

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Návrh sekundárního vypružení pro otočný podvozek  
nizkopodlažní tramvaje**

**Design of secondary suspension in pivoting bogie of  
a low-floor tramway**

Autor: Bc. Radek Slavík  
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika  
Akademický rok: 2017/18



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Slavík** Jméno: **Radek** Osobní číslo: **380991**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh sekundárního vypružení pro otočný podvozek nízkopodlažní tramvaje**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of secondary suspension in pivoting bogie of a low-floor tramway**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujete:

- 1) Rešerši na téma: Řešení sekundárního vypružení u otočných podvozků nízkopodlažních tramvají.
- 2) Typový výkres jednosměrné a obousměrné článkové tramvaje v měřítku 1 : 50.
- 3) Hmotnostní bilanci vozidla, stanovte velikost zatížení sekundárního vypružení a náprav.
- 4) Návrh parametrů svislého vypružení vozidla.
- 5) Konstrukční návrh pružin sekundárního vypružení a kolébky podvozku.
- 6) Sestavný výkres trakčního podvozku s detailním zobrazením konstrukčního řešení sekundárního vypružení a kolébky.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.  
Skripta ČVUT:  
KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel  
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,  
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd  
MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

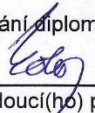
**doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

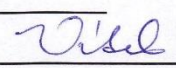
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

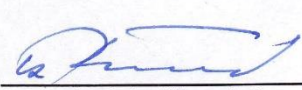
Datum zadání diplomové práce: **30.10.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.01.2018**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

**6.11.2017**

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## **Abstrakt**

Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh sekundárního vypružení a kolébky u otočného podvozku nízkopodlažní tramvaje. Přenos sil ze skříně na kolébku je řešen pomocí pojezdových kladek. Pro zabránění nadměrného naklápění skříně je podvozek doplněn torzním stabilizátorem.

## **Klíčová slova**

Nízkopodlažní tramvaj, sekundární vypružení, kolébka, pojezdové kladky, torzní stabilizátor

## **Abstract**

This diploma thesis includes construction design of secondary suspension and bogie bolster for pivoting bogie of a low-floor tramway. For the transfer of forces between the car body and the bogie are used the track rollers. Bogie is equipped the anti-roll bar to prevent excessive tilt of the car body.

## **Key words**

Low-floor tramway, secondary suspension, bogie bolster, track roller, anti-roll bar

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce a konzultantů. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedené v seznamu literatury.

V Praze dne .....

.....

Bc. Radek Slavík

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Josefu Kolářovi za podklady a cenné rady při zpracování této práce. Dále bych rád poděkoval mé rodině za podporu během celého studia.

## Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů . . . . .	8
1 Úvod . . . . .	15
1.1 Varianty tramvaje . . . . .	16
1.2 Kontrola natáčivosti podvozku v oblouku . . . . .	17
1.3 Kontrola obrysu . . . . .	18
2 Rešerše . . . . .	19
2.1 Vevey . . . . .	19
2.2 Inekon . . . . .	21
2.3 Alstom . . . . .	23
2.3.1 <i>iXege</i> . . . . .	23
2.3.2 <i>Ipomos</i> . . . . .	25
2.4 Shrnutí . . . . .	27
3 Hmotnostní bilance . . . . .	28
3.1 Výpočet svislých a nápravových sil . . . . .	28
3.1.1 <i>Vstupní data</i> . . . . .	28
3.1.2 <i>Velikost svislých sil působících na podvozek</i> . . . . .	33
3.1.3 <i>Velikost nápravových sil</i> . . . . .	36
3.2 Výpočet příčných sil . . . . .	38
3.2.1 <i>Vstupní data</i> . . . . .	38
3.2.2 <i>Velikost příčných sil působících na podvozek</i> . . . . .	41
4 Návrh sekundárního vypružení . . . . .	44
4.1 Stanovení minimální tuhosti . . . . .	44
4.2 Návrh parametrů vypružení . . . . .	48
4.3 Výpočet vlastních frekvencí . . . . .	49
4.4 Charakteristiky vypružení . . . . .	50
4.5 Pevnostní výpočet . . . . .	57
4.6 Kontrola bezpečnosti proti vykolejení . . . . .	63
4.6.1 <i>Bezpečnost proti vykolejení v oblouku</i> . . . . .	63
4.6.2 <i>Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji</i> . . . . .	66

5	Návrh torzního stabilizátoru .....	71
6	Návrh pojezdových kladek .....	74
7	Návrh kolébky .....	79
7.1	Stanovení zatěžujících sil .....	79
7.1.1	<i>Podélné síly</i> .....	80
7.1.2	<i>Příčné síly</i> .....	80
7.1.3	<i>Svislé síly</i> .....	81
7.2	Momenty na kolébce .....	81
7.2.1	<i>Momenty od podélných sil</i> .....	82
7.2.2	<i>Momenty od příčných sil</i> .....	83
7.2.3	<i>Momenty od svislých sil</i> .....	83
7.2.4	<i>Výsledné momenty</i> .....	85
7.3	Stanovení minimálních průřezů .....	86
7.4	Navržení průřezů svařence kolébky .....	87
7.4.1	<i>Průřez 1, 2 a 3</i> .....	88
7.4.2	<i>Průřez 4</i> .....	92
7.5	Porovnání modulů pružnosti v ohybu .....	96
7.6	Návrh příčného dorazu kolébky .....	96
8	Závěr .....	98
	Použití literatura .....	99
	Seznam příloh .....	100

## Přehled použitých zkratk a symbolů

Zkratka Symbol	Jednotka	Popis
a	[-]	Koeficient pro sekundárně vypružené hmoty
2a+	[m]	Rozvor podvozku
2a*	[m]	Vzdálenost otočných čepů
a <sub>y</sub>	[m/s <sup>2</sup> ]	Příčné nevyrovnané zrychlení
A	[N]	Nápravové zatížení
A <sub>5os,6os</sub>	[N]	Nápravové zatížení pro normální obsazení 5, 6 os/m <sup>2</sup>
A <sub>8os,9os</sub>	[N]	Nápravové zatížení pro maximální obsazení 8, 9 os/m <sup>2</sup>
A <sub>PV</sub>	[N]	Nápravové zatížení pro prázdné vozidlo
b	[-]	Koeficient pro dvounápravový podvozek
b <sub>1</sub>	[mm]	Šířka horní pásnice
b <sub>2</sub>	[mm]	Šířka kolébky v místě stojin
b <sub>3</sub>	[mm]	Šířka spodní pásnice
b <sub>pk</sub>	[mm]	Šířka pojezdové kladky
b <sub>w</sub>	[mm]	Šířka dotykové plochy
c	[mm]	Výškový posuv dotykového bodu na okolku, oproti rovině styku kola s kolejnicí při poloze dotykového bodu na jízdní ploše kola
c <sub>I</sub>	[-]	Součinitel pro statické namáhání
c <sub>II</sub>	[-]	Součinitel pro míjivé namáhání
C	[N]	Síla od sedícího cestujícího
C <sub>0</sub>	[N]	Základní statická únosnost
d	[mm]	Průměr drátu pružiny
d <sub>č</sub>	[mm]	Průměr díry uložení centrálního čepu
d <sub>čk</sub>	[mm]	Průměr čepu pojezdové kladky
d <sub>pk</sub>	[mm]	Průměr pojezdové kladky
d <sub>TS</sub>	[mm]	Průměr torzního stabilizátoru
D	[mm]	Střední průměr pružiny
D <sub>a</sub>	[mm]	Maximální vnější průměr pružiny
D <sub>pa</sub>	[mm]	Vnější průměr pryžokovové pružiny
D <sub>pi</sub>	[mm]	Vnitřní průměr pryžokovové pružiny
E, E <sub>2</sub> , E <sub>3</sub>	[MPa]	Moduly pružnosti v tahu
f	[-]	Součinitel adheze
f <sub>v1</sub>	[Hz]	Vlastní frekvence netlumené soustavy
F	[N]	Normálová síla
F <sub>1</sub>	[N]	Síla na pružinu pod F <sub>PV</sub>
F <sub>2</sub>	[N]	Síla působící na sekundární pružinu



$F_{2\ 5os,6os}$	[N]	Síla působící na sekundární pružinu pro normální obsazení 5, 6 os/m <sup>2</sup>
$F_{2\ 8os,9os}$	[N]	Síla působící na sekundární pružinu pro maximální obsazení 8, 9 os/m <sup>2</sup>
$F_{2\ max}$	[N]	Maximální síla působící na sekundární pružinu
$F_{2\ min}$	[N]	Minimální síla působící na sekundární pružinu
$F_{2\ nar}$	[N]	Síla působící na sekundární pružinu na narážce
$F_{2\ PV}$	[N]	Síla působící na sekundární pružinu pro prázdné vozidlo
$F_{lož}$	[N]	Síla na pružinu ložený
$F_n$	[N]	Síla na pružinu na narážce
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$g_{lim}^+$	[‰]	Mezní zborcení podvozku
$g_{lim}^*$	[‰]	Mezní zborcení druhého článku tramvaje
$G$	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
$G_{k\ dyn}$	[N]	Dynamická tíha kolébky
$G_p$	[N]	Tíha podvozku
$G_{už}$	[N]	Užitečné zatížení
$h_{1,2,3,4}$	[mm]	Tloušťka kolébky v průřezu 1, 2, 3, 4
$h_{\check{c}}$	[mm]	Vzdálenost centrálního čepu od temene koleje
$h_{pk}$	[mm]	Vzdálenost pojezdových kladek od temene koleje
$h_T$	[mm]	Výška těžiště skříně nad temenem koleje
$HS_{1,2,3}$	[N]	Síla od hrubé stavby skříně 1., 2., 3. článku tramvaje
$J_x$	[mm <sup>4</sup> ]	Celkový kvadratický moment průřezu ve směru podélné osy
$J_{xT1}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu horní pásnice ve směru podélné osy
$J_{xT2}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu stojiny ve směru podélné osy
$J_{xT3}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu spodní pásnice ve směru podélné osy
$J_{xT4}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu uložení čepu ve směru podélné osy
$J_z$	[mm <sup>4</sup> ]	Celkový kvadratický moment průřezu ve směru svislé osy
$J_{zT1}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu horní pásnice ve směru svislé osy
$J_{zT2}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu stojiny ve směru svislé osy
$J_{zT3}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu spodní pásnice ve směru svislé osy
$J_{zT4}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu uložení čepu ve směru svislé osy
$k$	[–]	Součinitel bezpečnosti
$k_1$	[N/mm]	Osová tuhost primárního vypružení na podvozku
$k_{1p}$	[N/mm]	Osová tuhost jedné primární pružiny
$k_2$	[N/mm]	Osová tuhost sekundárního vypružení na podvozku
$k_{2\ dor}$	[N/mm]	Osová tuhost pružného dorazu

$k_{2 \min}$	[N/mm]	Minimální osová tuhost sekundárního vypružení
$k_{2p}, k_o$	[N/mm]	Osová tuhost jedné sekundární pružiny
$k_{2p \min}$	[N/mm]	Minimální osová tuhost sekundární pružiny
$k_{2yp}$	[N/mm]	Příčná tuhost sekundární pružiny
$k_{bčk}$	[-]	Bezpečnost čepu pojezdové kladky
$k_{bl}$	[-]	Bezpečnost ložiska
$k_{bpbv}$	[-]	Bezpečnost proti vykolejení při průjezdu minimálního traťového oblouku
$k_{bTS}$	[-]	Bezpečnost torzního stabilizátoru
$k_c \min$	[N/mm]	Minimální celková osová tuhost vypružení
$k_{dyn} (lož)$	[-]	Dynamická přírážka ložený
$k_{dyn} \max$	[-]	Dynamická přírážka pro maximálním obsazení
$k_{dyn} \text{ norm}$	[-]	Dynamická přírážka pro normálním obsazení
$k_{dyn} PV$	[-]	Dynamická přírážka pro prázdné vozidlo
$k_{dyn} (PV)$	[-]	Dynamická přírážka pod $F_{PV}$
$k_{k \text{ dor}}$	[N/mm]	Osová tuhost pružného dorazu na kolébce
$k_{t2}$	[Nm/rad]	Torzní tuhost sekundárního vypružení
$k_{t \text{ čl } 2}$	[Nm/rad]	Torzní tuhost druhého článku tramvaje
$k_{t \text{ podv}}$	[Nm/rad]	Torzní tuhost podvozku
$k_{t \text{ rám}}$	[Nm/rad]	Torzní tuhost rámu podvozku
$k_{t \text{ skříň}}$	[Nm/rad]	Torzní tuhost skříň
$k_{TS}$	[Nm/rad]	Úhlová tuhost torzního stabilizátoru
K1	[N]	Síla od klimatizace HVAC3404
K2	[N]	Síla od klimatizace HVAC6405
$l_1 - l_7$	[m]	Vzdálenosti ve člancích tramvaje
$l_c$	[m]	Celková délka tramvaje
$l_{\text{čl } 1,2,3}$	[m]	Délka článku 1, 2 a 3
$l_{TS}$	[mm]	Délka torzního stabilizátoru
L	[mm]	Výška pružiny
$L_1$	[mm]	Výška pružiny pod prázdným vozidlem
$L_n$	[mm]	Vzdálenost narážky
$L_v$	[mm]	Výška sekundárního vypružení
$m_1$	[kg]	Hmotnost primárně vypružených částí
$m_2$	[kg]	Hmotnost sekundárně vypružených částí
$m_c$	[kg]	Hmotnost cestujícího
$m_{\text{čl } 1,2,3}$	[kg]	Hmotnost článku 1, 2 a 3
$m_d$	[kg]	Hmotnost dvojkolí
$m_{HS}$	[kg]	Hmotnost hrubé stavby
$m_{HS \text{ 1m}}$	[kg/m]	Hmotnost hrubé stavby na 1 m délky
$m_k$	[kg]	Hmotnost kolébky

$m_{K1}$	[kg]	Hmotnost klimatizace HVAC3404
$m_{K2}$	[kg]	Hmotnost klimatizace HVAC6405
$m_{max}$	[kg]	Hmotnost tramvaje při maximálním obsazení
$m_{norm}$	[kg]	Hmotnost tramvaje při normálním obsazení
$m_p$	[kg]	Hmotnost podvozku
$m_{PV}$	[kg]	Hmotnost prázdné tramvaje
$m_s$	[kg]	Hmotnost sběrače
$m_{SM}$	[kg]	Hmotnost statického měniče
$m_{SMN}$	[kg]	Hmotnost skříně MN
$m_{SVN}$	[kg]	Hmotnost skříně VN
$m_{TS}$	[kg]	Hmotnost trakčního střídače
$M_{1,2skut}$	[Nm]	Moment, kterým na podvozek působí pravá, nepravá řídicí síla
$M_a$	[Nm]	Vratný moment sekundárního vypružení při průjezdu oblouku
$M_k$	[Nm]	Krouticí moment
$M_{oF2}$	[Nm]	Moment od sekundárních pružin
$M_{oPK}$	[Nm]	Moment od pojezdových kladek
$M_{oTst}$	[Nm]	Moment od torzního stabilizátoru
$M_{oX}$	[Nm]	Moment od podélné síly
$M_{oY}$	[Nm]	Moment od příčné síly
$\sum M_{oYZ}$	[Nm]	Suma momentů od příčných a svislých sil
$n$	[-]	Počet činných závitů
$n_{1p}$	[-]	Počet primárních pružin na jednom podvozku
$n_{2p}$	[-]	Počet sekundárních pružin na jednom podvozku
$n_{os}$	[-]	Obsaditelnost
$n_{pk}$	[-]	Počet pojezdových kladek na jednom podvozku
$n_{TS}$	[-]	Počet torzních stabilizátorů na jednom podvozku
$O_{1,2,3}$	[N]	Odstředivá síla na články 1, 2 a 3
$\Delta p_z$	[mm]	Superponovaný lokální křížový propad pod jedním kolem
$P_1$	[N]	Pravá řídicí síla
$PK_{1kl}$	[N]	Síla působící na jednu pojezdovou kladku
$PK_l$	[N]	Síla působící na pojezdové kladky na levé straně podvozku
$PK_p$	[N]	Síla působící na pojezdové kladky na pravé straně podvozku
$q_v$	[N/m <sup>2</sup> ]	Spojité zatížení od větru
$Q$	[N]	Kolová síla
$\Delta Q$	[N]	Celková změna kolové síly
$Q_{8os,9os}$	[N]	Kolová síla pro maximální obsazení 8, 9 os/m <sup>2</sup>
$\Delta Q_{9os}$	[N]	Změna kolové síly pro maximální obsazení 9 os/m <sup>2</sup>
$\Delta Q_{čl 2}$	[N]	Změna kolové síly na druhém článku
$\Delta Q_{podv}$	[N]	Změna kolové síly na podvozku

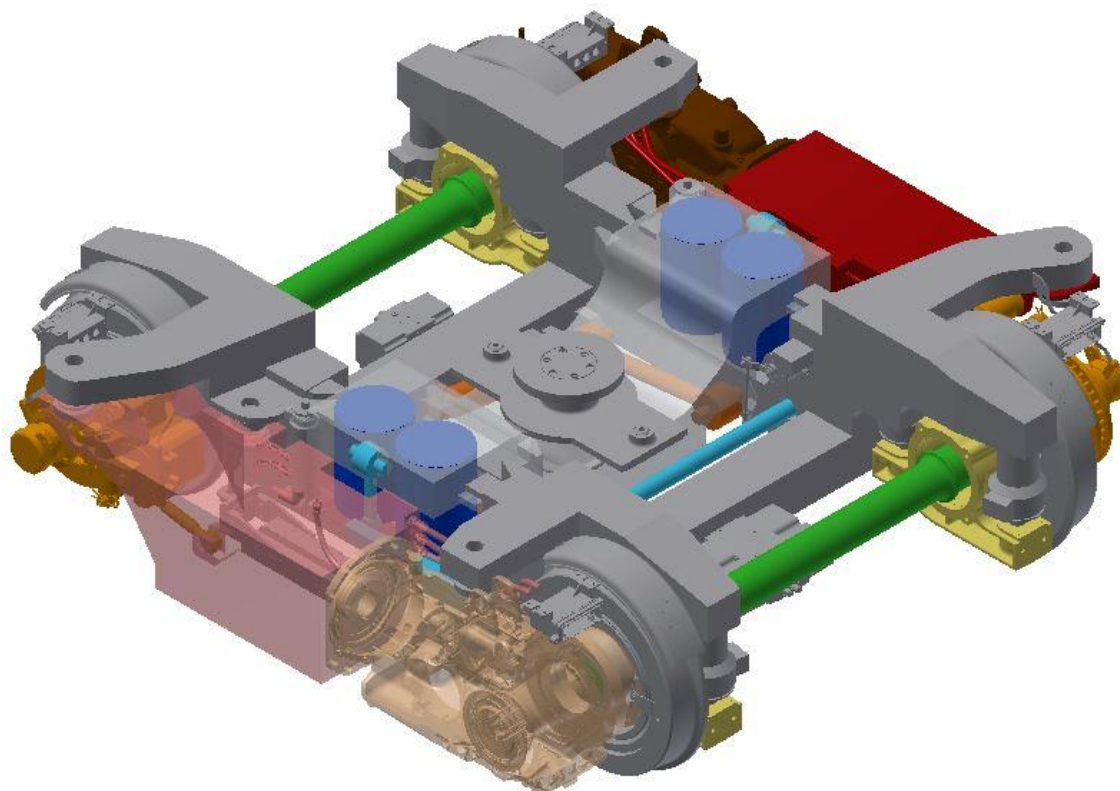
$Q_{PV}$	[N]	Kolová síla pro prázdné vozidlo
$\Delta Q_{PV}$	[N]	Změna kolové síla pro prázdné vozidlo
$r_k$	[mm]	Poloměr kola
$r_y$	[m]	Délka ramena v příčném směru
$r_z$	[m]	Délka ramena ve svislém směru
$R$	[m]	Poloměr oblouku
$R_{neom}$	[m]	Neomezený poloměr oblouku
$R_{TS}$	[mm]	Délka ramen torzního stabilizátoru
$2s$	[m]	Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí
$S$	[N]	Síla od sběrače
$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu horní pásnice
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu stojiny
$S_3$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu spodní pásnice
$S_4$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu uložení čepu
$S_{b\ 1,2,3}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha bočnice článku 1, 2 a 3
$S_c$	[mm <sup>2</sup> ]	Celková plocha průřezu
$S_{p\ 1,2,3}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha podlahy pro stojící cestující v článku 1, 2 a 3
$SC_{1,2,3}$	[N]	Síla od stojících cestujících na článek 1, 2 a 3
$SM$	[N]	Síla od statického měniče
$SMN$	[N]	Síla od skříně MN
$SVN$	[N]	Síla od skříně VN
$t_1$	[mm]	Tloušťka horní pásnice
$t_2$	[mm]	Tloušťka stojiny
$t_3$	[mm]	Tloušťka spodní pásnice
$t_4$	[mm]	Tloušťka uložení čepu
$TK$	–	Temeno koleje
$TS$	[N]	Síla od trakčního střídače
$TSt$	[N]	Síla od torzního stabilizátoru na kolébku
$u$	[m]	Působíště síly – vzdálenost od prvního dvojkolí v podvozku
$v$	[mm]	Vzdálenost mezi protilehlou nárazkou a záchytkou
$v_{max}$	[km/h]	Maximální rychlost tramvaje
$V_{1,2,3}$	[N]	Síla od větru na článek 1, 2 a 3
$2w_1$	[m]	Báze uložení pružin primárního vypružení
$2w_2$	[m]	Báze uložení pružin sekundárního vypružení
$2w_{pk}$	[m]	Báze uložení pojezdových kladek
$2w_{TS}$	[m]	Báze uložení torzního stabilizátoru
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti v krutu
$W_{ox}$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti v ohybu do směru podélné osy
$W_{ox\ min}$	[mm <sup>3</sup> ]	Minimální modul pružnosti v ohybu do směru podélné osy

$W_{oz}$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti v ohybu do směru svislé osy
$W_{oz\ min}$	[mm <sup>3</sup> ]	Minimální modul pružnosti v ohybu do směru svislé osy
$x_1 - x_{60}$	[m]	Vzdálenosti ve člancích tramvaje
$x_{1skut}$	[m]	Rameno momentů působících na podvozek
$X$	[N]	Podélná síla působící na čep podvozku
$y_k$	[mm]	Příčná výchylka kolébky
$y_{k\ max}$	[mm]	Maximální příčná výchylka kolébky
$y_{max}$	[mm]	Maximální příčná výchylka
$Y$	[N]	Příčná síla působící na podvozky
$Y_{8os,9os}$	[N]	Příčná síla působící na podvozky pro maximální obsazení 8, 9 os/m <sup>2</sup>
$Y_{dor}$	[N]	Velikost příčné síly při zapojení dorazu
$Y_{PV}$	[N]	Příčná síla působící na podvozky pro prázdné vozidlo
$Y_{vod}$	[N]	Vodící síla
$\Delta z$	[mm]	Výchylka ramen torzního stabilizátoru
$z_1$	[mm]	Sednutí primárního vypružení
$z_{1\ max}$	[mm]	Sednutí primárního vypružení při maximálním obsazení
$z_{1\ norm}$	[mm]	Sednutí primárního vypružení při normálním obsazení
$z_{1\ PV}$	[mm]	Sednutí primárního vypružení při prázdném vozidle
$z_2$	[mm]	Sednutí sekundárního vypružení
$z_{2\ 5os,6os}$	[mm]	Sednutí sekundární pružiny při normálním obsazení 5, 6 os/m <sup>2</sup>
$z_{2\ 8os,9os}$	[mm]	Sednutí sekundární pružiny při maximální obsazení 8, 9 os/m <sup>2</sup>
$z_{2\ dor}$	[mm]	Sednutí sekundární pružiny při zapojení pružného dorazu
$z_{2\ max}$	[mm]	Maximální sednutí sekundární pružiny
$z_{2\ min}$	[mm]	Minimální sednutí sekundární pružiny
$z_{2\ nar}$	[mm]	Sednutí sekundární pružiny, na kterém je zapojena narážka
$z_{2\ PV}$	[mm]	Sednutí sekundární pružiny při prázdném vozidle
$z_{2\ zach}$	[mm]	Sednutí sekundární pružiny, na kterém je zapojena záchytka
$\sum z_{stat}$	[mm]	Součet sednutí primárního a sekundárního vypružení
$\sum z_{stat\ max}$	[mm]	Součet sednutí primárního a sekundárního vypružení při maximálním obsazení
$\sum z_{stat\ norm}$	[mm]	Součet sednutí primárního a sekundárního vypružení při normálním obsazení
$\sum z_{stat\ PV}$	[mm]	Součet sednutí primárního a sekundárního vypružení při prázdném vozidle
$z_T$	[mm]	Poloha těžiště celého průřezu
$z_{T1}$	[mm]	Poloha těžiště horní pásnice
$z_{T2}$	[mm]	Poloha těžiště stojiny
$z_{T3}$	[mm]	Poloha těžiště spodní pásnice
$z_{T4}$	[mm]	Poloha těžiště uložení čepu

$Z_{už}$	[mm]	Statická deformace vypružení účinkem tíhy užitečného zatížení
$Z$	[N]	Svislá síla působící na kolébky podvozků
$Z_{5os,6os}$	[N]	Svislá síla působící na kolébky podvozků pro normální obsazení 5, 6 os/m <sup>2</sup>
$Z_{8os,9os}$	[N]	Svislá síla působící na kolébky podvozků pro maximální obsazení 8, 9 os/m <sup>2</sup>
$Z_{max}$	[N]	Maximální svislá dynamická síla působící na kolébky podvozků
$Z_{PV}$	[N]	Svislá síla působící na kolébky podvozků pro prázdné vozidlo
$\alpha$	[°]	Úhel naklonění skříně tramvaje
$\alpha_n$	[°]	Úhel náběhu vodícího kola
$\beta$	[°]	Úhel okolku
$\gamma$	[°]	Zkos
$\gamma_{2\ opt}$	[–]	Optimální rozdělení tuhosti mezi stupně vypružení
$\delta$	[°]	Úhel natočení podvozku pod vozovou skříní
$\mu, \mu_2, \mu_3$	[–]	Poissonovy konstanty
$\rho_2, \rho_3$	[mm]	Poloměry válcových ploch
$\sigma$	[mm]	Celková vůle podvozku
$2\sigma^*$	[mm]	Oboustranná vůle dvojkolí v koleji
$\sigma_1$	[mm]	Vůle v primárním vypružení
$\sigma_2$	[mm]	Vůle v sekundárním vypružení
$\sigma_{Do\ hav}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro případ havárie
$\sigma_{Do\ prov\ max}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro provoz
$\sigma_h$	[MPa]	Hertzovo napětí v dotykové ploše
$\sigma_{kt}$	[MPa]	Mez kluzu v tahu
$\sigma_{pt}$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$\sigma_t$	[MPa]	Napětí v tlaku
$\tau_{Dk}$	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
$\tau_{Ds}$	[MPa]	Dovolené napětí ve stříhu
$\tau_k$	[MPa]	Napětí v krutu
$\tau_s$	[MPa]	Napětí ve stříhu
$\varphi$	[°]	Úhel zkřutu torzního stabilizátoru

## 1 Úvod

V této diplomové práci navrhuji konstrukční řešení sekundárního vypružení a kolébky u trakčního otočného podvozku nízkopodlažní tramvaje. Vycházím z původní koncepce tohoto podvozku, která je zobrazena na obr. 1.

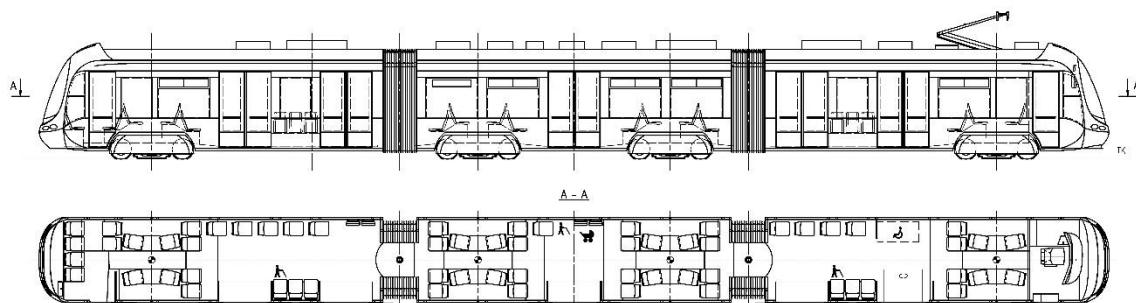


Obr. 1 Původní koncepce podvozku

U této koncepce je primární vypružení řešeno kuželovými pryžokovovými pružinami a sekundární ocelovými vinutými pružinami. Torzní stabilizátor je ke kolébce připojen vně rámu podvozku. Kvůli nedostatku prostoru musí procházet otvorem v podélníku, který zároveň slouží pro jeho uložení. To vede k zeslabení průřezu podélníku. Kolébka je konstruovaná jako svařenec. Ze skříně jsou na ni svislé síly přenášeny kluznicemi. Protože je ale vystavena velkému namáhání, musí být v místě nejmenšího průřezu, kde procházejí ojnice pro přenos podélných sil, vyztužena odlitky. V mém konstrukčním řešení se tyto nevýhody pokusím odstranit.

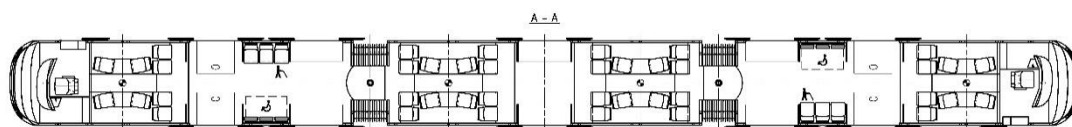
Aby bylo použití tohoto podvozku co nejuniverzálnější, zpracovávám návrh pro tři varianty tramvaje. Pro provoz v Praze v jednosměrné a obousměrné variantě, a pro Čínu v obousměrné variantě.

## 1.1 Varianty tramvaje



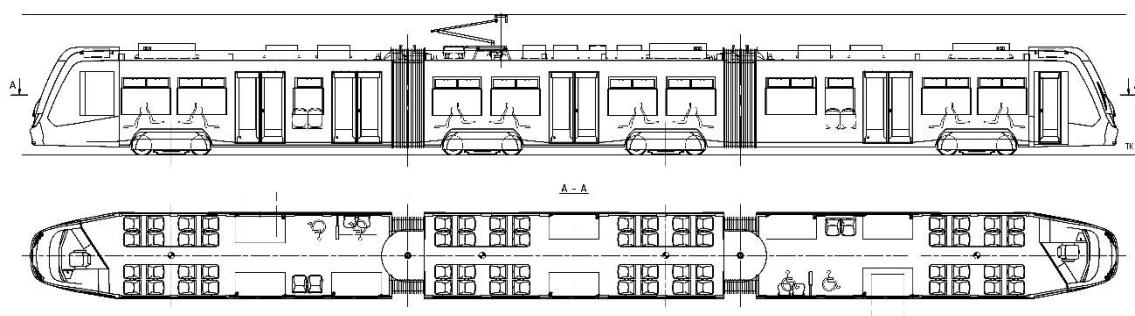
Obr. 2 Varianta Praha – jednosměrná

Na obr. 2 je zobrazena varianta Praha – jednosměrná. Předlohou pro tuto variantu byla tramvaj Inekon 210 – Superior Plus, jejíž celková délka je 33 550 mm. Tato délka je ale pro provoz v Praze příliš velká, protože délka nástupiště pro dvě tramvajové soupravy činí pouze 65 m. Proto byla délka tramvaje zkrácením představek snížena na 31 450 mm. Výkres této varianty je v příloze 1.



Obr. 3 Varianta Praha – obousměrná

Na obr. 3 je zobrazeno rozmístění sedaček u varianty Praha – obousměrná. Platí pro ni to samé co pro předchozí variantu, ale byla upravena pro obousměrný provoz. Výkres této varianty je v příloze 3.



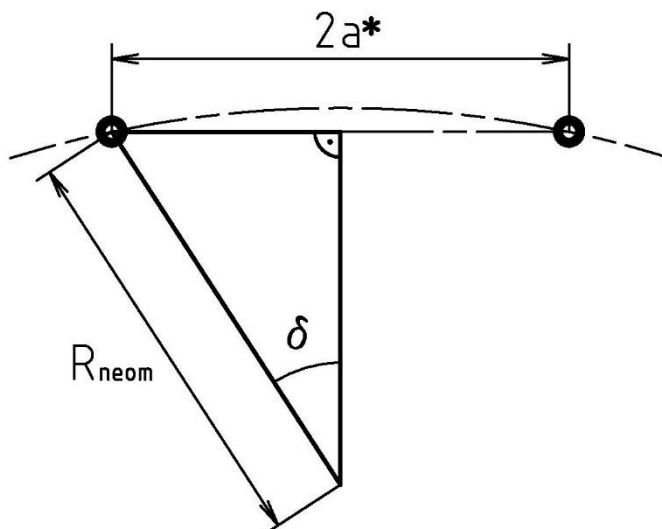
Obr. 4 Varianta Čína

Na obr. 4 je zobrazena varianta Čína, která je určena pro obousměrný provoz. Její celková délka činí 33 528 mm. Oproti předchozím variantám má širší skříň, protože podléhá čínskému průjezdnému průřezu. Výkres této varianty je v příloze 5.



## 1.2 Kontrola natáčivosti podvozku v oblouku

Všechny varianty tramvaje jsou tříčlánkové. Ke střednímu, tedy druhému článku, který tramvaj vede, je kloubově připojen první a třetí krajní článek. Pro druhý článek je třeba zkontrolovat nejmenší poloměr oblouku  $R_{neom}$  [m], pro který jsou jeho podvozky ještě volně otočné. Podvozek se může pod vozovou skříní volně natáčet o úhel  $\delta = 10^\circ$ . Průjezd druhého článku obloukem je zobrazen na obr. 5.



Obr. 5 Průjezd druhého článku obloukem

Neomezený poloměr oblouku  $R_{neom}$  [m] se vypočte dle vzorce (1.1).

$$\sin \delta = \frac{a^*}{R_{neom}} \rightarrow R_{neom} = \frac{a^*}{\sin \delta} = \frac{5,65}{2 \cdot \sin 10^\circ} = 16,3 \text{ m} \quad (1.1)$$

kde je:

$2a^*$  [m] - vzdálenost otočných čepů

$\delta$  [°] - úhel natočení podvozku pod vozovou skříní

Dle normy ČSN 73 6412 je minimální poloměr oblouku na tramvajové trati 20 m. Manipulačního v depu pak 18 m. Podvozky pod druhým článkem tramvaje jsou tedy vždy volně otočné.

### 1.3 Kontrola obrysu

Jelikož jsem měnil tvar čela u pražské varianty tramvaje, je třeba zkontrolovat, zda nebyl překročen obrys pro konstrukci vozidla. Obrys kontroluji dle ČSN 28 0337. Celková vůle podvozku  $\sigma$  [mm] se vypočte dle vzorce (1.2). O tuto vůli se může maximálně vychýlit skříň vůči ose koleje.

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma^* = 2,5 + 20 + \frac{55}{2} = 50 \text{ mm} \quad (1.2)$$

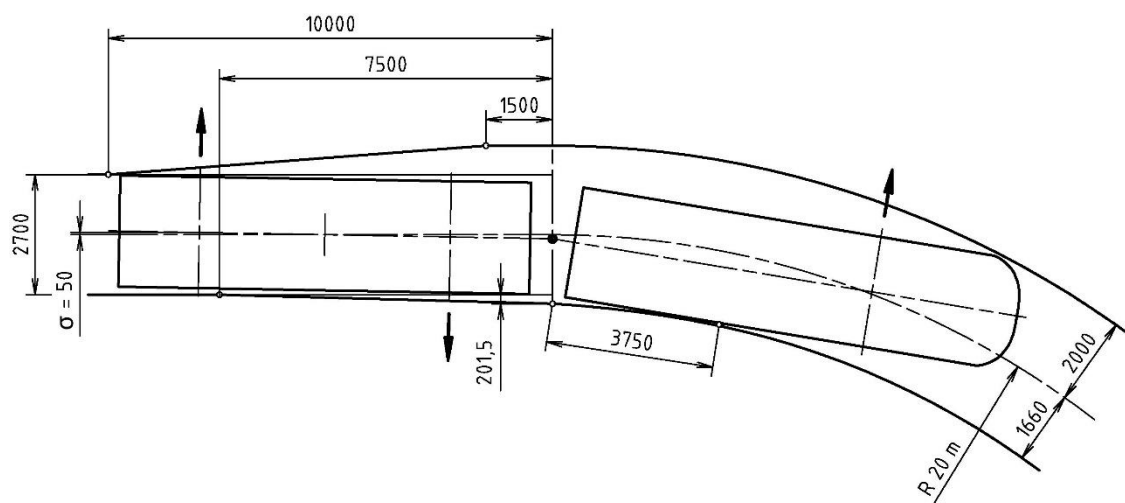
kde je:

$\sigma_1$  [mm] - vůle v primárním vypružení

$\sigma_2$  [mm] - vůle v sekundárním vypružení

$2\sigma^*$  [mm] - oboustranná vůle dvojkolí v koleji

Kontroluji nejhorší variantu, kdy tramvaj najíždí do oblouku o poloměru 20 m. Podvozek prvního článku je vychýlen vně oblouk. Druhý článek je ve vzpříčené poloze, kdy druhý podvozek je vychýlen dovnitř oblouku, a třetí vně oblouk. Kontrola obrysu je zobrazena na obr. 6.



Obr. 6 Kontrola obrysu dle ČSN 28 0337

Obrys pro konstrukci vozidla nebyl překročen. Tvar čela tedy vyhovuje. Celková kontrola obrysu pražské varianty tramvaje byla provedena v projektu 2.

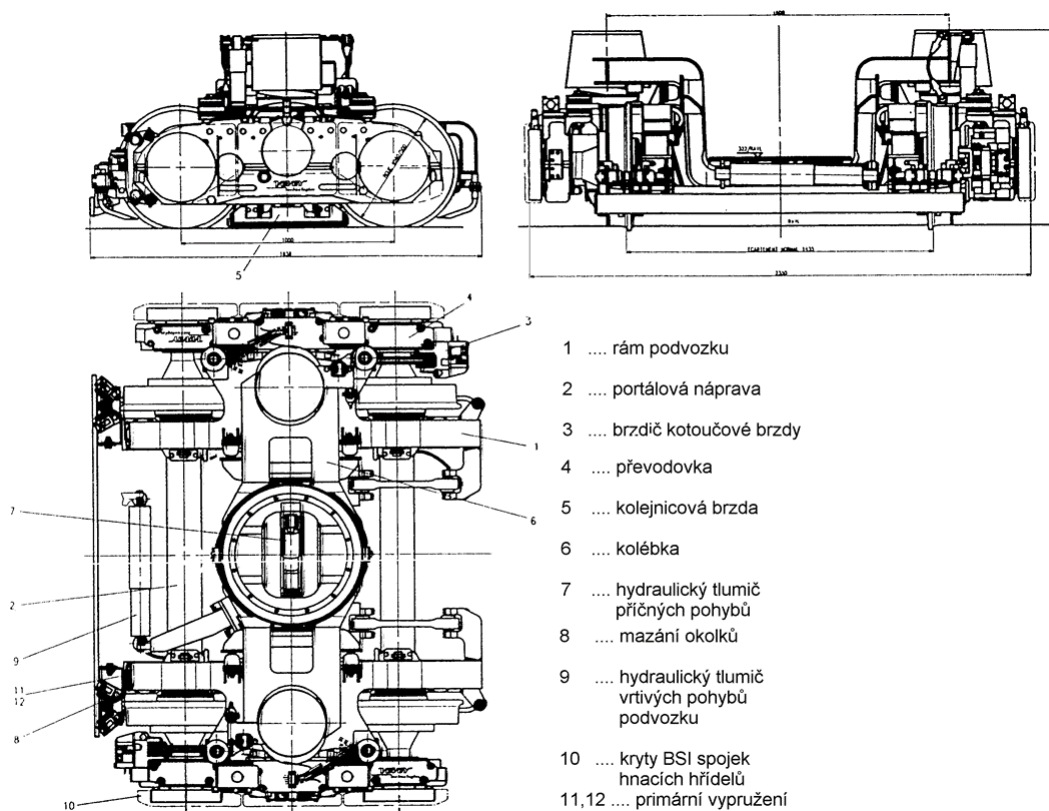
Dále následuje hlavní obsah této diplomové práce, který začíná rešerší v kapitole 2.

## 2 Rešerše

Tématem této rešerše je řešení sekundárního vypružení u otočných podvozků nízkopodlažních tramvají. Jako první je vždy uveden popis základních částí podvozku. Poté následuje popis konstrukčního řešení sekundárního vypružení. Rešerši doplňují i o řešení primárního vypružení.

### 2.1 Vevey

Na obr. 7 je zobrazen koncept podvozku Vevey Urbos 3, jehož primární vypružení je tvořeno pryžokovovými prvky a sekundární vypružení tvoří šroubovitě válcové pružiny.



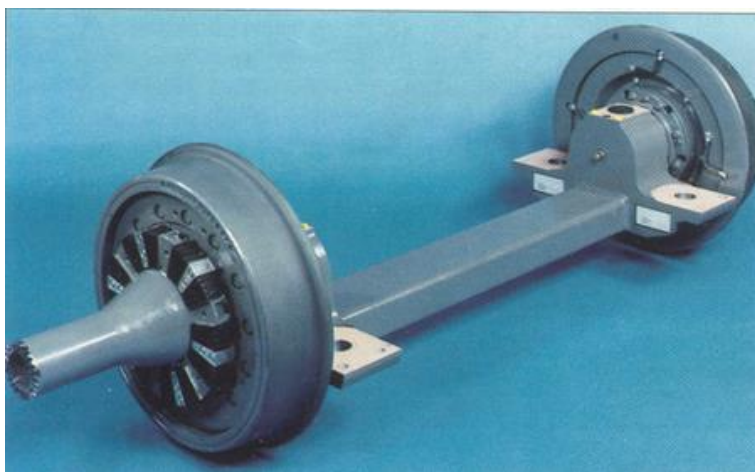
Obr. 7 Koncept podvozku Vevey Urbos 3 [1]

Rám tohoto podvozku (1) se skládá z dvojice podélníků, jež jsou vzájemně propojeny dvojicí pevných příčníků. Portálové nápravy (2) tvoří nápravnice zakončené na obou koncích konzolami pro uložení pryžokovových prvků primárního vypružení (11) a (12). Volně otočná kola jsou uložena na čepích zalisovaných v konzolách. Pohon

podvozku tvoří dvojice integrovaných pohonných bloků (obr. 8), upevněných k rámu podvozku trojicí silentbloků. Pohon je tedy součástí vypružených hmot podvozku. Motory přes převodovky (4) pohání volně otočná kola vždy na jedné straně podvozku. [1]



Obr. 8 Integrovaný pohonný blok [1]



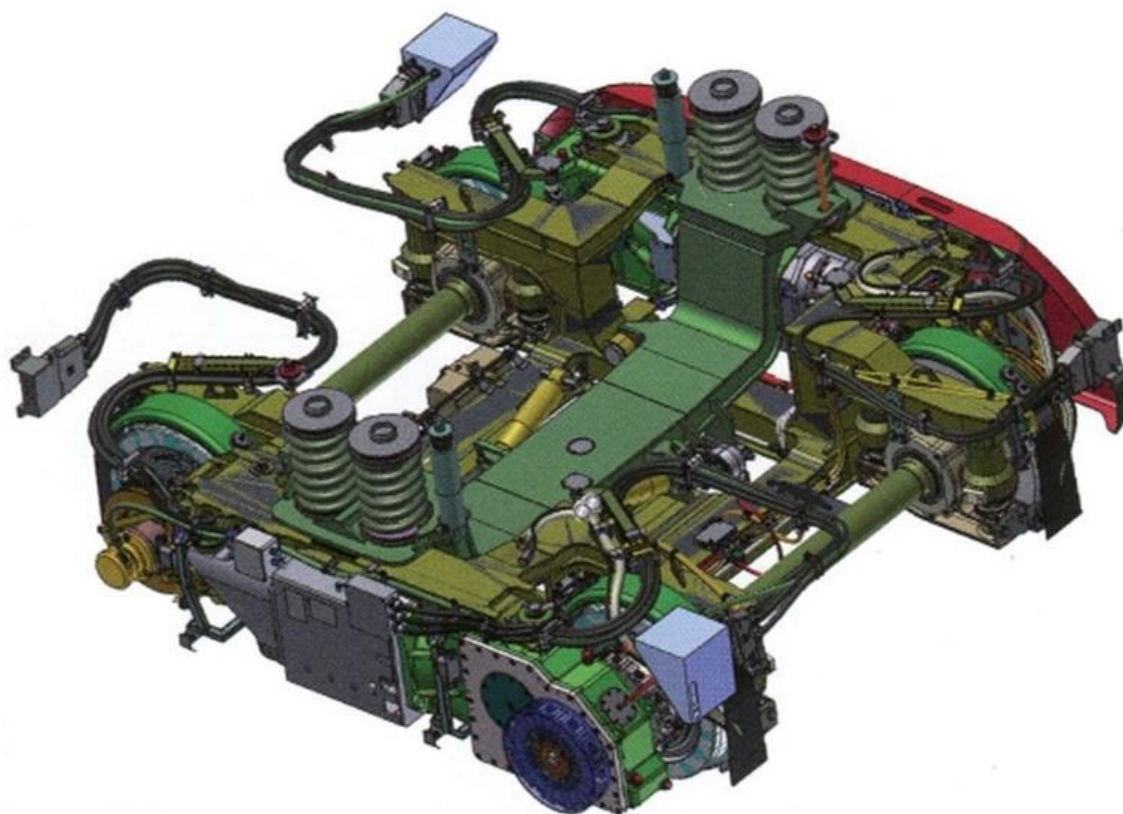
Obr. 9 Portálová náprava [1]

Primární vypružení tvoří osm rotačně symetrických kuželových pryžokovových pružin, které zároveň zajišťují i funkci podélného a příčného vedení portálových náprav (obr. 9) v rámu podvozku. Sekundární vypružení tvoří dvě duplexní šroubovitě válcové pružiny, jejichž spodní uložení je umístěno na podélníkách. Horní uložení je na kolébce. Dále je doplněno hydraulickými tlumiči příčných (7), vrtivých (9) a svislých pohybů.

Záchytka je tvořena ocelovým lanem. Svislé a příčné síly jsou ze skříně tramvaje na sekundární vypružení přenášeny kolébkou (6). Skříň je v kolébce otočně uložena ve valivém ložisku. Pro přenos podélných sil je kolébka s rámem podvozku spojena prostřednictvím dvojice ojnic, připojených k podélníkům. Ojnice zabraňují podélné deformaci sekundárních pružin při natáčení podvozku. [1]

## 2.2 Inekon

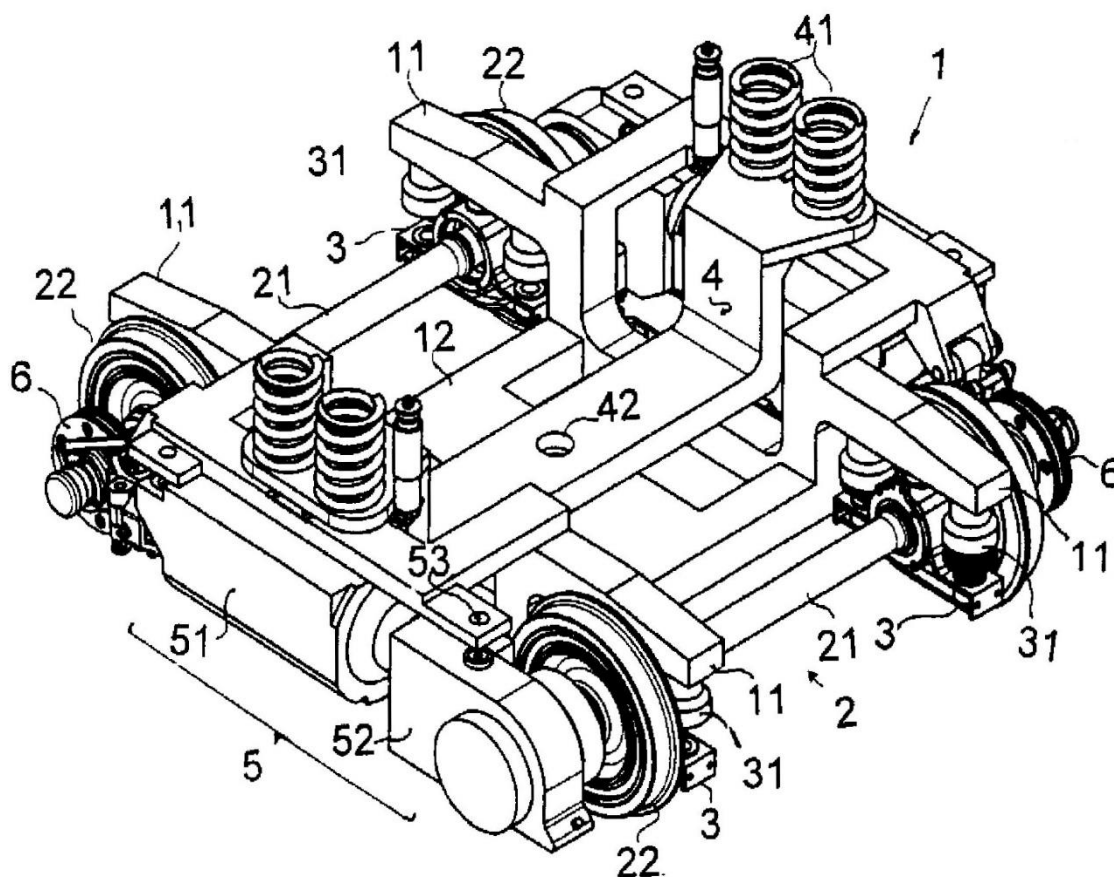
Na obr. 10 je zobrazen model podvozku Inekon Superior Plus, jehož primární vypružení je tvořeno pryžokovovými prvky a sekundární vypružení tvoří šroubovitě válcové pružiny.



Obr. 10 Podvozek Inekon Superior Plus [2]

Pro popis podvozku a vypružení je dále použit obr. 11. Rám tohoto podvozku (1) se skládá z dvojice podélníků (11) vzájemně propojených pevným příčnickem (12). Nápravy dvojkolí (21) jsou uloženy v ložiskových domcích (3) mezi koly (22) opatřených konzolami pro uložení pryžokovových prvků primárního vypružení. Na pevném příčnicku je otočně uložena kolébka (4) prostřednictvím kluznic. Na ní je poté uloženo sekundární vypružení. Kolébka se při natáčení podvozku pod skříní tramvaje nepohybuje, a se skříní

je spojena prostřednictvím dvojice ojnic, které slouží k přenosu podélných sil. Motory (51), umístěné na vnější straně rámu podvozku, pohánějí dvojkolí přes kuželocelnicí převodovky (52). [3]



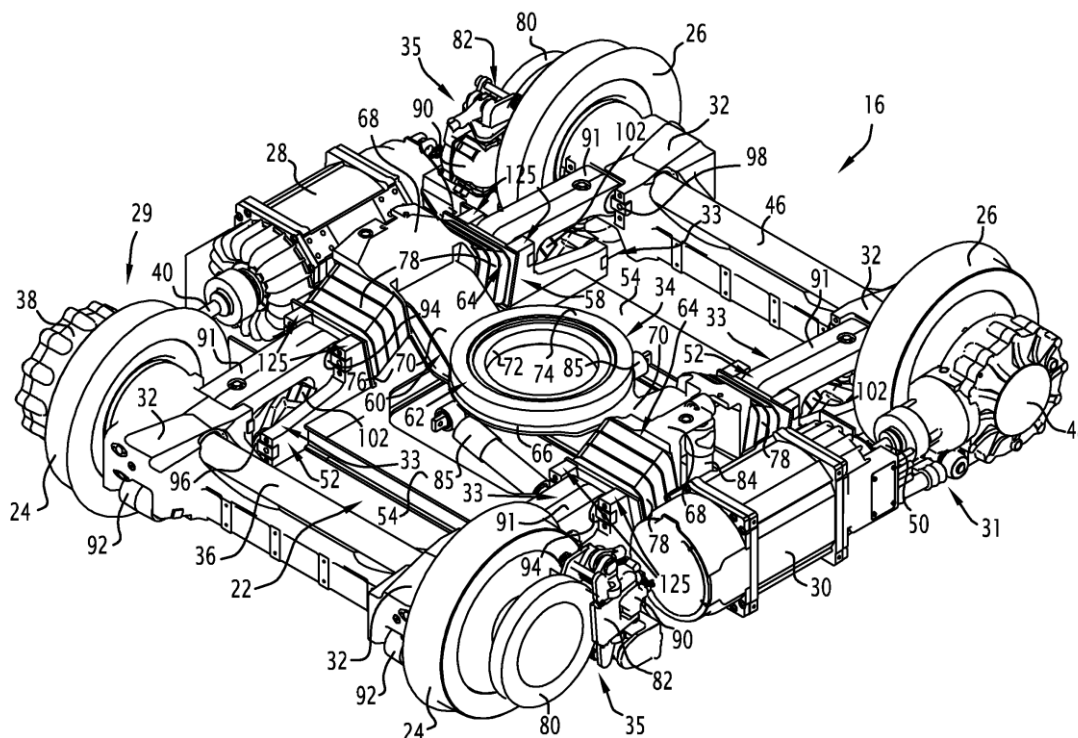
Obr. 11 Koncept podvozku Inekon Superior Plus [3]

Primární vypružení tvoří osm rotačně symetrických kuželových pryžokových pružin (31), které zároveň zajišťují i funkci podélného a příčného vedení dvojkolí (2) v rámu podvozku. Sekundární vypružení tvoří čtyři šroubovitě válcové pružiny (41), jejichž spodní uložení je umístěno na kolébce a horní uložení je součástí skříně tramvaje. Dále je doplněno dvojicí hydraulických tlumičů svislých a příčných pohybů, a záchytkou tvořenou táhlem. Svislé a příčné síly ze skříně tramvaje působí přímo na sekundární vypružení. Atypickým uložením sekundárního vypružení bylo dosaženo větší šířky kolébky, což umožnilo rozšířit uličku nad podvozkem. Sedící cestující mají tedy více místa na nohy, což znamená, že sedačky nad podvozkem mohou být ve stejné úrovni jako ve zbytku tramvaje. [3]

## 2.3 Alstom

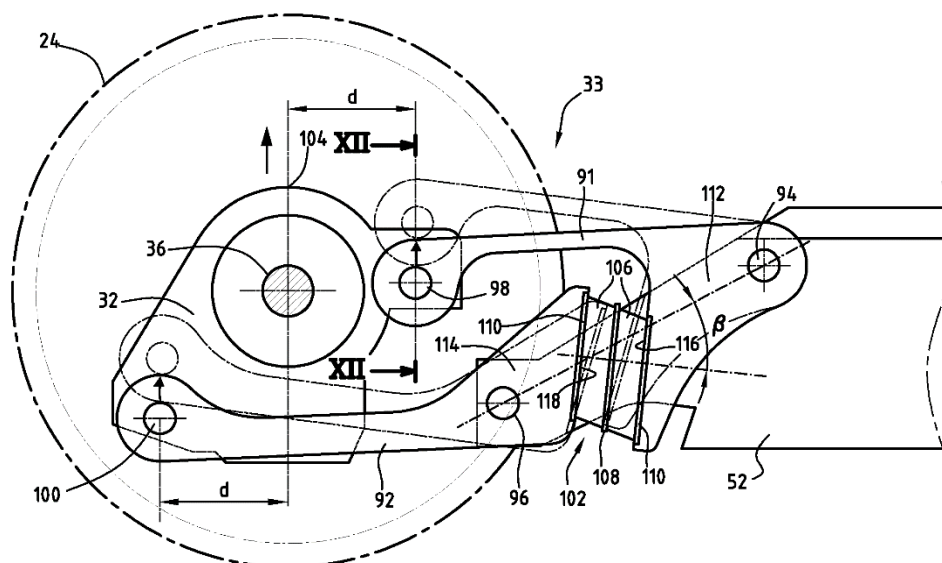
### 2.3.1 iXege

Na obr. 12 je zobrazen koncept podvozku Alstom iXege, jehož primární i sekundární vypružení tvoří pryžokovové prvky.



Obr. 12 Koncept podvozku Alstom iXege [4]

Rám tohoto podvozku (22) se skládá z dvojice podélníků (52), jež jsou vzájemně propojeny dvojicí pevných příčníků (54). Nápravy dvojkolí (36) jsou uloženy v ložiskových domcích mezi koly (24). Ložiskové domky jsou propojeny nápravovým příčником, čímž je vytvořen pevný nápravový celek (32), který je připojen k rámu podvozku přes mechanismus primárního vypružení (33). Motory (30), umístěné na vnější straně rámu podvozku, pohánějí dvojkolí přes kuželocelní převodovky (48). [4]



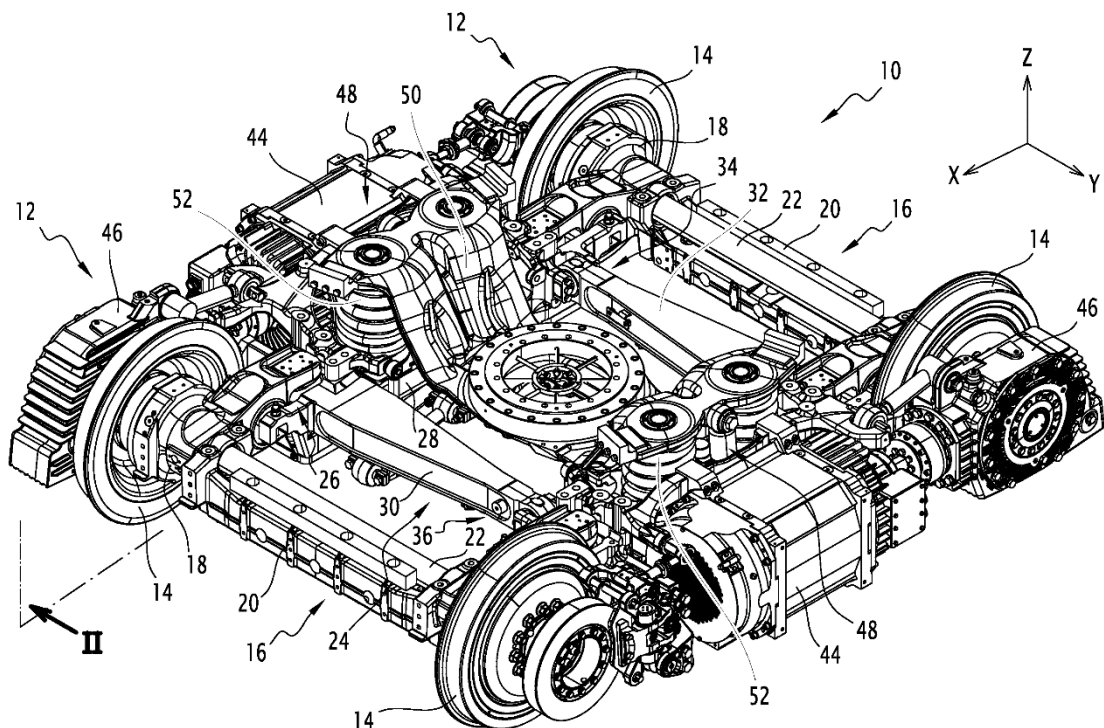
Obr. 13 Mechanismus primárního vypružení podvozku [4]

Mechanismus primárního vypružení tohoto podvozku je zobrazen na obr. 13. Primární vypružení (33) tvoří dvojice spojovacích táhel (91) a (92), spojených na jednom konci s podélníkem (52) otočnými čepy (94) a (96), a na druhém konci s pevným nápravovým celkem (32) otočnými čepy (98) a (100), a dohromady čtyři sendvičové pryžokovové pružiny (102) uložené mezi spojovacími táhly. Pružiny primárního vypružení tvoří sendvič dvou pryžových desek (106), středové kovové desky (108) a dvou krajních kovových desek (110). Deformace pružiny probíhá ve vodorovné ose. Sekundární vypružení (64) tvoří taktéž čtyři sendvičové pryžokovové pružiny (78), jejichž funkce je stejná jako u primárních pružin, ale jejich velikost je větší a sendvič je tvořen třemi pryžovými vrstvami. Dále je doplněno dvojicí hydraulických tlumičů svislých (84) a příčných pohybů (85). Svislé, příčné a podélné síly jsou ze skříně tramvaje na sekundární vypružení přenášeny kolébkou (60). Skříň je na kolébce otočně uložena ve valivém ložisku (62). [4]



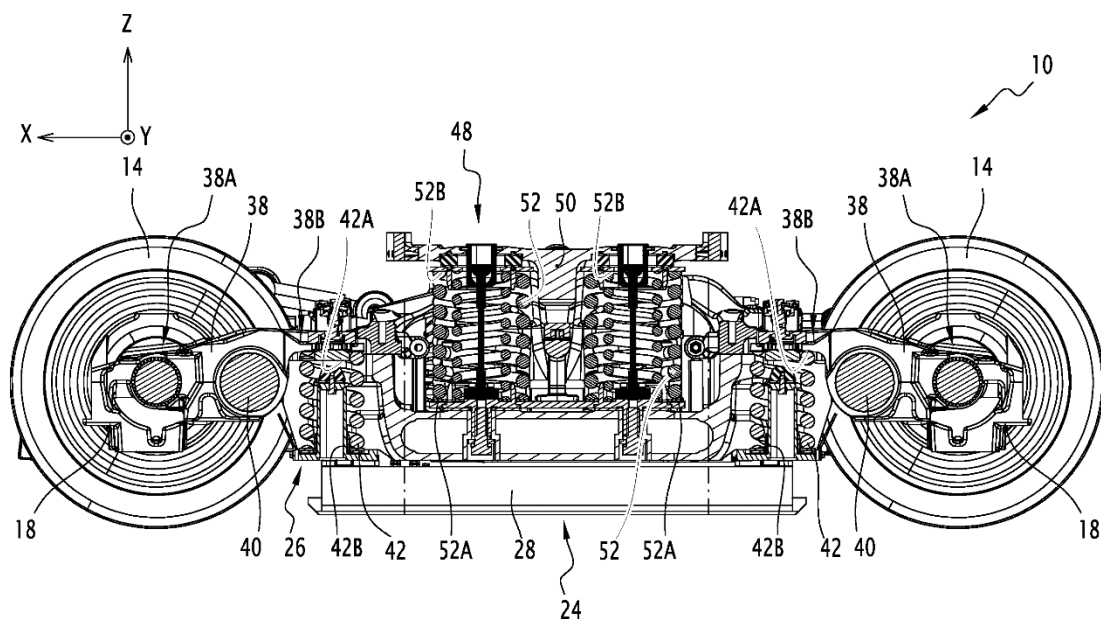
### 2.3.2 *Ipomos*

Na obr. 14 je zobrazen koncept podvozku Alstom Ipomos, jehož primární i sekundární vypružení tvoří šroubovitě válcové pružiny.



Obr. 14 Koncept podvozku Alstom Ipomos [5]

Rám tohoto podvozku se skládá z dvojice podélníků (28) a dvojice příčníků (30) a (32). Nápravy dvojkolí (22) jsou uloženy v ložiskových domcích (18) mezi koly (14), jež jsou integrovány do kyvných ramen (38). Dvojice kyvných ramen jsou poté spojeny nápravovým příčником (20), čímž je vytvořena nápravová sestava (16). Příčnícíky jsou vždy jedním koncem pevně připojeny k jednomu podélníku a druhým koncem otočně připojeny k protilehlému podélníku čepy (34) a (36), jejichž osy jsou rovnoběžné s podélnou osou podvozku x. Celek nápravové sestavy je spojen s rámem podvozku na kyvných ramenech otočnými čepy, s tím, že na jedné straně podvozku je spojen s podélníkem, a na straně protilehlé s příčником, na jeho pevně připojeném konci. To umožňuje naklápění dvojkolí kolem této osy. Mezi kyvnými rameny a podélníky je umístěno primární vypružení (26). Motory (44), umístěné na vnější straně rámu podvozku, pohánějí pár dvojkolí přes kuželočelní převodovky (46). [5]



Obr. 15 Řez podvozkem v ose vypružení [5]

Řez podvozkem v ose vypružení je zobrazen na obr. 15. Primární vypružení (26) tvoří čtyři šroubové válcové pružiny (42), jejichž spodní uložení (42B) je umístěno na podélnících (28), a horní (42A) je na kyvných ramenech (38), na opačné straně, než jsou ložiskové domky (18). Sekundární vypružení (48) tvoří čtyři duplexní šroubovité válcové pružiny (52), jejichž spodní uložení (52A) je stejně jako u primárního umístěno na podélnících. Horní uložení (52B) je na kolébce (50). Dále je doplněno dvojicí hydraulických tlumičů svislých pohybů (48). Záchytky, které jsou umístěny uvnitř sekundárních pružin, tvoří ocelové lano. Svislé a příčné síly jsou ze skříně tramvaje na sekundární vypružení přenášeny kolébkou. Skříň je na kolébce otočně uložena ve valivém ložisku. Pro přenos podélných sil je kolébka s rámem podvozku spojena prostřednictvím dvojice ojníc, připojených k příčnům. [5]

## 2.4 Shrnutí

Pro sekundární vypružení mohou být použity pryžokovové prvky nebo ocelové šroubovitě pružiny. Výhodou pryžokovových prvků je menší zástavbový prostor a možnost vypružení navrhnout tak, aby bylo schopné přenášet podélné síly. Nevýhodou je ale vysoká tuhost a rozptyl její velikosti v závislosti na teplotě. Změna teploty pryže je způsobená jak okolním prostředím, tak i rychlostí zatěžování pryžokovové pružiny. Pryž je také citlivá na agresivní prostředí. Tyto vlivy způsobují její postupné degradování. Proto je výhodnější použít ocelové šroubovitě pružiny. Ty ale potřebují větší zástavbový prostor, což způsobuje největší problémy zejména u primárního vypružení.

U žádného dosud vyprojektovaného podvozku není použito sekundárního vzduchového vypružení. Důvodem je jeho větší technická a ekonomická náročnost. Pro vzduchové pružiny by byla potřeba ještě větší zástavbový prostor v podvozku, než u ocelových šroubovitých pružin. Dále by musel být vyřešen problém s přívodem stlačeného vzduchu od kompresoru na střeše tramvaje.

### 3 Hmotnostní bilance

Pro jednotlivé varianty tramvaje je třeba nejprve vypočítat svislé a příčné síly, působící na podvozky, a nápravové zatížení. Schémata hmotnostní bilance, ve které jsou zobrazeny působící síly a jejich vzdálenosti, jsou v příloze 2, 4 a 6.

#### 3.1 Výpočet svislých a nápravových sil

##### 3.1.1 Vstupní data

Hmotnosti jednotlivých variant tramvaje pro prázdné vozidlo, normální a maximální obsazení jsou:

Tab. 3.1	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$m_{PV}$ [kg]	47 600	48 300	48 500
$m_{norm}$ [kg]	63 840	64 575	67 040
$m_{max}$ [kg]	70 812	72 156	74 150

Vstupní zatěžující síly působící ve svislém směru:

$C$  [N] - síla od sedícího cestujícího, která se vypočte dle vzorce (3.1)

$$C = m_c \cdot g \quad (3.1)$$

kde je:

$m_c$  [kg] - hmotnost cestujícího

Pro Prahu:  $m_c = 70$  kg

Pro Čínu:  $m_c = 60$  kg

$g$  [m/s<sup>2</sup>] - gravitační zrychlení  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup>

Tab. 3.2	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$C$ [N]	687	687	589

$SC_{1,2,3}$  [N] - síla od stojících cestujících na 1., 2. a 3 článek, která se vypočte dle vzorce (3.2)

$$SC_{1,2,3} = S_{p1,2,3} \cdot C \cdot n_{os} \quad (3.2)$$

kde je:

$S_{p1,2,3}$  [m<sup>2</sup>] - plocha podlahy pro stojící cestující v jednotlivých článcích

Tab. 3.3	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$S_{p1}$ [m <sup>2</sup> ]	11,9	12,8	14,5
$S_{p2}$ [m <sup>2</sup> ]	9,6	10,5	10,5
$S_{p3}$ [m <sup>2</sup> ]	11,7	12,8	14,5

$n_{os}$  [os/m<sup>2</sup>] - obsaditelnost

Pro Prahu je normální obsaditelnost 5 a maximální 8 os/m<sup>2</sup>.

Pro Čínu je normální obsaditelnost 6 a maximální 9 os/m<sup>2</sup>.

Síly od stojících cestujících:

Tab. 3.4	Praha - jednosměrná		Praha - obousměrná		Čína	
	5 os/m <sup>2</sup>	8 os/m <sup>2</sup>	5 os/m <sup>2</sup>	8 os/m <sup>2</sup>	6 os/m <sup>2</sup>	9 os/m <sup>2</sup>
SC <sub>1</sub> [N]	40 859	65 374	43 949	70 318	51 208	76 812
SC <sub>2</sub> [N]	32 962	52 739	36 052	57 683	37 082	55 623
SC <sub>3</sub> [N]	40 172	64 275	43 949	70 318	51 208	76 812

**K<sub>1</sub> [N]** - síla od klimatizace HVAC3404, která se vypočte dle vzorce (3.3)

$$K_1 = m_{K_1} \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (3.3)$$

kde je:

$m_{K_1}$  [kg] - hmotnost klimatizace HVAC3404

**K<sub>2</sub> [N]** - síla od klimatizace HVAC6405, která se vypočte dle vzorce (3.4)

$$K_2 = m_{K_2} \cdot g = 295 \cdot 9,81 = 2 894 \text{ N} \quad (3.4)$$

kde je:

$m_{K_2}$  [kg] - hmotnost klimatizace HVAC6405

**SVN [N]** - síla od skříně VN, která se vypočte dle vzorce (3.5)

$$SVN = m_{SVN} \cdot g = 222 \cdot 9,81 = 2 178 \text{ N} \quad (3.5)$$

kde je:

$m_{SVN}$  [kg] - hmotnost skříně VN

**S [N]** - síla od sběrače, která se vypočte dle vzorce (3.6)

$$S = m_S \cdot g = 155 \cdot 9,81 = 1 521 \text{ N} \quad (3.6)$$

kde je:

$m_S$  [kg] - hmotnost sběrače

**SM [N]** - síla od statického měniče, která se vypočte dle vzorce (3.7)

$$SM = m_{SM} \cdot g = 370 \cdot 9,81 = 3 630 \text{ N} \quad (3.7)$$

kde je:

$m_{SM}$  [kg] - hmotnost statického měniče

**SMN [N]** - síla od skříně MN, která se vypočte dle vzorce (3.8)

$$SMN = m_{SMN} \cdot g = 262 \cdot 9,81 = 2\,570 \text{ N} \quad (3.8)$$

kde je:

$m_{SMN}$  [kg] - hmotnost skříně MN

**TS [N]** - síla od trakčního střídače, která se vypočte dle vzorce (3.9)

$$TS = m_{TS} \cdot g = 320 \cdot 9,81 = 3\,139 \text{ N} \quad (3.9)$$

kde je:

$m_{TS}$  [kg] - hmotnost trakčního střídače

**G<sub>p</sub> [N]** - tíha podvozku, která se vypočte dle vzorce (3.10)

$$G_p = m_p \cdot g = 4\,735 \cdot 9,81 = 46\,450 \text{ N} \quad (3.10)$$

kde je:

$m_p$  [kg] - hmotnost podvozku

**HS<sub>1,2,3</sub> [N]** - síla od hrubé stavby skříně v jednotlivých člancích tramvaje

Pro výpočet této síly vycházím z hmotnosti prázdného vozidla  $m_{PV}$  [kg], od které odečtu sumu hmotností komponent na střeše a podvozků. Rozmístění komponent na střeše je součástí výkresů jednotlivých variant tramvaje.

Hmotnost hrubé stavby  $m_{HS}$  [kg] potom je:

Tab. 3.5	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$m_{HS}$ [kg]	25 016	25 716	25 816

Celková délka tramvaje  $l_c$  [m] pro jednotlivé varianty je:

Tab. 3.6	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$l_c$ [m]	31,45	31,45	33,528

Hmotnost hrubé stavby poté vydělím celkovou délkou tramvaje dle vzorce (3.11), čímž získám hmotnost na 1 m délky  $m_{HS\ 1m}$  [kg/m].

$$m_{HS\ 1m} = \frac{m_{HS}}{l_c} \quad (3.11)$$

Tab. 3.7	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$m_{HS\ 1m}$ [kg/m]	795	818	770

Poté mohu vypočítat síly od hrubé stavby skříně  $HS_{1,2,3}$  [N] dle vzorce (3.12).

$$HS_{1,2,3} = m_{HS} \cdot l_{\text{čl } 1,2,3} \cdot g \quad (3.12)$$

kde je:

$l_{\text{čl } 1,2,3}$  [m] - délka článku tramvaje – viz tab. 3.8

Tab. 3.8	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$l_{\text{čl } 1}$ [m]	10,6	10,6	11,639
$l_{\text{čl } 2}$ [m]	10,25	10,25	10,25
$l_{\text{čl } 3}$ [m]	10,6	10,6	11,639

Síly od hrubé stavby:

Tab. 3.9	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$HS_1$ [N]	82 713	83 450	87 918
$HS_2$ [N]	79 982	80 695	77 419
$HS_3$ [N]	82 713	83 450	87 918

Vzdálenosti působišť svislých sil pro jednotlivé varianty tramvaje:

Vzdálenosti pro variantu Praha - jednosměrná:

Tab. 3.10					
1. článek		2. článek		3. článek	
$l_1$ [m]	7,29	$l_5$ [m]	2,3	$l_3$ [m]	7,29
$l_2$ [m]	3,31	$l_6$ [m]	5,65	$l_4$ [m]	3,31
$x_1$ [m]	1	$l_7$ [m]	2,3	$x_{18}$ [m]	0,925
$x_2$ [m]	1,74	$x_{36}$ [m]	1,05	$x_{19}$ [m]	1,375
$x_3$ [m]	2,435	$x_{37}$ [m]	1,575	$x_{20}$ [m]	2,29
$x_4$ [m]	2,5	$x_{38}$ [m]	1,875	$x_{21}$ [m]	2,435
$x_5$ [m]	2,61	$x_{39}$ [m]	2,725	$x_{22}$ [m]	2,61
$x_6$ [m]	3,06	$x_{40}$ [m]	2,95	$x_{23}$ [m]	3,06
$x_7$ [m]	3,25	$x_{41}$ [m]	3,55	$x_{24}$ [m]	3,51
$x_8$ [m]	3,51	$x_{42}$ [m]	3,97	$x_{25}$ [m]	3,79
$x_9$ [m]	4,31	$x_{43}$ [m]	4,3	$x_{26}$ [m]	4,315
$x_{10}$ [m]	6,04	$x_{44}$ [m]	5,05	$x_{27}$ [m]	4,54
$x_{11}$ [m]	6,865	$x_{45}$ [m]	5,315	$x_{28}$ [m]	5,29
$x_{12}$ [m]	6,995	$x_{46}$ [m]	5,765	$x_{29}$ [m]	6,04
$x_{13}$ [m]	7,715	$x_{47}$ [m]	6,44	$x_{30}$ [m]	6,865
$x_{14}$ [m]	8,175	$x_{48}$ [m]	6,7	$x_{31}$ [m]	7,715
$x_{15}$ [m]	9,125	$x_{49}$ [m]	7,525	$x_{32}$ [m]	8,54

$x_{16}$ [m]	4,105	$x_{50}$ [m]	8,375	$x_{33}$ [m]	9,47
$x_{17}$ [m]	5,3	$x_{51}$ [m]	8,42	$x_{34}$ [m]	4,94
		$x_{52}$ [m]	9,2	$x_{35}$ [m]	5,3
		$x_{53}$ [m]	5,125		
		$x_{54}$ [m]	5,125		

Vzdálenosti pro variantu Praha - obousměrná - viz tab. 3.11 a Čína - viz tab. 3.12:

Tab. 3.11			
1. a 3. článek		2. článek	
$l_1$ [m]	7,29	$l_3$ [m]	2,3
$l_2$ [m]	3,31	$l_4$ [m]	5,65
$x_1$ [m]	2,435	$l_5$ [m]	2,3
$x_2$ [m]	2,61	$x_{14}$ [m]	1,05
$x_3$ [m]	3,06	$x_{15}$ [m]	1,575
$x_4$ [m]	3,51	$x_{16}$ [m]	1,875
$x_5$ [m]	4,31	$x_{17}$ [m]	2,725
$x_6$ [m]	6,04	$x_{18}$ [m]	2,95
$x_7$ [m]	6,865	$x_{19}$ [m]	3,55
$x_8$ [m]	6,995	$x_{20}$ [m]	3,97
$x_9$ [m]	7,715	$x_{21}$ [m]	5,05
$x_{10}$ [m]	8,175	$x_{22}$ [m]	6,44
$x_{11}$ [m]	9,125	$x_{23}$ [m]	6,7
$x_{12}$ [m]	4,105	$x_{24}$ [m]	7,525
$x_{13}$ [m]	5,3	$x_{25}$ [m]	8,375
		$x_{26}$ [m]	8,42
		$x_{27}$ [m]	9,2
		$x_{28}$ [m]	5,125
		$x_{29}$ [m]	5,125

Tab. 3.12			
1. a 3. článek		2. článek	
$l_1$ [m]	7,29	$l_3$ [m]	2,3
$l_2$ [m]	4,35	$l_4$ [m]	5,65
$x_1$ [m]	1,36	$l_5$ [m]	2,3
$x_2$ [m]	1,785	$x_{15}$ [m]	1,145
$x_3$ [m]	2,285	$x_{16}$ [m]	1,76
$x_4$ [m]	2,85	$x_{17}$ [m]	2,595
$x_5$ [m]	3,34	$x_{18}$ [m]	2,84
$x_6$ [m]	3,885	$x_{19}$ [m]	3,455
$x_7$ [m]	6,135	$x_{20}$ [m]	3,905
$x_8$ [m]	6,75	$x_{21}$ [m]	4,86
$x_9$ [m]	7,415	$x_{22}$ [m]	5,86
$x_{10}$ [m]	7,83	$x_{23}$ [m]	6,795
$x_{11}$ [m]	8,445	$x_{24}$ [m]	6,825
$x_{12}$ [m]	9,585	$x_{25}$ [m]	7,41
$x_{13}$ [m]	5,04	$x_{26}$ [m]	8,325
$x_{14}$ [m]	5,82	$x_{27}$ [m]	8,49
		$x_{28}$ [m]	9,105
		$x_{29}$ [m]	5,125
		$x_{30}$ [m]	5,125

Pro tyto vstupní zatěžující síly a vzdálenosti mohu pro jednotlivé články a varianty tramvaje sestavit rovnice momentové rovnováhy do svislého směru. Zde je neuvádím, protože jsou velmi rozsáhlé. Výpočet svislých sil je proveden v programu v Excelu „Navrh\_vypruzeni.xlsx“ na kartách „P-J do Z“, „P-O do Z“ a „C do Z“.

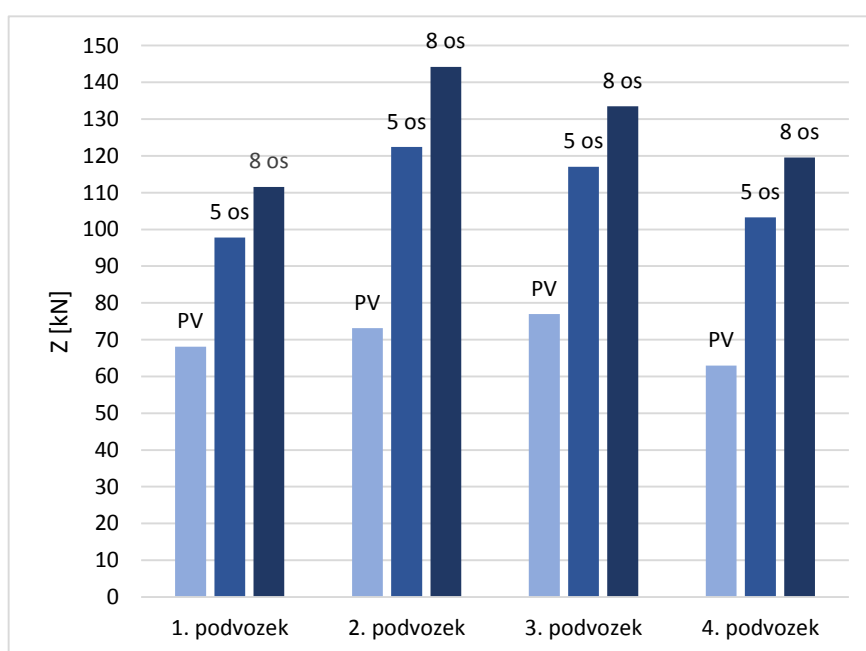


### 3.1.2 Velikost svislých sil působících na kolébku podvozku

$Z$  [N] - svislá síla působící na kolébky podvozků počítaná pro prázdné vozidlo, normální a maximální obsazení

Svislé síly působící na kolébky podvozků pro variantu Praha - jednosměrná:

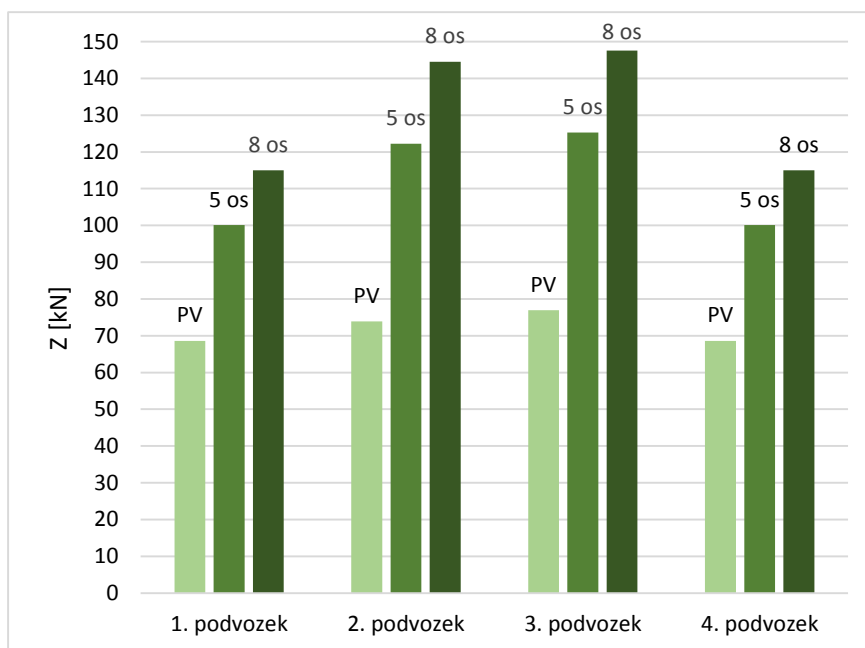
Tab. 3.13	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Z_{PV}$ [N]	68 086	73 124	76 986	62 959
$Z_{5os}$ [N]	97 780	122 417	117 022	103 249
$Z_{8os}$ [N]	111 585	144 214	133 484	119 582



Obr. 16 Svislé síly působící na kolébky podvozků pro variantu Praha - jednosměrná

Svislé síly působící na kolébky podvozků pro variantu Praha - obousměrná:

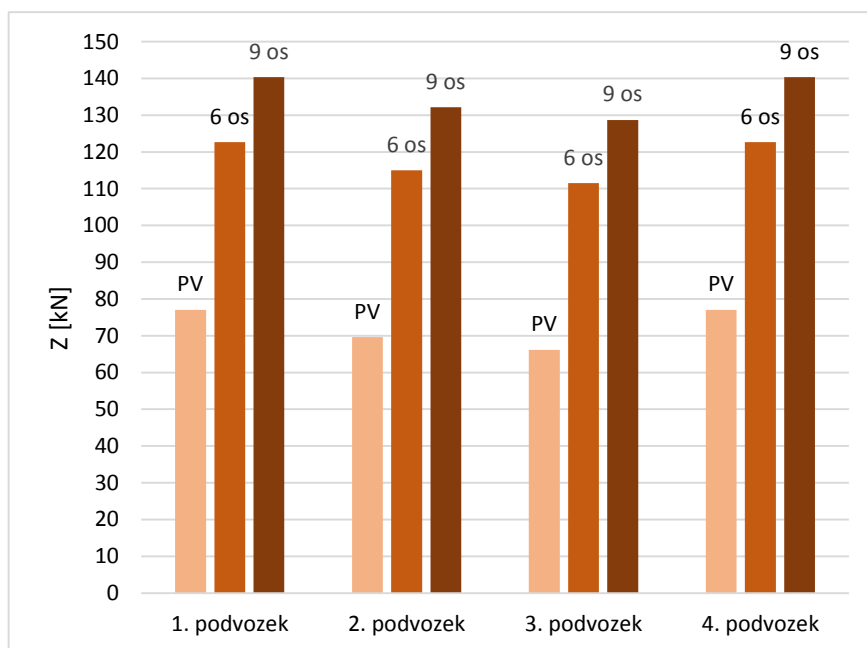
Tab. 3.14	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Z_{PV}$ [N]	68 622	73 864	76 914	68 622
$Z_{5os}$ [N]	100 122	122 193	125 243	100 122
$Z_{8os}$ [N]	114 970	144 529	<b>147 579</b>	114 970



Obr. 17 Svislé síly působící na kolébky podvozků pro variantu Praha - obousměrná

Svislé síly působící na kolébky podvozků pro variantu Čína:

Tab. 3.15	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Z_{PV}$ [N]	77 080	69 656	66 168	77 080
$Z_{6os}$ [N]	122 654	115 020	111 532	122 654
$Z_{9os}$ [N]	140 356	132 193	128 705	140 356



Obr. 18 Svislé síly působící na kolébky podvozků pro variantu Čína

Maximální svislá síla o velikosti  $Z = 147\,579\text{ N}$  působí na kolébku 3. podvozku varianty Praha – obousměrná.

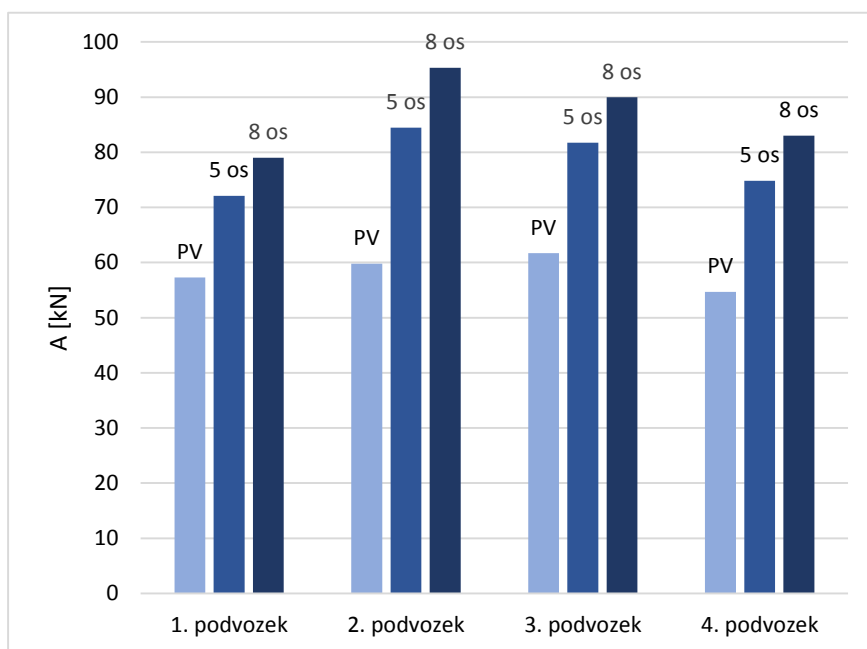
### 3.1.3 Velikost nápravových sil

**A [N]** - nápravové zatížení na 1, 2, 3 a 4 podvozku, počítané pro prázdné vozidlo, normální a maximální obsazení, se vypočte dle vzorce (3.13)

$$A = \frac{Z + G_p}{2} \quad (3.13)$$

Nápravová zatížení pro variantu Praha - jednosměrná:

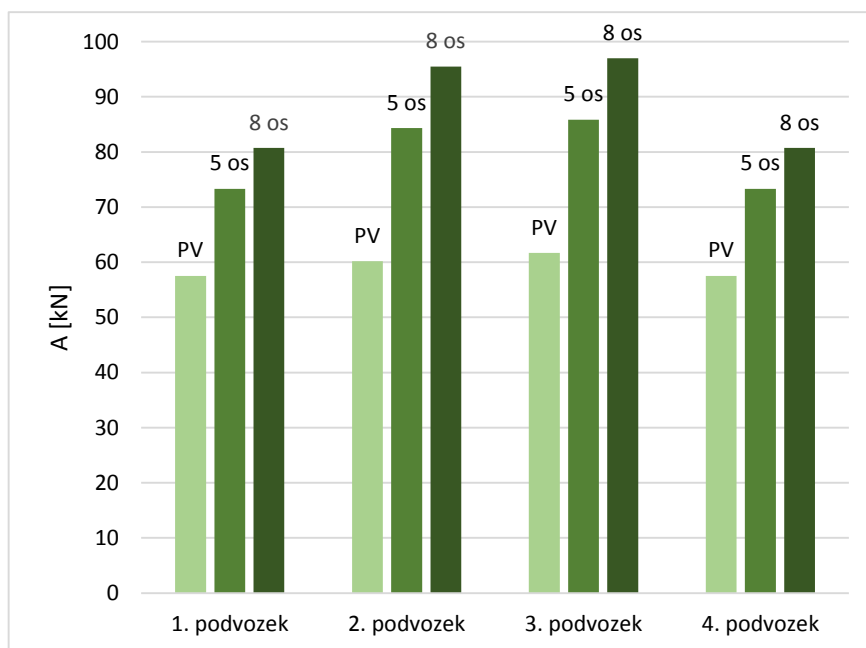
Tab. 3.16	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$A_{PV}$ [N]	57 268	59 787	61 718	54 705
$A_{5os}$ [N]	72 115	84 434	81 736	74 850
$A_{8os}$ [N]	79 018	95 332	89 967	83 016



Obr. 19 Nápravová zatížení pro variantu Praha - jednosměrná

Nápravová zatížení pro variantu Praha - obousměrná:

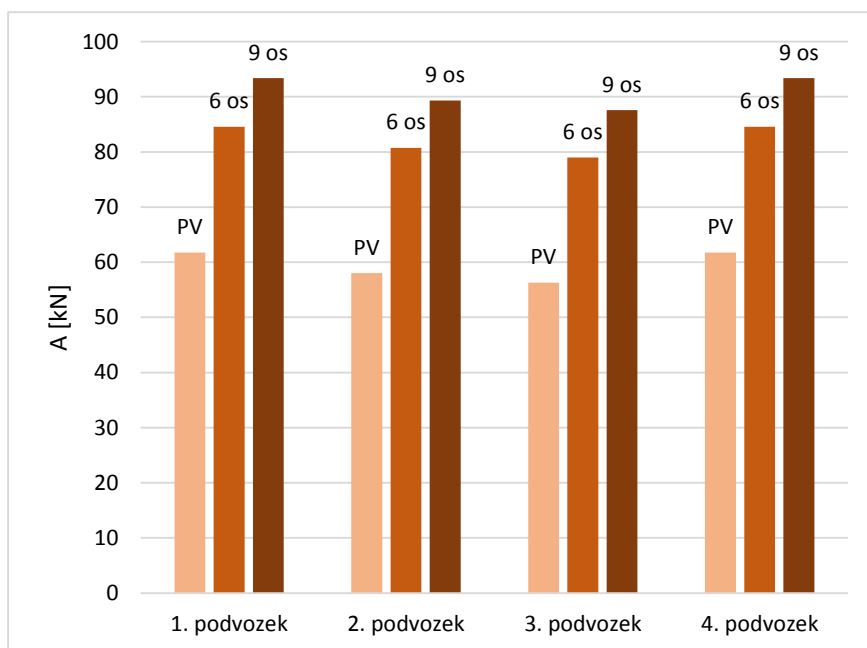
Tab. 3.17	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$A_{PV}$ [N]	57 536	60 157	61 682	57 536
$A_{5os}$ [N]	73 286	84 322	85 847	73 286
$A_{8os}$ [N]	80 710	95 490	<b>97 015</b>	80 710



Obr. 20 Nápravová zatížení pro variantu Praha - obousměrná

Nápravová zatížení pro variantu Čína:

Tab. 3.18	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$A_{PV}$ [N]	61 765	58 053	56 309	61 765
$A_{6os}$ [N]	84 552	80 735	78 991	84 552
$A_{9os}$ [N]	93 403	89 322	87 578	93 403



Obr. 21 Nápravová zatížení pro variantu Čína

Maximální nápravové zatížení o velikosti  $A = 97\,015\text{ N}$  působí na 3. podvozek varianty Praha – obousměrná.

## 3.2 Výpočet příčných sil

### 3.2.1 Vstupní data

Vstupní zatěžující síly působící v příčném směru:

$V_{1,2,3}$  [N] - síla od větru, která se vypočte dle vzorce (3.14)

$$V_{1,2,3} = q_v \cdot S_{b\,1,2,3} \quad (3.14)$$

kde je:

$q_v$  [N/m<sup>2</sup>] - spojitě zatížení od větru, počítám s hodnotou  $q_v = 600\text{ N/m}^2$

$S_{b\,1,2,3}$  [m<sup>2</sup>] - plocha bočnice 1., 2. a 3. článku tramvaje

Plocha bočnice na 1., 2. a 3. článku pro jednotlivé varianty tramvaje:

Tab. 3.19	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$S_{b1}$ [m <sup>2</sup> ]	32	32	34,5
$S_{b2}$ [m <sup>2</sup> ]	31,5	31,5	31,5
$S_{b3}$ [m <sup>2</sup> ]	32	32	34,5

Síla od větru na 1, 2 a 3 článek pro jednotlivé varianty tramvaje:

Tab. 3.20	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
$V_1$ [N]	19 200	19 200	20 700
$V_2$ [N]	18 900	18 900	18 900
$V_3$ [N]	19 200	19 200	20 700

$O_{1,2,3}$  [N] - odstředivá síla, která se vypočte dle vzorce (3.15)

$$O_{1,2,3} = m_{\text{čl } 1,2,3} \cdot a_y \quad (3.15)$$

kde je:

$m_{\text{čl } 1,2,3}$  [kg] - hmotnosti jednotlivých článků tramvaje počítané pro prázdné vozidlo a maximální obsazení

Tab. 3.21	Praha - jednosměrná		Praha - obousměrná		Čína	
	PV	8 os/m <sup>2</sup>	PV	8 os/m <sup>2</sup>	PV	9 os/m <sup>2</sup>
$m_{\text{čl } 1}$ [kg]	9 523	17 237	9 599	17 747	9 997	19 027
$m_{\text{čl } 2}$ [kg]	10 090	17 356	10 163	17 723	9 566	17 156
$m_{\text{čl } 3}$ [kg]	9 046	17 278	9 599	17 747	9 997	19 027

$a_y$  [m/s<sup>2</sup>] - příčné nevyrovnané zrychlení, počítám s hodnotou  $a_y = 1 \text{ m/s}^2$

Odstředivá síla na 1, 2 a 3 článek pro jednotlivé varianty tramvaje:

Tab. 3.22	Praha - jednosměrná		Praha - obousměrná		Čína	
	PV	8 os/m <sup>2</sup>	PV	8 os/m <sup>2</sup>	PV	9 os/m <sup>2</sup>
$O_1$ [N]	9 523	17 237	9 599	17 747	9 997	19 027
$O_2$ [N]	10 090	17 356	10 163	17 723	9 566	17 156
$O_3$ [N]	9 046	17 278	9 599	17 747	9 997	19 027

Vzdálenosti působišť příčných sil pro jednotlivé varianty tramvaje:

Vzdálenosti pro variantu Praha - jednosměrná:

Tab. 3.23					
1. článek		2. článek		3. článek	
$x_{55}$ [m]	5,3	$x_{59}$ [m]	5,125	$x_{57}$ [m]	5,3
$x_{56}$ [m]	5,3	$x_{60}$ [m]	5,125	$x_{58}$ [m]	5,3

Vzdálenosti pro variantu Praha - obousměrná:

Tab. 3.24			
1. a 3. článek		2. článek	
$x_{30}$ [m]	5,3	$x_{32}$ [m]	5,125
$x_{31}$ [m]	5,3	$x_{33}$ [m]	5,125

Vzdálenosti pro variantu Čína:

Tab. 3.25			
1. a 3. článek		2. článek	
$x_{30}$ [m]	5,82	$x_{32}$ [m]	5,125
$x_{31}$ [m]	5,82	$x_{33}$ [m]	5,125

Pro tyto vstupní zatěžující síly a vzdálenosti mohu pro jednotlivé články a varianty tramvaje sestavit rovnice momentové rovnováhy do příčného směru. Výpočet příčných sil je proveden v programu v Excelu „**Navrh\_vypruzeni.xlsx**“ na kartách „**P-J do Y**“, „**P\_O do Y**“ a „**C do Y**“.

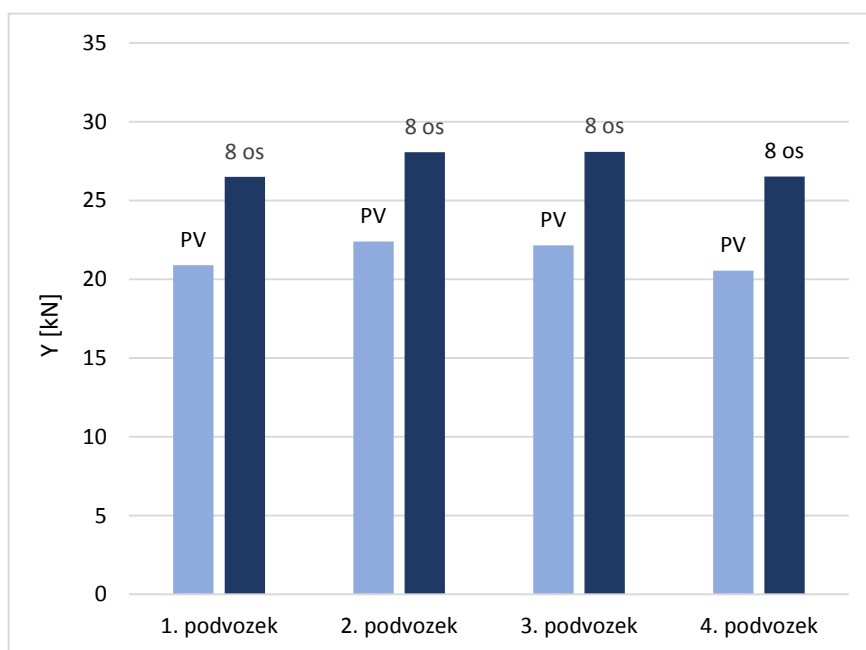


### 3.2.2 Velikost příčných sil působících na podvozek

$Y$  [N] - příčná síla působící na podvozky počítaná pro prázdné vozidlo a maximální obsazení

Příčné síly působící na podvozky pro variantu Praha - jednosměrná:

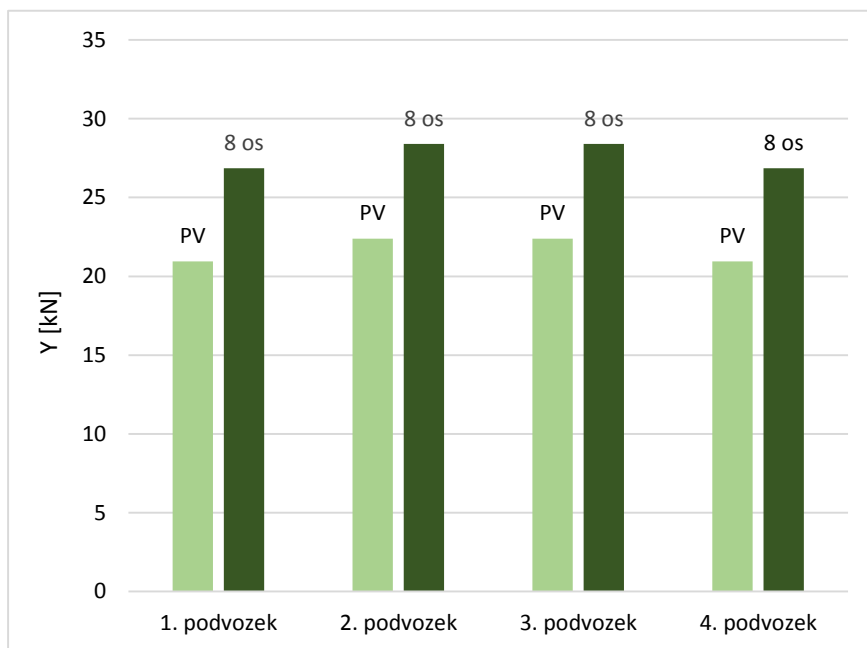
Tab. 3.26	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Y_{PV}$ [N]	20 883	22 389	22 153	20 536
$Y_{8os}$ [N]	26 491	28 070	28 090	26 521



Obr. 22 Příčné síly působící na podvozky pro variantu Praha - jednosměrná

Příčné síly působící na podvozky pro variantu Praha - obousměrná:

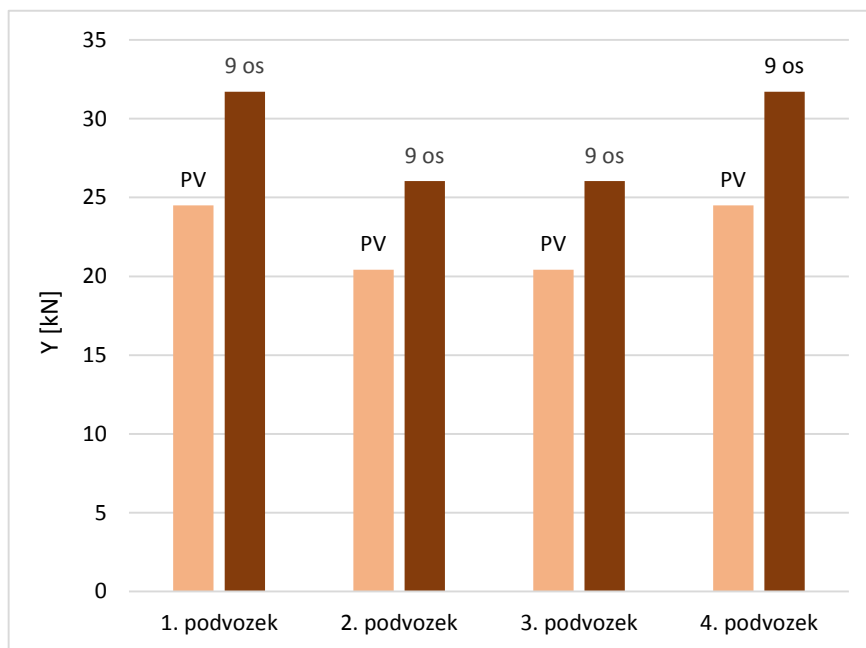
Tab. 3.27	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Y_{PV}$ [N]	20 937	22 393	22 393	20 937
$Y_{8os}$ [N]	26 861	28 397	28 397	26 861



Obr. 23 Příčné síly působící na podvozky pro variantu Praha - obousměrná

Příčné síly působící na podvozky pro variantu Čína:

Tab. 3.28	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Y_{PV}$ [N]	24 507	20 423	20 423	24 507
$Y_{9os}$ [N]	<b>31 716</b>	26 039	26 039	<b>31 716</b>

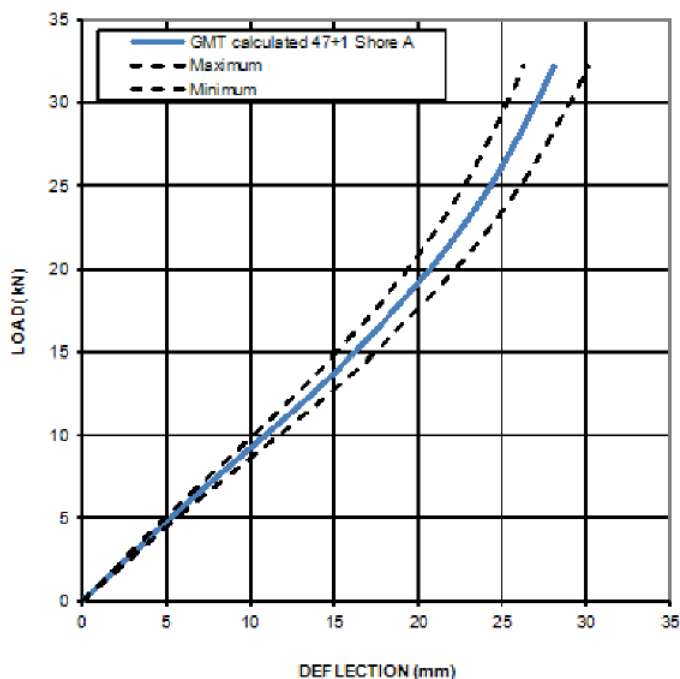


Obr. 24 Příčné síly působící na podvozky pro variantu Čína

Maximální příčná síla o velikosti  $Y = 31\,716$  N působí na 1. a 4. podvozek varianty Čína.

## 4 Návrh sekundárního vypružení

Pro novou koncepci podvozku navrhuji sekundární vypružení s ohledem na původní primární vypružení, které tvoří pryžokovové prvky. Charakteristika primárních pružin je na obr. 25.

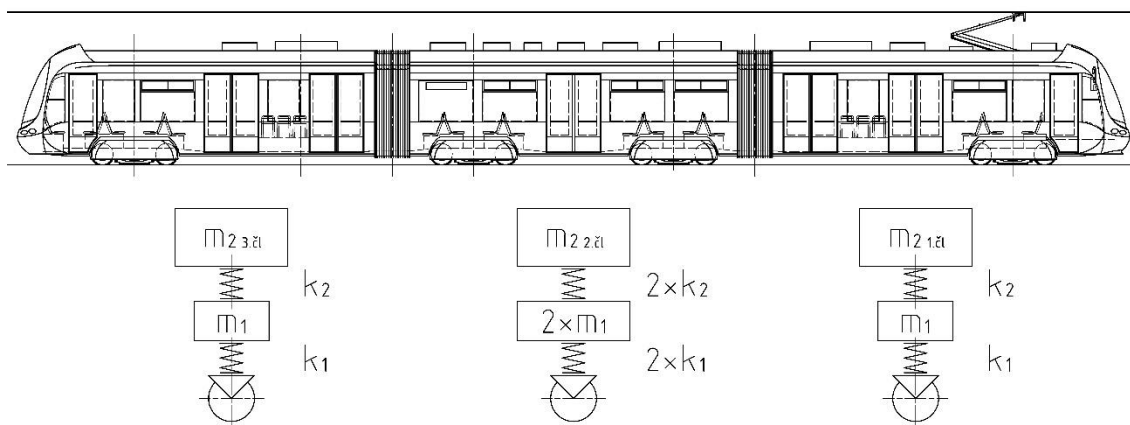


Obr. 25 Charakteristika primárních pružin

Odečítám osovou tuhost primární pružiny  $k_{1p} = 1000 \text{ N/mm}$ .

### 4.1 Stanovení minimální tuhosti

Pro výpočet sekundárního vypružení je použit model skříně tramvaje, který je zobrazen na obr. 26.



Obr. 26 Model skříně tramvaje

Skříň tramvaje je podle článků rozdělena na tři dvouhmotové soustavy. Tento model je velmi zjednodušený, protože bere v úvahu pouze rozdělení hmotnosti. Momenty setrvačnosti jsou v něm zanedbány. Pro základní návrh vypružení ale dostačuje. Pro přesný výpočet by byl potřeba rovinný model s 10 stupni volnosti.

Nejprve je třeba stanovit hmotnosti sekundárně vypružených hmot připadající na 1, dohromady 2 a 3, a 4 podvozek. Pro výpočet použijí velikosti svislých sil na kolébky podvozků vypočtených v kapitole 3.1.2. Hmotnost sekundárně vypružených částí  $m_2$  [kg] se vypočte dle vzorce (4.1).

$$m_2 = \frac{Z}{g} + m_k \quad (4.1)$$

kde je:

$m_k$  [kg] - hmotnost kolébky  $m_k = 300$  kg

Hmotnosti sekundárně vypružených částí  $m_2$  [kg] pro prázdné vozidlo:

Tab. 4.1	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	7 240	7 295	8 157
2. článek	15 902	15 970	14 445
3. článek	6 718	7 295	8 157

Hmotnosti sekundárně vypružených částí  $m_2$  [kg] pro normální obsazení:

Tab. 4.2	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	10 267	10 506	12 803
2. článek	25 008	25 823	23 694
3. článek	10 825	10 506	12 803

Hmotnosti sekundárně vypružených částí  $m_2$  [kg] pro maximální obsazení:

Tab. 4.3	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	11 675	12 020	14 607
2. článek	28 908	30 377	27 195
3. článek	12 490	12 020	14 607

Užitečné zatížení  $G_{už}$  [N], což je tíha cestujících při maximálním obsazení, se vypočte pro variantu pro Prahu dle vzorce (4.2)

$$G_{už} = Z_{80s} - Z_{pV} \quad (4.2)$$

a pro Čínu dle vzorce (4.3).

$$G_{už} = Z_{90s} - Z_{PV} \quad (4.3)$$

Výsledky  $G_{už}$  [N] pro jednotlivé varianty:

Tab. 4.4	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	43 449	46 348	63 276
2. článek	127 587	141 331	125 074
3. článek	56 623	46 348	63 276

Minimální celková osová tuhost vypružení  $k_{c \min}$  [N/mm] se vypočte dle vzorce (4.4).

$$k_{c \min} = \frac{G_{už}}{z_{už}} \quad (4.4)$$

kde je:

$z_{už}$  [mm] - statická deformace vypružení účinkem tíhy užitečného zatížení

$$z_{už} = 60 \text{ mm}$$

Výsledky  $k_{c \min}$  [N/mm] pro jednotlivé varianty:

Tab. 4.5	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	725	773	1 055
2. článek	1 063	1 178	1 042
3. článek	944	773	1 055

Optimální rozdělení tuhosti mezi stupně vypružení  $\gamma_{2 \text{ opt}}$  [-] pro 1. a 3. článek se vypočte dle vzorce (4.5). Za  $m_2$  jsou dosazeny pouze hodnoty pro prázdné vozidlo.

$$\gamma_{2 \text{ opt}} = 2 + \frac{m_1}{m_2} \quad (4.5)$$

a pro 2. článek dle vzorce (4.6)

$$\gamma_{2 \text{ opt}} = 2 + \frac{2 \cdot m_1}{m_2} \quad (4.6)$$

kde je:

$m_1$  [kg] - hmotnost primárně vypružených částí:  $m_1 = 3\,265 \text{ kg}$

Výsledky  $\gamma_{2 \text{ opt}}$  [-] pro jednotlivé varianty:

Tab. 4.6	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	2,45	2,45	2,40
2. článek	2,41	2,41	2,45
3. článek	2,49	2,45	2,40

Osová tuhost primárního vypružení na podvozku  $k_1$  [N/mm] se vypočte dle vzorce (4.7).

$$k_1 = k_{1p} \cdot n_{1p} = 1000 \cdot 8 = 8\,000 \text{ N/mm} \quad (4.7)$$

kde je:

$n_{1p}$  [-] - počet primárních pružin na jednom podvozku

Minimální osová tuhost sekundárního vypružení  $k_{2\min}$  [N/mm] se vypočte pro 1. a 3. článek dle vzorce (4.8)

$$k_{2\min} = \frac{1}{\frac{1}{k_{c\min}} - \frac{1}{k_1}} \quad (4.8)$$

a pro 2. článek dle vzorce (4.9).

$$k_{2\min} = \frac{1}{\frac{\frac{1}{k_{c\min}} - \frac{1}{2 \cdot k_1}}{2}} \quad (4.9)$$

Výsledky  $k_{2\min}$  [N/mm] pro jednotlivé varianty:

Tab. 4.7	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	797	855	1 215
2. článek	1 139	1 271	1 115
3. článek	1 070	855	1 215

Minimální osová tuhost jedné sekundární pružiny  $k_{2p\min}$  [N/mm] se vypočte dle vzorce (4.10).

$$k_{2p\min} = \frac{k_{2\min}}{n_{2p}} \quad (4.10)$$

kde je:

$n_{2p}$  [-] - počet sekundárních pružin na jednom podvozku  $n_{2p} = 4$

Výsledky  $k_{2p\min}$  [N/mm] pro jednotlivé varianty:

Tab. 4.8	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	199	214	304
2. článek	142	159	139
3. článek	267	214	304

Tuhost jedné sekundární pružiny musí být větší než  $k_{2p\min} = 304$  N/mm

## 4.2 Návrh parametrů vypružení

Sekundární vypružení navrhuji jako dvojici duplexních pružin na každé straně podvozku. Zástavbové rozměry jsou omezeny na maximální vnější průměr pružiny  $D_a = 200$  mm a výšku pružiny pod prázdným vozidlem  $L_1 = 274$  mm. Pro návrh a výpočet je použit program v Excelu „**Smith-Goodman.xls**“.

Tabulka vstupních parametrů:

Tab. 4.9		Vnější pružina	Vnitřní pružina
Střední průměr pružiny	D [mm]	171	103
Průměr drátu pružiny	d [mm]	29	19
Počet činných závitů	n [–]	5	8,25
Modul pružnosti ve smyku	G [MPa]	$7,85 \cdot 10^4$	$7,85 \cdot 10^4$
Modul pružnosti v tahu	E [MPa]	$2,06 \cdot 10^5$	$2,06 \cdot 10^5$
Výška pružiny pod PV	$L_1$ [mm]	272	272
Maximální příčná výchylka	$y_{\max}$ [mm]	20	20

Tyto parametry jsou poté vyplněny na kartě „**Výpočet vnější pružiny**“ a „**Výpočet vnitřní pružiny**“. Výsledná tuhost duplexní pružiny je poté odečtena z karty „**Výsledky**“, jejíž část je vidět na obr. 27.

Výsledky výpočtu duplexních šroubových pružin dle ČSN EN 13 906-1					
Veličina		vnější pružina		vnitřní pružina	
Střední průměr pružiny	D =	171 mm		103 mm	
Průměr drátu	d =	29 mm		19 mm	
Vnější průměr pružiny	$D_a =$	200 mm		122 mm	
Vnitřní průměr pružiny	$D_i =$	142 mm		84 mm	
Počet činných závitů	n =	5,00		8,25	
Celkový počet závitů	$n_c =$	6,50		9,75	
Modul pružnosti ve smyku	G =	78 500 N/mm <sup>2</sup>		78 500 N/mm <sup>2</sup>	
Modul pružnosti v tahu	E =	206 000 N/mm <sup>2</sup>		206 000 N/mm <sup>2</sup>	
Délka (výška) pružiny pod $F_{PV}$	$L_1 =$	272 mm		272 mm	osová tuhost $k_0$
Maximální příčná výchylka	$y_{\max} =$	20 mm		20 mm	419,4 N/mm
Osová tuhost pružin	$k_0 =$	277,6 N/mm		141,8 N/mm	$\Sigma Fz$

Obr. 27 Parametry duplexní šroubovitě sekundární pružiny

Osová tuhost duplexní sekundární pružiny je  $k_o = k_{2p} = 419$  N/mm. Minimální tuhost vypočtená v kapitole 4.1 je tedy splněna.



### 4.3 Výpočet vlastních frekvencí

Osová tuhost navrženého sekundárního vypružení na podvozku  $k_2$  [N/mm] se vypočte dle vzorce (4.11).

$$k_2 = k_{2p} \cdot n_{2p} = 419 \cdot 4 = 1\,676 \text{ N/mm} \quad (4.11)$$

Vlastní frekvence netlumené soustavy  $f_{vl}$  [Hz] se vypočte pro 1. a 3. článek dle vzorce (4.12)

$$f_{vl} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2 \cdot m_1} - \sqrt{\left(\frac{k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_1 \cdot k_2}{m_1 \cdot m_2}}} \quad (4.12)$$

a pro 2. článek dle vzorce (4.13).

$$f_{vl} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{2 \cdot (k_1 + k_2)}{4 \cdot m_1} - \sqrt{\left(\frac{2 \cdot k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{2 \cdot (k_1 + k_2)}{4 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{4 \cdot (k_1 \cdot k_2)}{2 \cdot (m_1 \cdot m_2)}}} \quad (4.13)$$

Vlastní frekvence  $f_{vl}$  [Hz] pro prázdné vozidlo:

Tab. 4.10	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	2,2	2,2	2,1
2. článek	2,1	2,1	2,2
3. článek	2,3	2,2	2,1

Vlastní frekvence  $f_{vl}$  [Hz] pro normální obsazení:

Tab. 4.11	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	1,8	1,8	1,6
2. článek	1,7	1,6	1,7
3. článek	1,8	1,8	1,6

Vlastní frekvence  $f_{vl}$  [Hz] pro maximální obsazení:

Tab. 4.12	Praha - jednosměrná	Praha - obousměrná	Čína
1. článek	1,7	1,7	1,5
2. článek	1,6	1,5	1,6
3. článek	1,7	1,7	1,5

Vlastní frekvence pro krátkodobý pobyt ve vozidle by měli být nižší než 1,8 Hz, což pro prázdné vozidlo není splněno. Důvodem je vysoká tuhost původního primárního vypružení tvořeného pryžokovovými prvky. Tuhost sekundárního vypružení nemohu vzhledem k zástavbovým rozměrům už dále snižovat.

#### 4.4 Charakteristiky vypružení

Všechny níže uvedené výpočty byly provedeny v programu v Excelu „Navrh\_vypruzeni.xlsx“ na kartách „F-z DIAG.“ a „DATA DO S-G“.

Jako první je třeba stanovit statické síly působící na sekundární pružiny. Ty jsou rovny svislé síle působící na kolébky podvozků, navýšené o tíhu kolébky, a podělené počtem pružin na jednom podvozku. Síly působící na sekundární pružinu  $F_2$  [N] od prázdného vozidla, pro normální a maximální obsazení se tedy vypočítají dle vzorce (4.14).

$$F_2 = \frac{Z + m_k \cdot g}{n_{2p}} \quad (4.14)$$

Statické síly působící na sekundární pružiny pro variantu Praha - jednosměrná:

Tab. 4.13	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2\ PV}$ [N]	17 757	19 017	19 982	16 475
$F_{2\ 5os}$ [N]	25 181	31 340	29 991	26 548
$F_{2\ 8os}$ [N]	28 632	36 789	34 107	30 631

Statické síly působící na sekundární pružiny pro variantu Praha - obousměrná:

Tab. 4.14	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2\ PV}$ [N]	17 891	19 202	19 964	17 891
$F_{2\ 5os}$ [N]	25 766	31 284	32 047	25 766
$F_{2\ 8os}$ [N]	29 478	36 868	37 631	29 478

Statické síly působící na sekundární pružiny pro variantu Čína:

Tab. 4.15	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2\ PV}$ [N]	20 006	18 150	17 278	20 006
$F_{2\ 6os}$ [N]	31 399	29 491	28 619	31 399
$F_{2\ 9os}$ [N]	35 825	33 784	32 912	35 825

Poté lze pro tyto síly vypočítat sednutí sekundárního vypružení  $z_2$  [mm] dle vzorce (4.15).

$$z_2 = \frac{F_2}{k_{2p}} \quad (4.15)$$

kde je:

$k_{2p}$  [N/mm] - tuhost sekundární pružiny  $k_{2p} = 419$  N/mm

Sednutí sekundární pružiny působením statických sil pro variantu Praha - jednosměrná:

Tab. 4.16	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2\text{ PV}}$ [mm]	42	45	48	39
$z_{2\text{ 50s}}$ [mm]	60	75	72	63
$z_{2\text{ 80s}}$ [mm]	68	88	81	73

Sednutí sekundární pružiny působením statických sil pro variantu Praha - obousměrná:

Tab. 4.17	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2\text{ PV}}$ [mm]	43	46	48	43
$z_{2\text{ 50s}}$ [mm]	61	75	76	61
$z_{2\text{ 80s}}$ [mm]	70	88	90	70

Sednutí sekundární pružiny působením statických sil pro variantu Čína:

Tab. 4.18	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2\text{ PV}}$ [mm]	48	43	41	48
$z_{2\text{ 60s}}$ [mm]	75	70	68	75
$z_{2\text{ 90s}}$ [mm]	85	81	78	85

Pro výpočet minimální a maximální síly je ale ještě potřeba stanovit velikost dynamické přírážky pro prázdné vozidlo a maximální obsazení. Nejprve je třeba vypočítat sednutí primárního vypružení  $z_1$  [mm] od prázdného vozidla, normálního a maximálního obsazení dle vzorce (4.16). Počítám pouze s maximálními hodnotami svislé síly na kolébky podvozků Z pro dané obsazení.

$$z_1 = \frac{Z + G_p - 2 \cdot m_d \cdot g}{\frac{n_{1p}}{k_{1p}}} \quad (4.16)$$

kde je:

$m_d$  [kg] - hmotnost dvojkolí  $m_d = 585$  kg

Sednutí primárního vypružení:

Tab. 4.19	$z_{1\text{ PV}}$ [mm]	$z_{1\text{ norm}}$ [mm]	$z_{1\text{ max}}$ [mm]
	15	20	23

Poté mohu stanovit součet sednutí primárního a sekundárního vypružení pro dané zatížení  $\sum z_{\text{stat}}$  [mm] od prázdného vozidla, normálního a maximálního obsazení dle vzorce (4.17). Počítám s maximálními hodnotami sednutí sekundárního vypružení pro dané obsazení.

$$\sum z_{\text{stat}} = z_1 + z_2 \quad (4.17)$$

Součet sednutí primárního a sekundárního vypružení:

Tab. 4.20	$\sum z_{\text{stat PV}}$ [mm]	$\sum z_{\text{stat norm}}$ [mm]	$\sum z_{\text{stat max}}$ [mm]
	63	96	113

Dynamická přírážka  $k_{\text{dyn}}$  [-] se vypočítá dle vzorce (4.18).

$$k_{\text{dyn}} = a + b \cdot \frac{0,1 \cdot v_{\text{max}}}{\sum z_{\text{stat x}}} \quad (4.18)$$

kde je:

$a$  [-] - koeficient pro sekundárně vypružené hmoty  $a = 0,05$

$b$  [-] - koeficient pro dvounápravový podvozek  $b = 1$

$v_{\text{max}}$  [km/h] - maximální rychlost tramvaje  $v_{\text{max}} = 80$  km/h

Velikosti dynamických přírážek jsou v tab. 4.21. Velikost dynamické přírážky pro normální obsazení  $k_{\text{dyn norm}}$  potřebuji pro pevnostní výpočet pružiny v kapitole 4.5.

Tab. 4.21	$k_{\text{dyn PV}}$ [-]	$k_{\text{dyn norm}}$ [-]	$k_{\text{dyn max}}$ [-]
	0,18	0,13	0,12

Vynásobením statických sil dynamickou přírážkou získám velikost minimální síly  $F_{2 \text{ min}}$  [N], která se vypočte dle vzorce (4.19),

$$F_{2 \text{ min}} = F_{2 \text{ PV}} \cdot (1 - k_{\text{dyn PV}}) \quad (4.19)$$

a maximální síly  $F_{2 \text{ max}}$  [N], která se vypočte pro pražskou variantu dle vzorce (4.20)

$$F_{2 \text{ max}} = F_{2 \text{ 80s}} \cdot (1 + k_{\text{dyn max}}) \quad (4.20)$$

a pro čínskou variantu dle vzorce (4.21).

$$F_{2 \text{ max}} = F_{2 \text{ 90s}} \cdot (1 + k_{\text{dyn max}}) \quad (4.21)$$

Mám tedy vypočítané celé spektrum zatížení pružiny, pro které opět vypočítám sednutí dle vzorce (4.15). Výsledné hodnoty jsou v následujících tabulkách.

Síly působící na sekundární pružiny a jejich sednutí pro variantu Praha - jednosměrná:

Tab. 4.22	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2 \min}$ [N]	14 604	15 639	16 433	13 549
$F_{2 PV}$ [N]	17 757	19 017	19 982	16 475
$F_{2 50s}$ [N]	25 181	31 340	29 991	26 548
$F_{2 80s}$ [N]	28 632	36 789	34 107	30 631
$F_{2 \max}$ [N]	32 096	41 240	38 233	34 337

Tab. 4.23	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2 \min}$ [mm]	35	38	39	32
$z_{2 PV}$ [mm]	42	45	48	39
$z_{2 50s}$ [mm]	60	75	72	63
$z_{2 80s}$ [mm]	68	88	81	73
$z_{2 \max}$ [mm]	77	98	91	82

Síly působící na sekundární pružiny a jejich sednutí pro variantu Praha - obousměrná:

Tab. 4.24	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2 \min}$ [N]	14 714	15 792	16 419	14 714
$F_{2 PV}$ [N]	17 891	19 202	19 964	17 891
$F_{2 50s}$ [N]	25 766	31 284	32 047	25 766
$F_{2 80s}$ [N]	29 478	36 868	37 631	29 478
$F_{2 \max}$ [N]	33 044	41 328	<b>42 183</b>	33 044

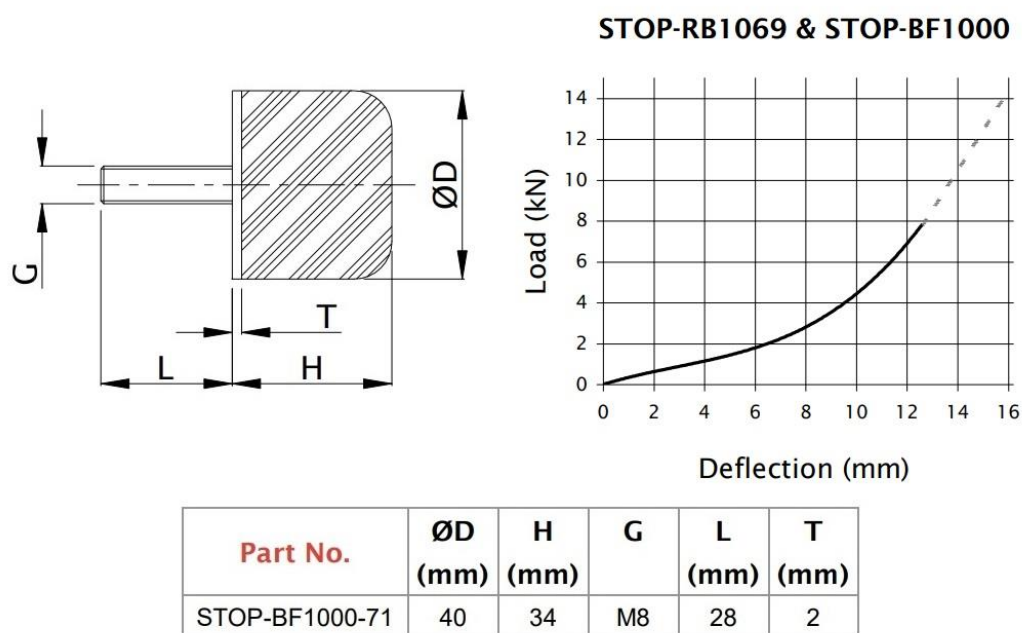
Tab. 4.25	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2 \min}$ [mm]	35	38	39	35
$z_{2 PV}$ [mm]	43	46	48	43
$z_{2 50s}$ [mm]	61	75	76	61
$z_{2 80s}$ [mm]	70	88	90	70
$z_{2 \max}$ [mm]	79	99	101	79

Síly působící na sekundární pružiny a jejich sednutí pro variantu Čína:

Tab. 4.26	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2 \min}$ [N]	16 453	14 926	14 209	16 453
$F_{2 PV}$ [N]	20 006	18 150	17 278	20 006
$F_{2 60s}$ [N]	31 399	29 491	28 619	31 399
$F_{2 90s}$ [N]	35 825	33 784	32 912	35 825
$F_{2 \max}$ [N]	40 159	37 871	36 894	40 159

Tab. 4.27	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2 \min}$ [mm]	39	36	34	39
$z_{2 \text{ PV}}$ [mm]	48	43	41	48
$z_{2 \text{ 60s}}$ [mm]	75	70	68	75
$z_{2 \text{ 90s}}$ [mm]	85	81	78	85
$z_{2 \text{ max}}$ [mm]	96	90	88	96

Protože jsou ale maximální síly působící na sekundární vypružení příliš velké, je třeba vypružení doplnit o pružný doraz. Volím STOP-BF1000-71 od firmy GMT, jehož progresivní charakteristika je na obr. 28. Tuto charakteristiku linearizuji a odečítám osovou tuhost  $k_{2 \text{ dor}} = 630 \text{ N/mm}$ . Pružný doraz je potřeba na 2. a 3. podvozku pro varianty Praha – jednosměrná a Praha – obousměrná, a na 1. a 4. podvozku pro variantu Čína. Doraz zapojuji na sednutí  $z_{2 \text{ dor}} = 80 \text{ mm}$ .



Obr. 28 Pružný doraz STOP-BF1000-71 [6]

Nejprve je potřeba přepočítat sednutí  $z_2$  [mm] dle vzorce (4.22).

$$z_2 = z_{2 \text{ dor}} + \frac{F_2 - k_{2p} \cdot z_{2 \text{ dor}}}{k_{2p} + k_{2 \text{ dor}}} \quad (4.22)$$

Poté pro toto sednutí opět vypočítat sílu  $F_2$  [N] dle vzorce (4.23).

$$F_2 = k_{2p} \cdot z_2 \quad (4.23)$$

Výsledné síly působící na sekundární pružiny a jejich sednutí pro jednotlivé varianty jsou v následujících tabulkách. Hodnoty ovlivněné pružným dorazem jsou tučně vyznačeny.

Varianta Praha - jednosměrná:

Tab. 4.28	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2 \min}$ [N]	14 604	15 639	16 433	13 549
$F_{2 PV}$ [N]	17 757	19 017	19 982	16 475
$F_{2 5os}$ [N]	25 181	31 340	29 991	26 548
$F_{2 8os}$ [N]	28 632	<b>34 848</b>	<b>33 776</b>	30 631
$F_{2 \max}$ [N]	32 096	<b>36 699</b>	<b>35 425</b>	34 337

Tab. 4.29	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2 \min}$ [mm]	35	38	39	32
$z_{2 PV}$ [mm]	42	45	48	39
$z_{2 5os}$ [mm]	60	75	72	63
$z_{2 8os}$ [mm]	68	<b>83</b>	<b>81</b>	73
$z_{2 \max}$ [mm]	77	<b>87</b>	<b>84</b>	82

Varianta Praha - obousměrná:

Tab. 4.30	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2 \min}$ [N]	14 714	15 792	16 419	14 714
$F_{2 PV}$ [N]	17 891	19 202	19 964	17 891
$F_{2 5os}$ [N]	25 766	31 284	32 047	25 766
$F_{2 8os}$ [N]	29 478	<b>34 880</b>	<b>35 185</b>	29 478
$F_{2 \max}$ [N]	33 044	<b>36 662</b>	<b>37 004</b>	33 044

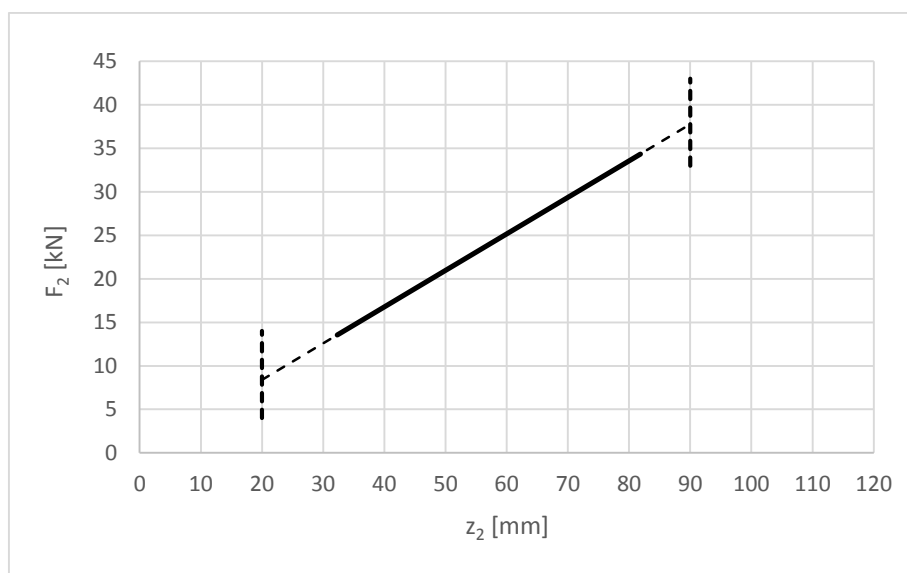
Tab. 4.31	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2 \min}$ [mm]	35	38	39	35
$z_{2 PV}$ [mm]	43	46	48	43
$z_{2 5os}$ [mm]	61	75	76	61
$z_{2 8os}$ [mm]	70	<b>83</b>	<b>84</b>	70
$z_{2 \max}$ [mm]	79	<b>87</b>	<b>88</b>	79

Varianta Čína:

Tab. 4.32	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$F_{2 \min}$ [N]	16 453	14 926	14 209	16 453
$F_{2 PV}$ [N]	20 006	18 150	17 278	20 006
$F_{2 60s}$ [N]	31 399	29 491	28 619	31 399
$F_{2 90s}$ [N]	<b>34 463</b>	33 784	32 912	<b>34 463</b>
$F_{2 \max}$ [N]	<b>36 195</b>	37 871	36 894	<b>36 195</b>

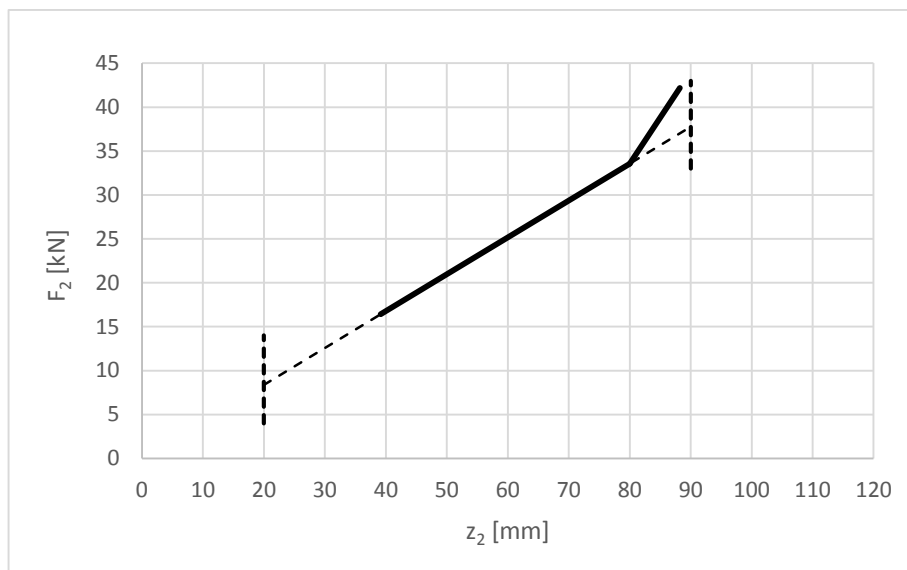
Tab. 4.33	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$z_{2 \min}$ [mm]	39	36	34	39
$z_{2 PV}$ [mm]	48	43	41	48
$z_{2 60s}$ [mm]	75	70	68	75
$z_{2 90s}$ [mm]	<b>82</b>	81	78	<b>82</b>
$z_{2 \max}$ [mm]	<b>86</b>	90	88	<b>86</b>

Nyní mohu vykreslit charakteristiky sekundární pružiny. Zde uvádím pouze charakteristiku nejméně zatížené pružiny – varianta Praha – jednosměrná na 4. podvozku a nejvíce zatížené – varianta Praha – obousměrná na 3. podvozku. Čárkovaně je označena poloha záchytky na sednutí  $z_{2 zach} = 20$  mm a narážky na  $z_{2 nar} = 90$  mm.



Obr. 29 Charakteristika nejméně zatížené sekundární pružiny





Obr. 30 Charakteristika nejvíce zatížené sekundární pružiny

Síla působící na sekundární pružinu na nárazce  $F_{2\text{ nar}}$  [N] se vypočte dle vzorce (4.24).

$$F_{2\text{ nar}} = k_{2p} \cdot z_{2\text{ nar}} = 419 \cdot 90 = 37\,750 \text{ N} \quad (4.24)$$

#### 4.5 Pevnostní výpočet

Pro pevnostní výpočet je opět použit program v Excelu „**Smith-Goodman.xls**“. Parametry uvedené v kapitole 4.2 ještě doplním o velikosti dynamických přírážek a zatěžujících sil vypočtených v kapitole 4.4. V tomto Excelu jsou označeny odlišnými symboly.

Dosazuji za dynamickou přírážku pod  $F_{PV}$   $k_{\text{dyn} PV} = 0,18$  a pro ložený  $k_{\text{dyn norm}} = 0,13$ . Dále dosazuji za sílu na pružinu pod  $F_{PV}$  minimální hodnotu  $F_{2 PV} = 16\,475 \text{ N}$ , za ložený maximální hodnotu pro normální obsazení  $F_{2 50s} = 32\,047 \text{ N}$ , pod  $F_{\text{max}}$  maximální hodnotu  $F_{2 \text{ max}} = 37\,004 \text{ N}$  a na nárazce  $F_n = 37\,750 \text{ N}$ . Tyto zatěžující síly jsou rozloženy na vnější a vnitřní pružinu v poměru, pro které vychází jejich stejné sednutí – viz Excel „**Navrh\_vypruzeni.xlsx**“ na kartě „**DATA DO S-G**“.

Vstupní parametry do Excelu „Smith-Goodman.xls“ jsou v následující tabulce.

Tab. 4.34		Vnější pružina	Vnitřní pružina
Střední průměr pružiny	D [mm]	171	103
Průměr drátu pružiny	d [mm]	29	19
Počet činných závitů	n [-]	5	8,25
Modul pružnosti ve smyku	G [MPa]	$7,85 \cdot 10^4$	$7,85 \cdot 10^4$
Modul pružnosti v tahu	E [MPa]	$2,06 \cdot 10^5$	$2,06 \cdot 10^5$
Výška pružiny pod PV	L <sub>1</sub> [mm]	273	273
Maximální příčná výchylka	y <sub>max</sub> [mm]	20	20
Dynamická přírážka ložený	k <sub>dyn(lož)</sub> [-]	0,13	0,13
Dynamická přírážka pod F <sub>PV</sub>	k <sub>dyn(PV)</sub> [-]	0,18	0,18
Síla na pružinu pod F <sub>PV</sub>	F <sub>1</sub> [N]	10 904	5 571
Síla na pružinu ložený	F <sub>lož</sub> [N]	21 210	10 836
Síla na pružinu pod F <sub>max</sub>	F <sub>2</sub> [N]	24 491	12 513
Síla na pružinu na narážce	F <sub>n</sub> [N]	24 985	12 765

Tyto parametry jsou poté vyplněny na kartě „Výpočet vnější pružiny“ a „Výpočet vnitřní pružiny“ – viz obr. 31 a 32.

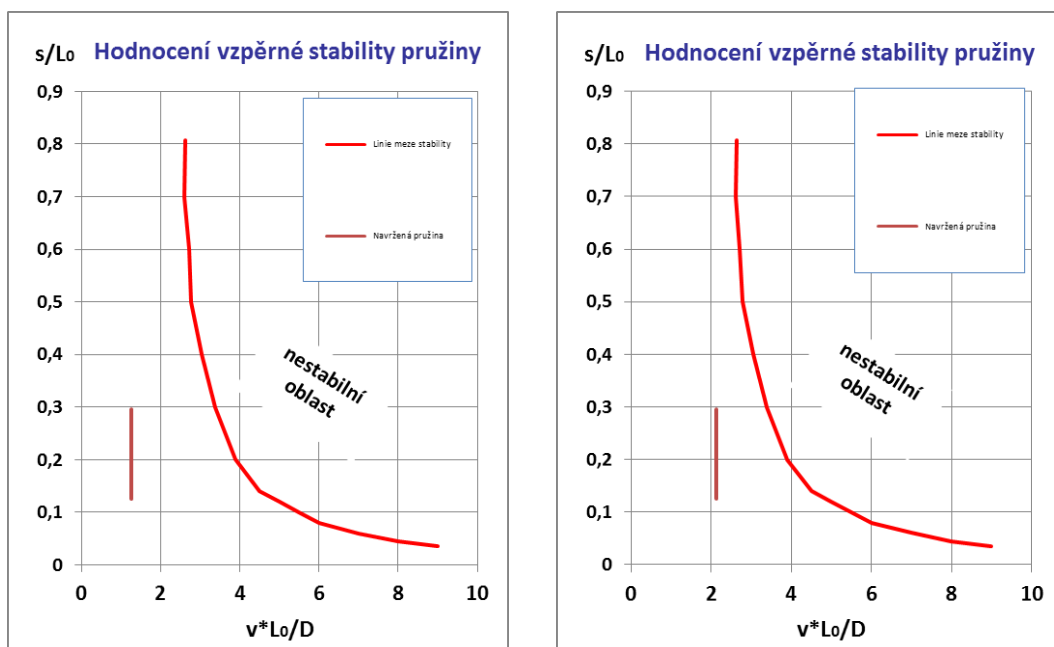
Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1			
Střední průměr pružiny	D =	171 mm	Korekční součinitel k = 1,2429
Průměr drátu	d =	29 mm	Osová tuhost pružiny k <sub>0</sub> = 277,6 N/mm
Počet činných závitů	n =	5	Štíhlostní poměr λ = 1,812
Celkový počet závitů	n <sub>c</sub> =	6,5	Poissonova konstanta μ = 0,381
Modul pružnosti ve smyku	G =	7,85E+04 N/mm <sup>2</sup>	Koeficient ulož pružiny v = 0,70
Modul pružnosti v tahu	E =	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>	<b>Limitní hodnoty - vnější průměr D<sub>a</sub> = 214 mm</b>
Délka (výška) pružiny pod F <sub>PV</sub>	L <sub>1</sub> =	270,52 mm	Skutečný vnější průměr D <sub>a</sub> = 200 mm
Maxim. příčná výchylka	y <sub>max</sub> =	20 mm	Skutečný vnitřní průměr D <sub>i</sub> = 142 mm
Dynamická přírážka k <sub>dyn(lož)</sub> , k <sub>dyn(PV)</sub> , =	0,13	0,18	Mezní vzpěrné stlačení S <sub>k</sub> = 232 mm
Síla na pružinu pod F <sub>PV</sub>	F <sub>1</sub> =	10 904 N	Navržená pružina
Síla na pružinu ložený	F <sub>lož</sub> =	21 210 N	F <sub>max</sub> v*Lo/D= 1,268 1,268
Síla na pružinu pod F <sub>max</sub>	F <sub>2</sub> =	24 491 N	F <sub>PV</sub> s/Lo= 0,291 0,127
Síla na pružinu na narážce	F <sub>n</sub> =	24 985 N	<b>Požadované délkové (výškové) rozměry</b>
Maxim. stlačení pružiny s <sub>max</sub> = L <sub>1</sub> -L <sub>n</sub>	50,72 mm		<b>šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:</b>
Volná délka pružiny	L <sub>0</sub> =	309,81 mm	L <sub>0</sub> = 309,81 mm
Délka (výška) pružiny pod F <sub>PV</sub>	L <sub>1</sub> =	270,52 mm	L <sub>1</sub> = 270,52 mm
Délka (výška) pružiny pod F <sub>lož</sub>	L <sub>lož</sub> =	233,40 mm	L <sub>lož</sub> = 233,40 mm
Délka (výška) pružiny pod F <sub>max</sub>	L <sub>2</sub> =	221,58 mm	L <sub>2</sub> = 221,58 mm
Délka (výška) pružiny na narážce		219,80 mm	L <sub>n</sub> = 219,80 mm
Skutečný součet minim. mezer s <sub>a</sub> =	40,00 mm		S <sub>a</sub> = 40,00 mm
Pevná délka (výška) pružiny	L <sub>c</sub> =	179,8 mm	L <sub>c</sub> = 179,80 mm

Obr. 31 Vstupní parametry vnější pružiny

Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1						
Střední průměr pružiny	D =	103 mm	Korekční součinitel	k =	1,2676	dohromady
Průměr drátu	d =	19 mm	Osová tuhost pružiny	k <sub>0</sub> =	141,8 N/mm	419
Počet činných závitů	n =	8,25	Štíhlostní poměr	λ =	3,008	
Celkový počet závitů	n <sub>c</sub> =	9,75	Poissonova konstanta	μ =	0,381	
Modul pružnosti ve smyku	G =	7,85E+04 N/mm <sup>2</sup>	Koeficient uloř. pružiny	v =	0,70	
Modul pružnosti v tahu	E =	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>	<b>Limitní hodnoty - vnější průměr Da2 = 152 mm</b>			
Délka (výška) pružiny pod F <sub>PV</sub>	L <sub>1</sub> =	270,52 mm	Skutečný vnější průměr	D <sub>a</sub> =	122 mm	
Maxim. příčná výchylka	y <sub>max</sub> =	20 mm	Skutečný vnitřní průměr	D <sub>i</sub> =	84 mm	
Dynamická přírážka	k <sub>dyn(lož), k<sub>dyn(PV)</sub></sub>	0,13 0,18	Mezní vzpěrné stlačení	S <sub>k</sub> =	232 mm	
Síla na pružinu pod F <sub>PV</sub>	F1 =	5 571 N	Navržená pružina			
Síla na pružinu ložený	F <sub>lož</sub> =	10 836 N	F <sub>max</sub>	v*Lo/D =	2,105 2,105	
Síla na pružinu pod F <sub>max</sub>	F2 =	12 513 N	F <sub>PV</sub>	s/Lo =	0,290 0,127	
Síla na pružinu na nárazce	F <sub>n</sub> =	12 765 N	<b>Požadované délkové (výškové) rozměry</b>			
Maxim. stlačení pružiny	s <sub>max</sub> = L <sub>1</sub> -L <sub>n</sub>	50,71 mm	<b>šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:</b>			
Volná délka pružiny	L <sub>0</sub> =	309,80 mm	L <sub>0</sub> =	309,80 mm		
Délka (výška) pružiny pod F <sub>PV</sub>	L <sub>1</sub> =	270,52 mm	L <sub>1</sub> =	270,52 mm	max 274	
Délka (výška) pružiny pod F <sub>lož</sub>	L <sub>lož</sub>	233,41 mm	L <sub>lož</sub> =	233,41 mm		
Délka (výška) pružiny pod F <sub>max</sub>	L <sub>2</sub> =	221,59 mm	L <sub>2</sub> =	221,59 mm		
Délka (výška) pružiny na nárazce		219,81 mm	L <sub>n</sub> =	219,81 mm		
Skutečný součet minim. mezer	s <sub>3</sub> =	40,26 mm	S <sub>a</sub> =	40,26 mm		
Pevná délka (výška) pružiny	L <sub>c</sub> =	179,55 mm	L <sub>c</sub> =	179,55 mm		

Obr. 32 Vstupní parametry vnitřní pružiny

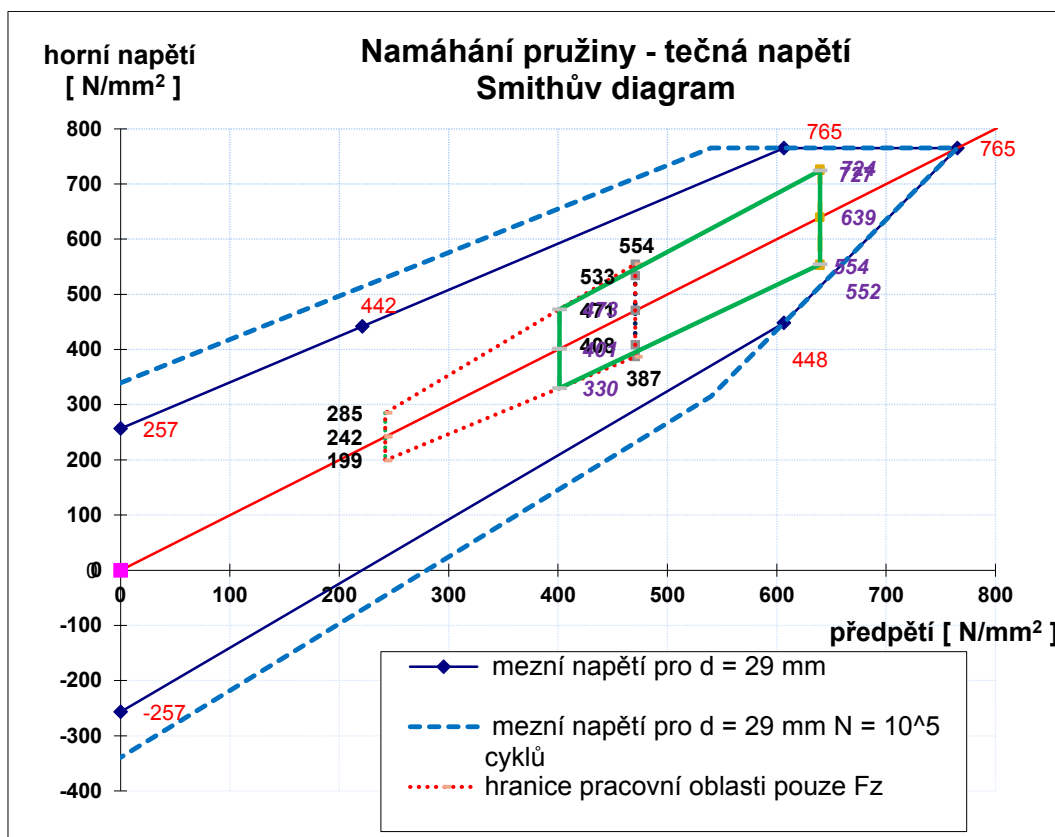
Na následujících obrázcích jsou zobrazeny výsledné grafy. Na kartě „Výpočet vnější pružiny“ a „Výpočet vnitřní pružiny“ jsou grafy hodnocení vzpěrné stability – viz obr. 33.



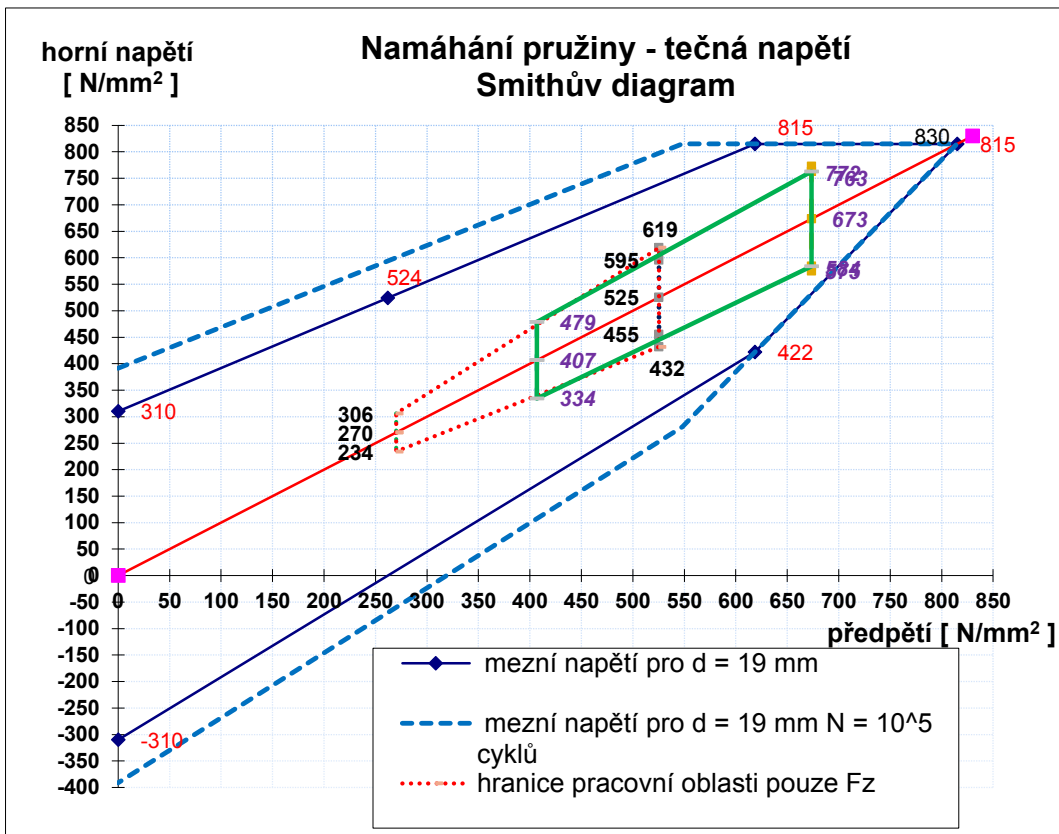
Obr. 33 Hodnocení vzpěrné stability vnější a vnitřní pružiny

Pružiny se pohybují ve stabilní oblasti. Vzpěrná stabilita je tedy splněna.

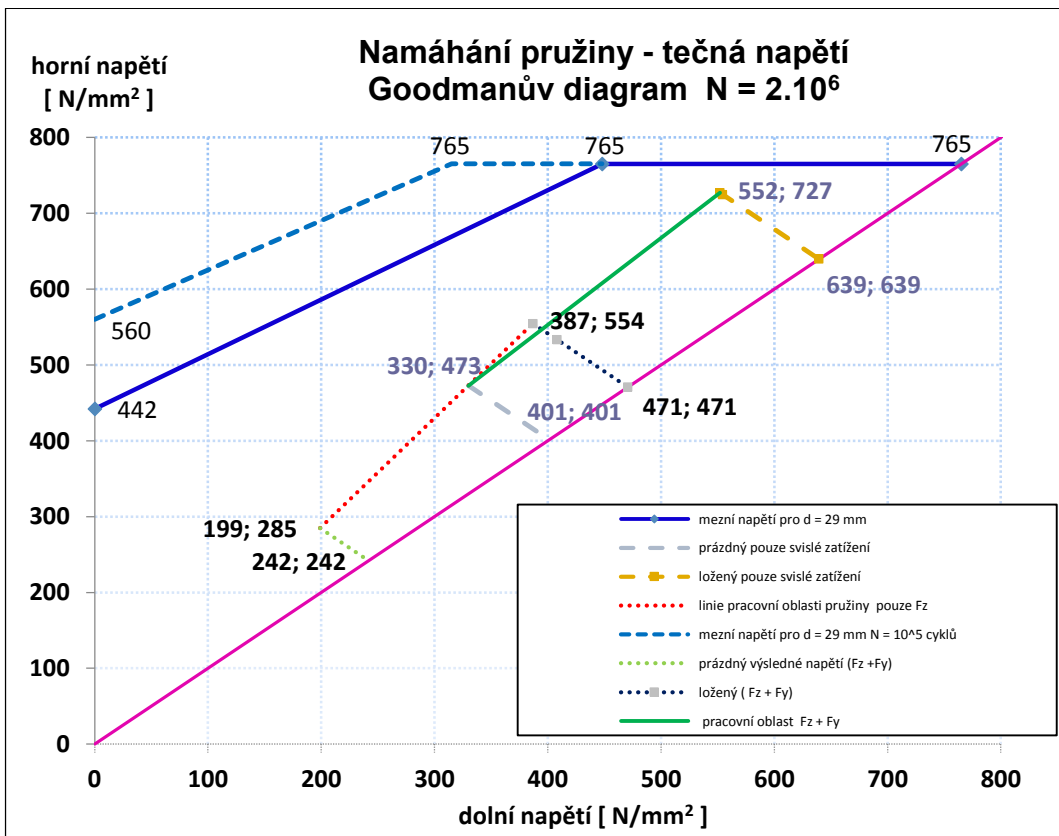
Na kartě „Vnější pružina“ a „Vnitřní pružina“ je zobrazen Smithův a Goodmanův diagram vnější a vnitřní pružiny – viz obr. 34 - 37.



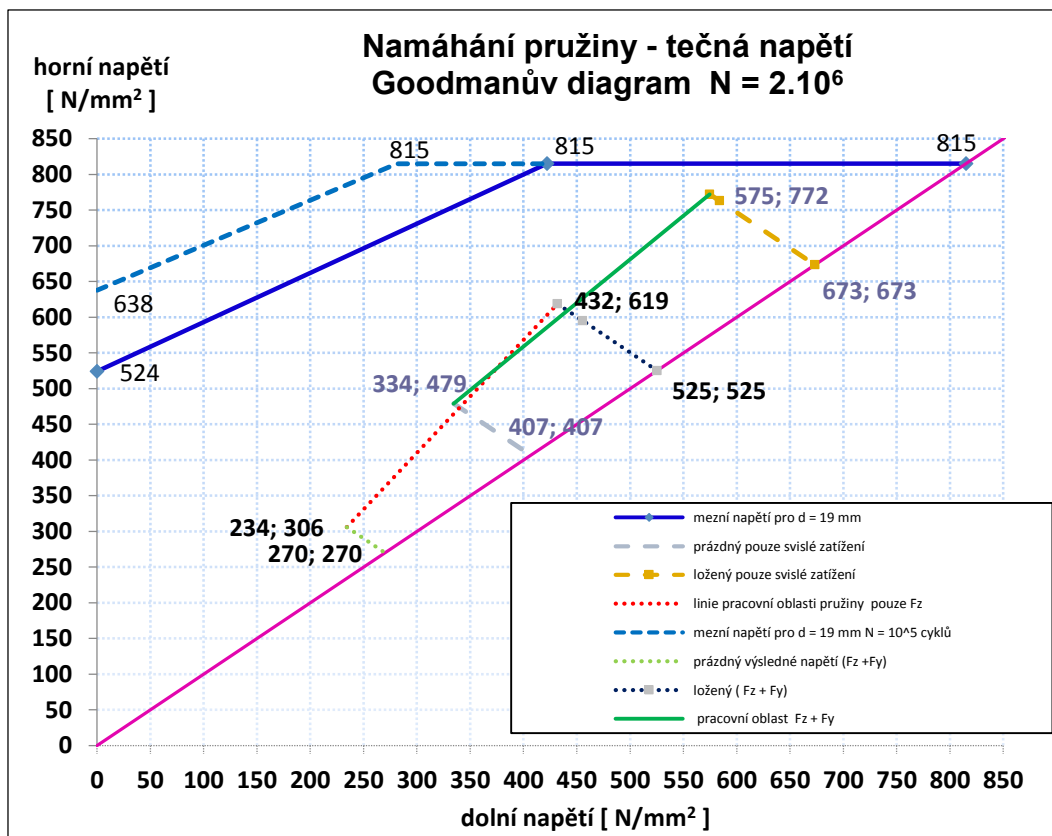
Obr. 34 Smithův diagram vnější pružiny



Obr. 35 Smithův diagram vnitřní pružiny



Obr. 36 Goodmanův diagram vnější pružiny



Obr. 37 Goodmanův diagram vnitřní pružiny

Namáhání pružin se pohybuje pod mezním napětím. Pevnostní kontrola je tedy splněna.

Dále sekundární pružinu doplňuji o pryžokovovou pružinu, kterou kontroluji na tlak dle vzorce (4.25). Dovolený tlak se u pryže pohybuje v rozmezí 1 – 1,5 MPa. Počítám s maximální hodnotou síly působící na sekundární pružinu  $F_2 = 42\,183$  N – viz tab. 4.24 na str. 53, kterou dělím průřezem mezikruží pryžokovové pružiny.

$$\sigma_t = \frac{F_2}{\pi \cdot \left( \left( \frac{D_{pa}}{2} \right)^2 - \left( \frac{D_{pi}}{2} \right)^2 \right)} = \frac{42\,183}{\pi \cdot \left( \left( \frac{210}{2} \right)^2 - \left( \frac{60}{2} \right)^2 \right)} = 1,33 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

kde je:

$D_{pa}$  [mm] - vnější průměr pryžokovové pružiny

$D_{pi}$  [mm] - vnitřní průměr pryžokovové pružiny

Tlak v pryži se pohybuje v dovoleném rozmezí. Pryžokovová pružina vyhovuje.

Sestavný výkres sekundárního vypružení je v příloze 8. Výrobní výkresy vnější a vnitřní sekundární pružiny jsou v příloze 9 a 10.

## 4.6 Kontrola bezpečnosti proti vykolejení

Pro navržené vypružení je třeba stanovit bezpečnost proti vykolejení v oblouku a na zborcené koleji. Pro výpočet dále potřebuji velikost kolové síly  $Q$  [N] pro prázdné vozidlo a maximální obsazení, která se vypočte dle vzorce (4.26). Hodnoty nápravového zatížení jsou uvedeny v kap. 3.1.3 na str. 36 - 38.

$$Q = \frac{A}{2} \quad (4.26)$$

Kolové síly pro variantu Praha - jednosměrná:

Tab. 4.35	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Q_{PV}$ [N]	28 634	29 894	30 859	27 352
$Q_{8os}$ [N]	39 509	47 666	44 983	41 508

Kolové síly pro variantu Praha - obousměrná:

Tab. 4.36	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Q_{PV}$ [N]	28 768	30 079	30 841	28 768
$Q_{8os}$ [N]	40 355	47 745	48 507	40 355

Kolové síly pro variantu Čína:

Tab. 4.37	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Q_{PV}$ [N]	30 883	29 027	28 155	30 883
$Q_{9os}$ [N]	46 702	44 661	43 789	46 702

### 4.6.1 Bezpečnost proti vykolejení v oblouku

Bezpečnost proti vykolejení, při průjezdu minimálního traťového oblouku, zjišťuji pomocí Heumannovy metody. Vzhledem k rozsáhlosti výpočtu ji stanovuji pouze pro variantu Čína, neboť na její podvozky působí nejvyšší příčná síla – viz kap. 3.2.2. Velikosti příčných sil jsou v tab. 4.38. Výpočet provádím pouze pro zatížení od maximálního obsazení.

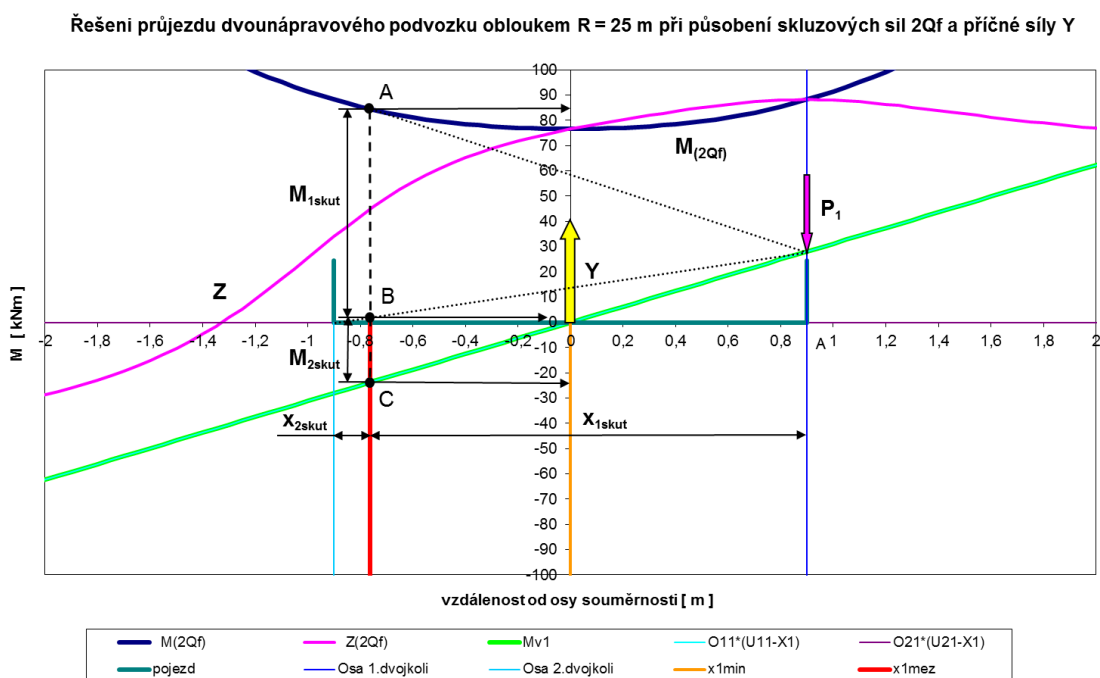
Příčné síly od maximálního obsazení působící na podvozky varianty Čína:

Tab. 4.38	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Y_{9os}$ [N]	31 716	26 039	26 039	31 716

Vyšetřuji případ jednobodového dotyku vodícího kola o kolejnici na okolku při průjezdu oblouku o poloměru  $R = 25$  m. Tento poloměr oblouku stanovují jako minimální technické podmínky této varianty tramvaje. Ostatní parametry potřebné k výpočtu jsou v tab. 4.39.

Parametr	Symbol [jednotka]	Hodnota
Rozvor podvozku	$2a+$ [m]	1,8
Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí	$2s$ [m]	1,5
Poloměr oblouku	$R$ [m]	25
Oboustranná vůle dvojkolí v koleji	$2\sigma^*$ [mm]	55
Součinitel adheze	$f$ [-]	0,35
Působíště síly – vzdálenost od prvního dvojkolí v podvozku	$u$ [m]	0,9

Pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení v oblouku je použit program v Excelu „Heumann-Bo-dQ.xls“. Všechny parametry jsou poté vyplněny na kartě „Vstup“.



Obr. 38 Výstupní graf Heumannovy metody

Na obr. 38 je zobrazena karta „Graf“, na které pro jednotlivé kolové a příčné síly odečítám hodnoty momentů  $M_{1skut}$  [Nm], kterým působí pravá řídící síla  $P_1$  na podvozek, a  $M_{2skut}$  [Nm], kterým na podvozek působí nepravá řídící síla  $P_2$ . Hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.40. Dále odečítám velikost jejich ramena  $x_{1skut} = 1,66$  m a  $x_{2skut} = 0,14$  m.



Momenty působící na jednotlivé podvozky:

Tab. 4.40	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$M_{1skut}$ [Nm]	83 000	79 000	77 000	83 000
$M_{2skut}$ [Nm]	26 000	22 000	22 000	26 000

Z těchto odečtených hodnot mohou vypočítat velikost pravé řídící síly  $P_1$  [N], která se vypočte dle vzorce (4.27).

$$P_1 = \frac{M_{1skut}}{x_{1skut}} \quad (4.27)$$

Pravá řídící síla pro jednotlivé podvozky:

Tab. 4.41	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$P_1$ [N]	50 000	47 590	46 386	50 000

Pro výpočet dále potřebuji úhel náběhu vodícího kola  $\alpha_n$  [°], který se vypočte dle vzorce (4.28).

$$\alpha_n = \frac{x_{1skut}}{R} = \frac{1,66}{25} = 0,0664 \text{ rad} \rightarrow \alpha_n = 3,8^\circ \quad (4.28)$$

Z velikosti pravé řídící síly mohou vypočítat velikost vodící síly  $Y_{vod}$  [N] na nabíhající kole dle Nadalova vztahu (4.29).

$$Y_{vod} = P_1 \cdot \left( 1 - f \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n \cdot \text{cotg } \beta}{\sqrt{\frac{c^2}{r_k^2} \cdot \cos^2 \beta + \text{tg}^2 \alpha_n}} \right) \quad (4.29)$$

kde je:

$\beta$  [°] - úhel okolku  $\beta = 70^\circ$

$c$  [mm] - výškový posuv dotykového bodu na okolku, oproti rovině styku kola s kolejnicí při poloze dotykového bodu na jízdní ploše kola  $c = 10$  mm

$r_k$  [mm] - poloměr kola  $r_k = 300$  mm

Vodící síla na jednotlivých podvozcích:

Tab. 4.42	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$Y_{vod}$ [N]	43 722	41 615	40 561	43 722

Bezpečnost proti vykolejení při průjezdu minimálního traťového oblouku  $k_{bpv}$  [–] se vypočte dle vzorce (4.30). Provozní poměr vodící a kolové síly nesmí být vyšší než kritický, který je pro úhel okolku  $70^\circ$  roven 1,2.

$$k_{bpv} = \frac{\left(\frac{Y_{vod}}{Q}\right)_{krit}}{\left(\frac{Y_{vod}}{Q}\right)_{prov}} = \frac{1,2}{\frac{Y_{vod}}{Q_{90s}}} \quad (4.30)$$

Bezpečnost proti vykolejení při průjezdu minimálního traťového oblouku  $k_{pvo}$  [–] pro jednotlivé podvozky:

Tab. 4.43	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$k_{bpv}$ [–]	1,3	1,3	1,3	1,3

Podíl vodící a kolové síly je na všech podvozcích nižší než kritická hodnota. Bezpečnost proti vykolejení při průjezdu minimálního traťového oblouku je tedy u varianty Čína splněna.

#### 4.6.2 Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji

Výpočet je proveden pro všechny varianty tramvají pro zatížení od prázdného vozidla a maximálního obsazení. Jako první je třeba vypočítat torzní tuhost podvozku a druhého článku tramvaje. Torzní tuhost podvozku  $k_{t\text{podv}}$  [Nm/rad] se vypočte dle vzorce (4.31).

$$\frac{1}{k_{t\text{podv}}} = \frac{1}{\frac{n_{1p}}{2} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} + \frac{1}{k_{t\text{rám}}} + \frac{1}{\frac{n_{1p}}{2} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} \quad (4.31)$$

kde je:

$2w_1$  [mm] - báze primárního vypružení

$k_{t\text{rám}}$  [N/mm] - torzní tuhost rámu podvozku

Jelikož je torzní tuhost svařence rámu podvozku velmi vysoká, mohu prohlásit, že  $k_{t\text{rám}} \rightarrow \infty$ . Torzní tuhost podvozku mohu tedy vypočítat dle vzorce (4.32)

$$\frac{1}{k_{t\text{podv}}} = \frac{2}{\frac{n_{1p}}{2} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} = \frac{2}{\frac{8}{2} \cdot 1\,000 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{1\,174}{2 \cdot 10^3}\right)^2} \rightarrow \quad (4.32)$$

$$\rightarrow k_{t\text{podv}} = 689\,138 \text{ Nm/rad}$$

Torzní tuhost druhého článku tramvaje  $k_{t\text{ čl } 2}$  [Nm] se vypočte dle vzorce (4.33). Součástí sekundárního vypružení jsou dva torzní stabilizátory, jejichž úhlová tuhost je vypočtena v kapitole 5 na str. 71.

$$\frac{1}{k_{t\text{ čl } 2}} = \frac{1}{n_{1p} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} + \frac{1}{n_{2p} \cdot k_{2p} \cdot w_2^2 + n_{TS} \cdot k_{TS}} + \frac{1}{k_{t\text{ skříň}}} + \frac{1}{n_{2p} \cdot k_{2p} \cdot w_2^2 + n_{TS} \cdot k_{TS}} + \frac{1}{n_{1p} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} \quad (4.33)$$

kde je:

$n_{TS}$  [–] - počet torzních stabilizátorů na jednom podvozku

$k_{TS}$  [Nm/rad] - úhlová tuhost torzního stabilizátoru

$k_{t\text{ skříň}}$  [N/mm] - torzní tuhost skříně

Protože má ale sekundární vypružení na některých podvozcích lineárně lomenou charakteristiku, je třeba torzní tuhost druhého článku tramvaje vypočítat i v případě zapojení pružného dorazu dle vzorce (4.34).

$$\frac{1}{k_{t\text{ čl } 2}} = \frac{1}{n_{1p} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} + \frac{1}{n_{2p} \cdot (k_{2p} + k_{2\text{ dor}}) \cdot w_2^2 + n_{TS} \cdot k_{TS}} + \frac{1}{k_{t\text{ skříň}}} + \frac{1}{n_{2p} \cdot (k_{2p} + k_{2\text{ dor}}) \cdot w_2^2 + n_{TS} \cdot k_{TS}} + \frac{1}{n_{1p} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} \quad (4.34)$$

Jelikož je torzní tuhost skříně velmi vysoká, mohu prohlásit, že  $k_{t\text{ skříň}} \rightarrow \infty$ . Torzní tuhost druhého článku tramvaje tedy mohu vypočítat dle vzorce (4.35).

$$\frac{1}{k_{t\text{ čl } 2}} = \frac{2}{n_{1p} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} + \frac{2}{n_{2p} \cdot k_{2p} \cdot w_2^2 + n_{TS} \cdot k_{TS}} = \frac{2}{8 \cdot 1\,000 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{1\,174}{2 \cdot 10^3}\right)^2} + \frac{2}{4 \cdot 419 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{1\,250}{2 \cdot 10^3}\right)^2 + 2 \cdot 447\,896} \rightarrow \quad (4.35)$$

$$\rightarrow k_{t\text{ čl } 2} = 496\,305 \text{ Nm/rad}$$

V případě zapojení pružného dorazu pak dle vzorce (4.36).

$$\frac{1}{k_{t\text{ čl } 2}} = \frac{2}{n_{1p} \cdot k_{1p} \cdot w_1^2} + \frac{2}{n_{2p} \cdot (k_{2p} + k_{2\text{ dor}}) \cdot w_2^2 + n_{TS} \cdot k_{TS}} = \frac{2}{8 \cdot 1\,000 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{1\,174}{2 \cdot 10^3}\right)^2} + \frac{2}{4 \cdot 1\,049 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{1\,250}{2 \cdot 10^3}\right)^2 + 2 \cdot 447\,896} \rightarrow \quad (4.36)$$

$$\rightarrow k_{t\text{ čl } 2} = 660\,359 \text{ Nm/rad}$$

Dále je třeba stanovit mezní zborcení podvozku a druhého článku tramvaje. Zborcení je pro tramvajovou trať definováno mezní strmostí vzestupnice 1:150, tj. 6,67 ‰, a superponovaným lokálním křížovým propadem pod jedním kolem  $\Delta p_z = 20$  mm. Z toho vyplývá, že mezní zborcení podvozku  $g_{lim}^+$  [‰] se vypočte dle vzorce (4.37), a mezní zborcení druhého článku tramvaje je  $g_{lim}^* = 6,67$  ‰. [7]

$$g_{lim}^+ = \left( \frac{1}{150} + \frac{20}{2a^+} \right) \cdot 1\,000 = \left( \frac{1}{150} + \frac{20}{1\,800} \right) \cdot 1\,000 = 17,78 \text{ ‰} \quad (4.37)$$

Dále stanovuji celkovou změnu kolové síly  $\Delta Q$  [N] na jednotlivých podvozcích. Na 1. a 4. podvozku bude pouze rovna změně kolové síly na podvozku  $\Delta Q_{podv}$  [N], která se vypočte dle vzorce (4.38). Tyto podvozky jsou pod prvním a třetím článkem tramvaje, které jsou s druhým článkem spojeny kulovým čepem. Jelikož jde torzní tuhost této kloubové vazby mezi články  $\rightarrow 0$ , nezapříčiní to při nájezdu do vzestupnice další nárůst změny kolové síly.

$$\Delta Q_{podv} = \frac{2a^+}{(2s)^2} \cdot k_{t\,podv} \cdot \frac{g_{lim}^+}{1\,000} = \frac{1,8}{1,5^2} \cdot 689\,138 \cdot \frac{17,78}{1\,000} = 9\,801 \text{ N} \quad (4.38)$$

Na 2. a 3. podvozku se ke změně kolové síly na podvozku ještě přičte změna kolové síly na druhém článku tramvaje  $\Delta Q_{čl\,2}$  [N], která se vypočte dle vzorce (4.39). Její velikost ovlivňuje torzní tuhost druhého článku tramvaje.

$$\Delta Q_{čl\,2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2a^*}{(2s)^2} \cdot k_{t\,čl\,2} \cdot \frac{g_{lim}^*}{1\,000} \quad (4.39)$$

Změna kolové síly na druhém článku tramvaje  $\Delta Q_{čl\,2}$  [N]:

Tab. 4.44	Pouze ocelová pružina	4 156
	Se zapojením pružného dorazu	5 530

Pružný doraz je na 2. a 3. podvozku zapojen u varianty Praha – jednosměrná a Praha – obousměrná - viz kap. 4.4 na str. 54. U těchto variant tedy bude pro maximální obsazení počítáno s vyšší změnou kolové síly na druhém článku tramvaje  $\Delta Q_{čl\,2} = 5\,530$  N.

Celková změna kolové síly  $\Delta Q$  [N] se na 2. a 3. podvozku vypočte dle vzorce (4.40).

$$\Delta Q = \Delta Q_{podv} + \Delta Q_{čl\,2} \quad (4.40)$$

Celková změna kolové síly  $\Delta Q$  [N] na 2. a 3. podvozku:

Tab. 4.45	Pouze ocelová pružina	13 957
	Se zapojením pružného dorazu	15 331

Bezpečnost proti vykolejení na zborčené koleji vyjadřuje poměr  $\Delta Q/Q$  [%], který se vypočte dle vzorce (4.41). Provozní poměr  $\Delta Q/Q$  nesmí být vyšší než kritický, který je roven 60%.

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)_{\text{prov}} \leq \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)_{\text{krit}} \rightarrow \frac{\Delta Q}{Q} \cdot 100 \leq 60 \quad (4.41)$$

V následujících tabulkách je přehled změn kolových sil a bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji pro:

Prázdné vozidlo u varianty Praha - jednosměrná:

Tab. 4.46	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$\Delta Q_{\text{podv}}$ [N]	9 801	9 801	9 801	9 801
$\Delta Q_{\text{čl 2}}$ [N]	0	4 156	4 156	0
$\Delta Q_{\text{PV}}$ [N]	9 801	13 957	13 957	9 801
$Q_{\text{PV}}$ [N]	28 634	29 894	30 859	27 352
$(\Delta Q/Q)_{\text{PV}}$ [%]	34,2	46,7	45,2	35,8

Maximální obsazení u varianty Praha - jednosměrná:

Tab. 4.47	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$\Delta Q_{\text{podv}}$ [N]	9 801	9 801	9 801	9 801
$\Delta Q_{\text{čl 2}}$ [N]	0	5 530	5 530	0
$\Delta Q_{80s}$ [N]	9 801	15 331	15 331	9 801
$Q_{80s}$ [N]	39 509	47 666	44 983	41 508
$(\Delta Q/Q)_{80s}$ [%]	24,8	32,2	34,1	23,6

Prázdné vozidlo u varianty Praha - obousměrná:

Tab. 4.48	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$\Delta Q_{\text{podv}}$ [N]	9 801	9 801	9 801	9 801
$\Delta Q_{\text{čl 2}}$ [N]	0	4 156	4 156	0
$\Delta Q_{\text{PV}}$ [N]	9 801	13 957	13 957	9 801
$Q_{\text{PV}}$ [N]	28 768	30 079	30 841	28 768
$(\Delta Q/Q)_{\text{PV}}$ [%]	34,1	46,4	45,3	34,1

Maximální obsazení u varianty Praha - obousměrná:

Tab. 4.49	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$\Delta Q_{\text{podv}}$ [N]	9 801	9 801	9 801	9 801
$\Delta Q_{\text{čl 2}}$ [N]	0	5 530	5 530	0
$\Delta Q_{80s}$ [N]	9 801	15 331	15 331	9 801
$Q_{80s}$ [N]	40 355	47 745	48 507	40 355
$(\Delta Q/Q)_{80s}$ [%]	24,3	32,1	31,6	24,3

Prázdné vozidlo u varianty Čína:

Tab. 4.50	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$\Delta Q_{\text{podv}}$ [N]	9 801	9 801	9 801	9 801
$\Delta Q_{\text{čl}_2}$ [N]	0	4 156	4 156	0
$\Delta Q_{\text{PV}}$ [N]	9 801	13 957	13 957	9 801
$Q_{\text{PV}}$ [N]	30 883	29 027	28 155	30 883
$(\Delta Q/Q)_{\text{PV}}$ [%]	31,7	48,1	49,6	31,7

Maximální obsazení u varianty Čína:

Tab. 4.51	1. podvozek	2. podvozek	3. podvozek	4. podvozek
$\Delta Q_{\text{podv}}$ [N]	9 801	9 801	9 801	9 801
$\Delta Q_{\text{čl}_2}$ [N]	0	4 156	4 156	0
$\Delta Q_{90s}$ [N]	9 801	13 957	13 957	9 801
$Q_{90s}$ [N]	46 702	44 661	43 789	46 702
$(\Delta Q/Q)_{90s}$ [%]	21,0	31,3	31,9	21,0

Poměr  $\Delta Q/Q$  je u všech variant nižší než kritická hodnota. Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji je tedy splněna.

Výpočet byl proveden pro zatížení od prázdného vozidla a maximálního obsazení. Dále by bylo ještě vhodné pro varianty Praha – jednosměrná a Praha – obousměrná provést kontrolu v bodě lomu charakteristiky sekundárního vypružení. V tomto bodě stále platí vyšší změna kolové síly způsobená zapojením pružného dorazu, ale působí nižší velikost kolové síly. Poměr  $\Delta Q/Q$  by byl tedy vyšší. Jelikož ale doraz zapojují až při vysoké hodnotě zatížení, a skutečná charakteristika pružného dorazu je progresivní – viz obr. 28 na str. 54, tuto kontrolu zanedbávám.

## 5 Návrh torzního stabilizátoru

Původní dlouhý torzní stabilizátor, který prochází rámem podvozku, nahrazují dvěma krátkými torzními stabilizátory. Jsou navrženy tak, aby spolu se sekundárním vypružením byla zachována stejná úhlová tuhost skříně tramvaje jako u původního řešení.

Tabulka vstupních parametrů:

Tab. 5.1		Původní	Nový
Počet torzních stabilizátorů na jednom podvozku	$n_{TS}$ [mm]	1	2
Délka torzního stabilizátoru	$l_{TS}$ [mm]	1 384	915
Průměr torzního stabilizátoru	$d_{TS}$ [mm]	50	45
Délka ramen torzního stabilizátoru	$R_{TS}$ [mm]	337	277
Báze uložení torzního stabilizátoru	$2w_{TS}$ [mm]	1 500	982
Tuhost sekundárních pružin	$k_{2p}$ [N/mm]	550	419
Báze uložení pružin sekundárního vypružení	$2w_2$ [mm]	1 234	1 250
Modul pružnosti ve smyku	$G$ [MPa]	$8,1 \cdot 10^4$	$8,1 \cdot 10^4$

Úhlová tuhost torzního stabilizátoru  $k_{TS}$  [Nm/rad] se vypočte dle vzorce (5.1).

$$k_{TS} = \frac{\pi \cdot w_{TS}^2 \cdot d_{TS}^4 \cdot G}{8 \cdot R_{TS}^2 \cdot l_{TS}} \quad (5.1)$$

Úhlová tuhost původního a nového torzního stabilizátoru

Tab. 5.2	Původní	Nový
$k_{TS}$ [Nm/rad]	711 462	447 896

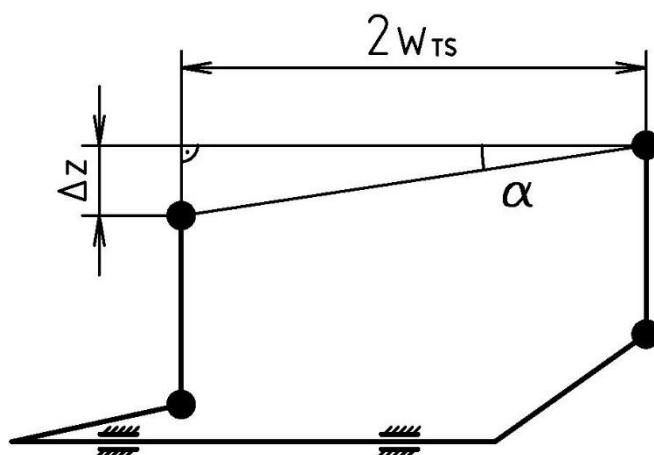
Protože je zachováno původní primární vypružení, stačí pouze porovnat torzní tuhosti sekundárního vypružení  $k_{t2}$  [Nm/rad], které se vypočítají dle vzorce (5.2).

$$k_{t2} = n_{2p} \cdot k_{2p} \cdot w_2^2 + n_{TS} \cdot k_{TS} \quad (5.2)$$

Torzní tuhost sekundárního vypružení:

Tab. 5.3	Původní	Nový
$k_{t2}$ [Nm/rad]	1 548 978	1 550 480

Úhlové tuhosti jsou u původního a nového řešení téměř totožné. Úhlová tuhost torzního stabilizátoru vyhovuje.



Obr. 39 Výchylka ramen torzního stabilizátoru

Dále je třeba vypočítat namáhání torzního stabilizátoru. Jako první potřebuji vypočítat maximální úhel naklonění skříně tramvaje  $\alpha$  [°], který se vypočte dle vzorce (5.3). Jeho velikost je dána polohou záchytky a narážky.

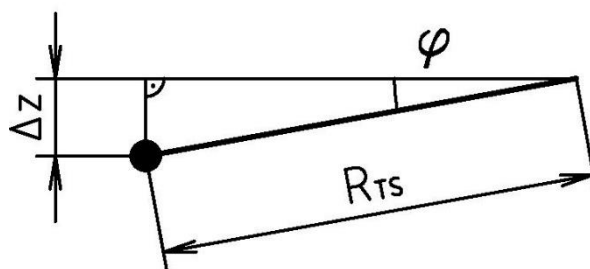
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z_{2 \text{ nar}} - z_{2 \text{ zach}}}{v} = \frac{90 - 20}{1347} = 0,052 \rightarrow \alpha = 3^\circ \quad (5.3)$$

kde je:

$v$  [mm] - vzdálenost mezi protilehlou narážkou a záchytkou – viz přílohu 7

Z maximálního úhlu naklonění skříně tramvaje mohu vypočítat výchylku ramen torzního stabilizátoru  $\Delta z$  [mm] dle vzorce (5.4).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta z}{2w_{TS}} \rightarrow \Delta z = \operatorname{tg} \alpha \cdot 2w_{TS} = \sin 3^\circ \cdot 982 = 51,5 \text{ mm} \quad (5.4)$$

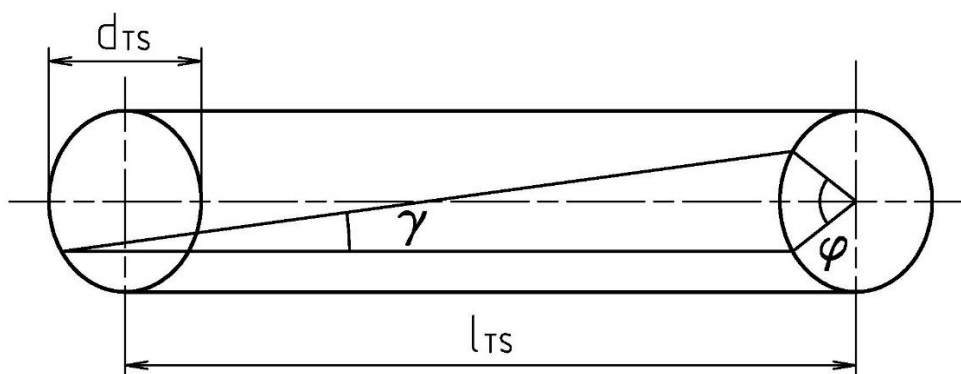


Obr. 40 Úhel zkrutu torzního stabilizátoru

Maximální úhel zkrutu torzního stabilizátoru  $\varphi$  [°] se vypočte dle vzorce (5.5).

$$\sin \varphi = \frac{\Delta z}{R_{TS}} = \frac{51,5}{277} = 0,185 \rightarrow \varphi = 10,6^\circ \quad (5.5)$$





Obr. 41 Zkos torzního stabilizátoru

Poté mohu vypočítat zkos  $\gamma$  [°] dle vzorce (5.6).

$$\gamma = \frac{\varphi \cdot \frac{d_{TS}}{2}}{l_{TS}} = \frac{10,6 \cdot \frac{45}{2}}{915} = 0,26^\circ \quad (5.6)$$

Napětí v krutu  $\tau_k$  [MPa] se vypočte dle vzorce (5.7).

$$\tau_k = G \cdot \gamma = 81\,000 \cdot 0,26 \cdot \frac{\pi}{180} = 368 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

Pro torzní stabilizátor volím pružinovou ocel 45Si7 (13 251.1) s dovolenou hodnotou napětí v krutu  $\tau_{Dk} = 700$  MPa. Bezpečnost torzního stabilizátoru  $k_{bTS}$  [-] se vypočte dle vzorce (5.8).

$$k_{bTS} = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{700}{368} = 1,9 \quad (5.8)$$

Bezpečnost je splněna. Torzní stabilizátor tedy vyhovuje.

Dále ještě vypočítám velikost síly od torzního stabilizátoru na kolébku TSt [N].

Odvozením z rovnice (5.9) pro výpočet napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{TSt \cdot R_{TS}}{\frac{\pi \cdot d_{TS}^3}{16}} \quad (5.9)$$

kde je:

$M_k$  [Nm] - krouticí moment

$W_k$  [mm<sup>3</sup>] - modul pružnosti v krutu

získám rovnici (5.10) pro výpočet této síly.

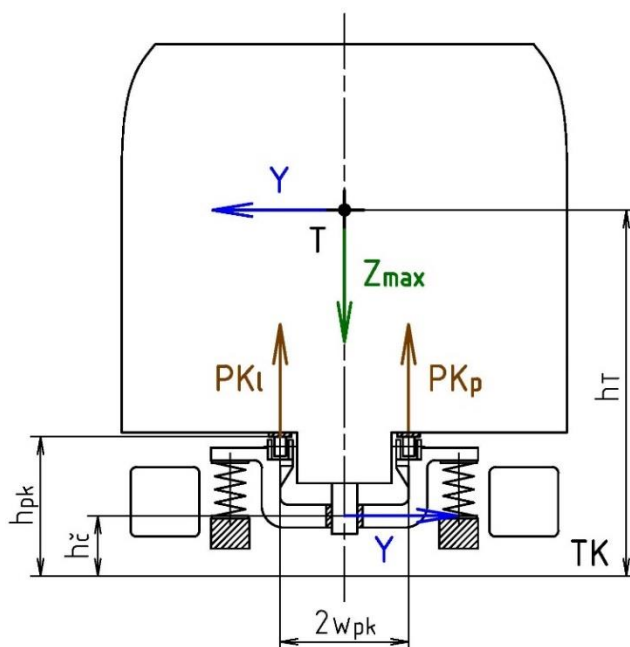
$$TSt = \tau_k \cdot \frac{\frac{\pi \cdot d_{TS}^3}{16}}{R_{TS}} = 368 \cdot \frac{\pi \cdot 45^3}{277} = 23\,766 \text{ N} \quad (5.10)$$

Sestavný výkres torzního stabilizátoru je v příloze 11.

## 6 Návrh pojezdových kladek

Aby byla kolébka co nejméně zatížena momentem od svislé síly, bylo potřeba tuto sílu přenášet co nejbližší bázi sekundárního vypružení. Bohužel na takto velké vzdálenosti od čepu skříně je už standartní přenos svislých sil pomocí kluznic problematický, protože s rostoucí bází, narůstá i dráha pohybu kluznic při natáčení podvozku. To vede k jejich rychlému opotřebení. Proto navrhuji valivé uložení skříně pomocí pojezdových kladek.

Jako první je třeba vypočítat maximální velikost síly působící na jednu pojezdovou kladku. Vycházím z momentové rovnováhy na skříně tramvaje, která je zobrazena na obr. 42.



Obr. 42 Momentová rovnováha na skříně tramvaje

Ve výpočtu uvažuji s maximální dynamickou hodnotou svislé síly působící na kolébku podvozku  $Z_{\max}$  [N], která se vypočte dle vzorce (6.1).

$$Z_{\max} = Z \cdot (1 + k_{\text{dyn max}}) = 147\,579 \cdot (1 + 0,12) = 165\,433 \text{ N} \quad (6.1)$$

Silovou rovnováhu na skříně tramvaje popisuje do směru příčné osy y vzorec (6.2). Abych si výpočet zjednodušil, dále počítám s maximální velikostí příčné síly. Ve skutečnosti nepůsobí maximální zatížení ve svislém a příčném směru na jednom podvozku.

$$Y - Y = 0 \quad (6.2)$$

Do směru svislé osy z popisuje silovou rovnováhu vzorec (6.3).

$$Z_{\max} - PK_l - PK_p = 0 \quad (6.3)$$

kde je:

$PK_l$  [N] - síla působící na kladky na levé straně podvozku

$PK_p$  [N] - síla působící na kladky na pravé straně podvozku

Momentová rovnováha na skříní tramvaje se vypočte pro místo uložení pravých pojezdových kladek dle vzorce (6.4).

$$-PK_l \cdot 2w_{pk} + Z_{\max} \cdot w_{pk} + Y \cdot (h_T - h_{pk}) + Y \cdot (h_{pk} - h_{\zeta}) = 0 \quad (6.4)$$

kde je:

$2w_{pk}$  [mm] - báze uložení pojezdových kladek

$h_T$  [mm] - výška těžiště skříně nad temenem koleje

$h_{pk}$  [mm] - vzdálenost pojezdových kladek od temene koleje

$h_{\zeta}$  [mm] - vzdálenost centrálního čepu od temene koleje

a pro místo uložení levých pojezdových kladek dle vzorce (6.5).

$$PK_p \cdot 2w_{pk} - Z_{\max} \cdot w_{pk} + Y \cdot (h_T - h_{pk}) + Y \cdot (h_{pk} - h_{\zeta}) = 0 \quad (6.5)$$

Jelikož ze silové rovnováhy do příčné osy vyplývá, že maximální příčná síla a reakce v čepu na tuto sílu je shodná, mohu velikost síly působící na kladky na levé straně podvozku  $PK_l$  [N] vypočítat dle vzorce (6.6),

$$\begin{aligned} PK_l &= \frac{Z_{\max} \cdot w_{pk} + Y \cdot (h_T - h_{\zeta})}{2r_{pk}} = \frac{165\,433 \cdot 377 + 31\,716 \cdot (1\,667 - 240)}{725} \\ &= 145\,143 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.6)$$

a na kladky na pravé straně podvozku  $PK_p$  [N] dle vzorce (6.7).

$$\begin{aligned} PK_p &= \frac{Z_{\max} \cdot w_{pk} - Y \cdot (h_T - h_{\zeta})}{2r_{pk}} = \frac{165\,433 \cdot 377 - 31\,716 \cdot (1\,667 - 240)}{725} \\ &= 20\,290 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.7)$$

Maximální síla působící na kladky na jedné straně podvozku je tedy  $PK_l = 145\,143 \text{ N}$ . Tuto sílu dále podělím polovinou celkového počtu kladek na jednom podvozku a získám tak velikost síly působící na jednu pojezdovou kladku  $PK_{1kl}$  [N], která se vypočte dle vzorce (6.8). Protože je působící síla velmi velká, je na jednom podvozku použito osm kladek.

$$PK_{1kl} = \frac{PK_l}{\frac{n_{pk}}{2}} = \frac{145\,143}{\frac{8}{2}} = 36\,286 \text{ N} \quad (6.8)$$

kde je:

$n_{pk} [-]$  - počet pojezdových kladek na jednom podvozku

Běžně dostupné pojezdové kladky jsou založeny na valivých ložiskách. Pro toto použití se však nehodí, protože se otáčejí pouze při nájezdu do oblouku, a to pouze malými otáčkami a v malém rozsahu. Dále by bylo potřeba zajistit i jejich mazání. Proto pro uložení pojezdových kladek volím bezúdržbové kluzné ložisko.

Volím kluzné radiální kloubové ložisko GE 30 C od firmy SKF – viz přílohu 13 [8]. Protože ložisko vykonává pouze pomalé oscilační pohyby, mohu počítat se základní statickou únosností  $C_0 = 166 \text{ kN}$ . Bezpečnost ložiska  $k_{bl}[-]$  se vypočte dle vzorce (6.9).

$$k_{bl} = \frac{C_0}{PK_{1kl}} = \frac{166\,000}{36\,286} = 4,6 \quad (6.9)$$

Bezpečnost je splněna. Ložisko tedy vyhovuje.

Kluzné ložisko je osazeno pojezdovým kroužkem, který přenáší kontaktní tlak mezi pojezdovou kladkou a deskou pod podlahou tramvaje. Tento kontaktní tlak neboli Hertzovo napětí v dotykové ploše  $\sigma_H$  [MPa] se mezi dvěma válcovými plochami vypočte dle obecného vzorce (6.10). [9]

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot b_w} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_3}}{\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3}}} \quad (6.10)$$

kde je:

$F$  [N] - normálová síla

$b_w$  [mm] - šířka dotykové plochy

$\rho_2, \rho_3$  [mm] - poloměry válcových ploch

$\mu_2, \mu_3$  [-] - Poissonovy konstanty

$E_2, E_3$  [MPa] - moduly pružnosti v tahu

V mém případě působí síla  $PK_{1kl}$  [N] na šířku pojezdové kladky  $b_{kl}$  [mm]. Za poloměr pojezdové kladky dosazuji  $d_{kl}/2$  [mm] a poloměr desky je roven nekonečnu.

Poissonovy konstanty i moduly pružnosti v tahu jsou shodné. Obecný vzorec (x) tedy mohou upravit do tvaru (6.11).

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{PK_{1kl}}{\pi \cdot b_{pk}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \frac{1 - \mu^2}{E} \cdot \frac{d_{pk}}{2}}} \quad (6.11)$$

Tento vzorec poté mohou upravit do výsledného tvaru (6.12).

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{PK_{1kl} \cdot E}{\pi \cdot b_{pk} \cdot d_{pk} \cdot (1 - \mu^2)}} \quad (6.12)$$

kde je:

$b_{pk}$  [mm] - šířka pojezdové kladky

$d_{pk}$  [mm] - průměr pojezdové kladky

$\mu$  [-] - Poissonova konstanta

$E$  [MPa] - modul pružnosti v tahu

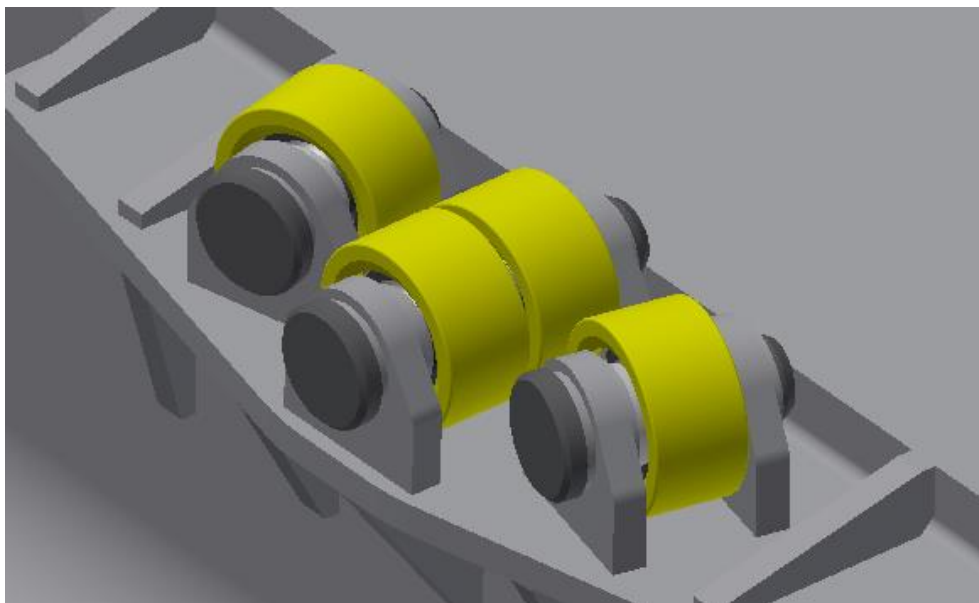
Při návrhu pojezdového kroužku vycházím ze snímací kladky KR 62 PPA od firmy SKF – viz přílohu 14 [10], která je vyrobena z oceli 100Cr6 (14 109) s mezí pevnosti  $\sigma_{pt} = 610 - 725$  MPa. Její základní statická únosnost je  $C_0 = 44$  kN. Tuto hodnotu ve výpočtu mohou uvažovat jako sílu působící na jednu pojezdovou kladku. Parametry mé navržené a této kladky jsou v tab. 6.1. Šířka pojezdové kladky je uvažována bez zaoblení.

Tab. 6.1		Navržená kladka	KR 62 PPA
Síla působící na jednu pojezdovou kladku	$PK_{1kl}$ [N]	36 286	44 000
Šířka pojezdové kladky	$b_{pk}$ [mm]	32	27
Průměr pojezdové kladky	$d_{pk}$ [mm]	68	62
Poissonova konstanta	$\mu$ [-]	0,33	0,33
Modul pružnosti v tahu	$E$ [MPa]	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$

Pro tyto hodnoty mohou vypočítat Hertzovo napětí v dotykové ploše dle vzorce (6.12). Výsledky jsou v tab. 6.2.

Tab. 6.2		Navržená kladka	KR 62 PPA
Hertzovo napětí v dotykové ploše	$\sigma_H$ [MPa]	1 118	1 267

Pro mé řešení je Hertzovo napětí nižší. Ocel 100Cr6 (14 109) pro pojezdový kroužek tedy vyhovuje. Z výpočtu také vyplývá, že maximální dovolené napětí v dotykové ploše dosahuje dvojnásobku meze pevnosti.



Obr. 43 Uložení pojezdových kladek na kolébce

Uložení pojezdových kladek na kolébce je zobrazeno na obr. 43. Protože byl na kolébce malý zástavbový prostor, bylo potřeba prostřední pár kladek uložit na společný čep. Tento čep dále kontroluji na střiž. Volím ocel 16MnCr5 (14 220.4) s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{Pt} = 785$  MPa. Dovolené napětí ve stříhu se vypočte dle vzorce (6.13).

$$\tau_{Ds} = 0,36 \cdot \sigma_{Pt} = 0,36 \cdot 785 = 283 \text{ MPa} \quad (6.13)$$

Napětí ve stříhu  $\tau_s$  [MPa], působící na tento nejvíce zatížený čep, se vypočte dle vzorce (6.14).

$$\tau_s = \frac{PK_{1kl}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}k}^2}{4}} = \frac{36 \ 286}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 51 \text{ MPa} \quad (6.14)$$

kde je:

$d_{\check{c}k}$  [mm] - průměr čepu pojezdové kladky

Bezpečnost čepu pojezdových kladek  $k_{b\check{c}k}$  [-] se vypočte dle vzorce (6.15).

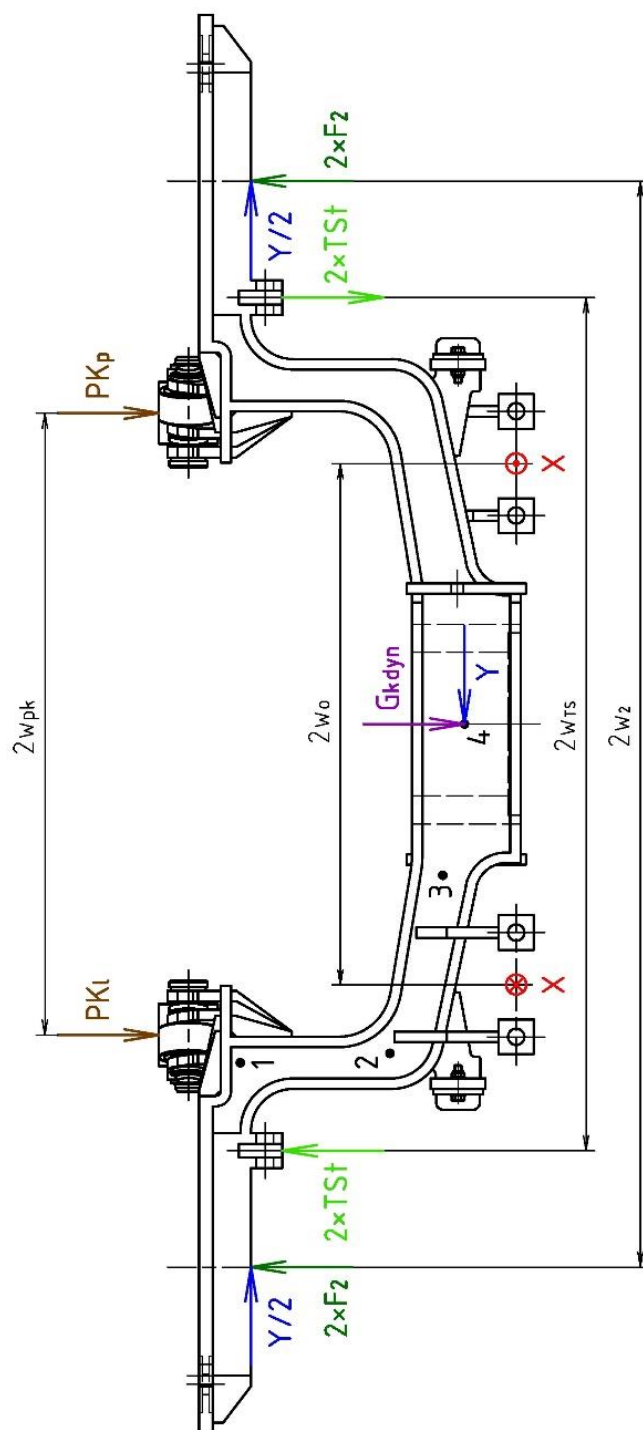
$$k_{b\check{c}k} = \frac{\tau_{Ds}}{\tau_s} = \frac{283}{51} = 5,5 \quad (6.15)$$

Bezpečnost je splněna. Čep pojezdových kladek tedy vyhovuje. Detaily konstrukce pojezdových kladek jsou součástí výkresu koncepce podvozku v příloze 7.

## 7 Návrh kolébky

Kolébku počítám jako křivý prut namáhaný na ohyb. Je třeba vyšetřit průběh ohybového momentu, a podle jeho velikosti stanovit v jednotlivých místech takový průřez, pro který nebude překročeno dovolené napětí. Dále je také třeba navrhnout pružný doraz, který bude omezovat maximální příčnou výchylku kolébky.

### 7.1 Stanovení zatěžujících sil



Obr. 44 Síly působící na kolébku

Všechny výpočty jsou společné pro jednotlivé varianty tramvaje. Počítám vždy z maximálními silami stanovenými v hmotnostní bilanci a návrhu sekundárního vypružení. Síly působící na kolébku jsou zobrazeny na obr. 44.

### 7.1.1 Podélné síly

Ojnicemi je přenášena podélná síla  $X$  [N]. Silovou rovnováhu do směru podélné osy  $x$  tedy popisuje vzorec (7.1).

$$X - X = 0 \quad (7.1)$$

Maximální provozní hodnota podélné síly je dána součtem maximálních nápravových sil na podvozku, násobeným součinitelem adheze. Vypočte se tedy dle vzorce (7.2).

$$X = 2 \cdot A \cdot f = 2 \cdot 97\,015 \cdot 0,35 = 67\,910 \text{ N} \quad (7.2)$$

Dále tuto sílu počítám i pro případ havárie dle vzorce (7.3), kde od celkové hmotnosti podvozku odečítám hmotnost kolébky a násobím trojnásobným gravitačním zrychlením.

$$X = (m_p - m_k) \cdot 3g = (4\,735 - 300) \cdot 3 \cdot 9,81 = 130\,522 \text{ N} \quad (7.3)$$

Síla v podélném směru pro jednotlivé případy:

Tab. 7.1	Maximální provozní	Havárie
X [N]	67 910	130 522

### 7.1.2 Příčné síly

Dále na kolébku působí příčná síla  $Y$  [N], která je ze skříně přenášena přes centrální čep. Tuto sílu zachycují reakce na sekundárním vypružení. Silovou rovnováhu do směru příčné osy  $y$  popisuje vzorec (7.4).

$$Y - Y/2 - Y/2 = 0 \quad (7.4)$$

Maximální provozní hodnota příčné síly je už vypočítána v hmotnostní bilanci. Tuto sílu také počítám i pro případ havárie dle vzorce (7.5). Do příčného směru počítám s jedním gravitačním zrychlením.

$$Y = (m_p - m_k) \cdot g = (4\,735 - 300) \cdot 9,81 = 43\,507 \text{ N} \quad (7.5)$$

Síla v příčném směru pro jednotlivé případy:

Tab. 7.2	Maximální provozní	Havárie
Y [N]	31 716	43 507



### 7.1.3 Svislé síly

Ve svislém směru působí síly od pojezdových kladek na levé straně  $PK_l = 145\,143\text{ N}$  a pravé straně  $PK_p = 20\,290\text{ N}$ . K těmto silám se dále přičte tíha kolébky vynásobená dynamickou přírážkou pro maximální obsazení  $G_{k\text{ dyn}}$ , která se vypočte dle vzorce (7.6).

$$G_{k\text{ dyn}} = m_k \cdot g \cdot (1 + k_{\text{dyn max}}) = 300 \cdot 9,81 \cdot (1 + 0,12) = 3\,299\text{ N} \quad (7.6)$$

Proti nim působí síly v sekundárních pružinách  $F_2$ , jejichž maximální hodnota je  $F_2 = 42\,183\text{ N}$ . Při maximálním naklonění skříně dále působí i síly od torzních stabilizátorů  $TSt = 23\,766\text{ N}$  - viz kapitolu 5 na str. 73. Silovou rovnováhu do směru svislé osy z popisuje vzorec (7.7).

$$PK_l + PK_p + G_{k\text{ dyn}} - 4 \cdot F_2 + 2 \cdot TSt - 2 \cdot TSt = 145\,143 + 20\,290 + 3\,299 - 4 \cdot 42\,183 + 2 \cdot 23\,766 - 2 \cdot 23\,766 = 0 \quad (7.7)$$

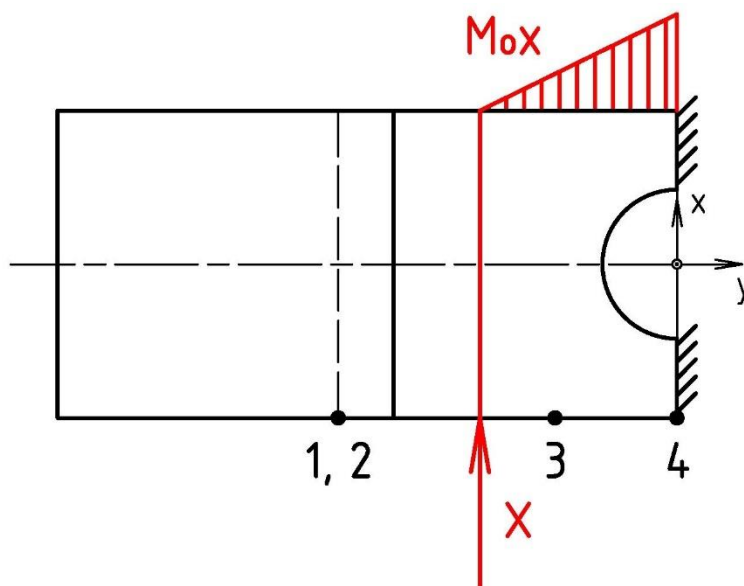
Abych si výpočet zjednodušil, jsem kolébku vetknul v místě uložení centrálního čepu, a dále počítám pouze s její levou polovinou. Zatížení kolébky není symetrické, ale vzhledem k tomu, že je levá polovina více zatížená vlivem příčné síly, je toto zjednodušení na straně bezpečnosti.

## 7.2 Momenty na kolébce

Po stanovení zatěžujících sil mohu vypočítat velikosti ohybových momentů působících na kolébku. Momenty počítám v průřezech – viz obr. 44:

- 1 – průřez u pojezdových kladek
- 2 – průřez svislé části kolébky
- 3 – průřez u uložení ojnic pro přenos podélných sil
- 4 – průřez u uložení centrálního čepu

### 7.2.1 Momenty od podélných sil



Obr. 45 Moment od podélné síly

Působením podélné síly  $X$ , v místě ukotvení ojnic na bázi  $2w_o = 600$  mm, vzniká moment  $M_{oX}$  [Nm] – viz obr. 45, jež namáhá centrální část kolébky. Vypočte se dle vzorce (7.8).

$$M_{oX} = X \cdot r_y \quad (7.8)$$

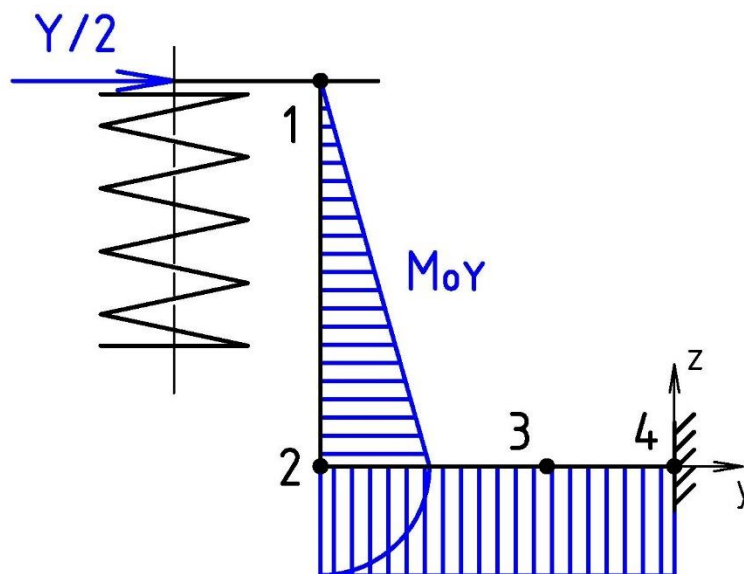
kde je:

$r_y$  [m] - délka ramena v příčném směru

Moment od podélné síly pro jednotlivé případy:

Tab. 7.3	Průřez	$r_y$ [m]	$M_{oX}$ [Nm]	
			Maximální provozní	Havárie
	3	0,115	7 810	15 010
	4	0,3	20 373	39 157

### 7.2.2 Momenty od příčných sil



Obr. 46 Moment od příčné síly

Reakce sekundárního vypružení na příčnou sílu má velikost  $Y/2$ . Působením této reakce vzniká moment  $M_{oY}$  [Nm] – viz obr. 46, který se vypočte dle vzorce (7.9).

$$M_{oY} = \frac{Y}{2} \cdot r_z \quad (7.9)$$

kde je:

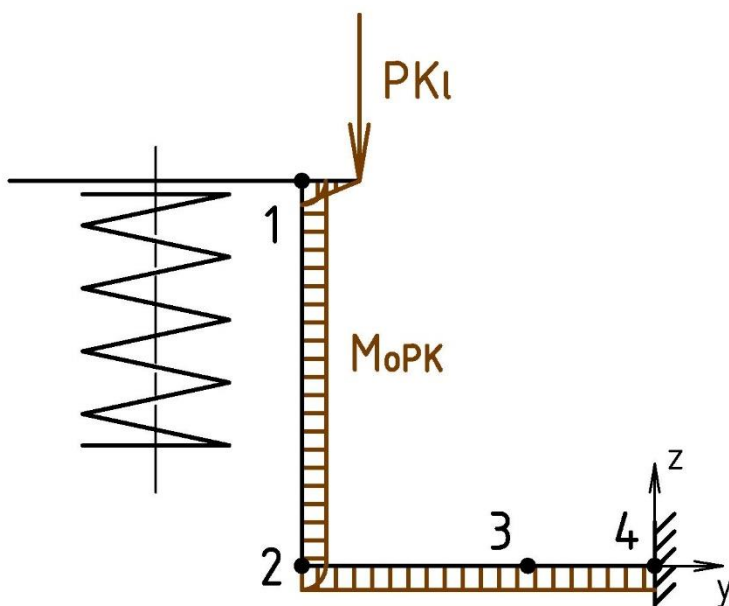
$r_z$  [m] - délka ramena ve svislém směru

Moment od příčné síly pro jednotlivé případy:

Tab. 7.4	Průřez	$r_z$ [m]	$M_{oY}$ [Nm]	
			Maximální provozní	Havárie
	1	0	0	0
	2, 3, 4	0,292	4 631	6 352

### 7.2.3 Momenty od svislých sil

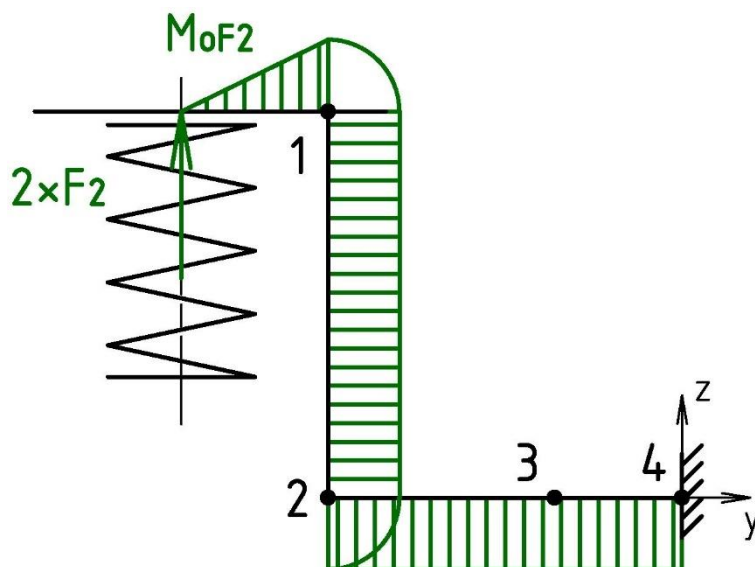
Tyto momenty vytvářejí síly od pojezdových kladek na levé straně podvozku, sekundárního vypružení a torzních stabilizátorů. Momenty od těchto sil narůstají pouze do průřezu 1, kde jsou uloženy pojezdové kladky - viz obr. 47 - 49. Dále jsou již konstantní. Přenosem svislých sil na větší bázi, tedy blíže sekundárnímu vypružení, bylo sníženo namáhání centrální části kolébky.



Obr. 47 Moment od síly pojezdových kladek

Síla působící na pojezdové kladky na levé straně podvozku  $PK_1$  vytváří moment  $M_{oPK}$  [Nm] – viz obr. 47, který se vypočte dle vzorce (7.10).

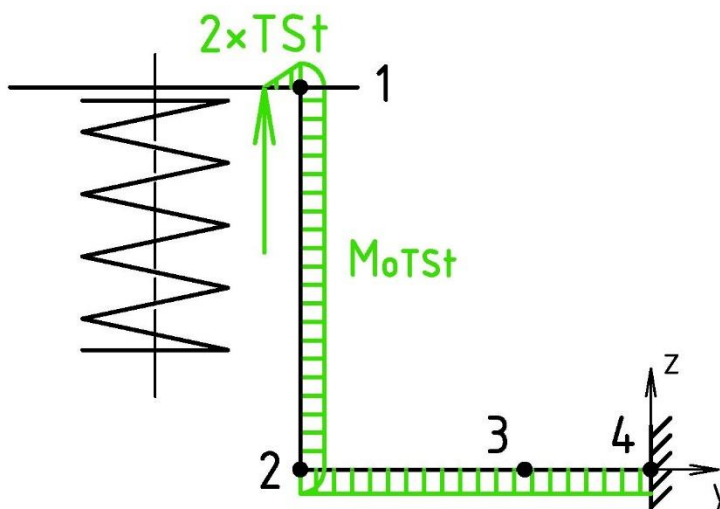
$$M_{oPK} = PK_1 \cdot r_y = 145\,143 \cdot 0,028 = 4\,064 \text{ Nm} \quad (7.10)$$



Obr. 48 Moment od síly na sekundárních pružinách

Na každé straně kolébky jsou dvě sekundární pružiny. Síla o velikost  $2 \cdot F_2$  vytváří v průřezu 1 moment  $M_{oF2}$  [Nm] – viz obr. 48, který se vypočte dle vzorce (7.11).

$$M_{oF2} = 2 \cdot F_2 \cdot r_y = 2 \cdot 42\,183 \cdot 0,235 = 19\,559 \text{ Nm} \quad (7.11)$$



Obr. 49 Moment od torzního stabilizátoru

Na kolébku jsou upevněny dva torzní stabilizátory, které dohromady vytvářejí sílu o velikost  $2 \cdot TSt$ . Ta vytváří v průřezu 1 moment  $M_{oTSt}$  [Nm] – viz obr. 49, který se vypočte dle vzorce (7.12).

$$M_{oTSt} = 2 \cdot TSt \cdot r_y = 2 \cdot 23\,766 \cdot 0,101 = 4\,801 \text{ Nm} \quad (7.12)$$

Momenty od svislých sil mohou sečíst do výsledného momentu  $M_{oZ}$  [Nm] dle vzorce (7.13).

$$M_{oZ} = M_{oPK} + M_{oF2} + M_{oTSt} \quad (7.13)$$

Momenty od svislých sil a jejich součet:

Tab. 7.5	Průřez	$M_{oPK}$ [Nm]	$M_{oF2}$ [Nm]	$M_{oTSt}$ [Nm]	$M_{oZ}$ [Nm]
	1, 2, 3, 4	4 064	19 559	4 801	28 426

### 7.2.4 Výsledné momenty

Momenty od příčných a svislých sil mohou sečíst do výsledného momentu  $\Sigma M_{oYZ}$  [Nm] dle vzorce (7.14).

$$\Sigma M_{oYZ} = M_{oY} + M_{oZ} \quad (7.14)$$

Výsledné momenty pro jednotlivé případy:

Tab. 7.6				
Průřez	$M_{oX}$ [Nm]		$\Sigma M_{oYZ}$ [Nm]	
	Maximální provozní	Havárie	Maximální provozní	Havárie
1	0	0	28 424	28 424
2	0	0	33 055	34 776
3	7 810	15 010	33 055	34 776
4	20 373	39 157	33 055	34 776

### 7.3 Stanovení minimálních modulů průřezu v ohybu

Nejprve je třeba stanovit hodnoty dovolených napětí. Pro svařenec kolébky volím ocel S275JR (11 443) s mezí kluzu v tahu  $\sigma_{kt} = 226$  MPa. Pro maximální provozní moment počítám dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{Do\ prov\ max}$  [MPa] dle vzorce (7.15).

$$\sigma_{Do\ prov\ max} = \frac{\sigma_{kt}}{k} \cdot c_{II} = \frac{226}{2} \cdot 0,85 = 96,1 \text{ MPa} \quad (7.15)$$

kde je:

$\sigma_{kt}$  [MPa] - mez kluzu v tahu

$k$  [-] - součinitel bezpečnosti

$c_{II}$  [-] - součinitel pro mýjivé namáhání

Pro případ havárie počítám dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{Do\ hav}$  [MPa] dle vzorce (7.16).

$$\sigma_{Do\ hav} = \frac{\sigma_{kt}}{k} \cdot c_I = \frac{226}{2} \cdot 1 = 113 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

kde je:

$c_I$  [-] - součinitel pro statické namáhání

Pro tyto napětí a momenty vypočítané v předchozí kapitole mohu stanovit minimální moduly pružnosti v ohybu. Do směru podélné osy počítám  $W_{ox\ min}$  [mm<sup>3</sup>] pro maximální provozní namáhání dle vzorce (7.17)

$$W_{ox\ min} = \frac{M_{ox}}{\sigma_{Do\ prov\ max}} \quad (7.17)$$

a pro případ havárie dle vzorce (7.18).

$$W_{ox\ min} = \frac{M_{ox}}{\sigma_{Do\ hav}} \quad (7.18)$$

Minimální moduly pružnosti v ohybu ve směru podélné osy:

Tab. 7.7	Průřez	$W_{ox\ min}$ [mm <sup>3</sup> ]	
		Maximální provozní	Havárie
	3	81 309	132 832
	4	212 110	346 519

Do směru svislé osy počítám  $W_{oz \min}$  [mm<sup>3</sup>] pro maximální provozní namáhání dle vzorce (7.19)

$$W_{oz \min} = \frac{\sum M_{YZ}}{\sigma_{Do \text{ prov max}}} \quad (7.19)$$

a pro případ havárie dle vzorce (7.20).

$$W_{oz \min} = \frac{\sum M_{YZ}}{\sigma_{Do \text{ hav}}} \quad (7.20)$$

Minimální moduly pružnosti v ohybu ve směru svislé osy:

Tab. 7.8	Průřez	$W_{oz \min}$ [mm <sup>3</sup> ]	
		Maximální provozní	Havárie
	1	295 932	251 542
	2	344 142	307 755
	3	344 142	307 755
	4	344 142	307 755

Dále počítám z nejvyššími hodnotami. Minimální moduly pružnosti v ohybu pro jednotlivé průřezy a směry os tedy jsou:

Tab. 7.9	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3	Průřez 4
$W_{ox \min}$ [mm <sup>3</sup> ]	–	–	132 832	346 519
$W_{oz \min}$ [mm <sup>3</sup> ]	295 932	344 142	344 142	344 142

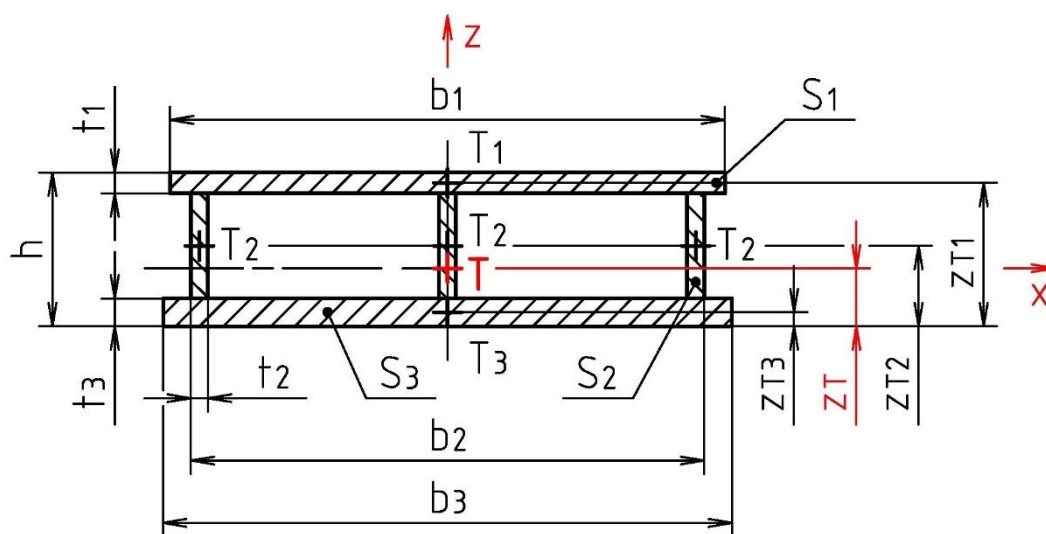
#### 7.4 Navržení průřezů kolébky

Kolébka je navržena jako svařenec, jehož průřez je tvořen horní a spodní pásnicí, které jsou spojeny třemi stojinami. Tento průřez je v místě 1, 2 a 3. V místě 4 je ale narušen uložením centrálního čepu. Výpočet modulů pružnosti v ohybu průřezů svařence kolébky je proveden v programu v Excelu „**Kolebka\_TS\_PK.xlsx**“ na kartě „**KOLÉBKA – Wo navržené**“.

Rozměry pro všechny průřezy jsou v následující tabulce:

Tab. 7.10		
Šířka horní pásnice	$b_1$ [mm]	480
Šířka kolébky v místě stojin	$b_2$ [mm]	456
Šířka spodní pásnice	$b_3$ [mm]	480
Tloušťka horní pásnice	$t_1$ [mm]	12
Tloušťka stojiny	$t_2$ [mm]	12
Tloušťka spodní pásnice	$t_3$ [mm]	12
Tloušťka uložení čepu	$t_4$ [mm]	30
Průměr díry uložení čepu	$d_{\check{c}}$ [mm]	165
Tloušťka kolébky v průřezu 1	$h_1$ [mm]	45
Tloušťka kolébky v průřezu 2	$h_2$ [mm]	60
Tloušťka kolébky v průřezu 3	$h_3$ [mm]	80
Tloušťka kolébky v průřezu 4	$h_4$ [mm]	125

#### 7.4.1 Průřez 1, 2 a 3



Obr. 50 Průřez kolébky v místě 1, 2 a 3

Průřez kolébky v místě 1, 2 a 3 je zobrazen na obr. 50. Jako první je třeba vypočítat velikosti ploch pásnic a stojin. Plocha průřezu horní pásnice  $S_1$  [mm<sup>2</sup>] se vypočte dle vzorce (7.21).

$$S_1 = b_1 \cdot t_1 \quad (7.21)$$

Plocha průřezu stojiny  $S_2$  [mm<sup>2</sup>] se vypočte dle vzorce (7.22).

$$S_2 = (h - t_1 - t_3) \cdot t_2 \quad (7.22)$$



Plocha průřezu dolní pásnice  $S_3$  [mm<sup>2</sup>] se vypočte dle vzorce (7.23).

$$S_3 = b_3 \cdot t_3 \quad (7.23)$$

Celková plocha průřezu  $S_c$  [mm<sup>2</sup>] se poté vypočte dle vzorce (7.24).

$$S_c = S_1 + 3 \cdot S_2 + S_3 \quad (7.24)$$

Velikosti ploch pro průřez 1, 2 a 3:

Tab. 7.11	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3
$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]	5 760	5 760	5 760
$S_2$ [mm <sup>2</sup> ]	252	432	672
$S_3$ [mm <sup>2</sup> ]	5 760	5 760	5 760
$S_c$ [mm <sup>2</sup> ]	12 276	12 816	13 536

Dále je třeba vypočítat polohu těžiště celého průřezu a tím i polohu neutrální osy.

Poloha těžiště horní pásnice  $z_{T1}$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.25).

$$z_{T1} = h - \frac{t_1}{2} \quad (7.25)$$

Poloha těžiště stojiny  $z_{T2}$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.26).

$$z_{T2} = h - t_1 - \frac{(h - t_1 - t_3)}{2} \quad (7.26)$$

Poloha těžiště dolní pásnice  $z_{T3}$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.27).

$$z_{T3} = \frac{t_3}{2} \quad (7.27)$$

Poloha těžiště celého průřezu  $z_T$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.28).

$$z_T = \frac{S_1 \cdot z_{T1} + 3 \cdot S_2 \cdot z_{T2} + S_3 \cdot z_{T3}}{S_c} \quad (7.28)$$

Polohy těžišť pro průřez 1, 2 a 3:

Tab. 7.12	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3
$z_{T1}$ [mm]	39	54	74
$z_{T2}$ [mm]	23	30	40
$z_{T3}$ [mm]	6	6	6
$z_T$ [mm]	23	30	40

Dále mohu stanovit dílčí kvadratické momenty průřezu jednotlivých pásnic a stojin. Ve směru podélné osy se vypočte kvadratický moment průřezu horní pásnice  $J_{xT1}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.29),

$$J_{xT1} = \frac{b_1 \cdot t_1^3}{12} \quad (7.29)$$

stojiny  $J_{xT2}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.30)

$$J_{xT2} = \frac{t_2 \cdot (h - t_1 - t_3)^3}{12} \quad (7.30)$$

a horní pásnice  $J_{xT3}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.31).

$$J_{xT3} = \frac{b_3 \cdot t_3^3}{12} \quad (7.31)$$

Dílčí kvadratické momenty ve směru podélné osy potřebuji znát pouze pro průřez 3. Hodnoty jsou v následující tabulce:

Tab. 7.13	Průřez 3
$J_{xT1}$ [mm <sup>4</sup> ]	69 120
$J_{xT2}$ [mm <sup>4</sup> ]	175 616
$J_{xT3}$ [mm <sup>4</sup> ]	69 120

Ve směru svislé osy se vypočte kvadratický moment průřezu horní pásnice  $J_{zT1}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.32),

$$J_{zT1} = \frac{t_1 \cdot b_1^3}{12} \quad (7.32)$$

stojiny  $J_{zT2}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.33)

$$J_{zT2} = \frac{(h - t_1 - t_3) \cdot t_2^3}{12} \quad (7.33)$$

a horní pásnice  $J_{zT3}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.34).

$$J_{zT3} = \frac{t_3 \cdot b_3^3}{12} \quad (7.34)$$

Dílčí kvadratické momenty pro průřez 1, 2 a 3 ve směru svislé osy:

Tab. 7.14	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3
$J_{zT1}$ [mm <sup>4</sup> ]	110 592 000	110 592 000	110 592 000
$J_{zT2}$ [mm <sup>4</sup> ]	3 024	5 184	8 064
$J_{zT3}$ [mm <sup>4</sup> ]	110 592 000	110 592 000	110 592 000

Tyto dílčí kvadratické momenty průřezu mohou poté sečíst pomocí Steinerovy věty a získat tak celkový kvadratický moment průřezu 1, 2 a 3 ve směru podélné osy  $J_x$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.35)

$$J_x = J_{xT1} + S_1 \cdot (z_{T1} - z_T)^2 + 3 \cdot (J_{xT2} + S_2 \cdot (z_{T2} - z_T)^2) + J_{xT3} + S_3 \cdot (z_T - z_{T3})^2 \quad (7.35)$$

a svislé osy  $J_z$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.36).

$$J_z = J_{zT1} + S_1 \cdot 0 + J_{zT2} + S_2 \cdot 0 + 2 \cdot \left( J_{zT2} + S_2 \cdot \left( \frac{b_2 - t_2}{2} \right)^2 \right) + J_{zT3} + S_3 \cdot 0 \quad (7.36)$$

Celkové kvadratické momenty pro průřez 1, 2 a 3:

Tab. 7.15	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3
$J_x$ [mm <sup>4</sup> ]	-	-	13 982 208
$J_z$ [mm <sup>4</sup> ]	246 032 208	263 780 928	287 445 888

Vydělením celkových kvadratických momentů průřezu vzdáleností mezi osou průřezu a vzdálenějším krajním vláknem získám modul pružnosti v ohybu svařence kolébky v průřezu 1, 2 a 3, který se vypočte ve směru podélné osy  $W_{ox}$  [mm<sup>3</sup>] dle vzorce (7.37)

$$W_{ox} = \frac{J_x}{(h - z_T)} \quad (7.37)$$

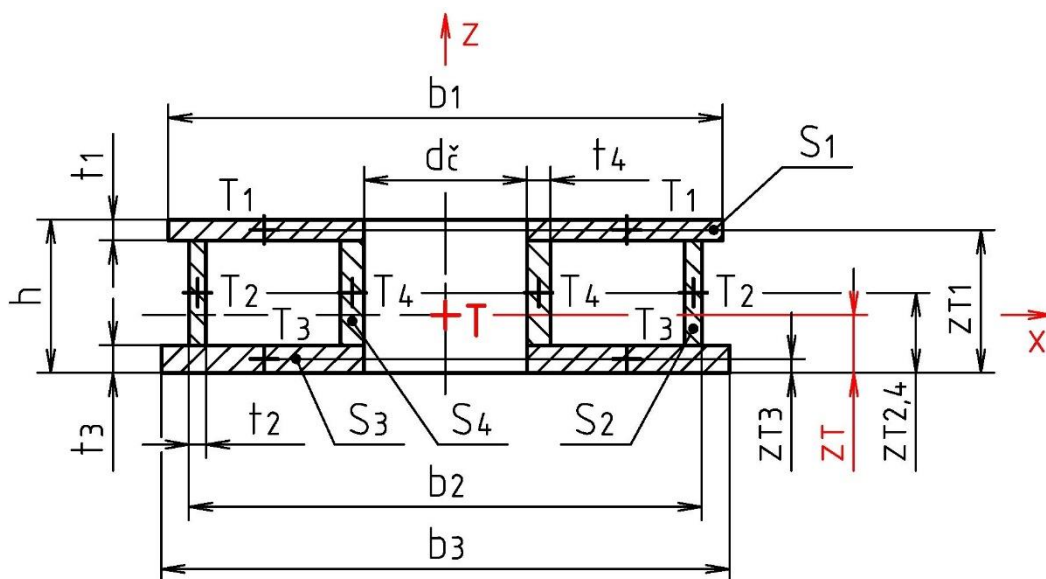
a svislé osy  $W_{oz}$  [mm<sup>3</sup>] dle vzorce (7.38).

$$W_{oz} = \frac{J_z}{\frac{b_3}{2}} \quad (7.38)$$

Moduly pružnosti v ohybu pro průřez 1, 2 a 3:

Tab. 7.16	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3
$W_{ox}$ [mm <sup>3</sup> ]	-	-	349 555
$W_{oz}$ [mm <sup>3</sup> ]	1 025 134	1 099 087	1 197 691

### 7.4.2 Průřez 4



Obr. 51 Průřez kolébky v místě 4

Průřez kolébky v místě 4 je zobrazen na obr. 51. Postup výpočtu je stejný jako pro průřez 1, 2 a 3, ale protože je kolébka v tomto místě zeslabena dírou pro uložení čepu, je třeba sestavit k výpočtu kvadratického momentu tohoto průřezu jiné vzorce.

Plocha průřezu horní pásnice  $S_1$  [mm<sup>2</sup>] se vypočte dle vzorce (7.39).

$$S_1 = \frac{(b_1 - d_{\check{c}})}{2} \cdot t_1 \quad (7.39)$$

Plocha průřezu stojiny  $S_2$  [mm<sup>2</sup>] se vypočte dle vzorce (7.40).

$$S_2 = (h - t_1 - t_3) \cdot t_2 \quad (7.40)$$

Plocha průřezu dolní pásnice  $S_3$  [mm<sup>2</sup>] se vypočte dle vzorce (7.41).

$$S_3 = \frac{(b_3 - d_{\check{c}})}{2} \cdot t_3 \quad (7.41)$$

Plocha průřezu uložení čepu  $S_4$  [mm<sup>2</sup>] se vypočte dle vzorce (7.42).

$$S_4 = (h - t_1 - t_3) \cdot t_4 \quad (7.42)$$

Celková plocha průřezu  $S_c$  [mm<sup>2</sup>] se poté vypočte dle vzorce (7.43).

$$S_c = 2 \cdot (S_1 + S_2 + S_3 + S_4) \quad (7.43)$$

Velikosti ploch pro průřez 4:

Tab. 7.17	Průřez 4
$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]	1 890
$S_2$ [mm <sup>2</sup> ]	1 212
$S_3$ [mm <sup>2</sup> ]	1 890
$S_4$ [mm <sup>2</sup> ]	3 030
$S_c$ [mm <sup>2</sup> ]	16 044

Poloha těžiště horní pásnice  $z_{T1}$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.44).

$$z_{T1} = h - \frac{t_1}{2} \quad (7.44)$$

Poloha těžiště stojiny a uložení čepu  $z_{T2,4}$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.45).

$$z_{T2,4} = h - t_1 - \frac{(h - t_1 - t_3)}{2} \quad (7.45)$$

Poloha těžiště dolní pásnice  $z_{T3}$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.46).

$$z_{T3} = \frac{t_3}{2} \quad (7.46)$$

Poloha těžiště celého průřezu  $z_T$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.47).

$$z_T = \frac{2 \cdot (S_1 \cdot z_{T1} + S_2 \cdot z_{T2,4} + S_3 \cdot z_{T3} + S_4 \cdot z_{T2,4})}{S_c} \quad (7.47)$$

Polohy těžišť pro průřez 4:

Tab. 7.18	Průřez 4
$z_{T1}$ [mm]	119
$z_{T2,4}$ [mm]	63
$z_{T3}$ [mm]	6
$z_T$ [mm]	63

Ve směru podélné osy se vypočte kvadratický moment průřezu horní pásnice  $J_{xT1}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.48),

$$J_{xT1} = \frac{\left(\frac{b_1 - d_c}{2}\right) \cdot t_1^3}{12} \quad (7.48)$$

stojiny  $J_{xT2}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.49),

$$J_{xT2} = \frac{t_2 \cdot (h - t_1 - t_3)^3}{12} \quad (7.49)$$

horní pásnice  $J_{xT3}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.50)

$$J_{xT3} = \frac{\left(\frac{b_3 - d_{\check{c}}}{2}\right) \cdot t_3^3}{12} \quad (7.50)$$

a uložení čepu  $J_{xT4}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.51).

$$J_{xT4} = \frac{t_4 \cdot (h - t_1 - t_3)^3}{12} \quad (7.51)$$

Dílní kvadratické momenty pro průřez 4 ve směru podélné osy:

Tab. 7.19	Průřez 4
$J_{xT1}$ [mm <sup>4</sup> ]	22 680
$J_{xT2}$ [mm <sup>4</sup> ]	1 030 301
$J_{xT3}$ [mm <sup>4</sup> ]	22 680
$J_{xT4}$ [mm <sup>4</sup> ]	2 575 753

Ve směru svislé osy se vypočte kvadratický moment průřezu horní pásnice  $J_{zT1}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.52),

$$J_{zT1} = \frac{t_1 \cdot \left(\frac{b_1 - d_{\check{c}}}{2}\right)^3}{12} \quad (7.52)$$

stojiny  $J_{zT2}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.53),

$$J_{zT2} = \frac{(h - t_1 - t_3) \cdot t_2^3}{12} \quad (7.53)$$

horní pásnice  $J_{zT3}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.54)

$$J_{zT3} = \frac{t_3 \cdot \left(\frac{b_3 - d_{\check{c}}}{2}\right)^3}{12} \quad (7.54)$$

a uložení čepu  $J_{zT4}$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.55).

$$J_{zT4} = \frac{(h - t_1 - t_3) \cdot t_4^3}{12} \quad (7.55)$$

Dílní kvadratické momenty pro průřez 4 ve směru svislé osy:

Tab. 7.20	Průřez 4
$J_{zT1}$ [mm <sup>4</sup> ]	3 906 984
$J_{zT2}$ [mm <sup>4</sup> ]	14 544
$J_{zT3}$ [mm <sup>4</sup> ]	3 906 984
$J_{zT4}$ [mm <sup>4</sup> ]	227 250

Celkový kvadratický moment průřezu 4 se vypočte ve směru podélné osy  $J_x$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.56)

$$J_x = 2 \cdot (J_{xT1} + S_1 \cdot (z_{T1} - z_T)^2) + 2 \cdot (J_{xT2} + S_2 \cdot (z_{T2,4} - z_T)^2) + 2 \cdot (J_{xT3} + S_3 \cdot (z_T - z_{T3})^2) + 2 \cdot (J_{xT4} + S_4 \cdot (z_{T2,4} - z_T)^2) \quad (7.56)$$

a svislé osy  $J_z$  [mm<sup>4</sup>] dle vzorce (7.57).

$$J_z = 2 \cdot \left( J_{zT1} + S_1 \cdot \left( \frac{b_1 - d_{\check{c}}}{4} + \frac{d_{\check{c}}}{2} \right)^2 \right) + 2 \cdot \left( J_{zT2} + S_2 \cdot \left( \frac{b_2 - t_2}{2} \right)^2 \right) + 2 \cdot \left( J_{zT3} + S_3 \cdot \left( \frac{b_3 - d_{\check{c}}}{4} + \frac{d_{\check{c}}}{2} \right)^2 \right) + 2 \cdot \left( J_{zT4} + S_4 \cdot \left( \frac{d_{\check{c}} + t_4}{2} \right)^2 \right) \quad (7.57)$$

Celkové kvadratické momenty pro průřez 4:

Tab. 7.21	Průřez 4
$J_x$ [mm <sup>4</sup> ]	31 436 237
$J_z$ [mm <sup>4</sup> ]	389 755 629

Modul pružnosti v ohybu svařence kolébky v průřezu 4 se vypočítá ve směru podélné osy  $W_{ox}$  [mm<sup>3</sup>] dle vzorce (7.58)

$$W_{ox} = \frac{J_x}{(h - z_T)} \quad (7.58)$$

a svislé osy  $W_{oz}$  [mm<sup>3</sup>] dle vzorce (7.59).

$$W_{oz} = \frac{J_z}{\frac{b_3}{2}} \quad (7.59)$$

Moduly pružnosti v ohybu pro průřez 4:

Tab. 7.22	Průřez 4
$W_{ox}$ [mm <sup>3</sup> ]	502 980
$W_{oz}$ [mm <sup>3</sup> ]	1 623 982

## 7.5 Porovnání modulů pružnosti v ohybu

Minimální moduly pružnosti v ohybu svařence kolébky vypočtené v kapitole 7.3 dále porovnávám s navrženými, které jsou vypočtené v kapitole 7.4.

Porovnání modulů pružnosti v ohybu do osy x:

Tab. 7.23	Průřez 3	Průřez 4
$W_{ox\ min}$ [mm <sup>3</sup> ]	132 832	346 519
$W_{ox}$ [mm <sup>3</sup> ]	349 555	502 980

Porovnání modulů pružnosti v ohybu do osy z:

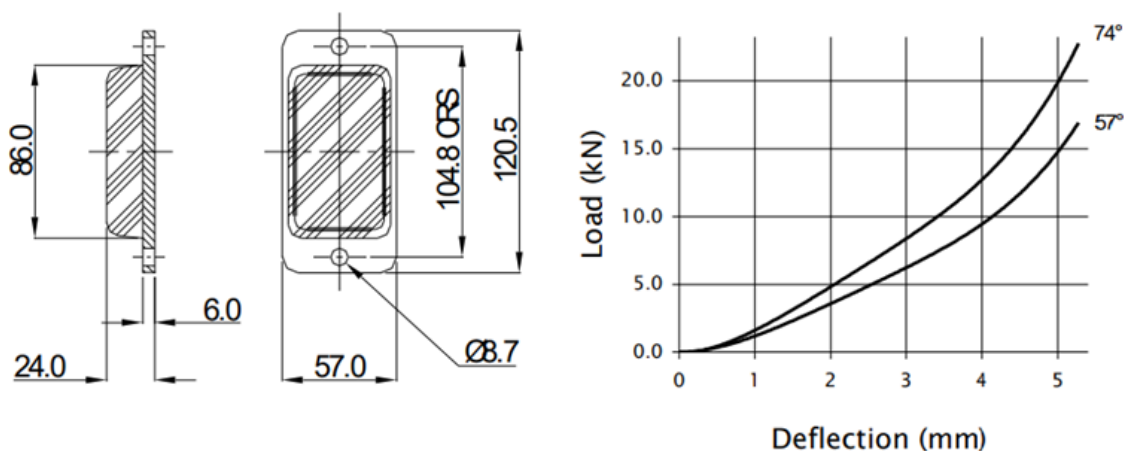
Tab. 7.24	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3	Průřez 4
$W_{oz\ min}$ [mm <sup>3</sup> ]	295 932	344 142	344 142	344 142
$W_{oz}$ [mm <sup>3</sup> ]	1 025 134	1 099 087	1 197 691	1 623 982

Navržené průřezy svařence kolébky mají větší hodnoty modulů pružnosti v ohybu. Průřezy tedy vyhovují.

## 7.6 Návrh příčného dorazu kolébky

Aby nebyla překročena maximální příčná výchylka sekundárního vypružení 20 mm, je třeba omezit příčnou výchylku kolébky pružným dorazem. Volím RECT-RB1212 od firmy GMT jehož osová tuhost  $k_{k\ dor} = 3000$  N/mm. Doraz zapojuji na výchylce kolébky  $y_k = 15$  mm.

### RECT-RB1212



Obr. 52 Pružný doraz RECT-RB1212 [11]



Příčná tuhost sekundárního vypružení  $k_{2y}$  [kN] se vypočte dle vzorce (7.60).

$$k_{2y} = k_{2yp} \cdot n_{2p} = 227 \cdot 4 = 908 \text{ N/mm} \quad (7.60)$$

kde je:

$k_{2yp}$  [N/mm] - příčná tuhost sekundární duplexní pružiny zjištěná z Excelu „**Smith-Goodman.xls**“,  $k_{2yp} = 227 \text{ N/mm}$

Velikost příčné síly při zapojení dorazu  $Y_{dor}$  [N] se vypočte dle vzorce (7.61).

$$Y_{dor} = k_{2y} \cdot y_k = 908 \cdot 15 = 13\,600 \text{ N} \quad (7.61)$$

Maximální příčná výchylka kolébky  $y_{k\max}$  [mm] se vypočte dle vzorce (7.62).

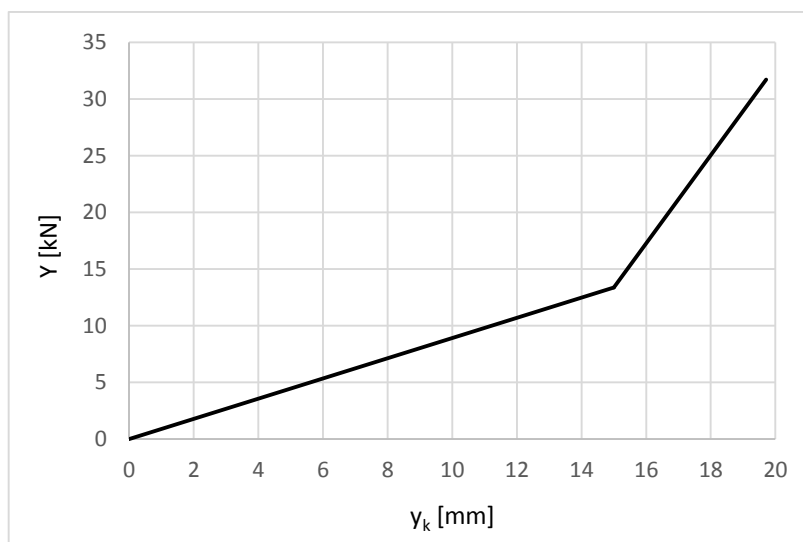
Dosazují maximální příčnou sílu působící na čep  $Y = 31\,716 \text{ N}$ .

$$y_{k\max} = y_k + \frac{Y - Y_{dor}}{k_{2y} + k_{k\,dor}} = 15 + \frac{31\,716 - 13\,600}{908 + 3000} = 19,6 \text{ mm} \quad (7.62)$$

Hodnoty příčných sil a výchylek jsou shrnuty v následující tabulce:

Tab. 7.25	Y [kN]	$y_k$ [mm]
Volný stav	0	0
Zapojení pružného dorazu	13,6	15
Maximální zatížení v příčném směru	31,7	19,6

Z těchto hodnot mohu vykreslit charakteristiku příčné výchylky kolébky, která je zobrazena na obr. 53.

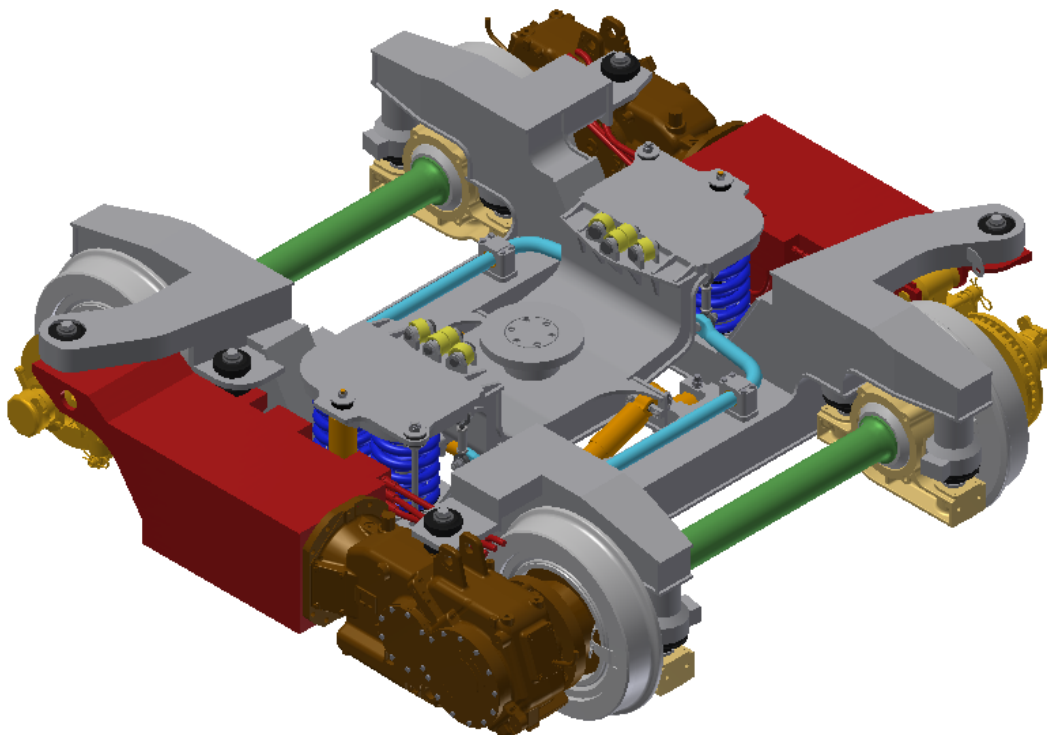


Obr. 53 Charakteristika příčné výchylky kolébky

Sestavný výkres kolébky je v příloze 12.

## 8 Závěr

V této diplomové práci jsem navrhl konstrukční řešení sekundárního vypružení a kolébky u trakčního otočného podvozku nízkopodlažní tramvaje. Moje navržená koncepce podvozku je zobrazena na obr. 54. Výkres je v příloze 7.



Obr. 54 Navržená koncepce podvozku

V mé koncepci jsem pro sekundární vypružení navrhl duplexní ocelové vinuté pružiny tak, aby pevnostně vyhověli, a jejich tuhost byla s ohledem na vlastní frekvence skříně co nejnižší. Torzní stabilizátor jsem umístil dovnitř rámu podvozku. Aby byla zachována stejná úhlová tuhost skříně tramvaje, museli být použity dva kusy. Pro přenos svislých sil ze skříně na kolébku jsem navrhl pojezdové kladky, které jsou oproti původním kluznicím uloženy blíže sekundárnímu vypružení. Tím je sníženo namáhání kolébky. Proto mohli být pro její svařenec navrhnuty menší průřezy.

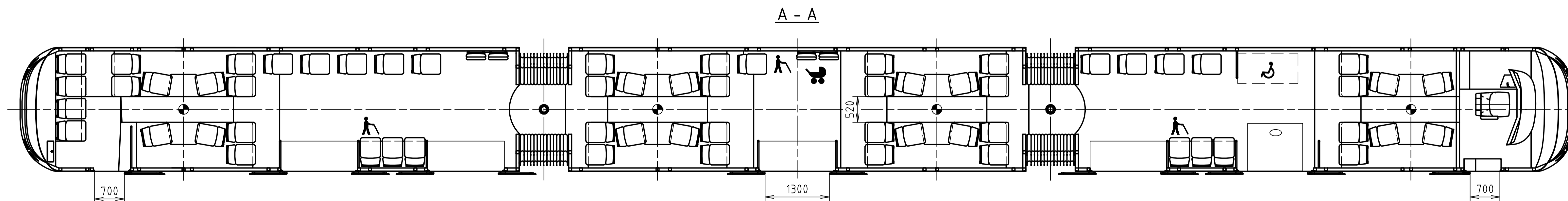
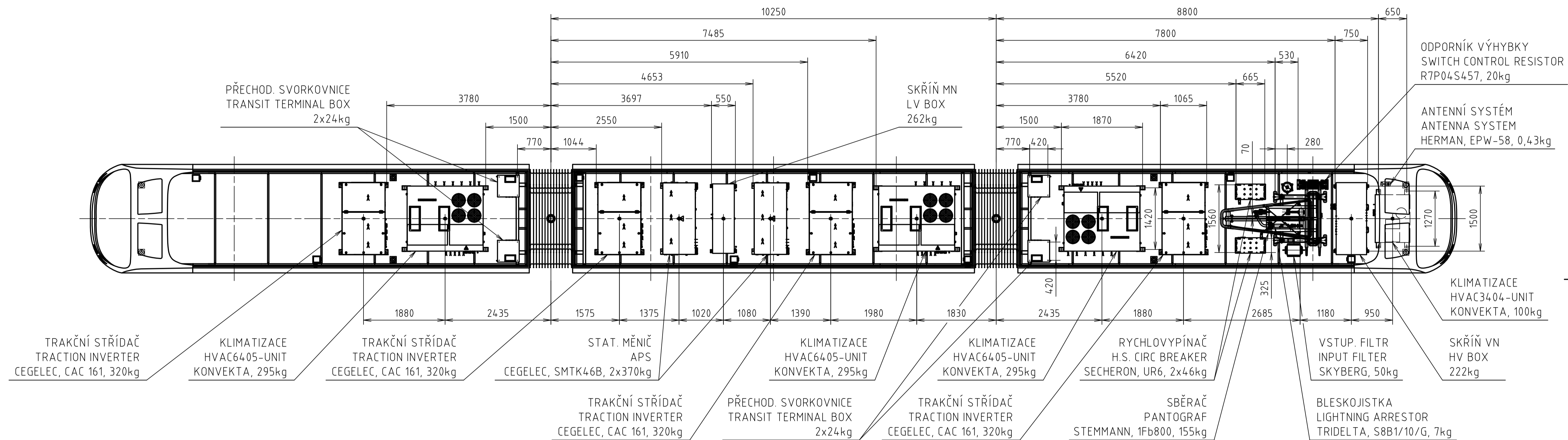
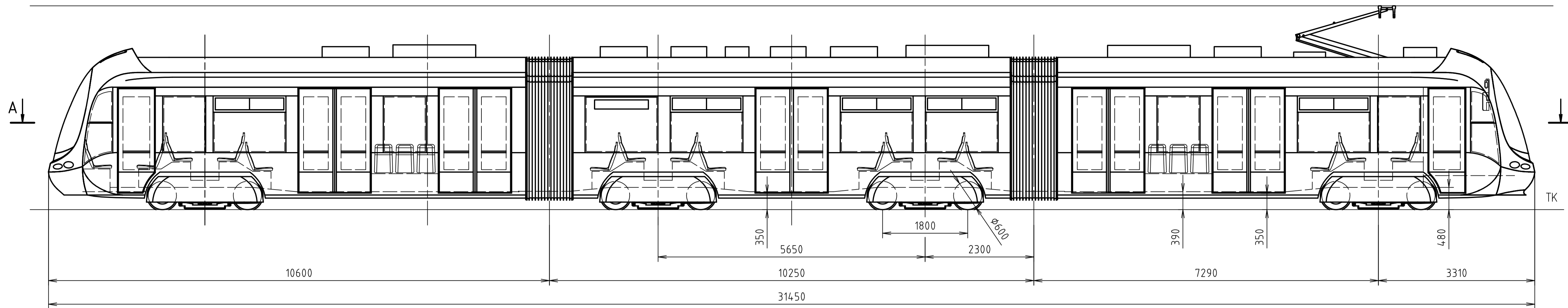
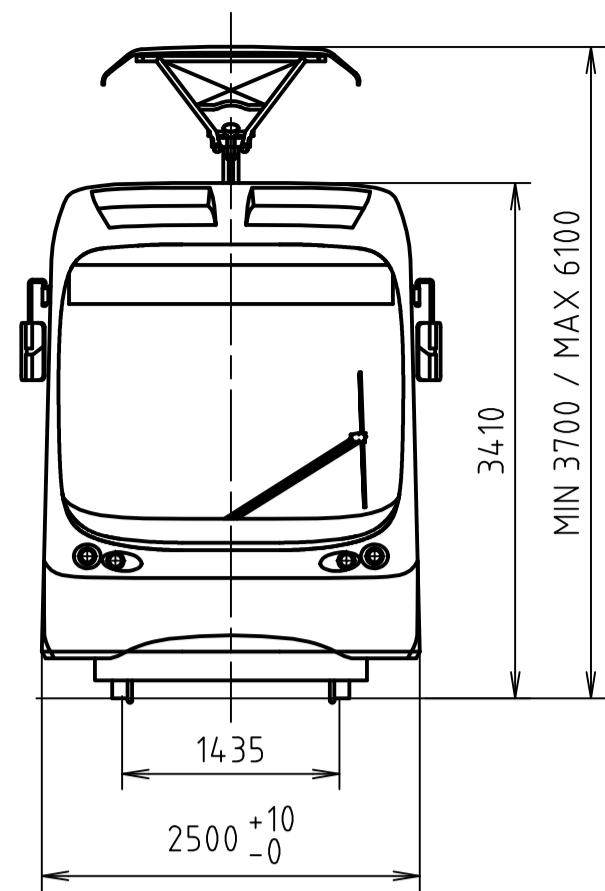
Oproti původní koncepci je výhodou odstranění otvoru v podélníku rámu podvozku a vyhnutí se použití odlitků v konstrukci kolébky. Nevýhodou je vyšší finanční náročnost duplexního vypružení a dvou torzních stabilizátorů. Otázkou také zůstává, zda bude použití pojezdových kladek praktické při dlouhodobém provozu ve znečištěném prostředí.

## Použitá literatura

- [1] KOLÁŘ, Josef. *Modulární stavba nízkopodlažních tramvají* [Docentská habilitační práce]. Praha: ČVUT FS, Katedra automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2007. 201 s.
- [2] Archiv Inekon Group, a.s.
- [3] Inekon Group, a.s. *Podvozek kolejového trakčního vozidla* [online]. Vynálezce: Tomáš Míka. Čís. patentu 301278. Dostupné z: <https://isdv.upv.cz/webapp/webapp.pta.formular>
- [4] Alstom Transport Sa. *Railway vehicle comprising pivoting bogies* [online]. Vynálezci: Alain Rodet, Christophe Eche, Yves Longueville, Francis Demarquilly. Čís. patentu US8381659 B2: Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US8381659>
- [5] Alstom Transport Sa. *Bogie for Railway Vehicle with a Suspension System* [online]. Vynálezce: Alain Rodet. Čís. patentu US20130333590 A1. Dostupné z: <https://www.google.com/patents/US20130333590>
- [6] GMT. *Stop Buffers* [katalog]. Dostupné z: <https://www.gmtrubber.com/wp-content/uploads/2017/02/Stop-Buffers.pdf>
- [7] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel* [skripta]. Praha: ČVUT, 2009, ISBN 978-80-01-04262-5
- [8] SKF. *Radial spherical plain bearings* [katalog]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/general/radial-spherical-plain/index.html>
- [9] KVARDA, Daniel. *Animace záběru válcových ozubených soukolí* [Bakalářská práce]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2015. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/39107/BP%20Daniel%20Kvarda%202015.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [10] SKF. *Snímací kladky* [katalog]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-rollers/cam-followers/cam-followers-pt/index.html>
- [11] GMT. *Rectangular Buffers* [katalog]. Dostupné z: <https://www.gmtrubber.com/wp-content/uploads/2017/02/Rectangular-Buffers-1.pdf>
- [12] KOLÁŘ, Josef. *Teorie vozidel* [prezentace]. Praha: ČVUT FS, Katedra automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
- [13] KOLÁŘ, Josef. *Konstrukce kolejových vozidel* [prezentace]. Praha: ČVUT FS, Katedra automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
- [14] DOLEŽÍ, Vítězslav., GALIS, Dušan. *Mechanika II – Výukový manuál* [online], Opava: SSPU, 2009. Dostupné z: [http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika\\_II\\_vyukovy\\_manual\\_na\\_SSPU\\_Opava.pdf](http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf)
- [15] LEINVEBER, Jan., VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2005, ISBN 80-7361-011-6

## Seznam příloh

- Příloha 1: Typový výkres tramvaje Inekon Superior Plus – Praha - jednosměrná
- Příloha 2: Hmotnostní bilance – Praha - jednosměrná
- Příloha 3: Typový výkres tramvaje Inekon Superior Plus – Praha - obousměrná
- Příloha 4: Hmotnostní bilance – Praha - obousměrná
- Příloha 5: Typový výkres tramvaje Inekon Superior Plus – Čína
- Příloha 6: Hmotnostní bilance – Čína
- Příloha 7: Výkres koncepce podvozku
- Příloha 8: Sestavný výkres sekundárního vypružení
- Příloha 9: Výrobní výkres vnější sekundární pružiny
- Příloha 10: Výrobní výkres vnitřní sekundární pružiny
- Příloha 11: Sestavný výkres torzního stabilizátoru
- Příloha 12: Sestavný výkres kolébky
- Příloha 13: Kluzné radiální kloubové ložisko GE 30 C
- Příloha 14: Snímací kladka KR 62 PPA
- Příloha 15: Soubor Navrh\_vypruzeni.xlsx na přiloženém CD
- Příloha 16: Soubor Smith\_Goodman.xls na přiloženém CD
- Příloha 17: Soubor Heumann\_Bo\_dQ.xls na přiloženém CD
- Příloha 18: Soubor Kolebka\_TS\_PK.xlsx na přiloženém CD
- Příloha 19: Model Sestava\_podvozku.stp na přiloženém CD



**ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE**

PROVOZ: JEDNOSMĚRNÝ  
 ROZCHOD: 1435 mm  
 HMOTNOST PRÁZDNÉHO VOZU: 47 600kg  
 NÍZKOPODLAŽNOST: 90%

OBSADITELNOST dle ČSN 28 1300

POČET MÍST K SEZENÍ: 66  
 PLOCHA PRO STOJÍCÍ: 33,4 m<sup>2</sup>  
 POČET MÍST K STÁNÍ (5os/m2): 167  
 CELKOVÝ POČET MÍST (5os/m2): 233  
 POČET MÍST K STÁNÍ (8os/m2): 267  
 CELKOVÝ POČET MÍST (8os/m2): 333

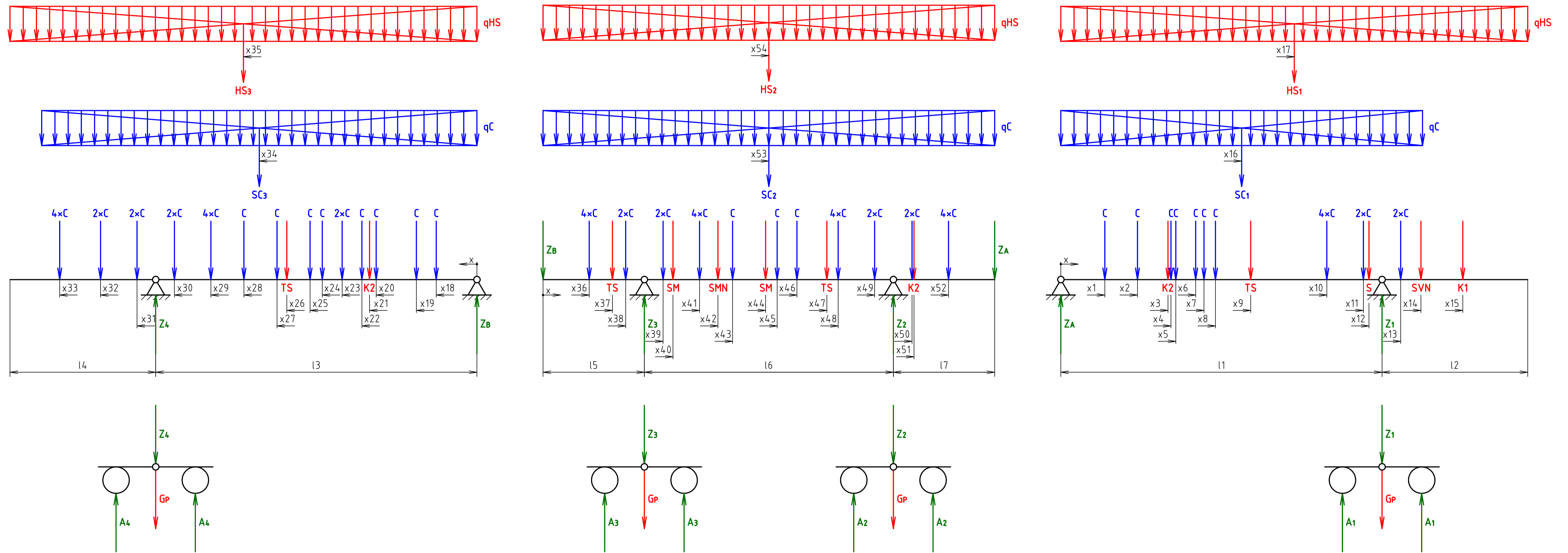
Podpis	Datum	Podpis	Datum	HMOTNOST	MĚŘÍTKO
VYKRESLIL	22.10.2017	STATIK		kg	1 : 50
SKUPINÁŘ		NORM. REF.			Č. SMYKLU
TECHNOL.		PŘEZK.			Č. SMYKLU
		SCHVÁLIL			KUSOVNÍK

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**  
 PRAHA – JEDNOSMĚRNÁ

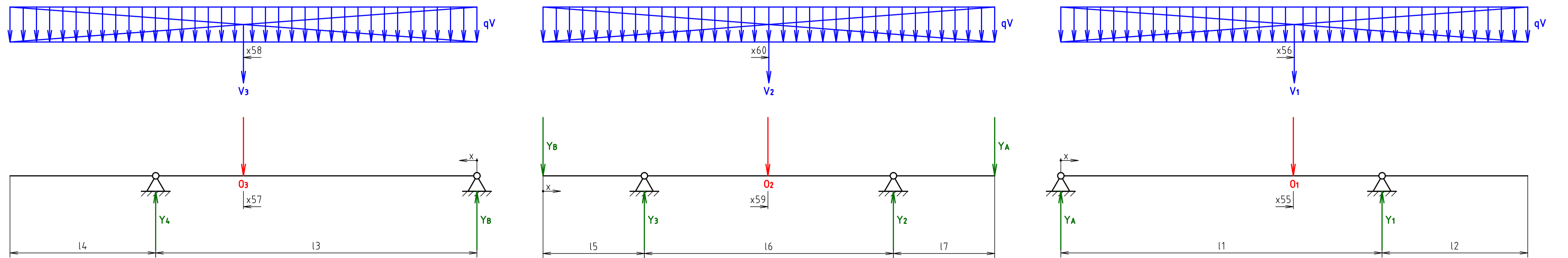
NÁZEV  
**INEKON SUPERIOR PLUS**  
 ČÍSLO VÝKRESU  
 PRAHA – JEDNOSMĚRNÁ

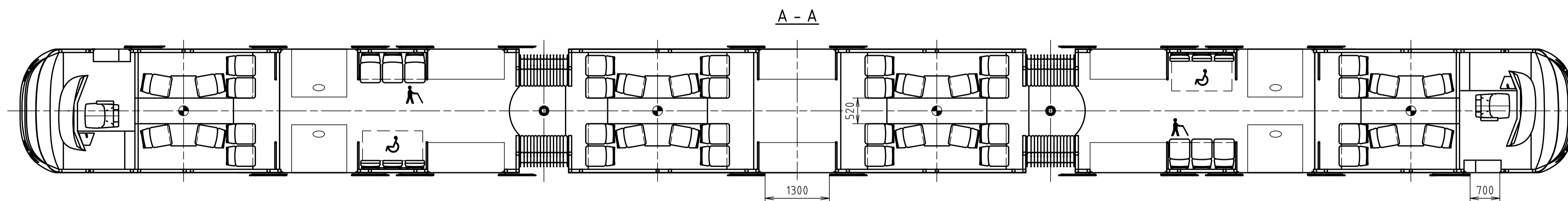
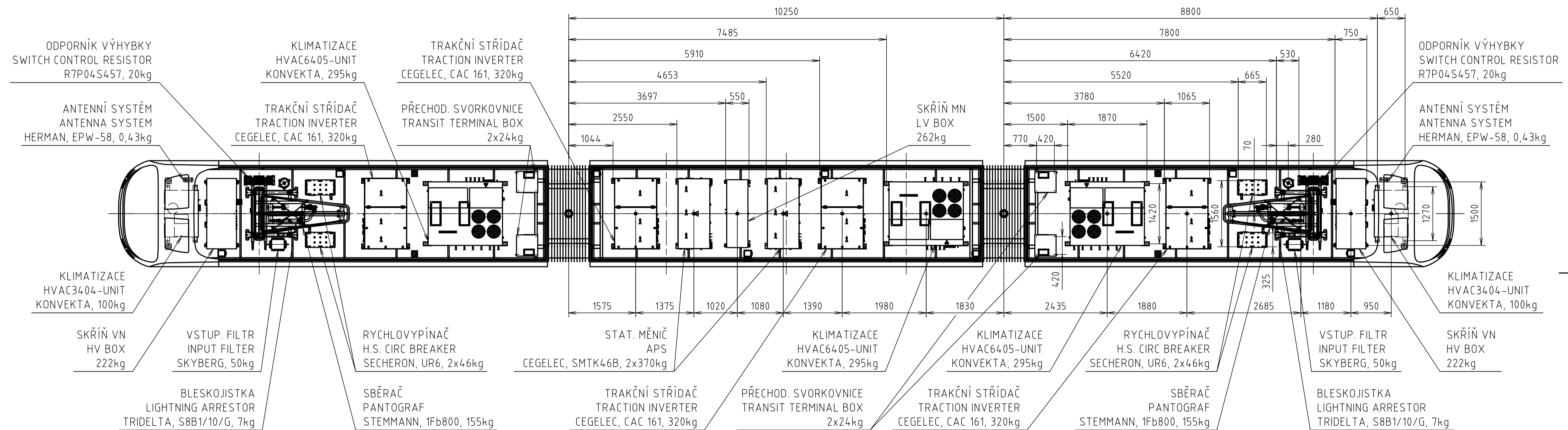
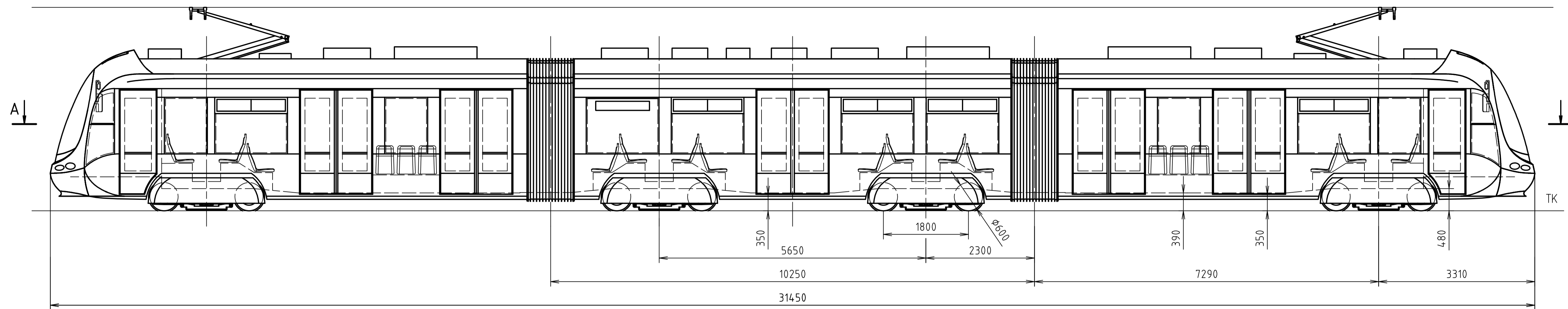
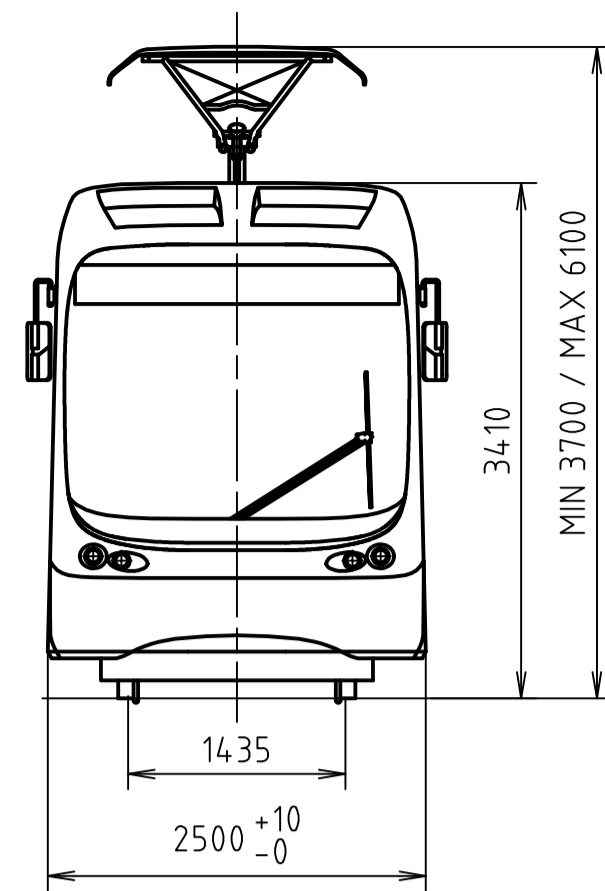
# HMOTNOSTNÍ BILANCE: PRAHA – JEDNOSMĚRNÁ

Do z:



Do y:





**ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE**

PROVOZ: OBOUSMĚRNÝ  
 ROZCHOD: 1435 mm  
 HMOTNOST PRÁZDNÉHO VOZU: 48 300 kg  
 NÍZKOPODLAŽNOST: 90%

OBSADITELNOST dle ČSN 28 1300

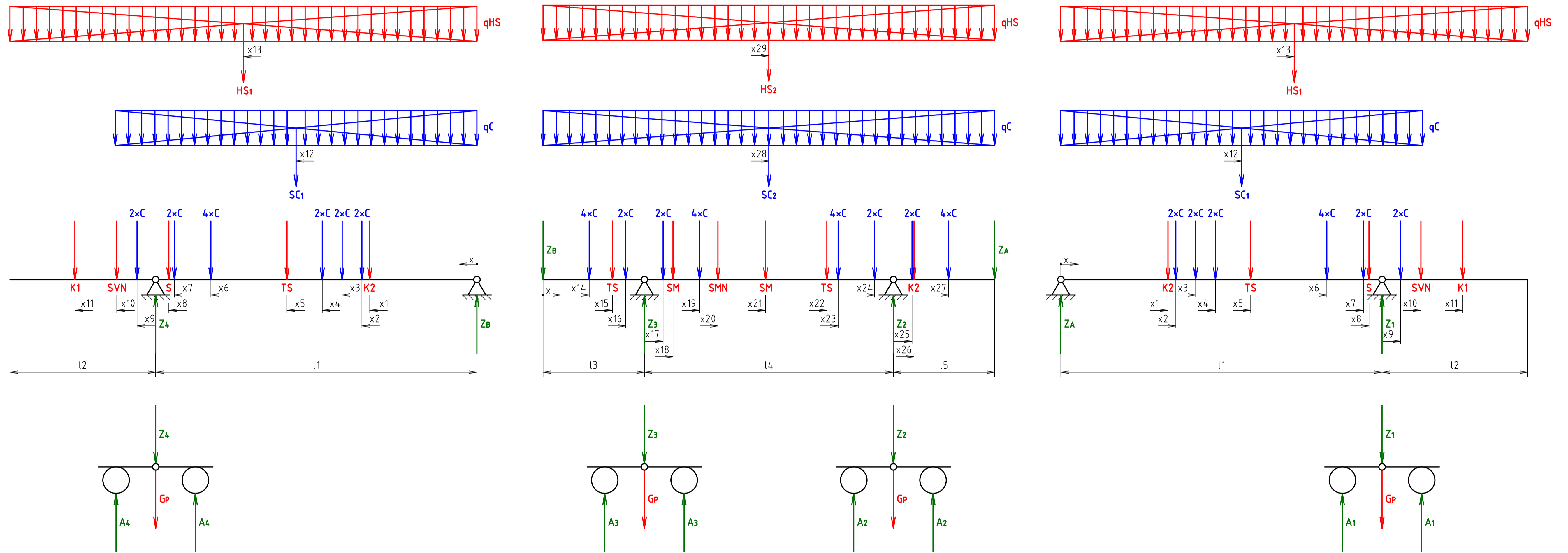
POČET MÍST K SEZENÍ: 52  
 PLOCHA PRO STOJÍCÍ: 36,1 m<sup>2</sup>  
 POČET MÍST K STÁNÍ (5os/m<sup>2</sup>): 180  
 CELKOVÝ POČET MÍST (5os/m<sup>2</sup>): 232  
 POČET MÍST K STÁNÍ (8os/m<sup>2</sup>): 288  
 CELKOVÝ POČET MÍST (8os/m<sup>2</sup>): 340

Podpis	Datum	Podpis	Datum	HMOTNOST	MĚŘÍTKO
WARSH		STATK		kg	1 : 50
VRESIL	22. 10. 2017	NORM. REF.			
ŠUPINAR		PŘEZK.			
TECHNOL.		SCHVÁL.			

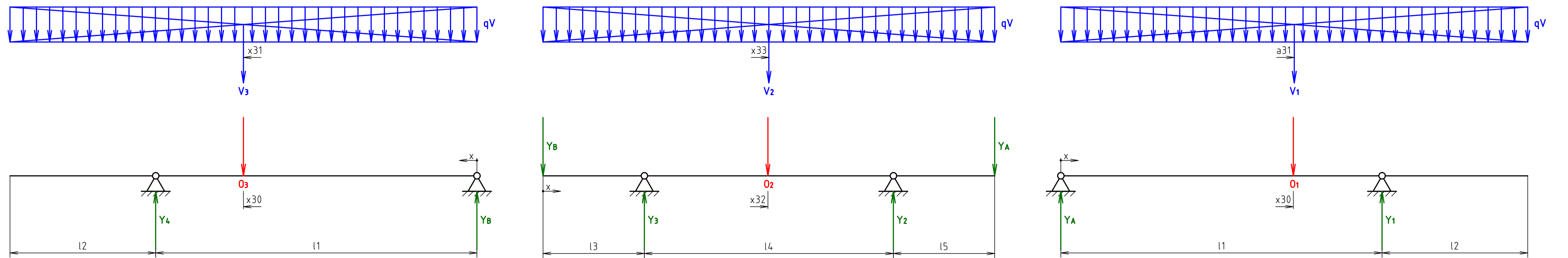
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**  
 INEKON SUPERIOR PLUS  
 PRAHA – OBOUSMĚRNÁ

# HMOTNOSTNÍ BILANCE: PRAHA - OBOUSMĚRNÁ

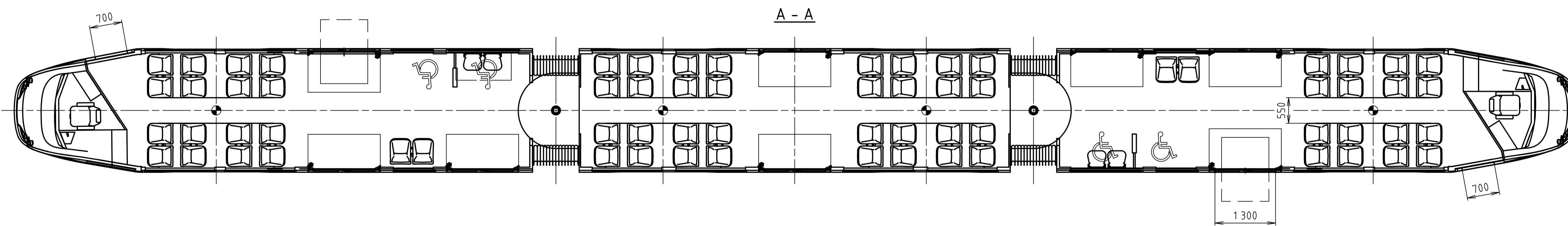
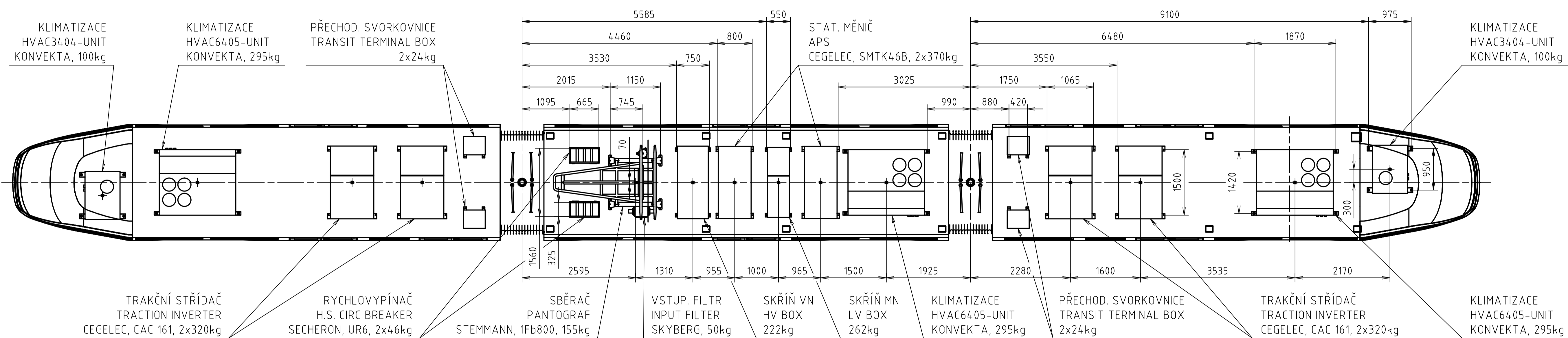
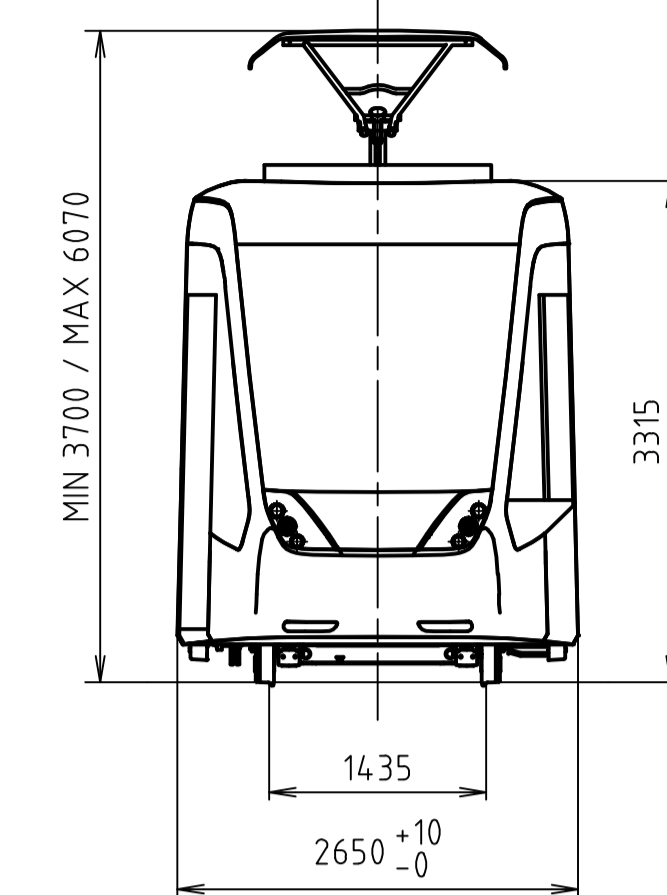
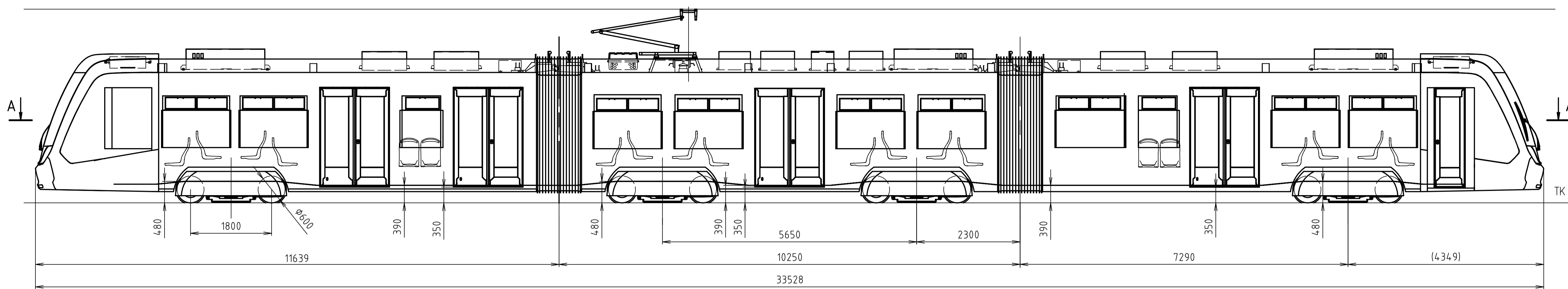
Do z:



Do y:







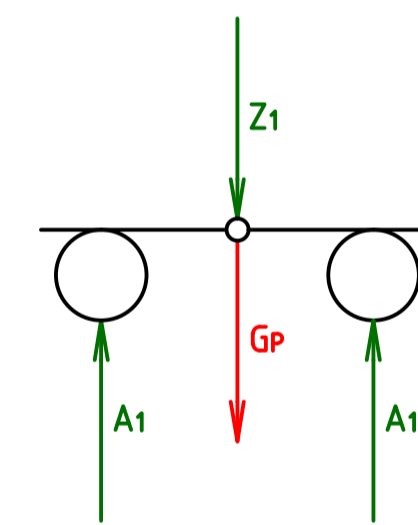
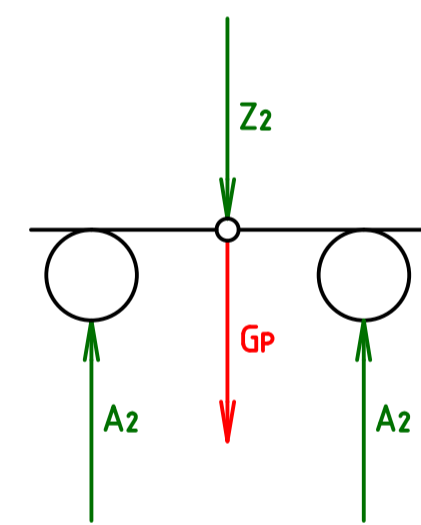
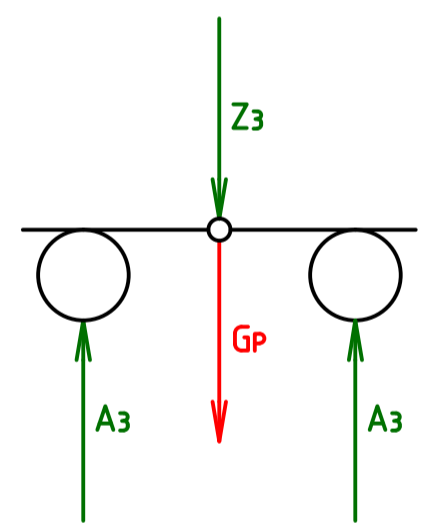
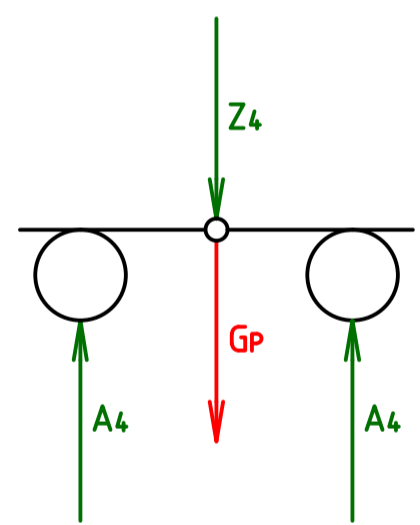
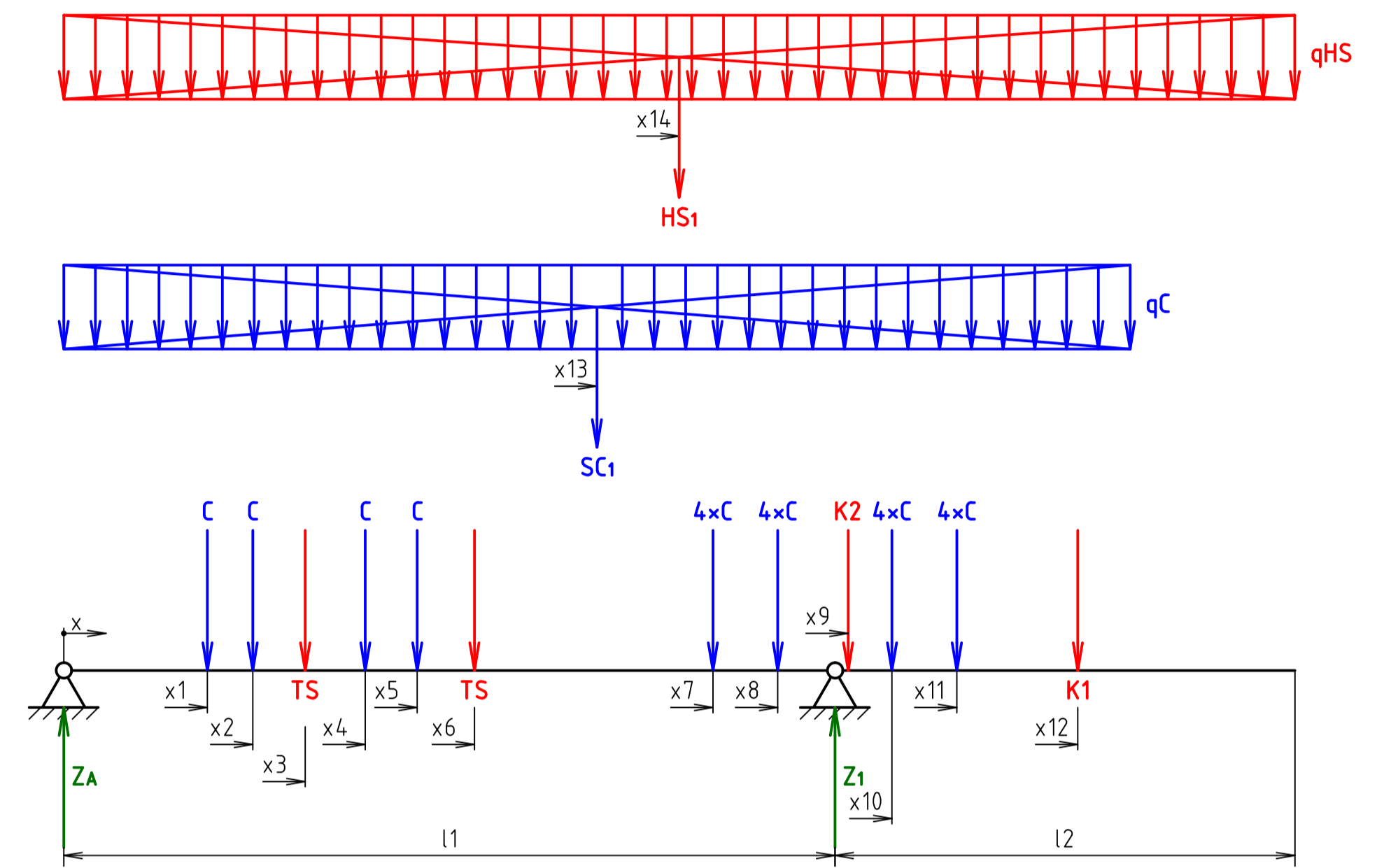
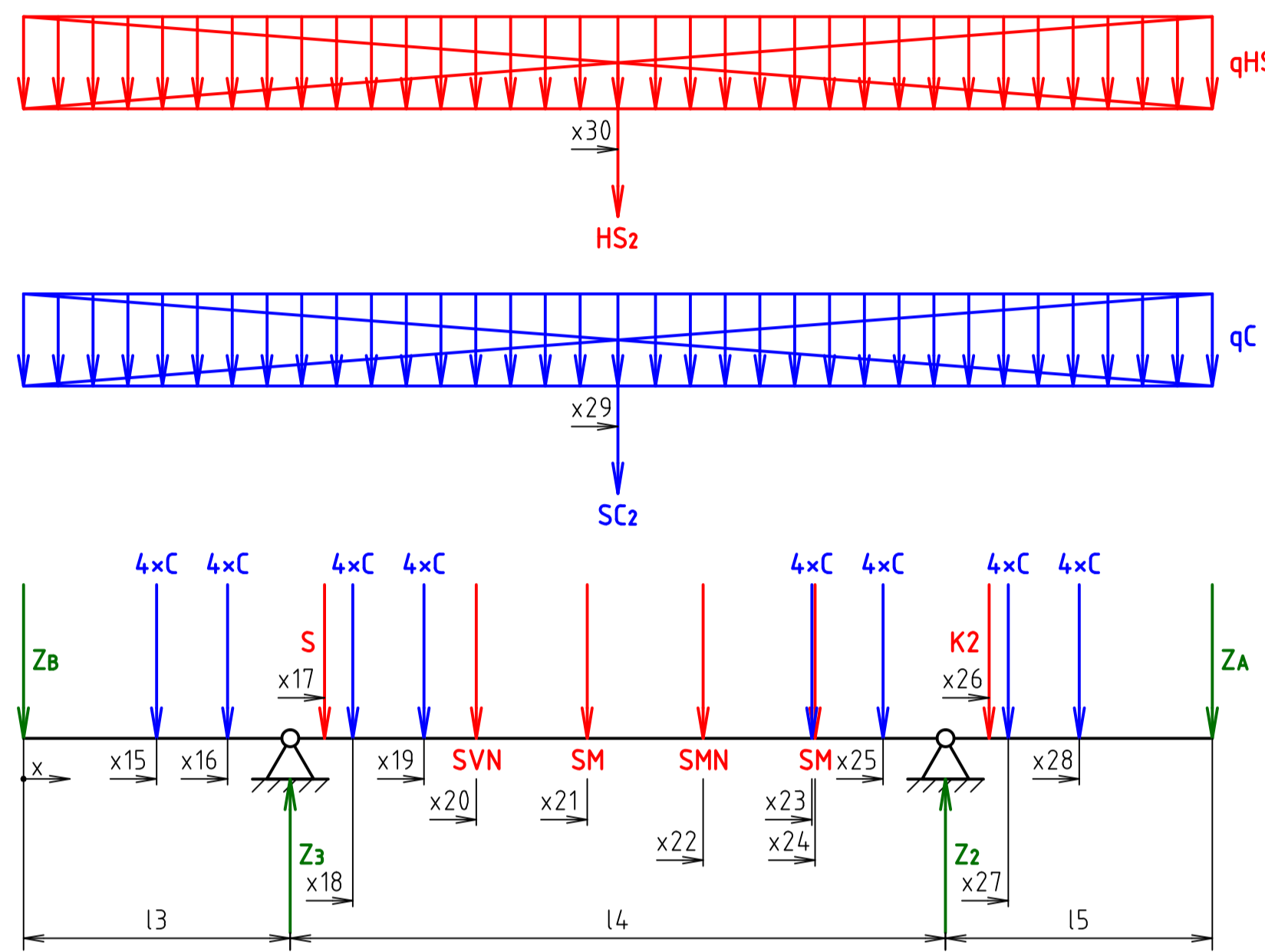
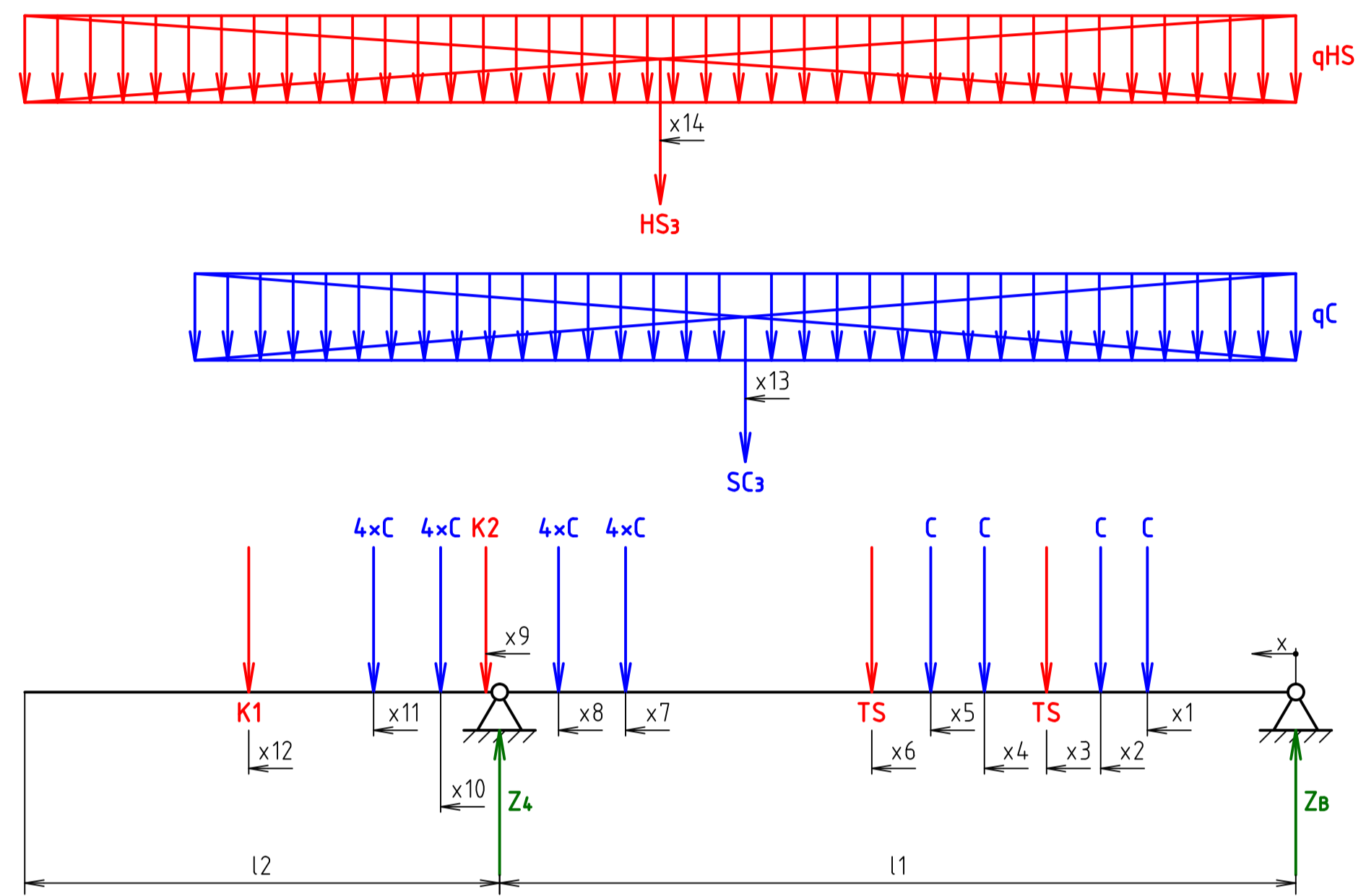
ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE

PROVOZ:	OBOUSMĚRNÝ
ROZCHOD:	1 435 mm
HMOTNOST PRAZDNEHO VOZU:	48 300 kg
NÍZKOPODLAŽNOST:	90%
POČET MÍST K SEZENÍ:	72
PLOCHA PRO STOJÍCÍ:	39,5 m <sup>2</sup>
POČET MÍST K STÁNÍ (6os/m <sup>2</sup> ):	237
CELKOVÝ POČET MÍST (6os/m <sup>2</sup> ):	309
POČET MÍST K STÁNÍ (9os/m <sup>2</sup> ):	355
CELKOVÝ POČET MÍST (9os/m <sup>2</sup> ):	427

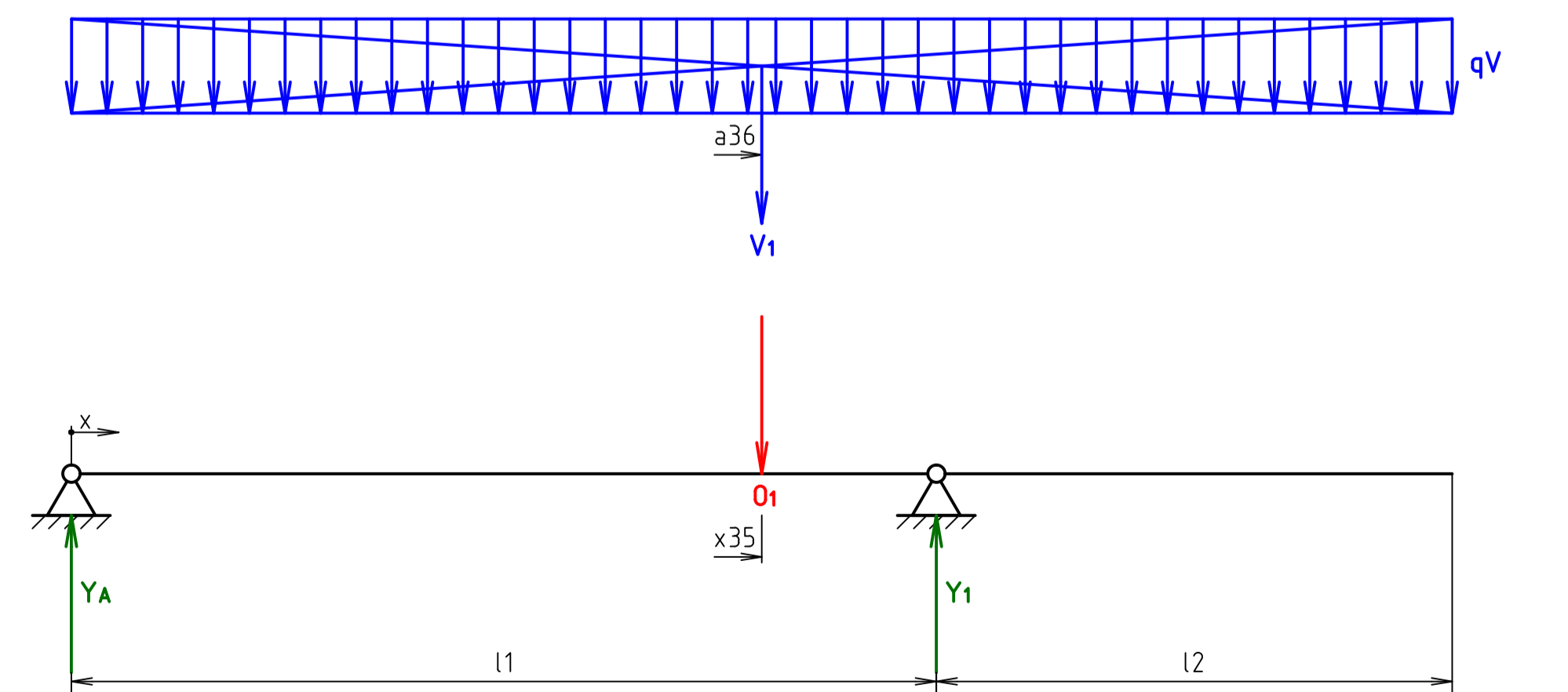
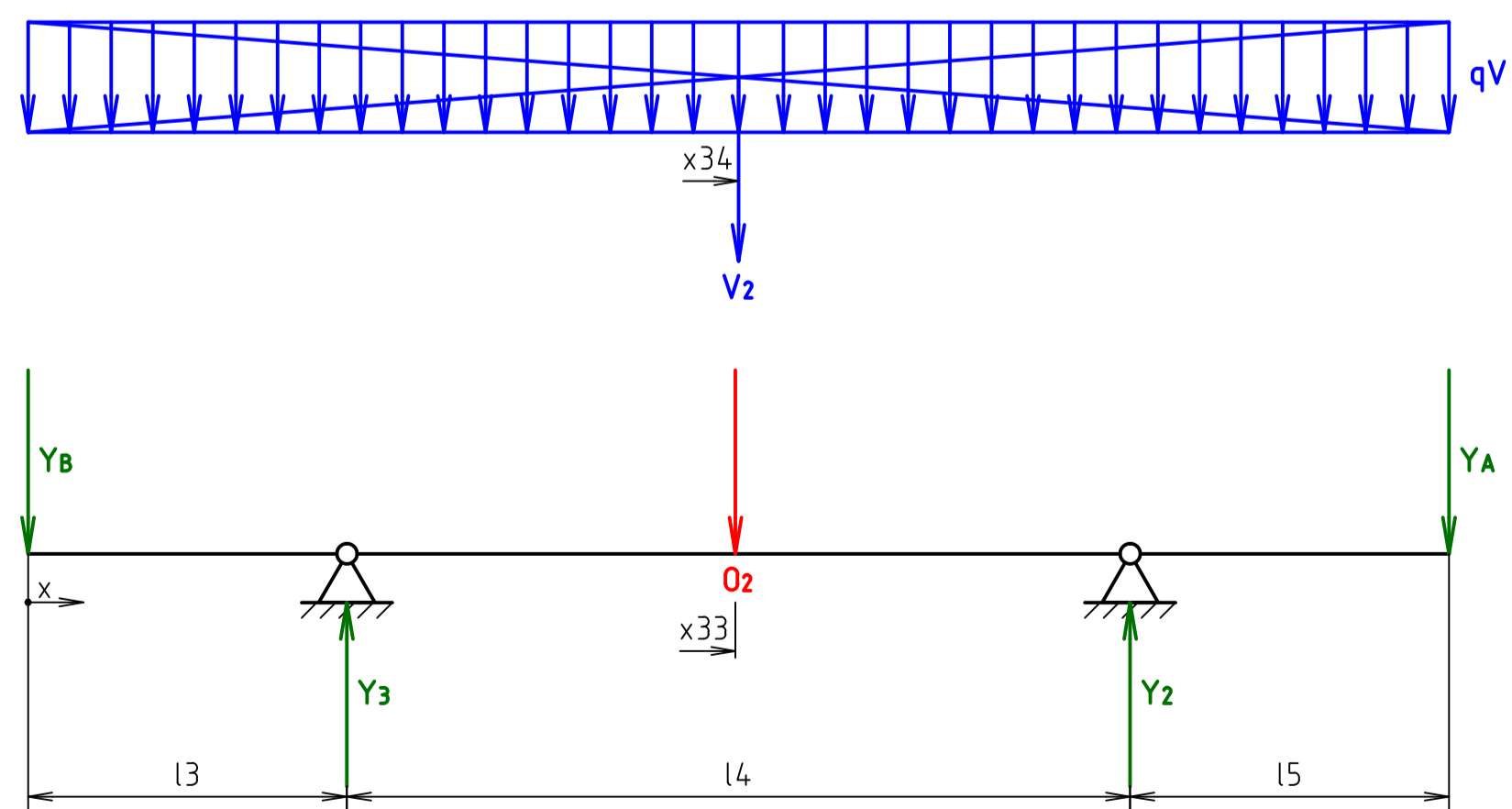
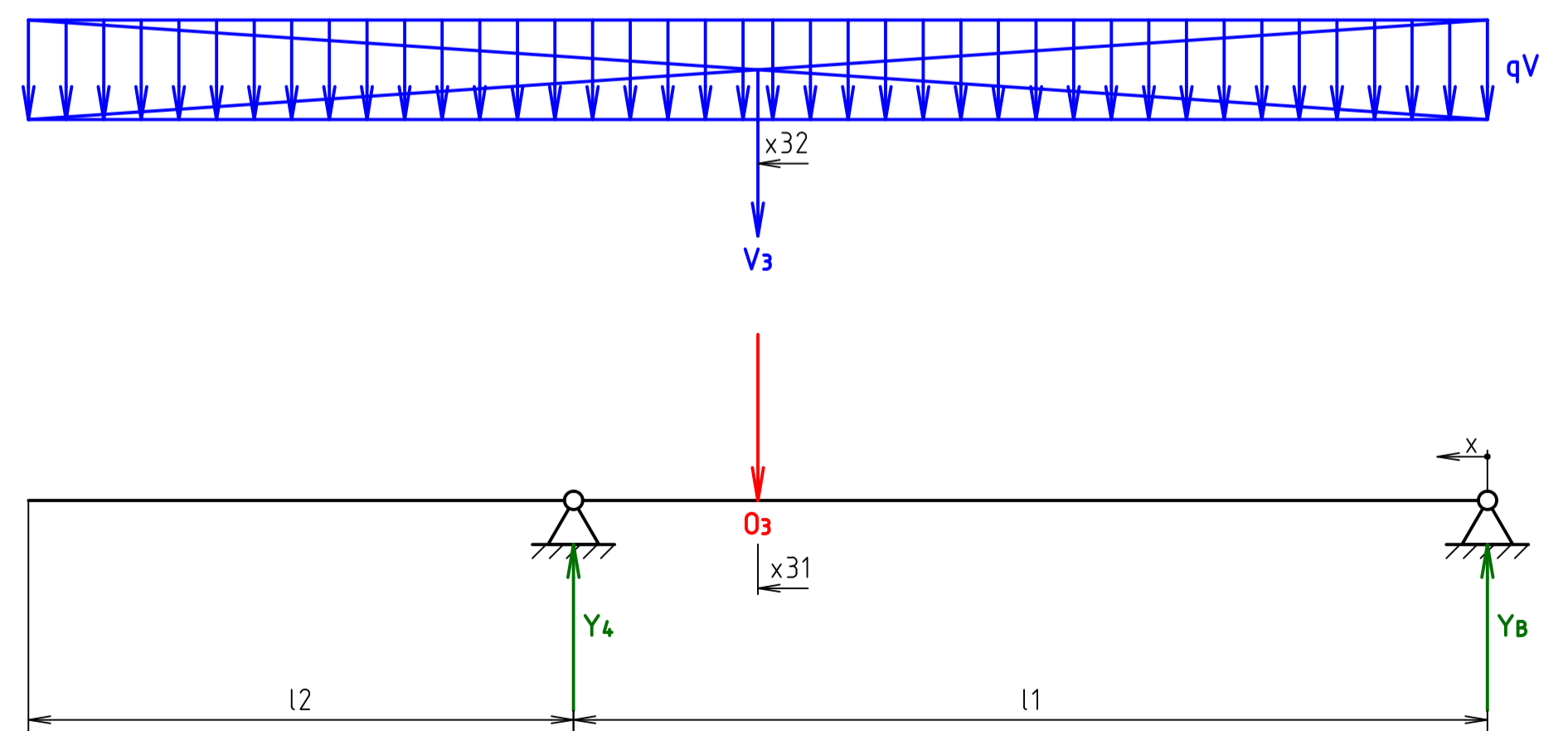
Podpis	Datum	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MĚŘÍTKO	1 : 50
VYKRESLIL	22. 10. 2017	STATIK		INFORMACE		Č. SMLUVY	
SKUPINOVÝ		NORM. REF.		SESTAVA		Č. SMLUVY	
TECHNOL.		PŘEZK.		STAVBY			
				NAZEV		TYP	
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE				INEKON SUPERIOR PLUS			
FAKULTA STROJNÍ				ČÍSLO VÝKRESU			
				ČINA			

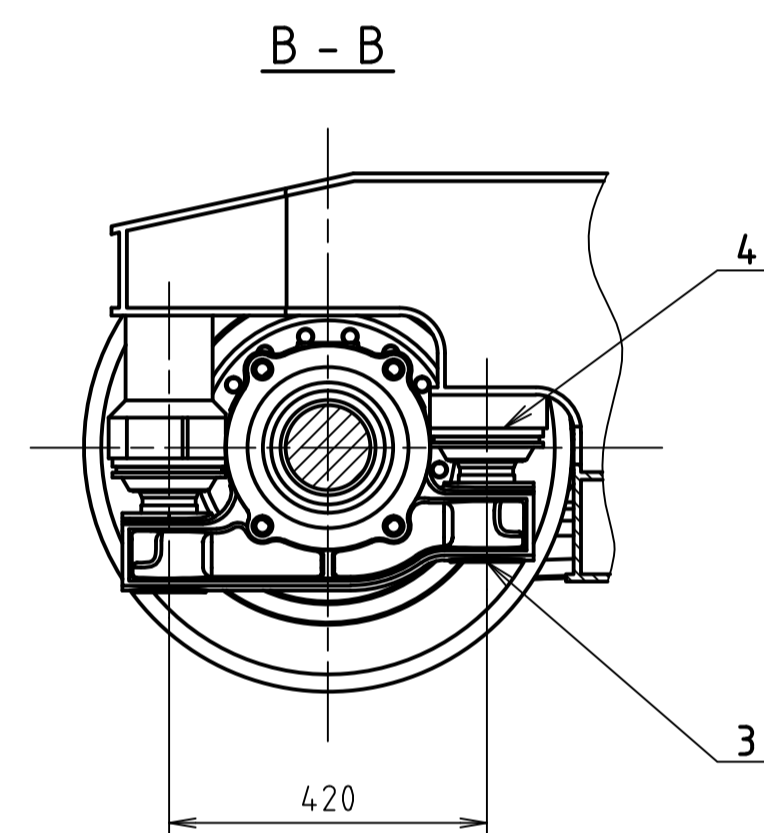
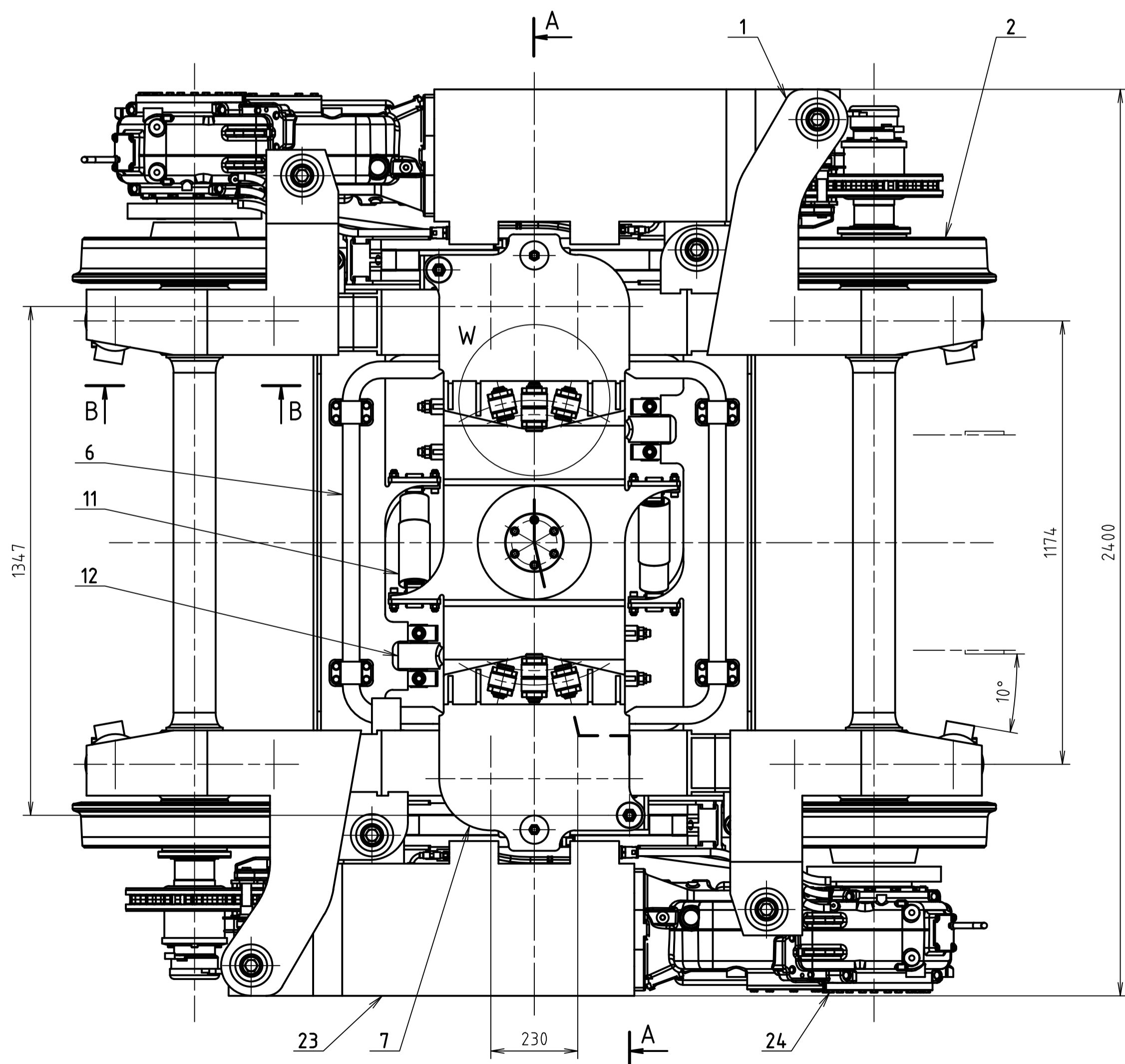
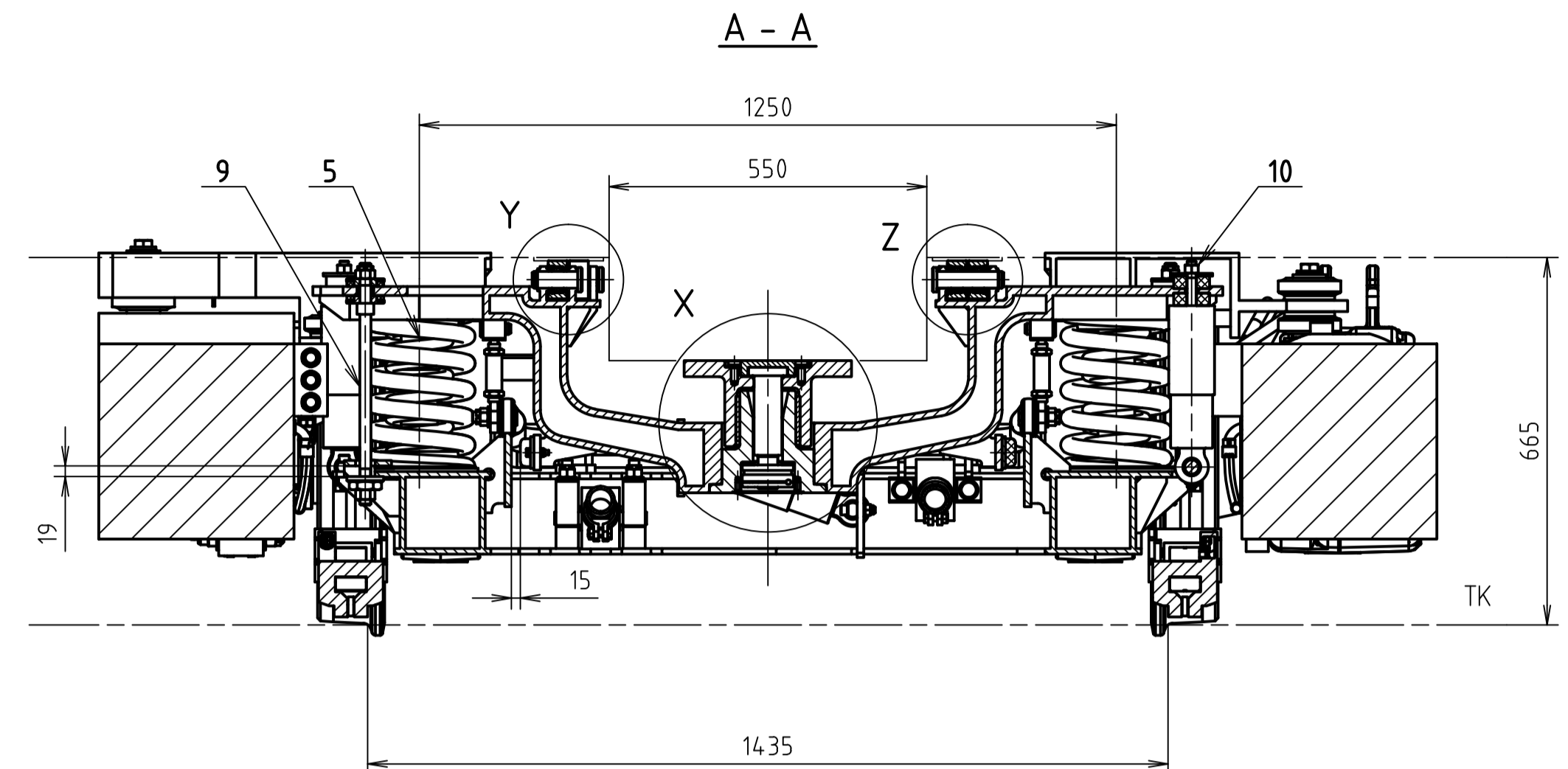
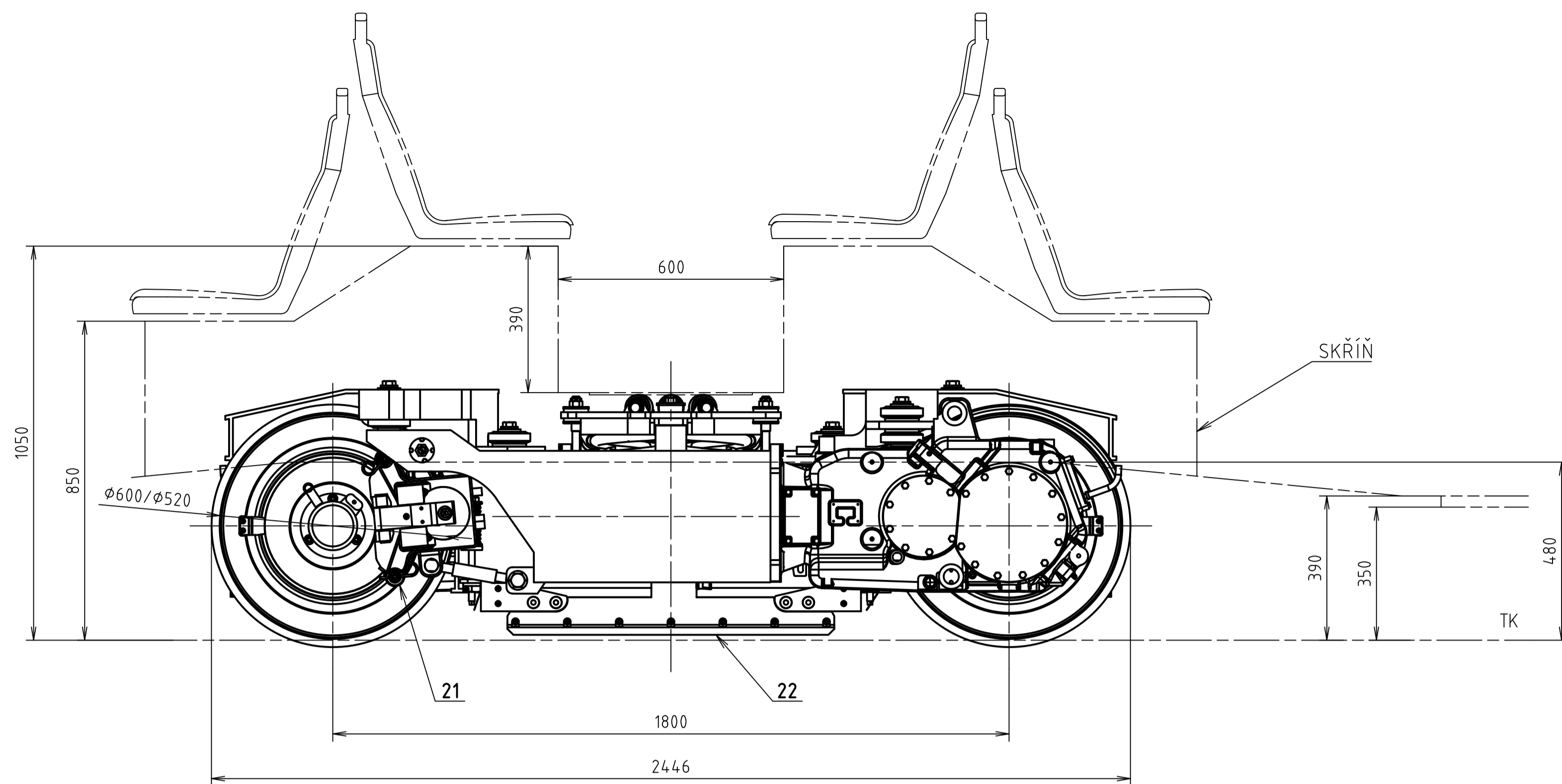
# HMOTNOSTNÍ BILANCE: ČÍNA

Do z:

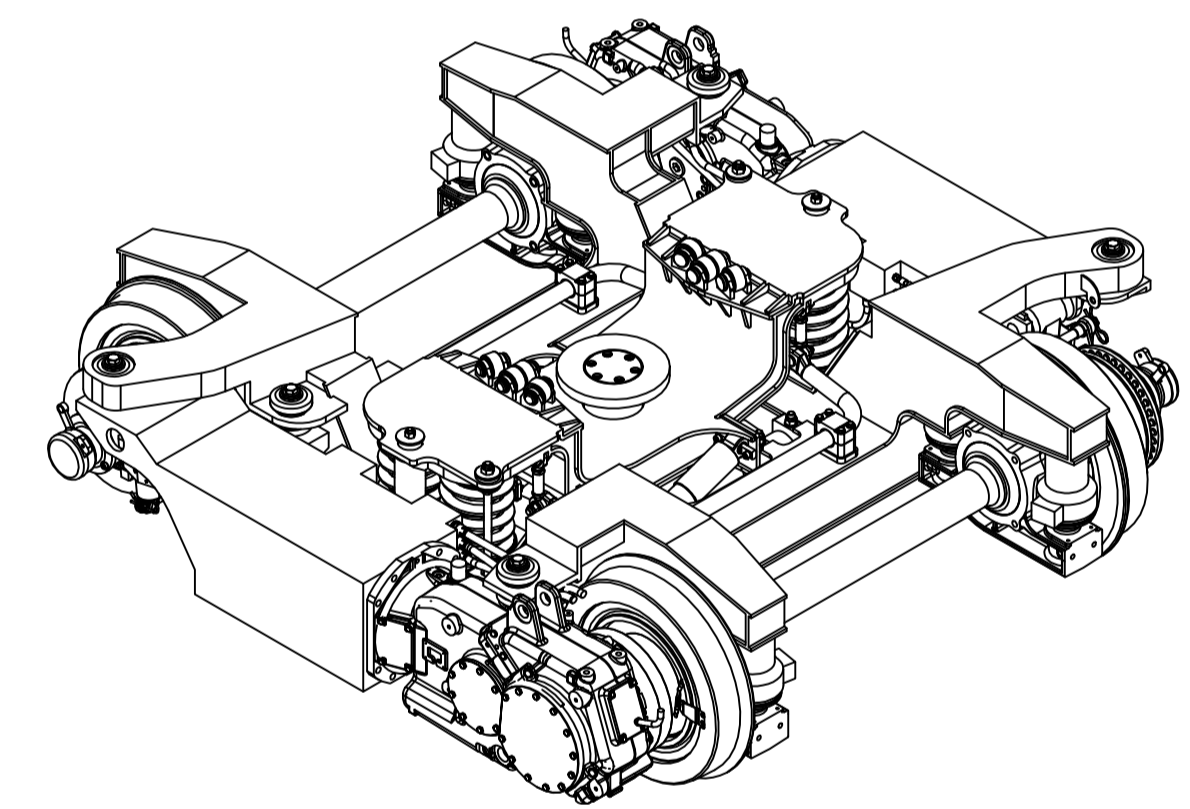
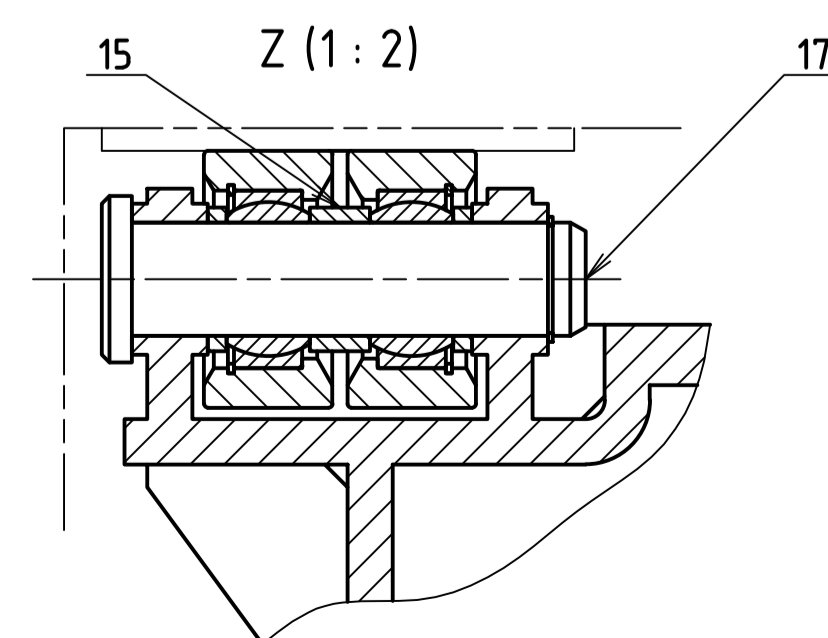
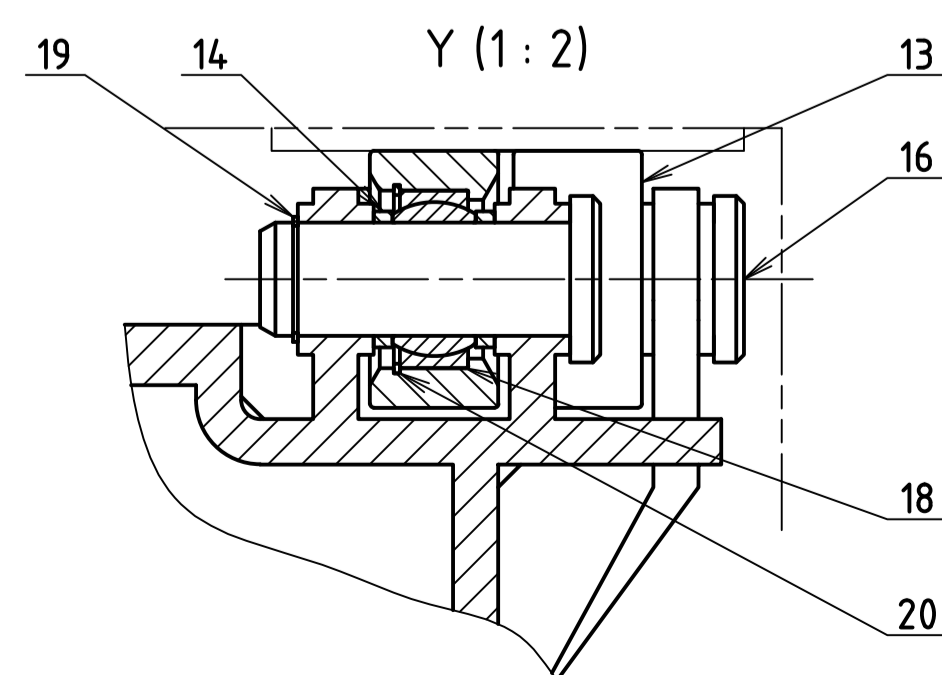
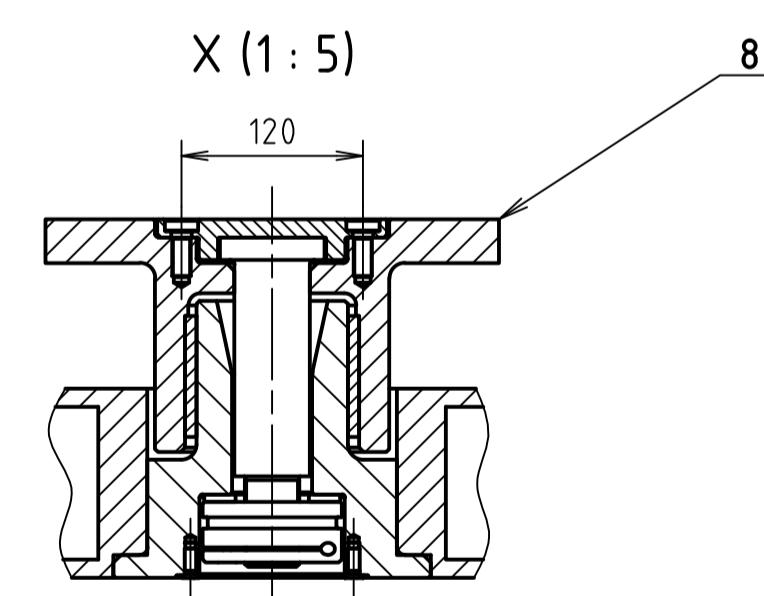
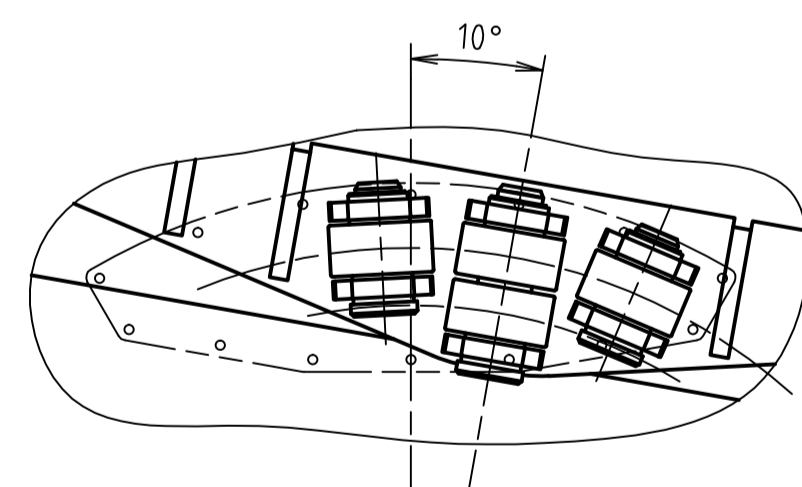


Do y:





W (1 : 5)  
PODVOZEK JE ZOBRAZEN PŘI NATAČENÍ O 10°



1	RAJ PODVOZKU	-	-	-	-	-	1
2	DVOJKOŮ	-	-	-	-	-	2
3	LOŽISKOVÝ DOMEK	-	-	-	-	-	4
4	PRIMÁRNÍ VYPŘÍŽENÍ	-	-	-	-	-	8
5	SEKUNDÁRNÍ VYPŘÍŽENÍ	-	-	-	DP-KV-05-00	-	2
6	TORZNÍ STABILIZÁTOR	-	-	-	DP-KV-06-00	-	2
7	KOLÉŠKA	-	-	-	DP-KV-07-00	-	1
8	CENTRÁLNÍ ČEP	-	-	-	-	-	1
9	ZACHYTKA	-	-	-	-	-	2
10	SVISLÝ TLUMIČ	-	-	-	-	-	2
11	PŘÍČNÝ TLUMIČ	-	-	-	-	-	2
12	GUANICE PRO PŘENOS PODELNÝCH SIL	-	-	-	-	-	2
13	POJEZDOVÝ KROUŽEK	-	-	-	1000/6 (14 109)	-	8
14	DISTANČNÍ TRUBKA	TR #38x4 ČSN 42 5715.01	-	-	E295 (11 500)	-	12
15	DISTANČNÍ TRUBKA PRO DVOUTOU POJEZDOVOU KLADKU	TR #38x4 ČSN 42 5715.01	-	-	E295 (11 500)	-	2
16	ČEP PRO JEDNOUCHOU POJEZDOVOU KLADKU	-	-	-	16MHC5 (14 220)	-	4
17	ČEP PRO DVOUTOU POJEZDOVOU KLADKU	-	-	-	16MHC5 (14 220)	-	2
18	KLIZNÉ RADIÁLNÍ KLOUBOVÉ LOŽISKO SKF GE 30 C	-	-	-	-	-	8
19	POUSŤNÝ KROUŽEK 30 ČSN 02 2830	-	-	-	-	-	3
20	POUSŤNÝ KROUŽEK 47 ČSN 02 2831	-	-	-	-	-	8
21	KOTOUČOVÁ BRZDA	-	-	-	-	-	2
22	KOLEANOVÁ BRZDA	-	-	-	-	-	2
23	MOTOR	-	-	-	-	-	2
24	PŘEVODOVKA	-	-	-	-	-	2

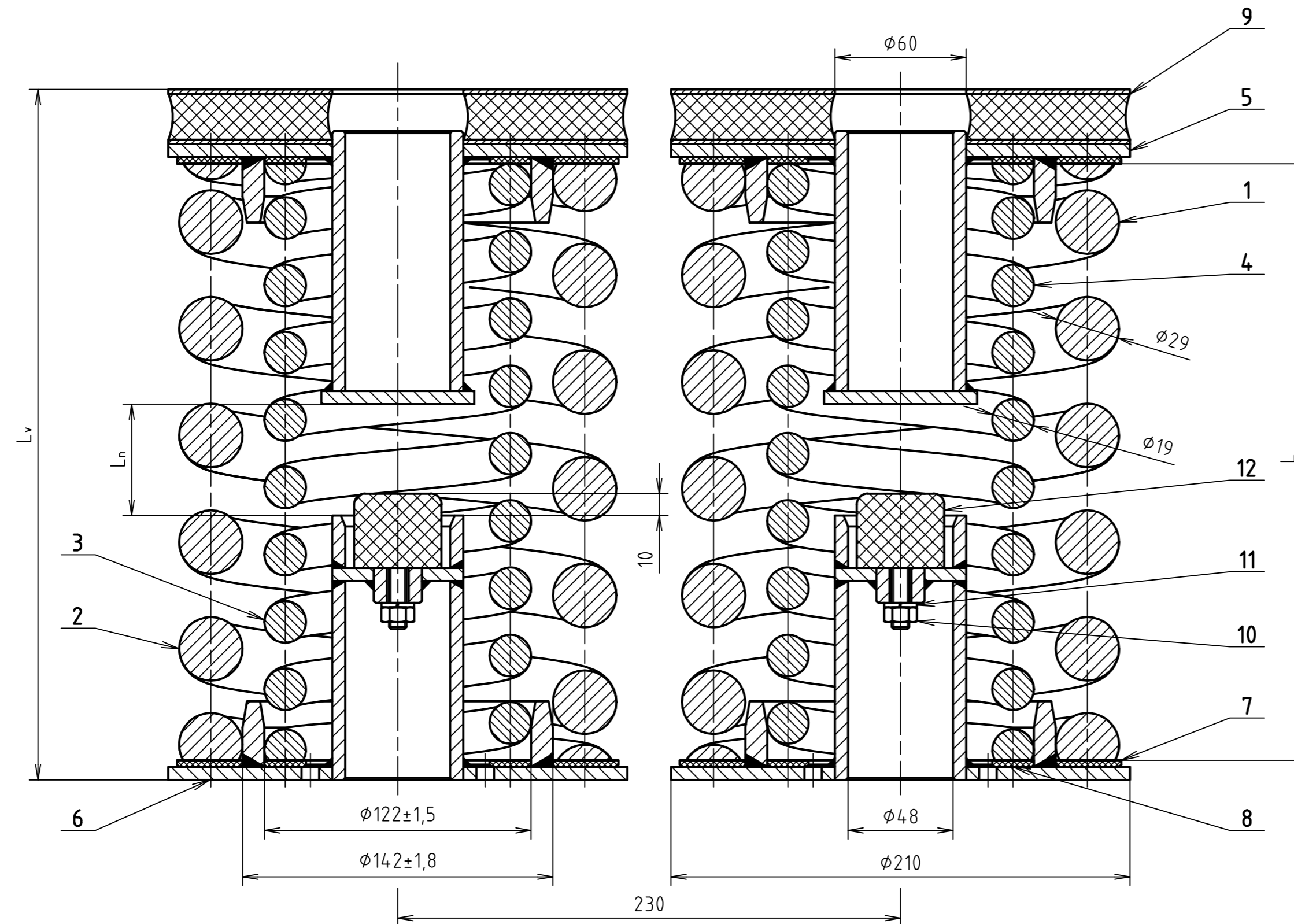
Č. POL.	Podpis	NAZEV - ROZMĚR	Podpis	POLOŽOVAN	Č. VÝKRESU	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
WVRH								
VÝKRES								
SKUPINĚR								
TECHNOL.								

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**  
 KONCEPCE PODVOZKU  
 DP - KV - 00 - 00  
 1 : 10

PARAMETRY SEKUNDÁRNÍHO VYPRUŽENÍ PRO PRAŽDNÉ VOZIDLO												
VARIANTA TRAMVAJE	PRAHA - JEDNOSMĚRNÁ				PRAHA - OBOUSMĚRNÁ				ČÍNA			
PODVOZEK	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
L <sub>v</sub> [mm]	313	310	307	316	312	309	307	312	307	312	314	307
L [mm]	269	266	264	273	269	266	264	269	264	269	271	264
L <sub>n</sub> [mm]	48	45	42	51	47	44	42	47	42	47	49	42

PARAMETRY SEKUNDÁRNÍHO VYPRUŽENÍ PRO NORMÁLNÍ OBSAZENÍ												
VARIANTA TRAMVAJE	PRAHA - JEDNOSMĚRNÁ				PRAHA - OBOUSMĚRNÁ				ČÍNA			
PODVOZEK	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
L <sub>v</sub> [mm]	295	280	283	292	294	280	379	294	280	285	287	280
L [mm]	252	237	240	249	251	237	236	251	237	242	244	237
L <sub>n</sub> [mm]	30	15	18	27	29	15	14	29	15	20	22	15

PARAMETRY SEKUNDÁRNÍHO VYPRUŽENÍ PRO MAXIMÁLNÍ OBSAZENÍ												
VARIANTA TRAMVAJE	PRAHA - JEDNOSMĚRNÁ				PRAHA - OBOUSMĚRNÁ				ČÍNA			
PODVOZEK	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
L <sub>v</sub> [mm]	287	272	274	282	285	271	270	285	273	274	277	273
L [mm]	244	229	231	239	242	229	228	242	230	231	234	230
L <sub>n</sub> [mm]	22	7	9	17	20	7	6	20	8	9	12	8

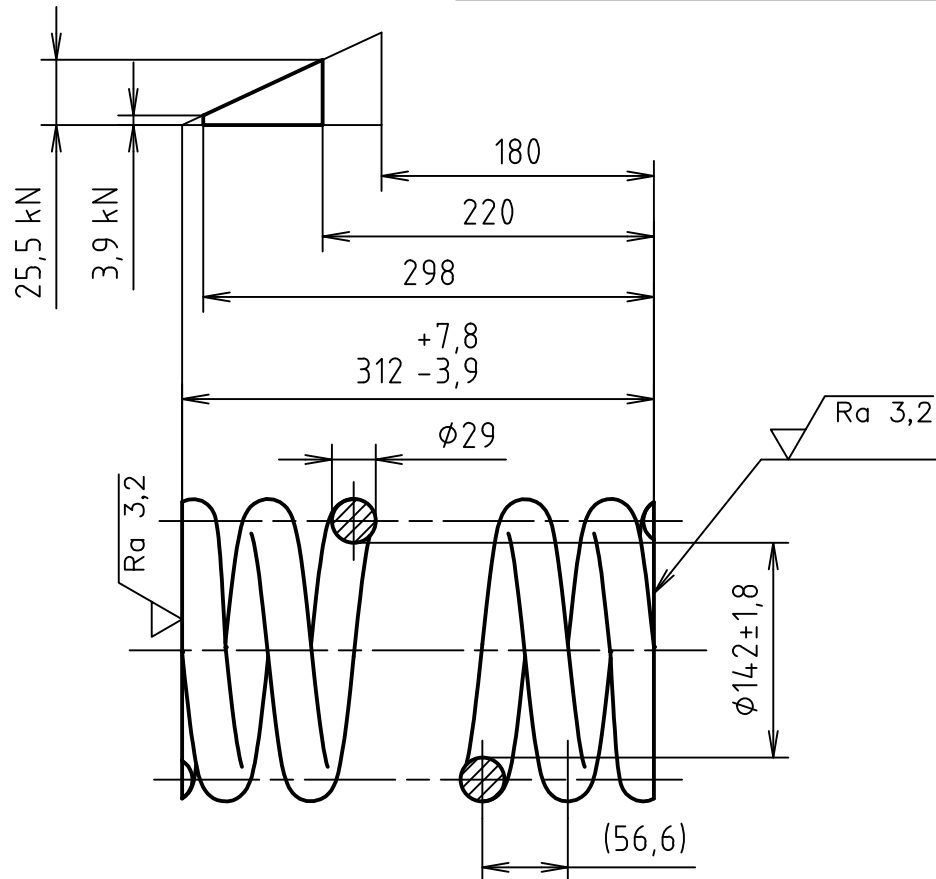


1	VNĚJŠÍ SEKUNDÁRNÍ PRUŽINA - LEVÝ SMĚR VINUTÍ	ø29-3500 ČSN 42 6450	DP-KV-05-01	45S17 (13 251.1)	16,65 kg	1
2	VNĚJŠÍ SEKUNDÁRNÍ PRUŽINA - PRAVÝ SMĚR VINUTÍ	ø29-3500 ČSN 42 6450	DP-KV-05-01	45S17 (13 251.1)	16,65 kg	1
3	VNITŘNÍ SEKUNDÁRNÍ PRUŽINA - LEVÝ SMĚR VINUTÍ	ø19-3160 ČSN 42 6450	DP-KV-05-02	45S17 (13 251.1)	6,66 kg	1
4	VNITŘNÍ SEKUNDÁRNÍ PRUŽINA - PRAVÝ SMĚR VINUTÍ	ø19-3160 ČSN 42 6450	DP-KV-05-02	45S17 (13 251.1)	6,66 kg	1
5	HORNÍ ULOŽENÍ	-	-	-	-	2
6	SPODNÍ ULOŽENÍ	-	-	-	-	2
7	VNĚJŠÍ PRYŽOVÁ PODLOŽKA	-	-	-	-	4
8	VNITŘNÍ PRYŽOVÁ PODLOŽKA	-	-	-	-	4
9	PRYŽOKOVÁ PRUŽINA	-	-	-	-	2
10	MATICE ŠESTIHRANNÁ ISO 4032 - M8 - 12	-	-	-	-	2
11	PODLOŽKA B ČSN 02 1740.11	-	-	-	-	2
12	PRUŽNÝ DORAZ GMT STOP-BF1000-71	-	-	-	-	2
Č. POL.	NÁZEV - ROZMĚR	POLOTOVAR	Č. VÝKRESU	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST kg
KRESLIL	Radek Slavík	30. 10. 2017	NORM. REF.			MIKROFILM
SKUPINÁŘ			PŘEZK.			SESTAVA
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARÝ V.

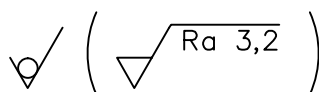
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV  
SEKUNDÁRNÍ VYPRUŽENÍ  
TYP:  
DP - KV - 05 - 00  
ČÍSLO VÝKRESU  
MĚŘÍTKO 1 : 2  
Č. SVITKU  
KUSOVNIK  
LST:

POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ		5
CELKOVÝ POČET ZÁVITŮ		6,5
SMYSL VINUTÍ		LEVÝ/PRAVÝ
TVRDOST		-
ÚPRAVA POVRCHU		LAKOVÁNO
PRŮMĚR	KONTROLNÍHO TRNU	140,2
	KONTROL. POUZDRA	-



POLOVINA PRUŽIN BUDE VYRÁBĚNA S LEVÝM/PRAVÝM SMYSLEM VINUTÍ



POVRCH ZPEVNIT BROKOVÁNÍM

KONCE PRUŽINY: TVAR D

MATERIÁL: 45Si7 (13 251.1)							
POLOTOVAR: $\phi 29 - 3500$ ČSN 42 6450							
PROMÍTÁNÍ:  [ISO E]							
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015: NE							
PŘESNOST ISO 2768 - mK							
Podpis		Datum		Podpis		Datum	
NAVRHL		STATIK		HMOTNOST		16,65 kg	
KRESLIL Radek Slavík		30. 10. 2017		NORM. REF.		MİKROFILM	
SKUPINÁŘ		PŘEZK.		SESTAVA		Č. SVITKU	
TECHNOL.		SCHVÁLIL		STARÝ V.		KUSOVNIK	

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV

TYP:

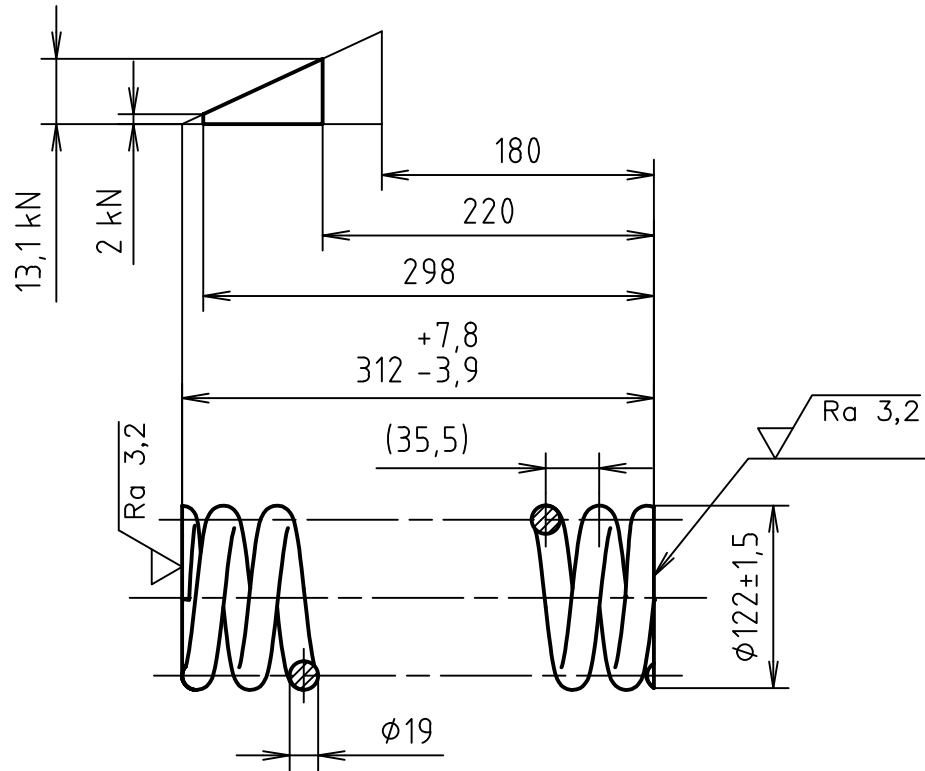
VNĚJŠÍ SEKUNDÁRNÍ PRUŽINA

ČÍSLO VÝKRESU

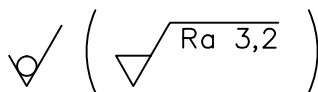
DP - KV - 05 - 01

LST:

POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ		8,25
CELKOVÝ POČET ZÁVITŮ		9,75
SMYSL VINUTÍ		LEVÝ/PRAVÝ
TVRDOST		-
ÚPRAVA POVRCHU		LAKOVÁNO
PRŮMĚR	KONTROLNÍHO TRNU	-
	KONTROL. POUZDRA	123,5



POLOVINA PRUŽIN BUDE VYRÁBĚNA S LEVÝM/PRAVÝM SMYSLEM VINUTÍ



POVRCH ZPEVNIT BROKOVÁNÍM

KONCE PRUŽINY: TVAR D

MATERIÁL: 45Si7 (13 251.1)		POLOTOVAR: $\phi 19 - 3160$ ČSN 42 6450		PROMÍTÁNÍ:  [ISO E]		TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015: NE		PŘESNOST ISO 2768 - mK		INDEX		ZMĚNA		DATUM		PODPIS	
NAVRHL		Podpis		Datum		STATIK		Podpis		Datum		HMOTNOST 6,66 kg		MĚŘÍTKO 1 : 5			
KRESLIL		Radek Slavík		30. 10. 2017		NORM. REF.		MIKROFILM				SESTAVA		Č. SVITKU			
SKUPINÁŘ						PŘEZK.		STARÝ V.				KUSOVNIK					
TECHNOL.						SCHVÁLIL											

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV

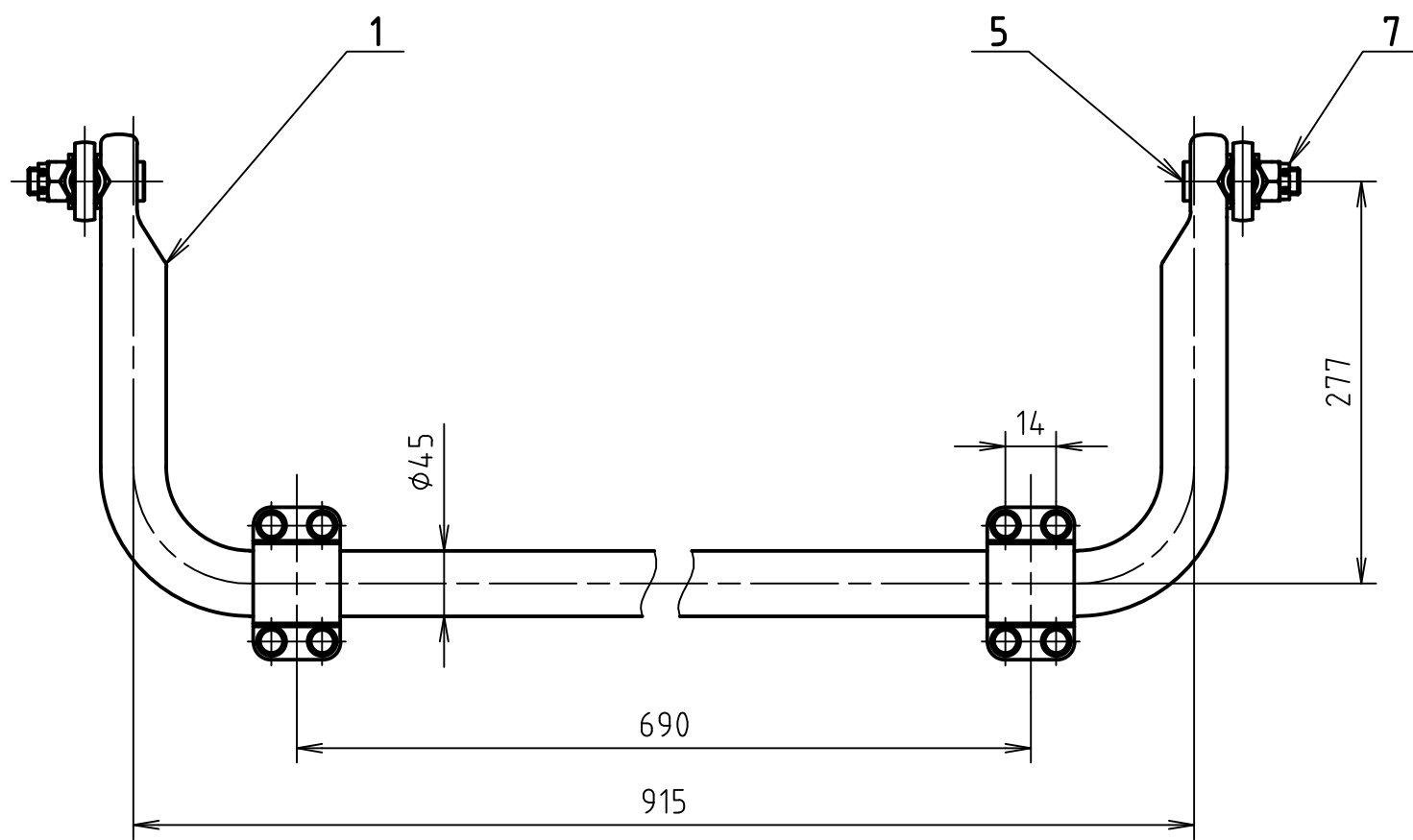
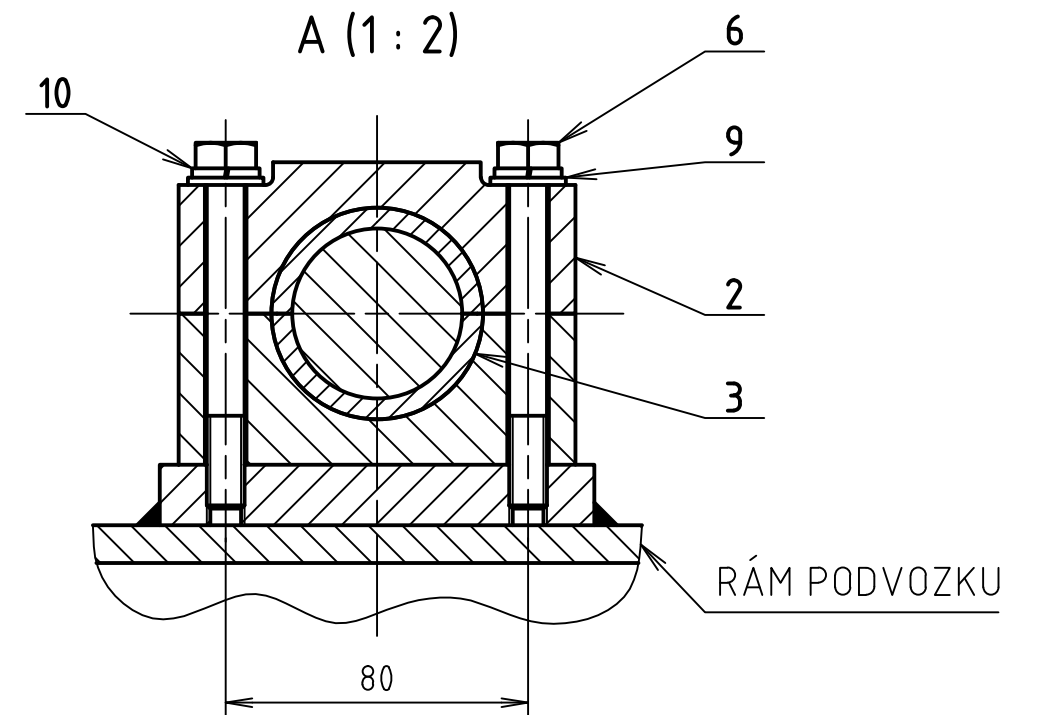
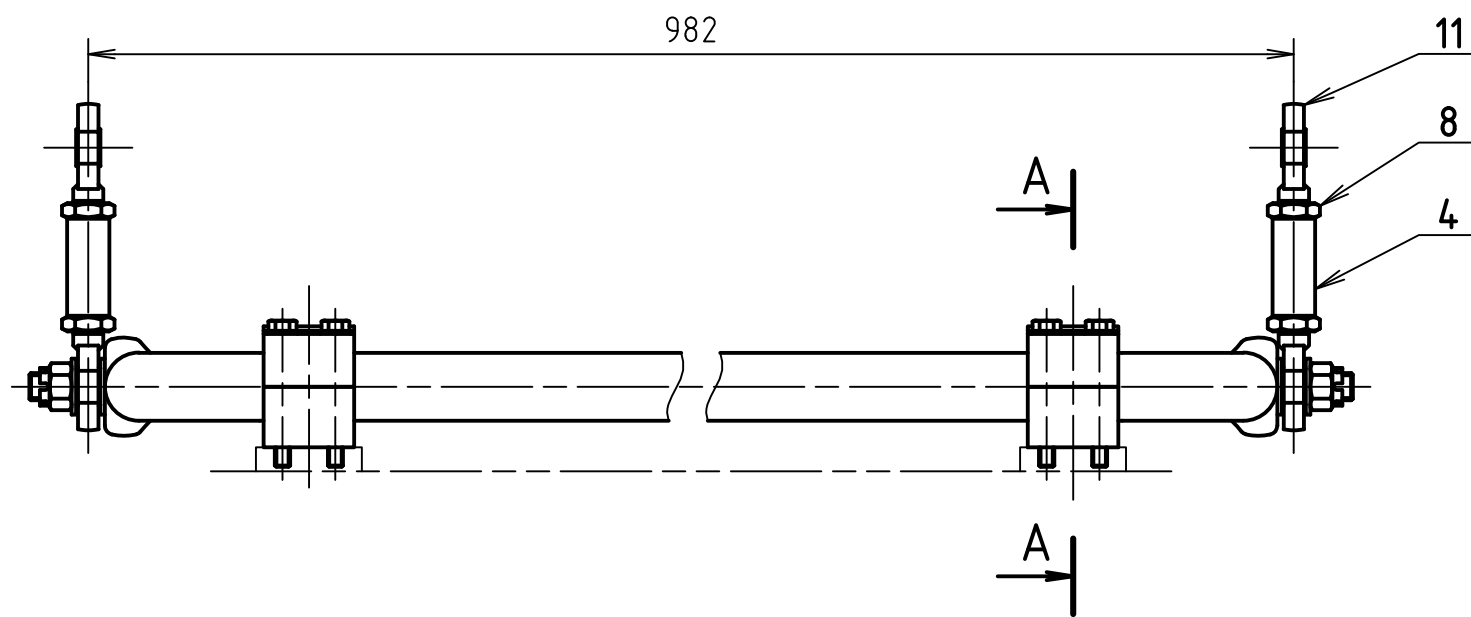
TYP:

VNITŘNÍ SEKUNDÁRNÍ PRUŽINA

ČÍSLO VÝKRESU

DP - KV - 05 - 02

LST:



1	TORZNÍ STABILIZÁTOR	-	-	45Si7 (13 251.1)	-	1
2	DĚLENÝ LOŽISKOVÝ DOMEK	-	-	-	-	2
3	DĚLENÉ KLUZNÉ LOŽISKO	-	-	-	-	2
4	DISTANČNÍ TRUBKA	-	-	-	-	2
5	ŠROUB PRO TORZNÍ STABILIZÁTOR	-	-	-	-	2
6	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU ČSN EN ISO 4016 - M10x1,5x90 - 8.8	-	-	-	-	8
7	MATICE ŠESTIHRANNÁ ČSN 02 1411.20 - M18 - 8	-	-	-	-	2
8	MATICE ŠESTIHRANNÁ DIN EN 28675 - M20x1,5 - 8	-	-	-	-	4
9	PODLŮŽKA 10 ISO 7089 - 8	-	-	-	-	8
10	PODLŮŽKA 10 ČSN 02 1740.11	-	-	-	-	8
11	KLOUBOVÁ HLAVICE SKF SA 15 C	-	-	-	-	4
Č. POL.	NÁZEV - ROZMĚR	POLOTOVAR	Č. VÝKRESU	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	MĚŘÍTKO
KRESLIL	Radek Slavík	1. 11. 2017	NORM. REF.			1 : 5
SKUPINÁŘ			PŘEZK.			Č. SVITKU
TECHNOL.			SCHVÁLIL			KUSOVNIK
						SESTAVA
						STARÝ V.

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV

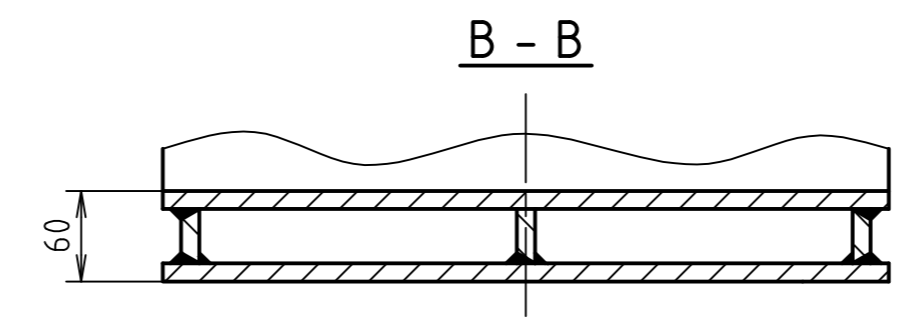
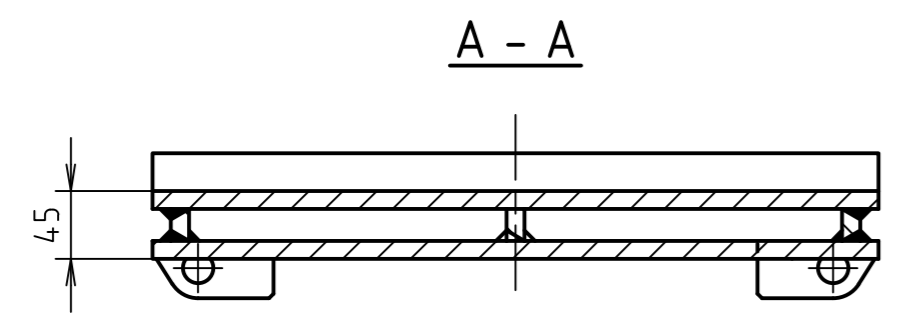
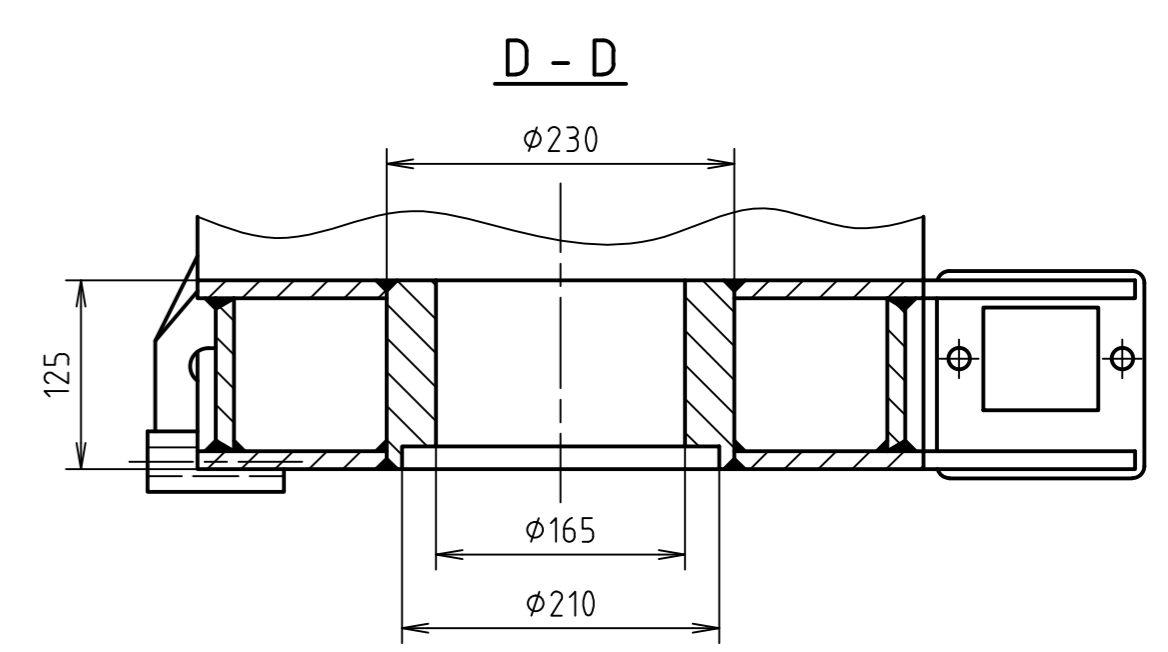
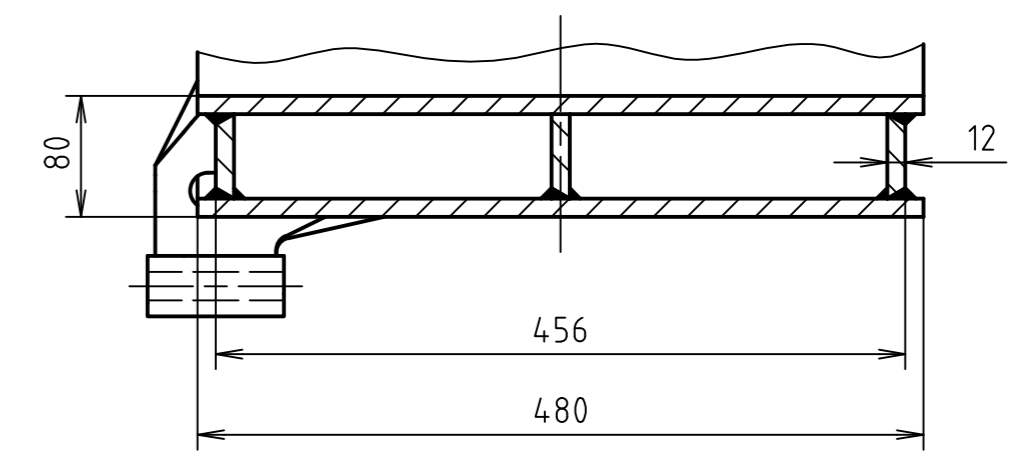
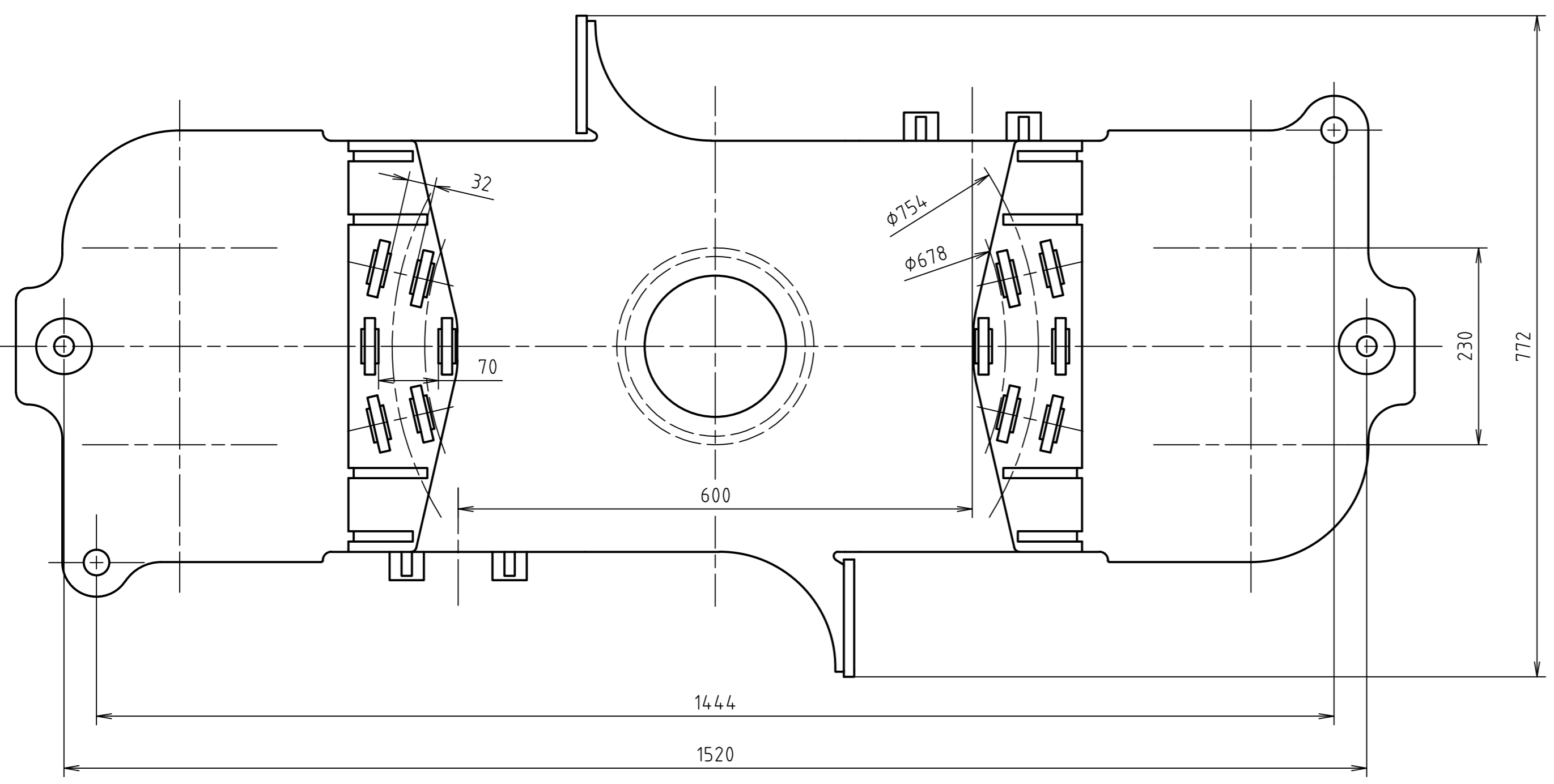
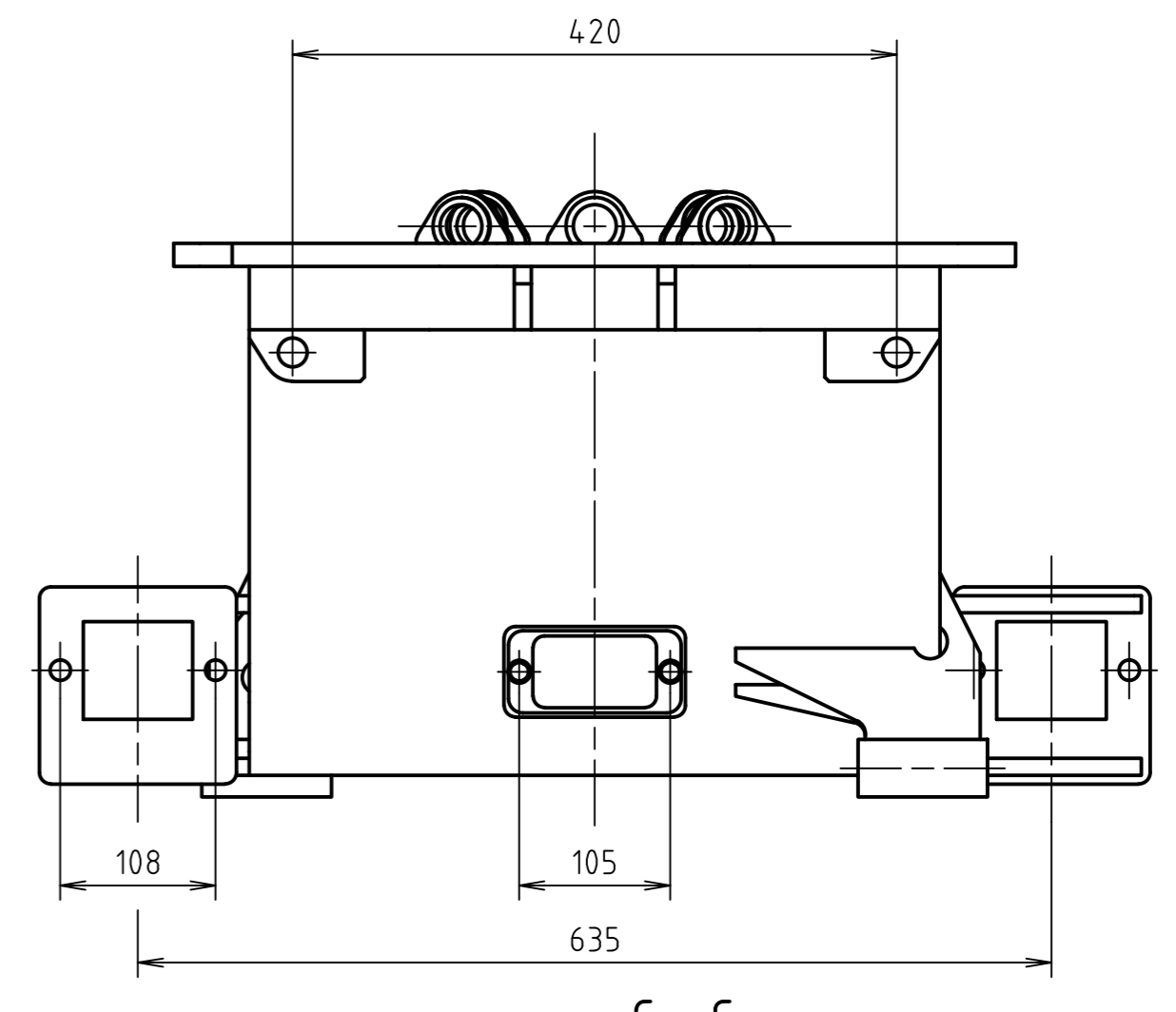
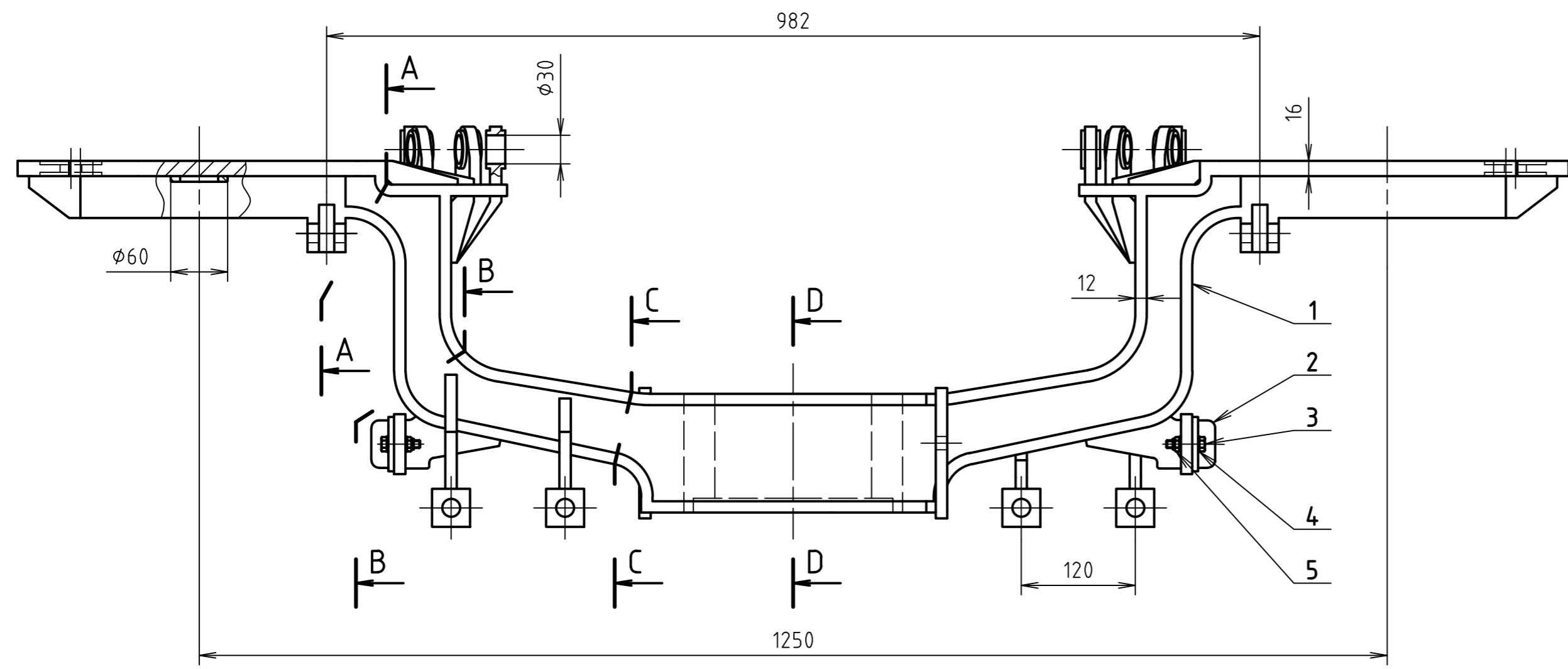
TORZNÍ STABILIZÁTOR

ČÍSLO VÝKRESU

DP - KV - 06 - 00

TYP:

LIST:



1	SVARENEC KOLEBKY	-	-	S275JR (11 443)	-	1
2	PRUŽNÝ PRÍČNÝ DORAZ GMT RECT-RB1212	-	-	-	-	2
3	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU ČSN EN ISO 4016 - M8x1,25x35 - 8.8	-	-	-	-	4
4	PODLOŽKA 8 ISO 7089 - 8	-	-	-	-	8
5	MATICE M8 ISO 7040 - 8	-	-	-	-	4
Č. POL.	NÁZEV - ROZMĚR	POLOTOVAR	Č. VÝKRESU	MATERIÁL	HMOTNOST	KS

NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MĚŘÍTKO	1 : 5
KRESLIL	Radek Slavík	30. 10. 2017	NORM. REF.			MIKROFILM		Č. SVITKU	
SKUPINÁŘ			PRÉZK.			SESTAVA		KUSOVNIK	
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARY V.			

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**

NÁZEV  
**KOLÉBKKA**

ČÍSLO VÝKRESU  
**DP - KV - 07 - 00**

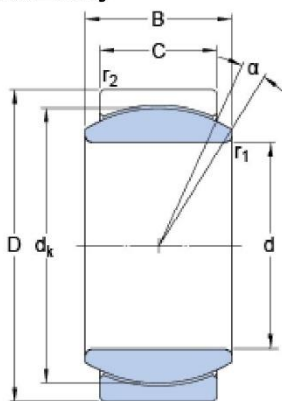
TYP:  
 LIST:



## GE 30 C

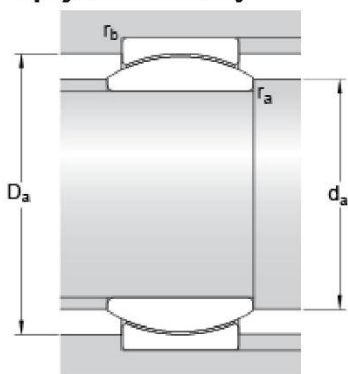
Mazivo	Bezúdržbové – suché mazání
Provedení	Ocel/slitinový bronz s PTFE
Řešení těsnění	-

### Rozměry



d	30	mm
D	47	mm
B	22	mm
C	18	mm
$\alpha$	6	°
$d_k$	40.7	mm
$r_1$	min. 0.6	mm
$r_2$	min. 0.6	mm

### Připojovací rozměry



$d_a$	min. 32.8	mm
$d_a$	max. 34.2	mm
$D_a$	min. 38.7	mm
$D_a$	max. 44.4	mm
$r_a$	max. 0.6	mm
$r_b$	max. 0.6	mm

### Data výpočtu

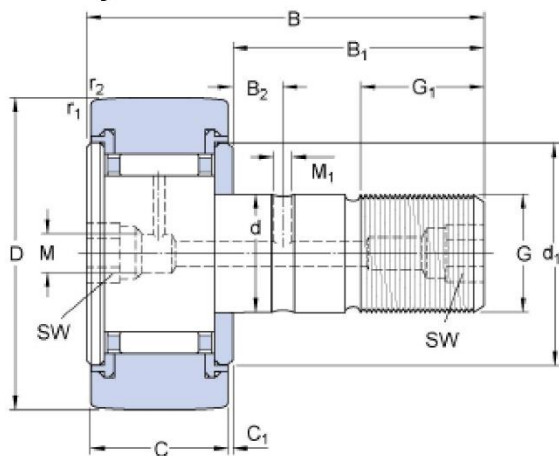
Základní dynamická únosnost	C	65.5	kN
Základní statická únosnost	$C_0$	166	kN
Součinitel měrného dynamického zatížení	K	100	N/mm <sup>2</sup>
Součinitel měrného statického zatížení	$K_0$	250	N/mm <sup>2</sup>
Materiálová konstanta	$K_M$	1400	

### Hmotnost

Hmotnost kluzného ložiska	0.16	kg
---------------------------	------	----

## KR 62 PPA

### Rozměry



D	62	mm
d	24	mm
B	80	mm
C	29	mm
B <sub>1</sub>	49.5	mm
B <sub>2</sub>	11	mm
C <sub>1</sub>	0.8	mm
d <sub>1</sub>	44	mm
G	M 24x1.5	
G <sub>1</sub>	25	mm
M	8	mm
M <sub>1</sub>	4	mm
SW	14	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

### Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	24.6	kN
Základní statická únosnost	C <sub>0</sub>	44	kN
Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	5.5	kN
Maximální dynamická radiální zatížení	F <sub>r</sub>	58.5	kN
Maximální statická radiální zatížení	F <sub>0r</sub>	85	kN
Mezní otáčky		2400	r/min

### Hmotnost

Hmotnost snímací kladky	0.77	kg
-------------------------	------	----

### Informace pro montáž

Doporučený utahovací moment	220	N·m
-----------------------------	-----	-----

### Odpovídající výrobky

Maznice	NIP A3x9.5
Šestihranná matice	M 24x1.5
Mazací adaptér	AP 14