

---

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

**Přehled způsobů přenosu podélných sil  
mezi skříní a podvozky u hnacích  
vozidel a jejich vlastnosti**

Bakalářská práce

---

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pemera  
Akademický rok: 2023/2024

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Adam Kubík**  
Osobní číslo: **D20286**  
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**  
Téma práce: **Přehled způsobů přenosu podélných sil mezi skříní a podvozky u hnacích vozidel a jejich vlastnosti**  
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

## Zásady pro vypracování

Zpracujte přehled způsobů přenosu podélných sil mezi skříní a podvozky u hnacích vozidel. Popište konstrukci a funkční vlastnosti. Zaměřte se na vedlejší negativní účinky těchto konstrukcí, zejména na změny svislých nápravových sil a kolísání podélných sil. Uveďte příklady výpočtů těchto vlivů a jejich závislost na vybraných konstrukčních parametrech.

Vypracujte:

- Přehled způsobů přenosu podélných sil.
- Porovnání způsobů přenosu s ohledem na vedlejší negativní účinky a to konkrétně na změny svislých kolových sil a kolísání podélných sil. Uveďte potřebné matematické modely.
- Stanovení a kvantifikace vedlejších negativních vlivů výpočtem u vybraných typů a s variací vstupních parametrů.

---

Rozsah pracovní zprávy: **35 stran**  
Rozsah grafických prací: **dle pokynů vedoucího práce**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] Lata M. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.  
[2] Lata M. | *Vybrané statě z konstrukce vozidel II*. Studijní opora. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2012.  
[3] Šíba J. *Kolejová vozidla II – pojezd*. Praha: ČVUT, 1991. ISBN 80-01-00615-8.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.**  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **9. února 2024**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **10. května 2024**

L.S.

---

**doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.**  
děkan

---

**Ing. Jakub Vágner, Ph.D.**  
vedoucí katedry

---

Prohlašuji:

Práci s názvem Přehled způsobů přenosu podélných sil mezi skříní a podvozky u hnacích vozidel a jejich vlastnosti jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na mé práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne

Adam Kubík v. r.

---

## **Poděkování**

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu závěrečné práce panu doc. Michaelu Latovi, za předané zkušenosti a za obrovskou ochotu při zpracování závěrečné práce. Dále za veškerý volný čas, který mě jako studentovi přenechal. Děkuji za doporučení odborné literatury, trpělivost a hlavně lidský přístup. Dalším, kterým musím poděkovat, jsou všichni učitelé, kteří mi pomohli s formální stránkou práce. Tedy paní doktorce Stanislavě Liberové, doc. Petru Voltrovi. Ing. Jiřímu Šlapákovi a doktoru Tomáši Michálkovi, kterému také děkuji za konzultace.

---

## **Anotace**

Bakalářská práce je zaměřená na řešení aktuálních technických řešení spojení podvozku a skříní hnacích vozidel. Dále řeší problematiku přenosu sil mezi skříní a podvozkem a poukazuje na problémy, jež tyto síly mohou na hnacích vozidlech vyvolat.

## **Klíčová slova**

Podélné síly, podvozek, šikmá tyč, otočný čep, dvojkolí, dynamika, rozvor podvozku

## **Title**

Overview of the method of transmission of longitudinal forces between the chassis and the chassis in driving vehicles and their characteristics

## **Abstract**

The bachelor's thesis is focused on the research of current technical solutions for the connection of the chassis and chassis of drive vehicles. Furthermore, it points out and solves the problem of the transmission of forces between the chassis and the chassis, pointing out the problems that these forces can cause on driving vehicles.

## **Keywords**

Longitudinal forces, chassis, inclined bar, pivot, wheelset, dynamics, chassis wheelbase

# Obsah

<b>Seznam tabulek</b> .....	<b>9</b>
<b>Seznam obrázků</b> .....	<b>10</b>
<b>Seznam značek a zkratk</b> .....	<b>12</b>
<b>Úvod</b> .....	<b>13</b>
<b>1 Přehled konstrukčních prvků</b> .....	<b>14</b>
1.1 Plochá torna.....	14
1.2 Otočný čep.....	15
1.3 Šikmé nebo vodorovné tyče.....	17
1.4 Pákové (ojničkové) mechanismy.....	18
<b>2 Změna svislého zatížení dvojkolí při vyvíjení tažné síly</b> .....	<b>20</b>
2.1 Dvounápravová lokomotiva.....	20
2.2 Čtyřnápravová lokomotiva.....	22
2.3 Použití přítlačných válců.....	24
2.4 Mechanické optimum.....	26
2.5 Změny zatížení s plochou tornou.....	26
2.5.1 Silové působení v ploché torně.....	32
2.6 Šestinápravová lokomotiva.....	32
2.7 Změna vzdálenosti otočných čepů.....	36
2.8 Změna v rozvoru podvozku.....	36
2.9 Změna ve výšce bodu přenosu tažné síly.....	37
2.10 Největší vliv ze změn rozměrů lokomotiv.....	38
2.11 Změny nápravových zatížení jednotlivých dvojkolí.....	39
2.12 Změna více parametrů vozidla.....	39
2.12.1 Porovnání vozidel.....	40
2.13 Bezrozměrný součinitel X.....	41
2.14 Součinitel využití adhezní tíhy.....	42
2.14.1 Využití adhezní tíhy.....	43
2.15 Vliv typu pohonu na využití adhezní tíhy.....	44
2.16 Silový rozbor šikmých tyčí.....	45
2.17 Vliv vodorovného kmitání šikmých tyčí.....	48
<b>Závěr</b> .....	<b>50</b>
<b>Literatura</b> .....	<b>51</b>
<b>Seznam příloh</b> .....	<b>52</b>

## **Seznam tabulek**

Tab. 1 Parametry lokomotiv.....	39
---------------------------------	----

## Seznam obrázků

Obr.1 Plochá torna Alstom [1] .....	15
Obr. 2 Otočný čep na podvozku elektrických lokomotiv ŠKODA řad 69E, 98E, atd. [1].....	16
Obr. 3 Uložení čepu v olejové lázni [7].....	16
Obr. 4 Tvarové řešení uložení čepu[7] .....	17
Obr. 5 Nárysový pohled na čep s příčnou vůlí [1].....	17
Obr. 6 Šikmá tyč AEG 12X [1] .....	18
Obr. 7 Šikmé tyče na obou stranách [7] .....	18
Obr. 8 Ojničkový mechanismus řada 471 [1].....	19
Obr. 9 Dvounápravová lokomotiva .....	21
Obr. 10 Odlehčení skříně.....	22
Obr. 11 Klopný moment podvozku .....	23
Obr. 12 Klopný moment skříně a přítlačné válce .....	24
Obr. 13 Klopný moment s přítlačnými válci .....	24
Obr. 14 Klopný moment podvozku s přítlačnými válci.....	25
Obr. 15 Podvozek s tornou .....	27
Obr. 16 Natočení podvozku s tornou.....	27
Obr. 17 Vzniklá soustava (skříň + rámy podvozků).....	28
Obr. 18 Podvozky s plochou tornou a vahadlovým vyrovnáním zatížení napravných ložisek .....	29
Obr. 19 1. způsob podvozku s velkou tornou a se jhy .....	30
Obr. 20 2. způsob podvozku s velkou tornou a se jhy .....	30
Obr. 21 Podvozky s plochou tornou a tlakovými motory.....	31
Obr. 22 Působení sil na plochou tornu.....	32
Obr. 23 Klopný moment šestnápravové lokomotivy .....	33
Obr. 24 Rám podvozku lokomotivy EFFISHUNTER 1000.....	38
Obr. 25 Individuální pohon dvojkolí [7]                      Obr. 26 Skupinový pohon dvojkolí [7] .....	44
Obr. 27 Schéma pohybů šikmé tyče .....	46
Obr. 28 Silový rozbor šikmé tyče .....	46
Obr. 29 Schéma k určení pohybu šikmé tyče v ose x.....	48

Obr. 30 kmitání šikmé tyče .....49

## Seznam značek a zkratek

### Latinská písmena

T	[N] tažná síla
h	[m] výška spráhla nad TK
$\Delta A$	[N] normálová síla od kolejnice
a	[m] rozvor vozidla
E	[m] vzdálenost otočných čepů
B	[m] rozvor podvozku
p	[m] výška bodu přenosu tažné síly na temenem kolejnice
$\Delta A$	[N] normálová síla klopného momentu celkem
$\Delta A_s$	[N] normálová síla klopného momentu skříně
$\Delta A_p$	[N] normálová síla klopného momentu podvozku
$\Delta A_1$	[N] normálová síla klopného momentu 1. dvojkolí
$A_0$	[N] normálová síla zatížení hmotností vozidla na jedno dvojkolí
X	[-] bezrozměrný součinitel
G	[N] tíhová síla
G'	[N] užitečná tíhová síla
$\eta_a$	[-] součinitel využití adhezní síly
$F_a'$	[N] užitečná tažná síla na mezi adheze
$F_{amax}$	[N] ideální celková tažná síla na mezi adheze
$T_a'$	[N] za předpokladu, že každé dvojkolí vyvíjí tažnou sílu
$T_{amax}'$	[N] užitečná tažná síla na jedno dvojkolí
i	[-] počet hnacích dvojkolí
j	[-] celkový počet dvojkolí vozidla
a	[m] rameno síly $F_p$ od středu podvozku
r	[m] poloměr kola
m	[m] vzdálenost závěsů
n	[m] rameno síly S
S	[N] Síla v závěsu

## Úvod

Při jízdě vozidel působí na kolejová vozidla různé síly. Jednou takovou silou může být síla tíhová, jejíž reakcí jsou síly normálové působící na dvojkolí kolejového vozidla. Stykem mezi kolem a kolejnicí se nazývá styková plocha. Tato styková plocha je důležitá pro přenos tažných sil. Pokud hnací vozidlo začne působit tažnou silou za pomoci různých druhů pohonů na tažená vozidla, způsobí tato tažná síla moment, který dokáže nadlehčit vozidlo a ovlivnit působení sil na jednotlivá dvojkolí. Velikost jízdní plochy má vliv na dostatečné využití tažných sil, energetickou náročnost a zatížení kol.

Práce se zabývá vznikem klopného momentu a jejího ovlivnění změnou parametrů vozidla, dále vlivem klopného momentu na konkrétní vozidla a vliv na využití adhezní tíhy. Na začátku práce si projdeme možnosti spojení mezi podvozky a skříní hnacích vozidel.

Cílem práce je grafické znázornění působení klopného momentu a jeho vlivem vznik odlehčení na dvojkolích vozidla, jak obecně, tak na konkrétních vozidlech a porovnání jejich výsledků. Grafy všech lokomotiv jsou umístěny v příloze této práce. Poslední část se zabývá využití adhezní tíhy a porovnání využití na jednotlivých řadách.

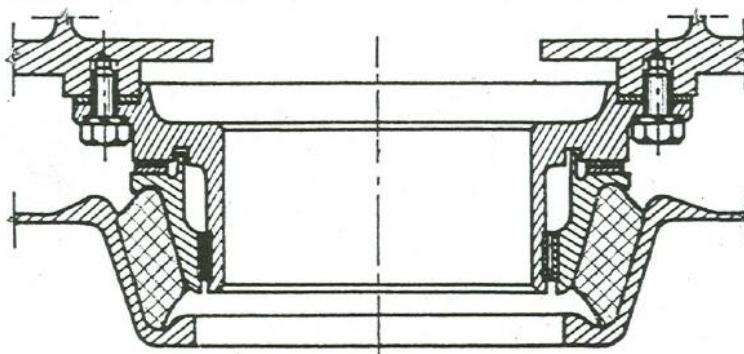
# 1 Přehled konstrukčních prvků

U železničních vozidel obecně vznikají podélné síly mezi dvojkolím, rámem podvozku, mezi podvozkem a skříní. Jsou to síly vznikající v tažném a narážecím ústrojí dynamickou interakcí spřažených vozidel, síly brzdné, a u hnacích vozidel síly tažné. Přičemž poslední z jmenovaných dosahuje oproti ostatním největších hodnot. Z toho důvodu se některé zdroje omezují terminologicky jen na označení „tažná síla“. Zde dodržíme obecnější terminologie. Existenci samostatného konstrukčního uzlu, jehož prostřednictvím se přenáší podélné síly mezi skříní vozidla a rámem podvozku, se hnací vozidla odlišují od stavby vozů. Konstrukční prvek pro přenos podélných sil mezi skříní a podvozkem může být realizován v těchto podobách:

- Plochá torna
- Otočný čep
- Šikmé nebo vodorovné tyče
  - Oboustranné,
  - Jednostranné
- Pákové (ojničkové) mechanismy

## 1.1 Plochá torna

Jedná se o konstrukční prvek převzatý ze stavby vozu. Skládá se ze dvou částí, zapadajících do sebe, kde se realizuje přenos sil i vzájemný relativní pohyb. Obě části jsou spojeny čepem (nicohlavem). Torna přenáší kromě podélných a příčných sil i síly svislé. Mezi konstrukčními prvky, které jsou prostřednictvím torny vzájemně spojené, nemohou být realizovány žádné relativní pohyby ani vypružení. Umožňuje pohyb o 1° volnosti a to je otáčení kolem svislé osy. V reálném provozu na torně vznikají vůle, které umožňují pohyb v dalších směrech i natáčení. V tomto smyslu se torna používá buď u koncepce bez druhotného vypružení (koncepce pružící soustavy  $k_2 \rightarrow \infty$ , tedy je celé vypružení vloženo do prvního stupně), nebo u koncepce s dalším vloženým příčnickem, který může být vůči rámu podvozku vypružen (např. řešení s kolébkou). Použití ploché torny si nese ještě dva negativní jevy: horší bezpečnost proti vykolejení jako důsledek horší přizpůsobivosti pojezdu při postavení vozidla na zborcení koleje a zpravidla větší moment odporu proti natáčení podvozku. Funkce torny je náročná na mazání kluzných ploch z hlediska opotřebení výstelky. Plochá torna byla použita u některých řad motorových lokomotiv ČKD. Dvojice sloupků kloubově uložených, jak na skříní, tak na podvozkem, byla přibližně v polovině své výšky vedena vůči skříní podélnými vodítky, jimiž byla rovněž přenášena tažná síla. V příčném směru byly vedeny pružinami a mezi konstrukčními prvky, které jsou prostřednictvím torny vzájemně spojené.



Obr.1 Plochá torna Alstom [1]

## 1.2 Otočný čep

Otočný čep je často používaný konstrukční prvek. Možnost pohyblivosti čepu může být řešena několika způsoby:

- Čep umožňuje jen otáčivé pohyby
- Čep umožňuje otáčivé pohyby a svislé vychylování v rámci sekundárního vypružení
- Čep umožňuje otáčivé, svislé a příčné pohyby (řazen paralelně ke svislému i příčnému sekundárnímu vypružení)

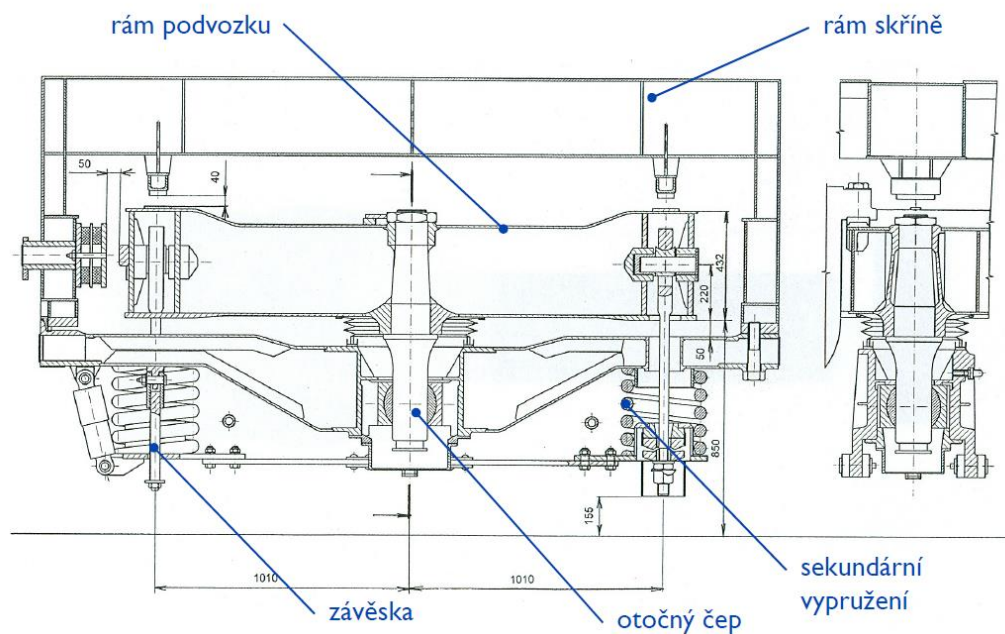
Možnosti uložení čepu:

- Volně ve vodících deskách, nebo vodičkách
- V olejové lázni
- V pouzdře

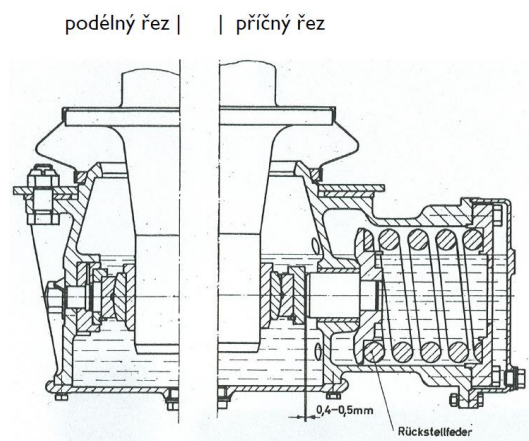
Jeho hlavní rozdíl oproti torně spočívá v tom, že prostřednictvím něj se nepřenáší svislé zatížení ze skříně na podvozků. Umožňuje realizovat relativní pohyb mezi skříní a podvozkem, tedy plně funkční sekundární vypružení. Používá se dvojí provedení:

- buď je uchycen k příčnicku hlavního rámu skříně a prochází jednoduchými kluzáky otvorem ve středu příčnicku podvozků (ČKD, nebo z nejnovějších vozidel Siemens 152, 189, Bombardier 145, 146, a. j.)
- nebo v případě podvlečeného příčnicku je pevně uchycen v příčnicku podvozků a prochází do kulového kloubu v podvlečeném příčnicku, který navíc umožňuje vedení a pohyblivost v příčném směru (řešení Škoda).

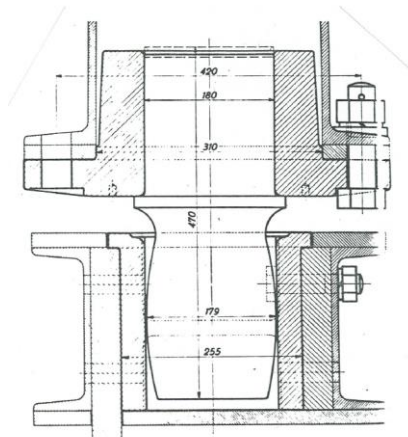
V podélném směru je prakticky bez vůle, v příčném směru má poměrně značnou vůli (30/50 mm podle provedení), která umožňuje příčný relativní pohyb mezi skříní a podvozkem. U některých variant provedení tohoto konstrukčního uzlu je čep v přímém nebo podélném směru odpružen pryžovými prvky, jako například u posunovacích lokomotiv ŠKODA typ 90E. [1] Čep je zapuštěn v druhé části od uchycení volně v otvoru, uchycení pryžovými prvky v otvoru, kde se může čep pohybovat v příčném směru, zapuštěn do olejové lázně nebo v kloubu.



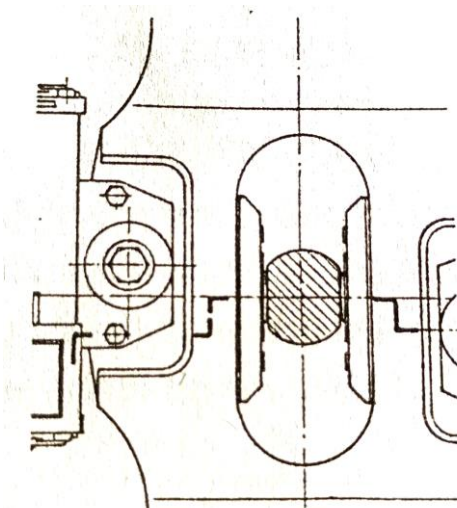
Obr. 2 Otočný čep na podvozku elektrických lokomotiv ŠKODA řad 69E, 98E, atd. [1]



Obr. 3 Uložení čepu v olejové lázni [7]



Obr. 4 Tvarové řešení uložení čepu[7]



Obr. 5 Nárysový pohled na čep s příčnou vůlí [1]

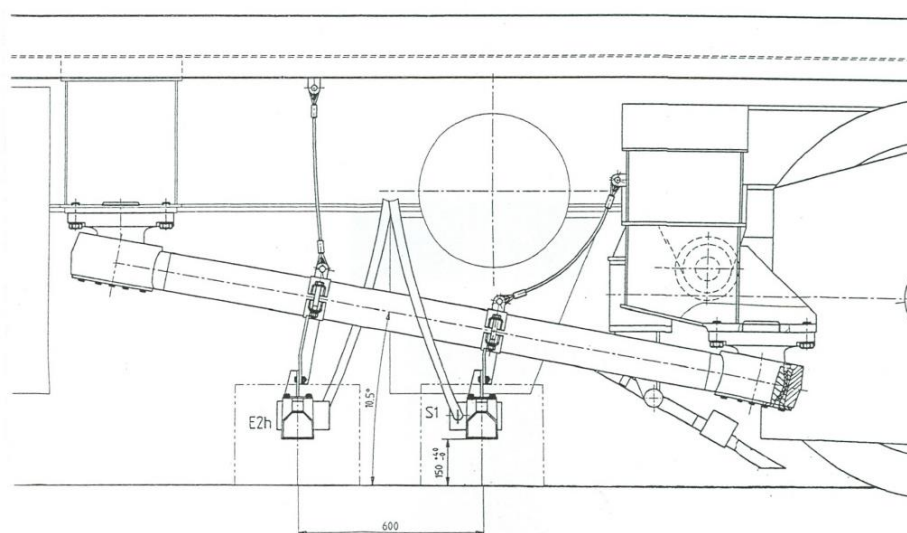
### 1.3 Šikmé nebo vodorovné tyče

Původní smysl této konstrukce spočívá v minimalizaci klopného momentu, který vzniká při tahu a odlehčuje první dvojkolí v podvozku. Tedy dosáhnouti tzv. mechanického optima. Podélná síla se v kloubech uchycení šikmé tyče rozkládá na dvě složky: jedna složka je přímo přenášena mezi skříní a podvozkem v ose šikmé tyče a druhá ve svislém směru. Osa šikmé tyče směřuje přesně do průsečíku osy středu podvozku s temenem kolejnice. Přenos tažných sil v tomto fiktivním bodě znamená stav tzv. mechanického optima. V tomto bodě má síla nulové rameno. Nezpůsobuje k tomuto bodu tudíž žádný klopný moment. Dříve byly šikmé tyče konstruovány jako oboustranné. V případě těchto oboustranných tyčí je síla přenášena vždy šikmou tyčí směřující ke středu vozidla, tedy na tah, druhá tyč je uvolněna.

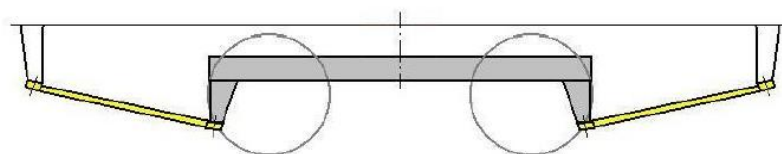
V současné době převládá konstrukce jednostranná, tedy s šikmou tyčí jen na jedné straně podvozku, orientovanou ke středu vozidla. Jedná se o robustnější táhlo. Tyto konstrukce jsou jednoduché, dispozičně úsporné a s výhodou lze použít v kombinaci s flexi-coil pružinami v druhém stupni vypružení. Tím, že jsou uchyceny na čelníku rámu podvozku, uvolňují prostor ve středu podvozku nad hlavním příčným. Problém by představovala aplikace u dielektrických lokomotiv, kde lze

předpokládat prostorovou kolizi s nádržemi, umístěnými právě pod hlavním rámem skříňě lokomotivy.

Při svislém propružení podvozku dochází vlivem vazby šikmé tyče k buzení podélných pohybů podvozku (tzv. smýkání). Pro omezení tohoto jevu je potřeba volit úhel sklonu maximálně  $10^\circ$ , ze zkušeností se doporučuje nižší hodnota kolem  $5^\circ$ . V případě oboustranných tyčí byly klouby řešeny tak, aby se tažná síla přenášela vždy tyčí na tah a protilehlé tyče byly uloženy s vůlí. Vůle volných tyčí však způsobovaly jejich nadměrné kmitání při jízdě. V případě jednostranných tyčí je kloub řešen jako otočný a úhlově poddajný, což je docíleno měkkým čepovým spojením přes pryžokovové pouzdro. Je zřejmé, že spoj musí přenášet i vlastní tíhu tyče do podvozku. Dnešní stav regulace asynchronních motorů metodou přelévání výkonu mezi dvojkolím v závislosti na okamžitých podmínkách a svislém zatížení dvojkolí již nevyžaduje dosažení mechanického optima konstrukčním způsobem. Šikmé tyče proto mohou být nahrazeny zcela vodorovnými ojnicemi. [1]



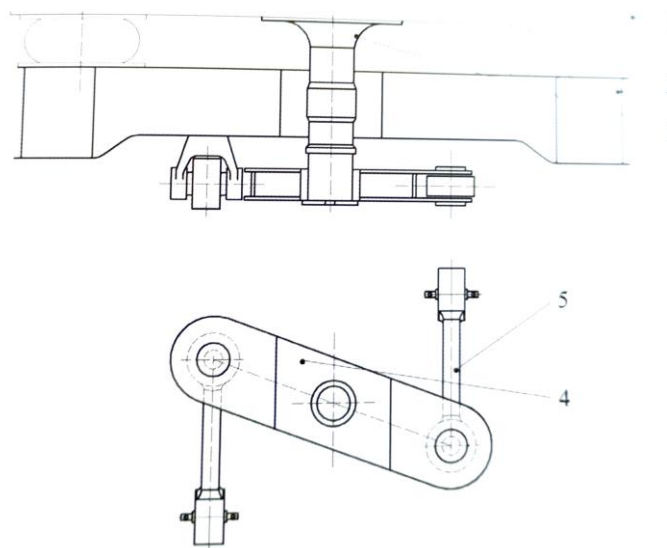
Obr. 6 Šikmá tyč AEG 12X [1]



Obr. 7 Šikmé tyče na obou stranách [7]

## 1.4 Pákové (ojničkové) mechanismy

Mezi pákové mechanismy patří zejména tzv. lemniskátový mechanismus neboli antiparalelogram, jehož výhodou je téměř přesné kinematické vedení při relativně malých výchylkách. Umožňuje rovněž příčný pohyb podvozku a je prostorově nenáročný. Dá se umístit poměrně nízko nad temeno kolejnice. Lemniskátové mechanismy vyrábí někteří výrobci v typizovaných řadách. Předpětí příruby lze nastavit v pryžokovovém pouzdře, které má navíc rozdílné tuhosti v podélném a příčném směru. [1]



Obr. 8 Ojničkový mechanismus řada 471 [1]

## **2 Změna svislého zatížení dvojkolí při vyvíjení tažné síly**

Při působení tažné síly vzniká na hnacím vozidle tzv. klopný moment. Přední dvojkolí ke směru jízdy jsou odlehčována, zatímco zadní dvojkolí jsou přetěžována. Tohle způsobuje, jak zbytečné nadměrné namáhání součástí vozidla, tak snížení efektivity využití tažné síly pro pohon samotného vozidla či vlaku a zmenšení dotykové plošky. Snížení efektivity využití tažné síly ještě navíc způsobuje energetické ztráty.

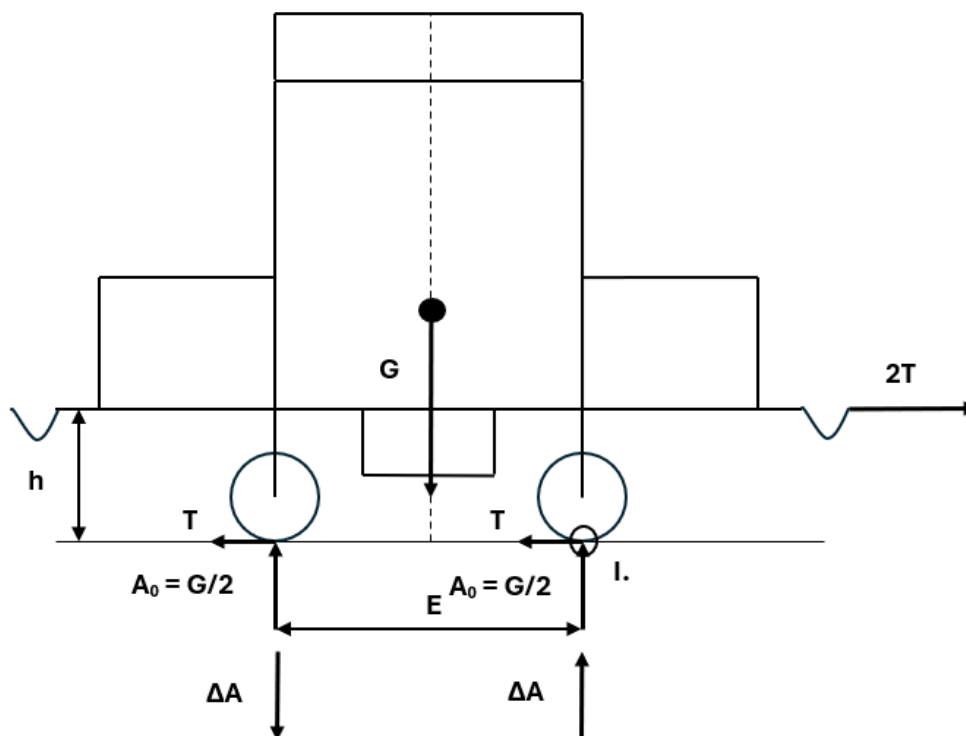
Pro zmenšení účinků klopného momentu můžeme využít několik technických řešení. V dnešní době je tahle problematika řešena použitím vhodné součásti pro řešení přenosu podélných sil mezi skříní a podvozkem nebo nejmodernějším způsobem pomocí výpočetní techniky regulovat např. frekvenci pro řízení otáček asynchronních motorů pro dosažení ideální charakteristiky.

V další části si rozebereme jednotlivá technická řešení a jejich problematiku. Budeme řešit:

- Odlehčení/zatížení dvounápravových lokomotiv
- Odlehčení/zatížení čtyřnápravových lokomotiv
- Použití přítlačných válců
- Vliv změny parametrů vozidel
- Bezrozměrný součinitel
- Součinitel využití adhezní tíhy
- Změny zatížení s plochou tornou
- Silový rozbor šikmých tyčí
- Parazitní kmitání šikmých tyčí
- Vliv pohonu vozidel na využití adhezní tíhy
- Vliv změny více parametrů vozidel současně

### **2.1 Dvounápravová lokomotiva**

Pro stavbu dvounápravové lokomotivy nemusíme využívat konstrukci uchycení více dvojkolí jako podvozek. Nemusíme řešit klopný moment vlivu podvozku. Výpočet je tedy značně zjednodušen. Stačí tedy jedna momentová rovnice.



Obr. 9 Dvounápravová lokomotiva

Z obrázku Obr. 9 vyplývá momentová rovnice k bodu I.:

$$2T \cdot h = \Delta A \cdot E \quad (1)$$

Po úpravě:

$$\Delta A = 2T \cdot \frac{h}{E} \quad (2)$$

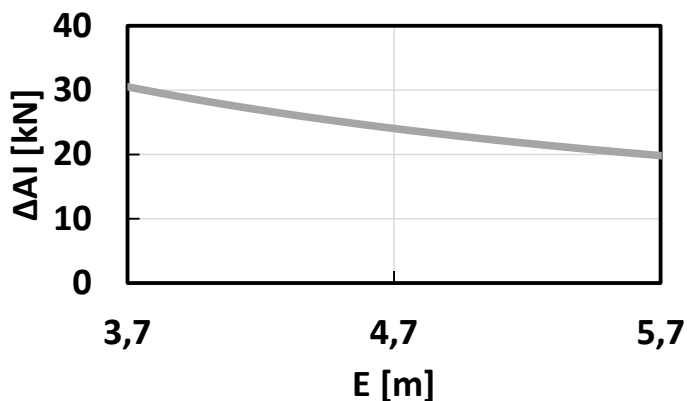
- T ..... tažná síla
- h ..... výška spřáhla nad temenem kolejnice
- $\Delta A$  ..... normálová síla os kolejnice
- E ..... vzdálenost dvojkolí

Chceme-li řešit klopný moment pomocí rovnice (2), musíme změnit parametry uvedené v této rovnici. Tedy tažnou sílu  $T$ , výšku spřáhla nad temenem kolejnice  $h$  nebo rozvor vozidla  $a$ .

Tažnou sílu lze regulovat dodávkou paliva, vyřazování odporníků nebo frekvenčními měniči. Můžeme tedy sílu regulovat mechanickou cestou nebo v dnešní době modernější elektrickou cestou například řízení asynchronního motoru frekvenčními měniči a výpočetní technikou, která zaručuje správnou charakteristiku.

Výšku nárazníků regulovat nemůžeme. Jmenovitá hodnota je stanovena na 1060 mm. Slouží pro vzájemnou kompatibilitu drážních vozidel a pro přenášení podélných sil mezi vozidly. Hodnota se samozřejmě může měnit se zatížením, ale jmenovitá hodnota zůstává stejná. Nejmenší hodnota je 940 mm a největší 1065 mm.

Rozvor podvozku je jediná věc, kterou můžeme při konstrukci dvounápravového vozidla rozhodnout o velikosti působení momentu na dvojkolí. Rozvor podvozku se ovšem ve vztahu vyskytuje ve jmenovateli. Tedy, když budeme měnit rozměr rozvoru, bude se hodnota měnit po hyperbole.



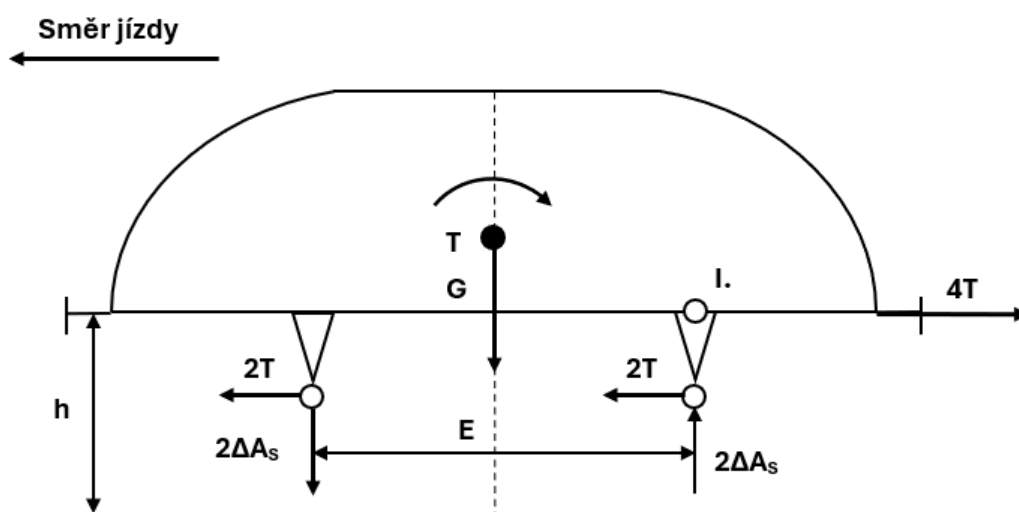
Graf 1 Odlehčení dvounápravového vozidla pro lokomotivu 709

Lokomotiva 709 má vzdálenost dvojkolí 4700 mm a tažnou sílu lokomotivy ve spřáhle 108 kN

Při změně rozvoru se velikost reakční síly na dvojkolí příliš nemění.

## 2.2 Čtyřnápravová lokomotiva

Mnohem běžněji než dvounápravová vozidla se dnes vyrábí hlavně čtyřnápravová. Pro spojení dvojkolí a skříní se používají podvozky. U dvounápravové lokomotivy se projevuje klopný moment, který působí na skřín vozidla. U čtyřnápravového vozidla se ještě navíc musí zahrnout moment, který působí na podvozky. Tedy použijeme při výpočtu metodu superpozice. Nejdříve vypočteme reakční síly vlivem působení skříně, a poté vlivem působení podvozku. Podklad pro tuhle kapitolu tvoří zdroj [1]



Obr. 10 Odlehčení skříně

E ..... vzdálenost otočných čepů

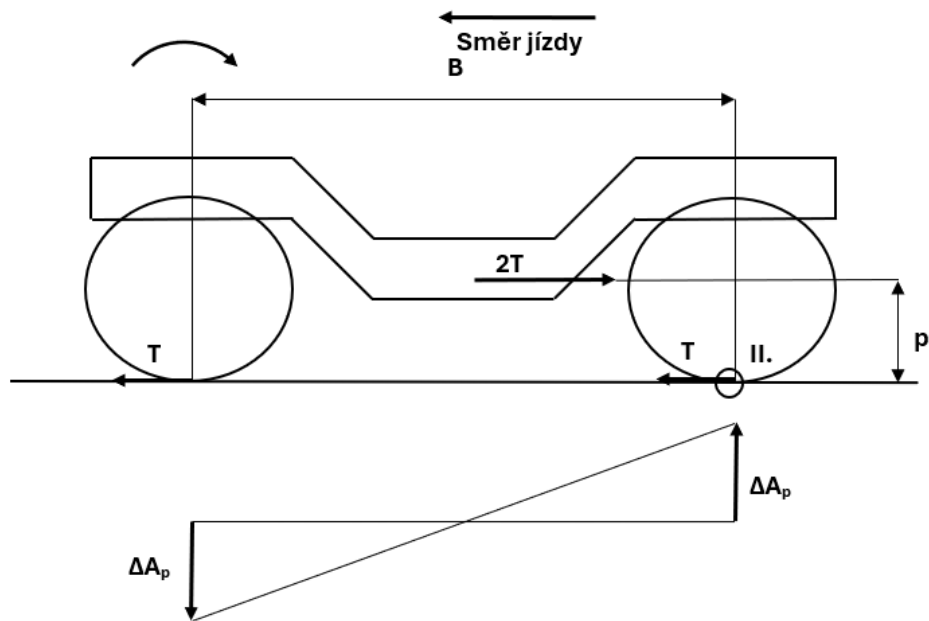
B ..... rozvor podvozku  
 h ..... výška spráhla nad temenem kolejnice  
 p ..... výška bodu přenosu tažné síly nad temenem kolejnice

Odlehčení od klopného momentu skříně k podu I.:

$$2 \cdot 2T \cdot (h - p) - 2 \cdot \Delta A_s \cdot E = 0 \quad (3)$$

Po úpravě:

$$\Delta A_s = 2T \cdot \frac{h - p}{E} \quad (4)$$



Obr. 11 Klopný moment podvozku

Pro klopný moment podvozku platí momentová rovnice k bodu II.:

$$2T \cdot p - \Delta A_p \cdot B = 0 \quad (5)$$

Po úpravě:

$$\Delta A_p = 2T \cdot \frac{p}{B} \quad (6)$$

Výsledná odlehčení a zatížení na jednotlivá dvojkolí jsou součty obou řešení:

Dvojkolí 1. až 4.:

$$\Delta A_1 = \Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left( \frac{h - p}{E} + \frac{p}{B} \right) \quad (7)$$

$$\Delta A_2 = \Delta A_s - \Delta A_p = 2T \cdot \left( \frac{h - p}{E} - \frac{p}{B} \right) \quad (8)$$

$$\Delta A_3 = -\Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left( -\frac{h - p}{E} + \frac{p}{B} \right) \quad (9)$$

$$\Delta A_4 = -\Delta A_s - \Delta A_p = 2T \cdot \left( -\frac{h - p}{E} - \frac{p}{B} \right) \quad (10)$$

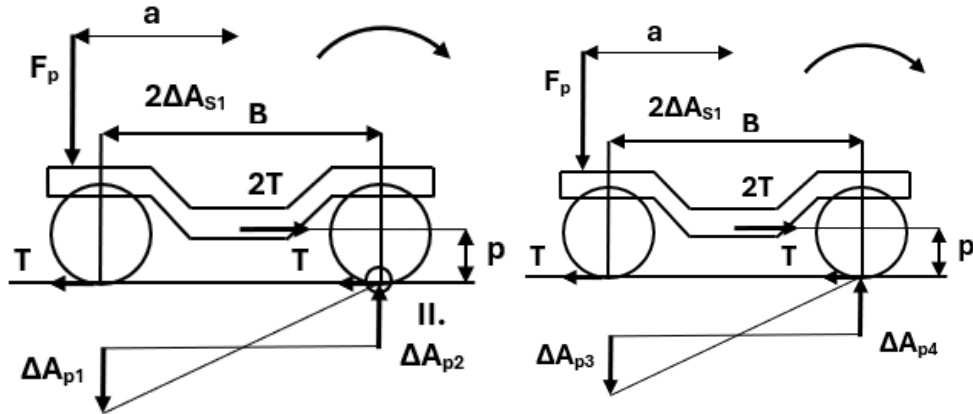


$$\Delta A_{s1} = 2T \cdot \left(\frac{h-p}{E}\right) + F_p \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{a}{E}\right) \quad (12)$$

Silová rovnováha na skřini ve svislém směru:

$$2 \cdot \Delta A_{s2} + 2 \cdot F_p - 2 \cdot \Delta A_{s1} = 0 \quad (13)$$

$$\Delta A_{s2} = \Delta A_{s1} - F_p = 2T \cdot \left(\frac{h-p}{E}\right) + F_p \cdot \left(-\frac{1}{2} + \frac{a}{E}\right) \quad (14)$$



Obr. 14 Klopný moment podvozku s přítlačnými válci

Superpoziční krok II: uvažuje se odlehčení  $\Delta A_p$  pouze z klopného momentu podvozku. Momentová rovnováha na předním podvozku (stále platí i pro zadní podvozek) k bodu II.

$$2T \cdot p - \Delta A_{p1} \cdot B - F_p \cdot \left(\frac{B}{2} + a\right) = 0 \quad (15)$$

$$\Delta A_{p1} = 2T \cdot \frac{p}{B} - F_p \cdot \left(-\frac{1}{2} + \frac{a}{E}\right) \quad (16)$$

Silová rovnováha na podvozku ve svislém směru:

$$\Delta A_{p2} - \Delta A_{p1} - F_p = 0 \quad (17)$$

$$\Delta A_{p2} = \Delta A_{p1} + F_p = 2T \cdot \frac{h-p}{E} + F_p \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{a}{E}\right) \quad (18)$$

Platí, že  $\Delta A_{p3} = \Delta A_{p1}$  a že  $\Delta A_{p4} = \Delta A_{p2}$

Výsledná odlehčení a nápravové síly jednotlivých dvojkolí jsou součty obou superpozičních řešení:

Dvojkolí 1:

$$\Delta A_1 = \Delta A_{s1} + \Delta A_{p1} = 2T \cdot \left(\frac{h-p}{E} + \frac{p}{B}\right) + F_p \cdot \left(\frac{a}{E} - \frac{a}{B}\right) \quad (19)$$

Dvojkolí 2:

$$\Delta A_2 = \Delta A_s - \Delta A_p = 2T \cdot \left(\frac{h-p}{E} - \frac{p}{B}\right) + F_p \cdot \left(\frac{a}{E} + \frac{a}{B}\right) \quad (20)$$

Dvojkolí 3:

$$\Delta A_3 = -\Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left(-\frac{h-p}{E} + \frac{p}{B}\right) + F_p \cdot \left(-\frac{a}{E} - \frac{a}{B}\right) \quad (21)$$

Dvojkolí 4:

$$\Delta A_4 = -\Delta A_s - \Delta A_p = 2T \cdot \left( -\frac{h-p}{E} - \frac{p}{B} \right) + F_p \cdot \left( -\frac{a}{E} + \frac{a}{B} \right) \quad (22)$$

Velikost síly ve vyrovnávacím válci musí být taková, aby kompenzovala odlehčení od klopného momentu podvozku. Tedy moment, který způsobí síly T na rameni p a rozvoru B. Vztah pro sílu ve válci na prvním podvozku (stejně i na druhém) se získá z momentové rovnováhy k fiktivnímu bodu – průsečíku osy podvozku a roviny temene kolejnice, neboli bod, ve kterém původní průběh  $\Delta A_p$  mění znaménko:

$$2T \cdot p - F_p \cdot p = 0 \quad (23)$$

$$F_p = 2T \cdot \frac{p}{a} \quad (24)$$

Provede se kontrola, zda tato síla způsobí stav mechanického optima. Po dosazení do vztahů pro odlehčení na jednotlivých dvojkolích:

$$\Delta A_1 = 2T \cdot \left( \frac{h-p}{E} + \frac{p}{B} \right) + F_p \cdot \left( \frac{a}{E} - \frac{a}{B} \right) = 2T \cdot \left( \frac{h}{E} \right) \quad (25)$$

$$\Delta A_2 = 2T \cdot \left( \frac{h-p}{E} - \frac{p}{B} \right) + F_p \cdot \left( \frac{a}{E} + \frac{a}{B} \right) = 2T \cdot \left( \frac{h}{E} \right) \quad (26)$$

$$\Delta A_3 = 2T \cdot \left( -\frac{h-p}{E} + \frac{p}{B} \right) + F_p \cdot \left( -\frac{a}{E} - \frac{a}{B} \right) = 2T \cdot \left( -\frac{h}{E} \right) \quad (27)$$

$$\Delta A_4 = 2T \cdot \left( -\frac{h-p}{E} - \frac{p}{B} \right) + F_p \cdot \left( -\frac{a}{E} + \frac{a}{B} \right) = 2T \cdot \left( -\frac{h}{E} \right) \quad (28)$$

## 2.4 Mechanické optimum

Původní smysl šikmých tyčí spočívá k dosažení tzv. mechanického optima. Pro mechanické optimum platí, že  $p = 0$ . Tedy nositelka tažné síly je situována do temene kolejnice. Potom se projeví pouze klopný moment skříně, tedy  $\Delta A_1 = \Delta A_2$ ,  $\Delta A_3 = \Delta A_4$  a vztahy pro změny nápravových sil se zjednoduší takto:

$$\Delta A_1 = \Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left( \frac{h}{E} \right) \quad (29)$$

$$\Delta A_2 = \Delta A_s - \Delta A_p = 2T \cdot \left( \frac{h}{E} \right) \quad (30)$$

$$\Delta A_3 = \Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left( -\frac{h}{E} \right) \quad (31)$$

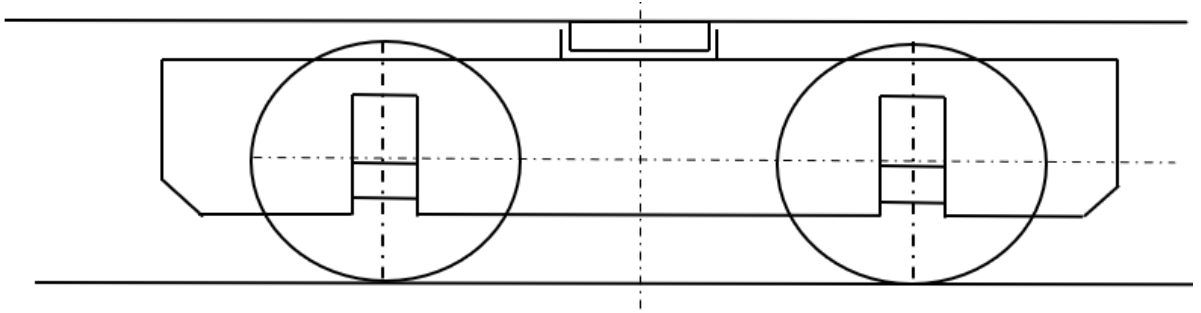
$$\Delta A_4 = \Delta A_s - \Delta A_p = 2T \cdot \left( -\frac{h}{E} \right) \quad (32)$$

## 2.5 Změny zatížení s plochou tornou

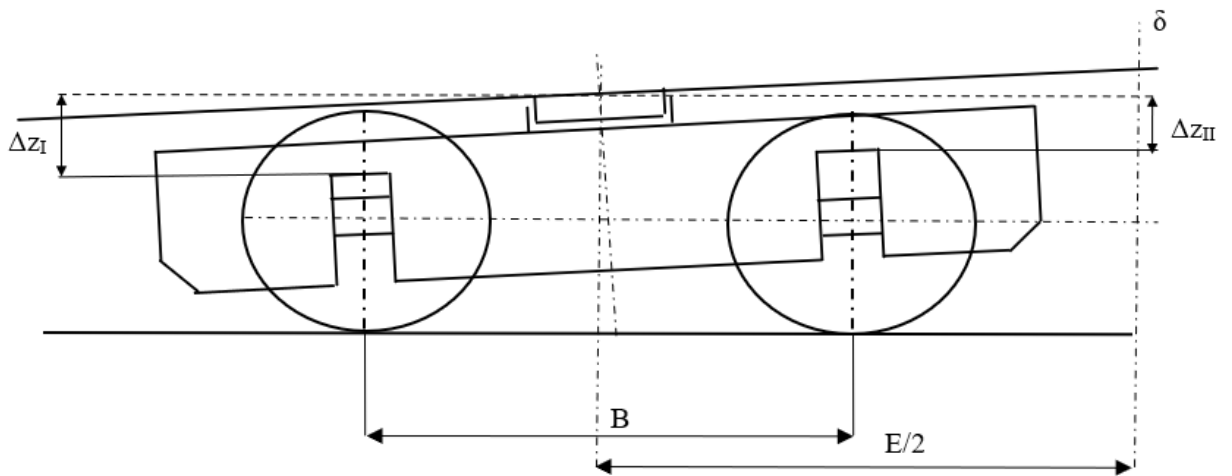
Podkladem pro tuhle kapitolu je zdroj [2]

Uvažme odděleně případ pohonu s dutým hřídelem objímající nápravu a odděleně případ s pohonem tlapovými motory.

- Pohon s dutým hřídelem objímající nápravu má tu vlastnost, že klopící moment rámu podvozku je roven klopícímu momentu celého podvozku;



Obr. 15 Podvozek s tornou



Obr. 16 Natočení podvozku s tornou

$$2T \cdot (p - r) + 2Tr = 2Tp \quad (33)$$

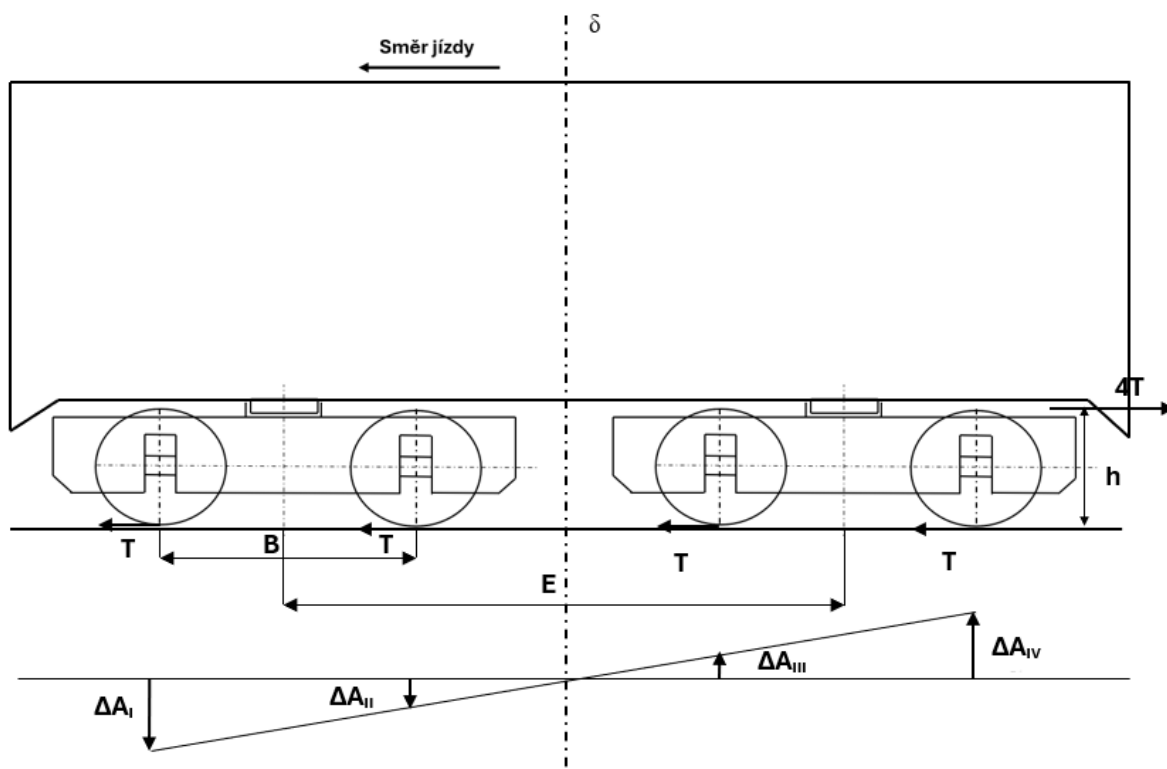
Z toho vyplývá, že změna svislého zatížení dvojkolí se rovná změně zatížení nápravových ložisek.

Uvažme rovnováhu soustavy (skříň + podvozkové rámy). Klopící moment působící na tuto soustavu, je:

$$4T (h - r) + 2 \cdot 2Tr = 4Th \quad (34)$$

Jeho účinkem se soustava natočí, přičemž se ložiskové vypružení zadního podvozku stlačí a vypružení předního podvozku se odlehčí. Pro stanovení změn v zatížení resp. nápravových ložisek jsou dvě podmínky:

- I) Síly vzniklé ve vypružení musí tvořit moment rovný klopícímu momentu soustavy,



Obr. 17 Vzniklá soustava (skříň + rámy podvozků)

II) Velikost sil ve vypružení je úměrná vzdálenosti vypružení od střední roviny  $\sigma$  soustavy

Je tedy:

$$\Delta A_4 = -\Delta A_1 \quad (35)$$

$$\Delta A_3 = -\Delta A_2 \quad (36)$$

A dále:

$$\frac{\Delta A_4}{\Delta A_3} = \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2} = \frac{\frac{E}{2} + \frac{B}{2}}{\frac{E}{2} - \frac{B}{2}} = \frac{E + B}{E - B} \quad (37)$$

Z momentové rovnice

$$4Th - \Delta A_4(E + B) - \Delta A_3(E - B) = 0 \quad (38)$$

Po dosazení za

$$\Delta A_3 = \Delta A_4 \frac{(E - B)}{(E + B)} \quad (39)$$

$$4Th - \Delta A_4(E + B) - \Delta A_4 \frac{(E - B)^2}{(E + B)} = 0 \quad (40)$$

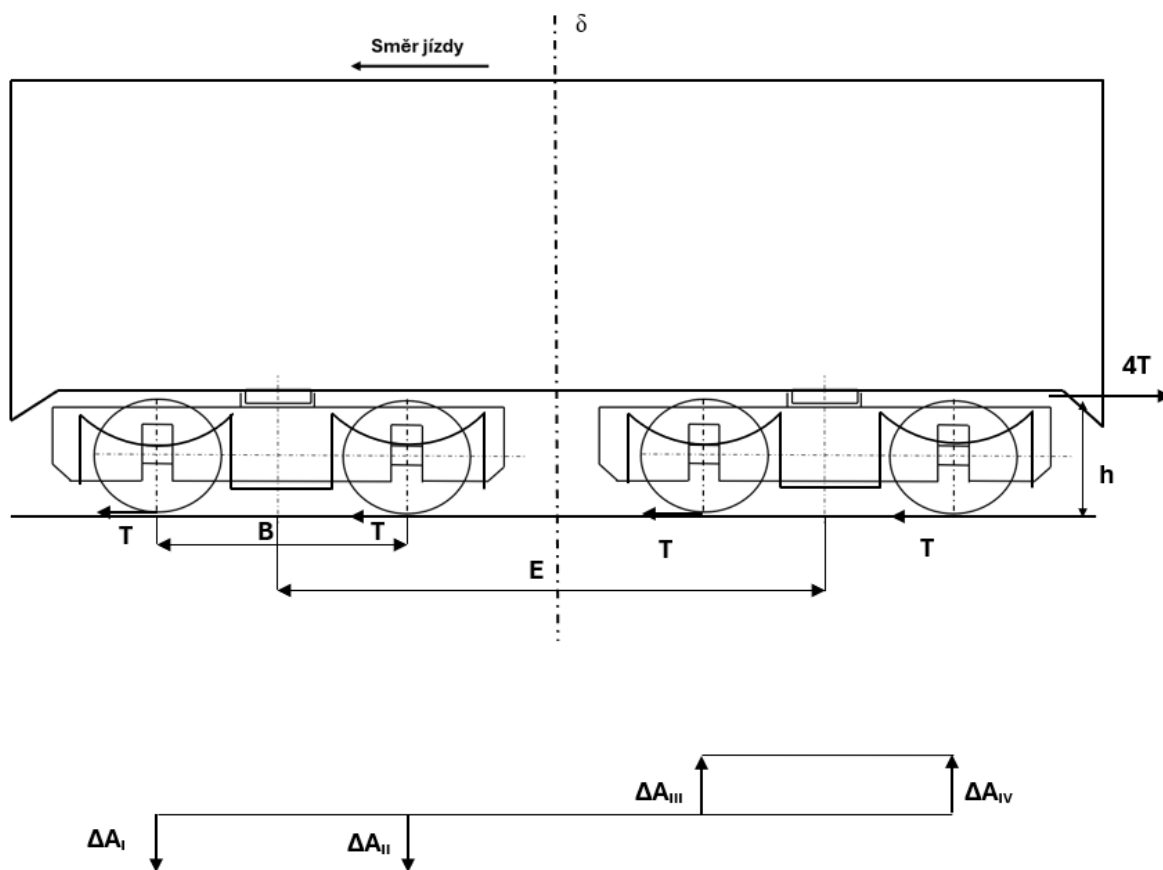
$$4Th - \Delta A_4 2 \frac{E^2 + B^2}{(E + B)} = 0 \quad (41)$$

$$\Delta A_4 = 2Th \frac{(E + B)}{E^2 + B^2} = 0 \quad (42)$$

$$\Delta A_1 = -\Delta A_4 \quad (43)$$

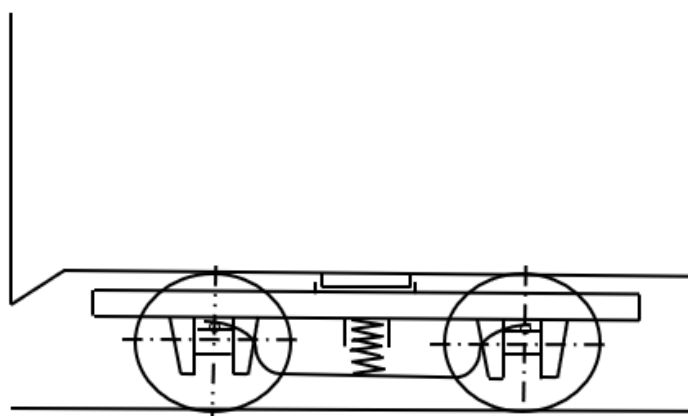
Poměry u právě vyšetřovaného uspořádání pohonu lokomotivy se však dají poměrně jednoduchými prostředky zlepšit a převést na mechanické optimum. Lze toho dosáhnout např. tím, že se vypružení rámu podvozku provede s vyrovnávacím vahadlem. Změny zatížení dvojkolí téhož podvozku jsou pak stejné.

$$\Delta A_1 = \Delta A_2 = -\Delta A_3 = -\Delta A_4 \quad (44)$$

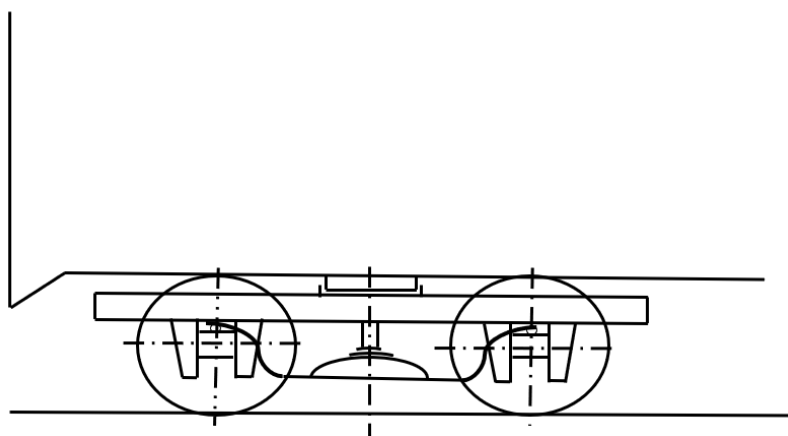


Obr. 18 Podvozky s plochou tornou a vahadlovým vyrovnáním zatížení napravných ložisek

Téhož výsledku lze pak dosáhnout u podvozků s velkou tornou a se jhy. Jha musí být tak upravená, aby se na ně zatížení rámu přenášelo uprostřed.



Obr. 19 1. způsob podvozku s velkou tornou a se jhy



Obr. 20 2. způsob podvozku s velkou tornou a se jhy

- b) Pohon s tlakovým motorem. Skříň a oba rámy podvozku se stýkají ve velké ploché torně a tvoří opět vůči klopícím momentům soustavu oklopnou jen jako celek. Bude ukázáno, že uspořádání není vhodné a je třeba dalších opatření, aby se dosáhlo optima.

Uvažme, že se soustava (skříň + dva rámy podvozků) se účinkem momentů natočí obdobně jako v předchozím případě. Natočení soustavy je doprovázeno stlačením vypružení zadního podvozku a odlehčením vypružení předního podvozku. Avšak na soustavu na rozdíl od předchozího případu působí:

- 1) Kladný moment o velikosti  $4T(h-r)$  od tažné síly,
- 2) Dva momenty sil  $S$  v závěškách, oba záporné, každý o velikosti  $S_m$

Poněvadž platí:

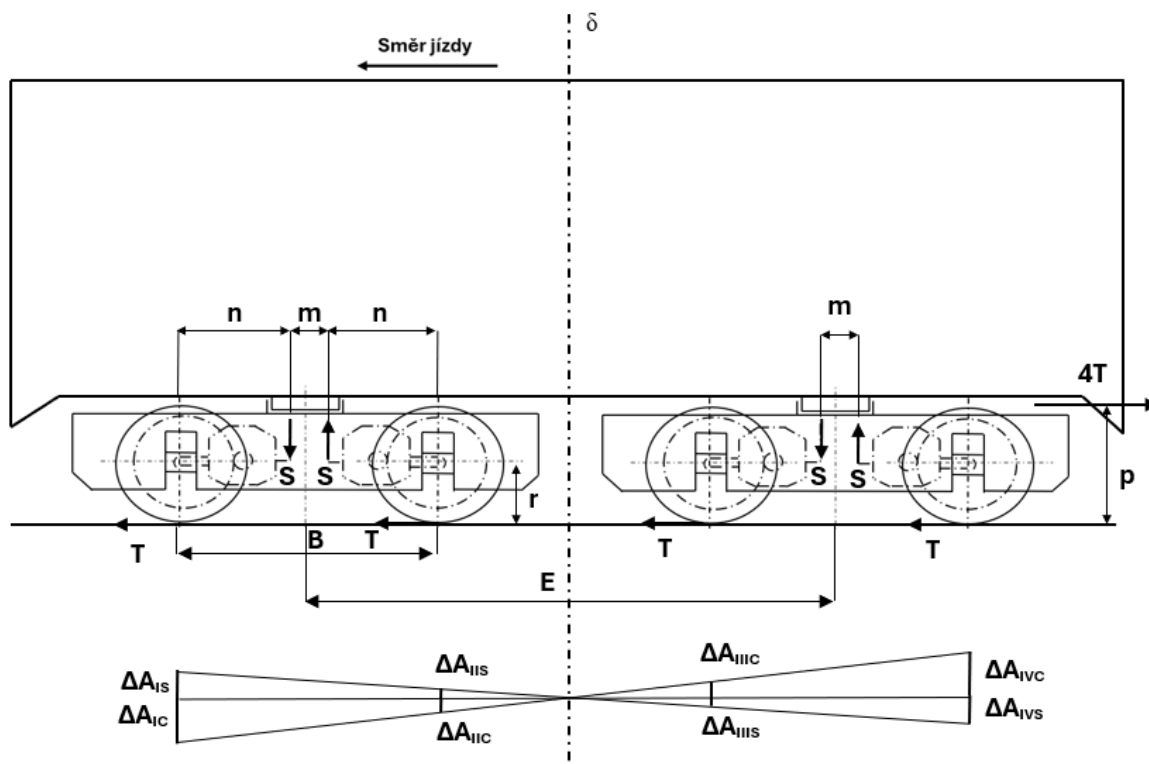
$$2S_m = 2S(B - 2n) = 2ST - 4Tr \quad (45)$$

Je výsledný moment působící na soustavu:

$$4T(h - r) - 2S_m = 4T(h - r) - 2ST + 4Tr = 4Th - 2ST \quad (46)$$

První člen pravé strany rovnice je klopící moment celé lokomotivy. Je totožný s momentem předchozího odstavce a vyvolává tytéž změny  $\Delta A$  v zatížení vypružení. Tyto síly jsou v Obr. 21

indexem  $c$  (síly od celého klopicího momentu lokomotivy). Druhý člen,  $-2ST$ , vyvolá ve vypružení síly opačného smyslu;



Obr. 21 Podvozky s plochou tornou a tlakovými motory

Označme je  $v$   $s$  (odvozený od označení Obr. 21  $S$  sil  $v$  závěskách). Poměr obou změn je:

$$\frac{\Delta A_S}{\Delta A_C} = -\frac{2SB}{4Th} = -\frac{2T \frac{r}{n} B}{4Th} = -\frac{rB}{2hn} \quad (47)$$

Tyto síly definitivně určují změny zatížení ložiskových vypružení. Budiž na základě rovnice (46) poznamenáno, že pro výraz  $rB/2hn = 1$  by se zatížení vypružení vůbec neměnilo, aby se  $\Delta A_S$  rovnalo  $-\Delta A_C$ . Vyhovělo by se tomu např. pro  $r/h=2n/B$ . Příklad by měl ten praktický význam, že zatížení torny by bylo v celé ploše rovnoměrné. Přikročíme nyní ke změnám svislého zatížení dvojkolí. Z rovnováhy soustrojí (dvojkolí + tlapový motor) plyne, že změna svislého zatížení dvojkolí je ve srovnání se změnou zatížení vypružení rozdílná o sílu  $S$  v závěsce.

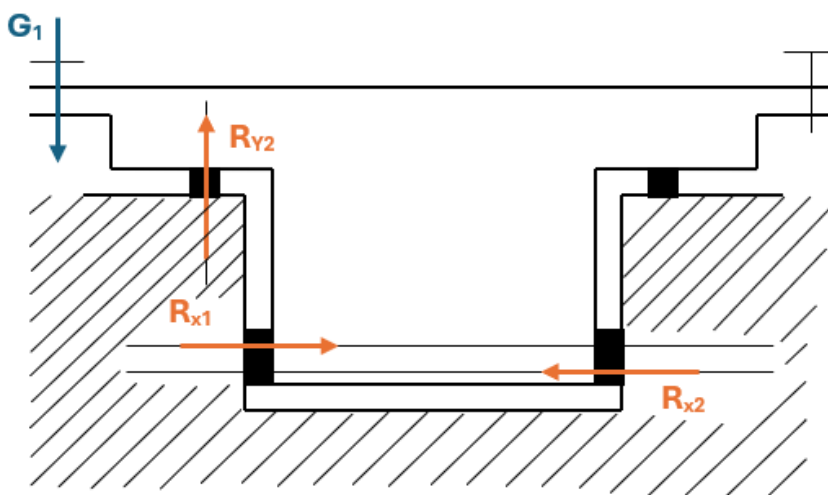
Změny svislého zatížení dvojkolí jsou zde jen o málo příznivější než u kloubového uložení. Je patrné, že stupeň využití adhezni tíhy je zde špatný. Má-li velká torna (nebo její konstrukční ekvivalenty) výhodu v malém odlehčení první nápravy při pohonu dutým hřídelem objímající nápravu, nemá ji při pohonu motoru tlapovým. Použijeme-li u tlapového motoru z prostředků Obr. 18, Obr. 19, Obr. 20, dosáhneme vyrovnaného zatížení vypružení téhož podvozku:

$$\begin{aligned} \Delta A_{IVC} - \Delta A_{IVS} &= \Delta A_{IIIc} - \Delta A_{IIIS} \\ \Delta A_{IIC} - \Delta A_{IIS} &= \Delta A_{IC} - \Delta A_{IS} \end{aligned} \quad (48)$$

Avšak změny zatížení téhož podvozku se liší o hodnotu  $2S$ . Klopící moment soustavy vyvolá shodné zatížení ložísek u obou náprav zadního podvozku a shodné u obou náprav předního podvozku. Klopící moment je dán rovnicí (46) a zatížení ložísek se určí ze součtu obou složek s použitím rovnice (47) [2]

### 2.5.1 Silové působení v ploché torně

Při pohybu vozidla se změnou sklonu nebo při jízdě po zborcené koleji dochází k natočení torny. Vůle ovšem nejsou značně velká. Dochází k opření na různých místech soustavy, viz obr. 18. Působení sil je prostý. Na soustavu působí moment vlivem nerovnosti. Síla  $G_1$  začne působit na tornu a vlivem reakcí v opěrných bodech, které jsou zobrazeny na obrázku černými obdélníky, budou tyto reakce působit proti momentu vyvolaným silou  $G_1$ .

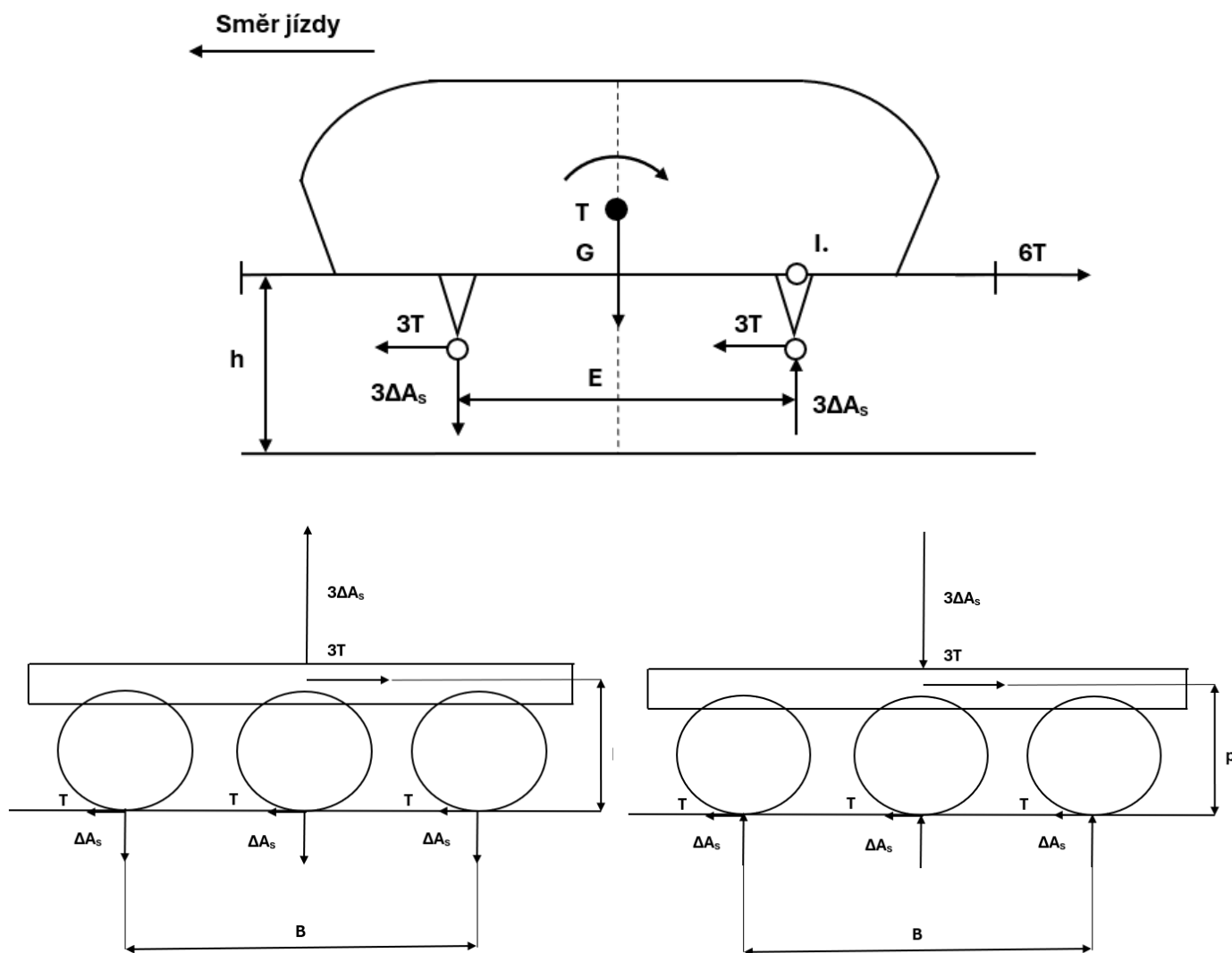


Obr. 22 Působení sil na plochou tornu

Problematika je zajímavá optikou naznačeného silového rozboru, v současné době tyto konstrukce ustupují a nejsou středem pozornosti.

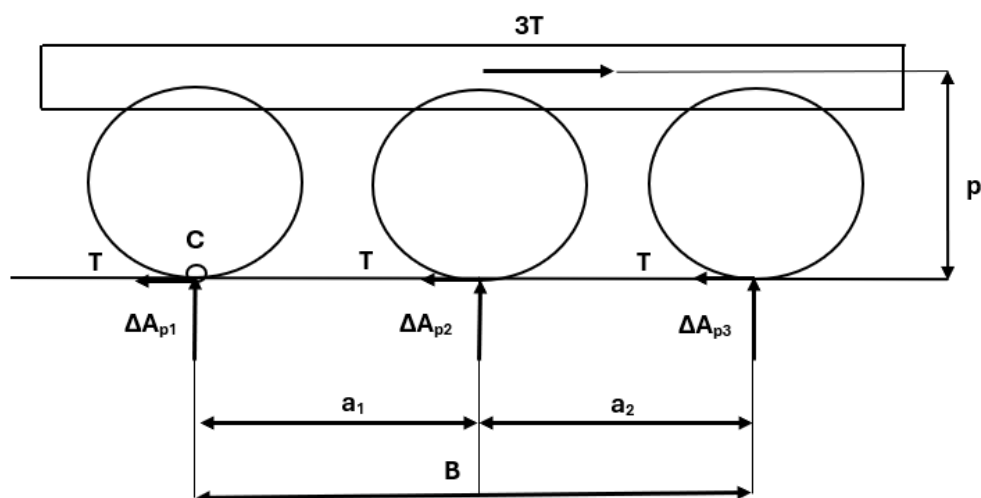
## 2.6 Šestinápravová lokomotiva

Pro šestinápravovou lokomotivu platí podobná pravidla jako pro čtyřnápravovou lokomotivu. Rozdíl spočívá v jiném rozložení hmotnosti na nápravu, protože lokomotiva stojí na šesti dvojkolích. I změna zatížení vlivem klopného momentu skříně se v jednom podvozku rozloží do 3 složek  $\Delta A_s$ .



Obr. 23 Klopný moment šestnápravové lokomotivy

Klopný moment podvozku se u šestnápravové lokomotivy projeví ve třech rozdílných reakcích  $\Delta A_p$ . Výsledné řešení reakcí dostaneme vyřešením z rovnic rovnováhy sil a momentu.



Z této soustavy výjdou následující rovnice:

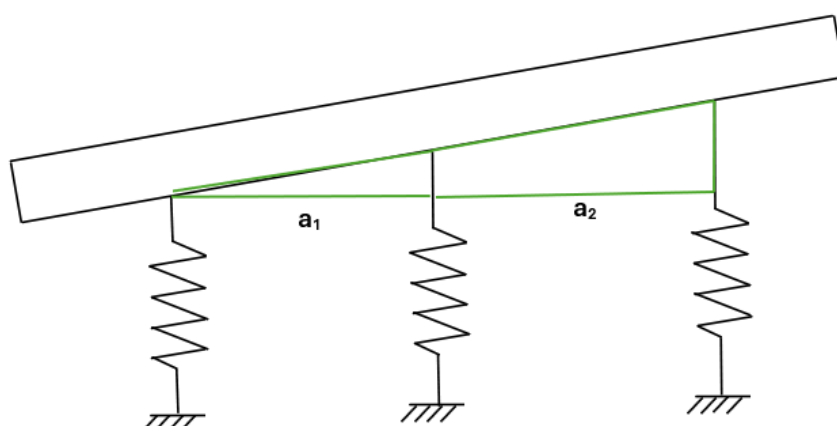
Momentová rovnováha:

$$\Delta A_{p2} \cdot a_2 + \Delta A_{p3} \cdot (a_1 + a_2) - 3Tp = 0 \quad (49)$$

Silová rovnováha:

$$\Delta A_{p1} + \Delta A_{p2} + \Delta A_{p3} = 0 \quad (50)$$

Výjdou nám jenom dvě rovnice. Třetí rovnici získáme z následujícího modelu:



$$\frac{\Delta A_{p2} - \Delta A_{p1}}{a_1} = \frac{\Delta A_{p3} - \Delta A_{p2}}{a_2} \quad (51)$$

Předpokládáme tuhý rám, lineární vypružení a navíc na všech dvojkolích stejné.

Výsledné reakce jsou tedy:

$$\Delta A_{p1} = -3Tp \frac{4a_1^2 a_2 + 3a_1 a_2^2 + 2a_1^3 + a_2^3}{a_1 a_2 + 2a_1^2 + 2a_2^2} \quad (52)$$

$$\Delta A_{p2} = -3Tp \frac{a_2 - a_1}{a_1 a_2 + 2a_1^2 + 2a_2^2} \quad (53)$$

$$\Delta A_{p1} = -3Tp \frac{4a_1^2 a_2 + 3a_1 a_2^2 + 2a_1^3 + a_2^3 + a_2 - a_1}{a_1 a_2 + 2a_1^2 + 2a_2^2} \quad (54)$$

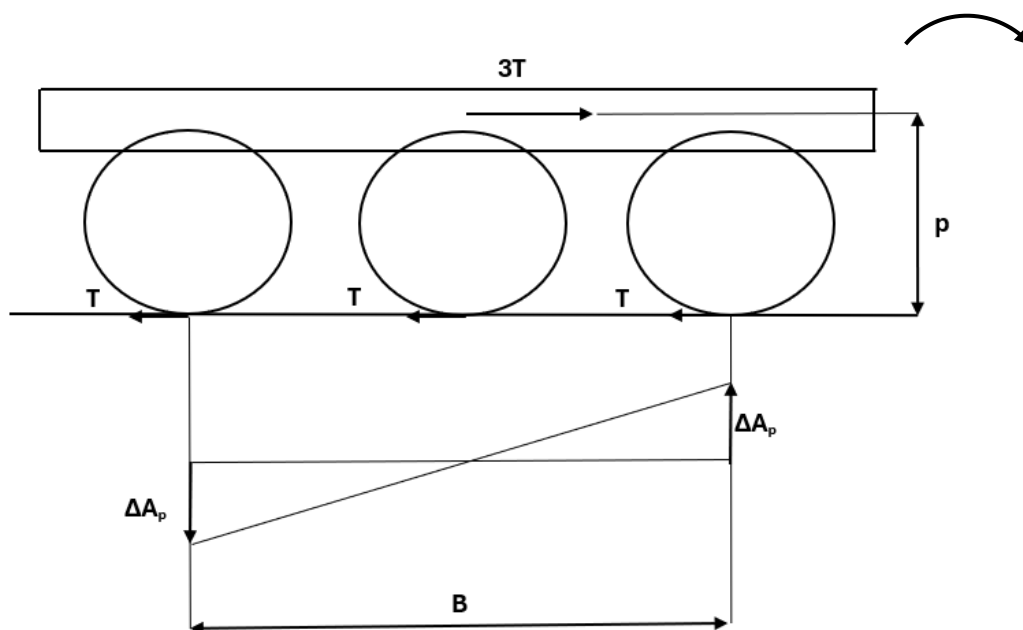
V případě kdy  $a_1 = a_2 = a$  výjdou reakce následovně:

$$\Delta A_{p1} = -6Tpa \quad (55)$$

$$\Delta A_{p2} = 0 \quad (56)$$

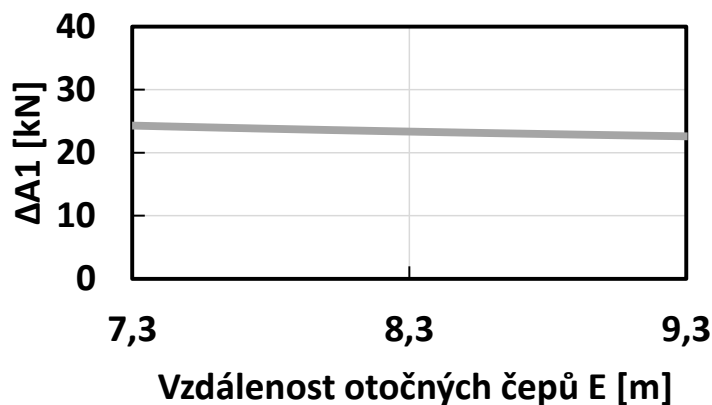
$$\Delta A_{p3} = 6Tpa \quad (57)$$

Klopný moment podvozku se projeví ve změnách zatížení na krajních dvojkolích. Tedy klopný moment podvozku se v prostředním dvojkolí neprojeví a na krajních dvojkolích změny zatížení vychází  $\Delta A_{p3} = -\Delta A_{p1}$



## 2.7 Změna vzdálenosti otočných čepů

První z možností ovlivnění klopného momentu je změnit vzdálenost otočných čepů. Všechny následující grafy jsou použity na lokomotivě řady 151. V tomhle případě má značný vliv na zatížení.



Graf 2 Změna vzdáleností otočných čepů pro lokomotivu 151

$$\Delta A_1 = \Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left( \frac{h-p}{E} + \frac{p}{B} \right) \quad (58)$$

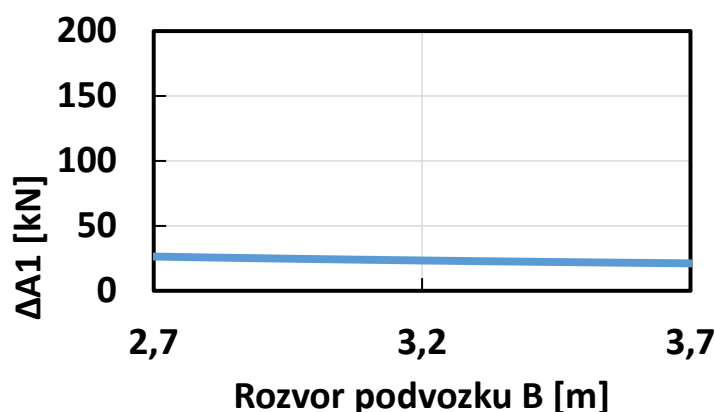
Lokomotiva 151 má vzdálenost otočných čepů 8300 mm a tažnou sílu 210 kN

V reálném provozu se používá vzdálenost otočných čepů od hodnoty 7 m po cca 9 m. Do menších hodnot se nedostaneme, přesto reakční síla nenabývá příliš velkých hodnot při menších rozměrech vzdálenosti. Nárůst nastává pod hodnoty 7,3 m. Závislost je hyperbolická už z podstaty, že proměnná se nachází ve jmenovateli zlomku ve výrazu. V intervalu 7,3-9,3 se  $\Delta A_1$  prakticky nemění a vliv je téměř nulový.

Všechny hodnoty počítají s odlehčením první nápravy.

## 2.8 Změna v rozvoru podvozku

Tento rozměr dokáže zásadně ovlivnit zatížení. Nicméně podvozek je také konstrukční prvek, který je zásadní pro bezpečnost.



Graf 3 Změna rozvoru podvozku pro lokomotivu 151

$$\Delta A_1 = \Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left( \frac{h-p}{E} + \frac{p}{B} \right) \quad (59)$$

Rozvor podvozku má lokomotiva 151 3200 mm a tažnou sílu 210 kN.

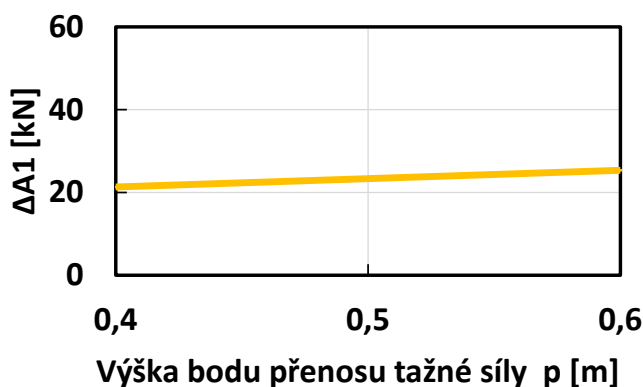
Se změnou rozvoru podvozků už je výsledek o něco zajímavější než v případě vzdálenosti otočných čepů. Běžné rozměry jsou od 1,8 až 3 m. Opět pod hodnotu 1,8 m není vhodné. Nicméně změna v zatížení už roste o trochu rychleji než v případě otočných čepů. Ani zde není nárůst hodnoty tak značný. Větší nárůst už připadá hodnotě 2,7 metrů a méně.

Mezní hodnoty rozvoru podvozku jsou ovlivněné hmotností vozidla, průjezdním průřezem

(větší rozvor větší opotřebení kol), stabilitou chodu (větší rozvor, menší náchylnost k vrtění podvozku) a zástavbovým prostorem (menší prostor pro jiné součásti umístěné v podvozku).

## 2.9 Změna ve výšce bodu přenosu tažné síly

Bod přenosu tažné síly se nachází mezi podvozkem a skříní a je určena odhadem z dostupných výkresů daného vozidla



Graf 4 Změna výšky přenosu tažné síly pro lokomotivu 151

$$\Delta A_1 = \Delta A_s + \Delta A_p = 2T \cdot \left( \frac{h-p}{E} + \frac{p}{B} \right) \quad (60)$$

Výška bodu přenosu tažné síly má lokomotiva 151 500 mm a tažnou sílu lokomotivy ve spřáhle 210 kN.

Tady je ovšem problematika nejzajímavější. Výška bodu přenosu tažné síly už má zásadní vliv na změně zatížení dvojkolí. Jedná se o rostoucí lineární závislost.

S tímhle problémem už samozřejmě v dnešní době výrobci hnacích vozidel počítají. Jako vzor řešení je podvozek výrobce CZ Loko lokomotivy EFFISHUNTER 1000.



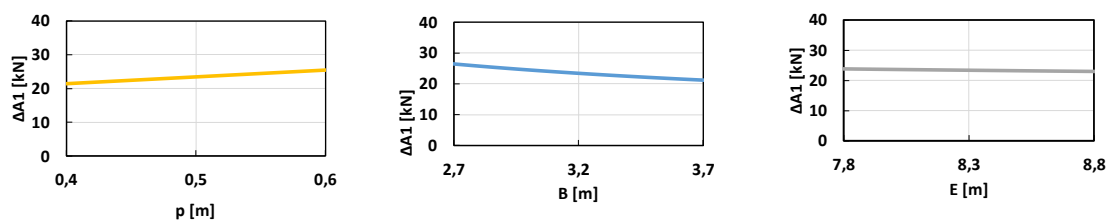
Obr. 24 Rám podvozku lokomotivy EFFISHUNTER 1000

Zde výrobce zásadně zmenšil výšku ve středu rámu pro snížení působení klopného momentu podvozku.

## 2.10 Největší vliv ze změn rozměrů lokomotiv

Dáme-li osy grafů na stejné měřítko, můžeme zde zjistit, který z parametrů lokomotiv má největší vliv.

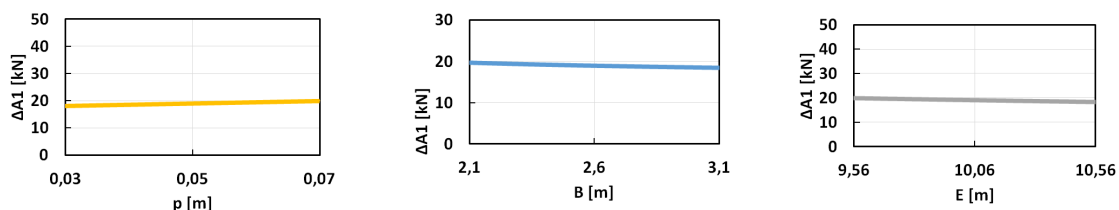
Na dalším obrázku můžeme vidět grafy z lokomotivy 151.



Graf 5 Porovnání parametrů lokomotivy 151

Při stejných hodnotách, jako jsou na lokomotivě, mají největší vliv výška bodu přenosu tažné síly a rozvor podvozku. Nicméně budeme-li tyto hodnoty měnit, největších změn dosahuje rozvor podvozku.

U lokomotivy Prima 4200EL jsou si v základu síly podobné. Nicméně z porovnání vyplývá, že největších změn můžeme ovlivnit výškou bodu přenosu tažné síly.



Graf 6 Porovnání parametrů lokomotivy 151

## 2.11 Změny nápravových zatížení jednotlivých dvojkolí

V dalších kapitolách a v příloze řešíme problematiku s níže uvedenými lokomotivami. V tabulce jsou uvedeny hodnoty parametry jednotlivých řad. Tažná síla závisí na zvoleném součiniteli adheze, který se může lišit podle údajů výrobce. Výška bodu přenosu tažné síly  $p$  je z důvodu špatně zjistitelných dat odměřeno z výkresů pomocí pravítka. Všechny hodnoty jsou ze studijních souborů a výkresů [7]

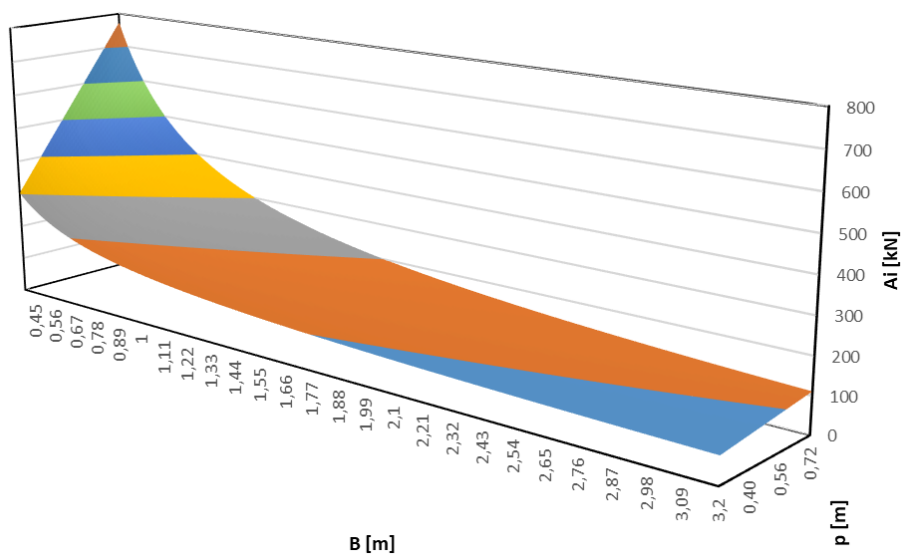
Typ	h [mm]	T [N]	p [mm]	B [mm]	E [mm]
ř. 151	1050	52500	500	3200	8300
Prima 4200EL	1050	80000	50	2600	10600
DB 101	1050	75000	140	2650	10800
F140 AC	1050	75000	200	2600	10400
ř. 709	1045	54000	–	–	4700
ř. 380	1045	68500	333	2500	8700
Gravita 10 BB	1045	103000	380	2400	7600
DE-AC33C	1045	86167	110	3700	14700
Maxima	1050	86500	140	3600	11320
ER 20 B	1050	50000	150	3840	12675
ř. 753	1050	50500	750	2400	9000
ř. 740	1050	54000	750	2400	9100
ř. 744	1050	59750	340	2400	8000
Vectron DE	1050	68750	360	2700	10800
ES 64 U2	1050	75000	420	3000	9900
ES 64 F4	1050	75000	420	2900	9900
ES 64 X4	1050	75000	360	3000	9500

Tab. 1 Parametry lokomotiv

## 2.12 Změna více parametrů vozidla

Pro případ, že bychom chtěli změnit více parametrů vozidla, je na téhle kapitole ukázáno, jak se ovlivňují tyto hodnoty. Nejpravděpodobnější hodnoty, které se mohou změnit, je rozvor podvozku  $B$  a výška bodu přenosu tažné síly  $p$ . Vzdálenost otočných čepů jednak, jak je z Graf 2 patrné, nemá takový velký vliv na zesílení a odlehčení dvojkolí jako rozvor podvozku a navíc umístit všechny

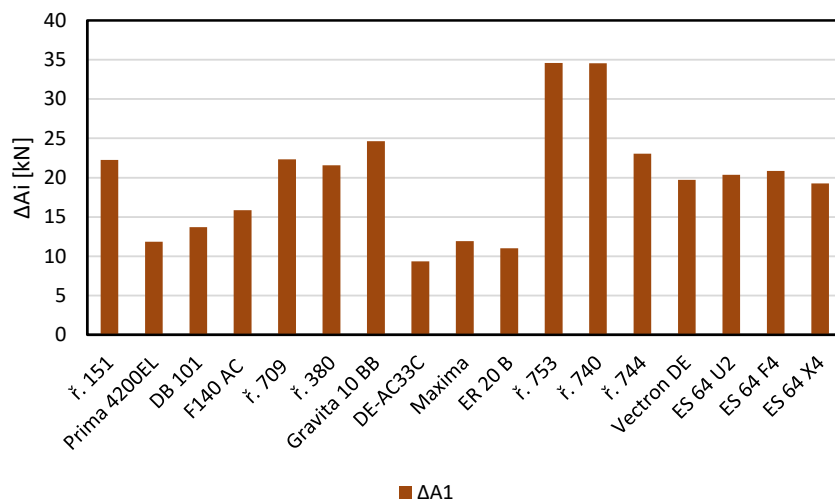
důležité součástí vozidla nemůžeme libovolně. Na Graf 7 tedy pro ukázkou, jak by to vypadalo, kdybychom ovlivnili rozvor  $B$  a výšku bodu  $p$ .



Graf 7 Změna více parametrů vozidla pro lokomotivu 151

### 2.12.1 Porovnání vozidel

Prozatím v předcházejících možnostech byl brán v potaz případ, že lokomotiva začne působit nejvyšší tažnou silou. Chceme-li porovnat více lokomotiv naráz, snížíme maximální možnou sílu na sílu, kterou by velikostí byly schopny dosáhnout všechny lokomotivy, ale dostatečně velkou. Porovnány jsou odlehčení první nápravy po směru jízdy.



Graf 8 Porovnání lokomotiv

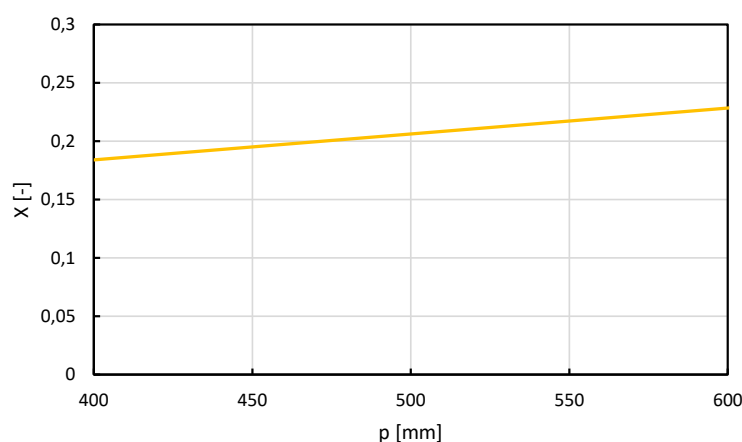
Tažnou silou na obvodu kol jednoho dvojkolí pro každou lokomotivu bylo zvoleno 50 kN. Z výsledků vyplývá, že nejmenší odlehčení by měla lokomotiva DE-AC33C ve verzi elektrické. Největší odlehčení mají lokomotivy ř. 753 a ř. 740 z důvodu velké výšky bodu přenosu tažné síly.

## 2.13 Bezrozměrný součinitel X

Ze zdroje [1]

Pro porovnání jednotlivých vozidel nebo určení součinitele využití adhezní tíhy, můžeme využít bezrozměrného součinitele. Je dán pouze rozměrovými parametry vozidel. Ovlivněním změny tohoto součinitele můžeme ovlivnit velikost svislých sil působících na dvojkolí vozidel. Pro první dvojkolí bude platit:

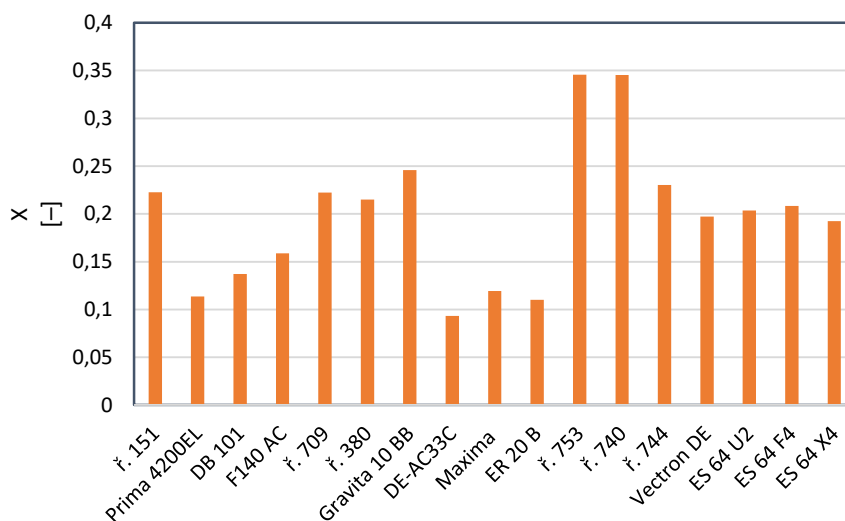
$$X = \left( \frac{h-p}{E} + \frac{p}{B} \right) \quad (61)$$



Graf 9 Bezrozměrný součinitel lokomotivy 151

### Porovnání součinitele X

Pro ukázkou z kapitoly 2.11 a hodnot z tabulky Tab. 1 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** jsem vypočítal hodnoty součinitele X u jednotlivých uvedených lokomotiv. Jak již bylo psáno výše, součinitel X používáme pro porovnání hodnot vozidel vzhledem na vliv působení sil.



Graf 10 Porovnání součinitelů X porovnávaných lokomotiv

## 2.14 Součinitel využití adhezní tíhy

Ze zdroje [1]

Pro posouzení konstrukce hnacího vozidla z hlediska adhezních podmínek slouží součinitel využití adhezní tíhy vozidla, vyjadřující poměr využitelné části celkové tíhy vozidla  $G'$  k celkové tíze vozidla  $G$ . Za předpokladu, že  $T_1 = T_2 = T_3 = T_4$  hovoříme o 1. tvar součinitele využití adhezní tíhy:

$$\eta_a = \frac{G'}{G} = \frac{F'_a}{F_{amax}} = \frac{i \cdot T'_a}{j \cdot T'_{amax}} \quad (62)$$

- $F'_a$  ..... užitečná tažná síla na mezi adheze,
- $F_{amax}$  .....ideální celková tažná síla na mezi adheze
- $T'_a$  ..... za předpokladu, že každé dvojkolí vyvíjí tažnou sílu
- $T'_{amax}$  .....užitečná tažná síla na jedno dvojkolí
- $i$  .....počet hnacích dvojkolí
- $j$  .....celkový počet dvojkolí vozidla

Veličiny  $G'$ ,  $F'_a$  a  $T'_a$  jsou smluvně vztaženy na první nejvíce odlehčené dvojkolí. Tedy jakoby nepříznivé adhezní podmínky platí pro všechna hnací dvojkolí.

V případě uspořádání se všemi dvojkolími hnacími bude  $i=j$ :

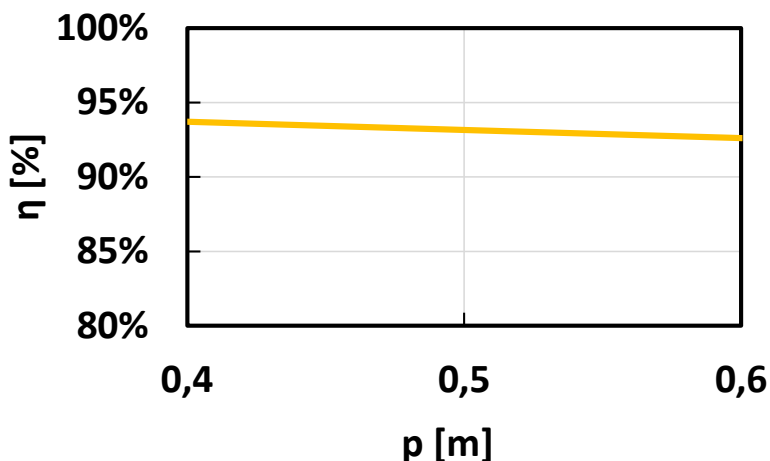
$$\eta_a = \frac{1}{1 + \mu \cdot X} \quad (63)$$

Součinitel využití adhezní síly závisí pouze na součiniteli adheze a geometrických parametrech konstrukce vozidla. [1]

Čím je  $\eta_a$  větší, tím větší tažnou sílu při dané tíze může lokomotiva vyvinout. U lokomotiv lze konstrukčním uspořádáním velikosti  $X$  měnit, a tím měnit  $\eta_a$ .

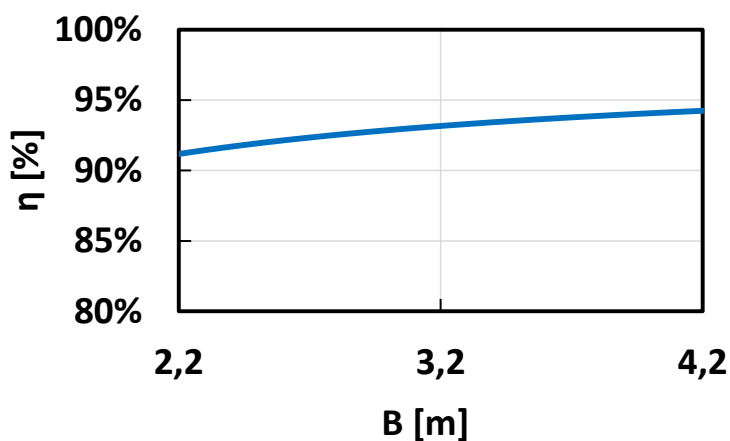
### 2.14.1 Využití adhezní tíhy

Z dalších vlivů klopného momentu, které pozorujeme, je snižování využití adhezní tíhy. V momentě, kdy dochází k nadlehčování lokomotivy, způsobuje horší přenos sil mezi kolem a kolejnicí. Budeme-li snižovat výšku přenosu tažné tíhy dle rovnice (7), bude se i zásadně zvyšovat procentuální využití síly. Graf klesá lineárně.



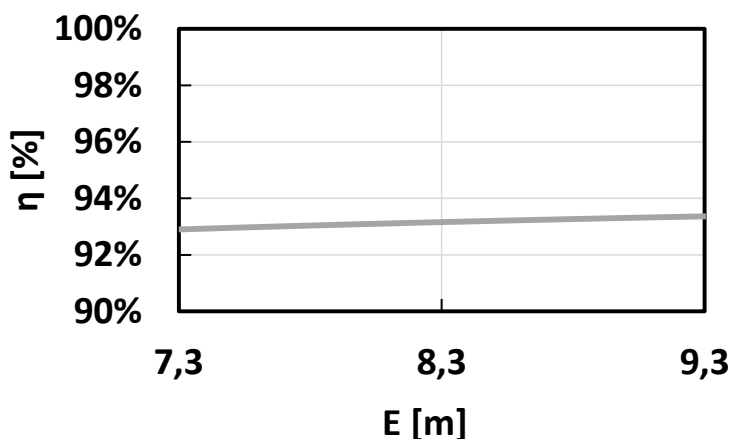
Graf 11 Využití adhezní síly se změnou výšky přenosu tažné tíhy pro lokomotivu 151

Zmenšíme-li rozvor podvozku vozidla, využití tažné síly se zásadně zmenší. Při lokomotivě řady 151, pokud snížíme rozvor podvozku až na 2,2 m, budeme už na procentech 89 %.



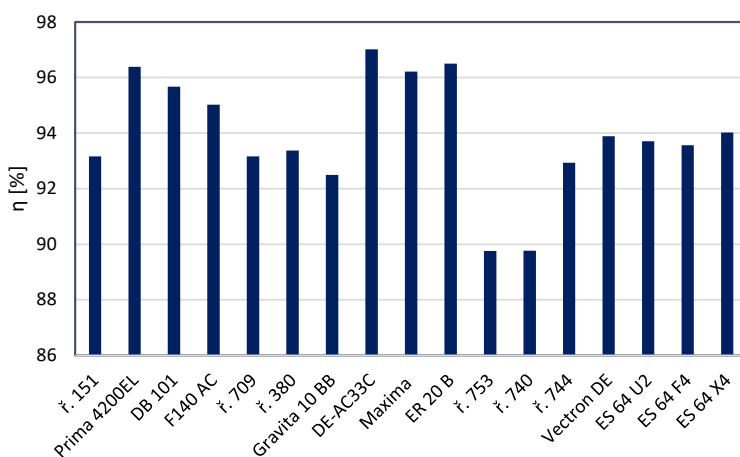
Graf 12 Využití adhezní tíhy se změnou rozvoru podvozku pro lokomotivu 151

Zmenšení vzdálenosti otočných čepů způsobí zmenšení využití adhezní síly. Nicméně, když zmenšíme vzdálenost i o několik metrů, bude projev pouze v jednotkách procent. Například, když snížíme délku 8,3 na 7,3 m, bude využití síly zmenšeno o 0,3 %.



Graf 13 Využití adhezní tíhy se změnou vzdálenosti otočných čepů

Porovnáme-li vozidla použitá při výpočtech odlehčení na grafu Graf 14, můžeme je porovnat vzhledem k využití adhezní tíhy na těchto vozidlech.

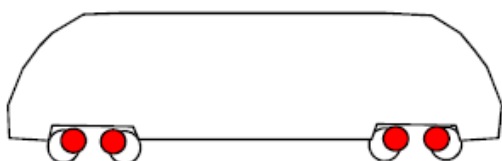


Graf 14 Využití adhezní tíhy na jednotlivých vozidlech

## 2.15 Vliv typu pohonu na využití adhezní tíhy

Na součinitely využití adhezní tíhy závisí, o jaký typ pohonu (individuální, skupinový) se jedná. Mezi pohonem a dvojkolím existuje kinematická vazba. Dvojkolí jsou vázána vzájemně vždy ve skupině v jednom podvozku. Ústřední pohon se v dnešní době nepoužívá.

Existují tedy typy pohonu:



Obr. 25 Individuální pohon dvojkolí [7]



Obr. 26 Skupinový pohon dvojkolí [7]

Při individuálním pohonu dvojkolí je každé dvojkolí poháněno samostatným strojem s možností individuální regulace. Typickým příkladem jsou hnací vozidla elektrické trakce, kde hnacím strojem je elektrický trakční motor. Lze konstatovat, že tento způsob pohonu převládá u podvozkových elektrických lokomotiv pro své výhody: jednoduchost, možnost individuální regulace dvojkolí, úspora prostoru skříně vozidla, umožnění podvozkového uspořádání vozidla bez omezení.[1]

Pro individuální pohon platí, že díky oddělené regulaci lze regulovat na každém dvojkolí krouticí moment podle vzniklých skluzových podmínek, tak, aby se jejich úhlové rychlosti rovnaly.

Při skupinovém pohonu jsou dvojkolí téhož podvozku poháněna společným zdrojem kroutícího momentu. V případě elektrických lokomotiv nebo elektrických lokomotiv s přenosem výkonu se jedná o společný trakční motor a je mechanicky vázána dvojkolí např. kloubovými hřídeli nebo ozubeným převodem. V případě motorových lokomotiv s neelektrickým přenosem výkonu jsou dvojkolí jednoho podvozku poháněna kloubovými hřídeli např. společné hydrodynamické převodovky (Maxima). [1]

Pro skupinový pohon platí:

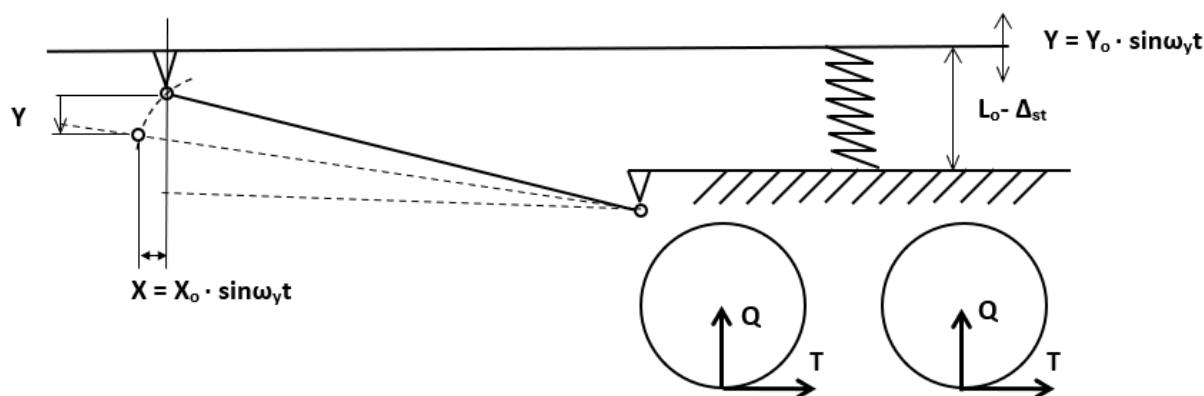
$$\omega_1 = \omega_2 \quad \omega_3 = \omega_4 \quad (64)$$

Součinitel využití adhezní tíhy je jedna z jakostních veličin lokomotiv. Čím vyšší je  $\eta$ , tím větší tažnou sílu při dané tíze může lokomotiva vyvinout.[8]

Prakticky v dnešní době v případě skupinového pohonu jsou spřažena dvě dvojkolí, jestliže na jednom z nich je pravděpodobnost vzniku prokluzu větší a jestli je spojené s dalším dvojkolím, prokluz nenastane. U individuálního pohonu při znalosti adhezních zákonitostí (adhezních křivek) je instalován protiskluzový algoritmus. Např. u automobilů ASR. Elektronika hlídá každé dvojkolí zvlášť. Existuje přelévání výkonu, když u jednoho motoru algoritmus řídící napětí sníží, sníží se tím i krouticí moment a u ostatních se krouticí moment zvýší. U individuálního pohonu se reguluje každé dvojkolí zvlášť, ale v praxi se reguluje po skupinách.

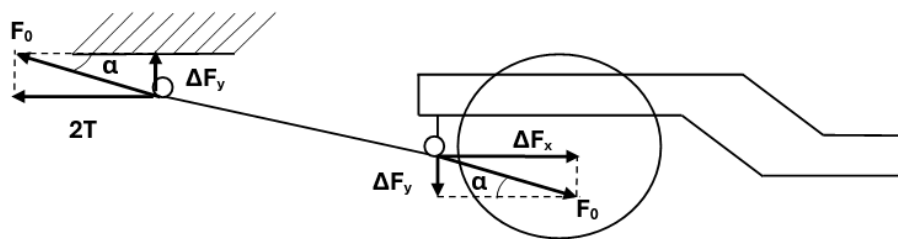
## **2.16 Silový rozbor šikmých tyčí**

Jako další možnost spojení skříně s podvozkem je pomocí šikmých tyčí. Šikmé tyče pomáhají omezit klopný moment v podvozku. Nevýhodou ovšem zůstává jejich dynamický pohyb, který při jízdě vzniká a vnáší do soustavy nepříjemnou harmonickou funkci. Vliv podélného kmitání působí na pohon lokomotivy.



Obr. 27 Schéma pohybů šikmé tyče

Tažná síla působící na tyč v ose x začne působit na osu šikmé tyče, která se musí dimenzovat na působení této síly. Vektrově v ose y se ještě projeví svislá síla. Šikmá tyč je binární člen, proto působení sil se v nižší části uchycení šikmé tyče o rám podvozku rozloží, jak je níže na obrázku.



Obr. 28 Silový rozbor šikmé tyče

$$\Delta F_x = 2T \quad (65)$$

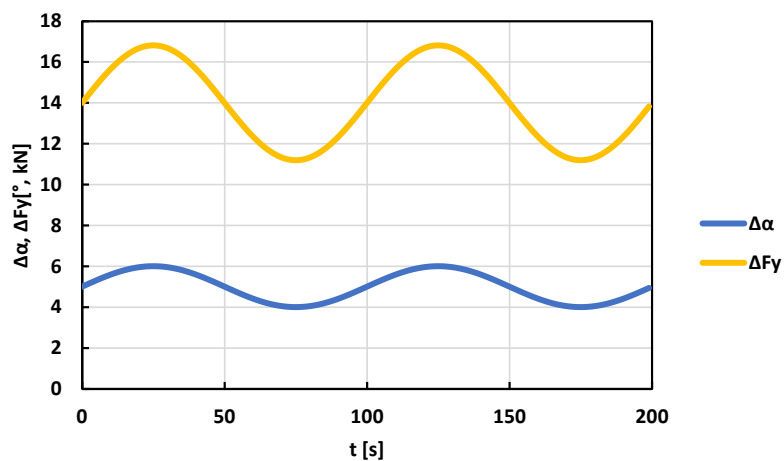
$$\Delta F_y = \Delta F_x \cdot \tan \alpha \quad (66)$$

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta \alpha \sin \omega_y t \quad (67)$$

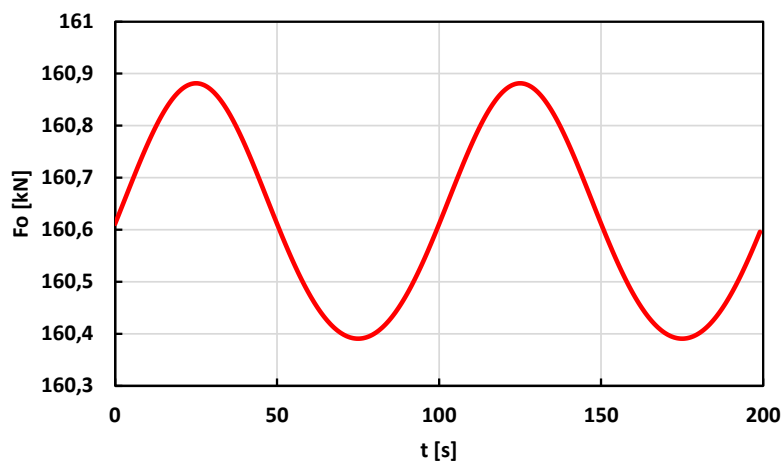
$$F_0 = \frac{F_x}{\cos \alpha} \quad (68)$$

Jediná síla, které kmitá je síla  $\Delta F_y$ .  $\Delta F_x$  je akční síla vyvolaná tažnou silou.  $F_0$  je síla v ose tyče.  $\alpha_0$  základní úhel, o který je pootočená tyč od osy x.  $\Delta \alpha$  úhel změněný vlivem dynamiky jízdy.

Zvolený  $F_0$  pro příklad je 160 kN,  $\alpha_0 = 5^\circ$ ,  $\Delta \alpha = 1^\circ$  a  $f = 1$  Hz.



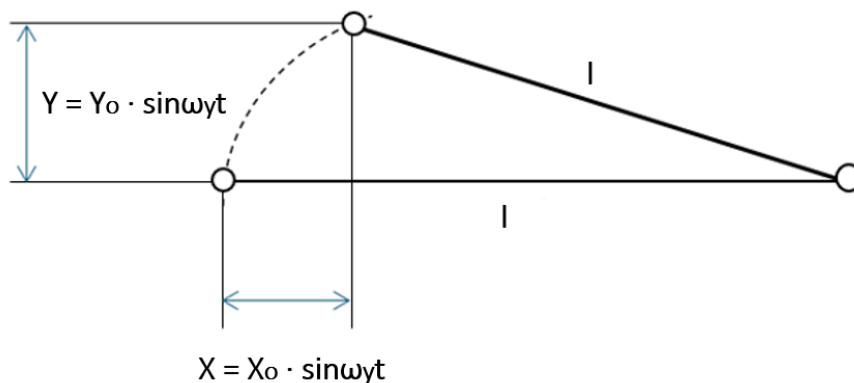
Graf 15 Změna úhlu a šikmé síly šikmé tyče



Graf 16 Změna působení síly v ose tyče

## 2.17 Vliv vodorovného kmitání šikmých tyčí

Během svislého kmitání šikmých tyčí dochází vlivem geometrie tyče i nechtěnému vodorovnému kmitání. Vodorovné kmitání má vliv na pohon motoru. Tyč se nepohybuje jen po ose svislé, ale i vodorovné, vlivem kruhového pohybu.



Obr. 29 Schéma k určení pohybu šikmé tyče v ose x

Abychom jednoduše dostali pohyb tyče ve vodorovné ose X, musíme jej vypočítat následovně:

$$X_0 = l - (l \cdot \sin \alpha) \quad (69)$$

Pro průběh s časovou složkou změny vodorovného kmitání potřebujeme následující vztah:

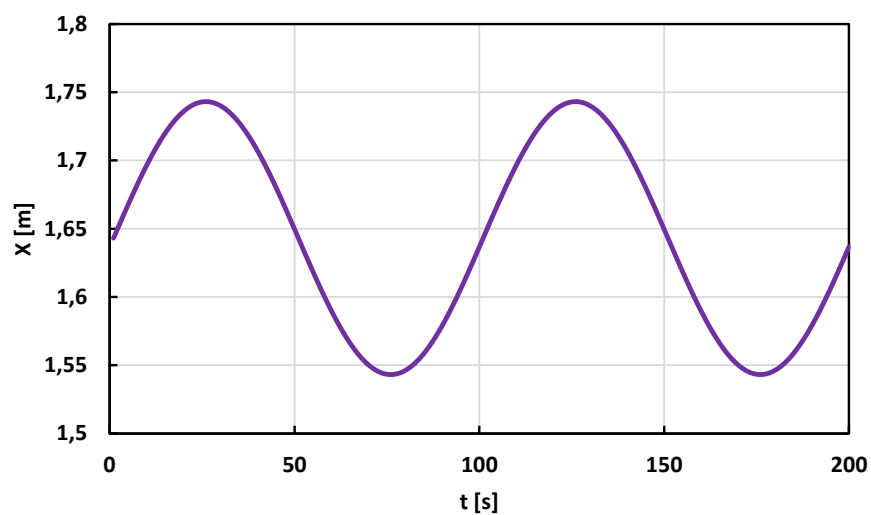
$$X = X_0 + \Delta X \sin \omega_y t \quad (70)$$

X ... Vzdálenost pohybu ve vodorovné ose

$X_0$  ... Počáteční vychýlení šikmé tyče ve vodorovné ose

$\Delta X$  .. Amplituda vychýlení ve vodorovné ose

$\omega_y$  ... Úhlová rychlost



Obr. 30 kmitání šikmé tyče

## Závěr

V prvé řadě práce popisuje technické řešení spojení skříně hnacího vozidla s podvozkem. Možné řešení jsou tedy plochá torna, otočný čep, šikmé tyče a ojníčkový mechanismus. Z těchto je nejpoužívanější otočný čep pro jeho jednoduchost, cenu a v dnešní době neustále zlepšovanou výpočetní technikou, která sama dokáže regulovat el. motory. Oproti tomu ojníčkový mechanismus je zajímavou alternativou, ale zato složitě a prostorově náročné řešení. Plochá torna má problém s bezpečností proti vykolejení a větší potřebou mazání. V dnešní době nahrazené otočnými čepy. Šikmé tyče skvěle zvládají odstranění vlivu klopného momentu, ale přináší do soustavy vlivem jízdy nechtěnou harmonickou složku.

V druhé části se práce zabírala vlivem klopného momentu na zatížení dvojkolí vozidla. V práci je ukázáno řešení tohoto momentu pro dvounápravové a čtyřnápravové vozidlo s podvozkem. Bylo zjištěno, že největší vliv na odlehčení způsobené technickými parametry vozidla má výška bodu přenosu tažné síly. Po výšce bodu přenosu už největší vliv má rozvor podvozku. Nicméně nedosahuje takových značných velkých změn zatížení jako u výšky bodu tažné síly. Poté pokračovala ukázka ovlivnění odlehčení změnou více parametrů vozidla naráz. Následovala hlavní část, ukázání a porovnání působení klopného momentu na jednotlivých typech vozidel. Zajímavostí této části je ukázání, jak odlehčení působí u různých výrobců nebo typů vozidel. Kuriozitou může být rozdíl mezi dvounápravovým, čtyřnápravovým nebo šestnápravovým vozidlem. Lokomotiva 151 dosahuje maximálnímu odlehčení – 12 %. Alstom Prima dosahuje větší tažné síly, tedy možnému většímu klopnému momentu. Šestinápravová vozidla dosahují nejvyšších tažných sil, tak i momentu s kombinací dlouhou vzdáleností otočných čepů. Nicméně dosahují značných hmotností, tedy vliv odlehčení má menší vliv. Následuje ukázání využití adhezní tíhy opět obecně se změnou parametrů a na jednotlivých typech vozidel ve výsledném grafu. Nejlépe vychází lokomotiva DE-AC33C s 97 % využití tíhy.

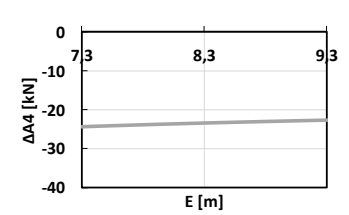
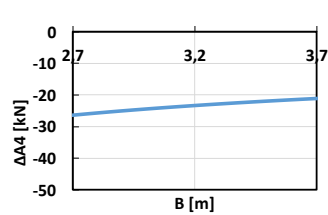
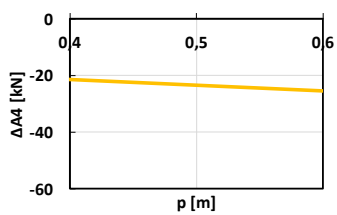
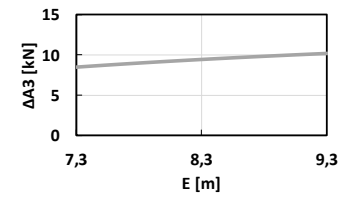
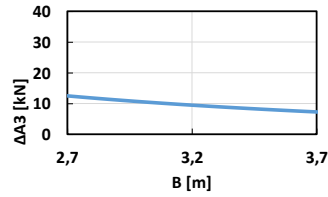
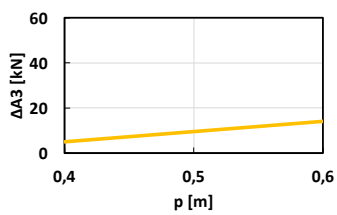
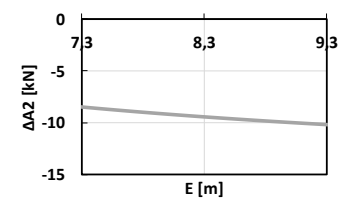
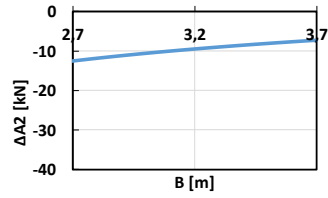
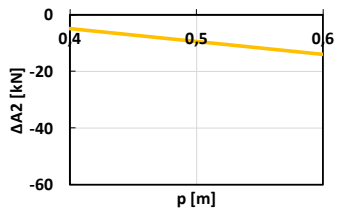
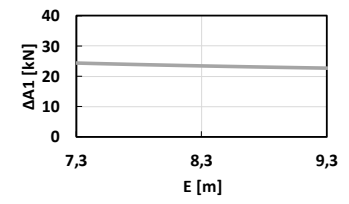
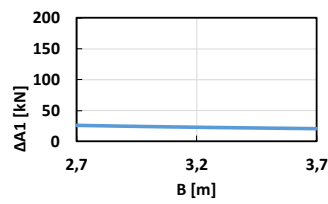
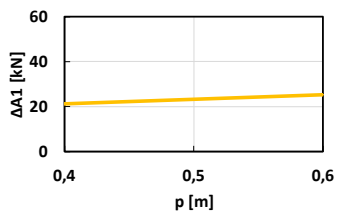
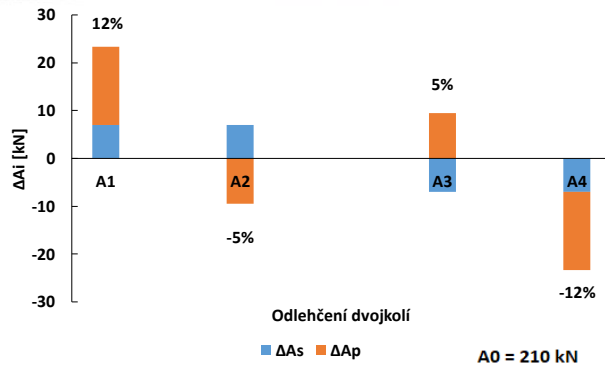
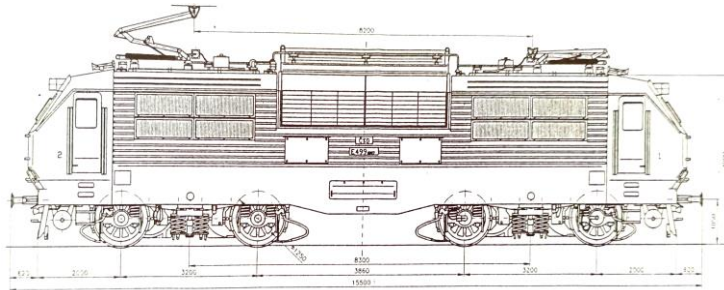
## Literatura

- [1] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [2] NEJEPSA, Robert. *Změny nápravových tlaků lokomotiv a motorových vozů typu Bo'Bo'*. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1953.
- [3] HELLER, Petr a DOSTÁL, Josef. *Kolejová vozidla II*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [4] ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II – pojezd*. Praha: České vysoké učení technické, 1991.
- [5] KOLÁŘ, Josef a ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II*. Praha: České vysoké učení technické, 1986.
- [6] POHL, Rudolf a NOVOTNÝ, Ctirad. *Železniční vozidla: dopravní prostředky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02622-1.
- [7] Studijních materiálu doc. Michaela Laty
- [8] NEJEPSA, Robert a ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II*. Praha: České vysoké učení technické, 1986.

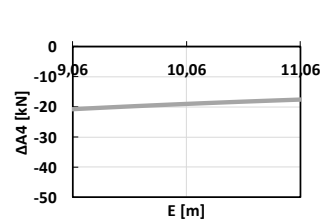
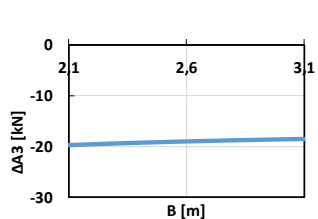
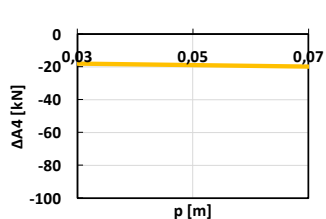
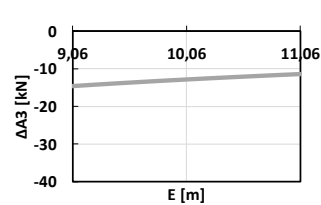
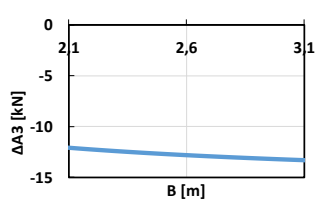
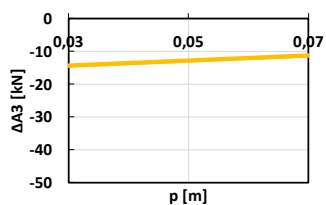
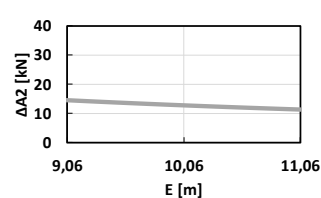
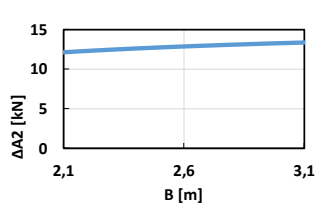
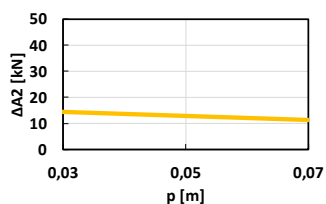
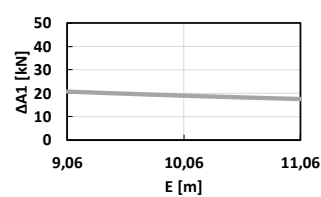
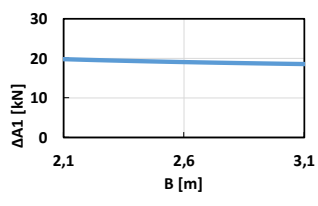
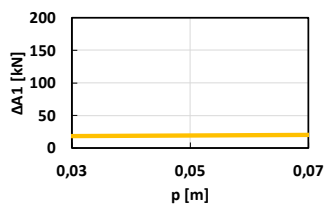
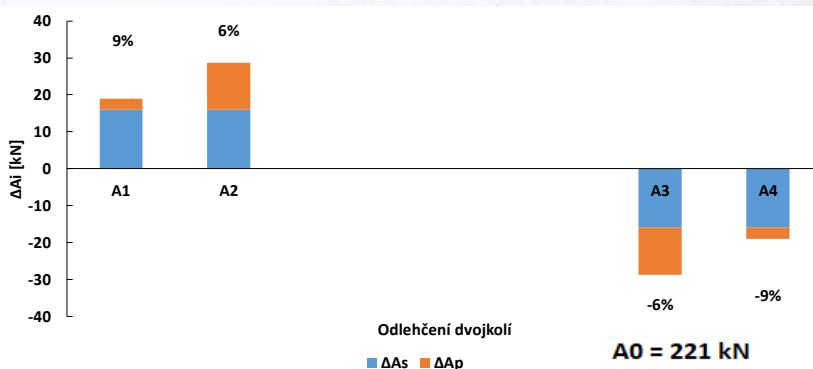
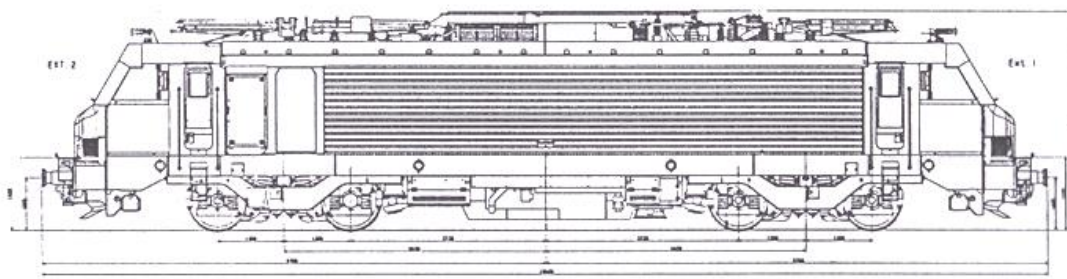
## **Seznam příloh**

Příloha 1 Odlehčení lokomotiva ř. 151 .....	53
Příloha 2 Odlehčení lokomotiva Prima 4200EL.....	54
Příloha 3 Odlehčení lokomotiva DB 101.....	55
Příloha 4 Odlehčení lokomotiva F140 AC .....	56
Příloha 5 Odlehčení lokomotiva ř. 709.....	57
Příloha 6 Odlehčení lokomotiva ř. 380.....	58
Příloha 7 Odlehčení lokomotiva Gravita 10 BB.....	59
Příloha 8 Odlehčení lokomotiva DE-AC33C .....	60
Příloha 9 Odlehčení lokomotiva Maxima.....	61
Příloha 10 Odlehčení lokomotiva ER 20 B .....	62
Příloha 11 Odlehčení lokomotiva ř. 753.....	63
Příloha 12 Odlehčení lokomotiva ř. 740.....	64
Příloha 13 Odlehčení lokomotiva ř. 744.....	65
Příloha 14 Odlehčení lokomotiva Vectron DE.....	66
Příloha 15 Odlehčení lokomotiva ES 64 U2.....	67
Příloha 16 Odlehčení lokomotiva ES 64 F4 .....	68
Příloha 17 Odlehčení lokomotiva ES 64 X4.....	69

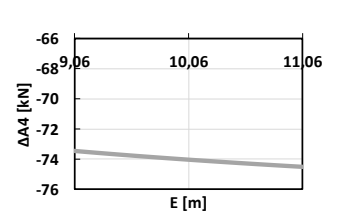
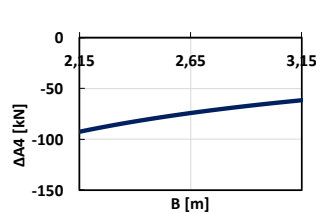
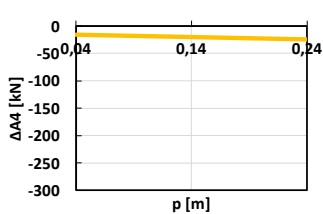
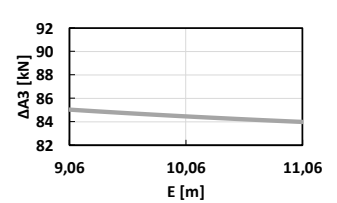
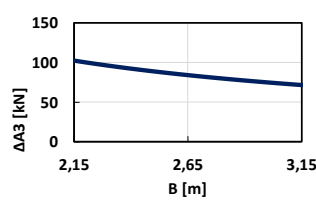
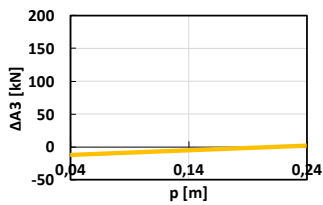
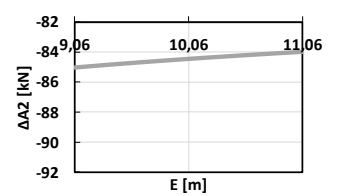
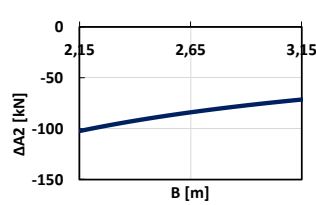
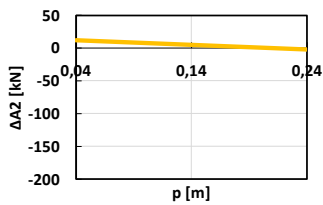
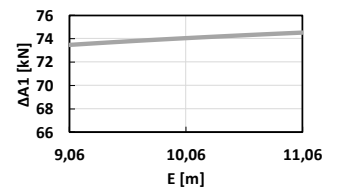
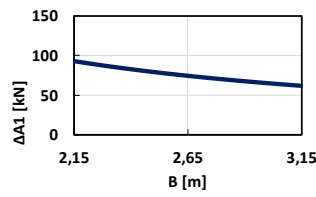
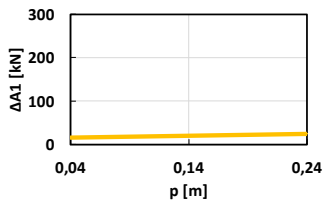
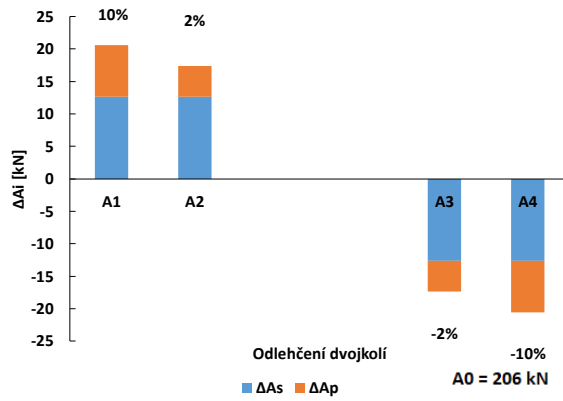
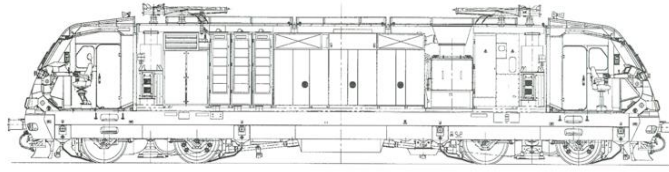
## Příloha 1 Odlehčení lokomotiva ř. 151



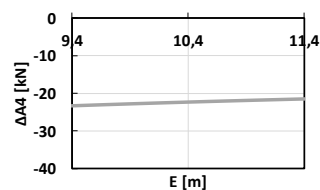
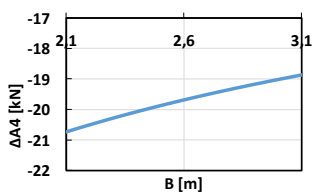
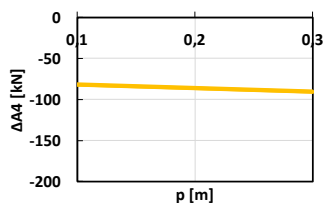
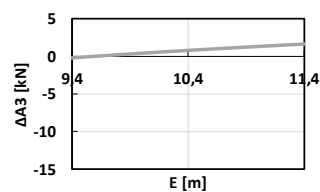
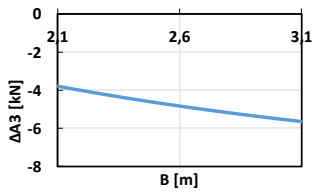
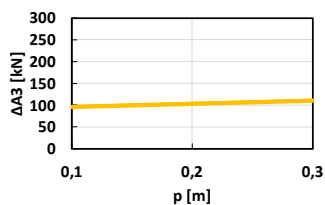
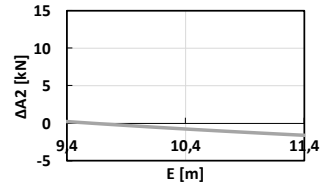
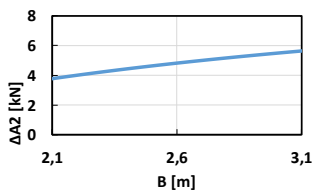
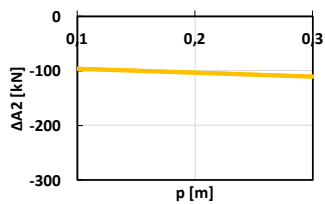
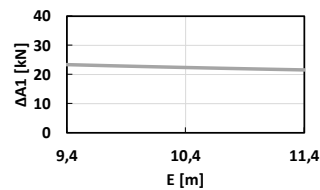
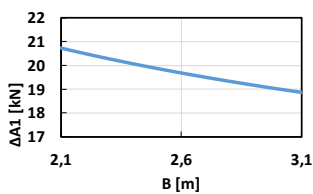
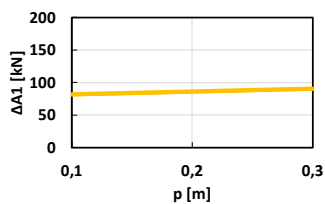
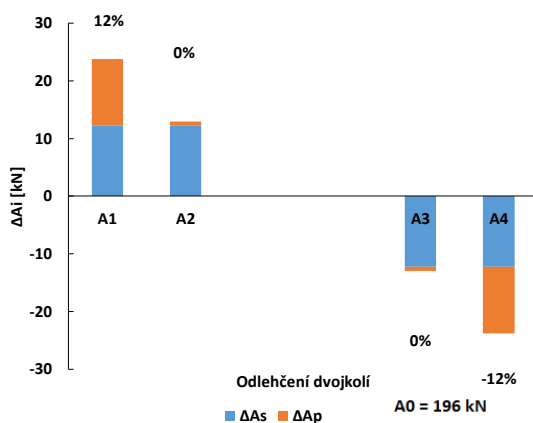
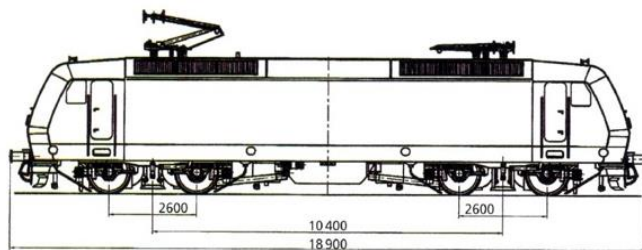
## Příloha 2 Odlehčení lokomotiva Prima 4200EL



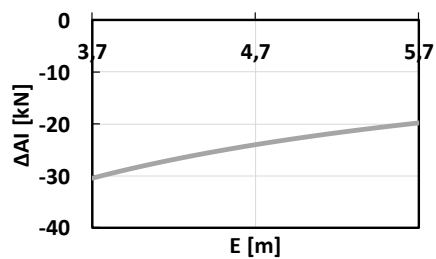
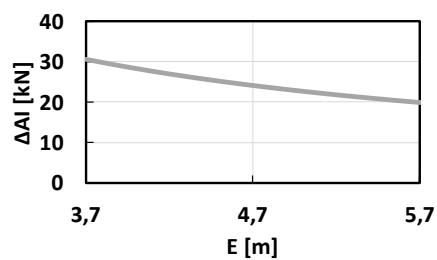
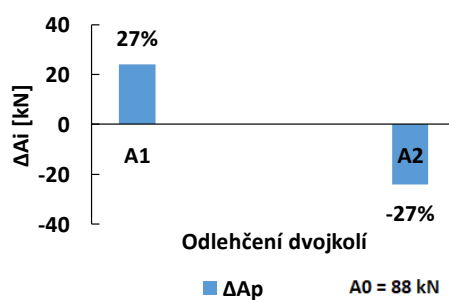
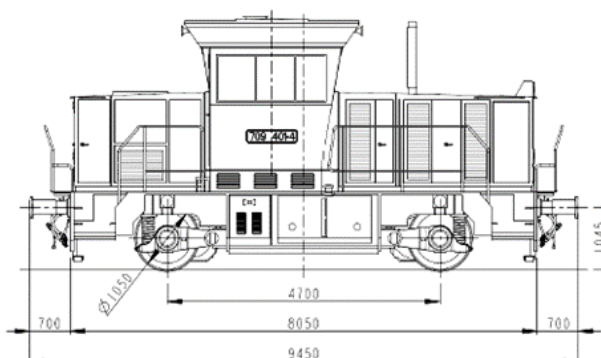
## Příloha 3 Odlehčení lokomotiva DB 101



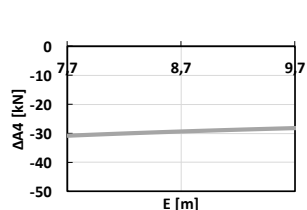
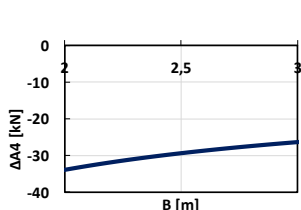
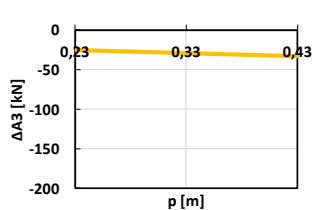
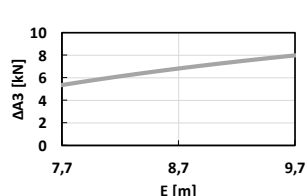
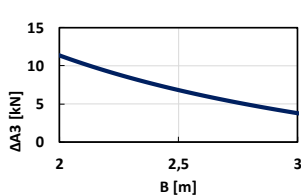
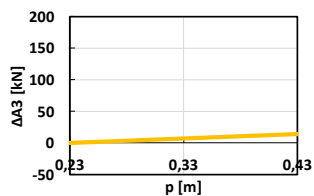
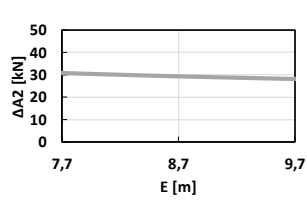
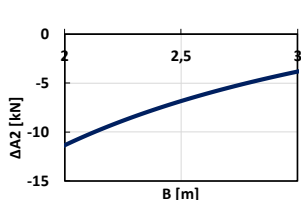
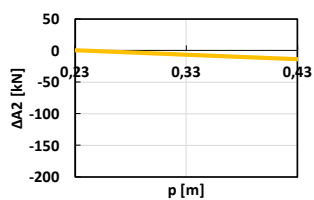
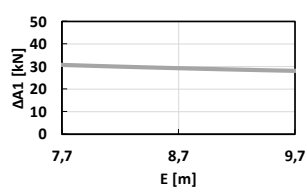
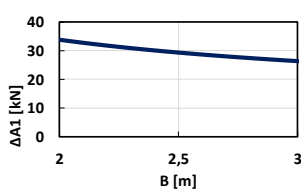
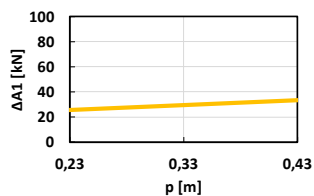
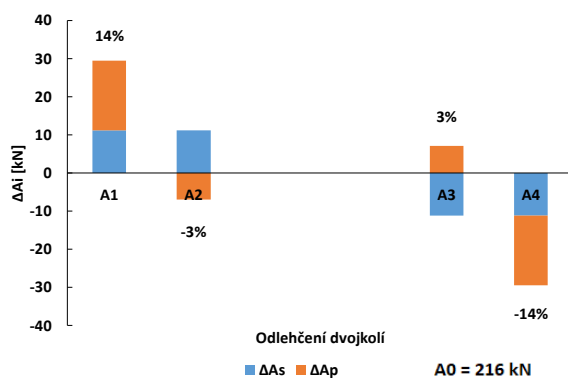
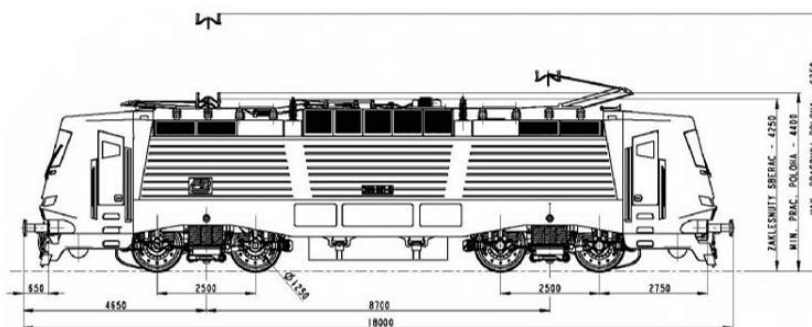
## Příloha 4 Odlehčení lokomotiva F140 AC



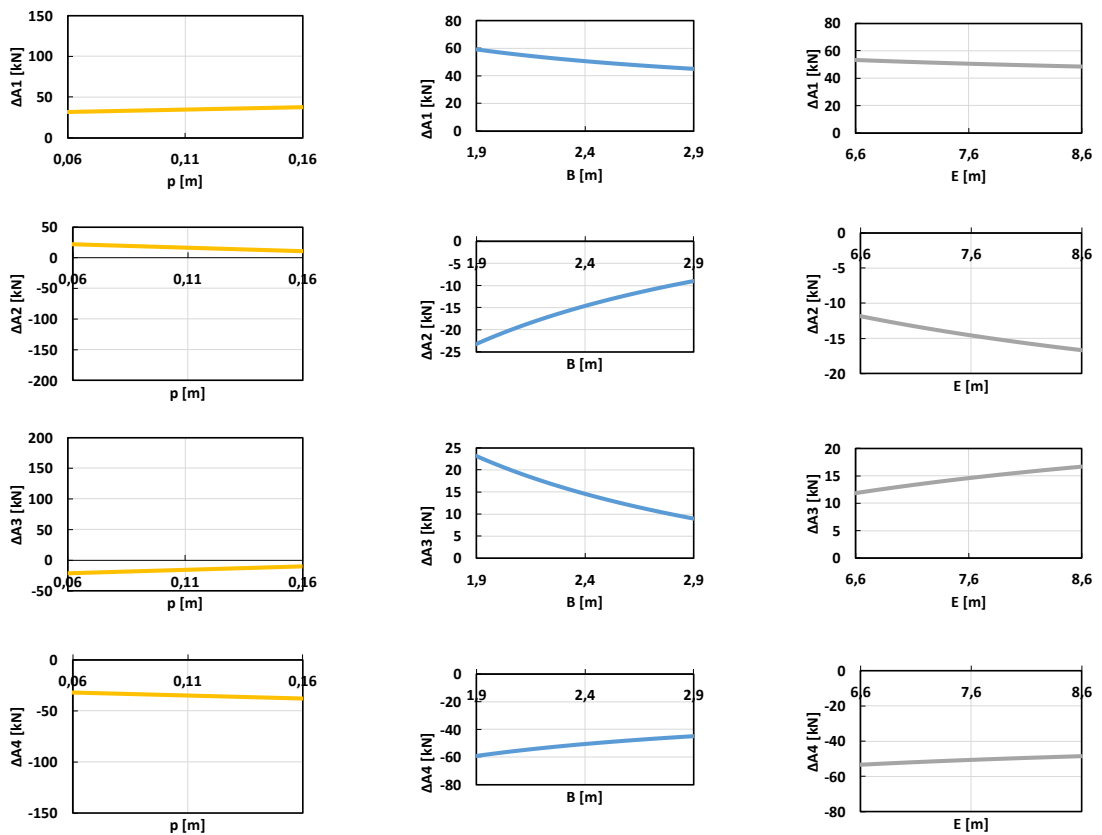
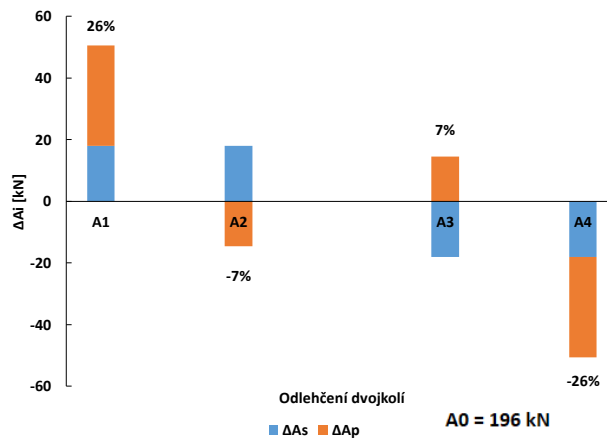
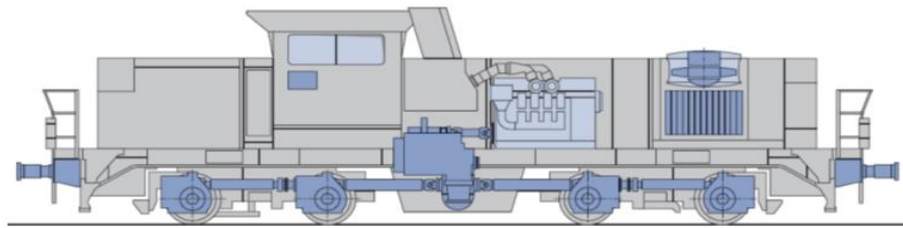
## Příloha 5 Odlehčení lokomotiva ř. 709



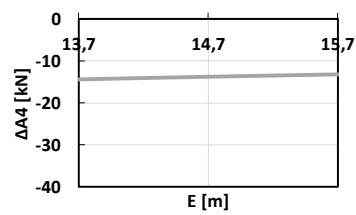
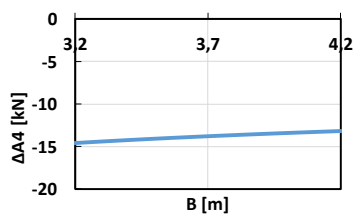
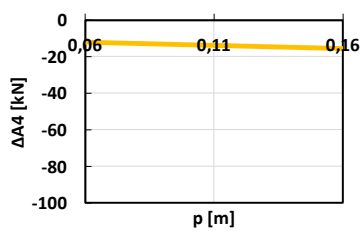
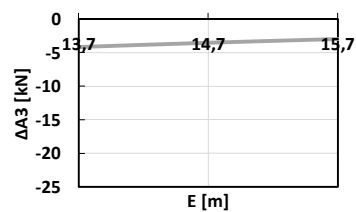
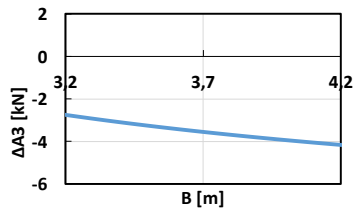
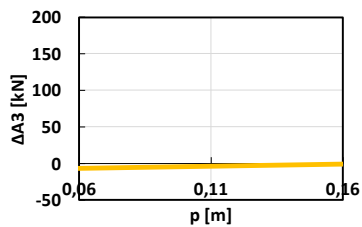
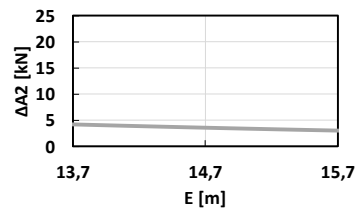
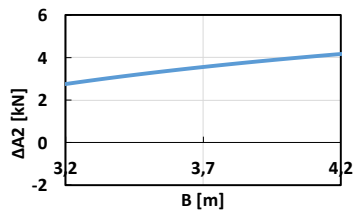
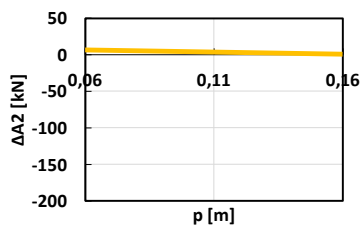
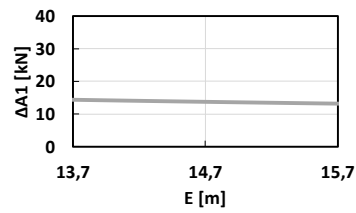
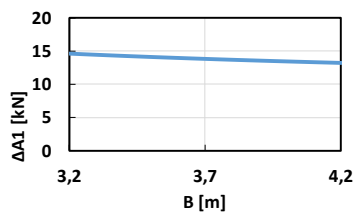
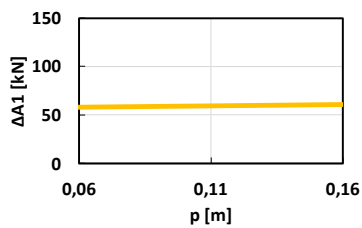
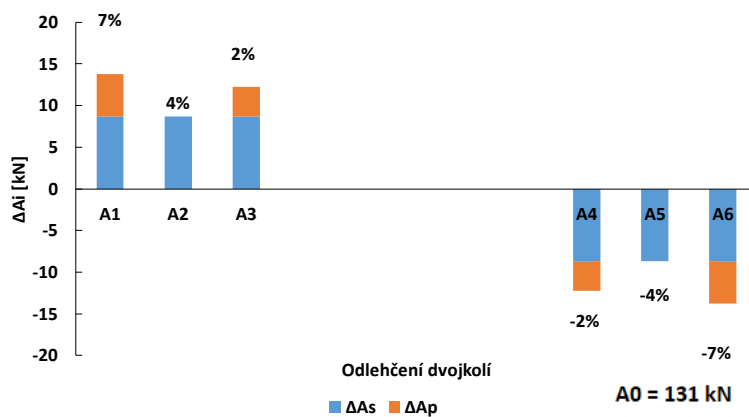
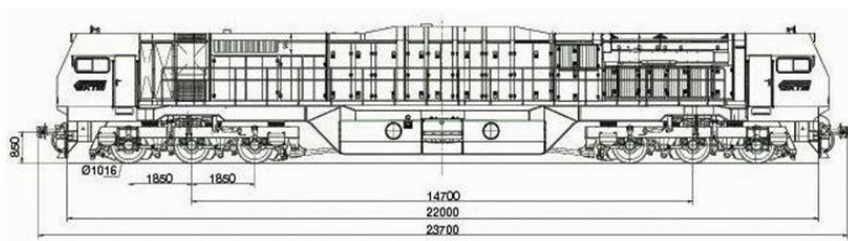
# Příloha 6 Odlehčení lokomotiva ř. 380



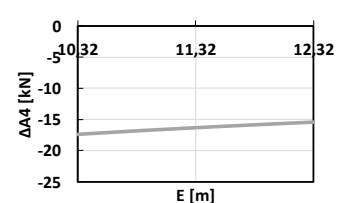
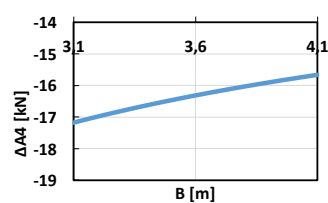
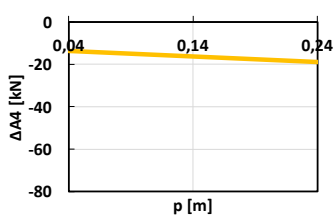
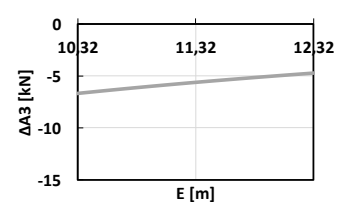
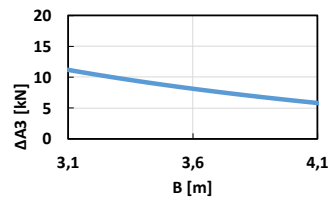
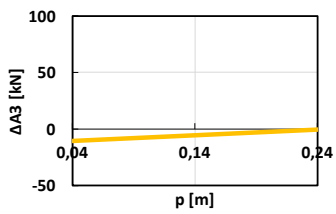
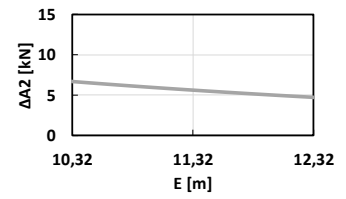
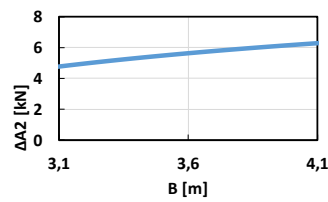
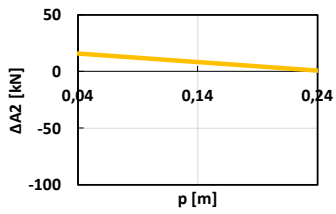
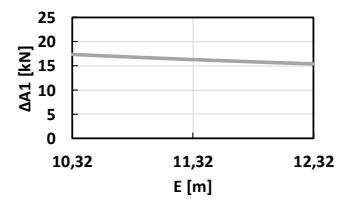
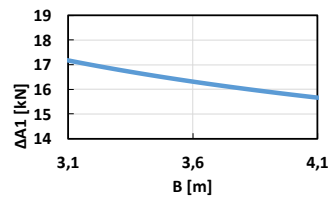
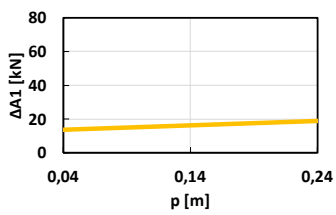
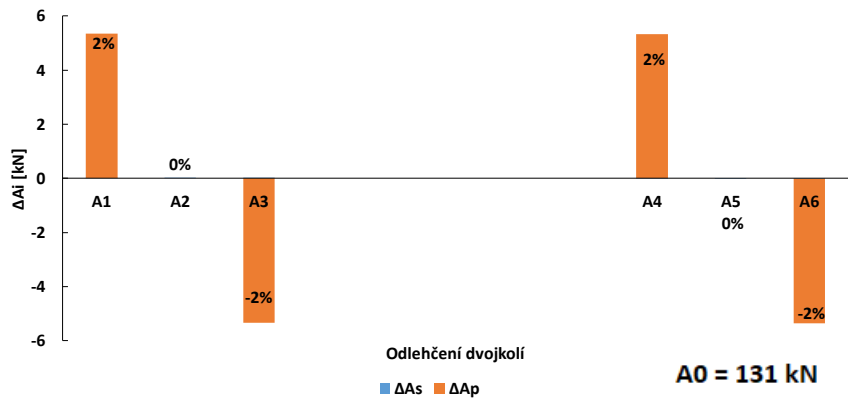
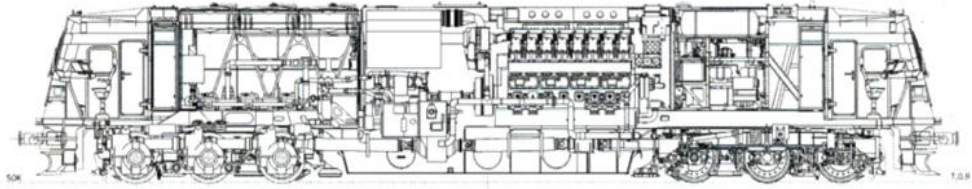
## Příloha 7 Odlehčení lokomotiva Gravita 10 BB



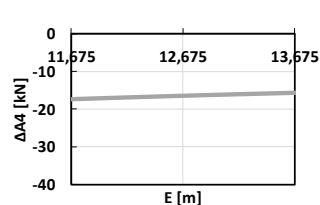
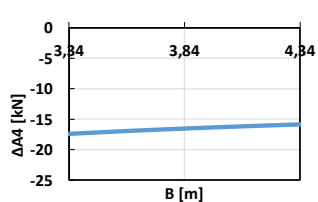
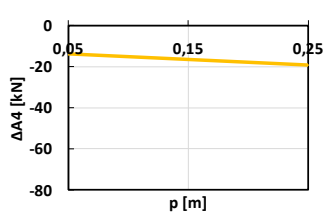
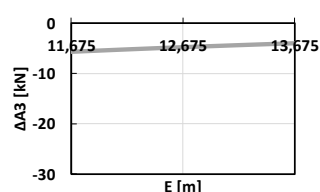
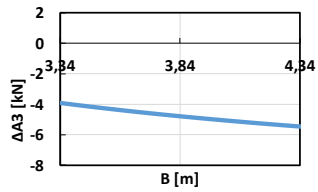
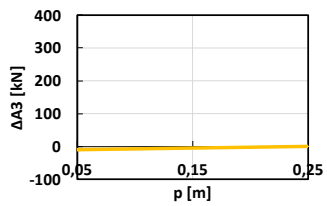
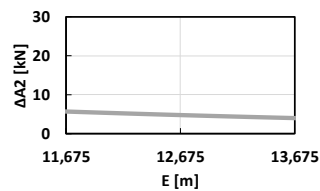
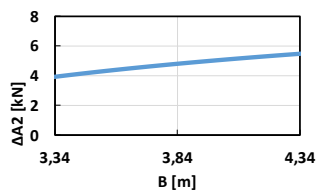
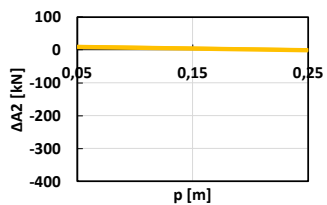
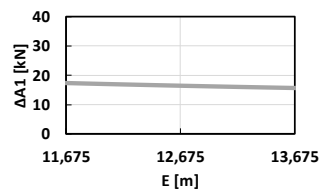
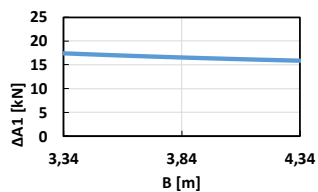
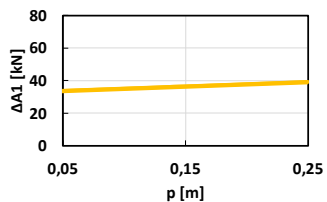
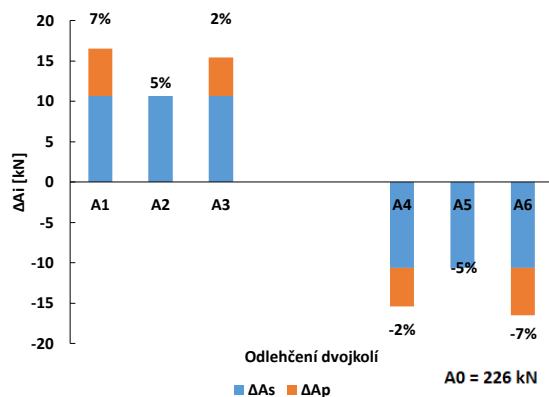
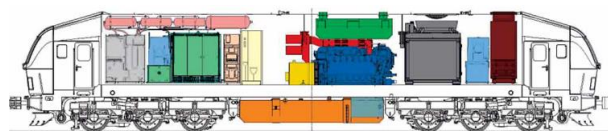
## Příloha 8 Odlehčení lokomotiva DE-AC33C



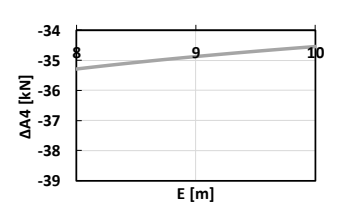
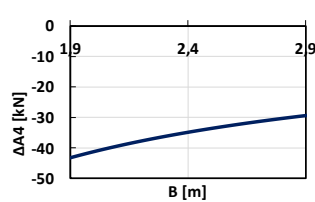
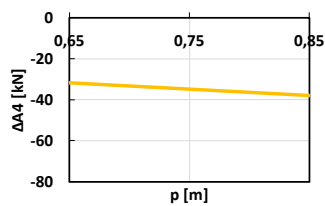
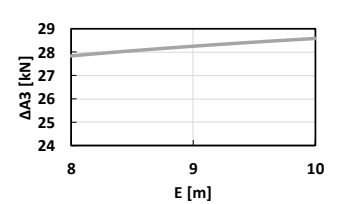
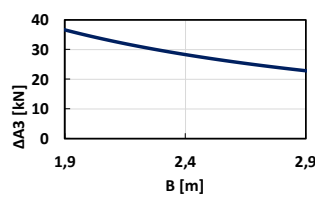
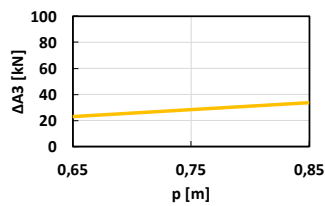
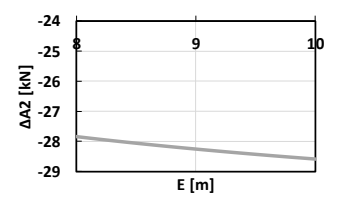
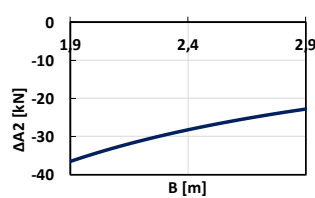
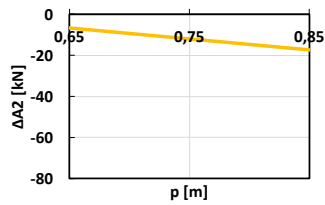
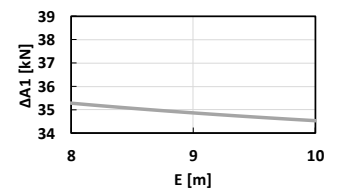
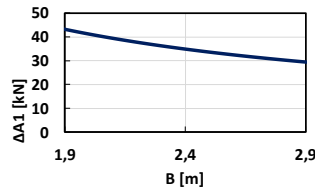
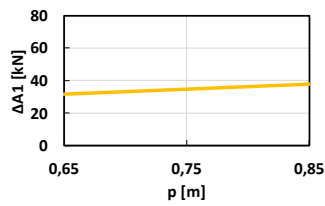
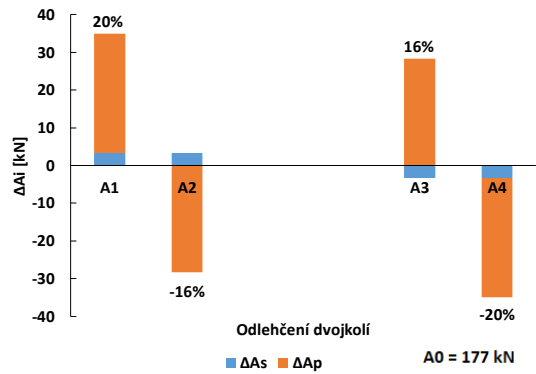
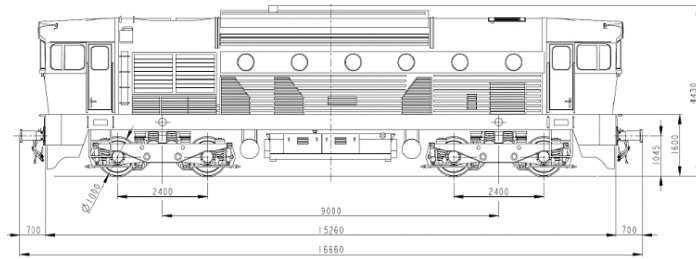
## Příloha 9 Odlehčení lokomotiva Maxima



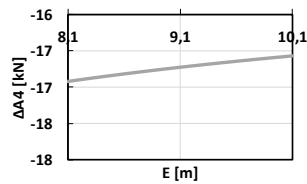
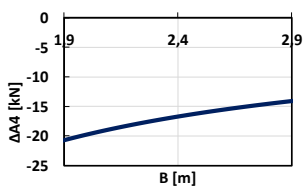
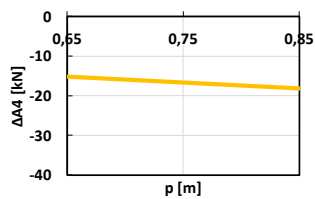
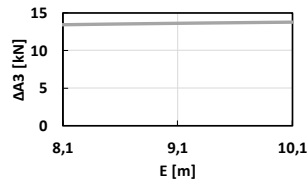
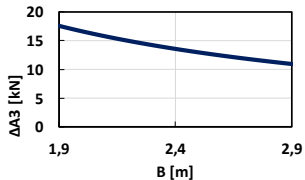
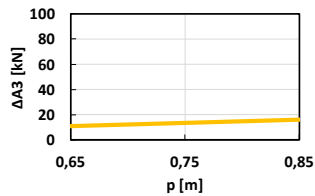
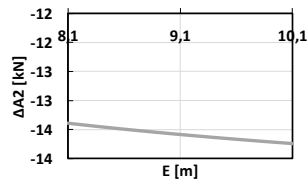
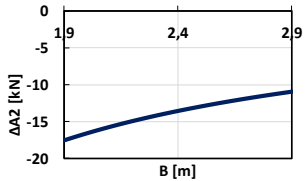
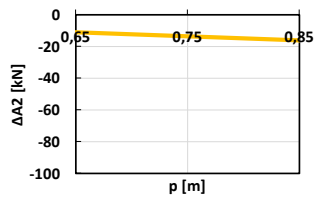
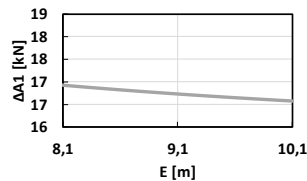
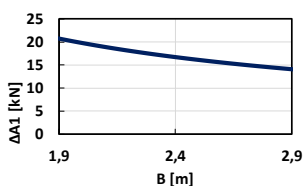
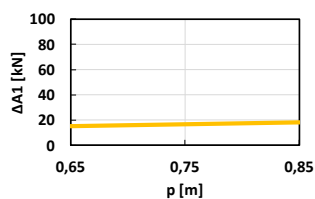
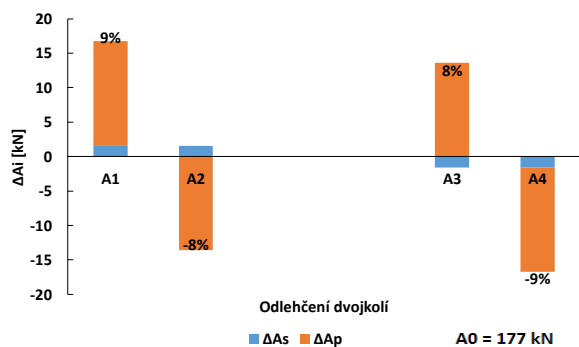
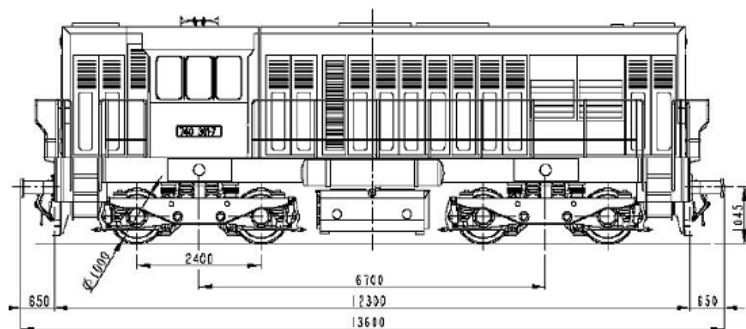
## Příloha 10 Odlehčení lokomotiva ER 20 B



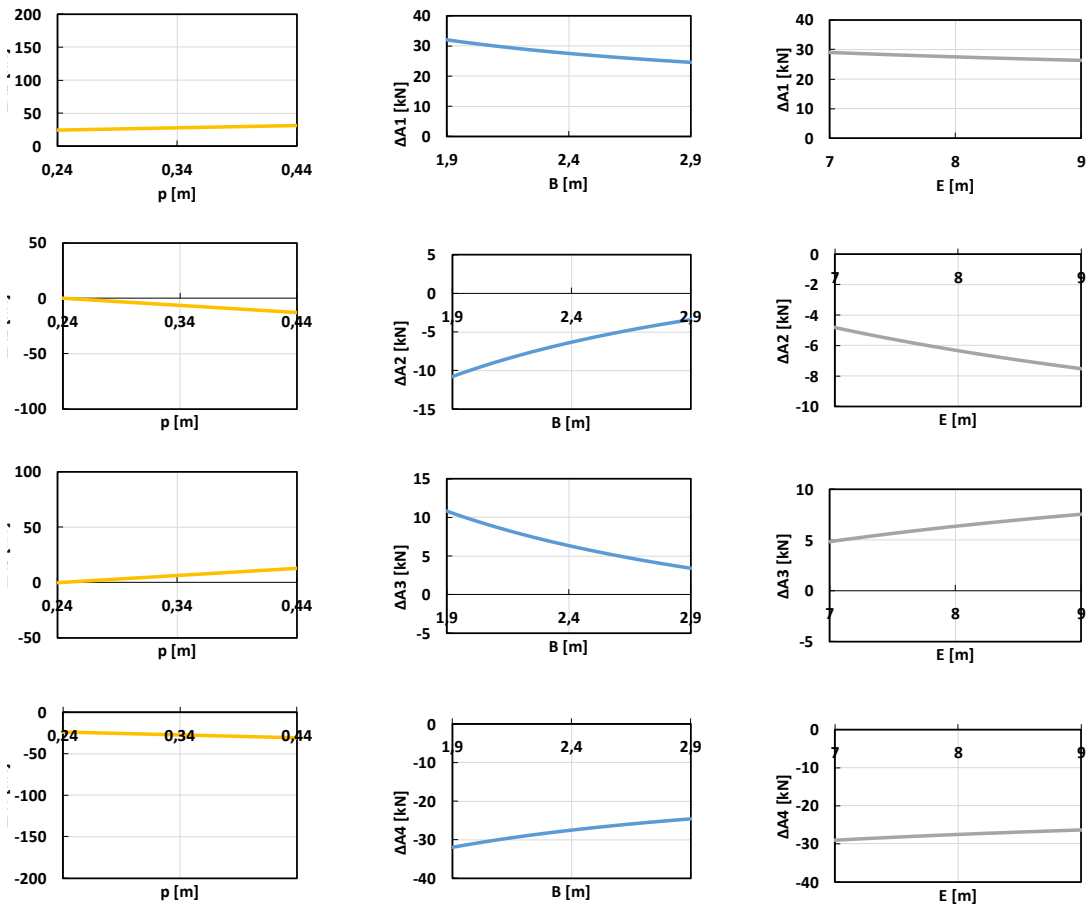
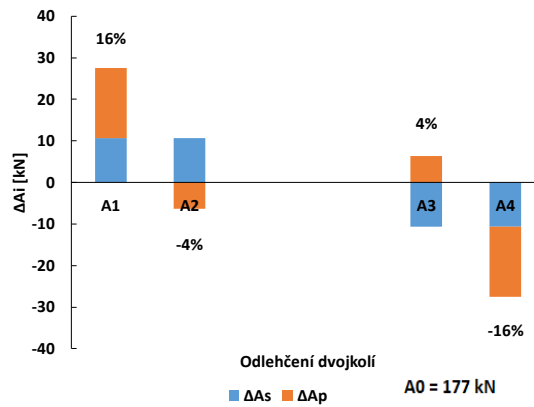
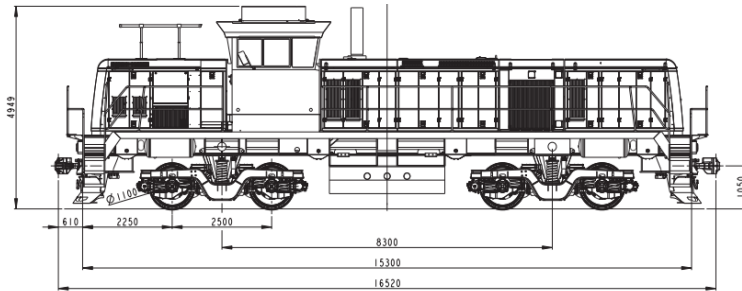
## Příloha 11 Odlehčení lokomotiva ř. 753



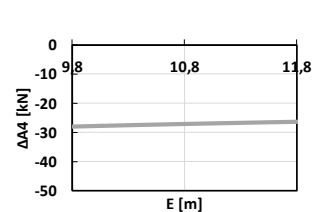
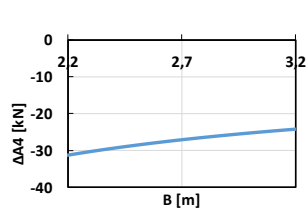
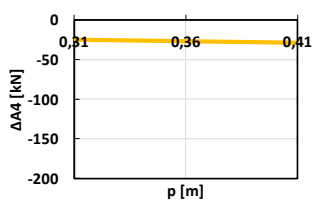
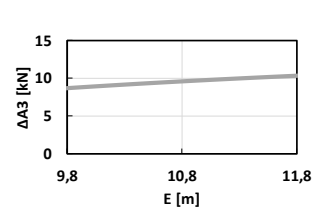
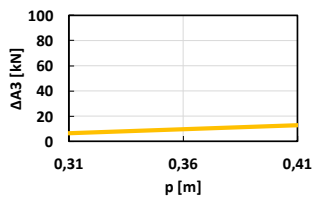
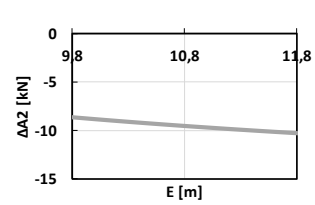
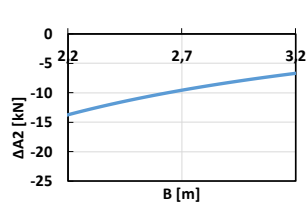
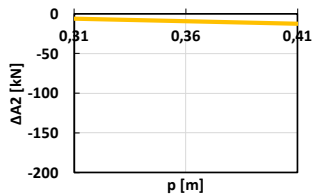
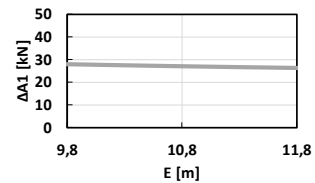
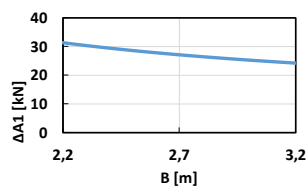
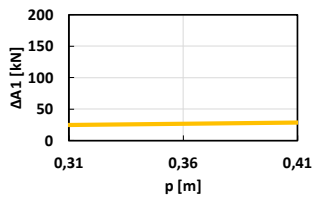
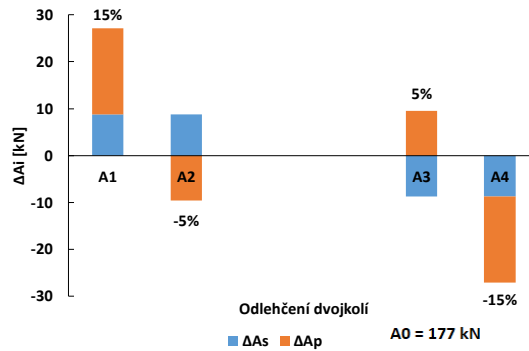
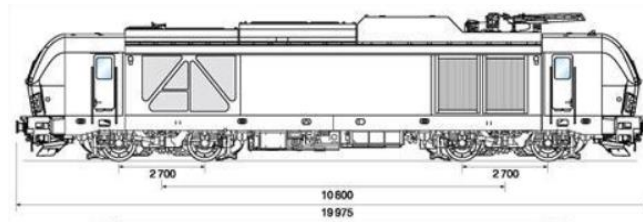
## Příloha 12 Odlehčení lokomotiva ř. 740



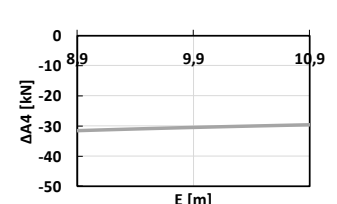
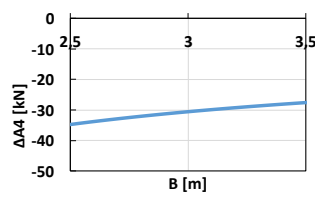
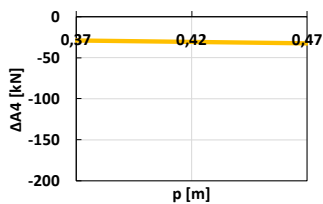
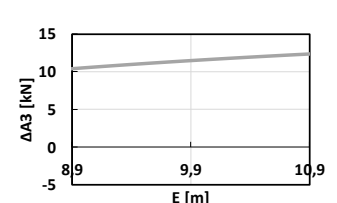
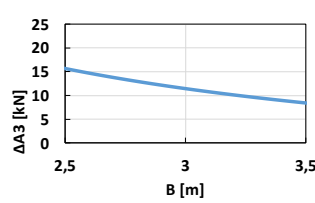
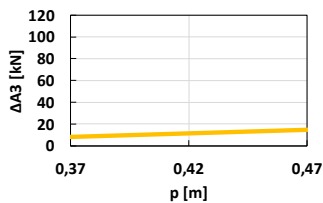
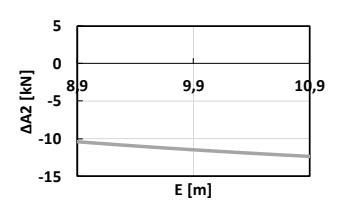
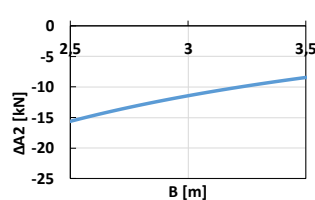
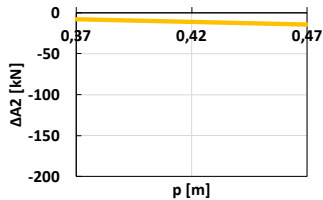
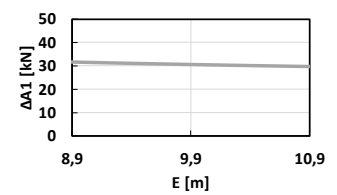
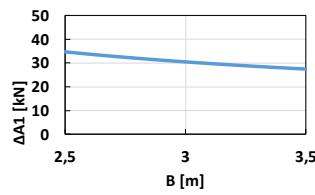
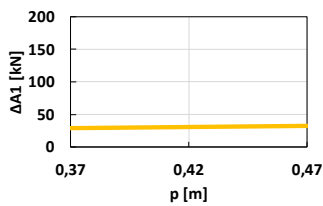
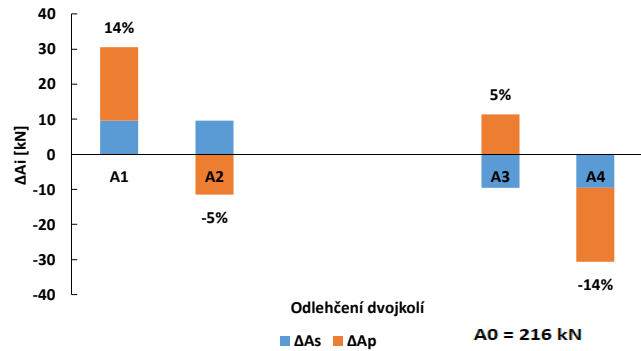
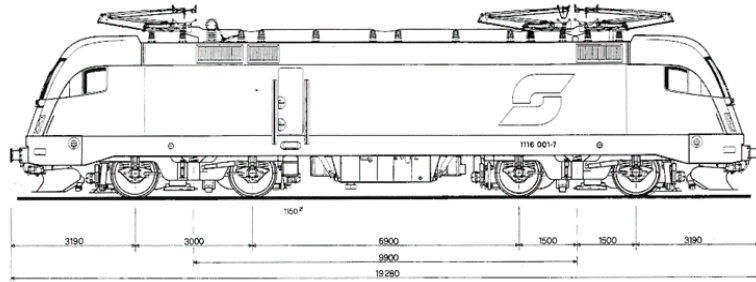
## Příloha 13 Odlehčení lokomotiva ř. 744



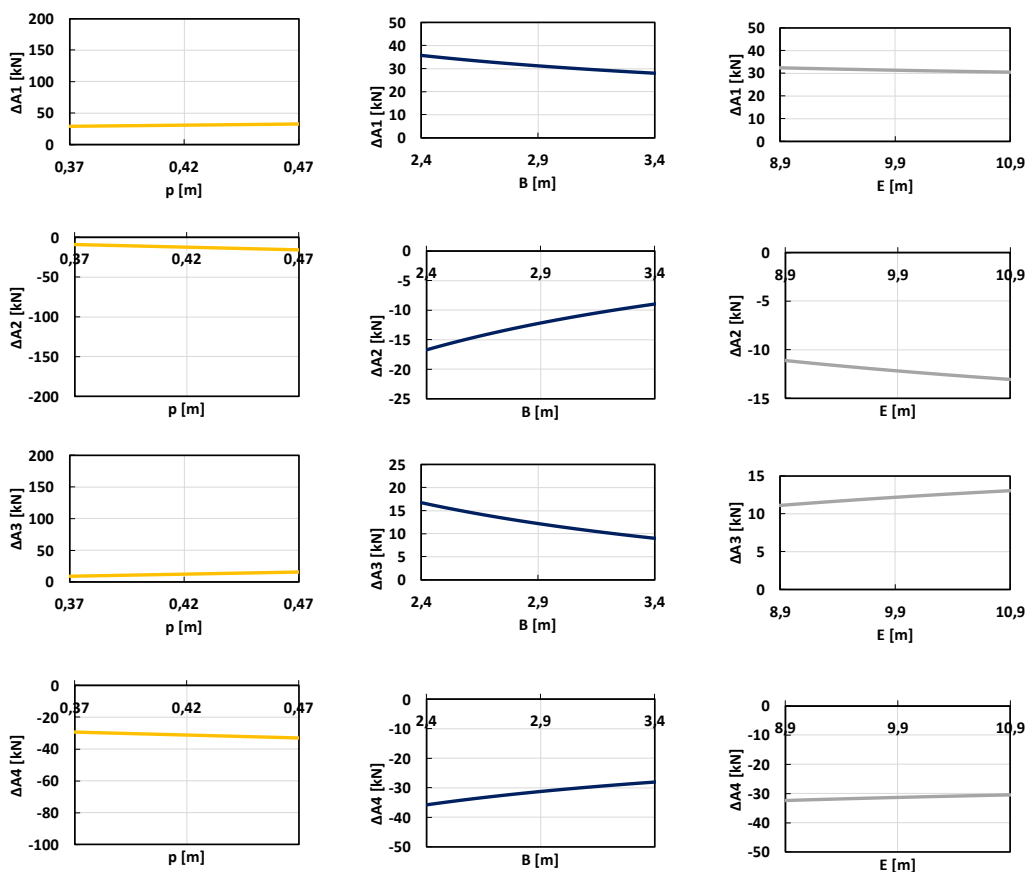
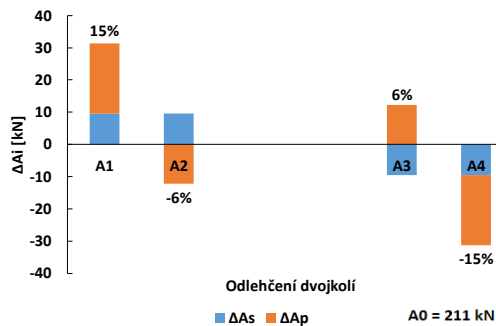
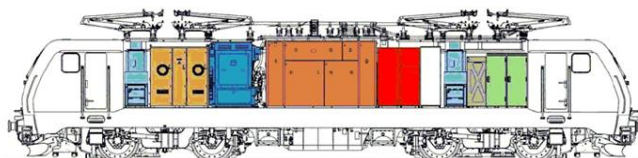
# Příloha 14 Odlehčení lokomotiva Vectron DE



## Příloha 15 Odlehčení lokomotiva ES 64 U2



# Příloha 16 Odlehčení lokomotiva ES 64 F4



## Příloha 17 Odlehčení lokomotiva ES 64 X4

