



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

Fakulta strojní  
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Návrh uložení dieselařegátu Cummins QSK38 do strojovny článku  
jednotky GTW+ Rusland

Design Bearing Frame for fixing of Cummins QSK38 Diesel Generator in  
Engine Room Unit GTW+ Rusland

*Diplomová práce*

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

**Bc. Tomáš Červenka**

---

Praha, 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**  
Fakulta : **strojní**  
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Akademický rok: **2014/2015**



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): **Bc. Tomáš Červenka**

studijní program: **N 2301 Strojní inženýrství**  
studijní obor: **2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název tématu: **Návrh uložení dieselagregátu Cummins QSK38  
do strojovny článku jednotky GTW+ Russland**

Název tématu anglicky: **Design Bearing Frame for Fixing of Cummins QSK38  
Diesel Generator in Engine Room Unit GTW + Russland**

Označení diplomové práce: **DP 2015 – KV 01**

Pokyny pro vypracování:

Proved'te návrh nosného rámu pro pružné uložení dieselagregátu do strojovny článku jednotky GTW+Russland. Vytvořte dynamický model hnacího článku jednotky a stanovte vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů hnacího článku.

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Požadavky a způsoby řešení strojovny u lehkých kolejových vozidel.
2. Typový výkres jednotky GTW+ Russland v měřítku 1:50.
3. Analýzu silových účinků působících na hrubou stavbu skříně pohonného článku a na nosný rám dieselagregátu Cummins QSK38. Základní návrh vypružení pohonného článku a odpružení nosného rámu. Stanovte parametry silentbloků s ohledem na vlastní frekvence a tvary kmitů trakčního modulu jednotky.
4. Výpočet šroubových spojů upevnění silentbloků dle VDI 2230 na hlavní rám.
5. Sestavný výkres nosného rámu dieselagregátu.
6. Průvodní technickou zprávou, obsahující popis a hodnocení navrženého řešení.

Rozsah průvodní zprávy: min. 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací:

Doporučené podklady: Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.  
Skripta ČVUT:  
KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel  
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II, Kolejová vozidla II - pojezd

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Odborný konzultant:

Datum zadání diplomové práce: 10.4.2015

Datum odevzdání diplomové práce: 19.6.2015

Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“

*Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.*

Zadání diplomové práce převzal dne: 20.4.2015

.....  
podpis diplomanta

*Vítek*

Doc. Ing. Oldřich **VÍTEK**, Ph.D.  
vedoucí ústavu 12120



*Valášek*  
Prof. Ing. Michael **VALÁŠEK**, DrSc.  
děkan fakulty strojní

## Abstrakt

Rešerše na způsoby řešení strojovny lehkých kolejových vozidel. Hmotností bilance trakčního modulu GTW+ Russland a uspořádání jednotky DPM DMU 001. Návrh uložení dieselagregátu Cummins QSK38, který obsahuje návrh a analýzu silových účinků působících na nosný rám a hrubou stavbu skříně dle ČSN 12 663-1. Koncepční návrh rámu spojujícího motor a generátor. Základní návrh svislého vypružení modulu. Analýza vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu trakčního modulu. Návrh výpočtu šroubových spojů upevňujících silentbloky na hlavní rám dle VDI 2230.

## Klíčová slova

Lehká kolejová vozidla, strojovna, silová analýza, silentbloky, třímomentová věta, ČSN EN 12 663-1, nosný rám, návrh vypružení, dynamický model, vlastní frekvence, vlastní tvary kmitu, šroubový spoj, VDI 2230.

## Abstract

Searches for ways of solving the engine room by light rail vehicles. Mass balance of traction unit GTW+ Russland and configuration of unit DPM DMU 001. Design of bearing of the dieselgenerator Cummins QSK38, which include design and analysis of force effects, affecting bearing frame and structural body according to ČSN EN 12 663-1. Conceptual design of the frame connecting the engine and the generator. Basic design of vertical suspension of traction unit. Analysis of eigen frequency and eigen figure cycle of traction unit. Calculation of bolted joints attaching silentblocks to the main frame according to VDI 2230.

## Keywords

Light rail vehicles, engine room, force analysis, silentblock, three-torque principle, ČSN EN 12 663-1, bearing frame, design spring arrangement, dynamic model, eigen frequency, eigen figure cycle, bolted joints, VDI 2230



## Prohlášení

Předkládám tímto diplomovou práci k posouzení a obhajobě na ČVUT Fakultě strojní. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a pouze pod odborným dohledem doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. Veškeré zdroje a informace jsou citovány a uvedeny podle normy ISO 690 v této práci (viz. Použitá literatura).

V Praze, 27. června 2015

.....

Bc. Tomáš Červenka



## Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. pod jehož vedením vznikla tato diplomová práce, zejména za odborné konzultace, připomínky a rady. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Pavlovi Mikolášovi ze společnosti Stadler za odborné konzultace a rady. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za morální a materiální podporu po celou dobu studia.



## Obsah

1	Úvod .....	8
2	Lehká kolejová vozidla.....	9
3	Pohonný systém .....	10
3.1	Dieselové ucelené jednotky.....	11
3.1.1	Bombardier Talent a Itino .....	11
3.1.2	Siemens Desiro .....	12
3.1.3	Alstom Coradia Lint .....	14
3.1.4	Obecný popis jednotky ICE TD .....	14
3.1.5	Technický popis jednotky ICE-TD .....	15
4	Stadler GTW.....	16
4.1	Řešení strojovny GTW 2/6 .....	17
4.1.1	Pomocné pohony .....	17
4.1.2	Motorová část .....	18
4.1.3	Současné jednotky .....	19
5	Stadler GTW+ (DMU 001 MVM).....	20
5.1	Vybavení trakčního modulu GTW+.....	21
5.2	Uspořádání jednotky .....	23
6	Hmotnostní bilance .....	24
6.1	Hmotnost rozložení dieselagregátu.....	25
6.2	Náhrada hmotného bodu kloubového vozu .....	27
7	Návrh silentbloků .....	30
7.1	Předběžný návrh silentbloků .....	30
7.2	Uložení agregátu.....	31
7.3	Kombinace zatížení.....	33
7.4	Výpočet reakcí v silentblocích .....	33



---

7.4.1	Síly od svislého zatížení .....	35
7.4.2	Síly od příčného zatížení.....	38
7.4.3	Síly od podélného zatížení.....	43
7.5	Výpočet nosníků .....	45
8	Dynamika trakčního modulu .....	51
8.1	Návrh svislého vypružení trakčního modulu .....	51
8.2	Náhradní mechanická soustava trakčního modulu .....	61
8.2.1	Kinetická energie.....	63
8.2.2	Potenciální energie.....	65
8.2.3	Řešení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů soustavy .....	71
8.3	Model v rovině z-y .....	75
8.4	Vlastnosti odpružení agregátu.....	85
9	Návrh rámu.....	87
10	Návrh šroubových spojů.....	91
11	Závěr .....	100
12	Seznam použitých veličin .....	102
13	Použitá literatura .....	109
14	Seznam obrázků .....	112
16	Seznam tabulek .....	115
17	Přílohy.....	116



# 1 Úvod

Téma této diplomové práce je zpracování rešerše na řešení strojevny u lehkých kolejových vozidel a dále je zaměřena na návrh odpružení dieselagregátu pro trakční modul Stadler GTW+ Russland.

Rešerše je zaměřena především na hlavní zástupce z oblasti lehkých kolejových vozidel. Dále se tato práce věnuje návrhu odpružení agregátu, především výpočtu reakcí působících v odpružení agregátu při zatěžujících stavech dle ČSN EN 12 663-1. Následuje sestavení dynamického modelu trakčního modulu, na kterém je proveden základní návrh vypružení. Poté jsou na modelech trakčního modulu s dieselagregátem vyšetřeny vlastní frekvence a vlastní tvary kmitu. Z vypočtených reakcí pro návrh odpružení se vychází při výpočtu šroubových spojů dle VDI 2230, které upevňují odpružení do hrubé stavby vozidla.

## 2 Lehká kolejová vozidla

Lehká kolejová vozidla lze rozdělit do několika kategorií. Jedná se především o separované tratě (metro), městské tratě (tramvaj), příměstské tratě (tram-train) nebo regionální tratě (kolejové autobusy, ucelené jednotky). Na regionálních tratích je většinou provozní rychlost do 100 km/hod.

Tato diplomová práce se bude věnovat pouze vozidlům určeným k provozu na regionálních tratích nebo příměstských tratích, kde se kolejová vozidla lehké stavby musí výrazně potýkat s výraznou konkurencí autobusové a individuální automobilové dopravy.

Z ekonomického hlediska je na takovéto trati nevýhodné používat vozidla s velkým podílem „mrtvé“ hmotnosti, jako např. lokomotiva s osobními vozy. Podstatným problémem pro dopravce je v současnosti i legislativa. Zatímco kolejová cesta a další infrastruktura je pro dopravce zpoplatněna, tak automobilista na tolik poplatků nenaráží.

Ve většině evropských zemí v systému regionální a příměstské dopravy je v současnosti snaha, aby kolejová doprava tvořila páteří systém, především v oblastech s velkou přepravní kapacitou. Proto je snaha reformovat regionální železnice a to i z hlediska legislativy. Z těchto předpokladů vychází i stavba lehkých kolejových vozidel. Musí se jednat o vozidla, která jsou pro dopravce výhodná a konkurenceschopná. Nejnovějšími trendy v této oblasti dopravy je snaha o rychlé a pohodlné cestování.

Hlavním požadavkem na konstrukci lehkého kolejového vozidla je nízkopodlažnost, která umožňuje rychlý a pohodlný nástup cestujících, tak i nástup osob s omezenou pohyblivostí, kočárků či jízdních kol. Neméně důležitým požadavkem je pak i zajištění přepravy spoluzavazadel jako jsou např. již zmíněné kočárky, jízdní kola nebo lyže.

Plně průchozí souprava s velkým výhledem do okolí a atraktivní design zlepšují pohodlí cestování. V jednotce by v současnosti také neměla chybět klimatizace. Vzhledem k nižším provozním rychlostem a snížení podílu mrtvé hmotnosti vozidla se používá lehké hrubé stavby, dimenzované na maximální podélné síly 1 500 kN. Lehká kolejová vozidla v současnosti dosahují jízdního zrychlení do  $1 \text{ m/s}^2$ . [4],[5],[6].

## 3 Pohonný systém

Z hlediska zdroje energie pro kolejová vozidla je lze rozdělit na vozidla závislé trakce a vozidla nezávislé trakce.

U závislé trakce je vozidlo závislé na vnějším zdroji energie, to znamená, že vozidlo si energii potřebnou pro pohyb nevozí sebou, ale trakce je napájena výhradně elektrickou energií. Tuto energii získávají z troleje, případně z boční (třetí) kolejnice. Jedná se jak o systémy napájené stejnosměrným proudem, tak systémy napájené střídavým proudem. V současnosti se v konstrukci kolejových vozidel uplatňuje především konstrukce ucelených jednotek označovaných zkratkou EMU = electric multiple unit.

Vozidla nezávislé trakce si vozí energetický zdroj pro pohon s sebou, jedná se především o zdroj chemické energie (naftu), zkratka DMU = Diesel mechanical unit. Tento typ vozidel lze dále pak rozdělit podle způsobu přenosu trakčního výkonu na dvojkolí, a to na vozidla s diesel-mechanickým přenosem výkonu (DMMU), diesel-hydraulickým přenosem výkonu (DHMU) a vozidla s diesel-elektrickým přenosem výkonu (DEMU). Jako nejvýhodnější a nejvíce využívaný přenos se jeví diesel-elektrický přenos výkonu, zde je dieselový motor spojený s generátorem a není tudíž propojen s dvojkolím. Výhodou jsou konstantní otáčky motoru a také optimalizování účinnosti a emisí dieselového motoru. Nejméně častý přenos výkonu je potom diesel-hydraulický. Vzhledem k tomu, že tématem mé práce je vozidlo DEMU, tak se dále budu věnovat hlavně vozidlům závislé trakce (DMU) [8].

## 3.1 Dieselové ucelené jednotky

Výrobci lehkých kolejových vozidel nezávislé trakce je v současné době celá řada, nejčastěji se však můžeme setkat s jednotkami Bombardier Talent, Alstom Coradia Lint, Siemens Desiro a Stadler GTW. Jednotky od firmy Bombardier, Alstom a Siemens mají jinou koncepci než jednotka Stadler GTW. Mají pohonný blok umístěný pod podlahou, což snižuje procento nízkopodlažnosti jednotky. Jednotka od firmy Stadler má naopak pohonný článek umístěný samostatně, což sice nesnižuje procento nízkopodlažnosti jednotky, ale ubírá prostor pro cestující. Co se týče přepravní kapacity, jsou tyto čtyři jednotky koncepčně podobné. [2],[9],[10],[13].

### 3.1.1 Bombardier Talent a Itino

Společnost Bombardier v konstrukci lehkých kolejových vozidel nabízí své dieselové jednotky Talent a Itino v různých uspořádáních, nejčastěji to jsou dvouvozové jednotky spojené prostřednictvím Jakobsova podvozku.

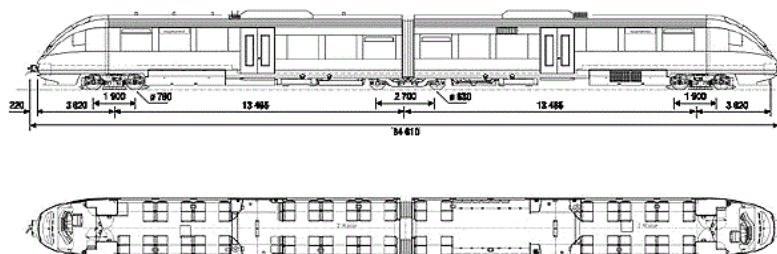
Jednotka Itino má uložené pohonné agregáty pod podlahou čelních vozů, z tohoto důvodu není tolik prostoru pro nízkou podlahu oproti ostatním jednotkám. Dalším rozdílem oproti ostatním jednotkám je pak jiné řešení hrubé stavby skříně. V tomto případě se jedná o pohon vznětovými motory firmy MAN s výkonem až 500 kW a hydraulickým přenosem výkonu na dvojkolí (DHMU). Jde o poměrně velký instalovaný výkon, díky kterému jednotka dosahuje maximální rychlosti 160 km/hod [15].



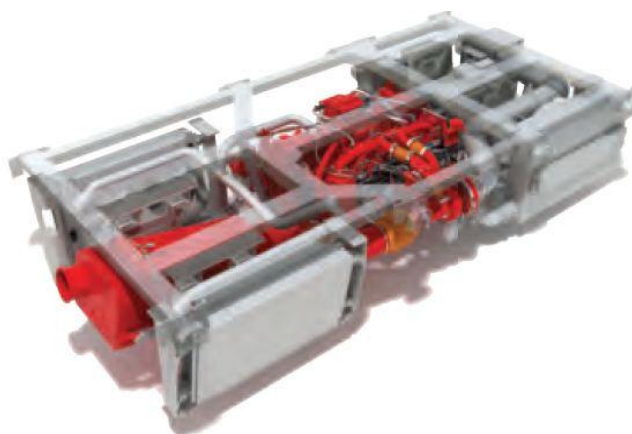
Obrázek 1 - Bombardier Itino [15].

Jednotka Talent má obdobné uspořádání jako Bombardier Itino, ale více připomíná jednotky Siemens Desiro nebo Alstom Lint. Pohonný blok je umístěn ode dveří směrem k čelu vozu.

Rozdíl mezi jednotkami Itino a Talentem je v instalovaném výkonu. Talent má pohonný blok s motorem o výkonu 315 kW. Další rozdíl je také v chlazení, které je u jednotky Itino umístěno na střeše vozu, zatímco u jednotky Talentu je chlazení součástí pohonného bloku. [9],[16],[24].

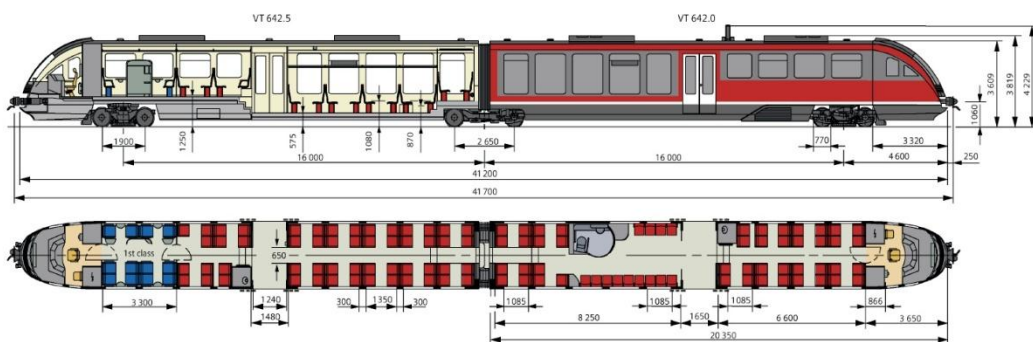


Obrázek 2 - Typový náčrtek Bombardier Talent [9].



Obrázek 3 - Podpodlahový agregát od společnosti Cummins [23].

### 3.1.2 Siemens Desiro



Obrázek 4 - Typový náčrtek Siemens Desiro (DMU) [2].

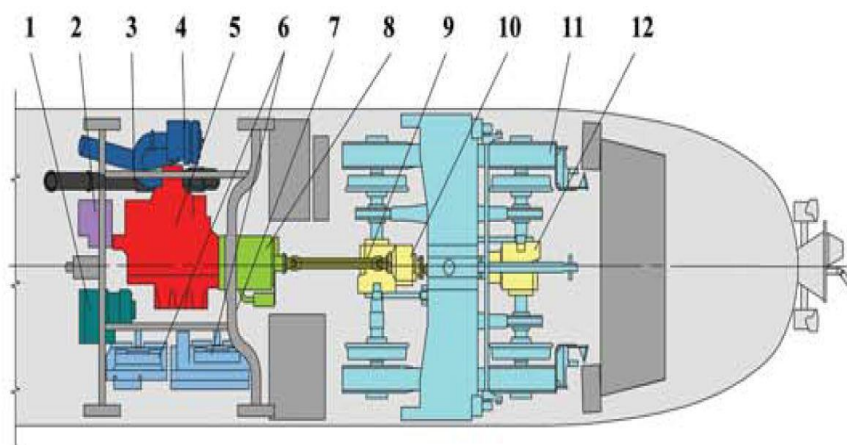
Jednotka Desiro od společnosti Siemens s diesel-mechanickým pohonem vychází ze stejnojmenné jednotky nezávislé trakce.

Na obrázku (Obrázek 4) je patrné, že jednotka je tvořena dvěma vozy, které jsou spojeny prostřednictvím Jakobsova podvozku. Nástupní prostor je v nízkopodlažní části a směrem k čelu vozu následuje oblast zvýšené podlahy, kde se pod podlahou ukrývá pohonný blok diesellového motoru s mechanickým přenosem výkonu.

Tento pohonný blok je schématicky znázorněn na následujícím obrázku (Obrázek 5).

- 1- palubní generátor proudu
- 2- chladicí kompresor
- 3- výfukový systém
- 4- sání motoru
- 5- šestiválcový vznětový motor
- 6- tepelný výměník a chladič
- 7- nosná konstrukce
- 8- pětistupňová automatická převodovka
- 9- Cardanový hřídel
- 10- nápravová reverzační převodovka
- 11- podvozek
- 12- náprava s převodovkou

Z tohoto popisu je patrné, že sání do motoru probíhá z boku vozidla a výfuk dolů pod vozidlo. Mechanický přenos je zajištěn automatickou převodovkou a Cardanovým hřídelem, reverzační a nápravovou převodovkou. Tyto pohonné bloky jsou v celé jednotce dva, v každém vozu po jednom. Každý motor má výkon 360 kW, a s touto konfigurací dosahuje jednotka maximální rychlosti 120 km/hod a rozjezdového zrychlení  $1,1 \text{ m/s}^2$ . [2],[3].



Obrázek 5 - Schéma pohonu Siemens Desiro [3].

### 3.1.3 Alstom Coradia Lint

Tato dieselová jednotka od společnosti Alstom je nabízena v konfiguracích od jednoho do tří vozů s rozdílnými maximálními rychlostmi, nejvíce však do 140 km/hod.

Lint je lehký inovativní regionální vlak. Z obrázku (Obrázek 6) je patrné, že Coradia Lint je koncepčně řešená stejně jako jednotka Siemens Desiro.

Pohonné bloky (power-packs), které jsou umístěny pod podlahou ode dveří směrem k čelu vozu. Výkon pohonných bloků je 315 nebo 390 kW a jedná se o hydrodynamický nebo mechanický přenos výkonu. Motor také splňuje přísnější emisní normu Stage IIIB. Stejně tak jsou vozy dvouvozové soupravy spojeny prostřednictvím Jakobsova podvozku.

Rozdíl je pak v uspořádání nízké podlahy a nástupních dveří, které jsou u této jednotky orientovány více k čelu vozu a nízká podlaha je tudíž pak orientována více do středu vozu. [12],[13],[14],[24].



Obrázek 6 - Coradia Lint typový náčrtek [12].

### 3.1.4 Obecný popis jednotky ICE TD

K vývoji dieselové jednotky ICE TD došlo především proto, že ne všechny tratě Deutsche Bahn jsou elektrifikované a právě Deutsche Bahn kladly nároky na vysoké rychlosti cestování i na těchto tratích. Z těchto důvodů se jednotka ICE TD měla podobat jednotce ICE 3. Tudíž došlo k vývoji vysokorychlostní jednotky s diesel-elektrickým přenosem výkonu. Navíc jednotka ICETD měla být osazena systémem, který umožňuje naklápění skříně v obloucích z důvodu zvýšení průjezdných rychlostí v obloucích menších poloměrů. Nakonec byly povoleny pouze změny oproti ICE 3 a to jen do pohonné části a v systému naklápění skříně [1].

Jednotka se při vývoji a provozu potýkala s mnohými technickými nedostatky (pevnost náprav) a vyrobeno bylo tak pouze 20 kusů za poměrně vysokou cenu [1].

### 3.1.5 Technický popis jednotky ICE-TD

Jak bylo zmíněno výše, jedná se o diesel elektrický přenos výkonu. Uspořádání pojezdu jednotky je následující 2'Bo'+Bo'2'+2'Bo'+Bo'2'.

Je patrné, že se jedná o uspořádání symetrické a každý z vozů jednotky je poháněn vlastním dieslovým motorem, který je jako celý diesel-elektrický blok umístěn pod podlahou vozu. Jedná se tak o ucelené kompaktní celky, kde je každý tento blok tvořen horizontálním vznětovým motorem pružně spojeným s generátorem. V tomto bloku nechybí palivová nádrž o objemu 1000 litrů (což vystačí na ujetí vzdálenosti okolo 2000 km) a také sání a výfuk motoru (viz. Obrázek 3). Celý tento blok je pryžo-kovovými prvky namontován do skříně vozidla pod úroveň podlahy.

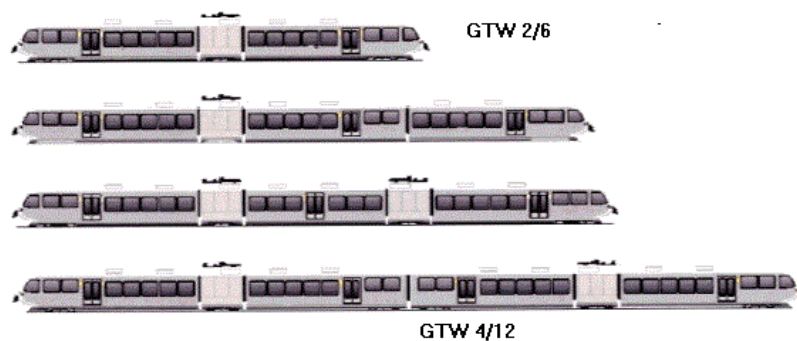
Celkový výkon instalovaných motorů je 2240 kW (kontinuálně 1700 kW). S pohonem poloviny náprav a instalovaným výkonem jednotka vyvine maximální rychlost 200 km/h.

Nevýhody tohoto uspořádání je vzhledem k umístění agregátů špatný přístup pro opravu. Dále pak absence nízké podlahy [1].



## 4 Stadler GTW

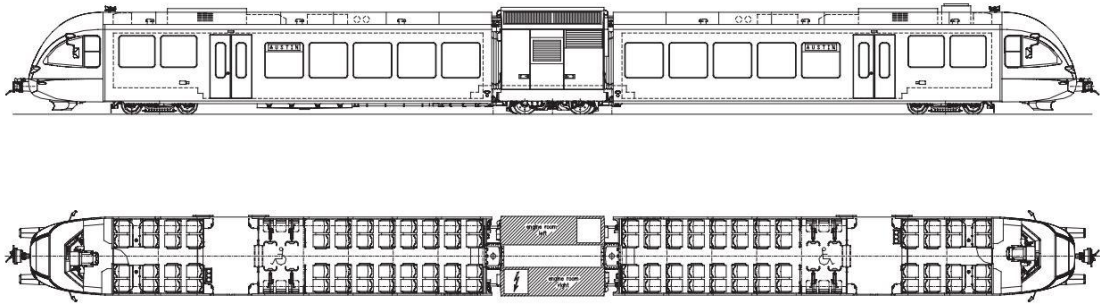
Gelenktriebwagen (GTW) neboli kloubový motorový vůz byl vyvinut jako vozidlo s modulární koncepcí, tak aby pokrylo různé požadavky, mezi kterými je rozchod, průjezdný průřez, přepravní kapacita a zdroj energie pro provoz, tedy EMU a DMU. Typickým znakem tohoto vozidla je prostřední článek, který tvoří trakční modul s průchozí uličkou, na kterém jsou kloubově zavěšené krajní články. Trakční modul obsahuje všechno potřebné pro pohon jednotky, a krajní články tak nejsou zatíženy pohonnými agregáty atd. Výhoda takto umístěného pohonného článku je ve snadné přístupnosti pro opravu a údržbu, další výhodou je modulární stavba celé jednotky, která umožňuje různé konfigurace jednotky (viz. Obrázek 7). GTW dosahuje až 75% nízké podlahy.



Obrázek 7 - Různé konfigurace GTW [18].

GTW 2/6 znamená, že dvě z šesti náprav jsou poháněné, tedy že hnané podvozky jsou vždy pod trakčním modulem a pod vozovými články jsou podvozky běžné. V dieselové jednotce se jedná o diesel-elektrický přenos výkonu. Do roku 2003 byl instalován jeden vznětový motor o výkonu 550 kW a od roku 2003 2x375 kW a to z důvodu redundance jednotky. Elektrický modul je pak osazen výkonem 760 kW nebo 1100kW.

Maximální rychlost DMU se pohybuje od 120-140 km/hod v závislosti na konfiguraci jednotky. Pohonný blok není umístěn pod prostorem pro cestující, čímž jsou lépe ochráněni před případnými vibracemi. Toto uspořádání je také velmi vhodné do provozu při zhoršených klimatických podmínkách. [7],[10],[11],[17].



Obrázek 8 - Stadler GTW typový náčrtek [10].

## 4.1 Řešení strojovny GTW 2/6

Vzhledem k tomu, že tématem této diplomové práce je řešení rámu a návrh odpružení dieselového-elektrického celku bude dalším úkolem zpracování řešení strojovny diesel-elektrické jednotky. Strojovna GTW trakčního modulu je rozdělena uličkou na 2 části, u první verze GTW byl na jedné straně umístěn motor a na straně druhé pomocné pohony.

### 4.1.1 Pomocné pohony

Na straně pomocných pohonů je ventilátorová jednotka s regulovaným hydrostatickým pohonem pro větrání chladicí věže, výměníku tepla a pro chlazení plnicího vzduchu motoru a chladicí vody motoru. Dále ventilátor s regulovatelným hydrostatickým pohonem pro odvětrávání trakčních motorů, stejnosměrný generátor určený pro napájení osvětlení, napájení baterie vozidla a napájení elektrického systému vozidla, který je poháněný vznětovým motorem. Na obrázku (Obrázek 9) je vidět otevřený trakční modul na straně pomocných pohonů. Úplně vlevo je umístěna kompresorová jednotka, v prostřední části pak chladicí věž a na pravé straně pomocný měnič a jízdní baterie [7].



Obrázek 9 - GTW Trakční modul - strana pomocných pohonů [7].

#### 4.1.2 Motorová část

Na druhé straně trakční jednotky byla umístěna část s dieselovým agregátem. U první verze GTW byl diesel-elektrický přenos výkonu poháněn přeplňovaným dvanácti válcovým čtyřtaktním vznětovým motorem, určeným pro trvalý výkon 540 kW při 2100 1/min. Přes přírubu je k motoru připojen třífázový asynchronní generátor.

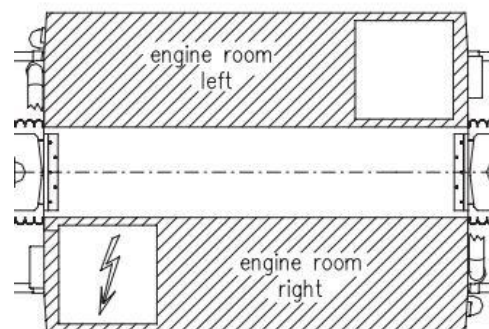
Na obrázku (Obrázek 10) je vidět vlevo generátor, který je spojený s dieselovým motorem v prostřední části. Ve vrchní části je patrný vstup chladícího vzduchu do generátoru a vedle dvě turbodmychadla. Úplně vpravo je viditelný výstup chladícího vzduchu z věže a výměníků [7].



Obrázek 10 - GTW trakční modul - strana motoru [7].

#### 4.1.3 Současné jednotky

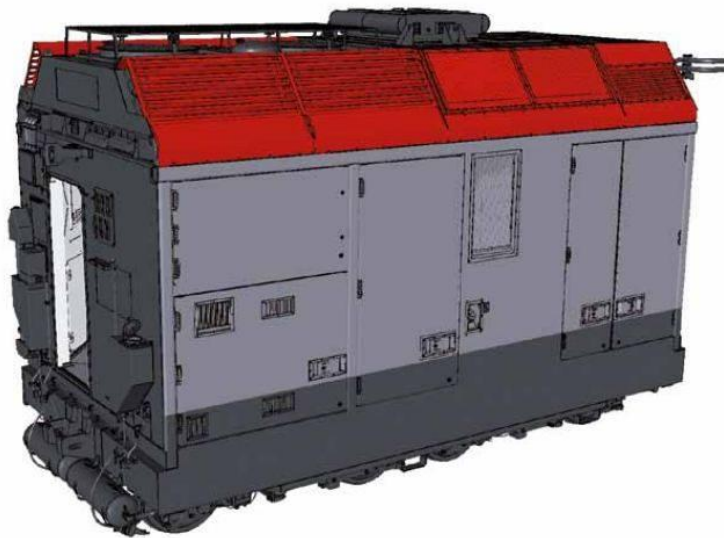
Současné jednotky GTW, vzhledem k zajištění redundance jsou osazeny dvěma pohonnými bloky, které se skládají z diesellového motoru, asynchronního generátoru a IGBT měniče. Pohon dvojkolí je realizován pomocí asynchronního motoru a nápravové převodovky se závěskou [10].



Obrázek 11 - Schéma GTW [1].

## 5 Stadler GTW+ (DMU 001 MVM)

V roce 2011 Stadler uzavřel kontrakt se společností Metrovagonmash na dodání 100 (dvou prototypů) diesel-elektrických trakčních modulů stejné koncepce jako standardní GTW. S tím rozdílem, že jednotky jsou určeny pro provoz na ruském rozchodu (1520 mm) kolejí a výsledná jednotka bude složena ze dvou GTW+ trakčních modulů a pěti vozů [19].



Obrázek 12 - Stadler GTW+ Rusland [10].

Modul je konstruován na maximální rychlost 160 km/hod, jeho délka přes klouby je 7300 mm a na rozdíl od standardního GTW modulu je umístěna na dvou hnacích podvozcích. Pohonnou jednotkou je zde vznětový motor Cummins QSK38 Stage IIIA s výkonem 1119 kW, který je přes přírubu spojen s asynchronním třífázovým generátorem.

Skříň trakčního modulu je ocelové konstrukce, kde obdobně jako u standardních GTW je hlavní rám horizontální a je tvořen obdélníkem, ve kterém jsou umístěny podvozky. Diferenciální hrubá stavba skříně je řešena svařením nosných ocelových prvků konstrukce a vnějším plechovým opláštěním. Asymetrická ulička pak zajišťuje průchodnost trakčního modulu. Stejně jako u standardního modulu GTW je do trakčního modulu koncentrováno veškeré vybavení pro pohon celé jednotky, včetně

palivové nádrže na 2000 litrů nafty. Všechna zařízení jsou pro snadnou údržbu přístupná z venku nebo z vnitřní uličky. [7],[10],[19].



Obrázek 13 - Metrovagonmash DPM DMU [20].

## 5.1 Vybavení trakčního modulu GTW+

Trakční modul GTW+ Russland je vybaven dieslovým motorem Cummins QSK38 Stage IIIA s výkonem 1119 kW. Jedná se o přeplňovaný dvanáctiválcový čtyřdobý vznětový motor o objemu 38 litrů s poměrem vrtání a zdvihu 159 mm k 159 mm.

Motor pohání pomocné pohony a třífázový asynchronní generátor od rakouské společnosti Tractionssysteme. Jedná se o alternátor TG 64-44-4 s cizí ventilací a výkonem 880kW.

V trakčním modulu je také nový typ trakčního měniče od firmy ABB, který bylo nutno použít vzhledem k navýšení výkonu oproti standartním GTW modulům. Jedná se o kompaktní trakční měnič ABB BORDLINE CC1500 DE. [19],[21],[22].

**TECHNICAL DATA**

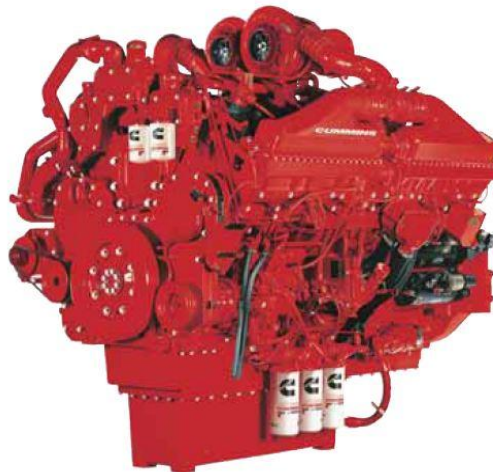
Product: TG 64-44-4

Cooling/Type: air / self ventilated, open

Rated Power: 880 kW

Rated Speed: 1725 min<sup>-1</sup>

Obrázek 14 - Asynchronní generátor od společnosti Traktiosysteme AU [22].



Obrázek 15 - Vznětový motor Cummins QSK38 Stage IIIA [21].

V tabulce (Tabulka 1) jsou hmotností parametry motoru a generátoru, které byly získány od společnosti Stadler Praha.

Tabulka 1 - Hmotností parametry motoru a generátoru

Hmotnost motoru $m_m$	5 291	[kg]
Hmotnost generátoru $m_g$	2 075	[kg]
Moment setrvačnosti motoru $I_{mKZ}$	1 416	[kg * m <sup>2</sup> ]
Moment setrvačnosti generátoru $I_{gKZ}$	163	[kg * m <sup>2</sup> ]
Moment setrvačnosti motoru $I_{mQZ}$	388	[kg * m <sup>2</sup> ]
Moment setrvačnosti generátoru $I_{gQZ}$	122	[kg * m <sup>2</sup> ]
Volnoběžné otáčky motoru $n_{vol}$	700	[1/min]

## 5.2 Uspořádání jednotky

V této diplomové práci byl sestaven typový výkres jednotky Metrovagonmash DPM – 001 DMU, který je možno nalézt v příloze A.

Tato jednotka se skládá ze sedmi vozů, jak je patrné z obrázku (Obrázek 13). Jedná se o dva čelní řídicí vozy, které jsou kloubově zavěšeny na trakční modul GTW+ od společnosti Stadler AG, kterého se týká zadání diplomové práce.

Dále je v soupravě zařazen kloubový vůz, který je taktéž jako čelní vůz kloubově uložen na trakční modul. Tyto tři vozy tvoří vždy “Triplet” a trakčně jsou na sobě nezávislé. Tím je tak zajištěna redundance celé jednotky. Mezi tyto trojice vozů je vložen pak vůz dvou podvozkový s běžnými dvojkolými.

Uspořádání pojezdu celé jednotky je  $2'Bo'Bo'2'+2'2'+2'Bo'Bo'2'$ . Počet poháněných dvojkolí je tedy osm a počet běžných dvojkolí dvanáct.



Obrázek 16 - Interiér DMU jednotky Metrovagonmash DPM [25].

K sestavení hmotností bilance trakčního modulu je třeba znát vzdálenost podvozku kloubových vozů, od uložení na trakčním modulu a dále pak jejich hmotnost a užitečnou hmotnost. Z obrázku (Obrázek 16) je patrné uspořádání sedaček 3+3. Byl proveden odhad počtu sedaček a rozměrů vozu, z těchto hodnot dále vychází zatížení trakčního modulu v hmotnostní bilanci.



## 6 Hmotnostní bilance

Kvalifikovaným odhadem a z dostupných údajů byla vytvořena hmotnostní bilance trakčního modulu a kloubových vozů. Maximální dovolené zatížení náprav trakčního modulu bylo 20,5 tun na nápravu. Z čehož vyplývala maximální hmotnost celého vozu 82 tun. Samostatná hmotnost trakčního modulu činí 50 tun. Na zatížení od kloubových vozů připadá 16 tun na kloubový vůz. Pro zjednodušení bylo uvažováno stejně zatížení od čelního vozu a od vloženého vozu. Užitečná hmotnost trakčního modulu je 1 680 kg, jedná se o hmotnost nafty v nádrži ( $\rho_{nafta} = 840 \text{ kg/m}^3$ ).

Technické parametry trakčního modulu jsou patrné z obrázku (Obrázek 17).

### ***Contractually agreed technical features***

Cummins QSK38 Stage IIIA diesel engine	1 119 kW
Maximum speed	160 km/h
Length (distance between couplings), max.	7300** mm
Width, max.	3480** mm
Height (above top of rail), max.	5300** mm
Dead weight when vehicle is in running order, max.	50* t
Permissible axle load, max.	20.5 t
Pressure force at coupling height	2000 kN
Tractive force at coupling height	1000 kN
Fuel tank	2000* l
Wheel diameter (new/worn)	870/800 mm
Outside operating temperature	-40°/+40°C
Storage temperature	-50°C
Max. humidity	85%
Operating time	16 hrs/day
Service life	40 years
GOST standards	
Loading gauge of the power module as per GOST 9238	T

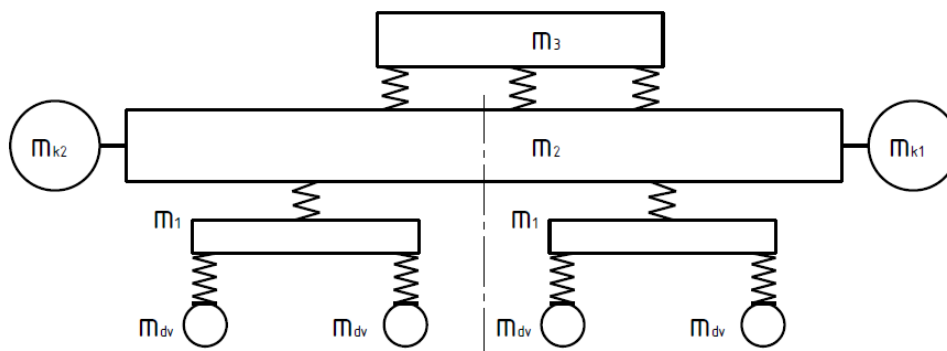
*Obrázek 17 - Technické parametry trakčního modulu [10].*

Hmotnost trakčních podvozků pod trakčním modulem byla kvalifikovaně odhadnuta na 6 500 kg. Hmotnost samostatného dieselagregátu je 7 366 kg. Hmotnost dvojkolí byla určena cca 1000 kg.

Hmotnostní bilance trakčního modulu je patrná z tabulky (Tabulka 2) případně z obrázku (Obrázek 18). Z této hmotností bilance se dále vycházelo při návrhu svislého vypružení a při návrhu silentbloků pro odpružení dieselagregátu.

Tabulka 2 - Hmotnostní bilance trakčního modulu

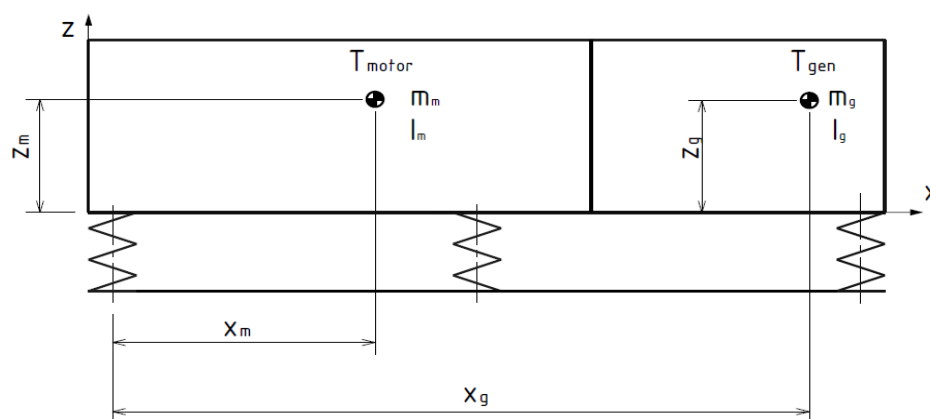
Maximální hmotnost GTW modulu	82 000	[kg]
Hmotnost samostatného modulu	50 000	[kg]
Hmotnost od kloubového vozu $m_{k1}=m_{k2}$	16 000	[kg]
Užitečná hmotnost trakčního modulu $m_{uz}$	1 680	[kg]
Hmotnost podvozku $m_p$	6 500	[kg]
Hmotnost primárně odpružených hmot $m_1 = m_p - 2 * m_{dv}$	4 500	[kg]
Hmotnost skříně modulu $m_2$	27 954	[kg]
Hmotnost dieselagregátu $m_3$	7 366	[kg]
Hmotnost dvojkolí $m_{dv}$	1 000	[kg]



Obrázek 18 - Hmotností rozložení trakčního modulu

## 6.1 Hmotnost rozložení dieselagregátu

Hmotnost  $m_3$  se skládá z hmotnosti motoru a hmotnosti asynchronního generátoru. Motor a generátor byly pevně spojeny, proto byla provedena úprava na jedno hmotovou soustavu.



Obrázek 19 - Hmoty motoru a generátoru

Tabulka 3 - Geometrické parametry těžiště motoru a generátoru

Vzdálenost $z_m = z_g$	716	[mm]
Vzdálenost $x_m$	822	[mm]
Vzdálenost $x_g$	2 233	[mm]

Výsledná hmotnost jedno hmotové soustavy:

$$m_3 = m_m + m_g \quad (6.1)$$

Výpočet těžiště výsledné hmoty se vypočítá ze známých rozměrů a hmotností přes statické momenty k souřadnému systému x-z.

$$m_m * x_m^2 + m_g * x_g^2 = m_3 * x_c^2 \quad (6.2)$$

$$x_c = \sqrt{\frac{m_m * x_m^2 + m_g * x_g^2}{m_3}} \quad (6.3)$$

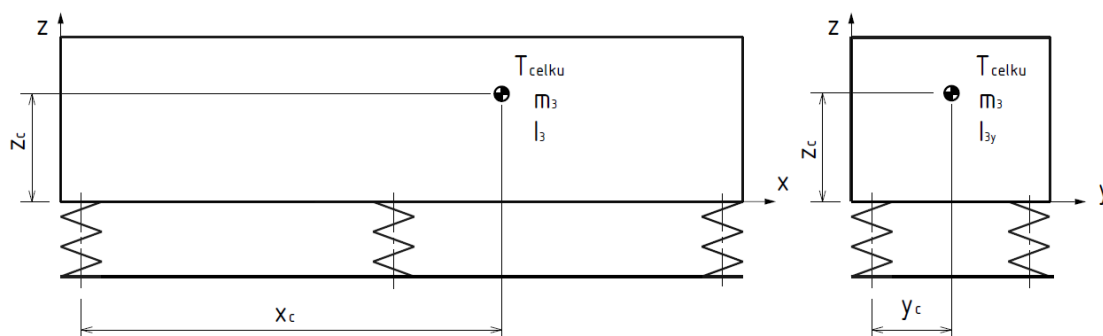
V ose z se vzdálenost těžiště nijak nezmění, protože  $z_m = z_g$ .

Moment setrvačnosti bylo nutné dopočítat přes Steinerovu větu k novému těžišti. A to tak, že byly sečteny momenty setrvačnosti motoru a generátoru a k nim se pak pomocí Steinerovy věty přičetl součin jednotlivé hmotnosti a kvadrátu vzdálenosti mezi jednotlivým a celkovým těžištěm.

$$I_3 = I_{mxz} + I_{gxz} + m_m * \left( \frac{x_c - x_m}{1000} \right)^2 + m_g * \left( \frac{x_g - x_c}{1000} \right)^2 \quad (6.4)$$

Celkový moment setrvačnosti v rovině y-z byl vypočítán součtem momentů setrvačnosti motoru a generátoru. Zde nebyl nutný přepočítání, vzhledem k tomu, že těžiště obou komponentů leží na stejné ose.

$$I_{3y} = I_{myz} + I_{gyz} \quad (6.5)$$



Obrázek 20 - Náhradní hmota za motor a generátor

Tohoto zjednodušení bylo použito při výpočtu dynamických vlastností trakčního modulu. Hodnoty rozměrů, hmotností a momentů setrvačnosti jsou zapsány v tabulce (Tabulka 4).

Tabulka 4 - Přepočtené hodnoty motoru a generátoru.

Celková hmotnost $m_3$	7 366	[kg]
Moment setrvačnosti $I_3$	4 725	[kg]
Moment setrvačnosti $I_{3y}$	510	[kg * m <sup>2</sup> ]
Vzdálenost $z_c$	716	[mm]
Vzdálenost $x_c$	1 375	[mm]
Vzdálenost $y_c$	300	[mm]

## 6.2 Náhrada hmotného bodu kloubového vozu

Vzhledem k uložení kloubových vozů na trakční modul bylo nutné zjistit redukovanou hmotnost, která vstupuje na trakční modul. Respektive jde o nahrazení jedno hmotového modelu kloubového vozu dvou hmotovým modelem, kde jedna hmota je uložena na trakčním modulu a druhá je uložena nad podvozkem kloubového vozu. Náhradní hmotnosti byla vypočtena z podmínek:

- 1) stejná hmotnost:

$$m_{kloub} = m_{redTM} + m_{redPod} \quad (6.6)$$

- 2) stejné statické momenty:

$$m_{redTM} * x_T - m_{redPod} * (x_{kloub} - x_T) = 0 \quad (6.7)$$

- 3) stejné momenty setrvačnosti:

$$m_{redTM} * x_T^2 + m_{redPod} * (x_{kloub} - x_T)^2 = I_{kloubvozu} \quad (6.8)$$

Z těchto vztahů pak vyplývá redukovaná hmotnost na kloubový vůz a na podvozek kloubového vozu.

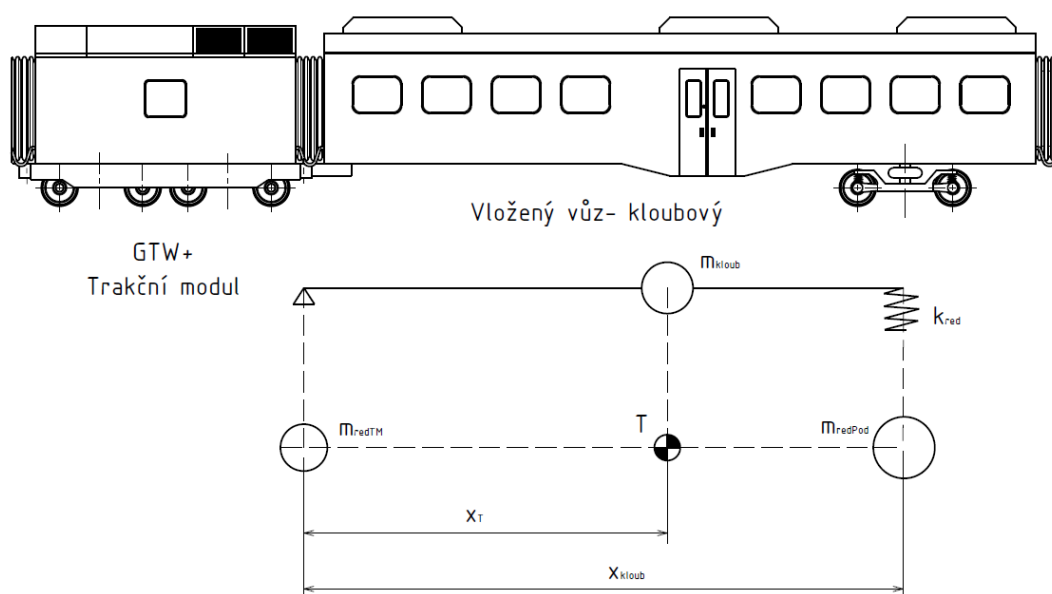
Redukovaná hmotnost do osy dvojkolí:

$$m_{redPod} = m_{kloub} * \left( 1 - \frac{m_{kloub} * x_T^2}{I_{kloubvozu}} \right) \quad (6.9)$$

Redukovaná hmotnost do uložení na trakčním modulu:

$$m_{redTM} = m_{kloub} * \left( \frac{m_{kloub} * x_T^2}{I_{kloubvozu}} \right) \quad (6.10)$$

Vzhledem k tomu, že parametry kloubových vozů nebyly známy, nahradila se hmotnost a dynamické síly na kloubovém uložení trakčního modulu statickou tíhou z předcházející hmotností bilance [26].



Obrázek 21 - Náhrada hmotnosti kloubového vozu

Pro návrh vypružení bylo nutné vyšetřit velikost užitečné hmotnosti od kloubových vozů, která případně na uložení na trakčním modulu. Poměrná část hmotnosti byla vypočítána ze vztahu:

$$m_{kuz} = \frac{n_c * m_{cest} * (x_{kloub} - x_T)}{x_{kloub}} \quad (6.11)$$

Hodnoty  $x_T, x_{kloub}, m_{cest}$  byly určeny kvalifikovaným odhadem z typového výkresu jednotky DPM DMU 001. Při návrhu byla uvažována stejná užitečná hmotnost od obou kloubových vozů. Hmotnost cestujícího  $m_{cest} = 70kg$  pro země východní Evropy (Rusko) [32].

Tabulka 5 - Užitečné hmotnosti kloubového vozu

Počet cestujících ve voze $n_c$	88	-
Hmotnost cestujícího $m_{cest}$	70	[kg]
Těžiště $x_T$	9250	[mm]
Vzdálenost čepů $x_{kloub}$	13600	[mm]
Užitečná hmotnost od kloubového vozu $m_{kuz}$	1970	[kg]

## 7 Návrh silentbloků

Návrh silentbloků by měl splňovat pevnostní část, ta se týká maximálních statických sil působící na silentbloky a maximální dynamické síly působící na silentbloky.

Také by mělo být zaručeno, aby pryž silentbloku nebyla vystavována tlakovému namáhání, ale přenos sil se odehrával pouze v oblasti tlakové a smykové. Výrazně by mohlo snížit životnost silentbloku tečení (creep), jinými slovy vystavení dlouhodobým statickým silám, kdy může dojít po určitém čase ke znehodnocení pryže.

Silentblok by měl být dále navržen tak, aby jeho vlastní frekvence nebyla buzena, a nedocházelo tak k rezonanci, a to i vzhledem k tomu, že pryž má malou hodnotu útlumu.

Byla snaha navrhnout silentbloky jako některé katalogové. Bralo se také v úvahu, že katalogové silentbloky nebyly úplně vhodné, proto by bylo nutné konzultovat parametry silentbloků přímo s výrobcem.

### 7.1 Předběžný návrh silentbloků

Předběžně se pro návrh silentbloků vybraly silentbloky z katalogu firmy Continental CONTITECH MEGI (Metallgummi).

Jedná se o silentbloky pod obchodním označením MEGI Machine Mounts. Výrobce udává vhodnost použití těchto silentbloků ve velkém množství aplikací, především jde pak o izolaci vibrací a šoků od spalovacích motorů. S tear-off ochranou jsou silentbloky schopny ustát nárazově zrychlení až 3G ve všech směrech, ale poté je nutné silentblok vyměnit. Tear-off ochrana zaručuje, aby pryž silentbloku nebyla namáhána tahem, konstrukce ochrany je patrná viz. Obrázek 22.

Vnější plech silentbloku je potažen zinkem a pasivován jako ochrana proti korozivním vlivům [28].

Při výpočtech reakcí v silentblocích bylo potřeba znát tuhosti silentbloků. Ty lze vyčíst z charakteristik silentbloků. Pro další výpočty a vzhledem k tomu, že silentbloky ponesou velkou tíhu, byly zvoleny silentbloky s tvrdou pryží.

Tuhost ve svislém směru:

$$k_z = \frac{24\,000}{4} = 6000 \text{ N/mm} \quad (7.1)$$

Tuhost v příčném (podélném) směru:

$$k_{x,y} = \frac{14\,000}{2} = 7000 \text{ N/mm} \quad (7.2)$$

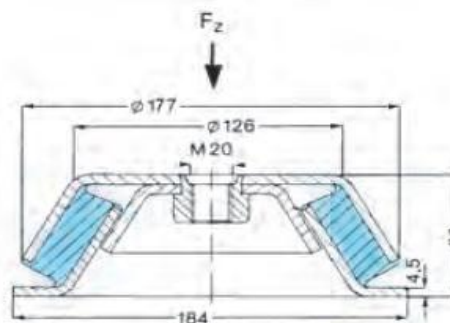
Z tuhostí je patrné, že silentblok je tužší v příčném (podélném) směru. Z obrázku (Obrázek 22) vyplývá, že namáhání pryže je rozloženo na smykové a tlakové napětí.

### Megi Machine Mounts with tear-off protection

Part No. 786 210

Versions:

hard, medium, soft



Obrázek 22 - Silentblok MEGI Machine Mounts s tear-off ochranou. [28].

## 7.2 Uložení agregátu

Uložení agregátu do skříně vozidla musí splňovat určité pevnostní požadavky, konkrétně normu ČSN EN 12 663-1 věnující se osobním vozům. Vozidla jsou rozdělena do pěti kategorií.

Při výpočtu zatěžujících sil bylo rozhodnuto, že trakční modul GTW+ spadá do kategorie vozidel P-II, tzn. kategorie ucelených jednotek, protože kloubové vozy ani trakční modul nemůžou být řazeny do normální vozové soupravy.

V této normě jsou stanovena zrychlení pro jednotlivé směry, které je nutno vynásobit hmotností prvků vybavení, v tomto konkrétním případě hmotností motoru a alternátoru.

Minimálním požadavkem je, že každé zatížení vyvolané zrychlením se musí individuálně posuzovat v kombinaci s maximálními zatíženími, jaká může vyvolávat

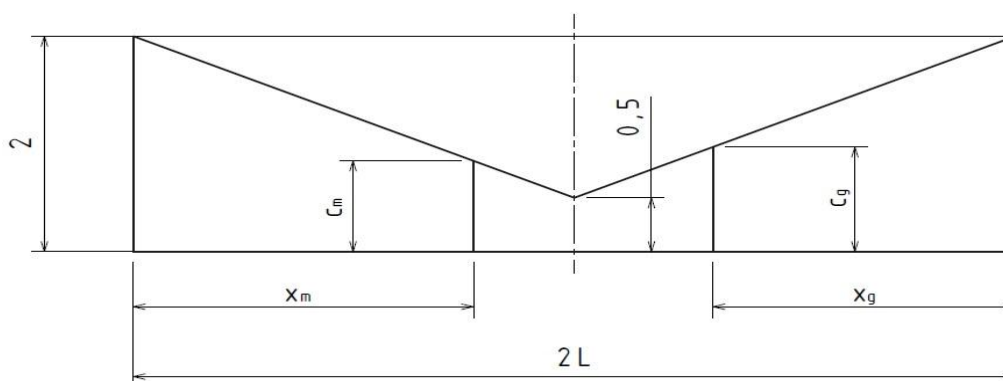


vlastní vybavení. Zde by bylo vhodné posoudit i tuto kombinaci, ale vzhledem k neznalostem silových zatížení, jaké může vyvolávat samotné vybavení, se provedl výpočet bez posouzení v kombinaci i s těmito silami. Zrychlení v jednotlivých směrech je pak patrné v tabulce (Tabulka 6), kde  $c = 2$  na konci vozidla a lineárně klesá na 0,5 ve středu vozidla [27].

Tabulka 6 - Hodnoty mezních zrychlení pro uchycení vybavení [27].

Kategorie	P-II
Zrychlení ve směru osy x	$\pm 3 g$
Zrychlení ve směru osy y	$\pm 1 g$
Zrychlení ve směru osy z	$(1 \pm c) * g$

Zde bylo nutné dopočítat hodnotu  $c$ , zvláště pro motor a alternátor. Jako kraj vozidla se uvažovalo místo uložení kloubových článků.



Obrázek 23 - Parametry pro výpočet konstanty  $c$  pro motor a alternátor

Vzdálenost:  $2L = 7300 \text{ mm}$ ,  $L = 3650 \text{ mm}$ ,

vzdálenosti vybavení:  $x_m = 3052 \text{ mm}$ ,  $x_g = 2597 \text{ mm}$ .

Hodnota konstanty  $c_m$  (dopočítá se z podobnosti trojúhelníků):

$$c_m = 0,5 + (L - x_m) * \left(\frac{1,5}{L}\right) = 0,746 \quad (7.3)$$

Hodnota konstanty  $c_g$  :

$$c_g = 0,5 + (L - x_g) * \left(\frac{1,5}{L}\right) = 0,933 \quad (7.4)$$

### 7.3 Kombinace zatížení

V tabulce (Tabulka 7) jsou rozepsána zatížení v jednotlivých směrech působící na motor-generátor. Vynecháno je zatížení působící od uchycených zařízení, jak bylo zmíněno výše.

Tabulka 7 - Kombinace zatěžující uchycení vybavení

Kombinace zatěžující uchycení vybavení:														
$g * [m/s^2]$	X	0	3	0	-3	0	3	0	-3	0	3	0	-3	0
	Y	0	0	1	0	-1	0	1	0	-1	0	1	0	-1
	Z	1	1	1	1	1	(1+c)	(1+c)	(1+c)	(1+c)	(1-c)	(1-c)	(1-c)	(1-c)

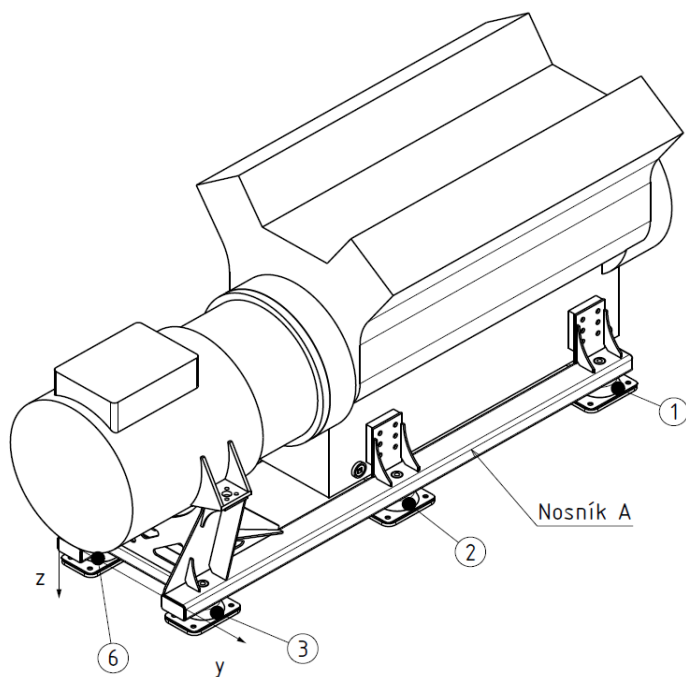
### 7.4 Výpočet reakcí v silentblocích

Agregát je na spojovací rám uložen staticky neurčitě na šesti podporách. Bylo potřeba rozpočítat zatěžující síly, které přenáší vybavení na spojovací rám, a z těchto sil byly následně vypočítané reakce, resp. síly zatěžující silentbloky, na kterých je rám spojovací agregát uložen. V následujícím výpočtu se zavedlo několik zjednodušení:

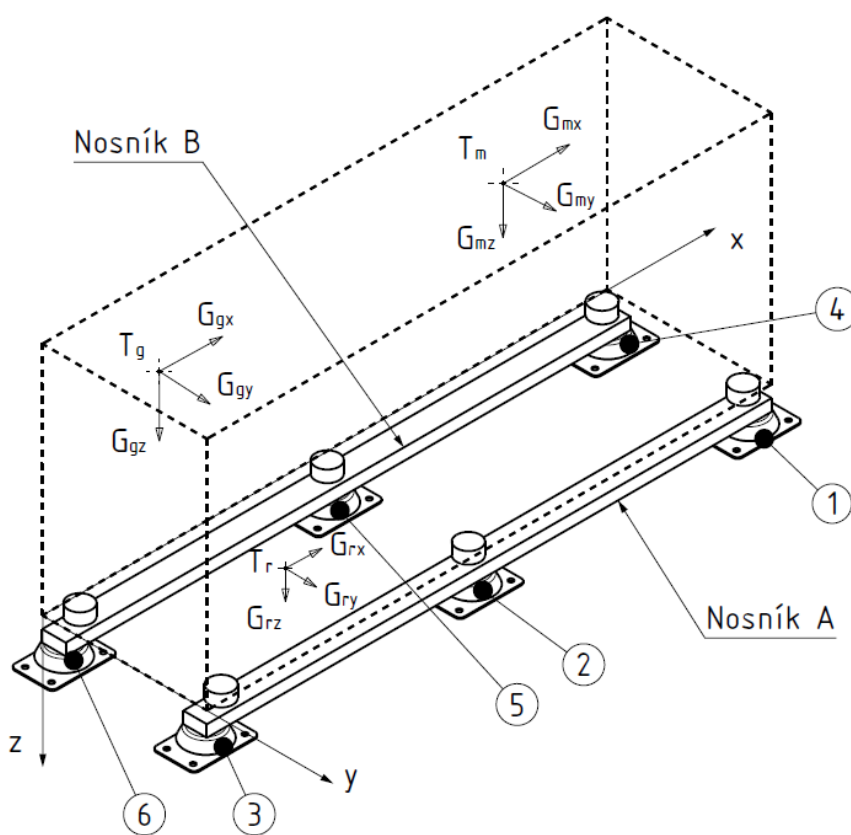
- 1) Rám, který pevně spojuje motor a alternátor se nahradil dvěma podélně orientovanými náhradními nosníky, každý na třech pružných podporách a byly označeny pro lepší orientaci A a B. Úloha je podélně symetrická mohl se tedy řešit každý nosník jako samostatný. Byl uvažován nosník stálého průřezu.
- 2) Zatěžující síly se vnášely v místech uložení vybavení.
- 3) Zanedbal se vliv vnášení síly na okraji profilu nosníku, ale síla se vnesla v ose symetrie náhradního nosníku.
- 4) Zanedbal se vliv klopných momentů od rámu spojovacího motor s generátorem. Hmotnost rámu  $m_r$  se odhadl na 200 kg a vzdálenost  $x_r$  na 930 mm

Silentbloky se očíslovaly čísly od jedné do šesti. Na nosníku A jsou silentbloky 1,2,3 a na nosníku B pak 4,5,6 (Obrázek 25). Číslování začalo od konce vany motoru směrem ke generátoru jak je patrné na obrázek (Obrázek 24).

Oba Nosníky byly zatěžovány ve stejných bodech a lišily pouze velikostmi sil. Dále bylo nutné určit zatížení nosníků od sil v jednotlivých směrech, tyto síly bylo potřeba rozpočítat z hmotnosti vybavení a zrychlení v různých směrech.



Obrázek 24 - Popis nosníků a silentbloků na skutečné sestavě



Obrázek 25 - Popis nosníku a silentbloků na náhradní soustavě, zatěžující síly v těžišti hmot motoru a generátoru. Nosník A silentbloky 1,2,3. Nosník B silentbloky 4,5,6

Tabulka 8 - Vstupní parametry pro výpočet reakcí v silentblocích

Vstupní Parametry pro výpočet reakcí v silentblocích					
Hmotnost:			Geometrie:		
Motor $m_m$	5 291	[kg]	$l_1$	1 177	[mm]
Generátor $m_g$	2 075	[kg]	$l_2$	1 104	[mm]
Rám $m_r$	200	[kg]	$l_3$	636	[mm]
Tuhost $k_z$	6 000	[N/mm]	$t_1$	1 179	[mm]
Tuhost $k_x = k_y$	7 000	[N/mm]	$t_2$	1 130	[mm]
Parametry nosníků:			$a_1$	820	[mm]
Modul pružnosti $E$	210 000	[MPa]	$a_2$	50	[mm]
Průřezová charakteristika $J_x$	2 933 100	[mm <sup>4</sup> ]	$x_{m1}$	1	[mm]
Průřezová charakteristika $J_y$	7 080 900	[mm <sup>4</sup> ]	$x_{m2}$	1 178	[mm]
Zrychlení:			$x_r$	930	[mm]
$a_x$	odečteno z tabulky 5	[m/s <sup>2</sup> ]	$x_g$	20	[mm]
$a_y$	odečteno z tabulky 5	[m/s <sup>2</sup> ]	$e$	600	[mm]
$a_z$	odečteno z tabulky 5	[m/s <sup>2</sup> ]	$h$	636	[mm]

V tabulce (Tabulka 8) jsou patrné parametry uchycení vybavení a umístění silentbloků, které byly konzultovány s firmou Stadler Praha. Rozměry  $x_{m1}, x_{m2}$  jsou velmi málo vzdáleny od umístění silentbloků, to bylo zavedeno z důvodu, kdyby mělo docházet k přenosu sil v jiném místě.

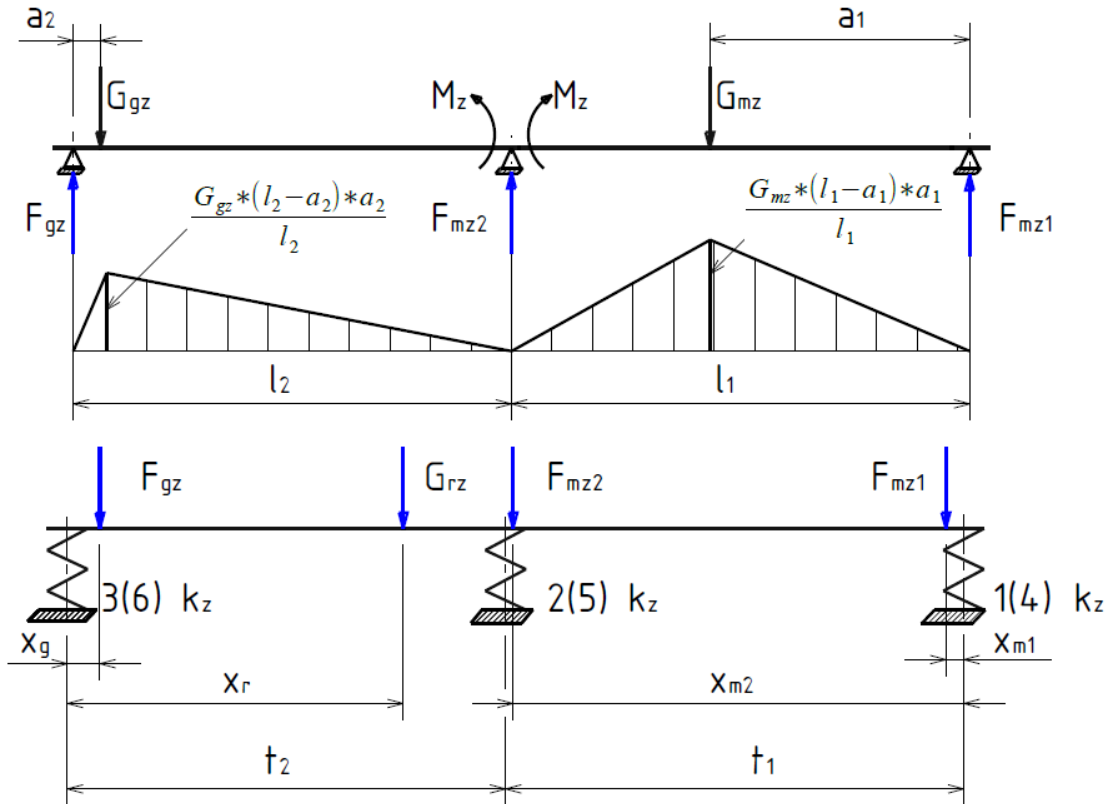
#### 7.4.1 Síly od svislého zatížení

Síly působící od svislého zatížení byly síly od tíhy vybavení (motoru a generátoru). Případně síly dle ČSN EN 12 663 s přírážkou, nebo odlehčením v závislosti na umístění na vozidle.

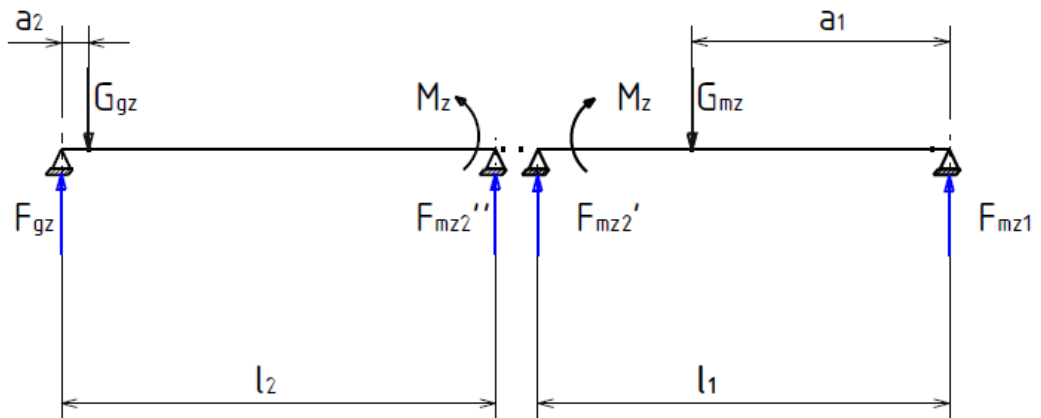
Vzhledem k tomu, že úloha je symetrická v rovině x-z a rovina symetrie prochází oběma těžišti, bylo řešení a zatížení nosníku A a B stejné. Bylo potřeba rozpočítat zatěžující síly, pro zjednodušení výpočtu se uvažoval staticky neurčitý nosník na třech podporách, které jsou umístěny v místech uchycení vybavení do rámu. Pro výpočet reakcí, resp. sil zatěžující nosníky A a B byla použita třímomentová věta.

$$\text{Kde síly } G_{gz} = m_g * a_{gz}, G_{mz} = m_m * a_{mz} \text{ a } G_{rz} = m_r * a_{rz} / 2.$$

Nosníky A a B byly počítány zvlášť, a protože jsou symetrické, jsou i stejně zatíženy, stačilo vypočítat jeden nosník. Výsledné reakce pro silentbloky 1 a 4 byly stejné, obdobně i ostatní silentbloky.



Obrázek 26 - Zatížení nosníku A a B od svislého zatížení v rovině x-z



Obrázek 27 - Náhradní nosníky z třímomentové rovnice

Pro výpočet sil  $F_{gz}$ ,  $F_{mz2}$ ,  $F_{mz1}$  byla použita třímomentová věta ve tvaru

$$2 * M_1 * l_1 + 2 * M_z * (l_1 + l_2) + 2 * M_3 * l_2 + \frac{6 * S_{z1}}{l_1} + \frac{6 * S_{z2}}{l_2} = 0 \quad (7.5)$$

Kde  $M_1, M_3$  jsou momenty v krajních podporách a jsou nulové, moment  $M_Z$  je náhradní moment v prostřední podpoře.  $S_{Z1}, S_{Z2}$  jsou statické momenty od momentových ploch, vždy ke krajní z podpor.

$$S_{Z1} = \left( \frac{G_{mz} * (l_1 - a_1) * a_1}{l_1} \right) * \left( \frac{a_1^2}{3} + \frac{(l_1 - a_1)}{2} * \left( a_1 + \frac{(l_1 - a_1)}{3} \right) \right) \quad (7.6)$$

$$S_{Z3} = \left( \frac{G_{gz} * (l_2 - a_2) * a_2}{l_2} \right) * \left( \frac{a_2^2}{3} + \frac{(l_2 - a_2)}{2} * \left( a_2 + \frac{(l_2 - a_2)}{3} \right) \right) \quad (7.7)$$

Náhradní moment:

$$M_Z = - \left( \frac{\frac{6 * S_{Z1}}{l_1} + \frac{6 * S_{Z3}}{l_2}}{2 * (l_1 + l_2)} \right) \quad (7.8)$$

Reakce, resp. zatěžující síly pro nosníky A, B se získaly z rovnic statické rovnováhy. Jak bylo patrné na obrázku (Obrázek 27) mohu nosník rozdělit na dva a mohl se vnést náhradní moment v prostřední podpoře. Reakce v prostřední podpoře je pak součet reakcí z obou nosníků. Ve vztazích (7.10), (7.12), (7.14) byly dosazeny geometrické parametry a vyjádřeny pouze vstupující síly.

$$F_{mz1} = \frac{G_{mz} * (l_1 - a_1) - M_Z}{l_1} \quad (7.9)$$

$$F_{mz1} = \frac{465,88 * G_{mz} + 12,08 * G_{gz}}{1177} \quad (7.10)$$

$$F_{gz} = \frac{G_{gz} * (l_2 - a_2) - M_Z}{l_2} \quad (7.11)$$

$$F_{gz} = \frac{1066,08 * G_{gz} + 108,88 * G_{mz}}{1104} \quad (7.12)$$

$$F_{mz2} = G_{mz} + G_{gz} - F_{mz1} - F_{gz} \quad (7.13)$$

$$F_{mz2} = G_{mz} + G_{gz} - \frac{465,88 * G_{mz} + 12,08 * G_{gz}}{1177} - \frac{1066,08 * G_{gz} + 108,88 * G_{mz}}{1104} \quad (7.14)$$

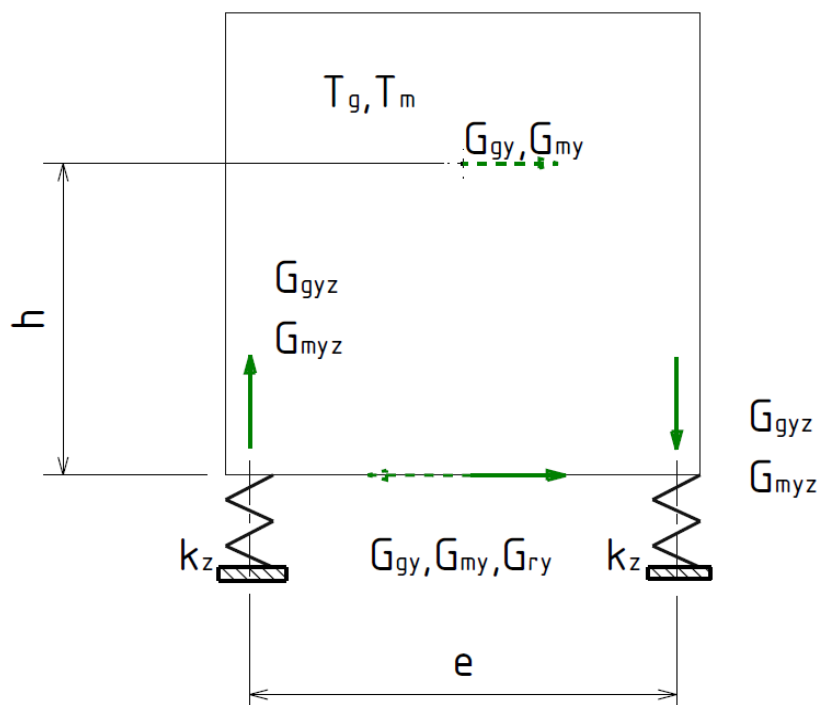
Tyto síly ještě se svislou silou od rámu jsou síly zatěžující nosník A a B, vzhledem k symetrii stačí vyřešit pouze jeden nosník, reakce na druhém budou stejné. Výpočet reakcí pro nosníky A a B bude vysvětlen na příkladu v další kapitole. Pro výpočet (vzhledem k různým kombinacím namáhání) byl použit program Matlab.

Výsledné zatěžující síly pro nosník A (B) bylo nutné podělit dvěma, protože bylo počítáno s celou tíhou vybavení.

$$\frac{F_{mz1}}{2}, \frac{F_{mz2}}{2}, \frac{F_{gz}}{2}$$

#### 7.4.2 Síly od příčného zatížení

V příčném směru působící síla v těžišti vytváří klopný moment, který je třeba zachytit na bázi nosníků. Síly v těžišti se zredukovaly na síly do příčného směru s přídatným klopným momentem, který přitěžuje jeden z nosníků a druhý odlehčuje ve svislém směru (Obrázek 28). Tyto svislé síly, jsou již síly působící na nosníky. Reakce v místě uchycení vybavení by měly směr opačný.



Obrázek 28 - Rozdělení sil od příčného směru v rovině y-z

Působící síly:

$$G_{gy} = m_g * a_y, G_{my} = m_m * a_y \text{ a } G_{ry} = m_r * a_y / 2$$

Klopný moment budou podpory zachytávat ve svislém směru. Z toho plyne rovnováha momentů:

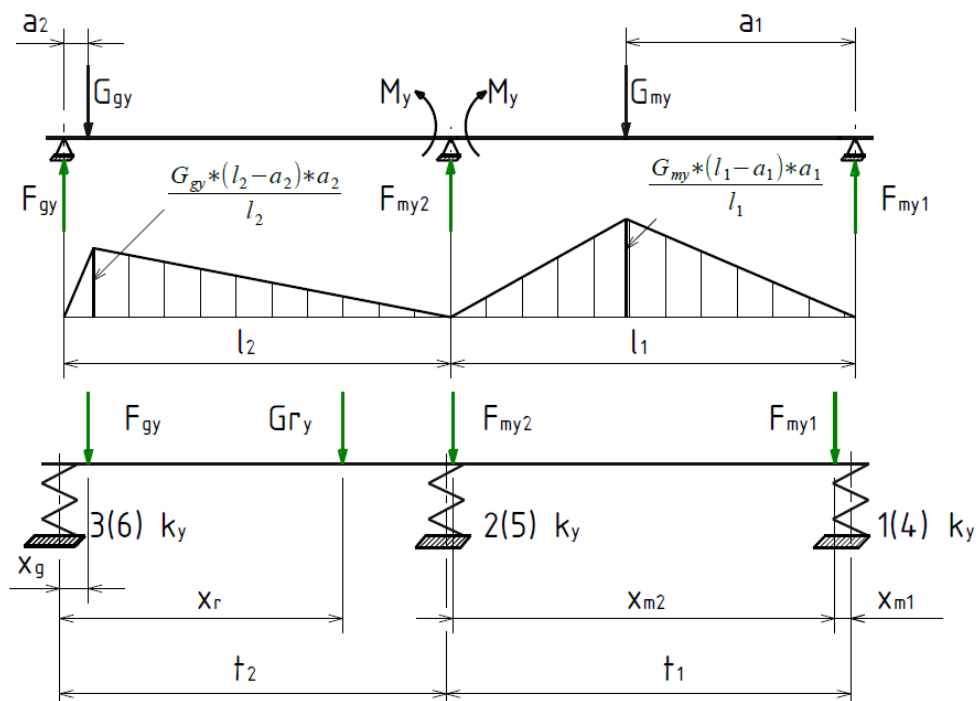
$$G_{my} * h = G_{myz} * e \quad (7.15)$$

To stejné platí pro moment od příčné síly působící na motor:

$$G_{gy} * h = G_{gyz} * e \quad (7.16)$$

Z toho bylo třeba rozpočítat třímomentovou větou síly přitěžující nosník A a B ve svislém směru, kde na nosník A působí v kladném směru a na nosník B v záporném viz. Obrázek 29. Stejně tak bylo třeba rozpočítat třímomentovou větou síly v příčném směru.

Bylo nutné rozpočítat zatížení v příčném a svislém směru působící na nosníky A a B stejně jako v předchozím případě od svislých sil.



Obrázek 29 - Síly působící na nosníky A, B v příčném směru



Nejprve bylo provedeno rozpočítání sil v příčném směru. Řešení bylo stejné jako v případě svislých sil, proto se již dále práce nezabývá detailnějším popisem.

$$2 * M_1 * l_1 + 2 * M_y * (l_1 + l_2) + 2 * M_3 * l_2 + \frac{6 * S_{Y1}}{l_1} + \frac{6 * S_{Y2}}{l_2} = 0 \quad (7.17)$$

Kde  $M_1, M_3$  jsou nulové.

$$S_{Y1} = \left( \frac{G_{my} * (l_1 - a_1) * a_1}{l_1} \right) * \left( \frac{a_1^2}{3} + \frac{(l_1 - a_1)}{2} * \left( a_1 + \frac{(l_1 - a_1)}{3} \right) \right) \quad (7.18)$$

$$S_{Y3} = \left( \frac{G_{gy} * (l_2 - a_2) * a_2}{l_2} \right) * \left( \frac{a_2^2}{3} + \frac{(l_2 - a_2)}{2} * \left( a_2 + \frac{(l_2 - a_2)}{3} \right) \right) \quad (7.19)$$

Náhradní moment:

$$M_y = - \left( \frac{\frac{6 * S_{Y1}}{l_1} + \frac{6 * S_{Y3}}{l_2}}{2 * (l_1 + l_2)} \right) \quad (7.20)$$

Zatěžující síly se získaly stejně jako v případě řešení pro svislé síly. Ve vztazích (7.22), (7.24), (7.26) byly dosazeny geometrické parametry a vyjádřeny pouze vstupující síly.

$$F_{my1} = \frac{G_{my} * (l_1 - a_1) - M_y}{l_1} \quad (7.21)$$

$$F_{my1} = \frac{465,88 * G_{my} + 12,08 * G_{gy}}{1177} \quad (7.22)$$

$$F_{gy} = \frac{G_{gy} * (l_2 - a_2) - M_y}{l_2} \quad (7.23)$$

$$F_{gy} = \frac{1066,08 * G_{gy} + 108,88 * G_{my}}{1104} \quad (7.24)$$

$$F_{my2} = G_{my} + G_{gy} - F_{my1} - F_{gy} \quad (7.25)$$

$$F_{my2} = G_{my} + G_{gy} - \frac{465,88 * G_{my} + 12,08 * G_{gy}}{1177} - \frac{1066,08 * G_{gy} + 108,88 * G_{my}}{1104} \quad (7.26)$$



Výsledné zatěžující síly nosní pro nosník A (B) bylo nutné podělit dvěma, protože bylo počítáno s celou tíhou vybavení.

$$\frac{F_{my1}}{2}, \frac{F_{my2}}{2}, \frac{F_{gy}}{2}$$

Přítěžující síly ve svislém směru od příčného zatížení byly rozpočítány stejně jako v předchozích případech, pouze s rozdílem vstupních sil.

Síla přítěžující svislý směr od generátoru:

$$G_{gyz} = \frac{G_{gy} * h}{e} \quad (7.27)$$

Síla přítěžující svislý směr od motoru:

$$G_{myz} = \frac{G_{my} * h}{e} \quad (7.28)$$

$$2 * M_1 * l_1 + 2 * M_{yz} * (l_1 + l_2) + 2 * M_3 * l_2 + \frac{6 * S_{YZ1}}{l_1} + \frac{6 * S_{YZ2}}{l_2} = 0 \quad (7.29)$$

Kde  $M_1, M_3$  jsou nulové.

$$S_{YZ1} = \left( \frac{G_{myz} * (l_1 - a_1) * a_1}{l_1} \right) * \left( \frac{a_1^2}{3} + \frac{(l_1 - a_1)}{2} * \left( a_1 + \frac{(l_1 - a_1)}{3} \right) \right) \quad (7.30)$$

$$S_{YZ3} = \left( \frac{G_{gyz} * (l_2 - a_2) * a_2}{l_2} \right) * \left( \frac{a_2^2}{3} + \frac{(l_2 - a_2)}{2} * \left( a_2 + \frac{(l_2 - a_2)}{3} \right) \right) \quad (7.31)$$

Náhradní moment:

$$M_{YZ} = - \left( \frac{\frac{6 * S_{YZ1}}{l_1} + \frac{6 * S_{YZ3}}{l_2}}{2 * (l_1 + l_2)} \right) \quad (7.32)$$

Zatěžující síly se získaly stejně jako v případě řešení pro svislé síly. Ve vztazích (7.34),(7.36),(7.38) byly dosazeny geometrické parametry a vyjádřeny pouze vstupující síly.

$$F_{myz1} = \frac{G_{myz} * (l_1 - a_1) - M_{YZ}}{l_1} \quad (7.33)$$

$$F_{myz1} = \frac{465,88 * G_{myz} + 12,08 * G_{gyz}}{1177} \quad (7.34)$$

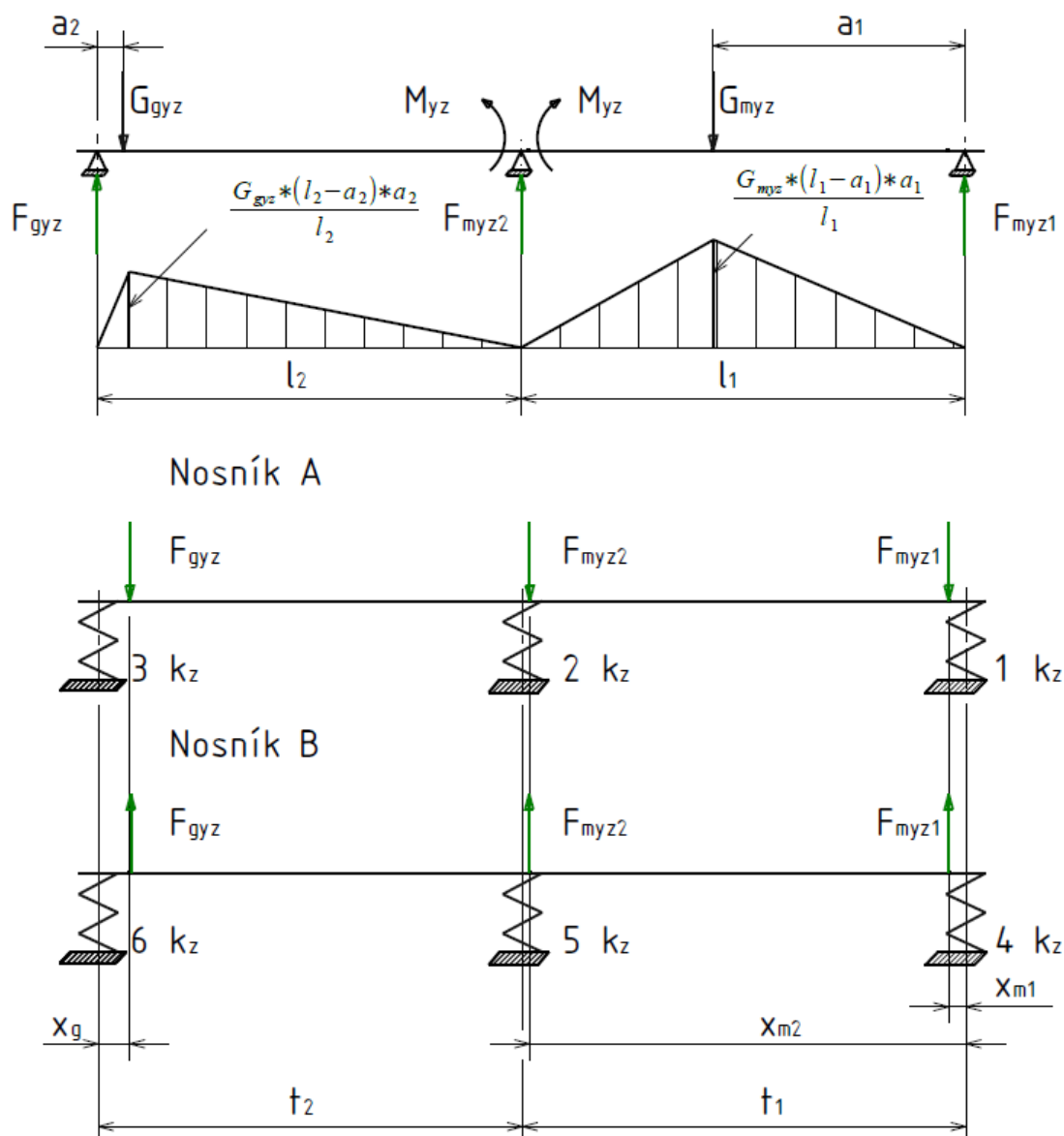
$$F_{gy} = \frac{G_{gyz} * (l_2 - a_2) - M_{YZ}}{l_2} \quad (7.35)$$

$$F_{gyz} = \frac{1066,08 * G_{gyz} + 108,88 * G_{myz}}{1104} \quad (7.36)$$

$$F_{myz2} = G_{myz} + G_{gyz} - F_{myz1} - F_{gyz} \quad (7.37)$$

$$F_{myz2} = G_{myz} + G_{gyz} - \frac{465,88 * G_{myz} + 12,08 * G_{gyz}}{1177} - \frac{1066,08 * G_{gyz} + 108,88 * G_{myz}}{1104} \quad (7.38)$$

Jak bylo patrné z obrázku (Obrázek 30), jeden nosník byl vždy přitěžován a druhý odlehčován, přičemž síly byly stejně velké, jen opačné orientace.



Obrázek 30 - Síly přitěžující nosník A a B ve svislém směru

### 7.4.3 Síly od podélného zatížení

V podélném směru byla redukce podélných sil na stejném principu jako v příčném směru. Podélná síla se nahradila silou orientovanou v ose nosníku a klopným momentem.

$$G_{gx} = m_g \cdot a_x, G_{mx} = m_m \cdot a_x \text{ a } G_{rx} = m_r \cdot a_x$$

$$\text{Klopné momenty } M_{mx} = G_{gx} \cdot l_3 \text{ a } M_{gx} = G_{mx} \cdot l_3.$$

K vyřešení sil, které zatěžují nosník A a B byla opět použita třímomentová věta. Jediný rozdíl, jak je patrné z obrázku (Obrázek 31) byl v tom, že nejde o zatížení silami, ale momenty. Proto budou mít statické momenty jiný tvar.

$$2 * M_1 * l_1 + 2 * M_{xz} * (l_1 + l_2) + 2 * M_3 * l_2 + \frac{6 * S_{xZI}}{l_1} + \frac{6 * S_{xZ2}}{l_2} = 0 \quad (7.39)$$

Kde  $M_1, M_3$  jsou nulové.

$$S_{xZI} = \frac{M_{mx} * a_1}{l_1} * \left(\frac{a_1^2}{3}\right) - \left(\frac{M_{mx} * (l_1 - a_1)}{l_1}\right) * \left(\frac{(l_1 - a_1)}{2}\right) * \left(a_1 + \frac{(l_1 - a_1)}{3}\right) \quad (7.40)$$

$$S_{xZ3} = \frac{-M_{gx} * a_2}{l_2} * \left(\frac{a_2^2}{3}\right) + \left(\frac{M_{gx} * (l_2 - a_2)}{l_2}\right) * \left(\frac{(l_2 - a_2)}{2}\right) * \left(a_2 + \frac{(l_2 - a_2)}{3}\right) \quad (7.41)$$

Náhradní moment:

$$M_{xz} = - \left( \frac{\frac{6 * S_{xZI}}{l_1} + \frac{6 * S_{xZ3}}{l_2}}{2 * (l_1 + l_2)} \right) \quad (7.42)$$

Zatěžující síly se získaly stejně jako v případě řešení pro svislé síly. Ve vztazích (7.44), (7.46), (7.47) byly dosazeny geometrické parametry a vyjádřeny pouze vstupující síly.

$$F_{mxz1} = \frac{M_{mx} - M_{YZ}}{l_1} \quad (7.43)$$

$$F_{mxz1} = \frac{1,118 * M_{mx} + 0,241 * M_{gx}}{1177} \quad (7.44)$$

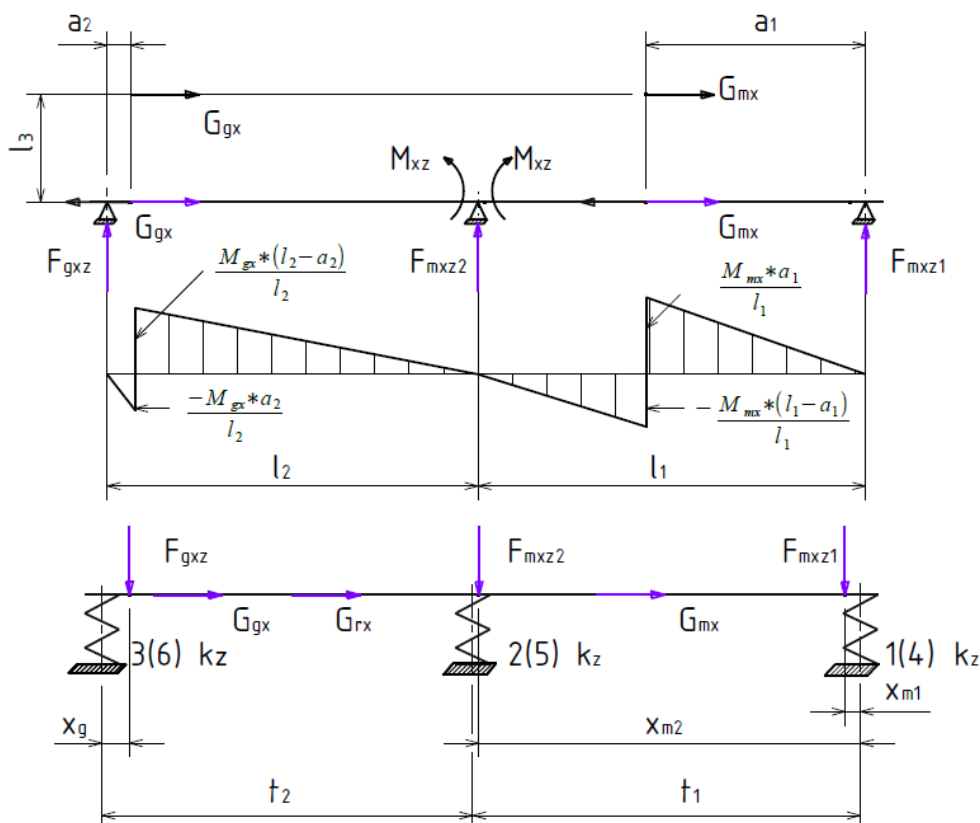
$$F_{mxz1} = \frac{M_{mx} - M_{YZ}}{l_1} \quad (7.45)$$

$$F_{gxz} = \frac{-0,759 * M_{gx} + 0,118 * M_{mx}}{1104} \quad (7.46)$$

$$F_{mxz2} = -F_{mxz1} - F_{gxz} \quad (7.47)$$

Výsledné zatěžující síly nosníky A (B) bylo nutné podělit dvěma, protože bylo počítáno s celou tíhou vybavení.

$$\frac{F_{mxz1}}{2}, \frac{F_{mxz2}}{2}, \frac{F_{gxz}}{2}.$$



Obrázek 31 - Podélné zatěžující síly

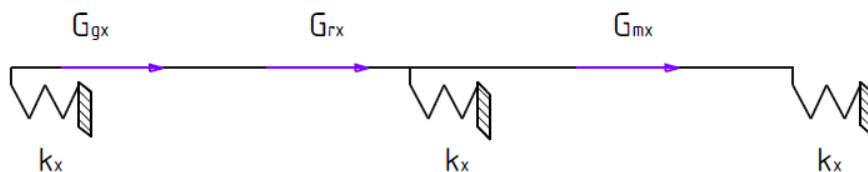
## 7.5 Výpočet nosníků

Výpočet reakcí nosníků bude proveden podrobně na jednom nosníku. Principiálně bude řešení všude stejné, pouze s rozdíly ve velikosti a orientaci sil.

K výpočtu reakcí byl použit program Matlab, kde probíhal výpočet jednotlivých nosníků od zatížení ve směru  $x, y, z$ . Reakce se např. od svislého směru a přitížení z příčného směru řešily samostatně a na konci se reakce ve svislém směru sečetly pro každý silentblok zvlášť. Vstupem programu (který je součástí elektronické přílohy) je tedy matice zatěžujících zrychlení pro různé kombinace zatěžování a výstupem programu je matice reakcí.

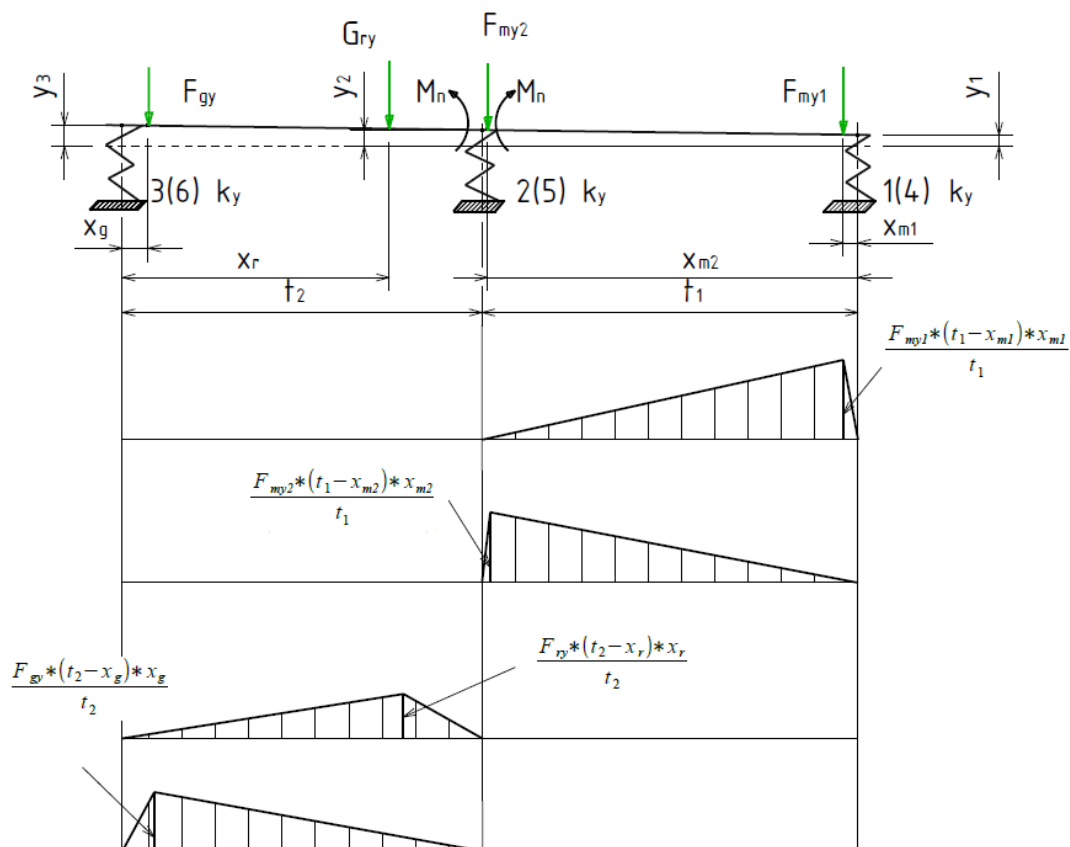
Výpočet reakcí v podélném směru (viz. Obrázek 32):

$$R_{ix} = \frac{G_{gx} + G_{mx} + G_{rx}}{6}$$



Obrázek 32 - Model pro výpočet reakcí v podélném směru

Reakce v příčném a svislém směru, byla řešena jako staticky neurčitý nosník na třech pružných podporách principem třímomentové věty. Zde bylo ještě nutné doplnit podmínku rozdílné výšky podpor.



Obrázek 33 - Výpočet nosníku příčných reakcí

Třímomentová rovnice pro nosník (Obrázek 33):

$$M_3 * t_2 + 2 * M_n * (t_1 + t_2) + M_1 * t_1 + \frac{6}{t_2} * S_{3N} + \frac{6}{t_1} * S_{1N} = 6 * E * J_y * \left( \frac{(y_3 - y_2)}{t_2} + \frac{(y_1 - y_2)}{t_1} \right) \quad (7.48)$$

Momenty  $M_1, M_3$  jsou nulové. Jsou statické momenty k podpoře 1 (3).

$M_n$  je podporový moment.  $J_y$  je kvadratický moment průřezu.

Vyjádření statických momentů  $S_{1N}, S_{3N}$ . Jde o součin velikosti momentové plochy od síly (momentu) a vzdálenosti těžiště k jedné z podpor.

$$S_{1N} = \left( \frac{F_{my1} * (t_1 - x_{m1}) * x_{m1}}{t_1} \right) * \left( \frac{x_{m1}^2}{3} + \frac{(t_1 - x_{m1}) * (2 * x_{m1} + t_1)}{6} \right) + \left( \frac{F_{my2} * (t_1 - x_{m2}) * x_{m2}}{t_1} \right) * \left( \frac{(t_1 - x_{m2})^2}{3} + \left( \frac{x_{m2}}{2} \right) * \left( t_1 - \frac{2 * x_{m2}}{3} \right) \right) \quad (7.49)$$

$$S_{3N} = \left( \frac{G_{ry} * (t_2 - x_r) * x_r}{t_2} \right) * \left( \frac{x_r^2}{3} + \frac{(t_2 - x_r)}{2} * \frac{(2 * x_r + t_2)}{3} \right) + \left( \frac{F_{gy} * (t_2 - x_g) * x_g}{t_2} \right) * \left( \frac{x_g^2}{3} + \frac{(t_2 - x_g)}{2} * \frac{(2 * x_g + t_2)}{3} \right) \quad (7.50)$$

Dále bylo potřeba definovat deformace pružin:

$$y_1 = \frac{R_{1y}}{k_y}, \quad y_2 = \frac{R_{2y}}{k_y} \quad \text{a} \quad y_3 = \frac{R_{3y}}{k_y}$$

Výsledné reakce byly tři, bylo tedy zapotřebí tří na sobě nezávislých rovnic. První se získala součtem sil do směru  $y$ .

$$R_{1y} + R_{2y} + R_{3y} = F_{gy} + G_{ry} + F_{my2} + F_{my1} \quad (7.51)$$

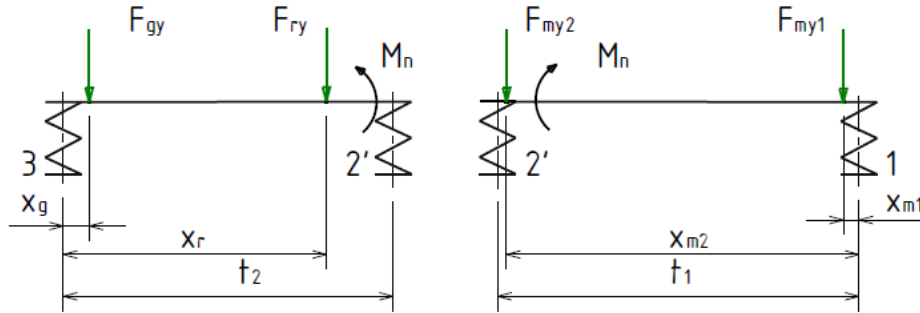
Další rovnice se získala z momentové rovnice k jedné z podpor. V tomto konkrétním případě se zvolila k podpoře 3.

$$R_{1y} * (t_1 + t_2) + R_{2y} * t_2 = F_{my1} * (t_1 + t_2 - x_{m1}) + F_{my2} * (t_1 + t_2 - x_{m2}) + G_{ry} * x_r + F_{gy} * x_g \quad (7.52)$$

Poslední rovnice získala z jednoho z nosníků, na které se mohl rozdělit staticky neurčitý nosník (Obrázek 34), kde se sestavila momentová rovnice k vnitřní podpoře a podporový moment se dosadil z třímomentové rovnice:



$$R_{1y} * t_1 + M_n = F_{my1} * (t_1 - x_{m1}) + F_{my2} * x_{m2} \quad (7.53)$$



Obrázek 34 - Náhradní nosníky z třímomentové rovnice

Zároveň bylo potřeba vyjádřit podporový moment z třímomentové rovnice a do něj dosadit deformace pružin, tak se získala třetí rovnice.

$$M_n * 2 * (t_1 + t_2) = \frac{-6}{t_2} * S_{3N} - \frac{6}{t_1} * S_{1N} + 6 * E * J_y * \left( \frac{-R_{2y}}{k_y * t_2} + \frac{R_{1y}}{k_y * t_1} - \frac{R_{2y}}{k_y * t_2} + \frac{R_{3y}}{k_y * t_2} \right) \quad (7.54)$$

Po dosazení:

$$\begin{aligned} R_{1y} * t_1 + \frac{6 * E * J_y}{2 * (t_1 + t_2)} * \left( \frac{-R_{y2}}{k_y * t_2} + \frac{R_{y1}}{k_y * t_1} - \frac{R_{y2}}{k_y * t_2} + \frac{R_{y3}}{k_y * t_2} \right) \\ = F_{my1} * (t_1 - x_{m1}) + F_{my2} * (t_1 - x_{m2}) + \frac{\frac{6}{t_2} * S_{3N} + \frac{6}{t_1} * S_{1N}}{2 * (t_1 + t_2)} \end{aligned} \quad (7.5)$$

Tyto tři rovnice se dále řešily jako soustava lineárních rovnic, a to v programu Matlab v zápise:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ (t_1 + t_2) & t_2 & 0 \\ t_1 + \left( \frac{6 * E * J_y}{2 * (t_1 + t_2) * t_1 * k_y} \right) & - \left( \frac{6 * E * J_y}{2 * (t_1 + t_2) * t_1 * k_y} + \frac{6 * E * J_y}{2 * (t_1 + t_2) * t_2 * k_y} \right) & \left( \frac{6 * E * J_y}{2 * (t_1 + t_2) * t_2 * k_y} \right) \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} F_{gy} + G_{ry} + F_{my1} + F_{my2} \\ F_{my1} * (t_1 + t_2 - x_{m1}) + F_{my2} * (t_2 + t_1 - x_{m2}) + G_{ry} * x_r + F_{gy} * x_g \\ F_{my1} * (t_1 - x_{m1}) + F_{my2} * (t_1 - x_{m2}) + \frac{\frac{6}{t_2} * S_3 + \frac{6}{t_1} * S_1}{2 * (t_1 + t_2)} \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} R_{1y} \\ R_{2y} \\ R_{3y} \end{bmatrix}$$

Řešení rovnice  $A * x = b$  bylo potom:  $x = A^{-1}b$

Řešením tohoto nosníku byly tedy reakce ve směru y pro silentbloky 1,2,3 a také reakce 4,5,6, protože se nosník řešil s polovičními zatěžujícími silami.

Matice A a vektor b po dosazení geometrických parametrů:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ (2309) & 1130 & 0 \\ 1179 + \left(\frac{0,2314 * J_y}{k_y}\right) & -\left(\frac{0,2314 * J_y}{k_y} + \frac{0,2413 * J_y}{k_y}\right) & \left(\frac{0,2413 * J_y}{k_y}\right) \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} F_{gy} + G_{ry} + F_{my1} + F_{my2} \\ F_{my1} * 2308 + F_{my2} * 1131 + G_{ry} * 930 + F_{gy} * 20 \\ F_{my1} * 1178 + F_{my2} + 0,256 * F_{my1} + 0,510 * F_{my2} + 0,446 * G_{ry} + 0,249 * F_{gy} \end{bmatrix}$$

Po vyřešení této lineární soustavy bylo možné získat reakce, to platilo i pro svislý směr x. Zde bylo pouze potřeba použít jiné vstupní síly, průřezové charakteristiky a tuhosti silentbloků.

Kombinace bylo možno rozdělit na kombinace od jednotlivých směrů a na statické reakce, tedy jen při působení zemského gravitačního zrychlení.

$$b = \begin{bmatrix} F_{gy} + F_{ry} + F_{my1} + F_{my2} \\ F_{my1} * (t_1 + t_2 - x_{m1}) + F_{my2} * (t_2 + t_1 - x_{m2}) + F_{ry} * x_r + F_{gy} * x_g \\ F_{my1} * (t_1 - x_{m1}) + F_{my2} * (t_1 - x_{m2}) + \frac{\frac{6}{t_2} * S_{3N} + \frac{6}{t_1} * S_{1N}}{2 * (t_1 + t_2)} \end{bmatrix}$$

Tabulka 9 - Statické zatížení pouze tíhou vybavení

Zatížení silentbloků pouze tíhou vybavení [N]									
x	y	z	osa	1	2	3	4	5	6
0	0	1	x	0	0	0	0	0	0
			y	0	0	0	0	0	0
			z	10857	13402	12839	10857	13402	12839

Z toho vyplývá, že staticky jsou nejhůře namáhány prostřední silentbloky 2 a 4. Vzhledem k maximální statické síle, kterou snesou silentbloky MEGI Machine Mounts, která je 21 kN. Bylo ověřeno, že pro statické zatížení jsou tyto silentbloky vyhovující.

$$13,4kN < 21kN$$

V tabulce (Tabulka 10) jsou maximální a minimální reakce, kterými je namáhán jednotlivý silentblok, při uvažování všech předchozích stavů. Silentblok MEGI Machine Mounts je konstruován na únosnost zrychlení 3G ve všech směrech. Z tabulky (Tabulka 10) pak jasně vyplývá, že v příčném a podélném směru jsou síly oproti svislému směru menší. V příčném a podélném směru je únosnost silentbloku vyhovující, i protože silentblok je v příčném a podélném směru tužší. Ve svislém směru je maximální síla cca. 61,8 kN na silentblok 1 a 4, při uvažování max. statické síly 21 kN jako 1G je potom mezní hodnota pro 3G ve svislém směru 63 kN. Namáhání silentbloku tedy nepřekročí 3G při uvažování zatěžovacích stavů dle ČSN EN 12 663-1.

$$61,8kN < 63kN$$

Přesto bylo by vhodné namáhání silentbloků konzultovat s výrobcem a případně použít podobné silentbloky s obdobnými parametry.

Tabulka 10 - Maximální síly působící na jednotlivé silentbloky v jednotlivých směrech

		Silentbloksíla [N]					
osa		1	2	3	4	5	6
Z	MAX	61 805	49 851	42 411	61 805	49 851	42 411
	MIN	-40 091	-23 046	-16 732	-40 091	-23 046	-16 732
Y	MAX	11 012	13 086	13 001	11 012	13 086	13 001
	MIN	-11 012	-13 086	-13 001	-11 012	-13 086	-13 001
X	MAX	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079
	MIN	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079

Výsledné síly od všech kombinací jsou obsaženy v příloze C.

## 8 Dynamika trakčního modulu

Další částí návrhu bylo vyšetření vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů náhradní mechanické soustavy trakčního modulu. K sestavení pohybových rovnic bude použita Lagrangeova metoda. Jde o energetickou metodu, kde každé těleso má svoji kinetickou energii a potenciální energii např. od působících pružin. Z této metody se obdrží pohybové rovnice, které se pak zapíší jako soustava v maticovém tvaru pro následné řešení v programu Matlab.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_j} + \frac{\partial E_p}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (8.1)$$

$$M * \ddot{q}_j + B * \dot{q}_j + K * q_j = Q_j \quad (8.2)$$

První člen vyjadřuje kinetickou energii soustavy, druhý člen je v tomto případě nulový, protože zanedbávám úbytek hmotnosti vozidla v čase, tj. hmotnost vozidla je konstantní. Třetí člen pak vyjadřuje energii konzervativních sil (pružin). Čtvrtý člen vyjadřuje nekonzervativní síly (tlumiče). Člen  $Q_j$  vyjadřuje vnější budící síly.

### 8.1 Návrh svislého vypružení trakčního modulu

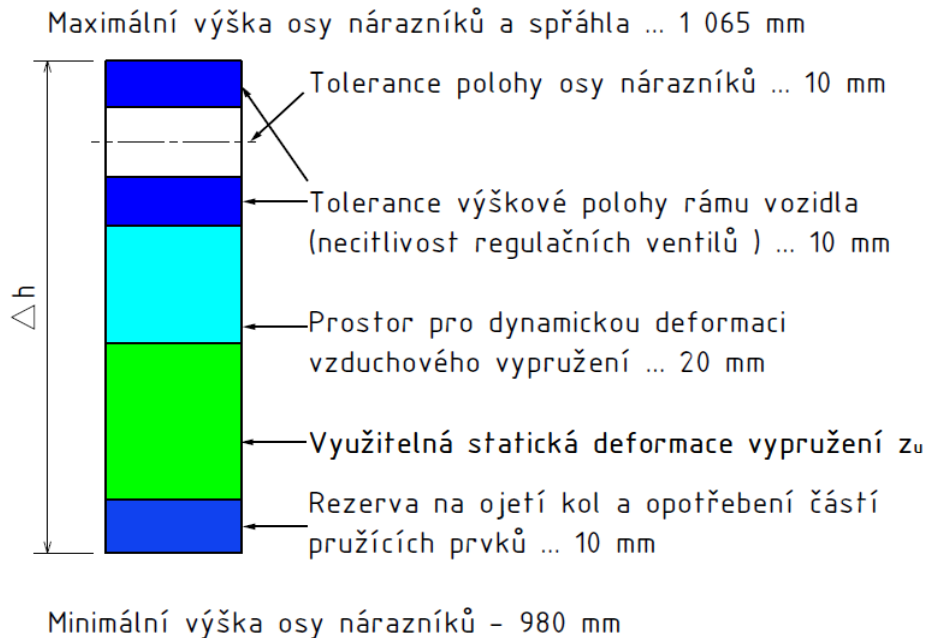
Vzhledem k neznalosti tuhostí primárního a sekundárního vypružení trakčního modulu bylo nutné provést základní návrh vypružení trakčního modulu, aby bylo možno vyšetřit vlastní frekvence a tvary kmitů soustavy s odpruženým dieselagregátem. Tuhost svislého vypružení je z hlediska dodržení výšky nárazníků a zajištění potřebného jízdního komfortu rozhodující veličinou, neboť je s ní svázána i vlastní frekvence houpání vozové skříně. Při představě modelu vozidla jako jednohmotového lze minimální hodnotu svislého vypružení vypočítat ze vztahu.

$$k_{zmin} = \frac{G_{uz}}{z_u} = \frac{m_{uz} * g}{z_u} \quad (8.3)$$

kde  $m_{uz}$  je maximální přípustná tíha nákladu (cestujících, zavazadel, provozní kapaliny)

$z_u$  je užitečné sednutí ve svislém směru. Jeho hodnota je patrná z následujícího obrázku [29].

$$z_u = \Delta h - 10 - 10 - 10 - 20 - 10 = 1065 - 980 - 60 = 25 \text{ mm} \quad (8.4)$$



Obrázek 35 - Analýza polohy výšky nárazníků [29].

Užitečná hmotnost zatěžující trakční modul byla zjištěna z kapitoly 6 (hmotnosti bilance)

$$m_{uz} = m_{uu} + 2 * m_{ku} = 1680 + 2 * 1970 = 5620 \text{ kg} \quad (8.5)$$

Minimální tuhost svislého vypružení:

$$k_{zmin} = \frac{m_{uz}}{z_u} = \frac{5620 * g}{25} = 2205 \text{ N/mm} \quad (8.6)$$

Volba rozdělení svislé tuhosti ze vztahů:

$$\gamma = \left( \frac{k_{1n}}{k_{2n}} \right)_{opt} = 2 + \frac{2 * (m_1 + m_1)}{m_{23} + m_{uz} + m_{k1} + m_{k2}} \quad (8.7)$$

Ve jmenovateli je hmotnost sekundárně odpružených hmot a v čitateli dvojnásobná hmotnost primárně odpružených hmot.

$$\gamma = 2 + \frac{2 * (m_1 + m_1)}{m_{23} + m_{uz} + m_{kl} + m_{k2}} = 2 + \frac{2 * 9000}{37000 + 1680 + 32000} = 2,26 \quad (8.8)$$

Minimální hodnoty primárního a sekundárního vypružení se vyjádřili po dosažení vztahu [30].

$$k_{zmin} = \frac{k_{1n} * k_{2n}}{k_{1n} + k_{2n}} \quad (8.9)$$

$$k_{1n} \geq (1 + \gamma) * k_{zmin} = 7274928 \text{ N/m} \quad (8.10)$$

$$k_{2n} \geq \frac{k_{zmin} * (1 + \gamma)}{\gamma} = 3163012 \text{ N/m} \quad (8.11)$$

Hodnoty  $k_{1n}, k_{2n}$  jsou hodnoty pro nouzové vypružení. Primární vypružení, ale nemá nouzové vypružení. Platí tedy  $k_1 = k_{1n}$ . Dále bylo potřeba navrhnout tuhost  $k_2$  s ohledem na vlastní frekvenci houpání skříně  $f_1 \text{ 1Hz}$ . Bylo také třeba vyšetřit možnost použití dvou hmotového modelu, podmínka poloměru setrvačnosti skříně vozidla. Je-li splněna podmínka

$$i_s^2 = u^2 \text{ resp. } i_s = u,$$

je možné použít dvou hmotový model. Podmínka vychází z nahrazení skříně vozidla třemi hmotnými body. Při splněné podmínce platí, že pro malé výchylky se hmoty  $m_a, m_b$  neovlivňují.

Pro náhradu skříně třemi hmotnými body musejí být splněny tři podmínky:

1. Rovnosti hmotností:

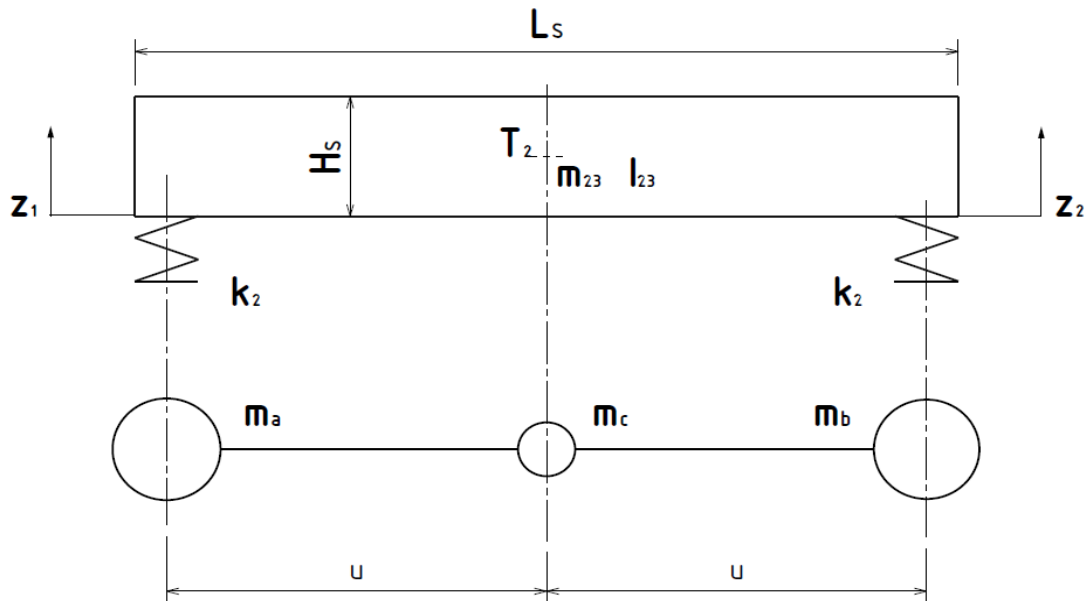
$$m_{23} = m_a + m_b + m_c \quad (8.12)$$

2. Rovnosti statických momentů:

$$m_a * u - m_c * e = m_b * u \quad (8.13)$$

3. Rovnosti momentů setrvačnosti:

$$m_a * u^2 + m_b * u^2 = m_{23} * (i_s^2) \quad (8.14)$$



Obrázek 36 - Náhrada skříně třemi hmotnými body

Poloměr setrvačnosti skříně zjistíme ze vztahů:

$$i_s = \sqrt{\frac{J_{23}}{m_{23}}} \quad (8.15)$$

$$I_{23} = \frac{m_{23}}{12} * (L_s^2 + H_s^2) \quad (8.16)$$

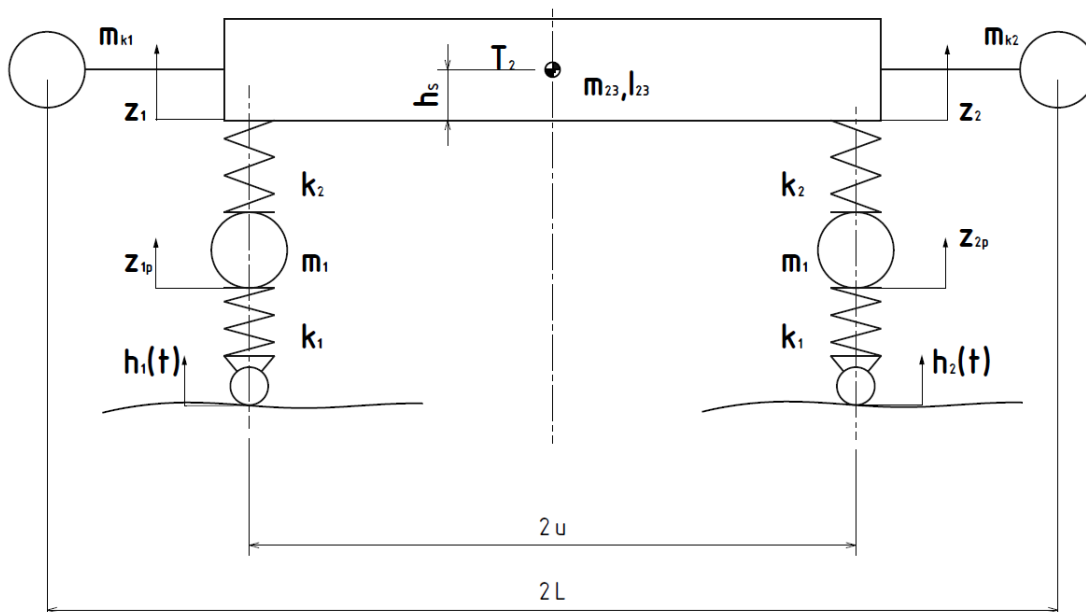
rozměry skříně vozidla [29].

$$L_s = 6500 \text{ mm}, H_s = 3000 \text{ mm}, m_{23} = 37000 \text{ kg}$$

$$I_{23} = 1,58 * 10^{11} \text{ kg} * \text{mm}^2 \text{ a poloměr setrvačnosti } i_s = 2066,6 \text{ mm}$$

$$i_s = u \rightarrow 2066 \text{ mm} \neq 1625 \text{ mm}$$

Podmínka tedy nebyla splněna a bylo nutné použít model trakčního modulu se čtyřmi stupni volnosti. Použil se pouze model se čtyřmi stupni volnosti, protože sekundární vypružení je ve středové rovině podvozku a v tom případě bylo možné zanedbat natáčení podvozků.



Obrázek 37 - Náhradní soustava pro návrh svislého vypružení trakčního modulu GTW+

Náhradní soustava se 4° volnosti se při návrhu vypružení skládá z primárního vypružení  $k_1$ , které zastupuje čtyři pružiny primárního vypružení, následují primárně odpružené hmoty podvozku  $m_1$ . A na tyto hmoty je poté připojena přes sekundární vypružení  $k_2$  skříň trakčního modulu s hmotností:

$$m_{23} = m_2 + m_3 \quad (8.17)$$

a hmotami  $m_{k1} = m_{k2}$  které nahrazují kloubové vozy. Soustava je patrná z obrázku (Obrázek 37).

Tabulka 11 – Hodnoty pro návrh vypružení trakčního modulu

Parametry návrhu vypružení trakčního modulu			
Hmotnost	[kg]	Geometrie [mm]	
Primárně odpružené hmoty $m_1$	4 500	2L	7 300
Sekundárně odpružené hmoty $m_{23}$	37 000	2u	3 250
Hmoty kloubových vozů $m_{k1} = m_{k2}$	16 000	$L_s$	6 500
<b>Momenty setrvačnosti</b>		$[kg * mm^2]$	
Skříň vozidla $I_{23red}$	1,67E+011	$H_s$	3 000
		$h_s$	500
<b>Tuhost</b>		$[N/m]$	
Primárního vypružení $k_1$	7 274 900		
Sekundárního vypružení $k_2$	1 800 000		
Nouzové sekundární vypružení $k_{2n}$	3 163 000		



Zobecněné souřadnice jsou  $z_{1p}, z_{2p}, z_1, z_2$ . Kinetickou energii soustavy mohou vyjádřit jako součet dvou dílčích energií. Energie  $E_{kl}$  je energie primárně odpružených hmot a energie sekundárně odpružených hmot  $E_{k23}$ . Zde je potřeba přepočítat moment setrvačnosti skříně vozidla do střediska vypružení. To se nachází v úrovni výšky sekundárního vypružení na ose symetrie, to je způsobeno symetrií celého modelu.

$$I_{23red} = I_{23} + m_{23} * h_S^2 \quad (8.18)$$

$$E_{kA} = E_{kl} + E_{k23} \quad (8.19)$$

$$E_{kl} = \frac{1}{2} * m_1 * (\dot{z}_{1p})^2 + \frac{1}{2} * m_1 * (\dot{z}_{2p})^2 \quad (8.20)$$

Uvažovala se výchylka  $z_2 > z_1$

$$E_{k23} = \frac{1}{2} * m_{23} * \left( \frac{\dot{z}_1 + \dot{z}_2}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} * I_{23red} * \left( \frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{2 * u} \right)^2 + \frac{1}{2} * (m_{kl} + m_{k2}) * \left( \frac{\dot{z}_1 + \dot{z}_2}{2} \right)^2 \quad (8.21)$$

$$E_{k23} = \frac{m_{23}}{8} * (\dot{z}_1^2 + 2 * \dot{z}_1 * \dot{z}_2 + \dot{z}_2^2) + \frac{I_{23red}}{8 * u^2} * (\dot{z}_2^2 - 2 * \dot{z}_1 * \dot{z}_2 + \dot{z}_1^2) + \frac{m_{kl} + m_{k2}}{8} * (\dot{z}_1^2 + 2 * \dot{z}_1 * \dot{z}_2 + \dot{z}_2^2) \quad (8.22)$$

Parciální derivace kinetické energie:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_{kA}}{\partial \dot{z}_{1p}} \right) = m_1 * \ddot{z}_{1p} \quad (8.23)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_{kA}}{\partial \dot{z}_{2p}} \right) = m_1 * \ddot{z}_{2p} \quad (8.24)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_{kA}}{\partial \dot{z}_1} \right) = \left( \frac{m_{23}}{4} + \frac{I_{23red}}{4 * u^2} + \frac{m_{kl} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_1 + \left( \frac{m_{23}}{4} - \frac{I_{23red}}{4 * u^2} + \frac{m_{kl} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_2 \quad (8.25)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_{kA}}{\partial \dot{z}_2} \right) = \left( \frac{m_{23}}{4} - \frac{I_{23red}}{4 * u^2} + \frac{m_{kl} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_1 + \left( \frac{m_{23}}{4} + \frac{I_{23red}}{4 * u^2} + \frac{m_{kl} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_2 \quad (8.26)$$

Nyní bylo možné přes zobecněné souřadnice přepsat energie přímo do maticového tvaru.

$$M_A = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_{23}}{4} + \frac{I_{23\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} & \frac{m_{23}}{4} - \frac{I_{23\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} \\ 0 & 0 & \frac{m_{23}}{4} - \frac{I_{23\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} & \frac{m_{23}}{4} + \frac{I_{23\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} \end{bmatrix}$$

Poté bylo ještě potřeba vyjádřit potencionální energii soustavy, následně zderivovat a zapsat do matice tuhosti.

$$E_{pA} = E_{p1} + E_{p2} \quad (8.27)$$

Předpokládá se, že  $z_{1p} > h_1$ ,  $z_{2p} > h_2$  a  $z_1 > z_{1p}$ ,  $z_2 > z_{2p}$ .

$$E_{p1} = \frac{1}{2} * k_1 * (z_{1p} - h_1)^2 + \frac{1}{2} * k_1 * (z_{2p} - h_2)^2 \quad (8.28)$$

$$E_{p2} = \frac{1}{2} * k_2 * (z_1 - z_{1p})^2 + \frac{1}{2} * k_2 * (z_2 - z_{2p})^2 \quad (8.29)$$

$$E_{p1} = \frac{1}{2} * k_1 * (z_{1p}^2 - 2 * z_{1p} * h_1 + h_1^2) + \frac{1}{2} * k_1 * (z_{2p}^2 - 2 * z_{2p} * h_2 + h_2^2) \quad (8.30)$$

První část potencionální energie bylo třeba parciálně zderivovat jen podle zobecněných souřadnic  $z_{1p}$ ,  $z_{2p}$ .

$$\frac{\partial E_{p1}}{\partial z_{1p}} = k_1 * z_{1p} - k_1 * h_1 \quad (8.31)$$

$$\frac{\partial E_{p1}}{\partial z_{2p}} = k_1 * z_{2p} - k_1 * h_2 \quad (8.32)$$

Druhou část potencionální energie bylo třeba zderivovat podle zobecněných souřadnic  $z_{1p}$ ,  $z_{2p}$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ .

$$E_{p2} = \frac{1}{2} * k_2 * (z_1^2 - 2 * z_1 * z_{1p} + z_{1p}^2) + \frac{1}{2} * k_2 * (z_2^2 - 2 * z_2 * z_{2p} + z_{2p}^2) \quad (8.33)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_{1p}} = -k_2 * z_1 + k_2 * z_{1p} \quad (8.34)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_{2p}} = -k_2 * z_2 + k_2 * z_{2p} \quad (8.35)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_1} = k_2 * z_1 - k_2 * z_{1p} \quad (8.36)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_2} = k_2 * z_2 - k_2 * z_{2p} \quad (8.37)$$

Zápis matice tuhosti  $K_A$  pro návrh svislého vypružení a vektor kinematického buzení.

$$K_A = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & 0 & -k_2 & 0 \\ 0 & k_1 + k_2 & 0 & -k_2 \\ -k_2 & 0 & k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & 0 & k_2 \end{bmatrix} \quad H_A = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\ddot{Z}_A = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{1p} \\ \ddot{z}_{2p} \\ \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix}, \quad Z_A = \begin{bmatrix} z_{1p} \\ z_{2p} \\ z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}$$

Maticový zápis soustavy vypadá následovně:

$$M_A * \ddot{Z}_A + K_A * Z_A = H_A * Z_A \quad (8.38)$$

Pro zjištění vlastních frekvencí netlumené soustavy bylo použito vztahu

$$\det(M_A - \lambda * K_A) = 0 \quad (8.39)$$

kde  $\lambda$  je diagonální matice vlastních frekvencí.

Z této matice můžu vypočítat vlastní frekvence v Hz přes vztahy:

$$\omega_i^2 = \lambda_i \text{ a } \omega_i = 2 * \pi * f_i \quad (8.40)$$

Vlastní frekvence soustavy potom jsou

$$f_i = \frac{\sqrt{\lambda_i}}{2 * \pi} \quad (8.41)$$

Pro výpočet bylo použito programu Matlab, kde se řeší výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů přes příkaz  $[U_A, V_A] = \text{eig}(K_A, M_A)$ . Matice  $U_A$  je potom matice vlastních vektorů pro daná vlastní čísla z matice  $V_A$ .

Frekvence se poté získala ze vztahu:

$$F_i = \frac{\sqrt{V_i}}{2 * \pi} \quad (8.42)$$

Vlastní tvary kmitu bylo třeba znormovat na nejvyšší prvek. Byla vypočtena tedy matice modálních tvarů kmitu  $A_{mod} = [a_{ij}]$ . Nejvyšší prvek tedy bude mít hodnotu 1 nebo -1, ostatní jsou vždy menší, kde nejvyšší prvek je  $a_{kj} = \max(|a_{ij}|)$ . Normování bylo provedeno pro lepší vykreslování vlastních tvarů kmitu. Jde o poměrné hodnoty

$$\kappa_{ij} = \frac{a_{ij}}{a_{kj}} \quad [29]$$

Pro soustavu návrhu vypružení bylo možné napsat konstanty určující vlastní kmitové tvary.

$$\kappa_{1pj} = \frac{a_{1j}}{a_{kj}}, \kappa_{2pj} = \frac{a_{2j}}{a_{kj}}, \kappa_{1j} = \frac{a_{3j}}{a_{kj}}, \kappa_{2j} = \frac{a_{4j}}{a_{kj}}$$

Velikost tuhosti  $k_2 = 1800000 \text{ N/m}$ , aby byla první vlastní frekvence soustavy cca. 1 Hz, protože houpání trakčního modulu má vliv na kloubové vozy.

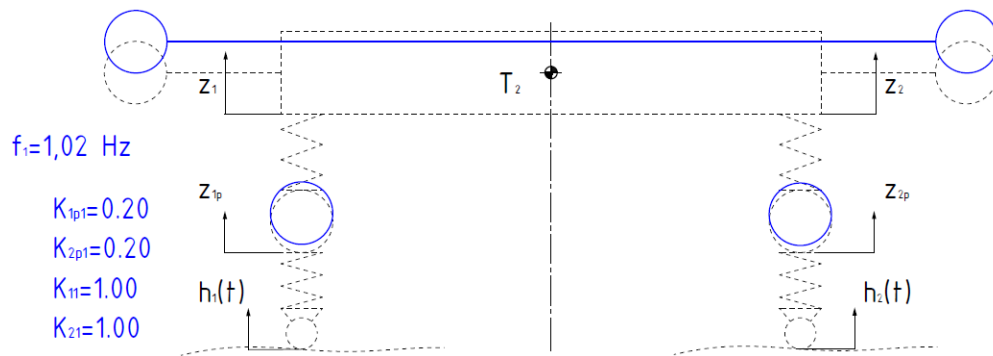
Tabulka 12 - Frekvence pro navržené tuhosti svislého vypružení trakčního modulu

Návrh vypružení		Frekvence			
		$f_1[\text{Hz}]$	$f_2[\text{Hz}]$	$f_3[\text{Hz}]$	$f_4[\text{Hz}]$
		<b>1,02</b>	<b>1,07</b>	<b>7,17</b>	<b>7,17</b>
Tvary kmitů	$\kappa_{1pj}$	0,202	0,203	1,000	1,000
	$\kappa_{2pj}$	0,202	-0,203	1,000	-1,000
	$\kappa_{1j}$	1,000	1,000	-0,026	-0,029
	$\kappa_{2j}$	1,000	-1,000	-0,026	0,029

Tabulka 13 - Vlastní frekvence při nouzovém sekundárním vypružení

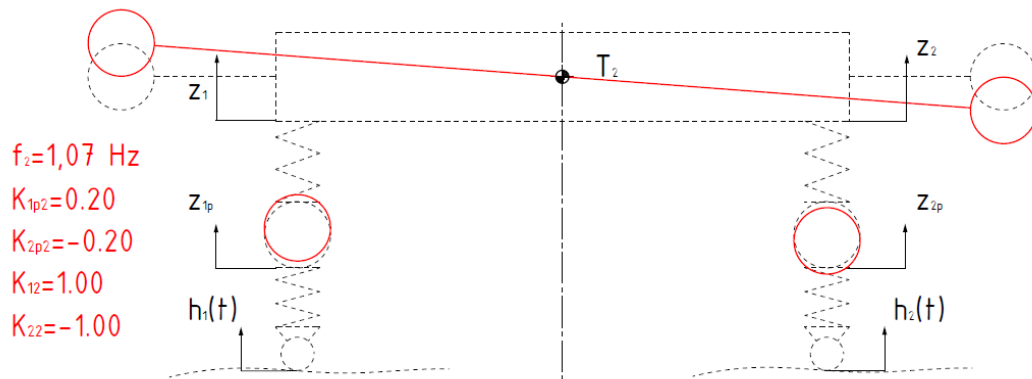
Frekvence nouzové vypružení			
$f_{1n}[\text{Hz}]$	$f_{2n}[\text{Hz}]$	$f_{3n}[\text{Hz}]$	$f_{4n}[\text{Hz}]$
<b>1,26</b>	<b>1,32</b>	<b>7,71</b>	<b>7,71</b>

První vlastní tvar kmitu bylo souběžné houpání skříně a podvozků.



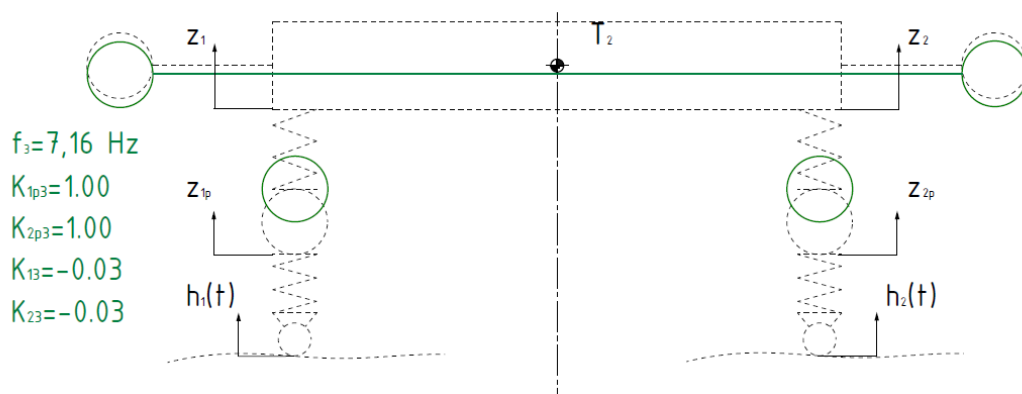
Obrázek 38 - První tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení.

Druhý vlastní tvar kmitu bylo kývání skříně vozidla a souběžné kývání podvozků



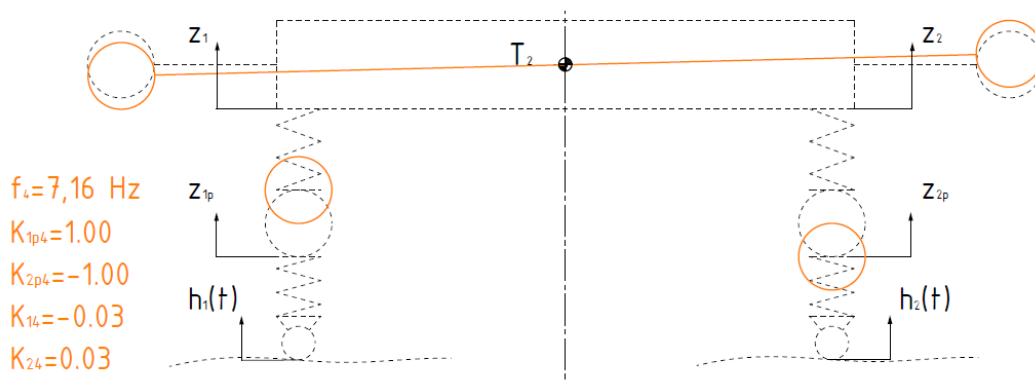
Obrázek 39 - Druhý tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení

Třetí vlastní tvar kmitu bylo protiběžné houpání podvozků a skříně.



Obrázek 40 - Třetí tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení.

Čtvrtý vlastní tvar kmitu bylo protiběžné kývání podvozků a skříně.

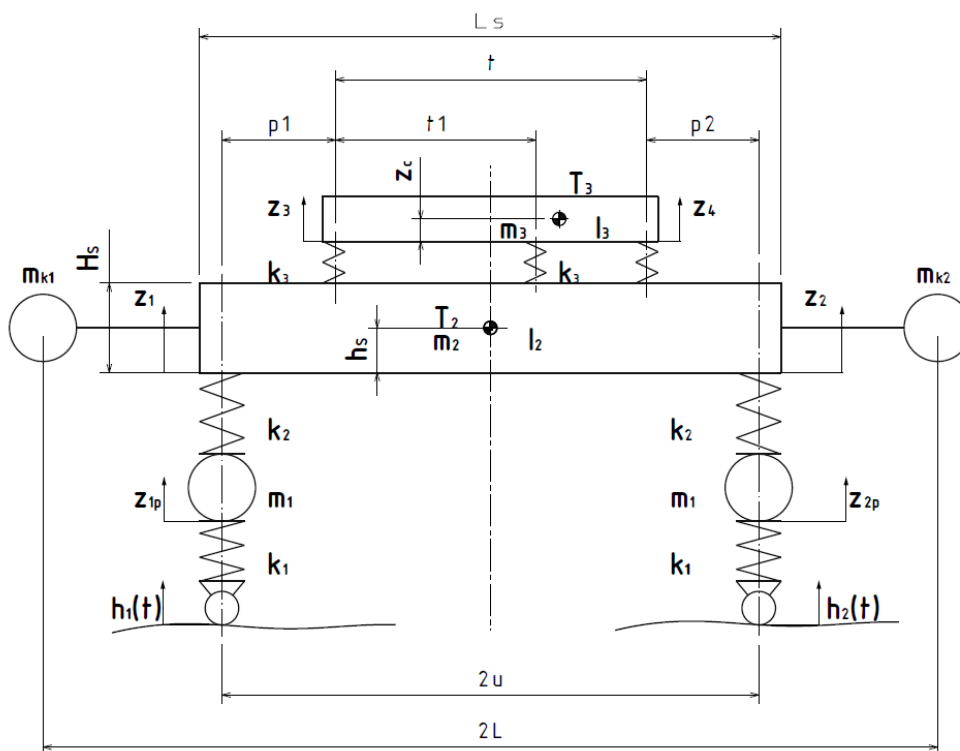


Obrázek 41 - Čtvrtý tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení.

## 8.2 Náhradní mechanická soustava trakčního modulu

Trakční modul byl nahrazen mechanickou soustavou, která zjednodušila další výpočet. Náhradní soustava má 6° volnosti vychází z předchozí soustavy návrhu svislého vypružení.

K sestavení pohybových rovnic, resp. jejich maticového zápisu, byla použita Lagrangeova energetická metoda.



Obrázek 42 - Náhradní soustava trakčního modulu s dieselagregátem

$z_{1p}, z_{2p}, z_1, z_2, z_3, z_4$  jsou zobecněné souřadnice.

$m_p$  jsou hmotnosti podvozků (bez neodpružených hmot např. dvojkolí).

$m_2$  je hmotnost skříně vozidla, bez trakčního agregátu.

$$I_2 = \frac{m_2 * (L_S^2 + H_S^2)}{12} \text{ je moment setrvačnosti skříně.}$$

$m_{k1}, m_{k2}$  jsou hmotnosti simulující zatížení od kloubových vozů.

$m_3$  je hmotnost agregátu.

$I_3$  je moment setrvačnosti agregátu.

Hodnoty hmotností jsou zjištěny z kapitoly 6.

Tuhost  $k_1$  pak nahrazují čtyři pružiny a tlumiče primárního vypružení. Tuhost  $k_2$  pak nahrazují dvojici vzduchových vypružení. Tuhost  $k_3$  pak nahrazují vždy dvojici silentbloků, na které bude agregát umístěn.

Tabulka 14 - Parametry náhradní vislé soustavy trakčního modulu

Parametry náhradní dynamické soustavy trakčního modulu			
Hmotnost	[kg]	Geometrie	[mm]
Primárně odpružené hmoty $m_1$	4 500	2L	7 300
Sekundárně odpružené hmoty $m_2$	29 634	2u	3 250
Odpružené hmoty agregátu $m_3$	7 366	t	2 309
Hmoty kloubových vozů $m_{k1} = m_{k2}$	16 000	$t_1$	1 179
<b>Momenty setrvačnosti</b>	<b>[kg * mm<sup>2</sup>]</b>	$t_2$	620
Skřín vozidla $I_{2red}$	1,34E+011	$p_1$	330
Agregát $I_{3red}$	8,50E+009	$p_2$	6 500
<b>Tuhost</b>	<b>[N/m]</b>	$H_S$	3 000
Primárního vypružení $k_1$	7 274 900	$h_S$	500
Sekundárního vypružení $k_2$	1 800 000	$x_c$	1 375
Vypružení agregátu $k_3$	12 000 000	$z_c$	716

### 8.2.1 Kinetická energie

V této kapitole byla určena kinetická energie soustavy s následným zpracováním do matice hmotnosti. Kinetická energie soustavy se rozdělila pro přehlednější řešení na tři energie. Jde vždy o energie některého stupně vypružení.

$$E_k = E_{k1} + E_{k2} + E_{k3} \quad (8.43)$$

První a druhou složku kinetické energie bylo možno převzít z předchozí kapitoly návrhu vypružení. Byla uvažována výchylka  $z_2 > z_1$ . S rozdílem, že u druhé složky byla nahrazena hmotnost  $m_{23}$  hmotností  $m_2$  a moment setrvačnosti  $I_{23}$  momentem setrvačnosti  $I_2$   $I_{2red}$ , který spočítáme obdobně jako v předchozím případě:

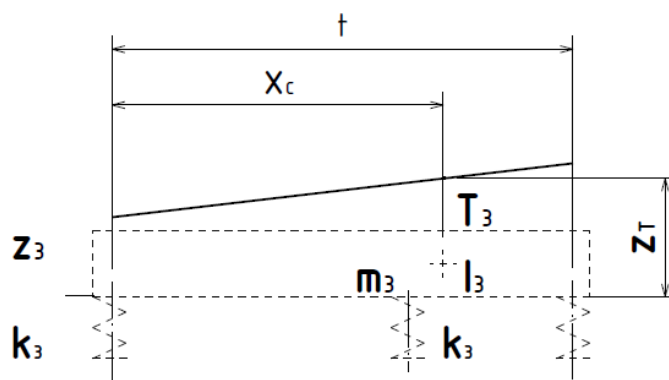
$$I_{2red} = m_2 * (H_S^2 + L_S^2) + m_2 * h_S^2 \quad (8.44)$$

$$E_{k1} = \frac{1}{2} * m_1 * (\dot{z}_{1p})^2 + \frac{1}{2} * m_1 * (\dot{z}_{2p})^2 \quad (8.45)$$

$$E_{k2} = \frac{1}{2} * m_2 * \left( \frac{\dot{z}_1 + \dot{z}_2}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} * I_{2red} * \left( \frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{2 * u} \right)^2 + \frac{1}{2} * (m_{k1} + m_{k2}) * \left( \frac{\dot{z}_1 + \dot{z}_2}{2} \right)^2 \quad (8.46)$$

$$E_{k2} = \frac{m_2}{8} * (\dot{z}_1^2 + 2 * \dot{z}_1 * \dot{z}_2 + \dot{z}_2^2) + \frac{I_{2red}}{8 * u^2} * (\dot{z}_2^2 - 2 * \dot{z}_1 * \dot{z}_2 + \dot{z}_1^2) + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{8} * (\dot{z}_1^2 + 2 * \dot{z}_1 * \dot{z}_2 + \dot{z}_2^2) \quad (8.47)$$

Ve třetí složce kinetické energie bylo nutné ještě zredukovat moment setrvačnosti  $I_3$  na úroveň vypružení  $k_3$ . Dále bylo nutné přepočítat výchylku v těžišti na zobecněné souřadnice.



Obrázek 43 - Přepočet výchylky hmoty agregátu v těžišti na zobecněné souřadnice.



Redukovaný moment setrvačnosti

$$I_{3\text{red}} = I_3 + m_3 * z_c^2 \quad (8.48)$$

Předpokládá se, že  $z_4 > z_3$

$$E_{k3} = \frac{m_3}{2} \dot{z}_T^2 + \frac{I_{3\text{red}}}{2} * \left( \frac{\dot{z}_4 - \dot{z}_3}{t} \right)^2 = \frac{m_3}{2} * \left( \dot{z}_3 + \frac{(\dot{z}_4 - \dot{z}_3) * x_c}{t} \right)^2 + \frac{I_{3\text{red}}}{2} * \left( \frac{\dot{z}_4 - \dot{z}_3}{t} \right)^2 \quad (8.49)$$

Dále bylo nutné kinetickou energii parciálně zderivovat podle zobecněných souřadnic a následně zderivovat podle času. Toto bylo možno provést také po jednotlivých částech, vzhledem k tomu, že do energie  $E_{kl}$  vstupují pouze zobecněné souřadnice  $\dot{z}_{1p}, \dot{z}_{2p}$ . Do energie  $E_{k2}$  vstupují pouze souřadnice  $\dot{z}_1, \dot{z}_2$  a do energie  $E_{k3}$  souřadnice  $\dot{z}_3, \dot{z}_4$ .

Parciální derivace prvních dvou složek energií bylo možno převzít z kapitoly 8.1 návrh svíslého vypružení.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_{1p}} \right) = m_1 * \ddot{z}_{1p} \quad (8.50)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_{2p}} \right) = m_1 * \ddot{z}_{2p} \quad (8.51)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_1} \right) = \left( \frac{m_2}{4} + \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_1 + \left( \frac{m_2}{4} - \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_2 \quad (8.52)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_2} \right) = \left( \frac{m_2}{4} - \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_1 + \left( \frac{m_2}{4} + \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} \right) * \ddot{z}_2 \quad (8.53)$$

Po úpravě třetí části energie roznásobením vyplývá:

$$E_{k3} = \frac{1}{2} * m_3 * \left( \dot{z}_3^2 + (2 * \dot{z}_3 * \dot{z}_4 - 2 * \dot{z}_3^2) * \left( \frac{x_c}{t} \right) + (\dot{z}_4^2 - 2 * \dot{z}_3 * \dot{z}_4 + \dot{z}_3^2) * \left( \frac{x_c}{t} \right)^2 \right) + \frac{I_{3\text{red}}}{2 * t^2} * (\dot{z}_4^2 - 2 * \dot{z}_3 * \dot{z}_4 + \dot{z}_3^2) \quad (8.54)$$

Následnou parciální derivací se získaly složky:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_3} \right) = \frac{1}{2} * m_3 * \left( 2 * \ddot{z}_3 + (2 * \ddot{z}_4 - 4 * \ddot{z}_3) * \left( \frac{x_c}{t} \right) + (-2 * \ddot{z}_4 + 2 * \ddot{z}_3) * \left( \frac{x_c}{t} \right)^2 \right) + \frac{I_{3\text{red}}}{4 * t^2} * (-2 * \ddot{z}_4 + 2 * \ddot{z}_3) \quad (8.55)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_4} \right) = \frac{1}{2} * m_3 * \left( 2 * \ddot{z}_3 * \left( \frac{x_c}{t} \right) + (2 * \ddot{z}_4 - 2 * \ddot{z}_3) * \left( \frac{x_c}{t} \right)^2 \right) + \frac{I_{3\text{red}}}{4 * t^2} * (2 * \ddot{z}_4 - 2 * \ddot{z}_3) \quad (8.56)$$

Pro přehlednější zapsání matice tuhosti bylo nutné udělat substituci za některé členy matice. Matic hmotnosti vyšla symetrická.

$$M_{55} = m_3 - 2 * m_3 * \left( \frac{x_c}{t} \right) + m_3 * \left( \frac{x_c}{t} \right)^2 + \frac{I_{3\text{red}}}{2 * t^2} \quad (8.57)$$

$$M_{56} = M_{65} = m_3 * \left( \frac{x_c}{t} \right) - m_3 * \left( \frac{x_c}{t} \right)^2 - \frac{I_{3\text{red}}}{2 * t^2} \quad (8.58)$$

$$M_{66} = m_3 * \left( \frac{x_c}{t} \right)^2 + \frac{I_{3\text{red}}}{2 * t^2} \quad (8.59)$$

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_2}{4} + \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} & \frac{m_2}{4} - \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_2}{4} - \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} & \frac{m_2}{4} + \frac{I_{2\text{red}}}{4 * u^2} + \frac{m_{k1} + m_{k2}}{4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{55} & M_{56} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{65} & M_{66} \end{bmatrix}$$

## 8.2.2 Potenciální energie

V této kapitole byla řešena potencionální energii soustavy s následnými úpravami a zápisem do matice tuhosti. Potencionální energii bylo možno stejně jako v předchozím případě rozdělit na tři dílčí energie, pro přehlednější zpracování.

$$E_p = E_{p1} + E_{p2} + E_{p3} \quad (8.60)$$

$E_{p1}$  je potencionální energie pružin primárního vypružení

$E_{p2}$  je potencionální energie pružin sekundárního vypružení

$E_{p3}$  je potencionální energie silentbloků

U potenční energie pružin primárního vypružení se předpokládá že:

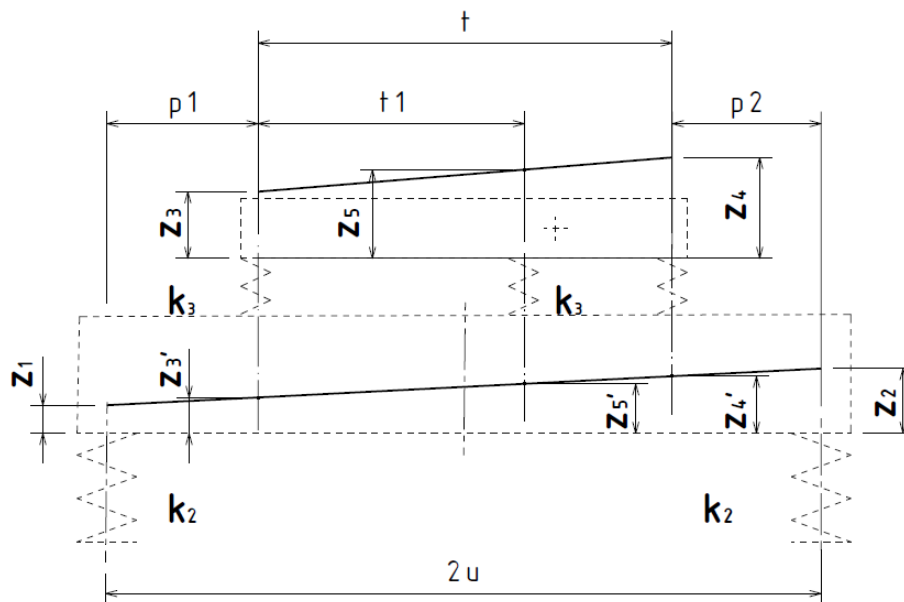
$$z_{1p} > h_1, z_{2p} > h_2$$

$$E_{p1} = \frac{1}{2} * k_1 * (z_{1p} - h_1)^2 + \frac{1}{2} * k_1 * (z_{2p} - h_2)^2 \quad (8.61)$$

Potenční energie pružin sekundárního vypružení. Opět předpoklad:

$$z_1 > z_{1p}, z_2 > z_{2p}$$

$$E_{p2} = \frac{1}{2} * k_2 * (z_1 - z_{1p})^2 + \frac{1}{2} * k_2 * (z_2 - z_{2p})^2 \quad (8.62)$$



Obrázek 44 - Přepočít souřadnic vypružení dieselařegátu do zobecněných souřadnic

Nejsložitější je vyjádření potenční energie silentbloků. Zde se předpokládá  $z_3 > z_3'$ ,  $z_4 > z_4'$ , kde vzdálenosti  $z_3'$ ,  $z_4'$ ,  $z_5$ ,  $z_5'$  jsou patrné z obrázku (Obrázek 44).

Jedná se o přepočít zobecněných souřadnic do souřadnic vypružení dieselařegátu, ze kterých je vyjádřena potenční energie.

$$E_{p3} = \frac{1}{2} * k_3 * (z_3 - z_3')^2 + \frac{1}{2} * k_3 * (z_5 - z_5')^2 + \frac{1}{2} * k_3 * (z_4 - z_4')^2 \quad (8.63)$$

Velikosti  $z_3', z_4', z_5, z_5'$  vyjádříme skrze souřadnice  $z_1, z_2, z_3, z_4$  a přes geometrii viz.

Obrázek 44.

$$z_3' = z_1 + (z_2 - z_1) * \left( \frac{p_1}{2 * u} \right) \quad (8.64)$$

$$z_4' = z_1 + (z_2 - z_1) * \left( \frac{p_1 + t}{2 * u} \right) \quad (8.65)$$

$$z_5 = z_3 + (z_4 - z_3) * \left( \frac{t_1}{t} \right) \quad (8.66)$$

$$z_5' = z_1 + (z_2 - z_1) * \left( \frac{p_1 + t_1}{2 * u} \right) \quad (8.67)$$

Pro přehlednost se dále zavede substituce za geometrické parametry, která se přímo nabízí z vyjádřených velikostí zobecněných souřadnic.

$$S_1 = \frac{p_1}{2 * u} \quad (8.68)$$

$$S_2 = \frac{t_1}{t} \quad (8.69)$$

$$S_3 = \frac{p_1 + t_1}{2 * u} \quad (8.70)$$

$$S_4 = \frac{p_1 + t}{2 * u} \quad (8.71)$$

Nyní bylo možno přistoupit k roznásobení jednotlivých potencionálních energií a jejich následné parciální derivaci podle zobecněných souřadnic.

$$E_{pI} = \frac{1}{2} * k_1 * (z_{1p}^2 - 2 * z_{1p} * h_1 + h_1^2) + \frac{1}{2} * k_1 * (z_{2p}^2 - 2 * z_{2p} * h_2 + h_2^2) \quad (8.70)$$

První část potencionální energie bylo třeba parciálně derivovat jen podle zobecněných souřadnic  $z_{1p}, z_{2p}$ .

$$\frac{\partial E_{pI}}{\partial z_{1p}} = k_1 * z_{1p} - k_1 * h_1 \quad (8.72)$$

$$\frac{\partial E_{p1}}{\partial z_{2p}} = k_1 * z_{2p} - k_1 * h_2 \quad (8.73)$$

Druhou část potencionální energie bylo také třeba derivovat podle zobecněných souřadnic  $z_{1p}, z_{2p}, z_1, z_2$  .

$$E_{p2} = \frac{1}{2} * k_2 * (z_1^2 - 2 * z_1 * z_{1p} + z_{1p}^2) + \frac{1}{2} * k_2 * (z_2^2 - 2 * z_2 * z_{2p} + z_{2p}^2) \quad (8.74)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_{1p}} = -k_2 * z_1 + k_2 * z_{1p} \quad (8.75)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_{2p}} = -k_2 * z_2 + k_2 * z_{2p} \quad (8.76)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_1} = k_2 * z_1 - k_2 * z_{1p} \quad (8.77)$$

$$\frac{\partial E_{p2}}{\partial z_2} = k_2 * z_2 - k_2 * z_{2p} \quad (8.78)$$

Jak bylo zmíněno výše, třetí část potencionální energie je nejnáročnější, může zato mimo jiné i to, že agregát je v trakčním modulu upevněn staticky neurčitě.

$$E_{p3} = \frac{1}{2} * k_3 * (z_3 - (z_1 + (z_2 - z_1) * S_1))^2 + \frac{1}{2} * k_3 * ((z_3 + (z_4 - z_3) * S_2) - (z_1 + (z_2 - z_1) * S_3))^2 + \frac{1}{2} * k_3 * (z_4 - (z_1 + (z_2 - z_1) * S_4))^2 \quad (8.79)$$

Následuje roznásobení tohoto vzorce, které je snazší pro derivování.

$$\begin{aligned} E_{p3} = & \frac{1}{2} * k_3 * \left( z_1^2 * S_1^2 - 2 * z_1^2 * S_1 + z_1^2 - 2 * z_1 * z_2 * S_1^2 + 2 * z_1 * z_2 * S_1 + 2 * z_1 * z_3 * S_1 \right. \\ & \left. - 2 * z_1 * z_3 + z_2^2 * S_1^2 - 2 * z_2 * z_3 * S_1 + z_3^2 \right) \\ & + \frac{1}{2} * k_3 * \left( z_3^2 * S_2^2 - 2 * z_3 * z_4 * S_2^2 + z_4^2 * S_2^2 - 2 * z_3^2 * S_2 + 2 * z_3 * z_4 * S_2 + z_3^2 - 2 * z_1 * z_3 \right. \\ & - 2 * z_2 * z_3 * S_3 + 2 * z_1 * z_3 * S_3 - 2 * z_1 * z_4 * S_2 - 2 * z_2 * z_4 * S_2 * S_3 + 2 * z_1 * z_4 * S_2 * S_3 \\ & + 2 * z_1 * z_3 * S_2 + 2 * z_2 * z_3 * S_2 * S_3 - 2 * z_1 * z_3 * S_2 * S_3 + z_1^2 * S_3^2 - 2 * z_1 * z_2 * S_3^2 + z_2^2 * S_3^2 \\ & \left. - 2 * z_1^2 * S_3 + 2 * z_1 * z_2 * S_3 + z_1^2 \right) \\ & + \frac{1}{2} * k_3 * \left( z_1^2 * S_4^2 - 2 * z_1 * S_4 + z_1^2 - 2 * z_1 * z_2 * S_4^2 + 2 * z_1 * z_2 * S_4 + 2 * z_1 * z_4 * S_4 - 2 * z_1 * z_4 \right. \\ & \left. + z_2^2 * S_4^2 - 2 * z_2 * z_4 * S_4 + z_4^2 \right) \end{aligned} \quad (8.80)$$

Derivace byly provedeny pro všechny souřadnice  $(z_1, z_2, z_3, z_4)$ .

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_{p3}}{\partial z_1} = & k_3 * z_1 * (3 * S_1^2 + S_3^2 + S_4^2 - 2 * S_1 - 2 * S_3 - 2 * S_4) + k_3 * z_2 * (S_1 + S_3 + S_4 - S_1^2 - S_3^2 - S_4^2) \\ & + k_3 * z_3 * (S_1 + S_2 + S_3 - 2 - S_2 * S_3) + k_3 * z_4 * (S_2 * S_3 + S_4 - S_2 - 1) \end{aligned} \quad (8.81)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_{p3}}{\partial z_2} = & k_3 * z_1 * (S_1 + S_3 + S_4 - S_1^2 - S_3^2 - S_4^2) + k_3 * z_2 * (S_1^2 + S_3^2 + S_4^2) \\ & + k_3 * z_3 * (S_2 * S_3 - S_1 - S_3) + k_3 * z_4 * (-S_2 * S_3 - S_4) \end{aligned} \quad (8.82)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_{p3}}{\partial z_3} = & k_3 * z_1 * (S_1 + S_2 + S_3 - 2 - S_2 * S_3) + k_3 * z_2 * (S_2 * S_3 - S_1 - S_3) \\ & + k_3 * z_3 * (2 + S_2^2 - 2 * S_2) + k_3 * z_4 * (S_2 - S_2^2) \end{aligned} \quad (8.83)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_{p3}}{\partial z_4} = & k_3 * z_1 * (S_2 * S_3 + S_4 - S_2 - 1) + k_3 * z_2 * (-S_2 * S_3 - S_4) \\ & + k_3 * z_3 * (S_2 - S_2^2) + k_3 * z_4 * (S_2^2 + 1) \end{aligned} \quad (8.84)$$

Dále bylo potřeba sečíst parciální derivace dílčích potencionálních energií. U zobecněných souřadnic  $z_3, z_4$  to není potřeba, protože vstupují pouze do dílčí energie

$E_{p3}$ .

$$\frac{\partial E_p}{\partial z_{1p}} = k_1 * z_{1p} - k_1 * h_1 - k_2 * z_1 + k_2 * z_{1p} \quad (8.85)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial z_{2p}} = k_1 * z_{2p} - k_1 * h_2 - k_2 * z_2 + k_2 * z_{2p} \quad (8.86)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial z_1} = k_3 * z_1 * (3 + S_1^2 + S_3^2 + S_4^2 - 2 * S_1 - 2 * S_3 - 2 * S_4) + k_3 * z_2 * (S_1 + S_3 + S_4 - S_1^2 - S_3^2 - S_4^2) \quad (8.87)$$
$$+ k_3 * z_3 * (S_1 + S_2 + S_3 - 2 - S_2 * S_3) + k_3 * z_4 * (S_2 * S_3 + S_4 - S_2 - 1) + k_2 * z_1 - k_2 * z_{1p}$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial z_2} = k_3 * z_1 * (S_1 + S_3 + S_4 - S_1^2 - S_3^2 - S_4^2) + k_3 * z_2 * (S_1^2 + S_3^2 + S_4^2) \quad (8.88)$$
$$+ k_3 * z_3 * (S_2 * S_3 - S_1 - S_3) + k_3 * z_4 * (-S_2 * S_3 - S_4) + k_2 * z_2 - k_2 * z_{2p}$$

Další postup bylo zapsání potencionální energie do matic, konkrétně pak matice tuhost K a vektor kinematického buzení H. Před zapsáním matice tuhosti bylo nutné provést obdobnou substituci jako pro matici hmotnosti pro zpřehlednění zápisu.

$$K_{33} = k_2 + k_3 * (3 + S_1^2 + S_3^2 + S_4^2 - 2 * S_1 - 2 * S_3 - 2 * S_4) \quad (8.89)$$

$$K_{34} = K_{43} = k_3 * (S_1 + S_3 + S_4 - S_1^2 - S_3^2 - S_4^2) \quad (8.90)$$

$$K_{35} = K_{53} = k_3 * (S_1 + S_2 + S_3 - 2 - S_2 * S_3) \quad (8.91)$$

$$K_{36} = K_{63} = k_3 * (S_2 * S_3 + S_4 - S_2 - 1) \quad (8.92)$$

$$K_{44} = k_2 + k_3 * (S_1^2 + S_3^2 + S_4^2) \quad (8.93)$$

$$K_{45} = K_{54} = k_3 * (S_2 * S_3 - S_1 - S_3) \quad (8.94)$$

$$K_{46} = K_{64} = k_3 * (-S_2 * S_3 - S_4) \quad (8.95)$$

$$K_{55} = k_3 * (2 + S_2^2 - 2 * S_2) \quad (8.96)$$

$$K_{56} = K_{65} = k_3 * (S_2 - S_2^2) \quad (8.97)$$

$$K_{66} = k_3 * (S_2^2 + 1) \quad (8.98)$$

Symetrická matice tuhost K.

$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & 0 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_1 + k_2 & 0 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & 0 & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ 0 & -k_2 & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ 0 & 0 & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ 0 & 0 & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix}$$

Vektor kinematického buzení  $H$

$$H = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

### 8.2.3 Řešení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů soustavy

Maticově zapsané pohybové rovnice náhradní soustavy trakčního modulu mají následující tvar.

$$M * \ddot{Z} + K * Z = H * Z \quad (8.99)$$

vektory  $\ddot{Z}, Z$  jsou vektory zobecněných souřadnic.

$$\ddot{Z} = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{1p} \\ \ddot{z}_{2p} \\ \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \\ \ddot{z}_4 \end{bmatrix}, Z = \begin{bmatrix} z_{1p} \\ z_{2p} \\ z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix}$$

Pro zjištění vlastních frekvencí netlumené soustavy použijí vztahu

$$\det(M - \lambda * K) = 0 \quad (8.100)$$

kde  $\lambda$  je diagonální matice vlastních frekvencí.

Z této matice můžu vypočítat vlastní frekvence v Hz a to přes vztahy  $\omega_i^2 = \lambda_i$

$$\omega_i = 2 * \pi * f_i \quad (8.101)$$

Vlastní frekvence soustavy potom jsou

$$f_i = \frac{\sqrt{\lambda_i}}{2 * \pi} \quad (8.102)$$



Pro výpočet bylo použito programu Matlab, kde se řeší výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů přes příkaz  $[U,V]=\text{eig}(K,M)$ . Matice U je potom matice vlastních vektorů pro daná vlastní čísla z matice V.

Frekvence je pak ze vztahu:

$$F = \frac{\sqrt{V}}{2 * \pi} \quad (8.103)$$

Vypočtené vlastní frekvence soustavy v rovině x-z jsou spolu s vlastními tvary kmitu v tabulce (Tabulka 15). Z vypočtených vlastních frekvencí je patrné, že na frekvenci houpání nemá agregát podstatný vliv, větší vliv má na frekvenci kývání skříně vozu. Dále jsou patrné frekvence houpání agregátu, které by bylo nutno porovnat s vlastními frekvencemi silentbloků, případně vypočtené frekvence konzultovat s výrobcem silentbloků.

Pro sestavení modelu s tlumením, by se mohla matice tlumení B získat tak, že by se použila matice tuhost K, ale nahradily by se tuhosti příslušným tlumením. Bylo by nutné také uvažovat zhruba 5% útlum v silentblocích.

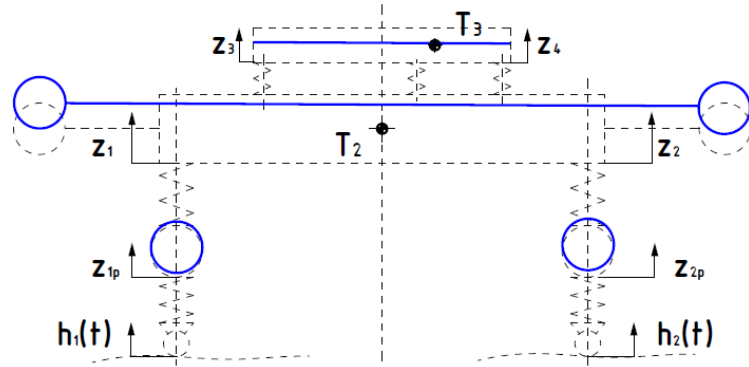
Konstanty určující vlastní tvary kmitu, byly znormovány na prvek s nevyšší amplitudou pro daný tvar kmitu jako v kapitole 8.1 Návrh svislého vypružení.

Tabulka 15 - Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitu náhradní soustavy.

Z-X		Frekvence					
		$f_1[Hz]$	$f_2[Hz]$	$f_3[Hz]$	$f_4[Hz]$	$f_5[Hz]$	$f_6[Hz]$
		<b>1,02</b>	<b>1,17</b>	<b>7,17</b>	<b>7,17</b>	<b>11,15</b>	<b>14,87</b>
Vlastní tvary kmitů	$K_{1pj}$	0,165	0,204	0,710	1,000	0,005	0,002
	$K_{2pj}$	0,203	-0,166	1,000	-0,710	0,017	0,000
	$K_{1j}$	0,813	1,000	-0,017	-0,034	-0,037	-0,047
	$K_{2j}$	1,000	-0,813	-0,024	0,024	-0,120	0,002
	$K_{3j}$	0,854	0,658	-0,028	-0,030	0,135	1,000
	$K_{4j}$	0,992	-0,641	-0,046	0,030	1,000	-0,368

První vlastní tvar kmitu vyjadřoval houpání skříně a souběžné houpání agregátu a podvozků trakčního modulu.

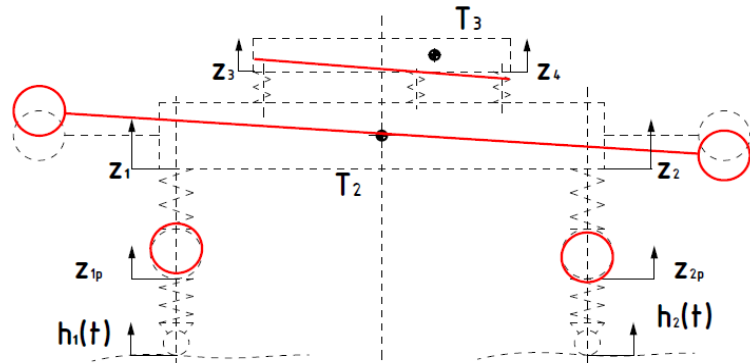
$$\begin{aligned}
 f_1 &= 1,02 \text{ Hz} \\
 K_{1p1} &= 0,165 \\
 K_{2p1} &= 0,203 \\
 K_{11} &= 0,813 \\
 K_{21} &= 1,000 \\
 K_{31} &= 0,854 \\
 K_{41} &= 0,992
 \end{aligned}$$



Obrázek 45 - První vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu

Druhý vlastní tvar vyjadřuje kývání skříně vozidla a souběžné kývání agregátu a podvozků.

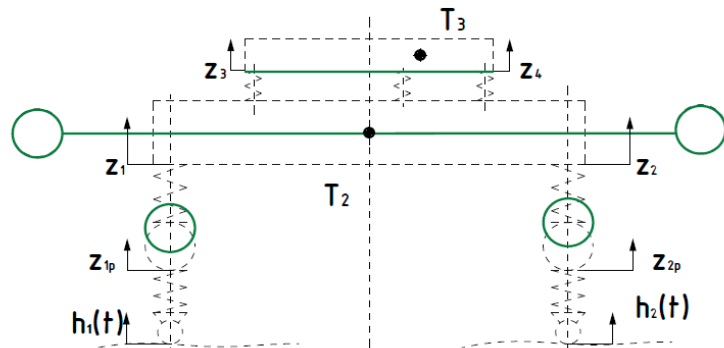
$$\begin{aligned}
 f_2 &= 1,17 \text{ Hz} \\
 K_{1p2} &= 0,204 \\
 K_{2p2} &= -0,166 \\
 K_{12} &= 1,000 \\
 K_{22} &= -0,813 \\
 K_{32} &= 0,658 \\
 K_{42} &= -0,641
 \end{aligned}$$



Obrázek 46 - Druhý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu

Třetí vlastní tvar vyjadřoval houpání podvozků a protiběžné houpání skříně a agregátu.

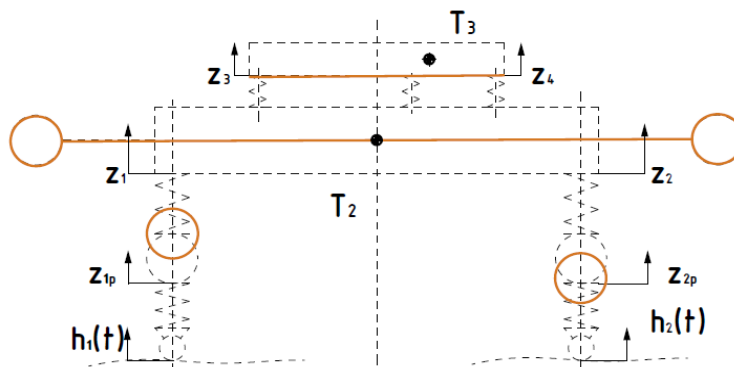
$$\begin{aligned}
 f_3 &= 7,17 \text{ Hz} \\
 K_{1p3} &= 0,710 \\
 K_{2p3} &= 1,000 \\
 K_{13} &= -0,017 \\
 K_{23} &= -0,024 \\
 K_{33} &= -0,028 \\
 K_{43} &= -0,046
 \end{aligned}$$



Obrázek 47 - Třetí vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu

Čtvrtý vlastní tvar vyjadřoval kývání podvozků a protiběžné kývání skříně a podvozků.

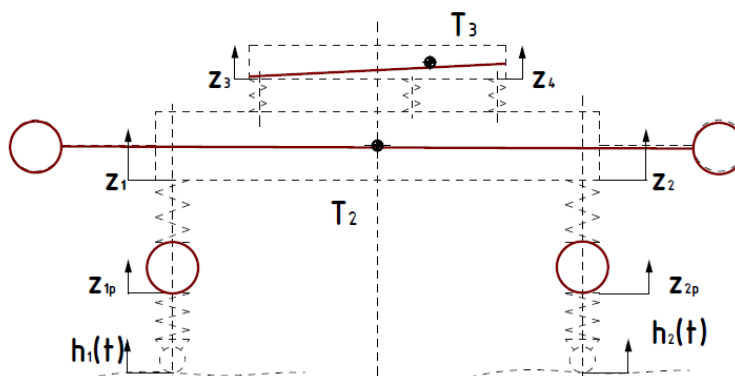
$$\begin{aligned}
 f_4 &= 7,17 \text{ Hz} \\
 K_{1p4} &= 1,000 \\
 K_{2p4} &= -0,710 \\
 K_{14} &= -0,034 \\
 K_{24} &= 0,024 \\
 K_{34} &= -0,030 \\
 K_{44} &= 0,030
 \end{aligned}$$



Obrázek 48 - Čtvrtý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu

Pátý vlastní tvar vyjadřoval kývání agregátu a protiběžné kývání skříně a souběžné kývání podvozků.

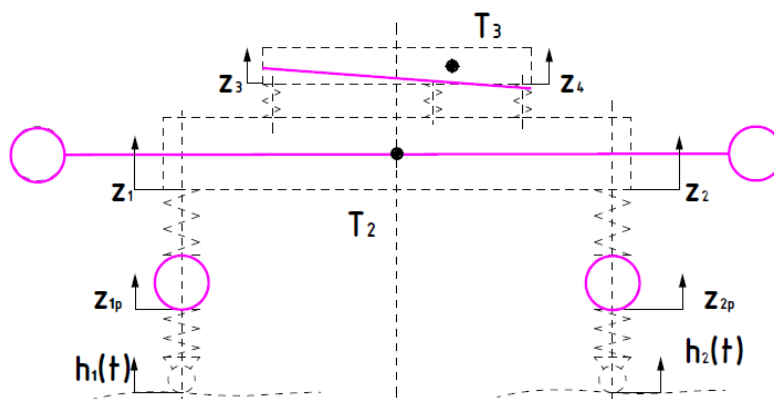
$$\begin{aligned}
 f_5 &= 11,15 \text{ Hz} \\
 K_{1p5} &= 0,005 \\
 K_{2p5} &= 0,017 \\
 K_{15} &= -0,037 \\
 K_{25} &= -0,120 \\
 K_{35} &= 0,135 \\
 K_{45} &= 1,000
 \end{aligned}$$



Obrázek 49 - Pátý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu

Šestý vlastní tvar vyjadřuje jiný tvar kývání agregátu a protiběžného kývání skříně.

$$\begin{aligned}
 f_6 &= 14,87 \text{ Hz} \\
 K_{1p6} &= 0,002 \\
 K_{2p6} &= 0,000 \\
 K_{16} &= -0,047 \\
 K_{26} &= 0,002 \\
 K_{36} &= 1,000 \\
 K_{46} &= -0,368
 \end{aligned}$$



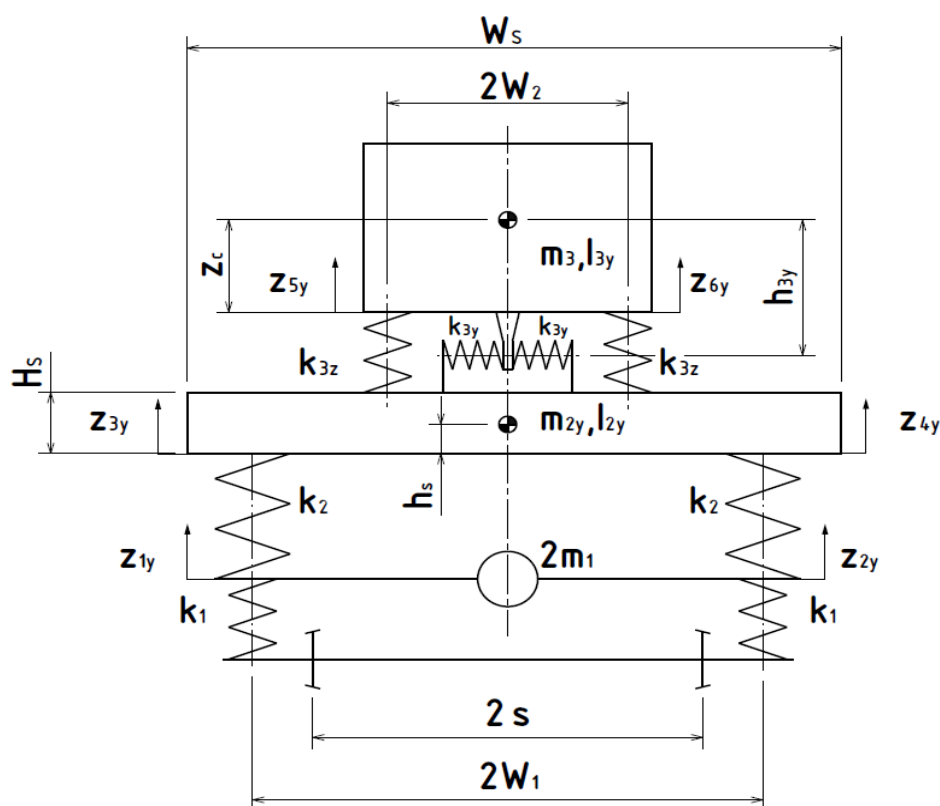
Obrázek 50 - Šestý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu

Bylo patrné, že poměrné amplitudy skříňě a podvozku dosahovali řádově procent poměrné amplitudy agregátu. Mohlo by se tedy uvažovat, že podvozky a skříň vozidla nemají výrazný vliv na vlastní frekvence agregátu.

### 8.3 Model v rovině z-y

Jako další dynamický model, byl sestaven model trakčního modulu v rovině z-y pro vyšetření vlastních frekvencí v této rovině. Především pak proto, jestli se kývání nebo houpání agregátu v této rovině nedostává do rezonance s otáčkami motoru.

K sestavení pohybových rovnic do maticového zápisu pro následné zpracování v programu Matlab byla použita Lagrangeova energetická metoda. Zobecněné souřadnice jsou  $z_{1y}, z_{2y}, z_{3y}, z_{4y}, z_{5y}, z_{6y}$ .



Obrázek 51 - Náhradní soustava, trakčního modulu v rovině z-y

Tuhosti  $k_1, k_2$  zůstanou stejné a svislá tuhost odpružení agregátu je  $k_{3z} = \frac{3}{2} * k_3$ , příčná tuhost vypružení agregátu  $k_{3y}$ .

$m_{2y} = m_2 + m_{kl} + m_{k2}$  je součet hmotnosti skříně a části hmotností kloubových vozů

Moment setrvačnosti skříně byl určen ze vztahu ( $W_s$  je šířka skříně):

$$I_{2y} = \frac{m_2 * (H_s^2 + W_s^2)}{12} \quad (8.104)$$

Hmotnost a moment setrvačnosti agregátu vycházejí z kapitoly 6 Hmotností bilance. Geometrický rozměr  $2 * W_1$  je rozměr báze primárního a sekundárního vypružení, pro zjednodušení je báze primárního a sekundárního vypružení stejná. Báze vypružení agregátu je  $2 * W_2$ . Výška od těžiště agregátu do středu vypružení je  $h_{3y}$ .

Tabulka 16 - Parametry náhradní příčné soustavy trakčního modulu

Parametry náhradní příčné soustavy trakčního modulu			
Hmotnost	[kg]	Geometrie	[mm]
Primárně odpružené hmoty $m_1$	4 500	$2W_1$	2 100
Sekundárně odpružené hmoty $m_{2y}$	61 634	$2W_2$	600
Odpružené hmoty agregátu $m_3$	7 366	$W_s$	3 500
Momenty setrvačnosti	[kg * mm <sup>2</sup> ]	$H_s$	3 000
Skřín vozidla $I_{2yred}$	5,99E+010	$h_s$	500
Agregát $I_{3yred}$	3,78E+009	$z_c$	716
Tuhost	[N/m]	$2s$	1 520
Primárního vypružení $k_1$	7 274 900	$h_{3y}$	746
Sekundárního vypružení $k_2$	1 800 000		
Svislé vypružení agregátu $k_{3z}$	18 000 000		
Příčné vypružení agregátu $k_{3y}$	21 000 000		

Kinetickou energii byla opět rozdělena na tři dílčí složky, které vyjadřují energii primárně odpružených hmot, sekundárně odpružených hmot a odpružené hmoty agregátu. Při sestavování energie byly zavedeny předpoklady:

$$z_{2y} > z_{1y}, z_{4y} > z_{3y}, z_{6y} > z_{5y}$$

$$E_{ky} = E_{k1y} + E_{k2y} + E_{k3y} \quad (8.105)$$

Dále bylo nutné přepočítat momenty setrvačnosti do středu pružnosti agregátu a sekundárního vypružení. Vzhledem k symetrii je střed pružnosti na ose symetrie v úrovni pružin.

$$I_{2yred} = I_{2y} + m_2 * h_s^2 \quad (8.106)$$

$$I_{3yred} = I_{3y} + m_3 * z_c^2 \quad (8.107)$$

$$E_{k1y} = \frac{1}{2} * 2 * m_1 * \left( \frac{\dot{z}_{1y} + \dot{z}_{2y}}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} * 2 * m_1 * W_1^2 * \left( \frac{\dot{z}_{2y} - \dot{z}_{1y}}{2 * W_1} \right)^2 \quad (8.108)$$

$$E_{k2y} = \frac{1}{2} * m_{2y} * \left( \frac{\dot{z}_{3y} + \dot{z}_{4y}}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} * I_{2yred} * \left( \frac{\dot{z}_{4y} - \dot{z}_{3y}}{2 * W_1} \right)^2 \quad (8.109)$$

$$E_{k3y} = \frac{1}{2} * m_3 * \left( \frac{\dot{z}_{5y} + \dot{z}_{6y}}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} * I_{3yred} * \left( \frac{\dot{z}_{6y} - \dot{z}_{5y}}{2 * W_2} \right)^2 \quad (8.110)$$

Po roznásobení vznikne vztah pro kinetickou energii náhradní soustavy:

$$\begin{aligned} E_{ky} &= \frac{m_1}{4} * (\dot{z}_{1y}^2 + 2 * \dot{z}_{1y} * \dot{z}_{2y} + \dot{z}_{2y}^2) + \frac{m_1 * W_1^2}{4 * W_1^2} * (\dot{z}_{2y}^2 - 2 * \dot{z}_{2y} * \dot{z}_{1y} + \dot{z}_{1y}^2) \\ &+ \frac{m_{2y}}{8} * (\dot{z}_{3y}^2 + 2 * \dot{z}_{3y} * \dot{z}_{4y} + \dot{z}_{4y}^2) + \frac{I_{2yred}}{8 * W_1^2} * (\dot{z}_{4y}^2 - 2 * \dot{z}_{4y} * \dot{z}_{3y} + \dot{z}_{3y}^2) \\ &+ \frac{m_3}{8} * (\dot{z}_{5y}^2 + 2 * \dot{z}_{5y} * \dot{z}_{6y} + \dot{z}_{6y}^2) + \frac{I_{3yred}}{8 * W_2^2} * (\dot{z}_{6y}^2 - 2 * \dot{z}_{6y} * \dot{z}_{5y} + \dot{z}_{5y}^2) \end{aligned} \quad (8.111)$$

Parciální derivace kinetické energie náhradní soustavy:

$$\frac{d}{dt} * \left( \frac{\partial E_{ky}}{\partial \dot{z}_{1y}} \right) = \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{1y} + \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{2y} - \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{2y} + \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{1y} \quad (8.112)$$

$$\frac{d}{dt} * \left( \frac{\partial E_{ky}}{\partial \dot{z}_{2y}} \right) = \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{1y} + \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{2y} + \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{2y} - \frac{m_1}{2} * \ddot{z}_{1y} \quad (8.113)$$

$$\frac{d}{dt} * \left( \frac{\partial E_{ky}}{\partial \dot{z}_{3y}} \right) = \frac{m_{2y}}{4} * \ddot{z}_{3y} + \frac{m_{2y}}{4} * \ddot{z}_{4y} - \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} * \ddot{z}_{4y} + \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} * \ddot{z}_{3y} \quad (8.114)$$

$$\frac{d}{dt} * \left( \frac{\partial E_{ky}}{\partial \dot{z}_{4y}} \right) = \frac{m_{2y}}{4} * \ddot{z}_{3y} + \frac{m_{2y}}{4} * \ddot{z}_{4y} + \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} * \ddot{z}_{4y} - \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} * \ddot{z}_{3y} \quad (8.115)$$

$$\frac{d}{dt} * \left( \frac{\partial E_{ky}}{\partial \dot{z}_{5y}} \right) = \frac{m_3}{4} * \ddot{z}_{5y} + \frac{m_3}{4} * \ddot{z}_{6y} - \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} * \ddot{z}_{6y} + \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} * \ddot{z}_{5y} \quad (8.116)$$

$$\frac{d}{dt} * \left( \frac{\partial E_{ky}}{\partial \dot{z}_{6y}} \right) = \frac{m_3}{4} * \ddot{z}_{5y} + \frac{m_3}{4} * \ddot{z}_{6y} + \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} * \ddot{z}_{6y} - \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} * \ddot{z}_{5y} \quad (8.117)$$

Posledním krokem bylo zapsání do matice hmotnosti, která je symetrická. Z parciálních derivací podle  $\dot{z}_{1y}, \dot{z}_{2y}$  zbydou pouze členy na diagonále.

$$M_Y = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_{2y}}{4} + \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} & \frac{m_{2y}}{4} - \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_{2y}}{4} - \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} & \frac{m_{2y}}{4} + \frac{I_{2yred}}{4 * W_1^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_3}{4} + \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} & \frac{m_3}{4} - \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_3}{4} - \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} & \frac{m_3}{4} + \frac{I_{3yred}}{4 * W_2^2} \end{bmatrix}$$

Pro vyjádření potencionální energie v pružinách bylo potřeba zavést také několik předpokladů a bylo také třeba vyjádřit přepočet zobecněných souřadnic  $z_{5y}', z_{6y}'$  z obrázku (Obrázek 52). Předpoklady pak jsou:

$$z_{3y} > z_{1y}, z_{4y} > z_{2y}, z_{5y}' > z_{5y}, z_{6y}' > z_{6y}'$$

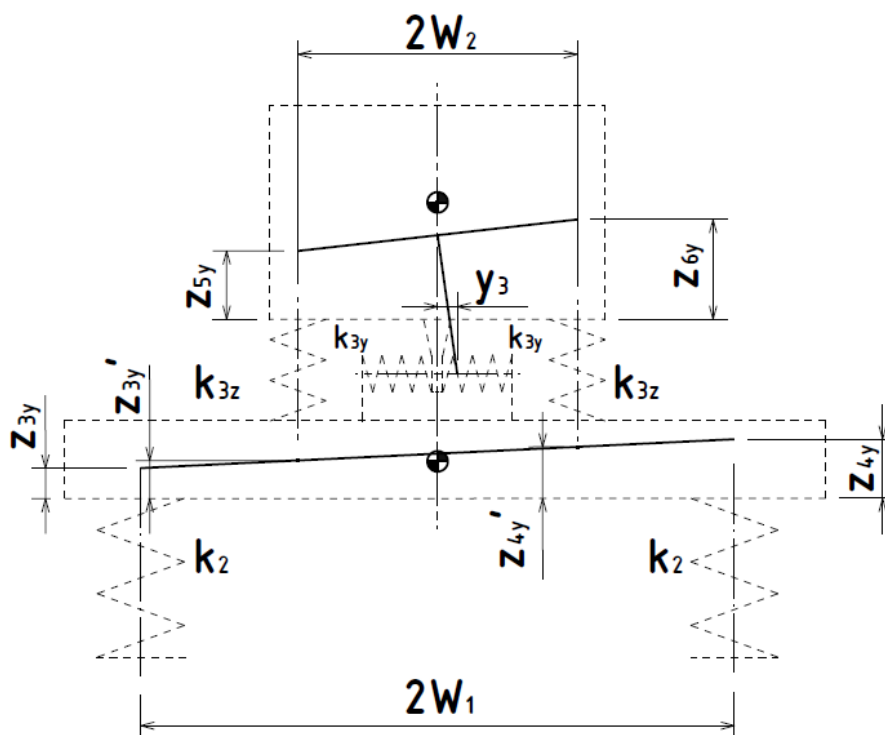
$$z_{5y}' = z_{3y} + \left( \frac{z_{4y} - z_{3y}}{2 * W_1} \right) * (W_1 - W_2) \quad (8.118)$$

$$z_{6y}' = z_{3y} + \left( \frac{z_{4y} - z_{3y}}{2 * W_1} \right) * (W_1 + W_2) \quad (8.119)$$

Pro přehlednost byla provedena substituce geometrických parametrů.

$$Y_1 = \frac{W_1 - W_2}{2 * W_1} \quad (8.120)$$

$$Y_2 = \frac{W_1 + W_2}{2 * W_1} \quad (8.121)$$



Obrázek 52 - Přepočítání zobecněných souřadnic v náhradní soustavě v rovině z-y

Vyjádření potenciální energie se opět rozdělila na tři dílčí složky, energii v pružinách primárního vypružení, energii v pružinách sekundárního vypružení a energii v silentblocích. Kde výchylku  $y_3$  byla vyjádřena z geometrie agregátu a linearizací (pro malé úhly) úhlu natočení agregátu:

$$y_3 = \frac{h_{3y}}{2 * W_2} * (z_{6y} - z_{5y}) \quad (8.122)$$

a následné substituci:

$$Y_3 = \frac{h_{3y}}{2 * W_2} \quad (8.123)$$

Vyjádření potenciální energie:



$$E_{py} = E_{p1y} + E_{p2y} + E_{p3y} \quad (8.124)$$

$$E_{p1y} = \frac{1}{2} * k_1 * z_{1y}^2 + \frac{1}{2} * k_1 * z_{2y}^2 \quad (8.125)$$

$$E_{p2y} = \frac{1}{2} * k_2 * (z_{3y} - z_{1y})^2 + \frac{1}{2} * k_2 * (z_{4y} - z_{2y})^2 \quad (8.126)$$

$$E_{p3y} = \frac{1}{2} * k_{3z} * (z_{5y} - z_{5y}')^2 + \frac{1}{2} * k_{3z} * (z_{6y} - z_{6y}')^2 + \frac{1}{2} * 2 * k_{3y} * (y_3)^2 \quad (8.127)$$

Po roznásobení:

$$E_{p2y} = \frac{1}{2} * k_2 * (z_{3y}^2 - 2 * z_{3y} * z_{1y} + z_{1y}^2) + \frac{1}{2} * k_2 * (z_{4y}^2 - 2 * z_{4y} * z_{2y} + z_{2y}^2) \quad (8.128)$$

$$E_{p3y} = \frac{1}{2} * k_{3z} * (z_{5y} - (z_{3y} + (z_{4y} - z_{3y}) * Y_1))^2 + \frac{1}{2} * k_{3z} * (z_{6y} - (z_{3y} + (z_{4y} - z_{3y}) * Y_2))^2 \quad (8.129)$$

$$\begin{aligned} E_{p3y} = & \frac{1}{2} * k_{3z} * (z_{3y}^2 * Y_1^2 - 2 * z_{3y}^2 * Y_1 + z_{3y}^2 - 2 * z_{3y} * z_{4y} * Y_1^2 + 2 * z_{3y} * z_{4y} * Y_1 + 2 * z_{3y} * z_{5y} * Y_1 \\ & - 2 * z_{3y} * z_{5y} + z_{4y}^2 * Y_1^2 - 2 * z_{4y} * z_{5y} * Y_1 + z_{5y}^2) \\ & + \frac{1}{2} * k_{3z} * (z_{3y}^2 * Y_2^2 - 2 * z_{3y}^2 * Y_2 + z_{3y}^2 - 2 * z_{3y} * z_{4y} * Y_2^2 + 2 * z_{3y} * z_{4y} * Y_2 + 2 * z_{3y} * z_{6y} * Y_2 \\ & - 2 * z_{3y} * z_{6y} + z_{4y}^2 * Y_2^2 - 2 * z_{4y} * z_{6y} * Y_2 + z_{6y}^2) + k_{3y} * Y_3^2 * (z_{6y}^2 - 2 * z_{6y} * z_{5y} + z_{5y}^2) \end{aligned} \quad (8.130)$$

Parciální derivace potenciální energie náhradní soustavy:

$$\left( \frac{\partial E_{py}}{\partial z_{1y}} \right) = z_{1y} * (k_1 + k_2) - k_2 * z_{3y} \quad (8.131)$$

$$\left( \frac{\partial E_{py}}{\partial z_{2y}} \right) = z_{2y} * (k_1 + k_2) - k_2 * z_{4y} \quad (8.132)$$

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial E_{py}}{\partial z_{3y}} \right) = & -k_2 * z_{1y} + k_2 * z_{3y} + k_{3z} * z_{3y} * (Y_1^2 - 2 * Y_1 + Y_2^2 - 2 * Y_2 + 2) \\ & + k_{3z} * z_{4y} * (-Y_1^2 + Y_1 - Y_2^2 + Y_2) + k_{3z} * z_{5y} * (Y_1 - 1) + k_{3z} * z_{6y} * (Y_2 - 1) \end{aligned} \quad (8.133)$$

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial E_{py}}{\partial z_{4y}} \right) = & -k_2 * z_{2y} + k_2 * z_{4y} + k_{3z} * z_{3y} * (-Y_1^2 + Y_1 - Y_2^2 + Y_2) + k_{3z} * z_{4y} * (Y_1^2 + Y_2^2) \\ & - k_{3z} * z_{5y} * Y_1 - k_{3z} * z_{6y} * Y_2 \end{aligned} \quad (8.134)$$

$$\left( \frac{\partial E_{py}}{\partial z_{5y}} \right) = k_{3z} * z_{3y} * (Y_1 - 1) - k_{3z} * z_{4y} * Y_1 + k_{3z} * z_{5y} - 2 * k_{3y} * Y_3^2 * z_{6y} + 2 * k_{3y} * Y_3^2 * z_{5y} \quad (8.135)$$

$$\left( \frac{\partial E_{py}}{\partial z_{6y}} \right) = k_{3z} * z_{3y} * (Y_2 - 1) - k_{3z} * z_{4y} * Y_2 + k_{3z} * z_{6y} + 2 * k_{3y} * Y_3^2 * z_{6y} - 2 * k_{3y} * Y_3^2 * z_{5y} \quad (8.136)$$

Posledním krokem bylo zapsání do matice tuhosti, která je symetrická. Pro přehlednost provedu substituci za některé členy matice tuhosti  $K_Y$

$$K_{33} = k_2 + k_{3z} * (Y_1^2 - 2 * Y_1 + Y_2^2 - 2 * Y_2 + 2) \quad (8.137)$$

$$K_{34} = K_{43} = k_{3z} * (-Y_1^2 - Y_2^2 + Y_1 + Y_2) \quad (8.138)$$

$$K_Y = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & 0 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_1 + k_2 & 0 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & 0 & K_{33} & K_{34} & k_{3z} * (Y_1 - 1) & k_{3z} * (Y_2 - 1) \\ 0 & -k_2 & K_{43} & k_2 + k_{3z} * (Y_1^2 + Y_2^2) & -k_{3z} * Y_1 & -k_{3z} * Y_2 \\ 0 & 0 & k_{3z} * (Y_1 - 1) & -k_{3z} * Y_1 & k_{3z} + 2 * k_{3y} * Y_3^2 & -2 * k_{3y} * Y_3^2 \\ 0 & 0 & k_{3z} * (Y_2 - 1) & -k_{3z} * Y_2 & -2 * k_{3y} * Y_3^2 & k_{3z} + 2 * k_{3y} * Y_3^2 \end{bmatrix}$$

Maticově zapsané pohybové rovnice náhradní soustavy trakčního modulu mají následující tvar.

$$M_Y * \ddot{Z}_Y + K_Y * Z_Y = 0 \quad (8.139)$$

vektory  $\ddot{Z}_Y, Z_Y$  jsou vektory zobecněných souřadnic.

$$\ddot{Z}_Y = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{1p} \\ \ddot{z}_{2p} \\ \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \\ \ddot{z}_4 \end{bmatrix}, Z_Y = \begin{bmatrix} z_{1p} \\ z_{2p} \\ z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix}$$

Pro zjištění vlastních frekvencí netlumené soustavy bylo použito vztahu

$$\det(M_Y - \lambda * K_Y) = 0 \quad (8.140)$$

kde  $\lambda$  je diagonální matice vlastních frekvencí.

Z této matice bylo možno vypočítat vlastní frekvence v Hz a to přes vztahy  $\omega_i^2 = \lambda_i$  a

$$\omega_i = 2 * \pi * f_i \quad (8.141)$$

Vlastní frekvence soustavy jsou potom:

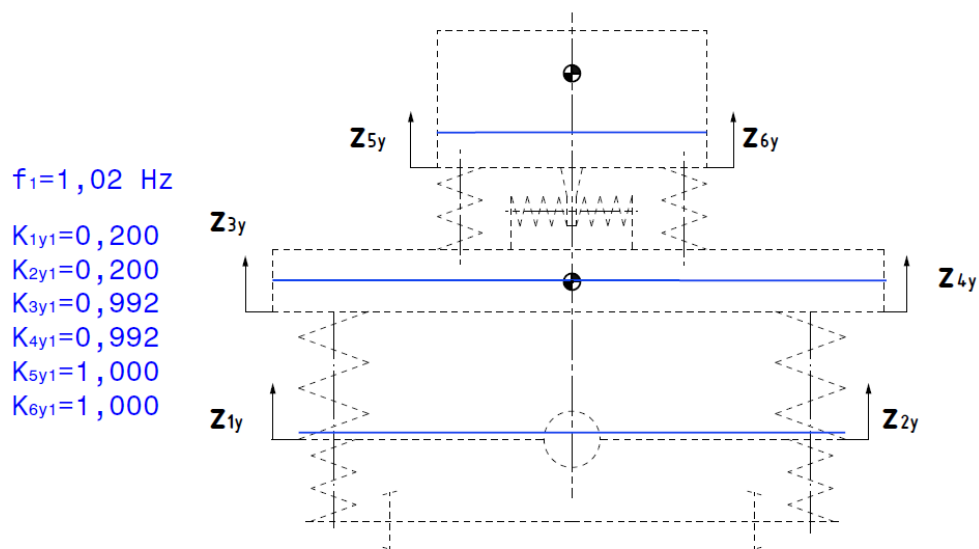
$$f_i = \frac{\sqrt{\lambda_i}}{2 * \pi} \quad (8.142)$$

Vypočtené vlastní frekvence soustavy, pomocí programu Matlab, v rovině z-y jsou spolu s vlastními tvary kmitů v následující tabulce (Tabulka 17). Stejně jako v předcházejících modelech byly vlastní tvary kmitu znormovány.

Tabulka 17 - Výsledné frekvence a vlastní tvary kmitů trakčního modulu v rovině z-y

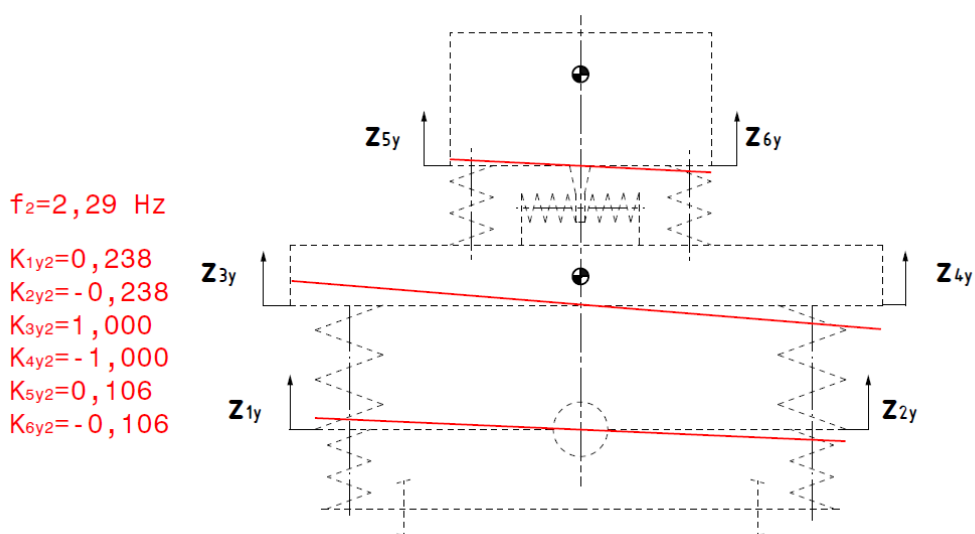
Z-Y		Frekvence					
		$f_1$ [Hz]	$f_2$ [Hz]	$f_3$ [Hz]	$f_4$ [Hz]	$f_5$ [Hz]	$f_6$ [Hz]
		1,03	2,93	7,16	7,26	11,78	15,68
Vlastní tvary kmitů	$K_{1yj}$	0,200	0,238	1,000	1,000	0,014	-0,043
	$K_{2yj}$	0,200	-0,238	1,000	-1,000	0,014	0,043
	$K_{3yj}$	0,992	1,000	-0,025	-0,156	-0,121	0,082
	$K_{4yj}$	0,992	-1,000	-0,025	0,156	-0,121	-0,082
	$K_{5yj}$	1,000	0,106	-0,042	-0,020	1,000	-1,000
	$K_{6yj}$	1,000	-0,106	-0,042	0,020	1,000	1,000

První vlastní tvar kmitu vyjadřoval souběžné houpaní agregátu, skříně vozidla a podvozků.



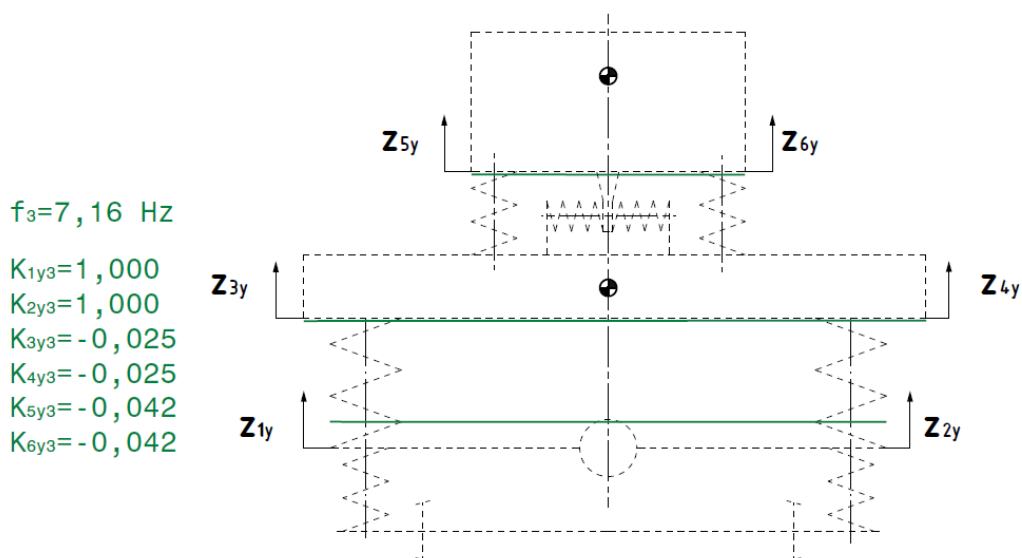
Obrázek 53 - První vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu

Druhý vlastní tvar vyjadřoval souběžné kývání agregát, skříně vozidla a podvozků.



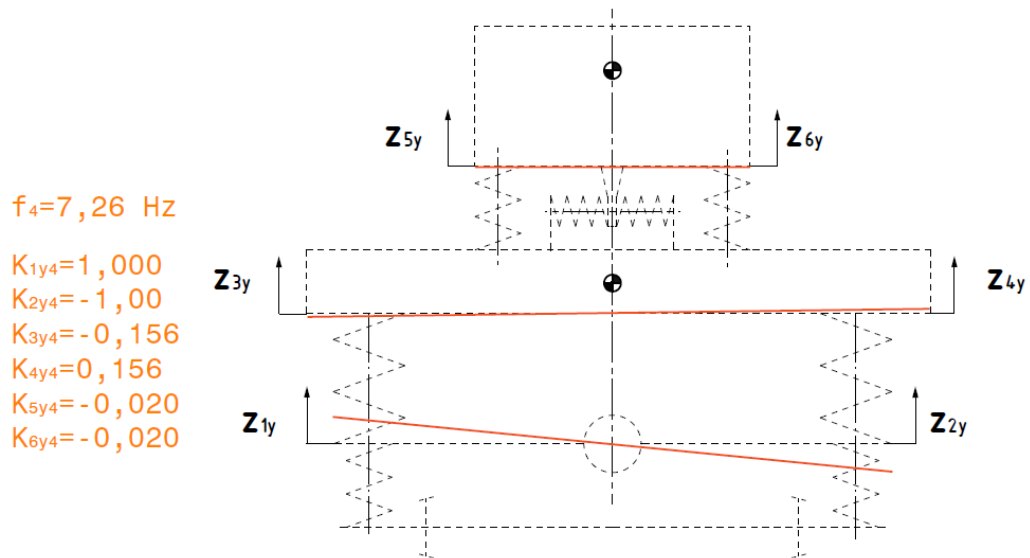
Obrázek 54 - Druhý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu

Třetí vlastní tvar vyjadřoval houpání podvozků a protiběžné houpání skříně vozidla a agregátu.



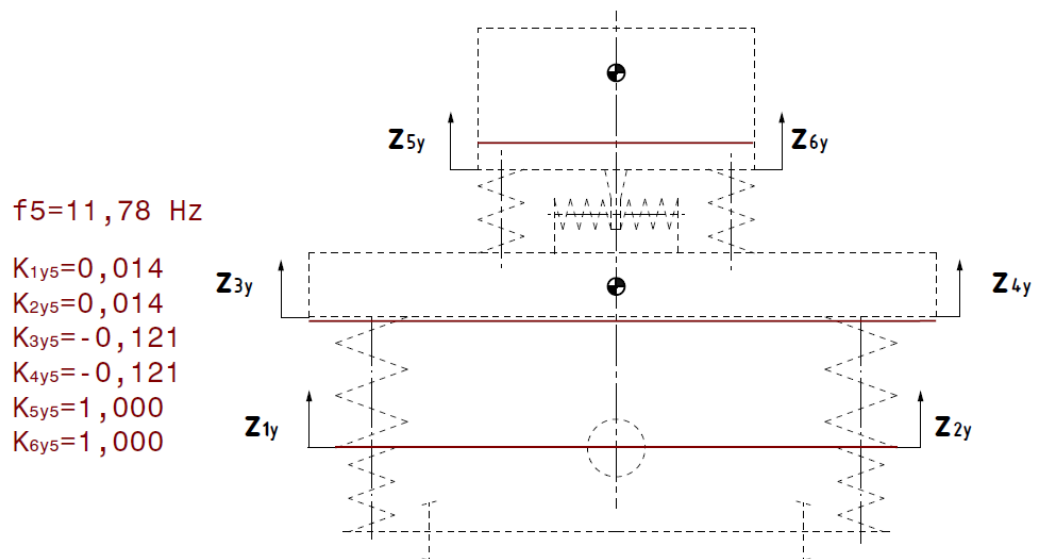
Obrázek 55 - Třetí vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu

Čtvrtý vlastní tvar vyjadřoval kývání podvozků, protiběžné kývání skříně a houpání agregátu.



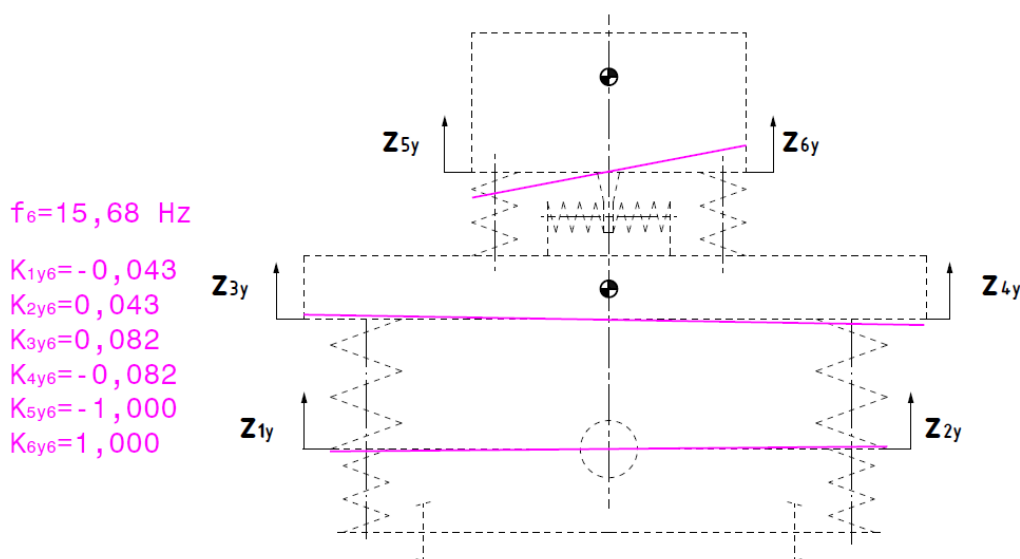
Obrázek 56 - Čtvrtý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu

Pátý vlastní tvar vyjadřoval houpání agregátu, protiběžné houpání skříně vozidla a souběžné houpání podvozků.



Obrázek 57 - Pátý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu

## Šestý vlastní tvar vyjadřoval kývání agregátu



Obrázek 58 - Šestý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu

## 8.4 Vlastnosti odpružení agregátu

Provozní otáčky motoru jsou  $n_m = 1800 \text{ min}^{-1}$  z těchto otáček, je možné dopočítat frekvenci provozních otáček:

$$f_{pro} = \frac{\omega}{60 * 2 * \pi} = \frac{n_{pro}}{60} = \frac{1800}{60} = 30 \text{ Hz} \quad (8.143)$$

$$f_{vol} = \frac{\omega}{60 * 2 * \pi} = \frac{n_{vol}}{60} = \frac{700}{60} = 11,66 \text{ Hz} \quad (8.144)$$

Bylo patrné, že tato frekvence byla podstatně větší než frekvence houpání a kývání agregátu. Vlastní frekvence houpání 11,78 Hz a kývání agregátu byly 15,68 Hz, což odpovídalo 706 a 941  $\text{min}^{-1}$ , ze znalosti volnoběžných otáček vyplývá, že při takové konfiguraci silentbloků se dostaly volnoběžné otáčky motoru do rezonance s houpáním agregátu a vzhledem k minimálnímu tlumení silentbloků, by bylo potřeba optimalizovat tuhost silentbloků. Nejlépe konzultovat s výrobcem silentbloků a upravit tuhost silentbloku.

Podle katalogu Contitech MEGI, bylo možné dopočítat některé vlastnosti izolace silentbloků.

Jedná se například o stupeň izolace vibrací. Který se počítá ze vztahu (8.145), ke kterému je potřeba znát poměr vlastní frekvence  $f_e$  a frekvence buzení  $f_{err}$ . Vlastní frekvence byla vypočtená frekvence houpání agregátu a budící frekvence byla vypočtena z otáček motoru, které byly uvažovány při provozním stavu [28].

$$\eta = \frac{f_{err}}{f_e} = \frac{1800}{60 * 11,78} = 2,547 \quad (8.145)$$

$$i_{degree} = \frac{\eta^2 - 2}{\eta^2 - 1} * 100 = \frac{2,547^2 - 2}{2,547^2 - 1} * 100 = 81,77 \% \quad (8.146)$$

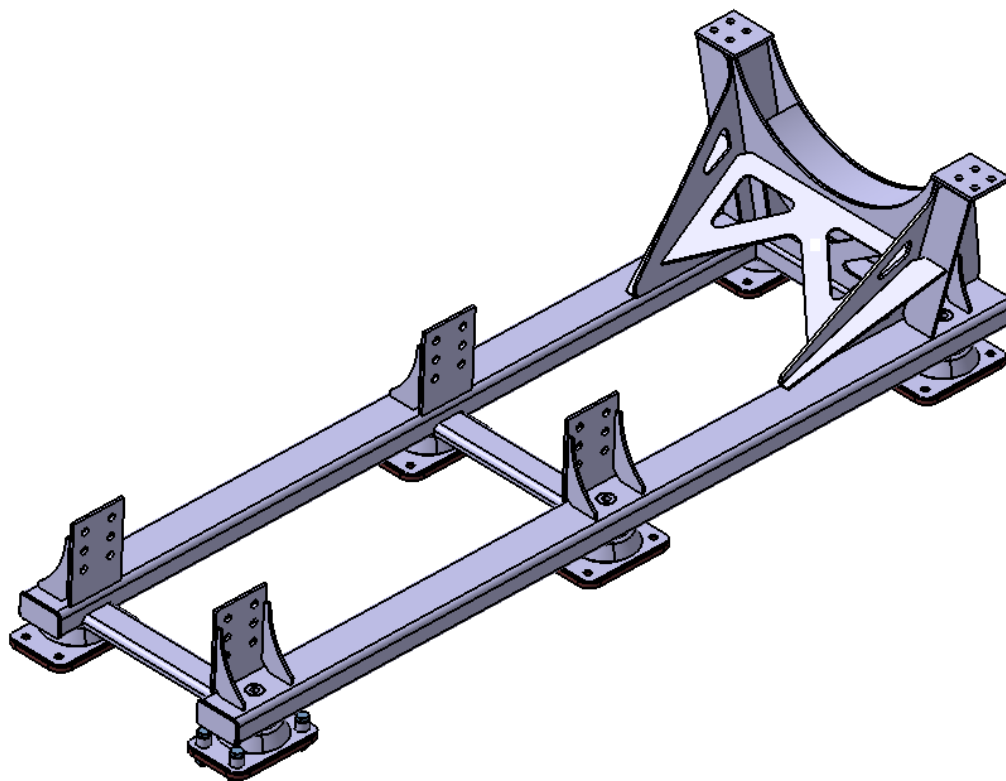
To znamená, že na skříň vozidla se při provozních otáčkách přenesou pouze 18,23%.

Další vlastností odpružení agregátu, byla hodnota hlukové izolace odpružení agregátu. Šlo tedy o hodnotu hluku, kterou odpružení utlumí při přenosu na konstrukci hrubé stavby skříně.

$$D = 20 * \log\left(\frac{1}{1 - i_{degree}}\right) = 20 * \log\left(\frac{1}{1 - 0,8177}\right) = 14,78 \text{ dB} \quad (8.147)$$

## 9 Návrh rámu

Součástí této diplomové práce byl návrh rámu, který pevně spojuje diesel motor Cummins QSK38 a generátoru TG 64-44. Pro konstrukci rámu byly využity připojovací rozměry motoru a generátoru. Také bylo potřeba zajistit montáž na silentbloky, které jsou přimontovány na hrubou stavbu skříně.

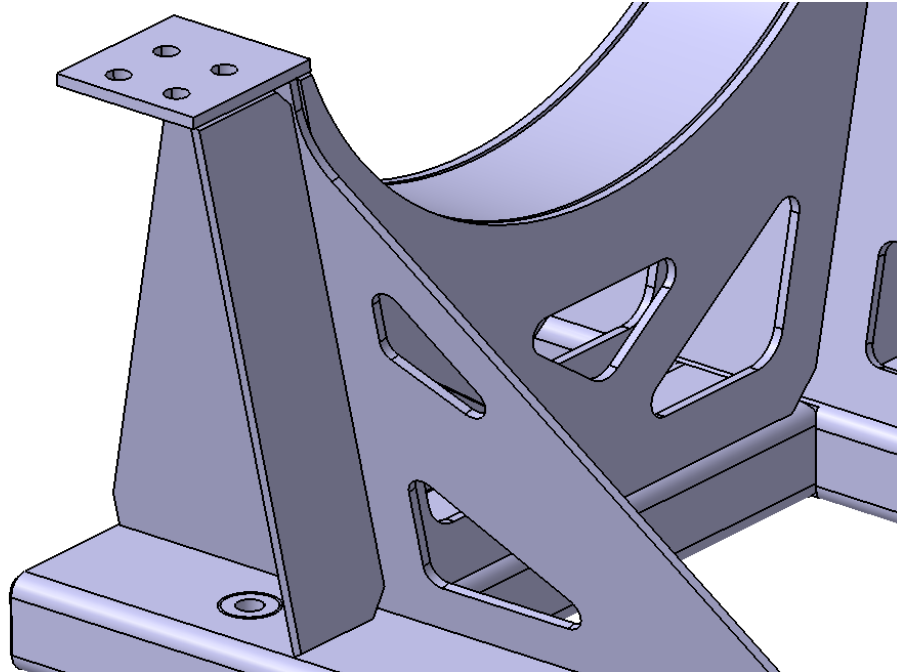


*Obrázek 59 - Rám spojující motor-generátor uložený na silentblocích*

Na obrázku (Obrázek 59) je patrný isometrický pohled rámu spojujícího dieselagregát. Rám se skládá ze dvou podélníků, které jsou tvořeny uzavřeným profilem s rozměrem 140x80x8 EN 10219. Na podélnících jsou navařeny patky, do kterých se šroubuje vana motoru. Jednoduché příčníky jsou navařeny v místě patek, které jsou tvořeny rozříznutím uzavřeného obdélníkové profilu nebo ohnutého plechu. Ukotvení generátoru bylo oproti ukotvení motoru podstatně složitější, vzhledem k nutnosti vytvoření podstavce a také větší bázi připojovacích rozměrů generátoru oproti příčné bázi podélníků.

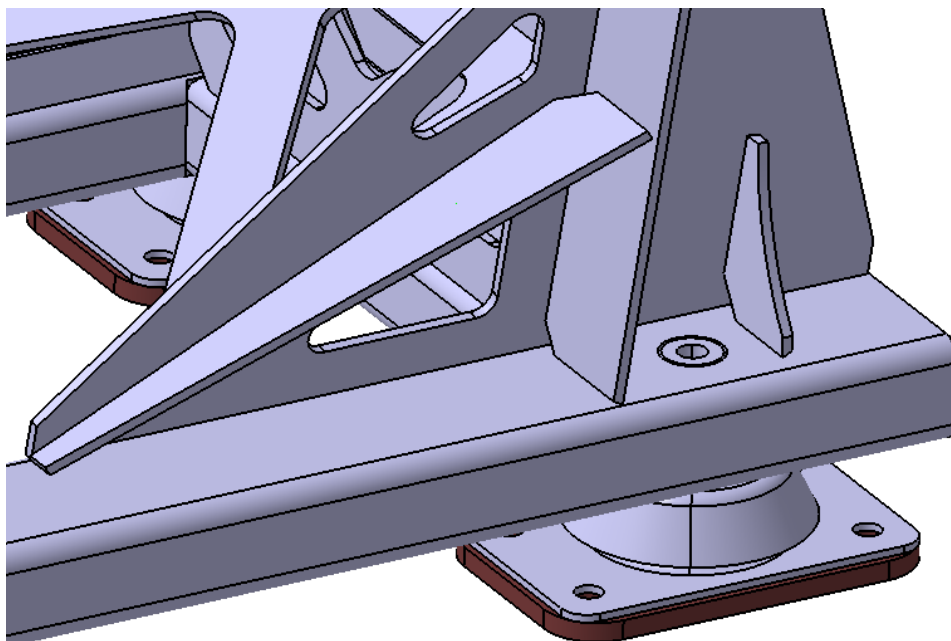


Podstavec generátoru (Obrázek 60) tvoří příčník stejných rozměrů jako podélníky, na tuto strukturu byli umístěny plechy, jde o dvojici plechů umístěných na příčníku, a na ně navazující podélné plechy, na které pak navazuje svislé žebro, a navrchu byly zakončeny patkami pro uchycení generátoru. Tato konstrukce byla následně doplněna o žebrování pro vyztužení.



*Obrázek 60 - Podstavec generátoru, (bez žeber)*

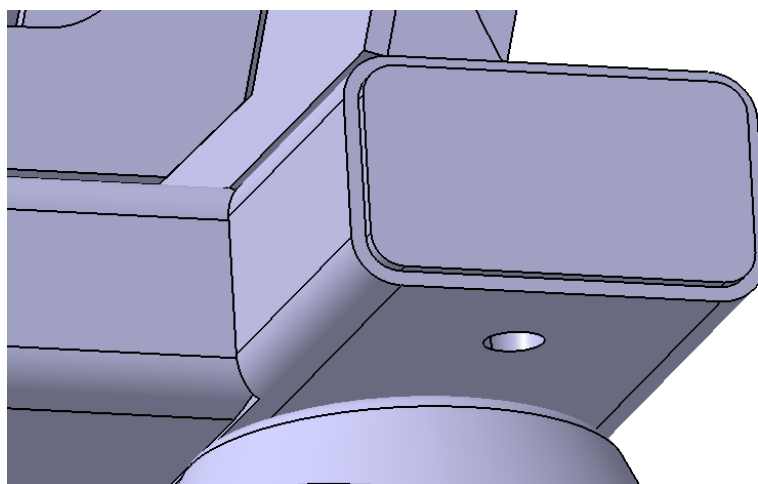
Na obrázku (Obrázek 61) je detail podstavce generátoru s žebry. Dále je zde patrné uložení rámu na silentblok. Kde bylo nutno vytvořit pouzdro a navařit trubičku skrz uzavřený profil, to bylo provedeno pro lepší získání větší tuhosti uložení šroubu. A také by bylo nevhodné, aby šroub procházel uvnitř uzavřeného profilu pouze prostorem.



*Obrázek 61 - Detail podstavce generátoru a uložení na silentblok.*

Vzhledem k použití uzavřených profilů a zavaření jejich konců, bylo nutno vyřešit otázku kondenzace vlhkosti v profilu a následné korozi. Rám byl umístěn ve strojovně, kde je velký rozsah pracovních teplot  $-50^{\circ}\text{C}/+50^{\circ}\text{C}$ .

Toho bylo docíleno vyvrtáním otvoru zespodu uzavřeného profilu na jeho koncích (Obrázek 62), aby bylo umožněno zkondenzované vodě vytéct, případně by mohlo být použito řešení povrchové úpravy i uvnitř profilů skrz vyvrtané otvory.

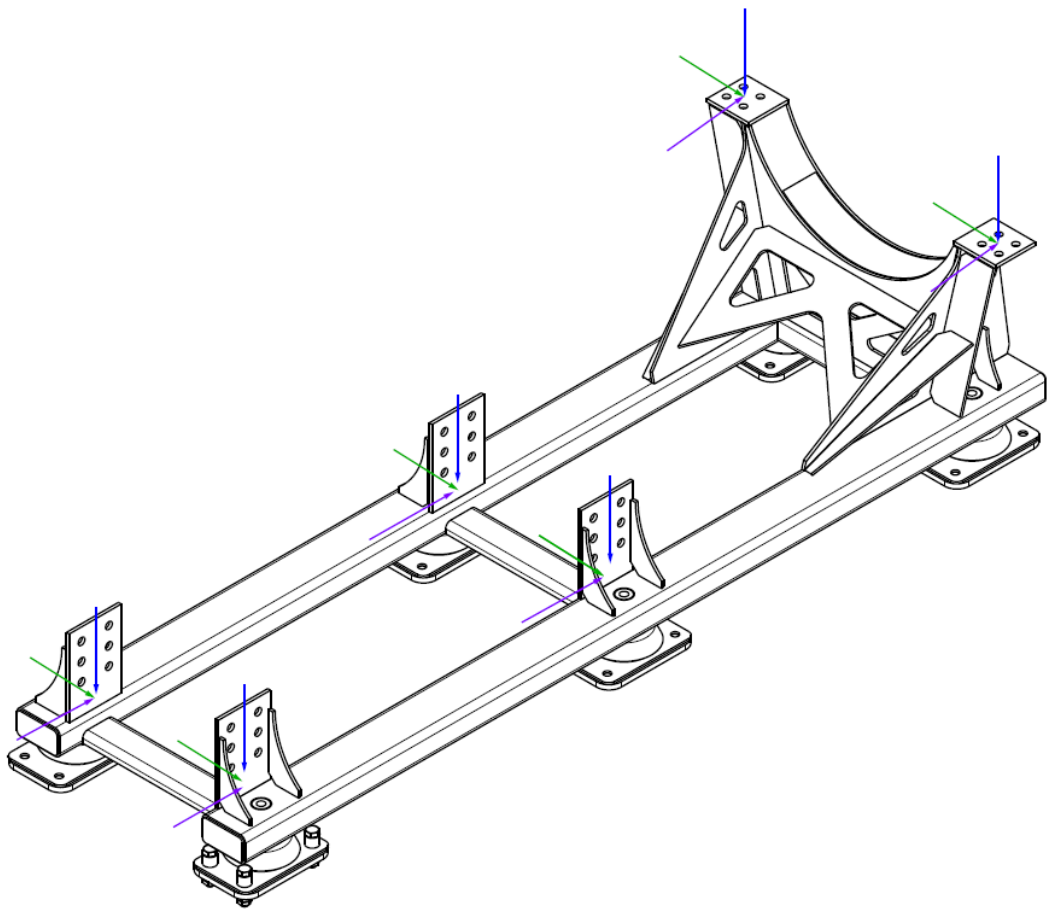


*Obrázek 62 - Detail otvoru, proti kondenzaci vlhkosti v uzavřených profilech.*

Sestavný výkres nosného rámu je možné nalézt v příloze D.

Z obrázku (Obrázek 63) je patrné silové zatížení rámu spojujícího motor-generátor, podle kterého by byl proveden pevnostní výpočet rámu. To však nespadá do rámce této diplomové práce.

Rám by byl zatížen silami ve směru  $x, y, z$  podle kombinací uvedených v tabulce (Tabulka 7). Zatěžující síly je možné nalézt v příloze B, kde svislé síly (modré) by byly s indexem  $z$ ,  $xz$ ,  $yz$  podle zatěžujícího stavu, příčné síly (zelené) pak s indexem  $y$  a podélné síly (fialové) s indexem  $x$ .

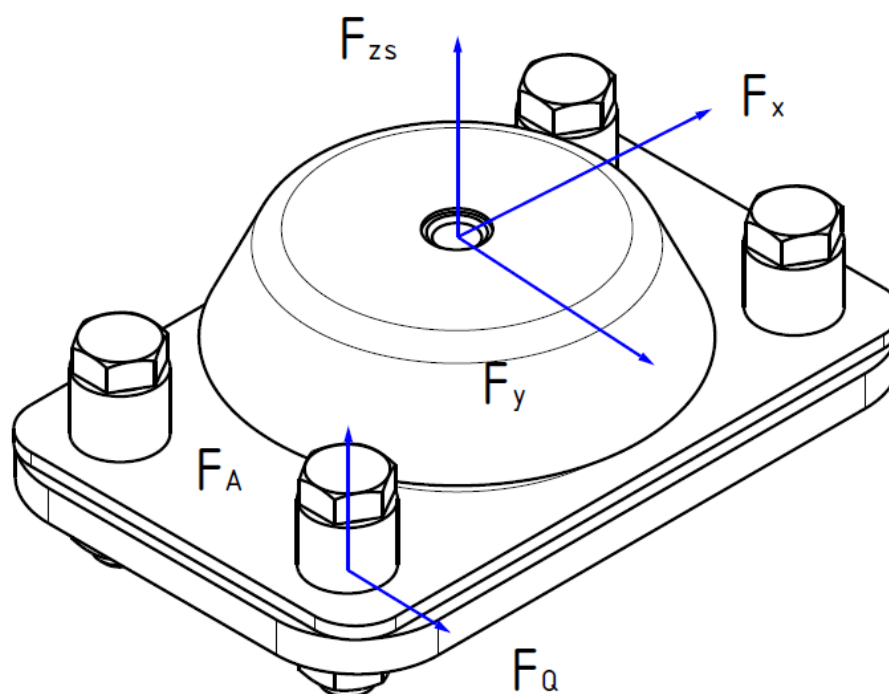


Obrázek 63 - Silové zatížení rámu

## 10 Návrh šroubových spojů

V této kapitole byl proveden návrh šroubových spojů upevňujících silentbloky, do hrubé stavby skříňě vozidla. Návrh a výpočet byl proveden podle specifikace VDI 2230.

Každý silentblok byl upevněn čtyřmi šroubovými spoji. Vzhledem k tomu, že zatížení bylo rozdílné, provedl se návrh jednoho šroubového spoje. Pro výpočet šroubového spoje, byly použity maximální síly vypočtené v kapitole 7.5. Ostatní šroubové spoje jsou méně namáhány, vzhledem k menšímu silovému zatížení.



Obrázek 64 - Rozložení sil na silentbloku a přenos na šroubové spoje.

Vyšetření zatěžujících sil bylo provedeno dle obrázku (Obrázek 64). Vzhledem k symetrii uložení šroubových spojů na upevnění silentbloků, každý šroub přenesl čtvrtinu silového zatížení silentbloku. Z tabulky (Tabulka 10), bylo zjištěno, že ve svislém směru byly nejvíce namáhány silentbloky č. 1 a 4. Zatížení do příčného směru dosahuje menších hodnot než zatížení do podélného směru a vzhledem k tomu, že nepůsobí v kombinaci, mohla se uvažovat pouze maximální síla z obou směrů.

Síly ve svislém směru působící na silentblok:

$$F_{ZS} = (-40\,091; 61\,805)N \quad (10.1)$$

Síly v příčném směru působící na silentblok:

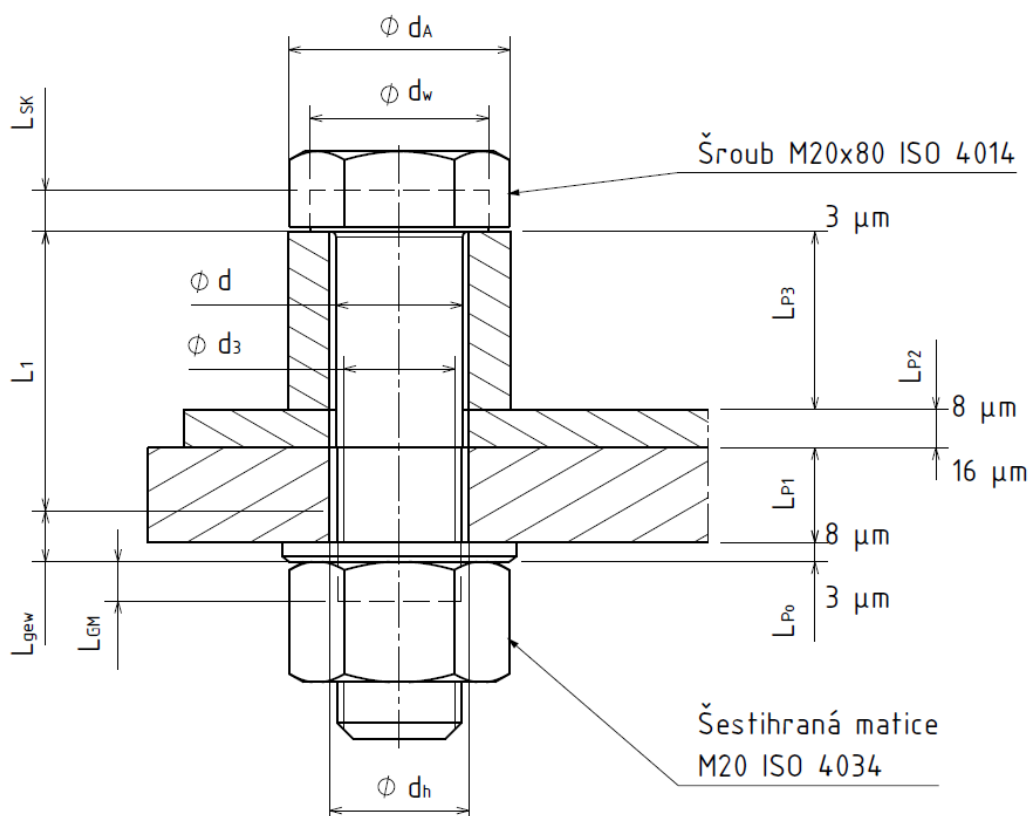
$$F_x = (-38\,079; 38\,079)N \quad (10.1)$$

Z těchto sil byla získána mezní příčná (normálová) síla působící na šroubový spoj:

$$F_Q = \frac{|F_x|}{4} = 38 \frac{079}{4} = 9\,519,75\,N \quad (10.3)$$

Dále byla získána axiální síly působící na šroubový spoj a tj. čtvrtina rozsahu svislých sil působících na silentblok.

$$F_A = \frac{F_{ZSmax} + |F_{ZSmin}|}{4} = \frac{61\,805 + 40\,091}{4} = 25\,474\,N \quad (10.4)$$



Obrázek 65 - Návrh rozměrů šroubového spoje upevňujícího silentblok.

Dle VDI 2230 bylo nutné použít tabulky A7 pro určení nominálního průměru šroubu.

**A:**  $F_{Amax} < F_{Qmax} / \mu_T$  Byl uvažován součinitel tření pro suchou ocel-ocel  $\mu_T = 0,2$

$$25474 < 47598,75$$

Rozhodující pro návrh nominálního průměru šroubu je příčná síla.

Zatížení  $F_Q = 9\,519,75\text{ N}$  nejbližší vyšší hodnota pro šroub pevnostní třídy 8.8 je 10 kN a nominální průměr 8 mm.

**B:** Pro spoj konstruován na přenos příčné síly, bylo nutné zvednout hodnotu zatížení podle tabulky A7 na  $F_{Mmin} = 63000\text{ kN}$

**C:** Bylo zvoleno utahování momentovým klíčem, to dalo sílu  $F_{Mmax} = 100\,000\text{ N}$

**D:** Podle tabulky A7 vyšel šroub s nominálním průměrem 20 mm pevnostní třídy 8.8

Na obrázku (Obrázek 65) byly definovány rozměry šroubového spoje a jejich číselné hodnoty byly uvedeny v tabulce (Tabulka 18). Youngův modul pružnosti šroubu  $E_S = 205000\text{ N/mm}^2$  a spojovaných součástí, které byli uvažovány taktéž ocelové.  $E_p = 205000\text{ N/mm}^2$

Tabulka 18 - Parametry navrženého šroubového spoje

Šroub ISO 4014 M20x90x8.8			geometrie spoje		
$l_c$	90	mm	$d_h$	22	mm
$d$	20	mm	$d_A$	35	mm
$d_K$	28,19	mm	$l_{pod}$	3	mm
$d_3$	16,933	mm	$l_{p1}$	15	mm
$P$	2,5	mm	$l_{p2}$	6	mm
$l_{1s}$	44	mm	$l_{p3}$	25	mm
$l_{EW}$	5	mm	$d_h$ – střední řada EN 20273		

Dále bylo postupováno při ověření a návrhu spoje dle jednotlivých kroků ve specifikaci VDI 2230.

**R0-** vzhledem k předpokládanému soustřednému uložení šroubů v díře nemusel být ověřován rozměr G (G').

**R1-** Pro použití momentového klíče byl zvolen utahovací faktor podle tabulky A8.  $\alpha_A = 1,6$



**R2-** Byl uvažován spoj symetricky uložený a se soustředěným rozložením napětí, tedy  
že:  $a = 0, s_{sym} = 0$

$$F_{KQ} = \frac{F_{Qmax}}{q_F * \mu_{Tmin}} + \frac{M_{Ymax}}{q_M * r_a * \mu_{Tmin}} = \frac{9\,519,75}{1 * 0,2} + 0 = 47\,598,75 \text{ N} \quad (10.5)$$

Síly  $F_{KP}, F_{KA}$  jsou síly, které zabraňují otevírání spoje a těsnění médiem.

$$F_{Kerf} \geq \max(F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA}) = 47\,598,75 \text{ N} \quad (10.6)$$

**R3-** Rozdělení pracovního zatížení/určení zátěžného faktoru.

Bylo nutné určit elastickou pružnost šroubu, která byla definována vztahem

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_{gew} + \delta_{GM} \quad (10.7)$$

Bylo nutné dopočítat rozměry  $l_{SK}, l_G, l_M$  podle vztahů:

Pro šrouby s šestihrannou hlavou:

$$l_{SK} = 0,5 * d = 0,5 * 20 = 10 \text{ mm} \quad (10.8)$$

$$l_G = 0,5 * d = 0,5 * 20 = 10 \text{ mm} \quad (10.9)$$

Podle vztahu pro šroubové spoje VDI(5.1/10):

$$l_M = 0,4 * d = 0,4 * 20 = 8 \text{ mm} \quad (10.10)$$

Při výpočtu bylo potřeba znát, některé další parametry,

$$A_N = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 20^2}{4} = 314,16 \text{ mm}^2 \quad (10.11)$$

$$A_{d3} = \frac{\pi * d_3^2}{4} = \frac{\pi * 16,933^2}{4} = 225,20 \text{ mm}^2 \quad (10.12)$$

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S * A_N} = \frac{10}{314,16 * 205000} = 1,55 * 10^{-7} \text{ mm/N} \quad (10.13)$$

$$\delta_1 = \frac{l_{1s}}{E_S * A_N} = \frac{44}{314,16 * 205000} = 6,83 * 10^{-7} \text{ mm/N} \quad (10.14)$$

$$\delta_{gew} = \frac{l_{gew}}{E_S * A_{d3}} = \frac{10}{225,20 * 205000} = 1,08 * 10^{-7} \text{ mm/N} \quad (10.15)$$

$$\delta_{GM} = \frac{l_G}{E_S * A_{d3}} + \frac{l_M}{E_S * A_N} = \frac{10}{225,20 * 205000} + \frac{8}{314,16 * 205000} = 3,41 * 10^{-7} \text{ mm} / N \quad (10.16)$$

$$\delta_S = (1,55 + 6,83 + 1,08 + 3,41) * 10^{-7} = 1,29 * 10^{-6} \text{ mm} / N \quad (10.17)$$

K určení elastické tuhosti sevřených částí je potřeba dopočítat limitující průměr:

$$D_{A,Gr} = d_w + w * l_K * \tan(\varphi) \quad (10.18)$$

$$l_K = l_{pod} + l_{p1} + l_{p2} + l_{p3} \quad (10.19)$$

Hodnota  $w$ , byla určena pro jeden, náhradní deformační kužele (ESV)  $w=2$ .

$$y = D_A / d_w = 1,24 \quad (10.20)$$

Hodnota úhlu deformačního kužele byla vypočtena podle vztahu:

$$\tan(\varphi) = 0,348 + 0,013 * \ln(l_K / d_w) + 0,193 * \ln y = 0,397 \quad (10.21)$$

limitující průměr:

$$D_{A,Gr} = d_w + w * l_K * \tan(\varphi) = 28,19 + 2 * 49 * 0,397 = 61,09 \text{ mm} \quad (10.22)$$

Výpočet elastické pružnosti sevřených částí je definován podmínkou

$d_w < D_A < D_{A,Gr}$ , v opačném případě by se muselo počítat podle jiného vztahu:

$$\delta_p = \frac{\frac{2}{w * d_h * \tan(\varphi)} * \ln\left(\frac{(d_w + d_h) * (D_A - d_h)}{(d_w - d_h) * (D_A - d_h)}\right) + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} * \left(l_K - \frac{(D_A - d_w)}{w * \tan(\varphi)}\right)}{E_p * \pi} \quad (10.23)$$

$$\delta_p = 1,21 * 10^{-7} \text{ mm} / N$$

V teoretickém případě úvodní zatížení pod hlavou šroubu a matice:

$$\Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_S} = \frac{1,21 * 10^{-7}}{1,21 * 10^{-7} + 1,29 * 10^{-6}} = 0,086 \quad (10.24)$$

S ohledem na síly při zatížení silou  $F_A$ , platí rovnice:

$$\Phi_n = \frac{n * \delta_p}{\delta_p + \delta_S} \quad (10.25)$$

ve které vystupuje faktor zatížení  $n$ , který bylo nutné určit s ohledem na VDI 2230 Figure 5.2/9 a tabulku 5.2/1. Byl určen případ SV4 vzhledem k místům, kde bylo



vnášeno zatížení. A odečtena hodnota  $n=0,213$ . Pro rozměry  $l_A/h=0$   $a_K/h=0,357$ .  
Hodnota faktoru  $n$  byla dle tabulky lineárně interpolována.

Faktor zatížení byl tedy spočítán vztahem:

$$\Phi_n = \frac{n * \delta_p}{\delta_p + \delta_s} = \frac{0,213 * 1,21 * 10^{-7}}{1,21 * 10^{-7} + 1,29 * 10^{-6}} = 0,0183 \quad (10.26)$$

Výpočet změny předpětí od změny teploty nebylo třeba provádět, vzhledem k tomu, že všechny součásti byly ze stejného materiálu a mají tedy stejnou hodnotu teplotní roztažnosti.

**R4-** Bylo však potřeba vyšetřit ztrátu předpětí od sednutí součástí, vliv tu hraje především drsnost povrchů součástí.

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_s + \delta_p} \quad (10.27)$$

Deformace  $f_Z$  byla použita z tabulky 5.4/1 pro  $R_Z < 10 \mu m$  pro sednutí v závitě a pod hlavou šroubu a matice. Dále bylo uvažováno s lakováním dosedací patky hrubé stavby, na kterou dosedá silentblok a také s povrchovou úpravou plechu silentbloku. Byl uvažován základní nátěr o tloušťce vrstvy  $40 \mu m$  a vrstva si sedne o 20% tz. o  $8 \mu m$ .

Velikosti sednutí jednotlivých vrstev byly zobrazeny na obrázku (Obrázek 65).

$$f_Z = (3 + 8 + 16 + 8 + 2 * 3) * 10^{-3} = 41 * 10^{-3} mm \quad (10.28)$$

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_s + \delta_p} = \frac{41 * 10^{-3}}{1,21 * 10^{-7} + 1,29 * 10^{-6}} = 29\,102,91 N \quad (10.29)$$

**R5-** Nyní bylo možno vypočítat minimální silové předpětí:

$$F_{Mmin} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_n) * F_{Amax} + F_Z = 47\,598,75 + 25\,007,6 + 29\,102,91 = 101\,709,26 N \quad (10.30)$$

**R6-** A maximální silové předpětí, kterého šlo dosáhnout vzhledem k použitému utahovacímu nástroji:

$$F_{Mmax} = \alpha_A * F_{Mmin} = 1,8 * 101\,709,26 = 183\,076,67 N \quad (10.31)$$

**R7-** Určení montážního napětí a kontrola velikosti šroubu:

Podle tabulky A5 byl určen minimální součinitel tření  $\mu_G = 0,1$  v závitě.



Mez kluzu dostaneme vynásobením dvou čísel pevnostního šroubu \*10 :

$$R_{p0,2min} = 640 N / mm^2$$

$$\sigma_{reduMzul} = v * R_{p0,2min} = 0,9 * 640 = 576 N / mm^2 \quad (10.32)$$

Vztah pro přípustnou sílu ve šroubu byl počítán podle vztahu:

$$F_{MZul} = \frac{A_{d3} * v * R_{p0,2min}}{\sqrt{1 + 3 * \left( \frac{3 * d_2}{2 * d_0} * \left( \frac{P}{\pi * d_2} + 1,155 * \mu_{Gmin} \right) \right)^2}} = 118\,386,74 N \quad (10.33)$$

Zde však nebyla splněna podmínka  $F_{MZul} \geq F_{Mmax}$ ,  $F_{MTab} \geq F_{Mmax}$  přípustná síla, dosahuje menších hodnot než potřebné maximální silové předpětí.

Bylo tedy nutné zvolit šroub pevnostní třídy M20-12.9 s  $R_{p0,2min} = 1\,080 N / mm^2$ ,

$$\sigma_{reduMzul} = 0,9 * 1\,080 = 972 N / mm^2 \quad (10.34)$$

Kde přípustná síla dosahuje hodnot podle vztahu:

$$F_{MZul} = 199\,777,63 N$$

Podmínka  $F_{MZul} \geq F_{Mmax}$ ,  $199\,777,63 \geq 162\,734,81$

**R8-** určení pracovního napětí šroubu:

Pro provozní stav je celková síla ve šroubu vypočtena ze vztahu:

$$F_{Smax} = F_{MZul} + \Phi_n * F_{Amax} - \Delta F_{Vih} = 199\,777,63 + 0,0183 * 25\,474 = 200\,244,03 N \quad (10.35)$$

Maximální tahové napětí bylo vypočítáno dle vztahu:

$$\sigma_{zmax} = \frac{F_{Smax}}{A_{d3}} = \frac{166947,76}{225,19} = 889,20 N / mm^2 \quad (10.36)$$

Maximální smykové napětí:  $\tau_{max} = \frac{M_G}{W_P}$ , kde :

$$M_G = \frac{F_{MZul} * d_2}{2} * \left( \frac{P}{\pi * d_2} + 1,155 * \mu_{Gmin} \right) = 291\,495,8 Nmm \quad (10.37)$$

$$W_P = \frac{\pi * d_3^3}{16} = \frac{3,14 * 16,933^3}{16} = 953,30 mm^3 \quad (10.38)$$

Výsledné maximální smykové napětí:

$$\tau_{max} = \frac{M_G}{W_p} = \frac{242913,2}{953,3} = 305,77 \text{ N/mm}^2 \quad (10.39)$$

Redukované napětí bylo vypočítáno podle vztahu (10.40), kde  $k_\tau = 0,5$ :

$$\sigma_{reduB} = \sqrt{\sigma_{zmax}^2 + 3 * (k_\tau * \tau_{max})^2} = \sqrt{889,20^2 + 3 * (0,5 * 305,77)^2} = 927,80 \text{ N/mm}^2 \quad (10.40)$$

Byla splněna podmínka  $\sigma_{reduB} < R_{p0,2min}$ ,  $927,80 < 1080$ . Výsledná bezpečnost namáhání šroubu:

$$S_F = \frac{R_{p0,2min}}{\sigma_{reduB}} = \frac{1080}{927,8} = 1,16 \geq 1,0 \quad (10.41)$$

**R10-** kontaktní napětí:

$$A_{pmin} = \frac{\pi}{4} * (d_w^2 - d_n^2) = \frac{\pi}{4} * (28,19^2 - 22^2) = 244 \text{ mm}^2 \quad (10.42)$$

$$p_{Mmax} = \frac{F_{MZul}}{A_{pmin}} = \frac{199\,777,63}{244} = 818,75 \text{ N/mm}^2 \leq p_G \quad (10.43)$$

Limitující kontaktní tlak dle tabulky A9 při použití materiálu trubičky pod hlavou šroubu z konstrukční oceli 34 CrNiMo 6  $p_G = 1080 \text{ N/mm}^2$ .

$$S_p = \frac{p_g}{p_{Mmax}} = \frac{1080}{818,75} = 1,32 \geq 1,0 \quad (10.44)$$

**R11-** určení bezpečnosti proti sklouznutí šroubového spoje a určení stříhového namáhání šroubu.

Minimální zbylá síla při příčném zatížení:

$$F_{KRmin} = \frac{F_{MZul}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_n) * F_{Amax} - F_Z - \Delta F_{Vih} = \frac{199\,777,63}{1,8} - (1 - 0,018) * 25\,474 - 29102,91 \quad (10.45)$$

$$F_{KRmin} = 70\,750,51 \text{ N}$$

Síla, kterou musel spoj přenést, aby nedošlo ke sklouznutí povrchů.

$$F_{KQerf} = \frac{F_{Qmax}}{q_F * \mu_{Tmin}} + \frac{M_{Ymax}}{q_M * r_a * \mu_{Tmin}} = \frac{9\,519,75}{1 * 0,2} = 47\,598,75 \text{ N} \quad (10.46)$$

Výsledná bezpečnost proti sklouznutí šroubového spoje:

$$S_G = \frac{F_{KRmin}}{F_{KQerf}} \frac{70\,750,51}{47\,598,75} = 1,48 \geq 1,2 \quad (10.47)$$

Střihové namáhání spoje bylo určeno ze vztahu:

$$\tau_{Qmax} = \frac{F_{Qmax}}{A_{d3}} = \frac{9\,519,75}{225,19} = 42,27 \text{ N/mm}^2 \quad (10.48)$$

Mezní střihové napětí bylo možno dopočítat ze vztahu pro šrouby pevnostní třídy 12.9:  $R_m = 1\,200 \text{ N/mm}^2$

$$\frac{\tau_b}{R_m} = 0,6 \quad (10.49)$$

$$\tau_B = 0,6 * R_m = 0,6 * 1200 = 720 \text{ N/mm}^2 \quad (10.50)$$

Výsledná bezpečnost:

$$S_A = \frac{\tau_B}{\tau_{Qmax}} = \frac{720}{42,27} = 17,03 \geq 1,1 \quad (10.51)$$

**R13-** Utahovací moment:

Velikost potřebného utahovacího momentu byla vypočtena ze vztahu:

$$M_A = F_{MZul} * \left[ 0,16 * P + 0,58 * d_2 * \mu_{Gmin} + \frac{D_{Km}}{2} * \mu_{Kmin} \right] = 373\,084,72 \text{ Nmm} \quad (10.52)$$

kde  $\mu_{Gmin} = \mu_{Kmin} = 0,1$  a  $D_{Km} = d_w$ .

Byl navržen šroub M20x80 ISO 4014 pevnostní třídy 12.9. Dílčí bezpečnosti a výpočtové kroky byly řazeny podle výpočtových kroků dle VDI 2230 **R0-R13**. Utahovací faktor a sednutí vlivem lakování povrchu byl konzultován ve společnosti Stadler Praha. Pojištění šroubového spoje není zapotřebí vzhledem k předpětí šroubu, které zajišťuje aby nedocházelo o odlehčení spoje.

## 11 Závěr

Byla vypracována diplomová práce na téma návrh uložení dieselaagregátu Cummins QSK38 do strojovny článku jednotky GTW+ Russland. V úvodu této práce byla vypracována rešerše na řešení strojovny lehkých kolejových vozidel.

Ze zadaných parametrů dieselaagregátu bylo navrženo vypružení v podobě silentbloků. Následně bylo navrženo svislé vypružení trakčního modulu a sestaveny dynamické modely trakčního modulu. Na těchto modelech byly vyšetřeny vlastní frekvence a vlastní tvary kmitu. Dále bylo vypracováno koncepční řešení nosného rámu, které je jako 3-D model přiloženo v elektronické příloze. V závěru práce byl proveden výpočet šroubových spojů dle VDI 2230, které kotví silentbloky do hrubé stavby skříně.

### Technický popis zvoleného řešení

Byly vybrány silentbloky Machine Mounts z katalogu společnosti Contitech MEGI, pro které bylo vypočítáno zatížení dle ČSN EN 12 663-1. Byla ověřena možnost použití těchto silentbloků. Zatížení vyvolávané dieselaagregátem vyvolává velké síly na silentblok ve svislém směru a také výrazné odlehčování, kdy je silentblok vystavován poměrně značným tahovým silám, proto by vhodné konzultovat zatížení silentbloku s výrobcem.

Z frekvenční analýzy soustavy trakčního modulu s odpruženým dieselaagregátem vyplývá, že vlastní frekvence houpání dieselaagregátu se dostává do rezonance s volnoběžnými otáčkami motoru. Tuhost silentbloků také ovlivňuje jejich pevnostní únosnost, proto je žádoucí provést optimalizaci parametrů silentbloků. Z frekvenční analýzy bylo zřejmé, že hmoty podvozků a skříně vozidla téměř neovlivňují vlastní frekvence dieselaagregátu. To bylo patrné z toho, že při vlastních frekvencí houpání a kývání dieselaagregátu jsou poměrné amplitudy hmot podvozků a skříně velmi malé (v řádech procent). Na základě tohoto poznatku by bylo možné provést zjednodušení modelu a sestavit samostatný model uložení dieselaagregátu bez uvažování hmot trakčního modulu. Takto vypočítané výsledky frekvenční analýzy by se nepatrně lišily od výše uvedených výsledků.

Z koncepčního návrhu nosného rámu dieselagregátu vyplývá, že v rámci této diplomové práce nebyl proveden pevnostní výpočet nosného rámu. Tento výpočet by bylo možné realizovat na základě hodnot, které byly získány při výpočtu reakcí v uložení nosného rámu na hrubou stavbu skříně vozidle dle ČSN EN 12 663-1.

Na závěr této práce byl také proveden početní návrh šroubových spojů uložení silentbloků na hrubou stavbu skříně. Vstupními parametry byly maximální síly zatěžující silentbloky, aby nedocházelo k jejich uvolnění při mezních zatěžujících stavech.

Výpočtové modely, koncepční návrh nosného rámu a získané poznatky můžou sloužit jako výchozí podklad pro konkrétní realizaci dané problematiky uložení dieselagregátu do stroje.

## 12 Seznam použitých veličin

<b>Symbol</b>	<b>Veličina</b>	<b>Jednotka</b>
$A_{d3}$	průřez minimálního průměru závitu	$[mm^2]$
$A_N$	nominální průřez šroubu	$[mm^2]$
$A_{pmin}$	kontaktní průřez pod hlavou šroubu	$[mm^2]$
$D$	hodnota hlukové izolace	$[dB]$
$D_{A,Gr}$	limitující vnější průměr	$[mm]$
$E$	modul pružnosti pro ocel	$[N/mm^2]$
$E_k$	celková kinetická energie soustavy v rovině x-z	$[J]$
$E_{k1}$	dílčí část kinetické energie - primárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{k1y}$	dílčí část kinetické energie – primárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{k2}$	dílčí část kinetické energie – sekundárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{k2,3}$	dílčí část kinetické energie – energie skříně (s agregátem)	$[J]$
$E_{k2y}$	dílčí část kinetické energie – sekundárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{k3}$	dílčí část kinetické energie – terciálně odpružených hmot	$[J]$
$E_{k3y}$	dílčí část kinetické energie – terciálně odpružených hmot	$[J]$
$E_{kA}$	celková kinetická energie soustavy pro návrh vypružení	$[J]$
$E_{ky}$	celková kinetická energie soustavy v rovině z-y	$[J]$
$E_p$	celková potenciální energie soustavy v rovině x-z	$[J]$
$E_P$	modul pružnosti částí šroubového spoje	$[J]$
$E_{p1}$	dílčí část potenciální energie – primárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{p1y}$	dílčí část potenciální energie – primárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{p2}$	dílčí část potenciální energie – sekundárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{p2,3}$	dílčí část potenciální energie – energie skříně	$[J]$
$E_{p2y}$	dílčí část potenciální energie – sekundárně odpružených hmot	$[J]$
$E_{p3}$	dílčí část potenciální energie – terciálně odpružených hmot	$[J]$
$E_{p3y}$	dílčí část potenciální energie – terciálně odpružených hmot	$[J]$
$E_{pA}$	celková potenciální energie soustavy pro návrh vypružení	$[J]$
$E_{py}$	celková potenciální energie soustavy v rovině z-y	$[J]$
$E_S$	modul pružnosti šroubu	$[N/mm^2]$
$F_A$	axiální síla působící na šroubový spoj	$[N]$
$F_{gxz}$	síla zatěžující rám, ve směru z, ze směru x	$[N]$
$F_{gy}$	síla zatěžující rám, ve směru y	$[N]$
$F_{gyz}$	síla zatěžující rám, ve směru z, ze směru y	$[N]$
$F_{gz}$	síla zatěžující rám, ve směru z	$[N]$
$F_{Kerf}$	nejvyšší potřebná axiální síla	$[N]$
$F_{KRmin}$	zbytkové silové zatížení pro přenos příčného zatížení	$[N]$



$F_{KQ}$	velikost axiální síly, která je zapotřebí pro přenos příčné síly	[N]
$F_{Mmax}$	maximální axiální síly při utažení	[N]
$F_{Mmin}$	minimální axiální síla při utažení	[N]
$F_{mxz1}$	síla zatěžující rám, ve směru z, ze směru x	[N]
$F_{mxz2}$	síla zatěžující rám, ve směru z, ze směru x	[N]
$F_{my1}$	síla zatěžující rám, ve směru y	[N]
$F_{my2}$	síla zatěžující rám, ve směru y	[N]
$F_{myz2}$	síla zatěžující rám, ve směru z, ze směru y	[N]
$F_{myz1}$	síla zatěžující rám, ve směru z, ze směru y	[N]
$F_{mz1}$	síla zatěžující rám, ve směru z	[N]
$F_{mz2}$	síla zatěžující rám, ve směru z	[N]
$F_{Mzul}$	přípustná zatěžující síla	[N]
$F_Q$	příčná síla zatěžující šroubový spoj	[N]
$F_{Smax}$	maximální axiální síla šroubu	[N]
$\Delta F_{Vth}$	axiální síla od rozdílu vlivem teplotní roztažnosti	[N]
$F_x$	příčné síly působící na silentblok	[N]
$F_z$	ztráta axiální síly vlivem sednutí povrchů	[N]
$F_{zs}$	svislé síly působící na silentblok	[N]
$G_{gx}$	tíha generátoru v ose x	[N]
$G_{gy}$	tíha generátoru v ose y	[N]
$G_{gz}$	tíha generátoru v ose z	[N]
$G_{mx}$	tíha motoru v ose x	[N]
$G_{my}$	tíha motoru v ose y	[N]
$G_{mz}$	tíha motoru v ose z	[N]
$G_{rx}$	tíha nosného rámu v ose x	[N]
$G_{ry}$	tíha nosného rámu v ose y	[N]
$G_{rz}$	tíha nosného rámu v ose z	[N]
$G_{uz}$	tíha užitečného zatížení trakčního modulu	[N]
$H_S$	výška skříně trakčního modulu	[mm]
$I_2$	moment setrvačnosti skříně (bez agregátu)	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_{23}$	moment setrvačnosti skříně trakčního modulu (i s agregátem)	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_{23red}$	redukovaný moment setrvačnosti skříně trakčního modulu	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_{2y}$	moment setrvačnosti skříně v rovině z-y	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_{2yred}$	redukovaný moment setrvačnosti skříně v rovině z-y	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_3$	celkový moment setrvačnosti agregátu k ose y	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_{3y}$	celkový moment setrvačnosti agregátu k ose x	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_{2yred}$	redukovaný moment setrvačnosti agregátu v rovině z-y	[kg * mm <sup>2</sup> ]
$I_{gxz}$	moment setrvačnosti generátoru k ose y	[kg * mm <sup>2</sup> ]





$I_{gyz}$	moment setrvačnosti generátoru k ose x	$[kg * mm^2]$
$I_{kloubvozu}$	moment setrvačnosti kloubového vozu k ose y	$[kg * mm^2]$
$I_{mxz}$	moment setrvačnosti motoru k ose y	$[kg * mm^2]$
$I_{myz}$	moment setrvačnosti motoru k ose x	$[kg * mm^2]$
$J_x$	průřezová charakteristika náhradního nosníku pro svislý směr	$[mm^4]$
$J_y$	průřezová charakteristika náhradního nosníku pro příčný směr	$[mm^4]$
$L$	polovina vzdálenosti uložení kloubových vozů na trakční modul	$[mm]$
$L_S$	délka skříně trakčního modulu	$[mm]$
$M_A$	utahovací moment	$[Nmm]$
$M_G$	utahovací moment v závitě	$[Nmm]$
$M_N$	náhradní moment v třímomentové větě pro výpočet reakcí	$[Nmm]$
$M_{XZ}$	náhradní moment v třímomentové větě, směr z, svislé síly od x	$[Nmm]$
$M_Y$	náhradní moment v třímomentové větě, směr y	$[Nmm]$
$M_{YZ}$	náhradní moment v třímomentové větě, směr z, svislé síly od y	$[Nmm]$
$M_Z$	náhradní moment v třímomentové větě, směr z	$[Nmm]$
$P$	rozteč šroubu	$[mm]$
$R_{(1,2,3,4,5,6)i}$	reakce silentbloku(1,2,3,4,5,6), i- směr (x,y,z)	$[N]$
$R_m$	mez pevnosti	$[N/mm^2]$
$R_{p0.2}$	mez kluzu	$[N/mm^2]$
$S_{(1,2,3,4)}$	substituční konstanty za geometrii soustavy v rovině x-z	$[-]$
$S_{1N}$	statický moment momentových ploch, k podpoře 1	$[N/mm^3]$
$S_{3N}$	statický moment momentových ploch, k podpoře 3	$[N/mm^3]$
$S_A$	bezpečnost na střihové namáhání šroubu	$[-]$
$S_F$	bezpečnost vůči mezi kluzu	$[-]$
$S_G$	bezpečnost proti sklouznutí spoje	$[-]$
$S_P$	bezpečnost vůči kontaktnímu napětí	$[-]$
$S_{XZ1}$	statický moment momentových ploch pro zatížení xz	$[N/mm^3]$
$S_{XZ3}$	statický moment momentových ploch pro zatížení xz	$[N/mm^3]$
$S_{Y1}$	statický moment momentových ploch pro zatížení y	$[N/mm^3]$
$S_{Y3}$	statický moment momentových ploch pro zatížení y	$[N/mm^3]$
$S_{YZ1}$	statický moment momentových ploch pro zatížení yz	$[N/mm^3]$
$S_{YZ3}$	statický moment momentových ploch pro zatížení yz	$[N/mm^3]$
$S_{Z1}$	statický moment momentových ploch pro zatížení z	$[N/mm^3]$
$S_{Z3}$	statický moment momentových ploch pro zatížení z	$[N/mm^3]$
$W_1$	polovina báze primárního a sekundárního vypružení	$[mm]$
$W_2$	polovina báze příčného vypružení agregátu	$[mm]$
$W_P$	průřezová charakteristika šroubu (polární moment průřezu)	$[mm]$
$W_S$	šířka skříně trakčního modulu	$[mm]$
$Y_1$	substituční konstanta – geometrie soustavy v z-y	$[-]$



$Y_2$	substituční konstanta – geometrie soustavy v z-y	[–]
$Y_3$	substituční konstanta – geometrie soustavy v z-y	[–]
$a_1$	geometrický parametr uchycení vybavení	[mm]
$a_2$	geometrický parametr uchycení vybavení	[mm]
$a_{ij}$	amplitudana na zobecněné souřadnici	[mm]
$a_x$	zrychlení v ose x	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_y$	zrychlení v ose y	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_z$	zrychlení v ose z	[m/s <sup>2</sup> ]
$c_g$	konstanta pro zrychlení generátoru	[–]
$c_m$	konstanta pro zrychlení motoru	[–]
$d$	nominální průměr šroubu	[mm]
$d_3$	průměr závitu šroubu	[mm]
$d_A$	vnější průměr trubičky	[mm]
$d_h$	průměr díry	[mm]
$d_w$	průměr hlavy šroubu	[mm]
$e$	příčná báze vypružení agregátu	[mm]
$f_e$	vlastní frekvence, pro výpočet stupně izolace	[Hz]
$f_{err}$	frekvence buzení, pro výpočet stupně izolace	[Hz]
$f_i$	vlastní frekvence soustavy	[Hz]
$f_{pro}$	frekvence provozních otáček	[Hz]
$f_{vol}$	frekvence volnoběžných otáček	[Hz]
$f_z$	sednutí povrchů	[μm]
$g$	zemské gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	výška k uchycení vybavení	[mm]
$\Delta h$	rozsah výšky osy nárazníků a spřáhla	[mm]
$h_{3y}$	výška těžiště agregátu	[mm]
$h_s$	výška těžiště skříně vozidla	[mm]
$i_{degree}$	stupeň izolace	[%]
$i_s$	poloměr setrvačnosti skříně	[mm]
$k_{1n}$	tuhost nouzového primárního vypružení, tuhost prim. vypruž.	[N/mm]
$k_{2n}$	tuhost nouzového sekundárního vypružení	[N/mm]
$k_3$	svislé vypružení agregátu v rovině x-z	[N/mm]
$k_{3y}$	příčná tuhost vypružení agregátu v rovině z-y	[N/mm]
$k_{3z}$	svislá tuhost vypružení agregátu v rovině z-y	[N/mm]
$k_{x,y}$	tuhost silentbloku v ose x a y	[N/mm]
$k_z$	tuhost silentbloku v ose z	[N/mm]
$k_{zmin}$	minimální svislá tuhost trakčního modulu	[N/mm]
$l_1$	geometrický parametr uchycení vybavení	[mm]
$l_{1s}$	délka dřívku šroubu	[mm]



$l_2$	geometrický parametr uchycení vybavení	[mm]
$l_3$	geometrický parametr uchycení vybavení	[mm]
$l_c$	délka šroubu	[mm]
$l_G$	délka závitu, která se podílí na deformaci spoje	[mm]
$l_{gew}$	délka nešroubovaného závitu	[mm]
$l_K$	délka šroubového spoje (spojených částí)	[mm]
$l_M$	délka matice, která se podílí na deformaci spoje	[mm]
$l_{p1}$	výška paty hrubé stavby	[mm]
$l_{p2}$	výška plechu silentbloku	[mm]
$l_{p3}$	délka rozpěrné trubičky	[mm]
$l_{pod}$	výška podložky	[mm]
$l_{SK}$	délka hlavy šroubu, která se podílí na deformaci spoje	[mm]
$m_1$	hmotnost primárně odpružených hmot	[kg]
$m_2$	hmotnost sekundárně odpružených hmot, bez agregátu	[kg]
$m_{23}$	hmotnost skříně trakčního modulu s agregátem	[kg]
$m_{2y}$	hmotnost sekundárně odpružených hmot v rovině z-y	[kg]
$m_3$	celková hmotnost agregátu	[kg]
$m_a$	náhradní hmotnost při návrhu vypružení	[kg]
$m_b$	náhradní hmotnost při návrhu vypružení	[kg]
$m_c$	náhradní hmotnost při návrhu vypružení	[kg]
$m_{cest}$	hmotnost cestujícího	[kg]
$m_{dv}$	hmotnost dvojkolí	[kg]
$m_g$	hmotnost generátoru	[kg]
$m_{k1}$	hmotnost od kloubového vozu	[kg]
$m_{k2}$	hmotnost od kloubového vozu	[kg]
$m_{kloub}$	celková hmotnost kloubového vozu	[kg]
$m_{kuz}$	užitečná hmotnost od kloubového vozu, připadající na TM	[kg]
$m_m$	hmotnost motoru	[kg]
$m_p$	hmotnost podvozku	[kg]
$m_r$	hmotnost nosného rámu	[kg]
$m_{redPod}$	redukovaná hmotnost k podvozku kloubového vozu	[kg]
$m_{redTM}$	redukovaná hmotnost k trakčnímu modulu	[kg]
$m_{uz}$	užitečná hmotnost trakčního modulu	[kg]
$n$	faktor vstupujícího zatížení	[-]
$n_c$	počet cestujících v kloubovém voze	[-]
$n_{vol}$	volnoběžné otáčky motoru	[1/min]
$p_1$	vzdálenost od otočného čepu k silentbloku u motoru	[mm]
$p_2$	vzdálenost od otočného čepu k silentbloku u generátoru	[mm]
$p_G$	maximální dovolený kontaktní tlak	[MPa]



$p_{max}$	maximální kontaktní tlak pod hlavou šroubu	[MPa]
$s$	polovina vzdálenosti styčných kružnic	[mm]
$t$	vzdálenost krajních silentbloků	[mm]
$t_1$	geometrický parametr uchycení vybavení	[mm]
$t_2$	geometrický parametr uchycení vybavení	[mm]
$u$	vzdálenost poloviny otočných čepů	[mm]
$x_c$	x-ová souřadnice celkového těžiště agregátu	[mm]
$x_g$	x-ová souřadnice těžiště generátoru	[mm]
$x_{kloub}$	vzdálenost podvozku kloubového vozu od trakčního modulu	[mm]
$x_m$	x-ová souřadnice těžiště motoru	[mm]
$x_{m1}$	vzdálenost působíště síly motoru	[mm]
$x_{m2}$	vzdálenost působíště síly motoru	[mm]
$x_r$	souřadnice těžiště nosného rámu	[mm]
$x_T$	x-ová souřadnice těžiště kloubového vozu	[mm]
$y_3$	zobecněná souřadnice pro výchylku příčného vypružení	[mm]
$y_c$	y-souřadnice těžiště agregátu	[mm]
$z_{(1,2,3,4)}$	zobecněné souřadnice dynamického modelu	[mm]
$z_{1p}, z_{2p}$	zobecněné souřadnice dynamického modelu	[mm]
$z_c$	výška těžiště agregátu	[mm]
$z_g$	výška těžiště generátoru	[mm]
$z_m$	výška těžiště motoru	[mm]
$z_u$	užitečné sednutí ve svislém směru	[mm]
$z_{(1,2,3,4,56)y}$	zobecněné souřadnice dynamického modelu v rovině z-y	[mm]
$\alpha_a$	utahovací faktor	[-]
$\gamma$	konstanta rozdělení svislé tuhosti	[-]
$\delta$	elastická pružnost, šroubu, desek a jejich částí	[mm/N]
$\eta$	poměr frekvence buzení a vlastní	[-]
$\kappa$	poměrná výchylky vlastní tvaru kmitu	[-]
$\mu_G$	součinitel tření v závitu	[-]
$\mu_{Gmin}$	minimální součinitel tření v závitu	[-]
$\mu_{Kmin}$	minimální součinitel tření v kontaktní ploše	[-]
$\mu_T$	součinitel tření mezi plochami přenášející příčnou sílu	[-]
$\nu$	součinitel redukce meze kluz	[-]
$\rho_{nafta}$	hustota nafty	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_{reduB}$	reduované napětí působící ve šroubu	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{reduMzul}$	reduované napětí meze kluzu	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{zmax}$	maximální tahové napětí šroubu	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_B$	mezní dovolené stříhové napětí	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{max}$	smykové napětí šroubu	[N/mm <sup>2</sup> ]



---

$\tau_{Qmax}$	střihového napětí šroubu	$[N/mm^2]$
$\Phi$	faktor zatížení	$[-]$
$\varphi$	úhel deformačního kužele	$[^\circ]$

## 13 Použitá literatura

- [1] *Hochgeschwindigkeitszuege: ICE-TD* [online]. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.hochgeschwindigkeitszuege.com/deutschland/ice-td.php>
- [2] *Desiro Classic DMU: Diesel-Mechanical Multiple Unit* [online]. SIEMENS. : 4 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: [https://w3.siemens.dk/home/dk/dk/mobility/rullende\\_materiel/togsæt\\_vogne/Documents/Desiro\\_Classic\\_eng.pdf](https://w3.siemens.dk/home/dk/dk/mobility/rullende_materiel/togsæt_vogne/Documents/Desiro_Classic_eng.pdf)
- [3] *Desiro Classic Diesel-Mechanical Multiple Unit: Technical Information* [online]. SIEMENS. : 2 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://w3.usa.siemens.com/mobility/us/en/interurban-mobility/rail-solutions/high-speed-and-intercity-trains/Documents/Desiro%20Classic%20DMU.PDF>
- [4] POKORNÝ, Bohumil. *Nové možnosti kolejové dopravy v regionech* [online]. 2010 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: [http://www.railvolution.net/czechraildays/2010/seminare/budoucnost\\_pokorny\\_b.pdf](http://www.railvolution.net/czechraildays/2010/seminare/budoucnost_pokorny_b.pdf)
- [5] PŘEDOTA, Martin. *Dopravní web: Příměstské a městské systémy* [online]. 17.1.2013 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://dopravni.net/mhd/15038/primestske-a-mestske-systemy/>
- [6] HELLER, Petr. *ZSDM: Kolejová vozidla* [online]. 2010 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~pheller/ZSDM/ZSDM%20Kolejova%20vozidla.pdf>
- [7] STREIFF, Hans. *GTW 2/6 - eine moderne doppelte "Rowan-Komposition": (Teil I - VI)* [online]. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: [https://web.archive.org/web/20070720075852/http://www.seak.ch/Ftxt\\_gtw\\_text1.htm](https://web.archive.org/web/20070720075852/http://www.seak.ch/Ftxt_gtw_text1.htm)
- [8] KOLÁŘ, Josef. *ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STROJNÍ. Konstrukce kolejových vozidel*. Praha, 2012.
- [9] *Diesel Multiple Units* [online]. BOMBARDIER. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.bombardier.com/en/transportation/products-services/rail-vehicles/commuter-and-regional-trains/diesel-multiple-units.html>
- [10] *GTW articulated railcar* [online]. STADLER. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.stadlerail.com/en/vehicles/gtw/>
- [11] *Stadler GTW Articulated Railcars, Switzerland* [online]. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.railway-technology.com/projects/stadler-gtw-articulated-railcars/>



- [12] *The Coradia Lint: The new generation* [online]. 2012, ALSTOM. : 16 [cit. 2015-06-27].  
Dostupné z: <http://www.alstom.com/Global/Transport/Resources/Documents/brochure2014/Coradia%20Lint%20-%20Brochure%20-%20EN.pdf?epslanguage=en-GB>
- [13] *Coradia Lint regional train* [online]. ALSTOM. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.alstom.com/products-services/product-catalogue/rail-systems/trains/products/coradia-lint-regional-train/>
- [14] *Coradia regional trains: meeting your specific needs* [online]. 2009, ALSTOM. : 20 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: [http://www.transitio.se/Documents/document/Coradia\\_broschyr.pdf](http://www.transitio.se/Documents/document/Coradia_broschyr.pdf)
- [15] *Regional and Suburban Transport: ITINO family* [online]. BOMBARDIER. : 4 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.transitio.se/Documents/document/ITINO%20family.pdf>
- [16] *Talbot Talent* [online]. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.privat-bahn.de/Talent.html>
- [17] *GTW 2/6* [online]. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.dreieich-bahn.de/gtw2-6.htm>
- [18] *Jak moc stojí vlaky, lokomotivy, servis, infrastruktura* [online]. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: [http://www.miol.it/stagniweb/costi\\_tr.htm](http://www.miol.it/stagniweb/costi_tr.htm)
- [19] *Railvolution No. 1/13* [online]. 2013 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <https://library.e.abb.com/public/026b0956eeae6b28c1257bb2002ab465/Railvolution01-13-ABB-Traction-converters-Russia.pdf>
- [20] *DPM DMU At Shcherbinka* [online]. 2014 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.railvolution.net/railvolution/hors-doeuvres.php?tag=2es5>
- [21] *CUMMINS QSK38 TIER 3 / STAGE IIIA* [online]. 2011, CUMMINS. : 2 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://cumminsengines.com/brochure-download.aspx?brochureid=241>
- [22] *TRAKTIONSSYSTEME: EMU/DEMU* [online]. TRAKTIONSSYSTEME AUSTRIA. [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://www.traktionssysteme.at/en/references/emu-demu/>
- [23] *More Traction: Cummins engines for rail applications* [online]. 2012, CUMMINS. : 20 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z: <http://cumminsengines.com/brochure-download.aspx?brochureid=349>

- [24] *Cooling systems – background and constraints* [online]. 2005, : 21 [cit. 2015-06-27].  
Dostupné z: [http://www.silence-ip.org/site/fileadmin/SP\\_E/Deliverable\\_ED14.pdf](http://www.silence-ip.org/site/fileadmin/SP_E/Deliverable_ED14.pdf)
- [25] *EXPO 1520, Metrovagonmash DPM-001 DMU* [online]. 2013 [cit. 2015-06-27].  
Dostupné z: <http://varlamov.ru/871947.html>
- [26] KOLÁŘ, Josef. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STROJNÍ. *Pohony kolejových vozidel*. Praha, 2011.
- [27] ČSN EN 12 663-1 - *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříňů kolejových vozidel*. 2010.
- [28] *MEGI: Product information and delivery programme* [online]. 2012, CONTITECH. : 88 [cit. 2015-06-27]. Dostupné z:  
[http://www.contitech-megi.com/download/catalog/megi\\_katalog\\_english.pdf](http://www.contitech-megi.com/download/catalog/megi_katalog_english.pdf)
- [29] KOLÁŘ, Josef. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STROJNÍ. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha: ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [30] KOLÁŘ, Josef. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STROJNÍ. *Teorie vozidel*. Praha, 2010.
- [31] *VDI 2230 - Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*. 2003.
- [32] POHL, Jiří. SIEMENS. *Základy trakční mechaniky*. 2014.



## 14 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Bombardier Itino [15]. .....	11
Obrázek 2 - Typový náčrtek Bombardier Talent [9]. .....	12
Obrázek 3 - Podpodlahový agregát od společnosti Cummins [23]. .....	12
Obrázek 4 - Typový náčrtek Siemens Desiro (DMU) [2]. .....	12
Obrázek 5 - Schéma pohonu Siemens Desiro [3]. .....	13
Obrázek 6 - Coradia Lint typový náčrtek [12]. .....	14
Obrázek 7 - Různé konfigurace GTW [18]. .....	16
Obrázek 8 - Stadler GTW typový náčrtek [10]. .....	17
Obrázek 9 - GTW Trakční modul - strana pomocných pohonů [7]. .....	18
Obrázek 10 - GTW trakční modul - strana motoru [7]. .....	19
Obrázek 11 - Schéma GTW [1]. .....	19
Obrázek 12 - Stadler GTW+ Russland [10]. .....	20
Obrázek 13 - Metrovagonmash DPM DMU [20]. .....	21
Obrázek 14 - Asynchronní generátor od společnosti Traktiosysteme AU [22]. .....	22
Obrázek 15 - Vznětový motor Cummins QSK38 Stage IIIA [21]. .....	22
Obrázek 16 - Interiér DMU jednotky Metrovagonmash DPM [25]. .....	23
Obrázek 17 - Technické parametry trakčního modulu [10]. .....	24
Obrázek 18 - Hmotností rozložení trakčního modulu .....	25
Obrázek 19 - Hmoty motoru a generátoru .....	25
Obrázek 20 - Náhradní hmota za motor a generátor .....	27
Obrázek 21 - Náhrada hmotnosti kloubového vozu .....	28
Obrázek 22 - Silentblok MEGI Machine Mounts s tear-off ochranou. [28]. .....	31
Obrázek 23 - Parametry pro výpočet konstanty c pro motor a alternátor .....	32
Obrázek 24 - Popis nosníků a silentbloků na skutečné sestavě .....	34
Obrázek 25 - Popis nosníku a silentbloků na náhradní soustavě, zatěžující síly v těžišti hmot motoru a generátoru. Nosník A silentbloky 1,2,3. Nosník B silentbloky 4,5,6 .....	34
Obrázek 26 - Zatížení nosníku A a B od svislého zatížení v rovině x-z .....	36
Obrázek 27 - Náhradní nosníky z třímomentové rovnice .....	36

Obrázek 28 - Rozdělení sil od příčného směru v rovině y-z .....	38
Obrázek 29 - Síly působící na nosníky A, B v příčném směru.....	39
Obrázek 30 - Síly přitěžující nosník A a B ve svislém směru.....	43
Obrázek 31 - Podélné zatěžující síly .....	45
Obrázek 32 - Model pro výpočet reakcí v podélném směru.....	46
Obrázek 33 - Výpočet nosníku příčných reakcí .....	46
Obrázek 34 - Náhradní nosníky z třímomentové rovnice .....	48
Obrázek 35 - Analýza polohy výšky nárazníků [29].....	52
Obrázek 36 - Náhrada skříně třemi hmotnými body .....	54
Obrázek 37 - Náhradní soustava pro návrh svislého vypružení trakčního modulu GTW+ .....	55
Obrázek 38 - První tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení. ....	60
Obrázek 39 - Druhý tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení.....	60
Obrázek 40 - Třetí tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení. ....	60
Obrázek 41 - Čtvrtý tvar kmitu náhradní soustavy pro návrh svislého vypružení. ....	61
Obrázek 42 - Náhradní soustava trakčního modulu s dieselagregátem .....	61
Obrázek 43 - Přepočítání výchylky hmoty agregátu v těžišti na zobecněné souřadnice. ....	63
Obrázek 44 - Přepočítání souřadnic vypružení dieselagregátu do zobecněných souřadnic.....	66
Obrázek 45 - První vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu.....	73
Obrázek 46 - Druhý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu .....	73
Obrázek 47 - Třetí vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu .....	73
Obrázek 48 - Čtvrtý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu .....	74
Obrázek 49 - Pátý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu.....	74
Obrázek 50 - Šestý vlastní tvar kmitu náhradní soustavy trakčního modulu .....	74
Obrázek 51 - Náhradní soustava, trakčního modulu v rovině z-y.....	75
Obrázek 52 - Přepočítání zobecněných souřadnic v náhradní soustavě v rovině z-y....	79
Obrázek 53 - První vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu .....	82
Obrázek 54 - Druhý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu .....	83
Obrázek 55 - Třetí vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu.....	83
Obrázek 56 - Čtvrtý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu .....	84



Obrázek 57 - Pátý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu .....	84
Obrázek 58 - Šestý vlastní tvar kmitu příčné soustavy trakčního modulu.....	85
Obrázek 59 - Rám spojující motor-generátor uložení na silentblocích.....	87
Obrázek 60 - Podstavec generátoru, (bez žeber).....	88
Obrázek 61 - Detail podstavce generátoru a uložení na silentblok. ....	89
Obrázek 62 - Detail otvoru, proti kondenzaci vlhkosti v uzavřených profilech. ....	89
Obrázek 63 - Silové zatížení rámu .....	90
Obrázek 64 - Rozložení sil na silentbloku a přenos na šroubové spoje. ....	91
Obrázek 65 - Návrh rozměrů šroubového spoje upevňujícího silentblok. ....	92

## 16 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Hmotnostní parametry motoru a generátoru.....	22
Tabulka 2 - Hmotnostní bilance trakčního modulu .....	25
Tabulka 3 - Tabulka geometrických parametrů těžišť agregátu .....	26
Tabulka 4 - Přepočtené hodnoty motoru a generátoru. ....	27
Tabulka 5 - Tabulka užitečné hmotnosti kloubového vozu .....	29
Tabulka 6 - Hodnoty mezních zrychlení pro uchycení vybavení [27]. ....	32
Tabulka 7 - Kombinace zatěžující uchycení vybavení .....	33
Tabulka 8 - Vstupní parametry pro výpočet reakcí v silentblocích.....	35
Tabulka 9 - Statické zatížení pouze tíhou vybavení .....	49
Tabulka 10 - Maximální síly působící na jednotlivé silentbloky v jednotlivých směrech.....	50
Tabulka 11 - Tabulka hodnot návrhu vypružení trakčního modulu.....	55
Tabulka 12 - Frekvence pro navržené tuhosti svislého vypružení trakčního modulu	59
Tabulka 13 - Vlastní frekvence při nouzovém sekundárním vypružení.....	59
Tabulka 14 - Parametry náhradní svislé soustavy trakčního modulu .....	62
Tabulka 15 - Tabulka vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů pro vlastní frekvence soustavy. ....	72
Tabulka 16 - Parametry náhradní příčné soustavy trakčního modulu.....	76
Tabulka 17 - Výsledné frekvence a vlastní tvary kmitů trakčního modulu v rovině z-y .....	82
Tabulka 18 - Tabulka parametrů navrhovaného šroubového spoje.....	93

## 17 Přílohy

### Příloha A

Příloha A je typový výkres jednotky DPM DMU 001, ve které bude zapojen trakční modul GTW+.

### Příloha B

Tabulka sil zatěžující náhradní nosníky, pro výpočet reakcí v silentblocích.

Zatěžující síly pro nosníky A a B						
$g^*[m/s^2]$			j	$F_{m..1}[N]$	$F_{m..2}[N]$	$F_{g..}[N]$
x	y	z				
0	0	1	z	10 373	13 361	12 383
3	0	0	xz	50 972	-42 893	-8 078
-3	0	0	xz	-50 972	42 893	8 078
0	1	0	y	10 373	13 361	12 383
			yz	10 959	14 116	13 083
0	-1	0	y	-10 373	-13 361	-12 383
			yz	-10 959	-14 116	-13 083
0	0	(1+c)	z	18 909	24 380	24 699
0	0	(1-c)	z	1 837	2 343	68

## Příloha C

Tabulka reakcí v silentblocích, pro kombinaci zatěžujících stavů.

Reakce v silentblocích při zatěžovacích stavech									
$g^* [m/s^2]$			Odlehčení ve svislém směru						tear-off ochrana
			Silentblok síla [N]						
x	y	z	osa	1	2	3	4	5	6
3	0	1	x	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079
			y	0	0	0	0	0	0
			z	53 003	-11 688	-4 217	53 003	-11 688	-4 217
0	1	1	x	0	0	0	0	0	0
			y	11 012	13 086	13 001	11 012	13 086	13 001
			z	22 185	26 997	26 073	-472	-193	-395
-3	0	1	x	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079
			y	0	0	0	0	0	0
			z	-31 290	38 492	29 896	-31 290	38 492	29 896
0	-1	1	x	0	0	0	0	0	0
			y	-11 012	-13 086	-13 001	-11 012	-13 086	-13 001
			z	-472	-193	-395	22 185	26 997	26 073
3	0	(1+c)	x	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079
			y	0	0	0	0	0	0
			z	61 805	-329	8 298	61 805	-329	8 298
0	1	(1+c)	x	0	0	0	0	0	0
			y	11 012	13 086	13 001	11 012	13 086	13 001
			z	30 987	38 356	38 588	8 329	11 166	12 120
-3	0	(1+c)	x	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079
			y	0	0	0	0	0	0
			z	-22 488	49 851	42 411	-22 488	49 851	42 411
0	-1	(1+c)	x	0	0	0	0	0	0
			y	-11 012	-13 086	-13 001	-11 012	-13 086	-13 001
			z	8 329	11 166	12 120	30 987	38 356	38 588
3	0	(1-c)	x	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079	38 079
			y	0	0	0	0	0	0
			z	44 202	-23 046	-16 732	44 202	-23 046	-16 732
0	1	(1-c)	x	0	0	0	0	0	0
			y	11 012	13 086	13 001	11 012	13 086	13 001
			z	13 384	15 638	13 559	-9 273	-11 551	-12 909
-3	0	(1-c)	x	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079	-38 079
			y	0	0	0	0	0	0
			z	-40 091	27 133	17 381	-40 091	27 133	17 381
0	-1	(1-c)	x	0	0	0	0	0	0
			y	-11 012	-13 086	-13 001	-11 012	-13 086	-13 001
			z	-9 273	-11 551	-12 909	13 384	15 638	13 559



## **Příloha D**

Sestavný výkres a kusovník nosného rámu dieselagregátu.

## **Příloha E**

Elektronické přílohy:

3-D model sestavy uložení dieselagregátu

Výpočetní programy pro Matlab