně řešíme odlehčení jednotlivých podvozků vlivem klopného momentu skříně, a poté odlehčení jednotlivých dvojkolí vlivem klopného momentu rámu podvozku. Získané výsledky z obou superpozičních kroků poté sečteme.

Je potřeba si uvědomit, že vozidlo je uspořádání pojezdu 1A'A1'. Je sice pravdou, že nejvíce odlehčené dvojkolí bude to první ve směru jízdy, ale toto dvojkolí bude pro oba směry jízdy jen běžné. Proto bude pro stanovení adhezní charakteristiky účelné, aby bylo zjištěno největší odlehčení hnacího dvojkolí. Dá se předpokládat, že to bude dvojkolí druhé, skutečnost odhalí výpočet.



První superpoziční krok – rovnováha k bodu A, kladný smysl momentu dle naznačeného směru:

$$F_h = 2T \quad (7)$$

$$F_h \cdot (h - p) - 2\Delta A_s \cdot E = 0$$

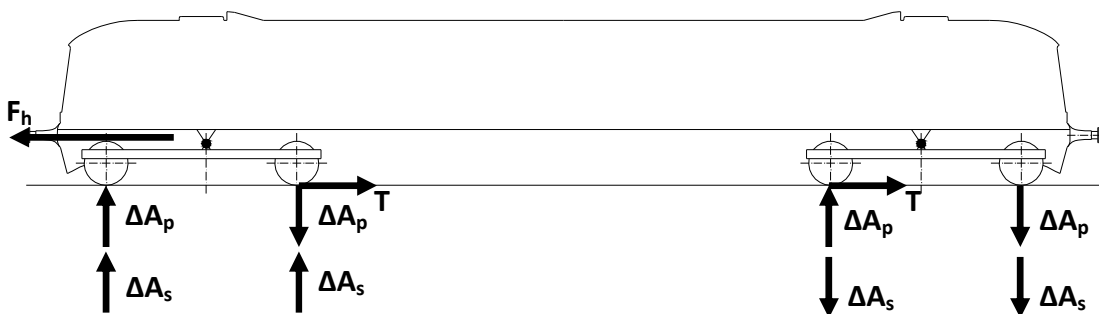
$$\Delta A_s = \frac{F_h(h - p)}{2E} \quad (8)$$

Druhý superpoziční krok – rovnováha k bodu B, výpočet platí pro oba podvozky:

$$T \cdot p - \Delta A_p \cdot B = 0$$

$$\Delta A_p = \frac{T \cdot p}{B} = \frac{F_h \cdot p}{2 \cdot B} \quad (9)$$

Nyní zbývá oba superpoziční kroky složit dohromady a sestavit výsledné vztahy pro odlehčení pro jednotlivá dvojkolí:



$$\Delta A_1 = \Delta A_s + \Delta A_p \quad (10)$$

$$\Delta A_2 = \Delta A_s - \Delta A_p \quad (11)$$

$$\Delta A_3 = -\Delta A_s + \Delta A_p \quad (12)$$

$$\Delta A_4 = -\Delta A_s - \Delta A_p \quad (13)$$

Jelikož jsou podstatná jen odlehčení druhého a třetího dvojkolí, tak do vztahů (11) a (12) dosadíme vztahy (8) a (9).

$$\Delta A_2 = \Delta A_s - \Delta A_p = \frac{1}{2} F_h \left(\frac{h-p}{E} - \frac{p}{B} \right) = -8,18 \text{ kN} \quad (14)$$

$$\Delta A_3 = -\Delta A_s + \Delta A_p = \frac{1}{2} F_h \left(\frac{p}{B} - \frac{h-p}{E} \right) = 8,18 \text{ kN} \quad (15)$$

Dostáváme zajímavý výsledek, který vyvrací původní předpoklad, a tedy, že druhé nejvíce odlehčené dvojkolí bude právě to třetí dvojkolí ve směru jízdy, a ne druhé ve směru jízdy, jak bylo původně předpokládáno. Je to dáno tím, že rameno klopného momentu skříně $h - p = 30 \text{ mm}$, což je společně s velkým rozvorem podvozku a vysoko umístěným bodem přenosu tažných sil mezi podvozkem a skříní příčinou toho, že klopný moment skříně má na odlehčení dvojkolí vlivem působení tažných sil malý význam v porovnání s klopným momentem rámu podvozku.

Na základě předchozího odstavce je tedy zajímavé vyčíslení i zbývajících dvou odlehčení na běžných dvojkolích:

$$\Delta A_1 = \Delta A_s + \Delta A_p = \frac{1}{2} F_h \left(\frac{h-p}{E} + \frac{p}{B} \right) = 8,31 \text{ kN} \quad (16)$$

$$\Delta A_4 = -\Delta A_s - \Delta A_p = \frac{1}{2} F_h \left(-\frac{h-p}{E} - \frac{p}{B} \right) = -8,31 \text{ kN} \quad (17)$$

Pro kontrolu ještě vyjádříme nejmenší a největší možné zatížení dvojkolí, tedy prvního a posledního dvojkolí ve směru jízdy. Budeme uvažovat prázdný vůz s ½ provozních hmot, jehož hmotnost je vypočtena na základě jednoduché úvahy z hmotnosti vozu prázdného bez provozních hmot a prázdného plně vyzbrojeného motorového vozu, tedy $m_{p0,5} = 38\,130 \text{ kg}$. Jelikož se zatížení na nápravu běžně udává v tunách, je i tento výsledek převeden na tuny.

$$A_1 = \frac{m_{p0,5}}{4} - \frac{\Delta A_1}{g} = 8,68 \text{ t} \quad (18)$$

$$A_4 = \frac{m_{p0,5}}{4} - \frac{\Delta A_4}{g} = 9,53 \text{ t} \quad (19)$$

Působení tažných sil tedy vyvolá rozdíl v rozložení hmotnosti na dvojkolí až o 850 kg.

Na základě předchozího rozboru je možno stanovit součinitel využití adheze ϵ_a . Jeho výpočet je nutno provádět pro to hnací dvojkolí, které má nejmenší schopnost přenášet tažnou sílu. Z dříve uvedeného jasně vyplývá, že je to dvojkolí třetí ve směru jízdy. Vlastní výpočet včetně údaje o součiniteli tření mezi kolem a kolejnicí $f = 0,33$ jsou převzaty ze zdroje [6].

$$\chi = \frac{p-h}{E} + \frac{p}{B} = 0,253 \quad (20)$$

$$\epsilon_a = \frac{1}{1+f \cdot \chi} = \frac{1}{1+0,33 \cdot 0,253} = 0,923 \quad (21)$$

Vlastní průběh adhezní síly v závislosti na rychlosti je spočítán dle vztahu (23) a dle teorie Curcius-Kniffler, vztah (22):

$$\mu_a = \frac{7,5}{V+44} + 0,161 \quad (22)$$

$$F_a = G_a \cdot \mu_a \cdot \epsilon_a \quad (23)$$

Adhezní tíha je tíha vozidla připadající na hnací dvojkolí. Je praktické uvažovat nejnepříznivější stav, a to hmotnost prázdného motorového vozu s ½ provozních hmot. Maximální rozjezdová tažná síla pak bude:

$$F_{a \max} = \frac{m_{p0,5} \cdot g}{2} \cdot \left(\frac{7,5}{0+44} + 0,161 \right) \cdot \epsilon_a = 57,2 \text{ kN} \quad (24)$$

Z výpočtu trakční charakteristiky vyšlo najevo, že největší vliv na odlehčení dvojkolí vlivem působení tažných sil mají klopné momenty podvozků, nikoliv skříně, což je způsobeno tou skutečností, že vůz má uspořádání pojezdu 1A' A1' a že se přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní odehrává velice vysoko nad temeny kolejnic.

5 Návrh zlepšení adhezních vlastností úpravou regulace

Pro návrh nové pohonné jednotky se nabízí možnost regulace spalovacích motorů s ohledem na rozdělení tažných sil mezi přední a zadní podvozek tak, aby bylo dosaženo co nejlepšího využití adheze. Vůz se totiž při působení tažných sil chová tak, že přední hnací dvojkolí se přitíží a zadní hnací dvojkolí se odlehčí. Budeme-li aplikovat vztah (23) jen na jedno hnací dvojkolí ($\epsilon_a = 1$) – viz. vztah (28), tak z toho logicky vyplývá, že každé hnací dvojkolí má rozdílné schopnosti přenášet tečné síly, tedy vlivem působení tažných sil přednímu hnacímu dvojkolí přitížením tato schopnost vzroste a zadnímu hnacímu dvojkolí naopak klesne. Byla-li by celková tažná síla rozložena rovnoměrně mezi oba podvozky, pak by to nutně znamenalo omezit ji podle odlehčeného hnacího dvojkolí. Tím by ale schopnosti přitíženého hnacího dvojkolí nebyly zcela využity. Díky vhodným regulačním technologiím lze ovládat trakci každého podvozku zvlášť a tím docílit optimálního využití adhezních vlastností obou hnacích dvojkolí. Je tedy třeba najít vztah mezi tažnou silou T_p předního podvozku a tažnou silou T_z zadního podvozku. Při výpočtu bude vycházeno z řešení z kapitoly 4, Obr. 7 platí v celém rozsahu s výjimkou toho, že je třeba rozlišit výše zmíněné rozdílně velké tažné síly předního a zadního podvozku - vztah (25).

$$F_h = T_p + T_z \quad (25)$$

Jelikož bylo v závěru minulé kapitoly konstatováno, že klopný moment skříně je oproti klopným momentům podvozků malý, bude pro následující odvození zanedbán.



Odvození vztahů pro odlehčení předního (27) a zadního (26) podvozku:

$$T_z \cdot p - \Delta A_{pZ} \cdot B = 0$$

$$\Delta A_{pZ} = T_z \cdot \frac{p}{B} \quad (26)$$

$$T_p \cdot p - \Delta A_{pP} \cdot B = 0$$

$$\Delta A_{pP} = T_p \cdot \frac{p}{B} \quad (27)$$

Vyjádříme-li vztah mezi tíhou působící na hnací dvojkolí a maximální možnou tažnou silou, kterou je toto dvojkolí schopno přenést, pak ze vztahu (23) získáme následující obecný vztah:

$$T_i = A_i \cdot \mu_a \quad (28)$$

Pokud do vztahu (28) dosadíme vztahy (26) a (27), pak získáme vyjádření tažných sil každého z podvozků (přední podvozek v pravém sloupci, zadní v levém):

$$T_Z = (A_0 - \Delta A_{pZ}) \cdot \mu_a \quad T_P = (A_0 + \Delta A_{pP}) \cdot \mu_a \quad (29)$$

$$T_Z = \left(A_0 - T_Z \cdot \frac{p}{B} \right) \cdot \mu_a \quad T_P = \left(A_0 + T_P \cdot \frac{p}{B} \right) \cdot \mu_a \quad (30)$$

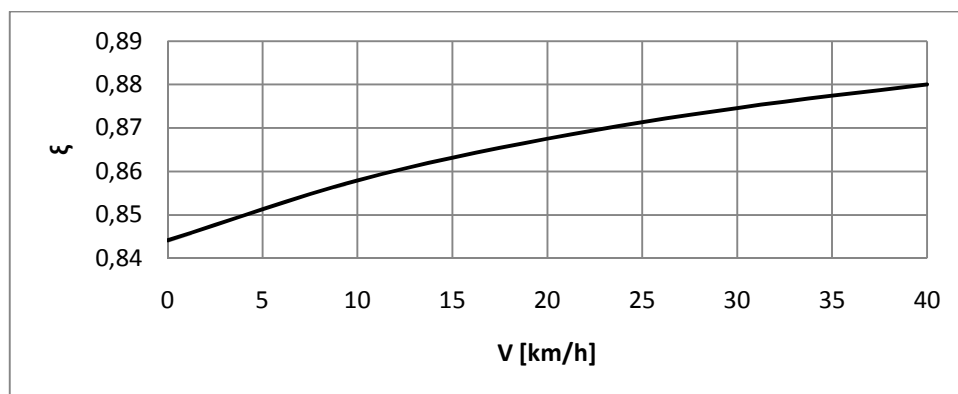
$$T_Z = A_0 \cdot \frac{B \cdot \mu_a}{B + p \cdot \mu_a} \quad T_P = A_0 \cdot \frac{B \cdot \mu_a}{B - p \cdot \mu_a} \quad (31)$$

Nyní je potřeba mezi T_P a T_Z zavést vztah ve vhodném tvaru. Nejspíše bude nejvhodnější, když tažnou sílu předního podvozku budeme považovat za referenční a podle ní pak budeme omezovat tažnou sílu zadního podvozku.

$$T_Z = \xi \cdot T_P \quad (32)$$

$$\xi = \frac{T_Z}{T_P} = \frac{B - p \cdot \mu_a}{B + p \cdot \mu_a} \quad (33)$$

Ze vztahu (33) je patrné, že poměr ξ tažných sil bude závislý na rychlosti, protože $\mu_a = f(v)$ - vztah (22). Průběh poměru ξ je v Obr. 8.



Obr. 8: Průběh poměru ξ tažných sil v závislosti na rychlosti

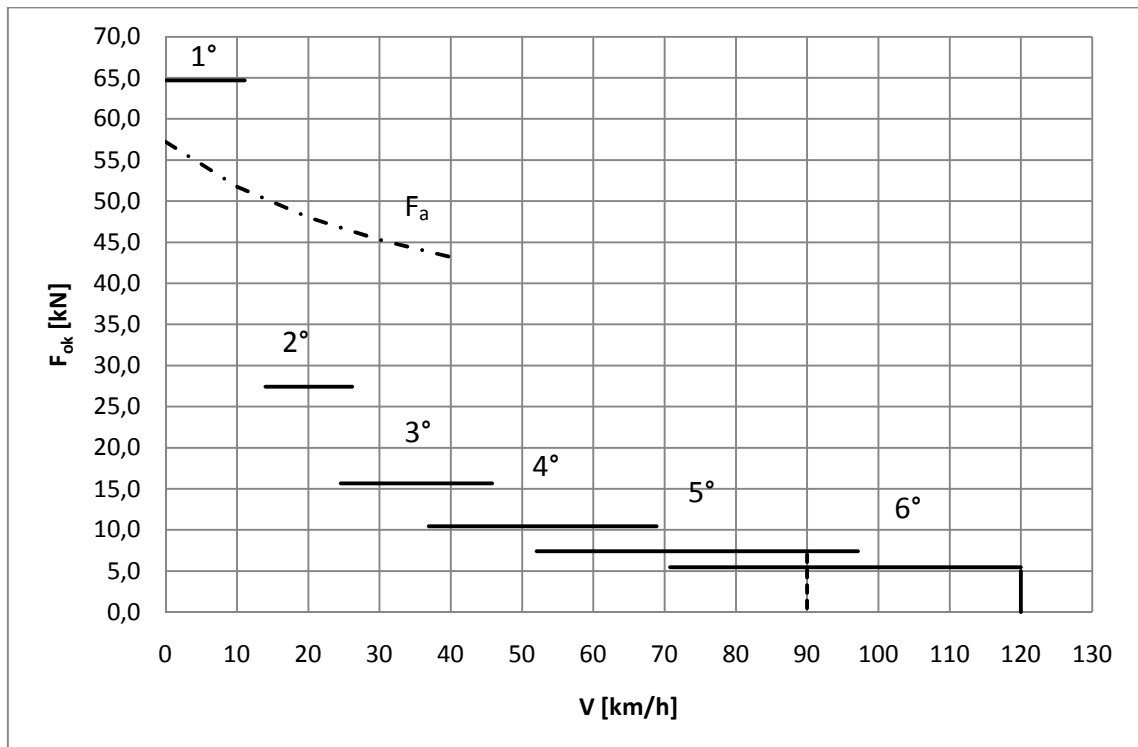
Pro zjednodušení lze považovat poměr ξ za konstantní, kdy je tedy možno říci, že tažná síla zadního podvozku musí být o 15,5 % menší oproti přednímu podvozku, aby byly adhezní schopnosti využity pokud možno co nejlépe.

6 Trakční vlastnosti

Úplná odhadovaná trakční charakteristika původního provedení pohonné jednotky je v Obr. 9. Plnou čarou jsou vyznačeny hodnoty maximální tažné síly příslušného jízdního stupně a maximální rychlost, čerchovaně je vyznačen průběh adhezní síly. Čárkovaně je vyznačeno omezení maximální rychlosti, které si vynutila špatná účinnost bubnových brzd. Dle některých historických zdrojů byl dokonce šestý rychlostní stupeň zaplombován tak, aby nebylo možno přesáhnout stanovené rychlostní omezení 90 km/h, pro které byl vůz schválen. Ostatně také proto vůz dostal řadu M260.0, nikoliv M290.1, která by mu náležela bez rychlostního omezení.

Při rozjezdu byl tedy strojvedoucí nucen omezit výkon spalovacích motorů, protože jinak by zcela určitě došlo k prokluzu dvojkolí. Je však velmi pravděpodobné, že hydrodynamická spojka mezi spalovacím motorem a mechanickou převodovkou umožňovala za příhodných sklonových podmínek rozjezd na druhý rychlostní stupeň.

Nový pohonný agregát bude muset samozřejmě převzít z původní trakční charakteristiky adhezní křivku a omezení maximální rychlosti. Je vhodné nový pohonný agregát volit tak, aby byl umožněn hospodárný provoz při maximální rychlosti 90 km/h i 120 km/h z důvodu snahy o zlepšení účinnosti bubnových brzd při případném zprovoznování vozu použitím moderního brzdového obložení a zlepšením chlazení brzdových bubnů, jejíž výsledek je nejistý a tedy může nastat situace, že omezení maximální rychlosti na 90 km/h zůstane zachováno.



Obr. 9: Odhadovaná úplná trakční charakteristika původního provedení

7 Výběr trakčních agregátů

Původní přenos výkonu vozu byl hydromechanický, což byla v tehdejší době rarita. Dnes je tento druh přenosu výkonu asi nevhodnější pro lehké motorové vozy, které navíc nejsou určeny k tahání vozů přípojných. Stejnou kategorií je i zde řešený vůz M260.0, tedy je i zde použití hydromechanického přenosu výhodné.

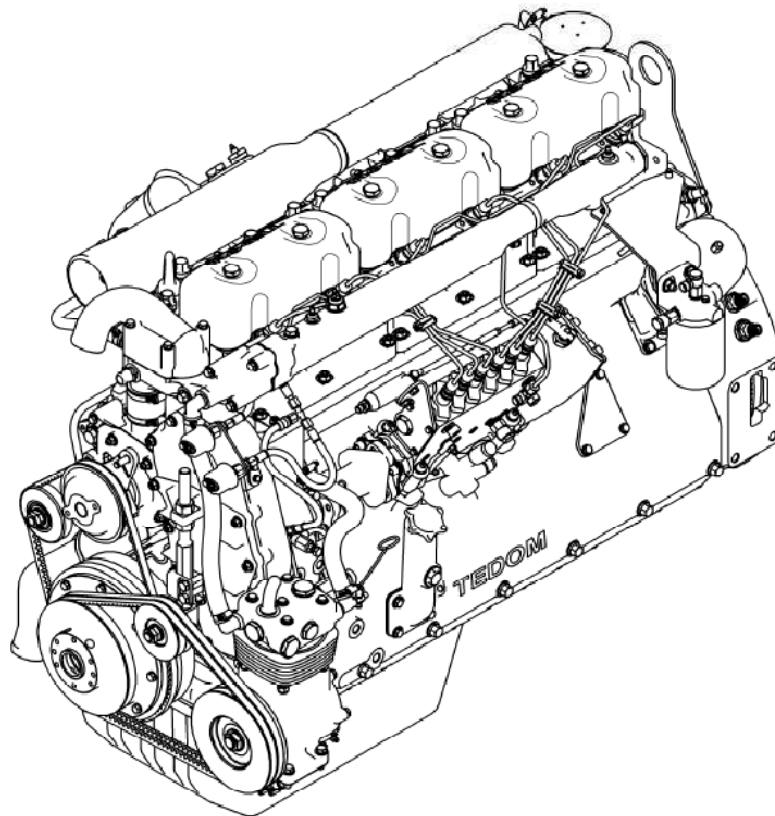
Díky výkonové kategorii původního spalovacího motoru (169 kW) je možno se při výběru nechat inspirovat nákladními automobily, či autobusy. Výhodou tohoto úhlu pohledu je, že pohonné agregáty určené právě pro silniční vozidla jsou vyráběny ve velkém množství, tudíž jsou levnější. Navíc díky jejich rozšířenosti existuje poměrně hustá servisní síť.

Právě možnost a cena údržby a oprav by ale měla být jedním z nezákladnějších požadavků a toto kritérium by mělo převládat nad pořizovací cenou. Jelikož majitelem a provozovatelem tohoto vozu jsou a budou České dráhy a. s., a navíc vůz existuje v jediném exempláři, je tedy účelné, pokud možno, vyhnout se pro tohoto provozovatele atypickým prvkům, tedy vybrat takové agregáty, které jsou již provozovány v jiném vozidle v hojném počtu. Tím bude zajištěno to, že správkárenský personál bude tyto agregáty znát a bude je umět udržovat a bude dostatek náhradních dílů po celou dobu životnosti. Pokud by byl vybrán prvek, který je provozován pouze v silniční dopravě, tak by se projevila skutečnost, že životnost silničních vozidel je zhruba poloviční oproti vozidlům železničním (byť již jednou rekonstruovaným), tedy po uplynutí doby, kdy již silniční vozidla s těmito prvky budou již na ústupu, by došlo k nedostatku náhradních dílů.

Dále je potřeba zajistit dostatečný prostor kolem zamontovaných agregátů tak, aby byla možná jejich údržba, a rozmístit je tak, aby bylo dosaženo rovnoměrného rozložení tíhy mezi jednotlivá dvojkolí, případně toho dosáhnout balastem (ten by ale měl být co nejmenší, nejlépe žádný). Rozmístění agregátů je také ovlivněno řešením servisních poklopů v podlaze vozu, které není možno přemístit, protože je jejich velikost omezena hlavním příčnickem skříně.

Omezujícím prvkem je skutečnost, že převážně z cenových důvodů, je požadavek na zachování původních náprav a tím i nápravových převodovek. Bohužel je potřeba se smířit s tím, že převodový poměr nápravové převodovky je již dán a že nesmí být překročeno dovolené namáhání těchto celků. Převodový poměr nápravové převodovky je volen dosti dorychla, což vzešlo z toho, že původní spalovací motor měl o dost menší otáčky, než je dnes běžné pro motory stejné výkonové kategorie (1400 ot./min oproti 1900 ÷ 2100 ot./min). Na stranu druhou to s ohledem na dovolené namáhání náprav a nápravových převodovek umožňuje zastavět výkonnější motor při zachování rozměrových parametrů. Vůz tak bude mít větší akceleraci i při vyšších rychlostech oproti původnímu řešení, což bezesporu bude výhodou pro provoz na tratích společně ostatními vlaky, kdy takto rekonstruovaný vůz nebude zdržovat provoz svojí pozvolnou jízdou.

7.1 Motor TD 242 RV TA 25



Obr. 10: Motor TD 242 RV TA 25 (zdroj [7])

Motor je výrobkem české firmy TEDOM a. s. z Jablonce nad Nisou, původně Liaz. Jeho vývojoví předchůdci byly použity již v sedmdesátých letech v motorových vozech 810, později se dostaly motory tohoto výrobce na motorové vozy 842 a 843, a na motorové lokomotivy 704, 708 a 714. V současné době se tento motor montuje do rekonstruovaných motorových vozů 814 a 842.

Motor existuje v ležatém provedení, které umožňuje jeho zástavbu pod podlahu, tudíž je používán výhradně pro motorové vozy (TD 242 RH TA 25), a také je vyráběn ve stojatém provedení vhodnějším spíše pro motorové lokomotivy (TD 242 RV TA 25). Jednotlivé aplikace se od sebe mohou v detailech lišit. Jak již nadpis této kapitoly napovídá, vybrán byl motor stojatý.

Výhodou použití tohoto motoru je jeho rozšířenost a navíc je schválený dle UIC k použití do drážního vozidla.

Jedná se o vznětový čtyřdobý kapalinou chlazený řadový stojatý šestiválec s přímým vstřikem paliva (motorová nafta), přeplňováním turbodmychadlem s mezichladičem plnicího vzduchu a katalytickou úpravou výfukových plynů. Je vyráběn s mechanickým vstřikovacím zařízením, nově také s elektronickým.

Spalovací motor umožňuje připojení nabíjecího alternátoru automobilového typu a startéru. Tvar setrvačnickové skříně a setrvačnick jsou uzpůsobeny pro montáž převodovky dle SAE 1.

Tab. 5: Technické údaje motoru TD 242 RV TA 25 (zdroj [7])

Pracovní cyklus	čtyřdobý
Palivo	motorová nafta
Počet válců	6
Uspořádání	stojatý řadový
Vrtání	130 mm
Zdvih	170 mm
Zdvihový objem	11,946 dm ³
Kompresní poměr	15,9 : 1
Smysl otáčení	pravotočivý
Rozměry (délka x šířka x výška)	1 405 x 890 x 1 021 mm
Hmotnost suchého motoru	970 +5 kg
Zadní víko	SAE 1
Objem chladicí kapaliny	22,0 dm ³
Objem motorového oleje	34,5 dm ³
Jmenovité otáčky	1 950 ot./min
Jmenovitý výkon (dle ISO 3046-1)	242 kW
Maximální točivý moment	1 630 Nm při 1 300 ot./min
Volnoběžné otáčky	650 ot/min
Trvalá teplota chladicí kapaliny	95 °C
Maximální teplota chladicí kapaliny po dobu 1 hod	100 °C
Minimální teplota chladicí kapaliny pro 100 % zatížení	50 °C
Doporučený tepelný spád na motoru	6 °C
Doporučený výkon mezichladiče	65,0 kW
Doporučený výkon chladiče	170 kW
Požadovaný minimální průtok chladicí kapaliny	400 l/min
Dovolený odběr z předního konce při 1950 ot./min	150 kW
Měrná hmotnost	4,01 kg/kW
Měrný výkon	20,25 kW/dm ³

Veškeré potřebné technické údaje jsou v Tabulce 5, kde tedy najdeme i důležité údaje o chladiči chladicí kapaliny a mezichladiči plnicího vzduchu.

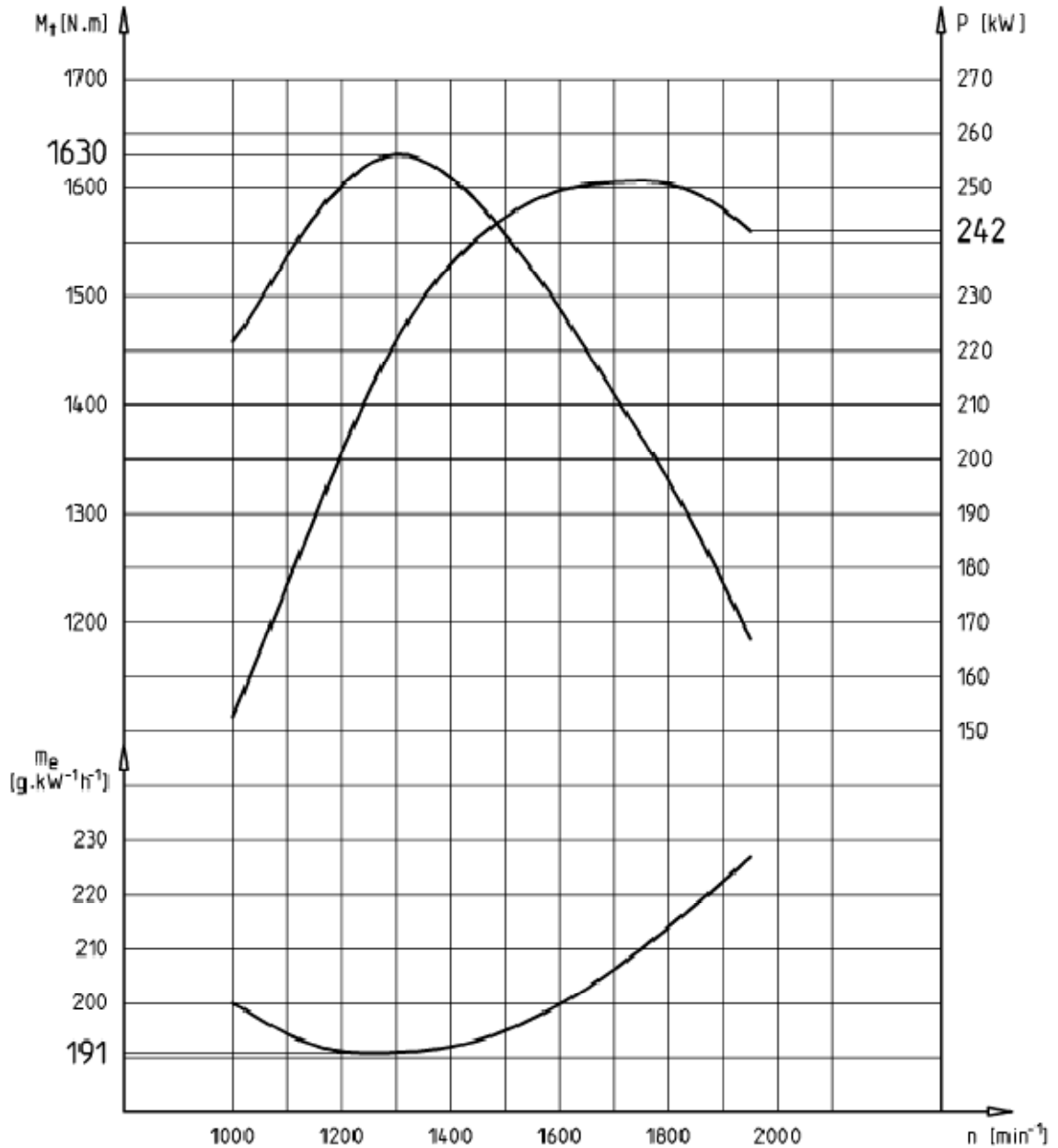
Vložky válců jsou mokrého provedení, hlava je společná pro dva válce, písty jsou hliníkové chlazené postřikem. Kliková skříň uzavřená s odlučovačem oleje vyvedeným do sání.

Chlazení kapalinové, vodní čerpadlo je součástí motoru. Chlazeny jsou válcové vložky, hlavy válců, turbodmychadlo, plnicí vzduch a výměník pro chlazení oleje v bloku motoru. Ve vodním okruhu je řazen termoregulátor, který při nízkých teplotách obtokem chladiče urychluje ohřev motoru.

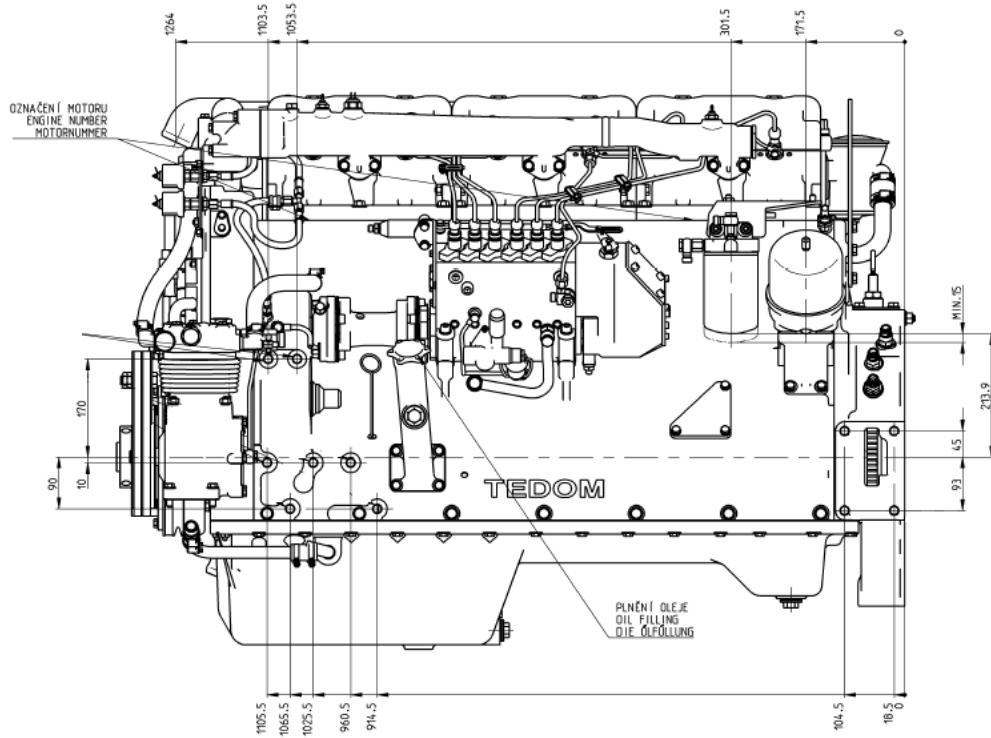
Mazání je tlakové, zásoba oleje je v olejové vaně, která je součástí spodního víka klikové skříňe. Čištění oleje je plnoprůtočným filtrem a obtokovým odstředivým filtrem.

Palivový systém se skládá z hrubého a jemných čistíčů paliva, podávácího čerpadla, vstřikovacího čerpadla BOSCH s otáčkovým regulátorem a držáků vstřikovacích trysek a vstřikovacích trysek (obojí MOTORPAL). Jelikož je ve voze spádová palivová nádrž, tak podávácí čerpadlo nebude v aplikaci pro motorový vůz M260.0 nutné.

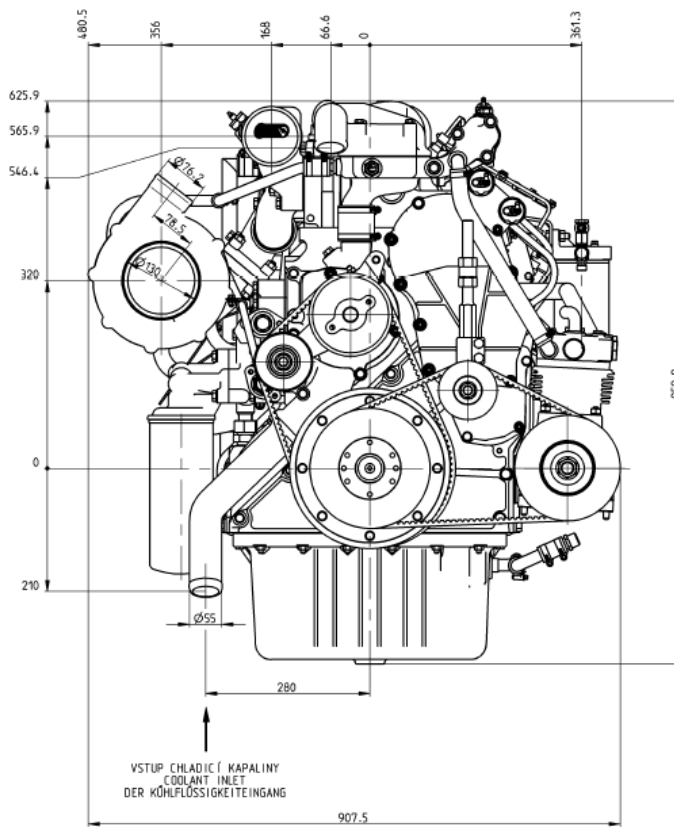
Upevnění motoru je umožněno k bloku motoru na celkem čtyřech místech. Na příklad v aplikaci ve spojení s převodovkou Voith DIWA pro motorový vůz 814 je mezi motor a převodovku vložen mezikus, který zároveň slouží k upevnění hnacího soustrojí.



Obr. 11: Momentová a výkonnostní charakteristika motoru TD 242 RV TA 25 (zdroj [7])



Obr. 12: Boční pohled na motor TD 242 RV TA 25 (zdroj [7])



Obr. 13: Přední pohled na motor TD 242 RV TA 25 (zdroj [7])

7.2 Motor TATRA T3B-928-60



Obr. 14: Motor T3B-928-60 (zdroj [8])

Motor Tatra T3B-938-60 je vznětový vzduchem chlazený přeplňovaný osmiválec s uspořádáním válců do V. Splňuje emisní normu EURO 2 pro silniční vozidla, ale jsou dodávány i motory, které splňují emisní normu EURO 5 (pomocí použití SCR). Důvodem, proč je pro použití v motorovém voze vybrán motor splňující jen EURO 2 je ten, že pro splnění všech vyšších emisních norem EURO 4 a EURO 5 je již zapotřebí instalace technologie selektivní katalytické redukce SCR, kdy je do výfukového potrubí vstřikováno oxidační činidlo AdBlue. Tato technologie není zatím u drážních vozidel používána. Motor splňující normu EURO 3 není vhodné použít s ohledem na jeho velmi plochou momentovou charakteristiku s ohledem na jeho případnou regulaci (omezení maximálního momentu otáčkovým regulátorem ve vstřikovacím čerpadle).

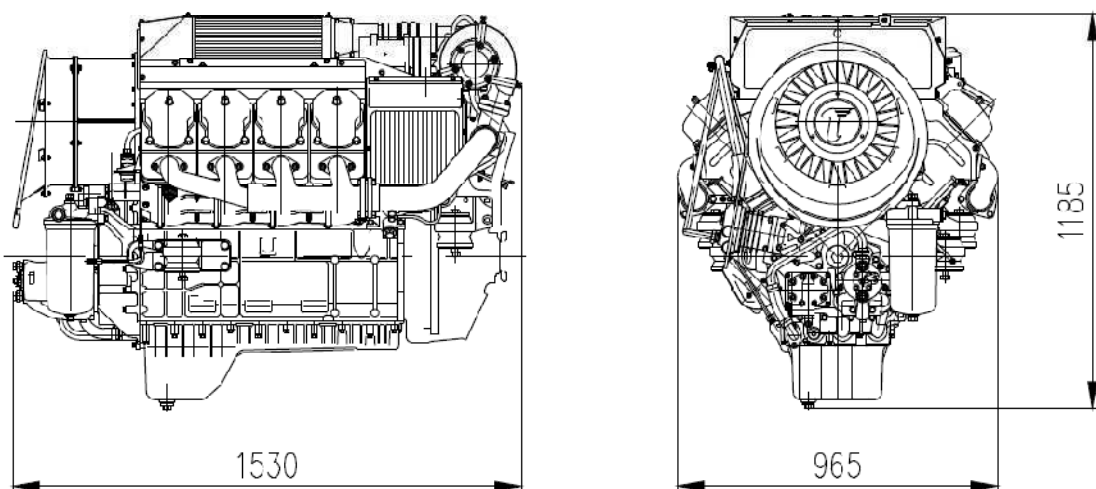
Vstřikovací čerpadlo je mechanické s regulátorem otáček, výrobce Motorpal. Chlazení je vzduchové jedním axiálním ventilátorem, jehož otáčky jsou pomocí hydrodynamické spojky regulovány v závislosti na teplotě hlav válců a mazacího oleje. Účinnost přeplňování je zvýšena mezichladičem umístěným nad rozevřením řad válců. Olej je chlazen dvěma vzduchovými chladiči.

Účinnost chlazení není tak jednoznačná, jelikož závisí na způsobu provedení vzduchových kanálů ve vozidle. Nejdůležitějším kritériem je zamezení přisávání teplého vzduchu zpět do sání chladičového ventilátoru. Výslednou podobu provedení vzduchových kanálů je třeba ověřit, případně upravit na základě měření přímo na zatíženém vozidle. Motor by se sice měl uchládit v celém spektru pracovních otáček, nicméně je třeba počítat s tím, že může dojít k omezení chlazení převážně v nižších

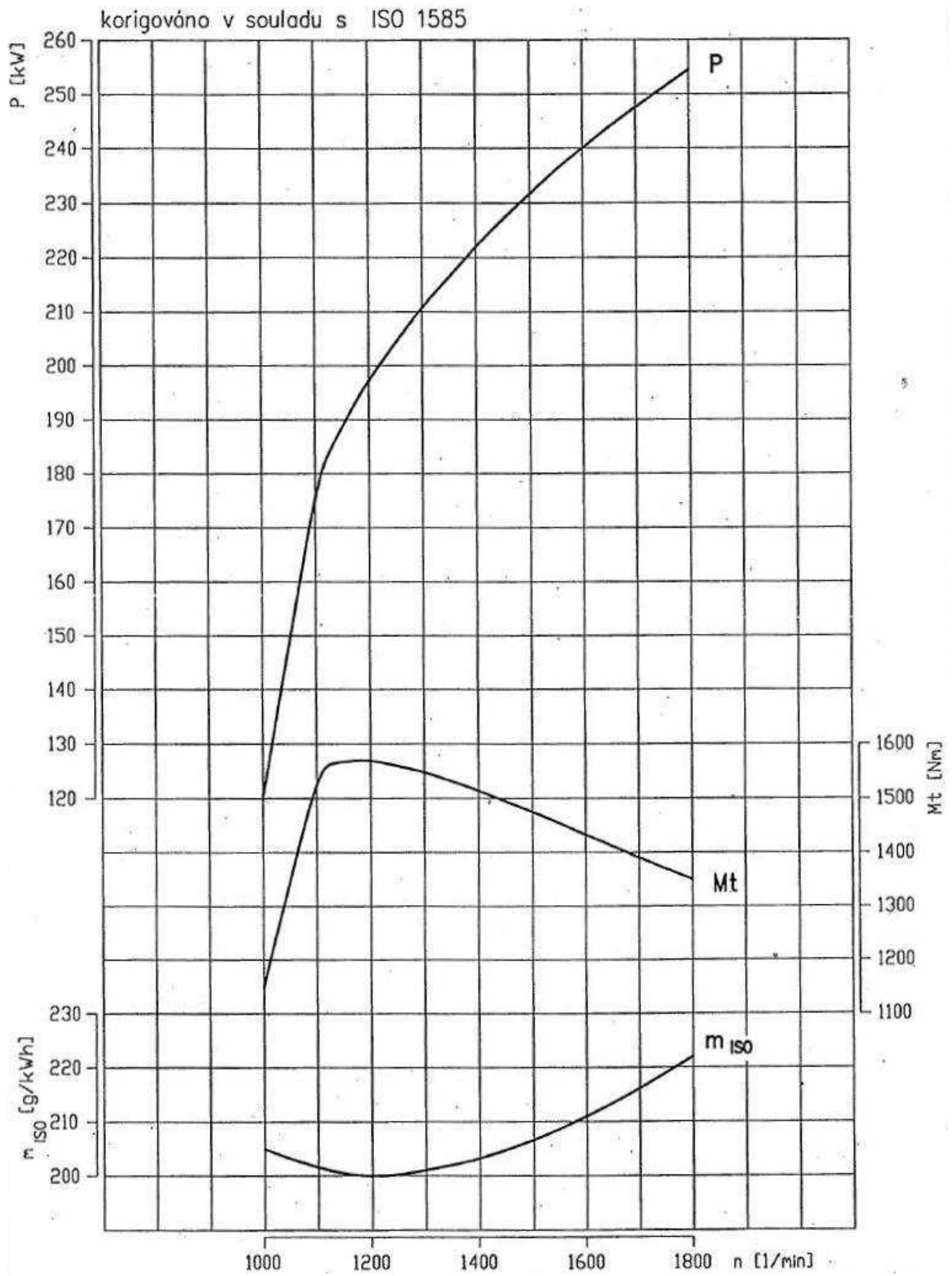
otáčkách, což u motorového vozu může být problém, protože převodovka, na rozdíl od převodovky nákladního automobilu, nemá tak jemně odstupňované převodové stupně, aby mohl být motor držen stále v otáčkách. Zkoušení se provádí zatížením při plném výkonu po dobu 15 min jízdou velmi nízkou rychlostí (není žádoucí vliv proudění náporového vzduchu vlivem jízdy). Konstrukci vlastních vzduchovodů je třeba upravit tak, aby se co nejvíce podobala nákladním automobilům, pro které je motor konstruován, tedy velmi krátké sání chladicího ventilátoru (u nákladního automobilu je vzduchovod dlouhý asi 300 mm). Tohoto v kolejovém vozidle nelze nikdy dosáhnout, proto vzduchovody budou muset mít velkou světlost, aby bylo dosaženo nízkého aerodynamického odporu, což ovšem bude, společně se zabráněním přísávání teplého vzduchu zpět do chlazení, velice náročné z prostorového hlediska.

Tab. 6: Technické údaje motoru T3B-928-60 (zdroj [8])

Pracovní cyklus	čtyřdobý
Počet válců	8
Uspořádání válců	dvě řady do V
Chlazení	nucené vzduchové
Zdvihový objem	12,667 dm ³
Vrtání	120 mm
Zdvih	140 mm
Kompresní poměr	17,5
Smysl otáčení	pravotočivý
Rozměry (délka x šířka x výška)	1530 x 965 x 1185 mm
Jmenovitý výkon	255 kW
Jmenovité otáčky	1800 ot./min
Maximální točivý moment	1570 Nm
Otáčky max. točivého momentu	1200 ± 100 ot./min
Měrný výkon	20,1 kW/dm ³
Minimální spotřeba paliva	200 g/kWh
Hmotnost suchého motoru bez spojky	1090 kg
Měrná hmotnost	4,27 kg/kW

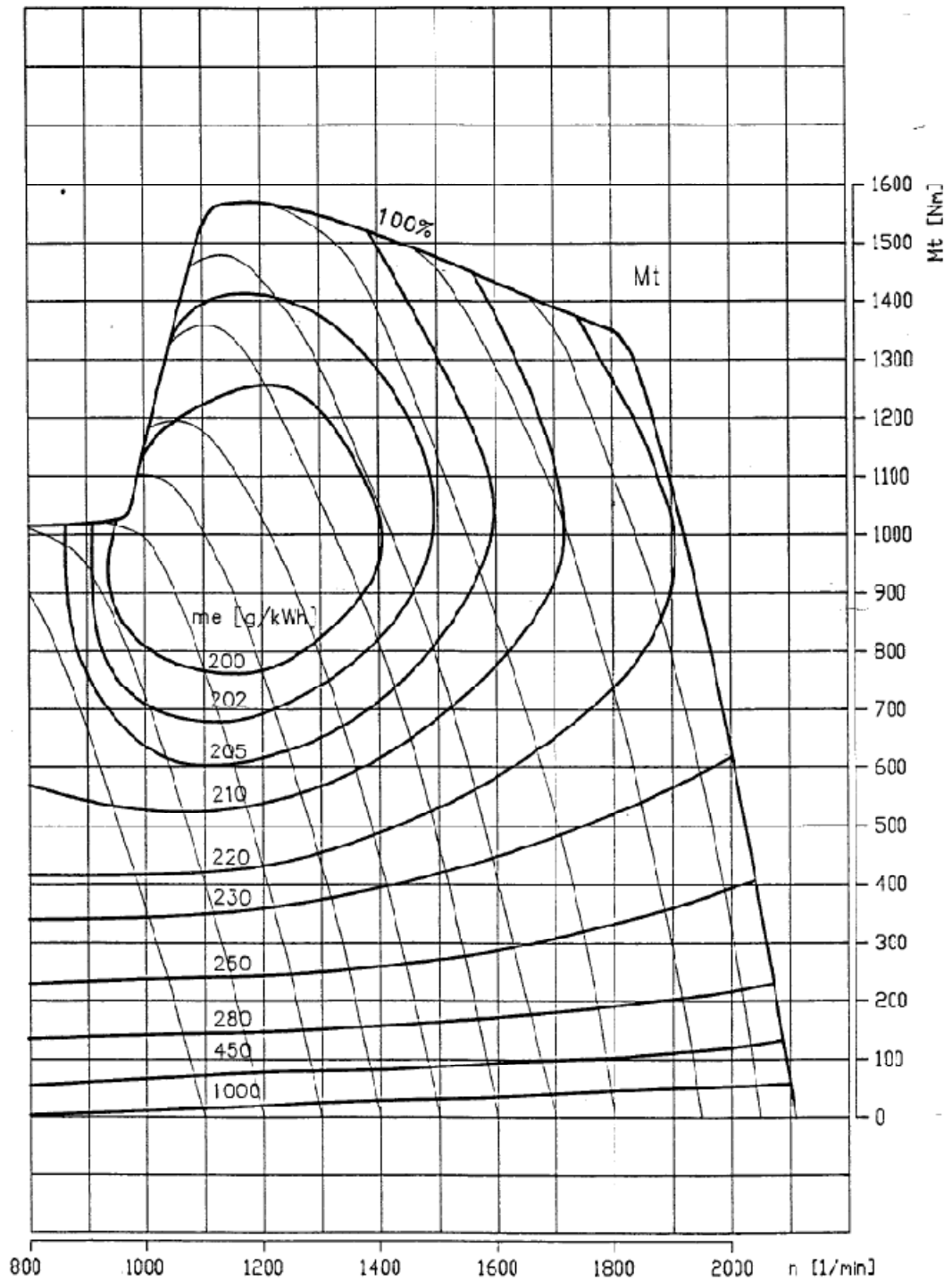


Obr. 15: Vnější rozměry motoru T3B-928-60 (zdroj [8])



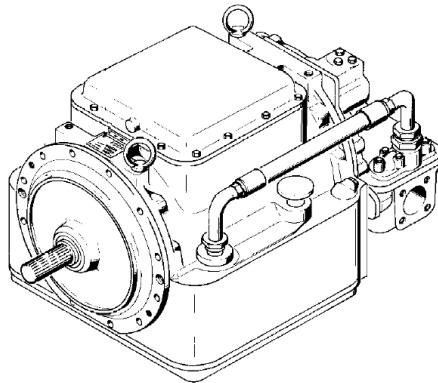
Obr. 16: Charakteristiky motoru T3B-928-60 (zdroj [8])

korigováno v souladu s ISO 1585



Obr. 17: Regulátorová charakteristika a charakteristika měrných spotřeb motoru T3B-928-60 (zdroj [8])

7.3 Převodovky Voith DIWA 863.3E a Voith DIWA 864.3E



Obr. 18: Převodovka Voith DIWA 863.3E (zdroj [4])

Německá firma Voith Turbo GmbH & Co. KG vyrábí tyto plně automatické hydromechanické převodovky v několika verzích; zde uvažované verze 863.3E a 864.3E se liší pouze počtem převodových stupňů. 863.3E je pouze třístupňová a 864.3E má navíc ještě rychloběžný čtvrtý rychlostní stupeň. Výrobce nabízí upravenou verzi převodovky pro spojení s motorem TEDOM, která je montována do rekonstruovaných motorových vozů 814 pro České dráhy a. s. v množství, které přesáhlo 150 kusů. Je tedy již pro České dráhy a. s. servisována.

Jedná se o plně automatickou převodovku s jedním hydrodynamickým měničem a planetovými převody (diferenciálem), které jsou brzděny (a tím řazeny) pomocí lamelových brzd. Odtud také pochází název převodovky vyjadřující ve zkratce její koncepci: DIWA = DI (diferenciál) + WA (wandler – měnič), viz. [4].

Hydrodynamický měnič je využíván pouze při jízdě na první rychlostní stupeň, kdy dochází k dělení výkonu mezi hydrodynamický měnič (trvale naplněný olejem) a mechanický převod. Výkon přenášený mechanicky se vzrůstající rychlostí jízdy roste. Vyšší převodové stupně jsou plně mechanické.

Další použití měniče je při brzdění hydrodynamickou brzdou a při zpětném chodu (u kolejových vozidel se pochopitelně nepoužívá). Hydrodynamická brzda je nezávislá na zařazeném převodovém stupni, kdy je při brzdění kinetická energie z jízdy v hydrodynamickém měniči měněna na teplo (předávané chladičem oleje do okolí) a zároveň vzrostou otáčky spalovacího motoru pomocí právě zařazeného mechanického převodu.

Výrobce nabízí každou z převodovek ve dvou provedeních podle různých převodových poměrů mechanické části a provedení čerpadlového kola hydrodynamického měniče (v Tab. 8 rozlišeny sloupcem "Provedení" dle výrobcem zavedeného systému značení).

Pro vlečení vozu může být převodovka opatřena sekundárním mazacím čerpadlem, v opačném případě je nutné vyřazení směru na nápravové převodovce.

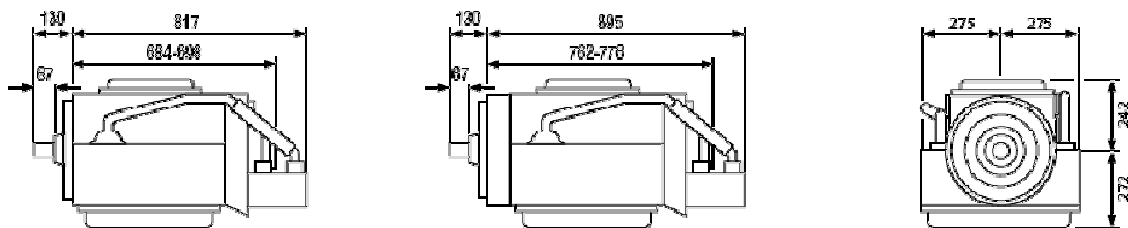
Díky dělení výkonu při rozjezdu na část přenášenou mechanicky a část přenášenou hydraulicky je dosaženo vyšší účinnosti převodovky při rozjezdu. Více informací viz. [4], odkud byl popis převodovky čerpán.

Tab. 7: Základní údaje převodovek Voith DIWA 863.3E a 864.3E (zdroj [4])

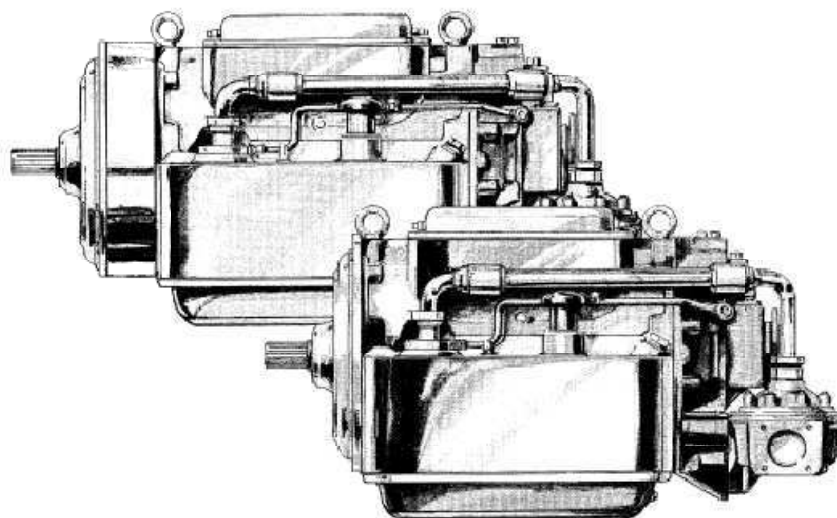
	DIWA 863.3E	DIWA 864.3E
Vstupní výkon [kW]	290	
Vstupní točivý moment [Nm]	1600 (při řazení nutno omezit na 1300)	
Vstupní otáčky [ot./min]	2800	2500
Brzdňý moment [Nm]	2000	2000
Počet rychlostních stupňů	4	3
Hmotnost suché převodovky [kg]	310	345
Olejová náplň [l]	25	28

Tab. 8: Hodnoty převodových poměrů převodovek Voith DIWA 863.3E a 864.3E (zdroj [4])

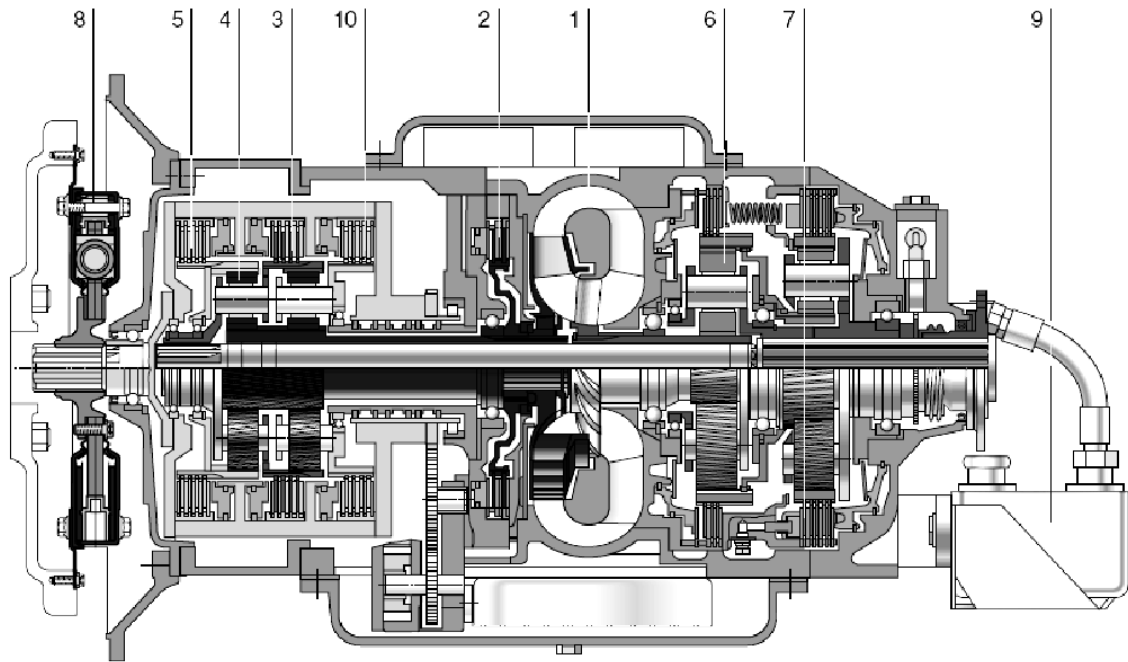
Rychlostní stupeň	Provedení	Převodové poměry	
		DIWA 863.3E	DIWA 864.3E
1°	3	5,3 – 6,1	5,3 – 6,1
	4	4,9 – 6,3	4,9 – 6,3
2°	3	1,43	1,43
	4	1,36	1,36
3°	3	1,0	1,0
	4	1,0	1,0
4°	3	-	0,7
	4	-	0,73



Obr. 19: Rozměrové náčrtky převodovek DIWA 863.3E (vlevo) a DIWA 864.3E (uprostřed), (zdroj [4])



Obr. 20: Stavebníková koncepce převodovek Voith DIWA - 863.3E (vpředu) a 864.3E (vzadu), (zdroj[4])

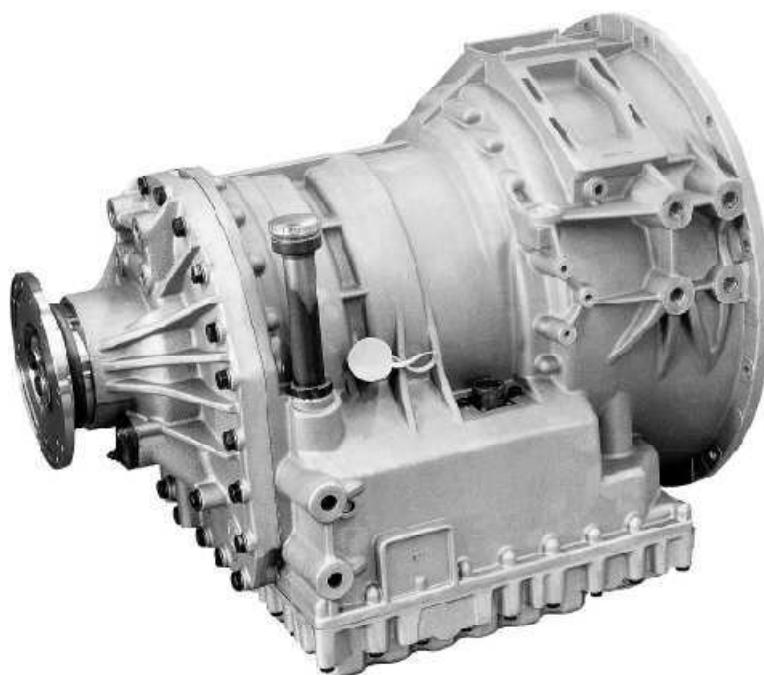


Obr. 21: Podélný řez převodovkou Voith DIWA 864.3E (zdroj [4])

Tab. 9: Vysvětlivky k Obr. 21 (zdroj [4])

1	Hydrodynamický měnič
2	Brzda čerpadlového kola
3	Brzda přímého záběru
4	Satelit
5	Brzda 1. a 2. rychlostního stupně
6	Turbínový převod
7	Brzda retardéru
8	Torzní tlumič
9	Chladič oleje (výměník olej-voda)
10	Brzda rychloběhu (jen DIWA 864.3E)

7.4 Převodovka ZF – ECOMAT



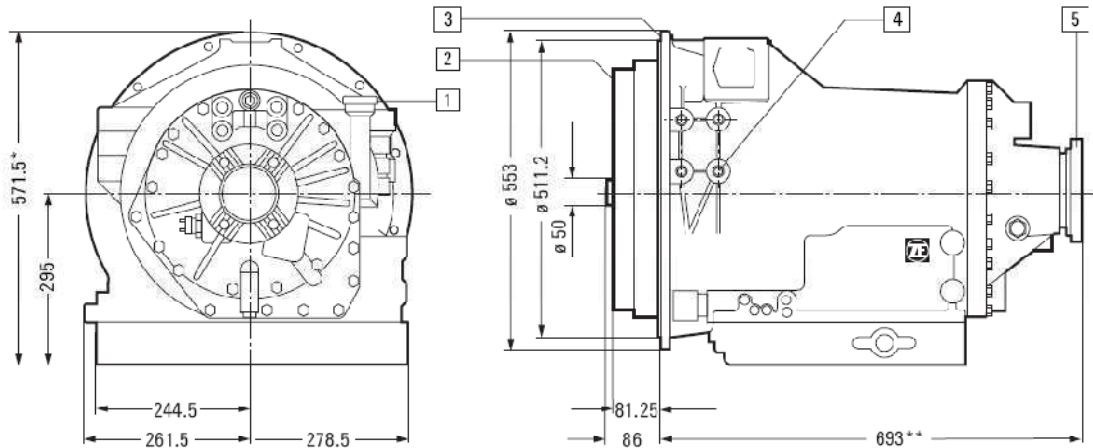
Obr. 22: Převodovka ZF-ECOMAT (zdroj [5])

Německá firma ZF Friedrichshafen AG zabývající se výrobou převodovek, rozvodovek, převodových soustrojí, kloubových hřídelů, hydraulických strojů, apod. nabízí rodinu hydromechanických převodovek ZF – ECOMAT, které jsou určeny pro aplikaci v drážních vozidlech, především v motorových vozech. Jsou používány v motorových jednotkách BR 642 ve spojení se spalovacími motory MTU. V České republice má tato firma servisní zastoupení díky firmě Pakra ZF servis s. r. o.

V současné době (jaro 2011) nejsou tyto převodovky Českými drahami pravidelně provozovány. Ve spojení s motorem TEDOM TD 242 RH je tento typ převodovek zkoušen v prototypu rekonstruovaného motorového vozu řady 842.

Tab. 10: Přehled technických údajů převodovek ZF - ECOMAT (zdroj [5])

Typ	Počet rychlostí	Převodové poměry	Maximální vstupní otáčky [ot./min]	Maximální vstupní točivý moment [Nm]	Hmotnost s chladičem a retardérem, bez oleje [kg]
HP 502 R	4 – 5	2,81 – 0,80	2650	1150	320
HP 602 R				1600	350
HP 902 R				1800	370



Obr. 23: Vnější rozměry převodovky ZF-ECOMAT (zdroj [5])

Tab. 11: Vysvětlivky k Obr. 23 (zdroj [5])

*	rozměr je závislý na tvaru připojovací příruby
**	rozměr je závislý na druhu tepelného výměníku
1	olejové plnicí hrdlo s měrkou
2	vstupní část
3	připojovací příruba SAE 1
4	postranní upevňovací místa
5	výstupní hřídel

7.5 Výsledný výběr agregátů

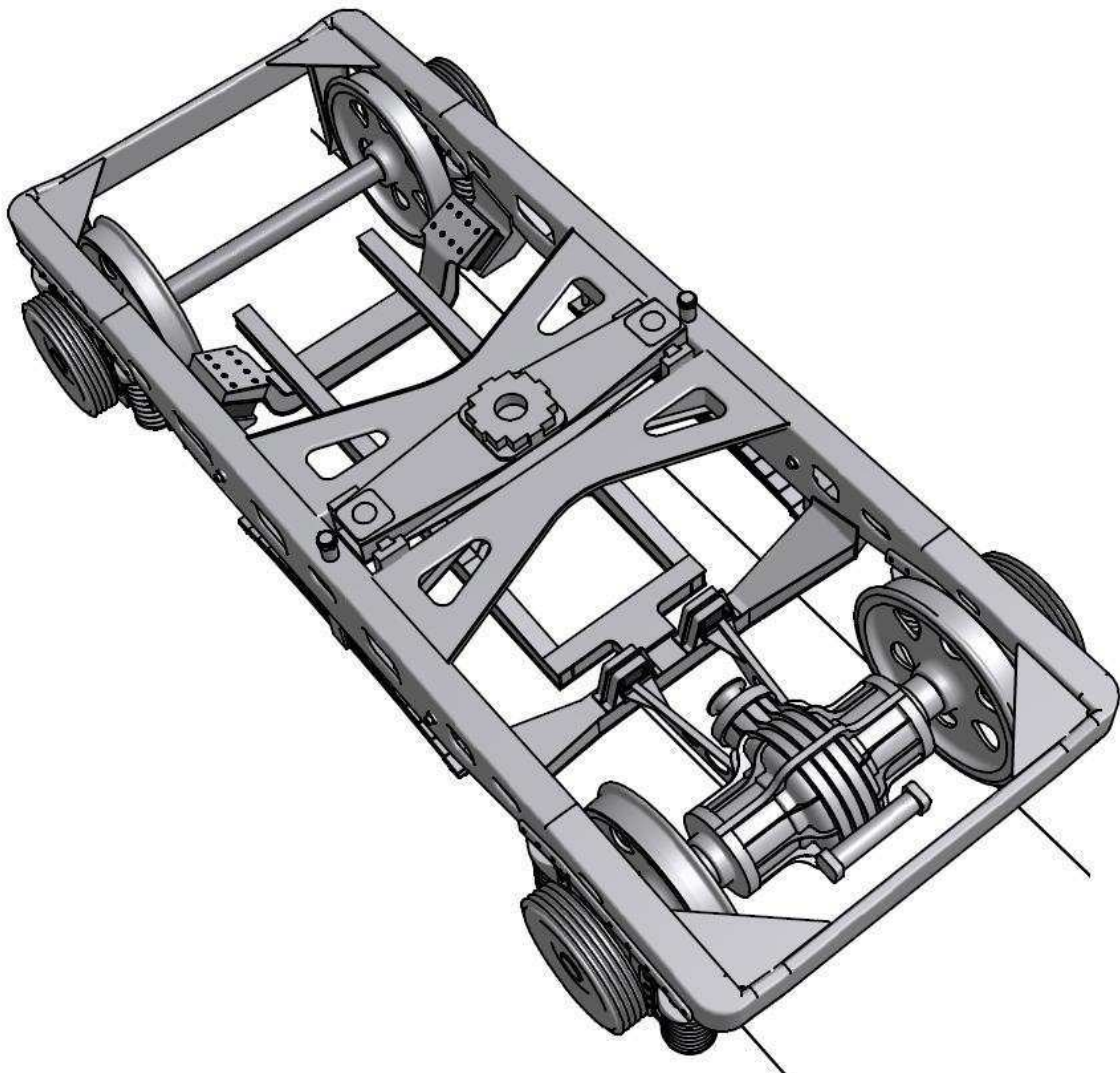
Ze spalovacích motorů byl vybrán motor TEDOM TD 242 RV TA 25, protože vyjde rozměrově menší, než motor TATRA T3B-928-60. Motor TATRA potřebuje ve své přímé blízkosti rozměrné vzduchovody, které by bylo problematické vhodně navrhnout a pokud by se návrh povedl, tak by překážely při údržbě a zmenšovaly by už tak stísněný prostor. Další nevýhodou je, že motor TATRA je delší, než motor TEDOM. Byla by nutná úprava podlahy stanoviště. Poslední nevýhodou je, že motor TATRA své generace není u ČD a. s. vůbec provozován a není pro užití v drážním vozidle schválen.

Z převodovek byla vybrána převodovka Voith, protože je s motorem TEDOM již provozována ve velkém množství a jsou s ní zkušenosti. Převodovka ZF pro použití s motorem TEDOM zatím vyzkoušena a provozována není. Převodovka Voith je nabízena v třírychlostní verzi, která naprosto postačuje pro použití v motorovém voze M260.0. Převodovka ZF by nebyla zcela využita.

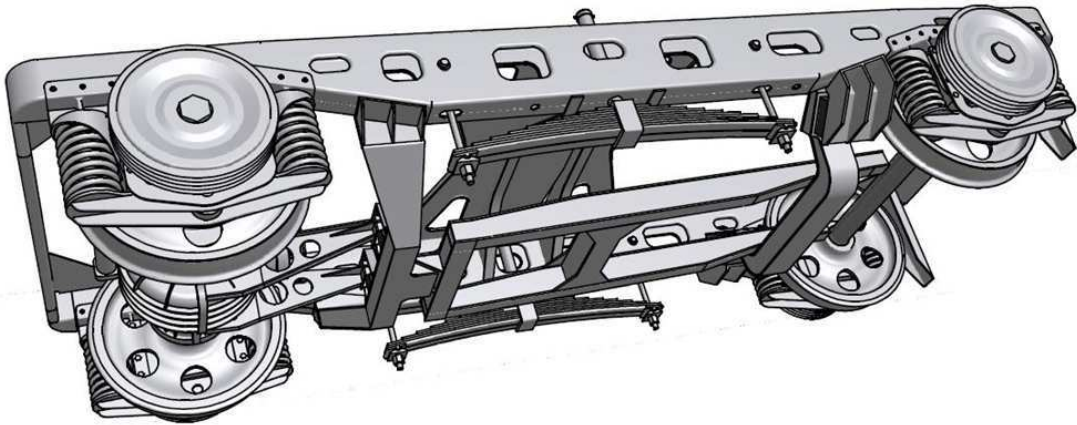
8 Umístění agregátů do vozidla

S pomocí dostupných výkresů (sestava podvozku) nebylo možno zcela určit potřebné rozměrové parametry motorového prostoru. Úplně chyběly údaje o tvaru spodku vozu, který navíc prošel rekonstrukcí. Bylo tedy nutno tyto partie změřit znovu, výsledkem čehož je výkres č. 0-0002 (v příloze), který definuje volný prostor pod vozem potřebný pro zástavbu nového spalovacího motoru a převodovky. Představu o prostorových možnostech v podvozku dávají Obr. 3, Obr. 24, Obr. 25 a Obr. 26 a výkres 0-0002 (v příloze).

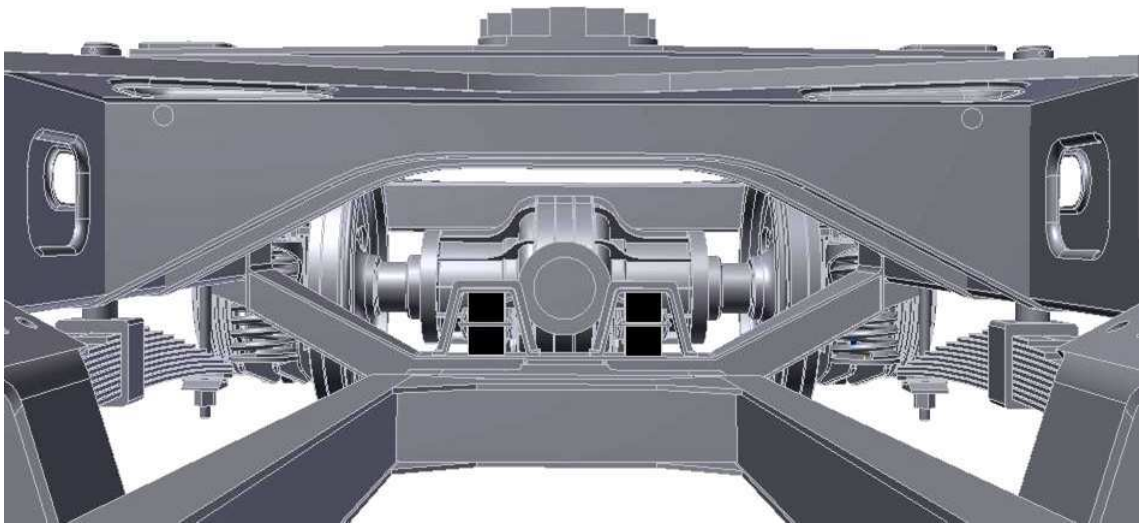
Pro uložení motoru s převodovkou slouží pomocný rám posazený v podvozku na třech silentblocích, což zaručuje zachování podvozku samotného prakticky bez konstrukčních zásahů a veškeré změny pro instalaci nového pohonu umožňuje provést jen na pomocném rámu. Samozřejmě z cenových důvodů je snahou upřednostnit úpravu původního pomocného rámu před výrobou zcela nového.



Obr. 24: Podvozek - pohled vrchní odzadu



Obr. 25: Podvozek - pohled spodní odzadu



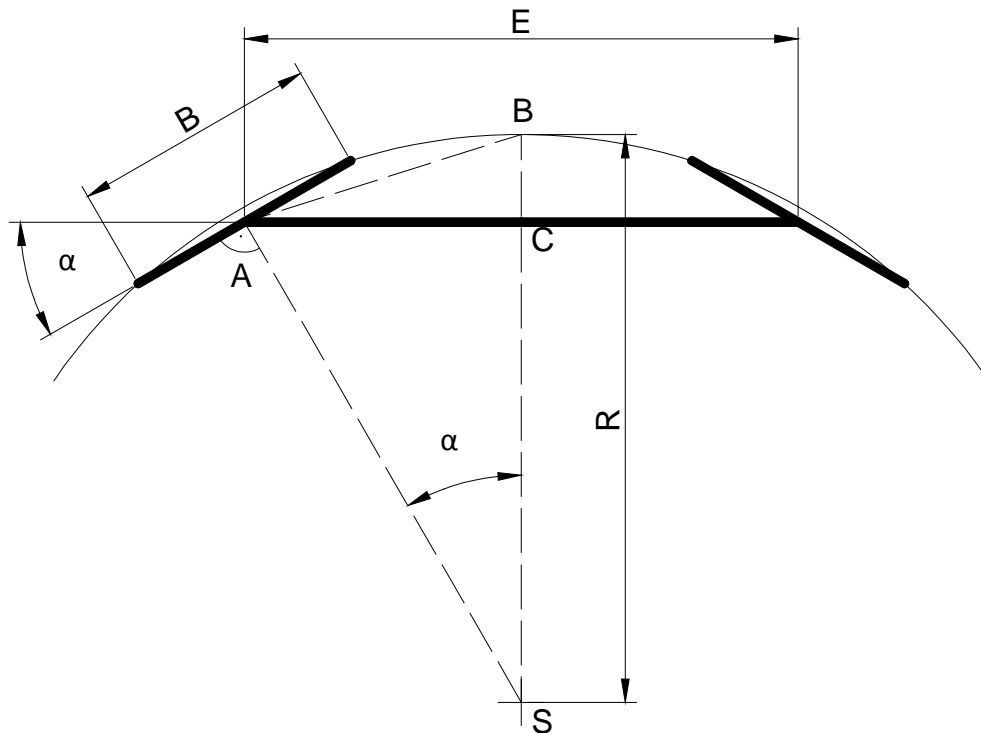
Obr. 26: Prostor pro umístění převodovky – pohled odpředu

8.1 Vliv pohybu podvozku na velikost motorového prostoru

Vlivem jízdy v oblouku, nájezdu do lomu stoupání, či jen pružením vozu dochází k vzájemným pohybům skříně a podvozků. S tímto jevem je zapotřebí počítat i při návrhu umístění pohonného agregátu do vozidla.

Natočení podvozku v oblouku

Údaj o nejmenším možném poloměru, kterým motorový vůz M260.0 projede, není znám, proto je pro řešení zvolen minimální poloměr oblouku $R = 120\text{ m}$ (výhybky, které směřjí být do odbočky pojížděny rychlostí maximálně 30 km/h mají zakřivení odbočné větve 150 m - zdroj [10]). Dále přijmeme následující zjednodušení: poloha těřivová pro postavení obou podvozků v oblouku, osa podvozku prochází přesně středem jeho rozvoru (ve skutečnosti je mírně posunutá směrem do středu vozu) a zanedbáme vzepjetí podvozku. V tomto případě lze pak říct, že podélná osa podvozku bude kolmá na průvodič procházející středem podvozku. Toto zjednodušení umožňuje velmi jednoduchý výpočet.



Obr. 27: Natočení podvozku v oblouku

Z Obr. 27 je třeba najít vztah pro výpočet úhlu α , který svírá podélná osa podvozku s podélnou osou skříně. Z podobnosti trojúhelníků vyplývá, že ten samý úhel svírají i úsečky AS a SC . Jelikož bylo zanedbáno vzepětí podvozku, pak lze psát, že $AS = R$. Známe vzdálenost otočných čepů $E = 15\,000\text{ mm}$. Řešení lze tedy hledat v pravoúhlém trojúhelníku $\triangle ACS$:

$$\sin \alpha = \frac{E}{2R} \quad (34)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{E}{2R} \quad (35)$$

Pokud dosadíme vzdálenost otočných čepů $E = 15\text{ m}$ a poloměr oblouku $R = 120\text{ m}$, pak vypočítáme velikost úhlu natočení podvozku. Tuto hodnotu budeme považovat za maximální provozní natočení podvozku.

$$\alpha = \arcsin \frac{E}{2R} = \arcsin \frac{15}{2 \cdot 120} = 3,7^\circ \quad (36)$$

Naklopení podvozku při najetí na zlom sklonu.

Dle literatury [10] je zlom sklonu nahrazován kruhovým obloukem o stanoveném poloměru. Velikost tohoto poloměru má své zákonitosti a je závislá na rychlosti jízdy.

Nejnepříznivější poměry jsou stanoveny pro vlečky, kde ve výjimečných případech může být poloměr zakřivení zlomu nivelity i $R = 500 \text{ m}$ (na tratích minimálně $R = 2000 \text{ m}$). Takové místo se smí pojíždět rychlostí maximálně 10 km/h . Geometrické vztahy pro tento případ jsou naprosto stejné, jako pro řešení natočení podvozku v oblouku, tedy platí Obr. 27 a vztahy (34) a (35). Pak tedy úhel naklopení podvozku při najetí na zlom sklonu je:

$$\alpha = \arcsin \frac{E}{2R} = \arcsin \frac{15}{2 \cdot 150} = 0,9^\circ \quad (37)$$

Změna vzdálenosti pomocného rámu v podvozku a spodku vozu vlivem pro pružení

V tomto případě primární vypružení nemá žádný vliv. Stejně tak pružné silentbloky, které nesou pomocný rám v podvozku, budeme pro tento případ uvažovat jako tuhé, protože jsou namáhány na tlak (přední částečně i na smyk, zadní jen na tlak). Do problematiky tedy vstupuje jen sekundární vypružení. Jeho maximální dynamické sednutí je omezeno dosednutím nosičů kolébky na rám podvozku. Z výkresu byla tato míra stanovena na 55 mm .

Výsledné určení mezních poloh spalovacího motoru

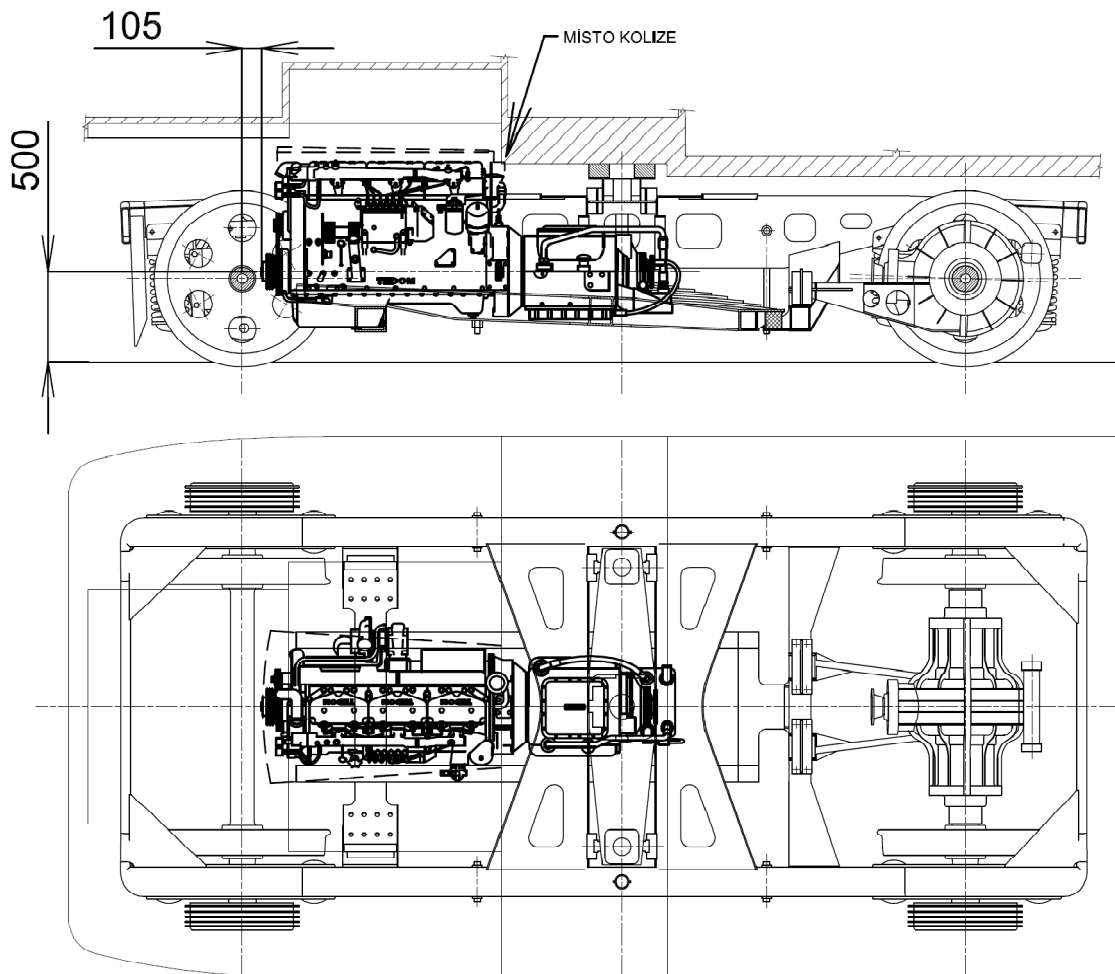
Dáme-li dohromady všechny tři provozní jevy, které mají vliv na polohu spalovacího motoru vůči spodku skříně, pak lze stanovit polohu motoru a převodovky v podvozku tak, aby v žádném případě při provozu nekolidovaly se spodkem skříně, viz. Obr. 28.

8.2 Ostatní požadavky na umístění motoru

Pro umístění součástí vozidla zcela určitě platí také minimální výška nad temeny kolejnic, do které ještě smějí zasahovat součásti vozidla. Ta vychází z předepsaného obrysu pro vozidla [6], který stanovuje norma UIC 505-1. Ta říká, že v prostoru rozkolí smí při maximálním propružení vozidla zasahovat jeho pevné části do výšky minimálně 80 mm , ve středové části dokonce minimálně 100 mm . Jelikož jsou veškeré části pohonu umístěny v podvozku, který je vypružen primárním vypružením, pak je třeba uvažovat i maximální sednutí tohoto stupně vypružení omezené dorazem, které činí 55 mm (změřeno z výkresu). Při prázdném voze smí být tedy veškeré části vypružené jen primárním vypružením umístěny minimálně 155 mm nad temeny kolejnic. Původní provedení vozu je provedeno tak, že nejnižší část vypružená primárním vypružením je 170 mm nad temeny kolejnic.

Dalším velmi významným požadavkem je možnost údržby vozidla. Je potřeba umožnit co největší množství oprav bez zbytečného rozebírání dalších částí, které provedení opravy překážejí. V tomto případě, kdy je veškerý pohon umístěn v podvozku, je třeba se vyvarovat tomu, aby provedení banální opravy znamenalo nutnost vyvázání celého podvozku! Proto je nutné zachovat volný prostor kolem motoru, aby bylo možno demontovat vodní čerpadlo, turbodmychadlo, vstřikovací čerpadlo, atd. Nad motorem musí být dostatek prostoru pro demontování hlav válců, seřizování ventilových vůlí, prostor pod motorem musí umožňovat demontáž olejové vany tak, aby bylo možno provádět demontáž a opravy ojnic s písty, vložek válců a olejového čerpadla.

8.3 Konečné řešení polohy motoru a převodovky v podvozku



Obr. 28: Stanovení polohy hnacího agregátu v podvozku

Na Obr. 28 je znázorněné definitivní řešení polohy pohonného agregátu, které respektuje výše zmiňované požadavky. Bohužel nebylo možno je naplnit zcela, protože při naklopení podvozku při njetí do lomu nivelity dojde ke kolizi sacího filtru spalovacího motoru a spodku skříňě. Je proto potřeba tento filtr přemístit na jiné vhodné místo. Dále je potřeba přemístit olejový filtr na straně turbodmychadla, jelikož se nevejde vedle podélníku pomocného rámu. Výrobce motoru je ochoten motory upravovat pro různé aplikace. Přední část motoru zůstala volná a prostor po jeho stranách taktéž, takže je možno využít přední řemenici pro pohon kompresoru.

Stávající pomocný rám může být po úpravách opět použitý. Bude potřeba vyřezat přední a střední příčník a nahradit je jiným vhodným způsobem. Je zapotřebí ponechat prostor pod motorem zcela volný a prostor pod převodovkou rovněž (umístění náhradního příčníku tak může být jen pod mezikusem mezi motorem a převodovkou). Jeho úpravy nesmí znemožnit vyvázání běžného dvojkolí, tudíž nesmí zasahovat pod jeho nápravu. Vyvazování pomocného rámu lze provádět právě při vyvázaném běžném dvojkolí, kdy se pomocný rám podepře, uvolní z podvozku a podvozek se pak za pomoci jeřábu vysune směrem dozadu (aby si navzájem nepřekážely konzoly pro zadní silentblok), a zdvihne se již bez pomocného rámu.

Volným prostorem pod motorem bude možno vyjmout olejovou vanu a umožnit tím výměnu oleje a opravy pístové skupiny a vložek válců. Po stranách bude dostatek prostoru pro to, aby si opravář stoupl v kanálu vedle motoru, odkud bude moci pohodlně provádět údržbu a opravy.

Převodovku bude možno udržovat jen ze servisního kanálu, což ovšem stačí, protože nevyžaduje v provozu tak častou pozornost, jako spalovací motor TEDOM (motorové vozy 814 pozdějších sérií rovněž nemají nad převodovkou servisní otvor v podlaze). Přístup k převodovce bude z obou boků a zezadu. Přístup shora bude poněkud omezen příčnickem podvozku, ale i tak bude možno demontovat horní kryt převodovky a provádět tudy její opravy. Volným prostorem pod převodovkou bude možno ji celou demontovat a spustit do servisního kanálu. Demontáž převodovky musí být co nejjednodušší (tedy bez jejího částečného odstrojení), aby bylo rychlejší převodovku vyvázat a kvalitně opravovat mimo vozidlo, než nutit pracovníky autorizovaného servisu k nekvalitní práci ve stíněném, špinavém a špatně osvětleném prostoru.

8.4 Rozmístění a úprava ostatních celků

Brzda a pneumatická výzbroj

Mechanická část brzdy byla zdrojem její špatné účinnosti a tím pádem měl vůz omezenou rychlost na 90 km/h. Je otázkou, zda-li při použití jiného brzdového obložení a zlepšení chlazení brzdových bubnů dojde ke zvýšení brzdícího účinku a tím pádem k možnosti zvýšení maximální rychlosti na původních 120 km/h.

Původní brzdové rozvaděče Knorr by bylo vhodnější nahradit rozvaděči DAKO, zároveň by bylo vhodné doplnit okruh přímočinné brzdy o samostatný brzdič. Původní brzdiče Knorr MPP samočinné brzdy mohou zůstat zachovány. Umístění a počet rozvaděčů (dva - vždy jeden na vnitřním čelníku podvozku) může být rovněž zachován.

Kompresor bude hnán klínovými řemeny od volného konce motoru, umístěn bude vedle spalovacího motoru na pomocném rámu. Veškeré vzduchové jímky budou zavěšeny pod skříní v její střední části. Vzhledem ke špatnému přístupu k jímčkám je vhodné opatřit je dálkově ovládanými odkalovači s vyhříváním.

Chlazení motoru a převodovky

Vodní chladicí okruh bude jeden společný pro motor i převodovku, tedy na voze budou dva samostatné chladicí okruhy (vůz má dva motory). Expanzní nádrž chladicího okruhu bude umístěna ve společném prostoru s naftovou nádrží, jejíž umístění je naznačeno na typovém výkresu (v příloze).

Umístění chladičů je možno řešit více způsoby, každá má své klady i zápory:

- 1) Jelikož je motor vybaven mezichladičem plnicího vzduchu, který musí být v blízkosti motoru, pak je výhodné umístit jej společně s chladičem vody za sebe do společného vzduchovodu, umístit je v podvozku, aby k nim vedly co nejkratší trubky, a chladit je společně jedním elektricky hnaným ventilátorem. V tom případě pro ně v podvozku zbývá místo pouze za smetadly pod předním čelníkem podvozku. Toto místo je nevhodné z hlediska snadného poškození při střetu se zvířeti, stromy a podobně, proto by bylo nutné chladiče chránit dostatečně tuhou

zábranou. Další nevýhodou je, že vlivem náporu vzduchu během jízdy budou do chladičů vháněny nečistoty (prach, pyl, hmyz, voda při dešti), čímž by docházelo k jejich znečišťování a snížení účinnosti. Dále je nevýhodné omezení prostorem prakticky ze všech stran, díky čemuž by mohlo dojít k tomu, že chladič nebude dostatečně předimenzován a po zanesení vodního okruhu nečistotami by mohlo docházet k přehřívání motoru. Poslední nevýhodou je stísněný prostor, který neumožňuje účelné usměrnění proudu vzduchu. Ventilátory by musely měnit směr chodu podle směru jízdy, aby nápor vzduchu při jízdě neomezil jejich účinek a navíc přední motor (a všechno pod vozem) ve směru jízdy by byl vždy ohříván proudem horkého vzduchu z chladičů (které by dohromady měly výkon 235 kW).

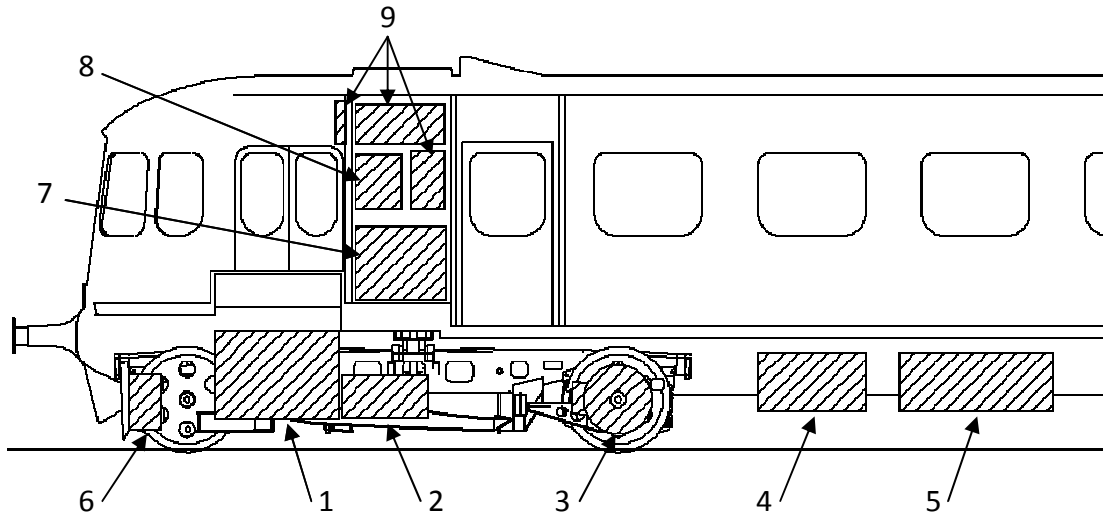
- 2) Chladiče rozdělit na dvě poloviny a umístit do rámu podvozku před zadní nosník pomocného rámu (s jedním silentblokem). Toto řešení se opět potýká s nedostatkem volného prostoru v podvozku. Byl by znemožněn přístup k převodovce a velmi obtížně by bylo řešitelné usměrnění proudu vzduchu, kde by díky podvěsům skříňe mohlo docházet při stojícím voze k opětovnému nasávání teplého vzduchu do chladiče.
- 3) Nejschůdnější variantou tedy nejspíš bude chladit vodní chladič a mezichladič zvlášť. Mezichladič (65 kW) může být umístěn v podvozku podle varianty 1). Musí být ofukován vlastním ventilátorem. Tím sice neodpadá nutnost změny směru otáčení ventilátoru podle směru jízdy a rovněž jím bude oteplován motor zvenčí, což by bylo nejmarkantnější hlavně při stojícím voze, kdy nebude pod podlahou proudit žádný vzduch. Jenže když vůz stojí a motor běží na volnoběh, je množství nasávaného vzduchu malé a tím pádem i množství mezichladičem odvedeného tepla bude malé. Proto lze s výhodou toto řešení použít. Navíc polohou umístění mezichladiče lze výsledně dovyvážit podvozek. Rám podvozku je pro nesení zátěže v těchto místech konstruován, jelikož zde byl umístěn vodní chladič ještě před rekonstrukcí vozu a jeho přemístěním pod skříň. Chladič vody (170 kW) by v tom případě byl umístěn pod vozem dle typového výkresu a opět musí být ofukován samostatným ventilátorem. Toto řešení je ovšem náročnější na elektrickou zdrojovou soustavu, nicméně lze říci, že je asi nejschůdnější. Oproti původnímu chladiči bude zcela určitě stačit chladič menších rozměrů. Ušetřený prostor bude možno využít pro umístění naftového vytápěcího agregátu.

Elektrická část

Původní napětí 110 V elektrických obvodů je třeba v každém případě snížit na 24 V. Bude možno tím pádem použít menší akumulátory, které bude možno nabíjet automobilovými alternátory, které budou umístěny na spalovacích motorech a budou poháněny klínovými řemeny. Elektrický rozvaděč je možno umístit pod strop na zadní stěnu stanoviště, případně jej rozdělit a využít prostor nad naftovou a expanzní nádrží. Řídící jednotku převodovky Voith bude účelné umístit v blízkosti podvozku zavěšením ve spodku skříňe vozu, na příklad v prostoru ušetřeném použitím menších akumulátorů

Vytápění

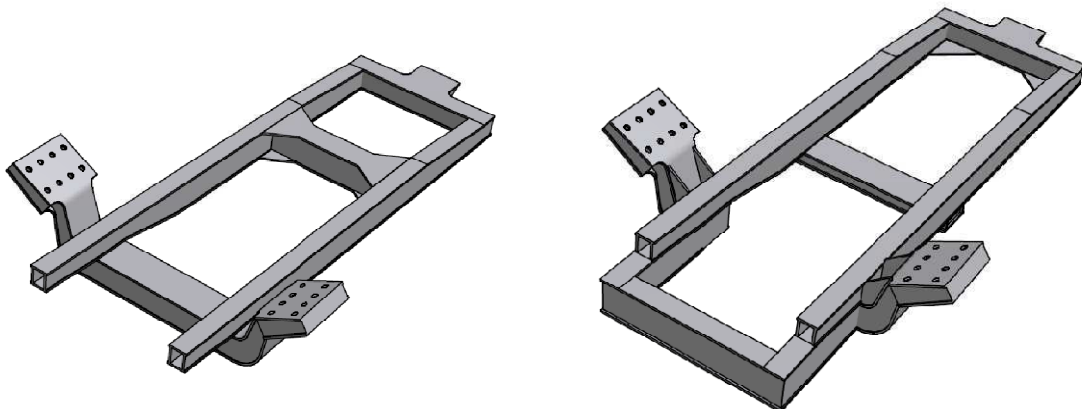
Původní vytápění výfukovými plyny je naprosto nevyhovující. Je proto nutné zavést buď teplovodní, nebo teplovzdušné vytápění. Vytápěcí agregáty mohou být umístěny na místo uvolněné zmenšením chladiče vody.



Obr. 29: Rozmístění agregátů a výbroje

Tab. 12: Vysvětlivky k Obr. 29

1	Spalovací motor
2	Převodovka
3	Nápravová převodovka
4	Akumulátory, počítač Voith
5	Chladič vody, topný agregát
6	Mezichladič plnicího vzduchu
7	Naftová nádrž
8	Expanzní nádrž chladicího okurhu
9	Elektrická výbroj



Obr. 30: Pomocný rám původní (vlevo) a upravený (vpravo)

9 Výpočet nové trakční charakteristiky

Skutečná trakční charakteristika musí zohlednit průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru, nelze tedy použít zjednodušení z kapitoly 3, že točivý moment motoru je na otáčkách nezávislý. Rovněž je potřeba zohlednit pracovní charakteristiku převodovky, kde díky dělení výkonu na mechanický a hydrodynamický při jízdě na 1^o nejsou závislosti mezi vstupním a výstupním momentem a vstupními a výstupními otáčkami převodovky lineární.

Známe momentovou charakteristiku spalovacího motoru pro maximální dávku paliva danou grafem v Obr. 11 a známe převodové poměry převodovky pro druhý a třetí rychlostní stupeň. Pro první rychlostní stupeň známe pouze maximální násobnost celé převodovky, protože dochází k dělení výkonu mezi hydrodynamický měnič a mechanické převody. Poměr přenášených výkonů jednotlivými cestami se mění v závislosti na rychlosti. Jelikož z [4] známe tvar této charakteristiky, lze ji určit tabelárně. Hodnoty tažné síly a rychlosti v Tab. 15 tedy pro první rychlostní stupeň nejsou výsledkem výpočtu, vypočteny jsou pouze hodnoty druhého a třetího rychlostního stupně, proto se další výpočty týkají pouze druhého a třetího rychlostního stupně.

Vztah (38) vychází ze vztahu (4), je pouze upraven pro dosazování hodnot momentů v závislosti na otáčkách:

$$F_{ok(u)} = \frac{4 \cdot M_{SM(u)} \cdot i_{P(i)} \cdot i_{NP}}{D_k} \quad (38)$$

Stejným způsobem vznikl vztah (39) ze vztahu (3):

$$V_{(u)} = \pi \cdot D_k \cdot n_{DV} = \frac{\pi \cdot D_K \cdot n_{SM(u)}}{i_{P(i)} \cdot i_{NP}} \quad (39)$$

Pro přehlednost je v Tab. 13 vysvětlen význam jednotlivých veličin, v Tab. 14 jsou hodnoty neměnných veličin pro vůz M260.0 s motorem TEDOM a převodovkou VOITH a v Tab. 15 je naznačen výpočet nové trakční charakteristiky.

Tab. 13.: Vysvětlení významu veličin z kapitoly 9

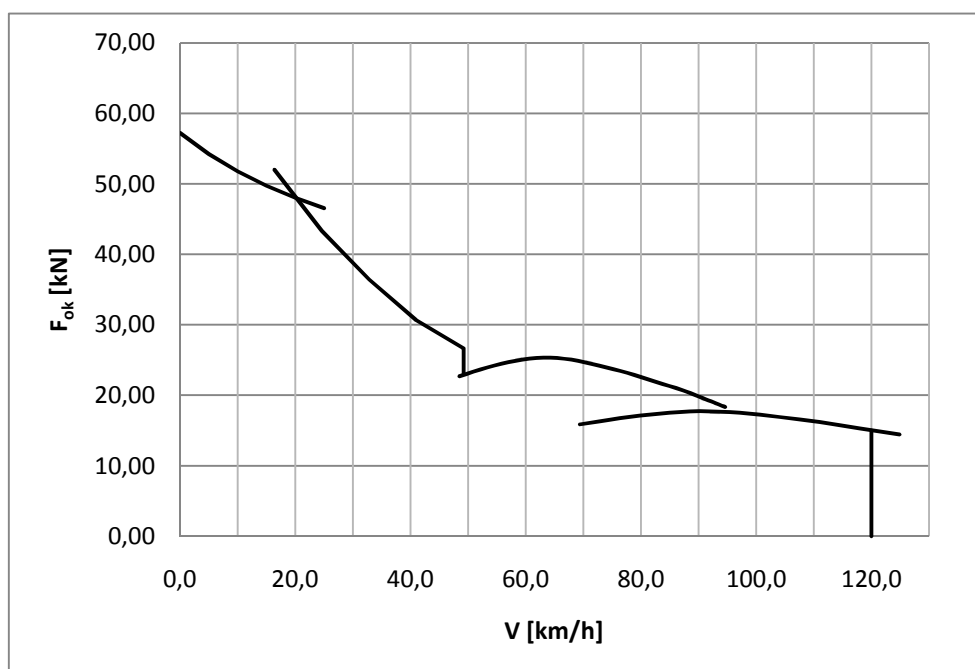
$F_{ok(u)}$	Okamžitá tažná síla na obvodu kol
$V_{(u)}$	Okamžitá rychlost
$n_{SM(u)}$	Okamžité otáčky spalovacího motoru
$M_{SM(u)}$	Okamžitý točivý moment motoru
$i_{P(i)}$	Převodový poměr konkrétního rychlostního stupně
i_{NP}	Převodový poměr nápravové převodovky
D_k	Průměr kol hnacího dvojkolí

Tab. 14: Za jízdy neměnné údaje pro výpočet trakční charakteristiky

Násobnost převodovky při prvním rychlostním stupni		5,3 – 6,1
Převodový poměr druhého rychlostního stupně	i_{p2}	1,43
Převodový poměr třetího rychlostního stupně	i_{p3}	1
Převodový poměr nápravové převodovky	i_{NP}	2,5
Průměr dvojkolí	D_k	920 mm

Tab. 15: Výpočet trakční charakteristiky rekonstruovaného vozu

Číslo řádku	Momentová char. Jednoho motoru		Trakční charakteristika pro celý vůz					
	Otáčky	Moment	Tažná síla na obvodu kol			Rychlost		
			$F_{ok(u)}$ [kN]			$V_{(u)}$ [km/h]		
u	$n_{SM(u)}$ [ot./min]	$M_{SM(u)}$ [Nm]	1°	2°	3°	1°	2°	3°
1	1000	1460	52,01	22,69	15,87	16,4	48,5	69,4
2	1100	1540	43,34	23,94	16,74	24,6	53,4	76,3
3	1200	1600	36,40	24,87	17,39	32,8	58,2	83,2
4	1300	1630	30,67	25,34	17,72	41,0	63,1	90,2
5	1400	1610	26,67	25,03	17,50	49,2	67,9	97,1
6	1500	1555	23,00	24,17	16,90	49,2	72,8	104,0
7	1600	1490		23,16	16,20		77,6	111,0
8	1700	1410		21,92	15,33		82,5	117,9
9	1800	1330		20,67	14,46		87,3	124,9
10	1900	1230		19,12	13,37		92,2	131,8
11	1950	1180		18,34	12,83		94,6	135,3



Obr. 31: Trakční charakteristika rekonstruovaného vozu M260.0

V Obr. 31 je vykreslena úplná trakční charakteristika rekonstruovaného motorového vozu M260.0 s motorem TEDOM TD 242 RV TA 25 a převodovkou Voith DIWA 863.3E.

10 Závěr

Lze konstatovat, že vybraný spalovací motor TEDOM TD 242 RV TA 25 a hydromechanická převodovka Voith DIWA 863.3E jsou vhodným řešením pro použití v historickém motorovém voze M260 001, který tak bude moci dokazovat um a technickou vyspělost našich předků a bude tichým svědkem pohnuté minulosti naší republiky v souvislostech s počátkem druhé světové války. Tento elegantní a v mnoha ohledech netradičně konstruovaný vůz tak bude ozdobou mnoha výstav a jistě napomůže propagaci železnice u široké veřejnosti.

Výkon vybraného soustrojí je mírně nadhodnocen oproti původnímu řešení, tudíž pohonné agregáty nebudou příliš zatěžovány, což povede ke snížení poruchovosti. Rovněž bude vůz schopen svižné jízdy s poměrně velkou akcelerací i při vyšších rychlostech, díky čemuž nebude narušovat provoz na hlavních tratích a koridorech.

Díky možnosti použití původního pomocného rámu odpadají náklady na výrobu zcela nového pomocného rámu. Zároveň zůstává dobrý přístup k agregátům, který je v mnoha ohledech dokonce lepší, než byl u původního řešení. Celková výška vystrojeného podvozku umožňuje snížit podlahu stanoviště strojvedoucího (které sloužilo zároveň jako zavazadlový oddíl) do původní podoby po vyrobení, čímž se zvětší užitný prostor pro zavazadla.

Přístup k agregátům bude z hlediska údržby postačující, tudíž lze předpokládat, že běžnou údržbu a lehké opravy bude možno provádět při zavázaných podvozcích.

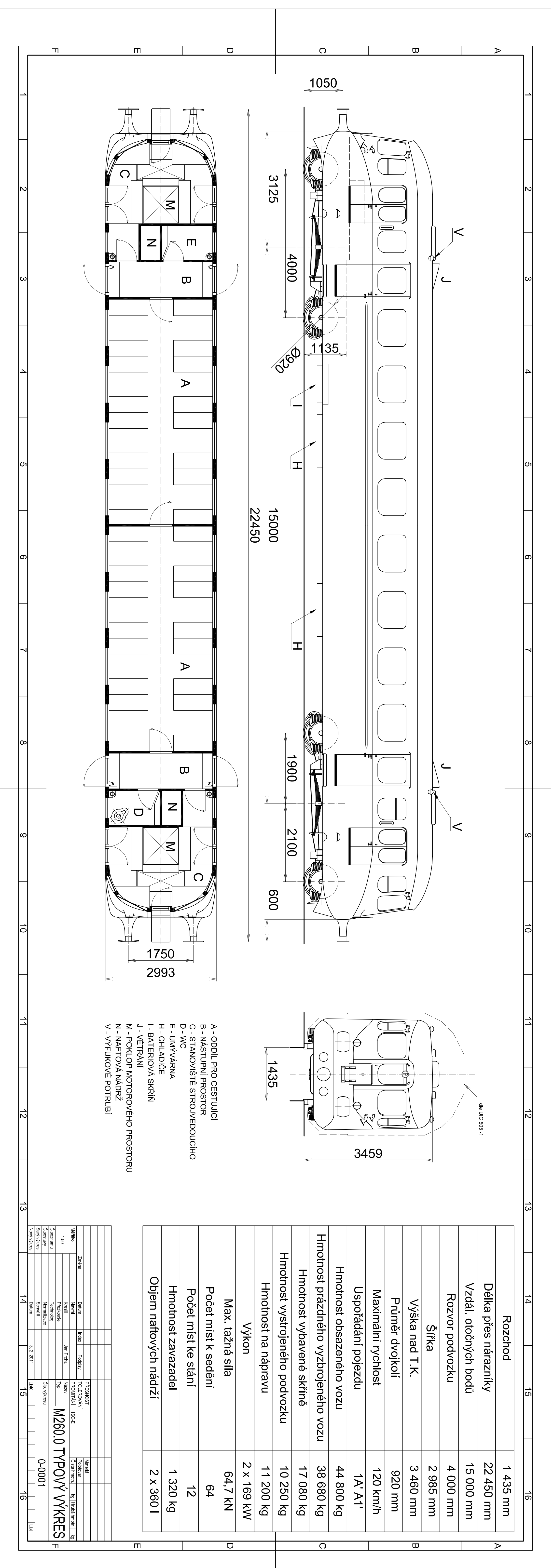
Pro z pohodlnější obsluhy je možno realizovat nerovnoměrné rozdělení tažné síly mezi přední a zadní podvozek. Rovněž tím dojde ke zlepšení adhezních vlastností vozidla. Při realizaci regulace bude ovšem nutno ošetřit přeřazování z prvního na druhý rychlostní stupeň, které se dle výpočtu trakční charakteristiky odehrává při rychlosti 49,2 km/h. Tato rychlost je z praktického hlediska pro přeřazování naprosto nevhodná, protože touto rychlostí a jí velmi blízkými se bude vozidlo pohybovat při traťové rychlosti 50 km/h, která převládá na většině drah místního významu.

Literatura

- [1] *Technická dokumentace vozu M260.0*. Praha : ČKD, 1938.
- [2] NEJEPSA, Robert. *Motorová vozidla kolejová I*. vydání druhé, přepracované. Praha : SNTL, 1961. Planetová převodovka Wilson, s. 191-193.
- [3] KOLMAČKA, Rostislav; MINAŘÍK, Josef; TŘÍSKALA, Martin .Stránky o prototypch a lokomotivních unikátech v ČR a SR [online]. 27.11.2007 [cit. 2011-02-04]. Prototypy.cz.
Dostupné z WWW: <<http://www.prototypy.cz/?rada=825>>.
- [4] Stránky Voith Turbo s.r.o. [online]. c2003 - 2011 [cit. 2011-02-08]. VOITH.
Dostupné z WWW:
<http://www.voithturbo.de/vt_en_paa_road_auttr_publications.php3>.
- [5] *ZF Friedrichshafen AG* [online]. 2011 [cit. 2011-05-17]. Dostupné z WWW:
<<http://www.zf.com>>.
- [6] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2004. Změny svislého zatížení dvojkolí při vyvíjení tažné síly, s. 138 - 140. ISBN 80-7194-696-6.
- [7] *Technická dokumentace motoru*. Jablonec nad Nisou : TEDOM a. s., 2007 (změna 2009).
- [8] *Technická dokumentace motoru*. Kopřivnice : TATRA a. s., 2005.
- [9] *Předpis ČSD V7 - Trakční výpočty*. Praha : NADAS, 1982. 55 s.
- [10] KUBÁT, Bohumil. *Železniční stavby – Návody pro cvičení 1. díl*. Praha: ČVUT, 1993. Geometrické uspořádání koleje, s. 4 – 22.

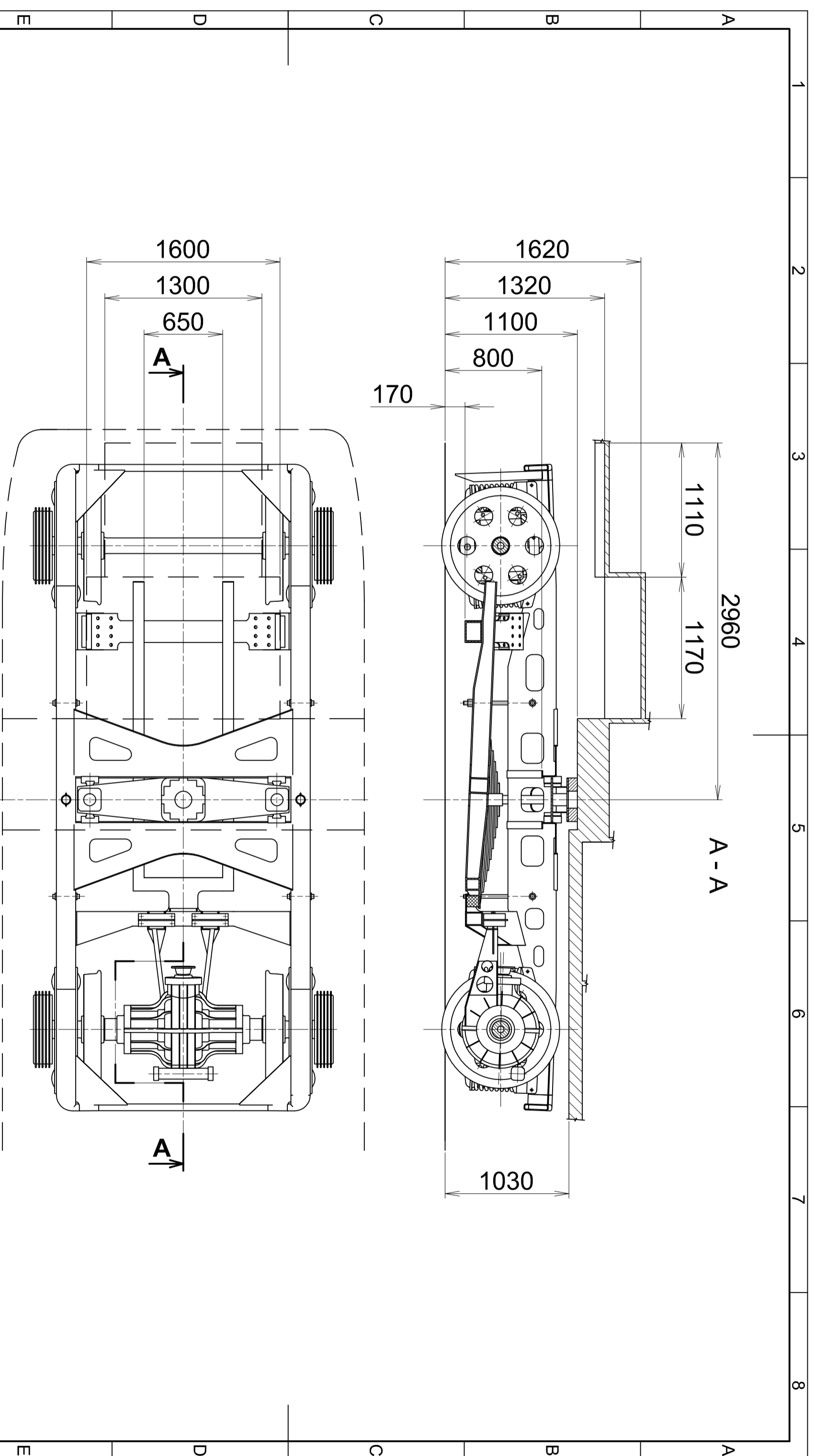
Seznam příloh

- 1) Výkres č. 0-0001: M260.0 TYPOVÝ VÝKRES
- 2) Výkres č. 0-0002: MOTOROVÝ PROSTOR
- 3) Výkres č. 0-0003: M260.0 PODVOZEK
- 4) Trakční charakteristika remotorizovaného motorového vozu M260.0



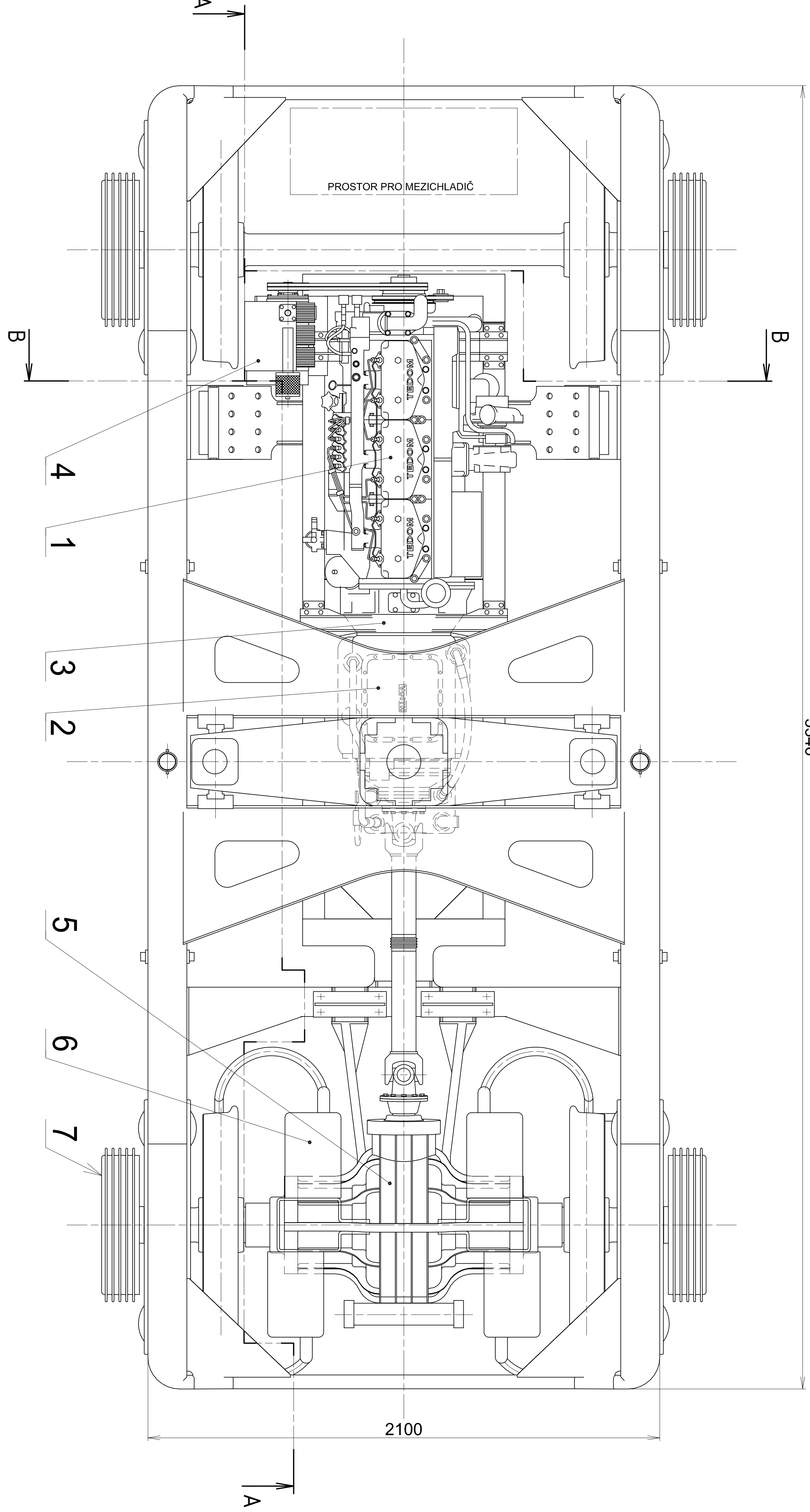
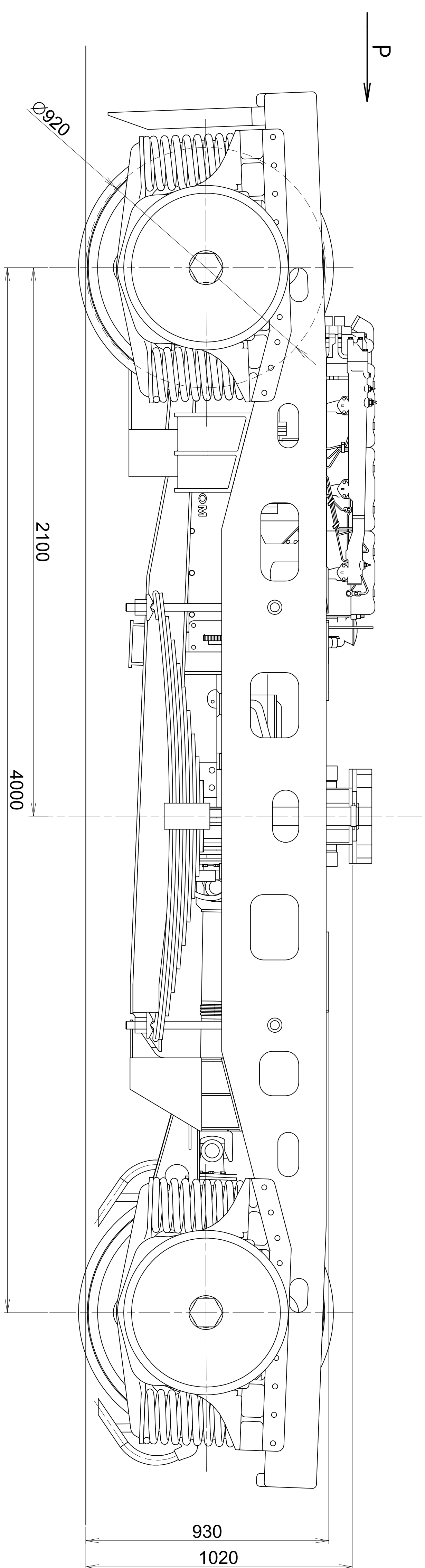
Rozchod	1 435 mm
Délka přes nárazníky	22 450 mm
Vzdál. otočných bodů	15 000 mm
Rozvor podvozku	4 000 mm
Šířka	2 985 mm
Výška nad T.K.	3 460 mm
Průměr dvojkolí	920 mm
Maximální rychlost	120 km/h
Uspořádání pojezdu	1A' A1'
Hmotnost obsazeného vozu	44 800 kg
Hmotnost prázdného vyzbrojeného vozu	38 680 kg
Hmotnost vybavené skříně	17 080 kg
Hmotnost vyzbrojeného podvozku	10 250 kg
Hmotnost na nápravu	11 200 kg
Výkon	2 x 169 kW
Max. tažná síla	64,7 kN
Počet míst k sedění	64
Počet míst ke stání	12
Hmotnost zavazadel	1 320 kg
Objem natěvných nádtíží	2 x 360 l

Základní údaje		PŘEDNÍ		ZADNÍ	
Model	150	Model	150	Model	150
Typ	150	Typ	150	Typ	150
Technologie	150	Technologie	150	Technologie	150
Obj. výměr	3,2 x 2011	Obj. výměr	3,2 x 2011	Obj. výměr	3,2 x 2011
Obj. výměr	3,2 x 2011	Obj. výměr	3,2 x 2011	Obj. výměr	3,2 x 2011
Obj. výměr	3,2 x 2011	Obj. výměr	3,2 x 2011	Obj. výměr	3,2 x 2011



Poznámka: Výkres zpracován na základě měření na skutečném vozidle.

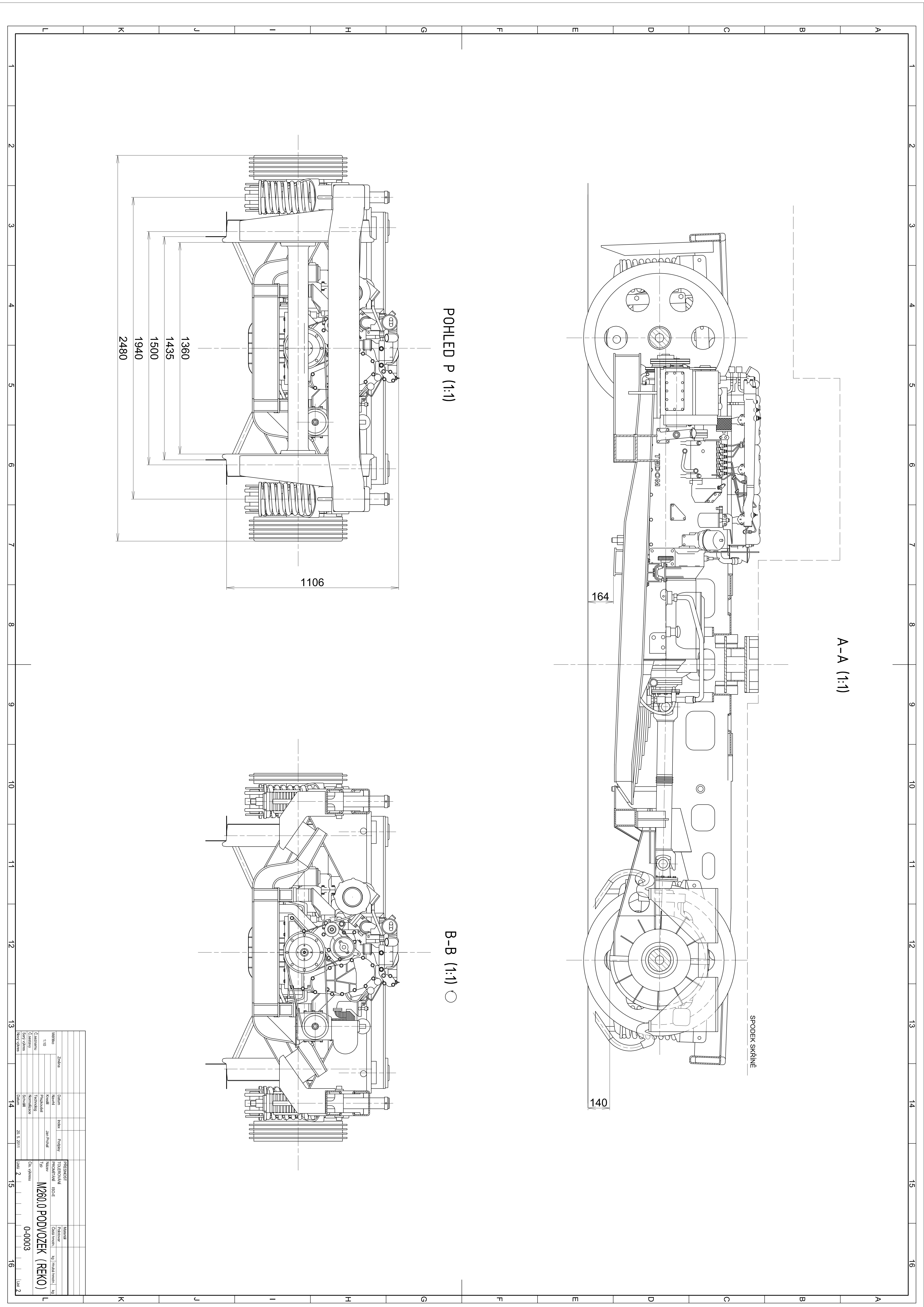
Změna		Index		Podpis		PŘESNOST	
Měřítko	Datum	Návrh	Index	Podpis	TOLEROVÁNÍ	Podpis	Materiál
1:30				Jan Prochal	PROMĚŘENÍ		Polotovár
Č. seznamu	Kreslí	Technolog			ISO-E		Čistá hmot., kg
Č. sestavy	Projekční	Normalizace					Hrubá hmot., kg
Sady výkres	Schválil						
Nový výkres	Datum						
	15. 5. 2011						
				Čís. výkresu		0-0002	
				Listů		1/1	
				MOTOROVÝ PROSTOR			



- 1 - SPALOVACÍ MOTOR
- 2 - PŘEVODOVKA
- 3 - MEZIKUS
- 4 - KOMPRESOR
- 5 - NÁPRAVOVÁ PŘEVODOVKA
- 6 - PÍSEČNÍK
- 7 - BRZDOVÝ BUBEN

Spalovací motor	TEDOM TD 242 RV TA 25
Převodovka	Voith DIWA 863.3E
Kompresor	3-DSK-75
Hmotnost podvozku	10 250 kg
Hmot. spalovacího motoru	970 kg
Hmotnost převodovky	310 kg
Hmot. nápravové převodovky	450 kg
Hmotnost kompresoru	65 kg
Rozchod	1 435 mm
Brzda	bubnová
Kola	celistvá odlehčená
Nápravy	duře
Průměr kol	920 mm
Rozvor	4000 mm
Výška přenosu podřepných sil	1 020 mm

Základní údaje		Přesnosti	
Model	110	Model	M260.0 PODOVZEK (REKO)
Verze	1.0	Verze	0-0003
Stav	Nový	Stav	Nový
Číslo	26.5.2011	Číslo	2
Podpis		Podpis	
Středisko		Středisko	



A-A (1:1)

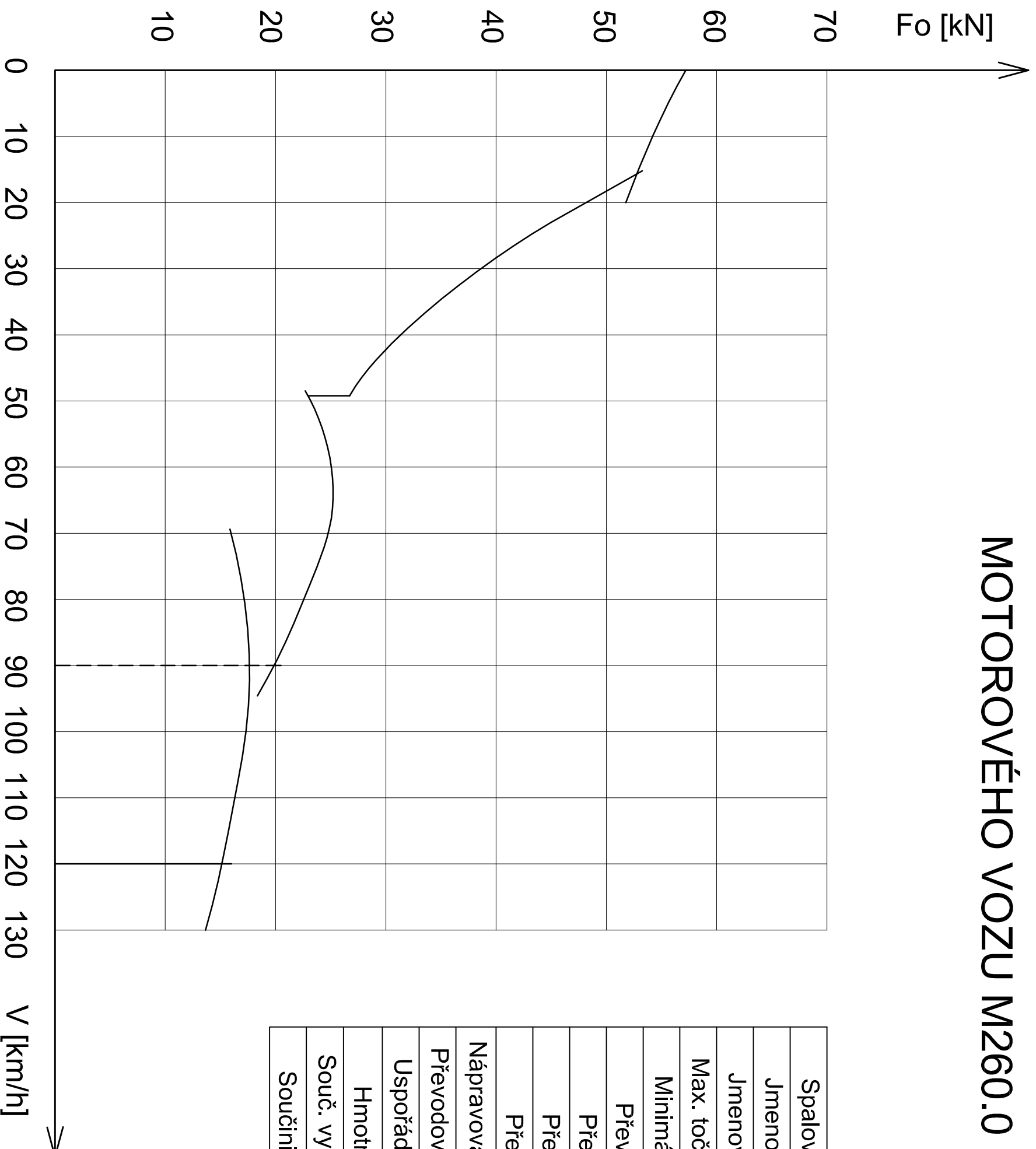
POHLED P (1:1)

B-B (1:1) ○

SPODEK SKŘINE

NÁZEV		MĚŘÍTKO		PRŮŘEZ	
Základní		1:1		1:1	
Kód		1:1		1:1	
Klasifikace		1:1		1:1	
Vytvořeno		1:1		1:1	
28. 5. 2011		1:1		1:1	
M260.0 PODOVZEK (REK)		0-0003		1:1	

TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKA REKONSTRUOVANÉHO MOTOROVÉHO VOZU M260.0



Spalovací motor	TD 242 RV TA 25
Jmenovitý výkon	242 kW
Jmenovité otáčky	1950 ot./min
Max. točivý moment	1 630 Nm při 1 300 ot./min
Minimální otáčky	1000 ot./min
Převodovka	Voith DIWA 863.3E
Převod 1°	5,3 - 6,1
Převod 2°	1,43
Převod 3°	1,00
Nápravná převodovka	původní ČKD
Převodový poměr n.p.	2,5
Uspořádání dvojkolí	1A' A1'
Hmotnost vozu	38 130 kg
Souč. využití adheze	0,9230
Součinitel adheze	dle Curcius - Kniffler

1 km/h ≈ 1,5 mm

1 kN ≈ 2,5 mm