



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

## SIMULACE PŘEJEZDU KOLEJOVÉHO VOZIDLA PŘES JAZYKOVOU KOLEJNICI VÝHYBKY

SIMULATION OF THE CROSSING OF A ROLLING STOCK OVER THE SWITCH TONGUE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Hanáček

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Lošák, Ph.D.

BRNO 2023



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	<b>Bc. Jiří Hanáček</b>
Studijní program:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Studijní obor:	Inženýrská mechanika
Vedoucí práce:	<b>Ing. Petr Lošák, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Simulace přejezdu kolejového vozidla přes jazykovou kolejnici výhybky**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Jazyková kolejnice výhybky je poměrně hodně zatěžována komponenta. Její porušení mívá velice vážné následky. Cílem práce je simulovat průjezd kolejového vozidla výhybkou a analyzovat kritická místa na jazykové kolejnici, dále simulovat různé poruchové stavy (např. ztrátu kontaktu s některou kluznou stoličkou) a analyzovat vliv těchto poruch na kritická místa.

### **Cíle diplomové práce:**

- 1) Popsat různé úrovně modelu železniční tratě v násypu
- 2) Provést simulaci průjezdu kolejového vozidla výhybkou
- 3) Simulovat zvolené chyby podepření jazykové kolejnice výhybky
- 4) Analyzovat vliv chyb na napětí v jazykové kolejnici

### **Seznam doporučené literatury:**

- LALANNE, Ch. *Mechanical vibration and shock analysis, Volume 3, Random vibration, 2nd edition*. ISTE Ltd and John Wiley & Sons, Inc. 2009. ISBN: 978-1-84821-124-7.
- RAO, S.S. *Vibration of Continuous Systems*. John Wiley & Sons, Inc. 2007. ISBN: 978-0-471-77171-5
- RANGARAO, K.V., MALLIK, R.K. *Digital Signal Processing*. John Wiley & Sons, Inc. 2006. ISBN: 978-0-470-01769-2

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá tvorbou simulace průjezdu kolejového vozidla výhybkou železniční tratě a má za cíl určit nejvíce namáhaná místa jazykové kolejnice během přejezdu. První část práce se zaměřuje na rešeršní studii v oblasti současného stavu modelování jednotlivých prvků tvořících železniční trať. Dále jsou představeny různé úrovně modelování klasické konstrukce železniční tratě v násypu. S využitím poznatků z této rešeršní části jsou vytvořeny okrajové podmínky vazeb modelu výhybky, který byl v rámci řešení problému této práce přidělen. Interakce železničního kola s kolejnicemi je v této práci nahrazena okrajovými podmínkami zatížení závislých na času a poloze. Sestavení okrajových podmínek a volba vstupních parametrů simulace je v práci detailně popsána. K simulaci bylo použito výpočtového softwaru ANSYS. Celkem jsou provedeny čtyři výpočtové analýzy, jejichž cíl spočívá ve vyšetřování deformačně napěťových stavů jazykové kolejnice výhybky, která je hlavním předmětem této práce. V rámci první analýzy je na základě deformačního kritéria určena poloha nejnebezpečnějšího místa jazykové kolejnice z hlediska možné ztráty podpory kluzné stoličky. Druhá simulace se věnuje analýze jazyka při přejezdu vozidla, které brzdí. Dále je modelován poruchový stav výhybky v podobě ztráty kontaktu jazykové kolejnice s kluznou stoličkou. Jednotlivé analýzy jsou mezi sebou porovnány a je určen nejkritičtější poruchový stav podepření jazyka.

## **Klíčová slova**

Železniční trať v násypu, železniční výhybka, jazyková kolejnice, interakce kola s kolejnicí

## **Abstract**

This thesis is focused on creation of the simulation of a rolling stock crossing the railway turnout with the aim of determine the most strained parts of the rail during the corssing. In the first part of this work, research study is done in area of the current state of modeling of each individual railway track element. Next, different levels of medeling of the classic embankment railway track construction are presented. Using the findings from this research part, boundary conditions of bonds are created in the switch model, which was assigned as a part of the solution to the problem of this work. The rail-wheel interaction is replaced with boundary contions of time-position dependent loads. The compilation of boundary conditions and the choice of input parameters of the simulation is described in details. Computational ANSYS software was used for the simulation. A total of four computational analyzes are carried out, with the aim of investigate the deformational stress states of the tongue rail of the turnout, which is the main subject of this work. As part of the first analysis, the position of the most strained place of the tongue rail in terms of possible loss of support of the sliding stool is determined, based on the deformation criterion. Next, an analysis of breaking vehicle crossing the turnout is performed. The failure state of the turnout in the form of loss of contact of the tongue rail with the sliding stool is modeled. Those analyzes are compared with each other and the most critical failure condition is determined.

## **Key words**

Embankment railway, railway turnout, tongue rail, rail-wheel interaction

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

HANÁČEK, Jiří. *Simulace přejezdu kolejového vozidla přes jazykovou kolejnici výhybky* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/150752>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Petr Lošák.





## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě bych rád poděkoval mému vedoucímu Ing. Petrovi Lošákovi, Ph.D. za konzultace, cenné rady a trpělivý a pozitivní přístup, který mně pomáhal při tvorbě této práce. Dále bych rád poděkoval za cenné rady a čas panu Ing. Láslo Ivánovi, Ph.D. Dále děkuji Ing. Zdeňkovi Majerovi, Ph.D. za poskytnutí výpočetní techniky. Velký dík patří celé mé rodině, zvláště' mojí snoubence, kteří mně byli silnou podporou nejen při tvorbě této práce, ale i po celou dobu mého studia.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Simulace přejezdu kolejového vozidla přes jazykovou kolejnici výhybky“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne .....

Podpis autora

# Obsah

ÚVOD	13
1 Definice problému	15
1.1. Problémová situace	15
1.2. Formulace problému	15
1.3. Cíle řešení problému	16
2 Současný stav modelování prvků železniční tratě	17
2.1 Jazyková kolejnice výhybky	17
2.2 Konstrukce železničních tratí	19
2.3 Železniční trať v násypu	20
2.3.1 Kolejnice	20
2.3.2 Pražce	22
2.3.3 Upevnění kolejnice k pražci	23
2.3.4 Uložení železničního roštu	25
2.3.5 Modely tratě	26
2.4 Interakce kola s kolejnicí	31
3 Cíle práce	34
4 Výpočtový model	36
4.1 Okrajové podmínky vazeb	37
4.1.1 Vazby mezi kolejemi a podkladnicemi	38
4.1.2 Vazby mezi podkladnicemi a pražci	39
4.1.3 Podložky	41
4.1.4 Vazby pražců na podloží	42
4.1.5 Okrajové podmínky na začátku a na konci kolejí	44
4.2 Okrajové podmínky zatížení	44
4.2.1 Definice trajektorie zatížení	45
4.2.2 Síly nahrazující kontakt	48
4.2.3 Rozšíření trajektorie zatížení z křivky na plochu	50
4.2.4 Skript zatížení	53
4.2.5 Ostatní nastavení modelu	54

5	Výsledky analýz	56
5.1	Simulace přejezdu s konstantní rychlostí	56
5.2	Simulace přejezdu s bržděním	59
5.3	Ztráta kontaktu se 7. stoličkou	63
5.4	Ztráta kontaktu se stoličkami 6, 7 a 8	65
5.5	Porovnání přejezdů	67
	Závěr	70
	Bibliografie	72
	Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	79
	Seznam obrázků	81
	Seznam tabulek	83

## ÚVOD

Železniční doprava patří k široce využívanému typu přepravy osob nebo nákladu. Kromě přepravy osob ve městech a mezi městy se v současnosti železnice řadí také mezi nejefektivnější způsoby přepravy těžkých nákladů na velké vzdálenosti. S rostoucím technickým vývojem se otevírají možnosti navyšovat rychlost přepravy a hmotnost přepravovaného nákladu. S vyššími požadavky na železniční trať však vzrůstají také požadavky na diagnostiku tratě a její údržbu za účelem zajištění bezpečného a spolehlivého provozu. Železniční trať tvoří dopravní infrastrukturu, jejíž úroveň bezpečnosti a spolehlivosti se odvíjí od nejslabšího konstrukčního úseku železnice jako celku. Speciální skupinu konstrukčních uzlů železničních tratí představují výhybky, které jsou v rámci železnic nezbytné pro zajištění flexibility dopravy. Právě výhybky však spadají do skupiny nejslabších konstrukčních úseků železničních tratí.

Dle studie [1] polské technické univerzity dochází v dopravním uzlu výhybky až k 90 % všech vlakových nehod. Výhybky proto hrají zásadní roli v bezpečnosti a spolehlivosti celkového provedení železniční tratě. Údržba a oprava těchto uzlů je velmi nákladná nehledě na následky selhání těchto uzlů, jak po finanční stránce, tak po stránce lidských životů. Výhybkám se proto v rámci výzkumu železničních tratí věnuje zvýšená pozornost z mnoha úhlů pohledu. Tyto traťové uzly podléhají například přísnějším technickým předpisům (například v podobě maximální povolené rychlosti průjezdu vozidla výhybkou) zvýšeným kontrolám nebo je monitorován jejich stav pomocí diagnostických snímačů.

Pro zajištění plynulé změny směru jízdy vozidla se výhybky železničních tratí skládají z kolejnic s postupně narůstajícím průřezem, které tvoří pohyblivý mechanismus. Celková robustnost a tuhost výhybky v porovnání se zbytkem trati je tedy menší. Navíc ve výhybce může docházet ke skokovým rázovým zatížením nebo prokluzům, které jsou spojeny se změnou směru vozidla. Zvýšená míra zatížení a odlišné konstrukční provedení dělá z výhybky vysoce exponovaný úsek trati, ve kterém obvykle dochází k vyšší míře opotřebení kolejí a k nepříznivým nebo až kritickým technickým stavům.

Jedním ze způsobů, jak předcházet kritickým stavům výhybkových kolejnic, je kromě kontroly a údržby také predikce chování kolejnice, která je vystavena zatížení od přejíždějícího vozidla. Vzhledem k finanční a technické náročnosti testování reálných kusů kolejnic se v současné době nabízí tvorba simulací chování kolejnice při přejezdu

vozidlem s využitím výpočtového modelování. Simulace přejezdu kolejového vozidla výhybkou je tématem této práce, přičemž hlavní pozornost je věnována jazykové kolejnici výhybky. S ohledem na častý výskyt poruchových stavů například v podobě ztráty podepření, které jsou způsobeny zmíněným vysokým zatěžováním, jsou tyto poruchové stavy rovněž simulovány a je zkoumán jejich vliv na napětí v jazykové kolejnici.

# 1 Definice problému

## 1.1.Problémová situace

Železniční tratě po celém světě procházejí mnohými vlnami optimalizace jednotlivých traťových komponent, a to například za účelem zvýšení cestovního komfortu, úspor nákladů na výstavbu železnice nebo prodloužení životnosti tratě. Jednou z železničních komponent, která se periodicky mění, je jazyková kolejnice výhybky. Zmíněná jazyková kolejnice výhybky je předmětem problému této diplomové práce. Jazyk výhybky je hodně namáhaná komponenta železniční tratě. Zjednodušeně se jedná o zakřivený (nepřizmatický) prut, který je uložen na podporách po své délce.

Porucha této komponenty má v lepším případě za následek komplikace dopravy a vysoké finanční ztráty železničních společností. V horším případě může jít o lidské životy. V kontextu možných vážných následků poruchy této komponenty je zapotřebí předejít poruchovým stavům, a to tak, že budeme schopni určit kriticky namáhaná místa výhybky při přejezdu kolejovým vozidlem. Nabízí se tak například možnost vytvoření simulace přejezdu kolejového vozidla pomocí metody konečných prvků. Analýzy využívající pro modelování přejezdu přes železniční segmenty MKP se v současnosti začínají rozvíjet díky širším možnostem současné výpočetní techniky.

Kritická místa, která jsou při přejezdu vozidla určována, mohou být závislá na mnoha faktorech. Polohu těchto kritických míst může ovlivňovat například hmotnost přejíždějící soupravy, počet kol soupravy a rozložení hmotnosti, tuhost podloží tratě, rychlost přejezdu nebo způsob uložení kolejnice k pražci. V praxi může také nastat případ, že je kolejnice ve funkčně přípustném poruchovém stavu. Jde například o ztrátu kontaktu kolejnice s kluznou stoličkou nebo podemletý pražec. Taková porucha nemusí mít okamžitě katastrofické následky, nicméně ovlivní deformačně napěťový stav kolejnice.

## 1.2.Formulace problému

Problém, kterému se věnuje tato práce, spočívá ve vytvoření výpočtového modelu dostatečné úrovně, za účelem stanovení kriticky namáhaných míst jazykové kolejnice výhybky při zátěžných stavech, způsobených přejezdem kolejového vozidla.

### **1.3.Cíle řešení problému**

Pro vyřešení tohoto problému je potřeba zvolit úroveň modelu železniční tratě v násypu na základě rešerše. Dále je nutné nahradit interakci kola s kolejnicí okrajovými podmínkami časově a polohově závislého zatížení. Tento model s okrajovými podmínkami vazeb a zatížení dále využijeme k simulaci zátěžných stavů a poruch v podepření kolejnice, a určíme jejich vliv na napětí a deformaci jazyka.



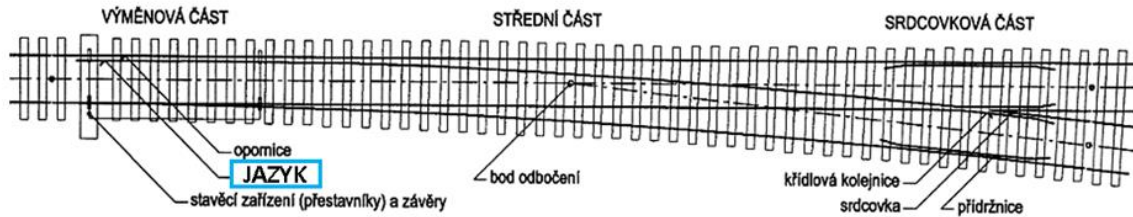
## **2 Současný stav modelování prvků železniční tratě**

Železniční doprava se prakticky hned od svého zavádění napříč zeměmi po celém světě stala jedním z nejvyužívanějších způsobů transportu. Díky vysoké přepravní kapacitě a efektivitě v kombinaci s minimálními dopady na životní prostředí je železnice i dnes jedním z nejvíce rozšířených a využívaných způsobů dopravy osob a nákladu z jednoho místa na druhé. S technickým vývojem, který umožnil nástup vysokorychlostních vlaků a vysoký cestovní komfort také dochází k výraznému zlepšení komunikace mezi městy. Navzdory zmíněným výhodám a vývoji v provedení je v železniční dopravě neustále mnoho technických výzev pro výzkum nebo optimalizaci. Důvodem je navyšování nároků na trať například právě v podobě nárůstu přepravovaných nákladů nebo zvyšování rychlosti vlaků [2].

V následující části práce je představen konstrukční uzel výhybky s jazykovou kolejnicí, která je předmětem této práce. Následně jsou uvedeny základní typy konstrukce železniční tratě, způsoby modelování jednotlivých prvků železniční tratě a železniční tratě v násypu.

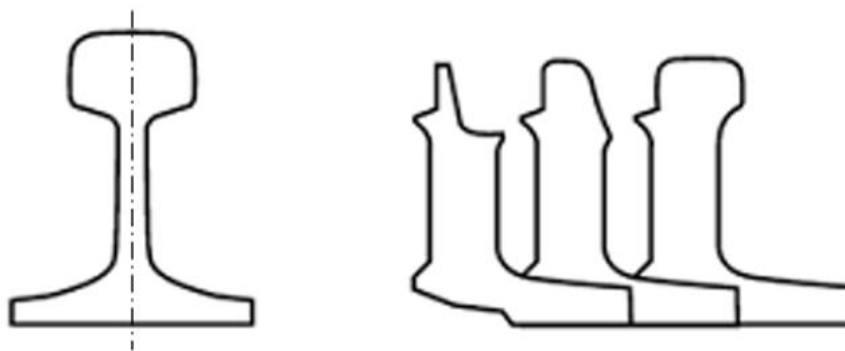
### **2.1 Jazyková kolejnice výhybky**

Výhybky tvoří velmi důležitý dopravní uzel železničních sítí, neboť umožňují flexibilitu provozu železniční dopravy. Výhybka se skládá z několika komponent, jak je patrné z obrázku 1. Dynamická interakce mezi přejíždějícím vlakem a kolejí ve výhybce je složitější než v případě jízdy po přímé koleji. Běžně dochází například k rázovým zatížením, velkým osovým posuvům náprav vlakového dvojkolí nebo k vyvolání vysokofrekvenční dynamické odezvy výhybky. Běžnými mechanismy poškození vlivem těchto účinků jsou například zvýšené opotřebení, únava v místech, kde dochází ke kontaktu kola s kolejnicí, velká kumulace plastické deformace ve výhybce, v nejhorším případě její lom. Tyto aspekty mají za následek poměrně vysoké nároky na údržbu oproti ostatním částem tratě [3].



Obrázek 1: Schéma výhybky s jazykem [4]

Jazyková kolejnice je z hlediska namáhání nejvíce exponovanou částí výhybky. Oproti přímé koleji musí jazyk odolávat namáháním, která jsou způsobena příčnými odstředivými silami od vozidla, pohybujícího se obloukem. Běžně jsou proto jazyky vyráběny z pevnějších materiálů, než jsou ostatní kolejnice. Mez pevnosti  $R_m$  běžné kolejnice se pohybuje mezi 800 a 1000 MPa [5]. Pro zajištění hladké a plynulé změny směru kolejového vozidla je průřez jazyka na svém začátku snížený a tenký, čímž je zajištěn postupný náběh kola (viz obrázek 2). Kvůli oslabení náběhové části je stojina a pata jazykové kolejnice masivnější než u přímé koleje. Tím je zajištěna dostatečná tuhost jazyka. Jazyk je uložen na kluzných stoličkách, po kterých se může posouvat v příčném směru, čímž lze výhybku ovládat [6].



Obrázek 2: Profil přímé kolejnice a profil jazyka, měnící se po délce [7]

Zdokonalování konstrukce výhybky je v současné době předmětem mnoha výzkumných prací a experimentálních měření. Cílem těchto prací je například určování vlivu rychlosti vlaku na velikost působících sil a frekvenční analýza, jak je tomu třeba ve studii [3]. V současnosti také dochází ke stále častější implementaci použití metod umělé inteligence k diagnostice železnice. Příkladem je studie [8] zabývající

se monitorováním stavu povrchu a detekcí poruchových stavů výhybky s využitím neuronové sítě.

## 2.2 Konstrukce železničních tratí

Železniční trať se nejčastěji staví ve dvou typech konstrukčního provedení. Jedná se o klasickou konstrukci a moderní nebo také pevnou konstrukci (viz obrázek 3 a 4). Klasická konstrukce se skládá z železničního roštu (kolejí a pražců), který je uložen ve štěrkovém loži. Štěrkové lože s roštem dohromady tvoří železniční svršek, který zajišťuje stálou vodící funkci tratě. V případě pevné konstrukce je železniční rošt namísto štěrkového lože upevněn k masivním betonovým deskám [9]. Tato pevná konstrukce je v dnešní době využívána především u vysokorychlostních tratí [10].

Železniční spodek tratě je typicky zemní těleso, které zajišťuje globální geometrickou stabilitu položeného železničního svršku. Provedení železničního spodku se po stránce konstrukce a materiálu navrhuje tak, aby byla trati zajištěna únosnost a tvarová stabilita trati v místech s daným typem podloží. Železniční předpisy dále kladou požadavky na železniční spodek, které zajišťují stabilitu trati pro danou rychlost projíždějících vozidel a odolnost vůči atmosférickým vlivům [9].



Obrázek 3: Klasická konstrukce trati (převzato a upraveno z [11])

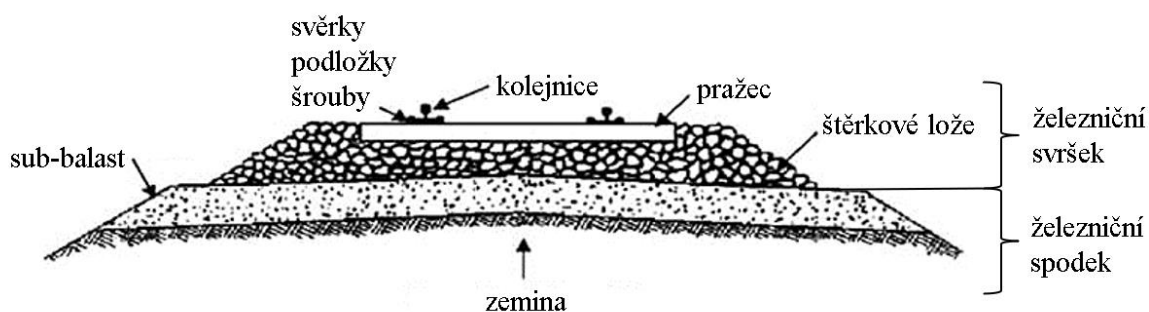


Obrázek 4: Pevná konstrukce trati (převzato a upraveno z [11])

Tyto dva základní typy železnic se mohou vyskytovat v mnoha konstrukčních obměnách, které mají za cíl naladit jednotlivé vrstvy tak, aby výsledné chování dráhy jako celku bylo optimální z hlediska přenosu zatížení a vibrací. Příkladem ladění optimalizace může být studie z University of Technology Sydney [11]. Tato studie se zabývá vlivem různě umístěných tlumících vrstev v klasické a pevné konstrukci železniční tratě na vibrace a rozložení zatížení v zemině při průjezdu vozidla.

## 2.3 Železniční trať v násypu

V další části práce je detailněji věnována pozornost klasické konstrukci železnice v násypu, jejíž typický řez zachycuje obrázek 5. Jsou představeny jednotlivé komponenty železničního svršku s ohledem na způsoby jejich modelování. Jedná se o koleje, kolejové podložky, upevňovací systém kolejí a pražce. Dále jsou představeny způsoby modelování traťového podloží a železniční tratě jako celku.



Obrázek 5: Jednotlivé části železniční tratě v násypu (převzato a upraveno z [12])

### 2.3.1 Kolejnice

Kolejnice železniční trati slouží jako pojezdová plocha vozidel, přičemž musí zajišťovat hladký a plynulý pohyb vozidla. Z mechanického hlediska se jedná o přímé nebo zakřivené prutové těleso s profilem „I“ nebo s obecným měnicím se profilem (viz obrázek 2) Hlavní funkcí tohoto prvku trati je přenos a distribuce zatížení a vibrací do základu. Zatížení koleje může mít statický nebo dynamický charakter a je generováno například tíhou vozidla, jeho zrychlováním nebo bržděním. Kromě zatížení vznikajících interakcí koleje s vozidlem musí kolej také odolávat dalším vlivům, jako je například napjatost od teplotní roztažnosti nebo koroze.

K modelování kolejnice lze z matematického hlediska přistupovat dvěma způsoby. V první případě dostáváme statickou a dynamickou odezvu koleje za pomoci formulace diferenciálních rovnic. Příkladem diferenciální formulace odezvy prutu na zatížení je **Euler-Benoulliho prutová teorie**, popsána následující rovnicí [13]:

$$EI \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} = P(x, t) \quad (1)$$

Součin kvadratického momentem průřezu s Youngovým modulem pružnosti EI je tuhost prutu v ohybu,  $\rho$  hustota, A plocha průřezu a  $P(x,t)$  je funkce vnějšího zatížení prutu, x je směrová osa a t je čas. Z této rovnice lze stanovit průhyb prutu  $z(x, t)$ , při dané konfiguraci zatížení a geometrie prutu. Euler-Benoulliho teorie prutu nezohledňuje rotační setrvačnost uvolněného elementu a vliv posouvajících sil na úhlová přetvoření [14]. Druhý předpoklad má za důsledek, že příčné průřezy zůstávají před i po deformaci kolmé na střednici prutu. Euler-Benoulliho teorie je vzhledem ke svým předpokladů vhodná pro modelování koleje jako nekonečně dlouhého nosníku [15].

Rozšíříme-li Euler-Benoulliho teorii o příspěvek posouvajících sil a rotační setrvačnost, dostáváme rovnici, popisující **Timošenkovu prutovou teorii** [16]:

$$EI \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} - \rho I \left(1 + \frac{E}{KG}\right) \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\rho^2 I}{KG} \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial t^4} = 0 \quad (2)$$

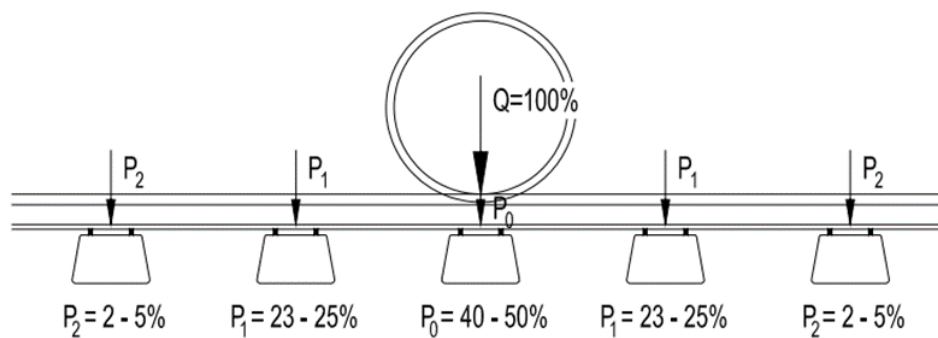
G zde značí modul pružnosti ve smyku a K je korekční součinitel posouvající síly. Třetí člen (levé strany) vyjadřuje vliv rotačních setrvačných účinků a čtvrtý člen vliv posouvajících sil. Zahrnutí vlivu posouvajících sil vede k tomu, že příčné průřezy se při deformaci natáčí vůči střednici. Pokud vztáhneme tyto prutové teorie na případ modelování kolejnice s dynamickým zatížením, tak je přesnost výsledné odezvy závislá na velikosti budící frekvence. Pro nízké budící frekvence, kdy má šířice se vlna výrazně větší vlnovou délku, než jsou rozměry průřezu kolejnice, jsou výsledky obou formulací identické. Při vysokofrekvenčním buzení je pro dostatečně přesné řešení nutno použít Timošenkovu formulaci. [17]

Druhou možností, jak lze modelovat odezvu kolejnice na zatížení, je využití **metody konečných prvků (MKP)**, která je založena na variačním principu. MKP dává v porovnání s předchozími teoriemi přibližné řešení, jehož přesnost je závislá na zvolené diskretizaci původně spojitého modelu. Metoda konečných prvků je v současnosti poměrně hojně využívaná metoda k analyzování kolejnic, a to na různých úrovních. Studie [18] například využívá MKP pro stanovení kontaktního napětí kolejnice

a vlakového kola. V případě výzkumné práce [19] je metoda konečných prvků použita pro určování zbytkových napětí v kolejích, způsobených výrobními procesy a přejíždění vozidel, neboť tato zbytková napětí mají vliv na růst únavových trhlin. Přístup modelování koleje, využívající MKP bude využit pro řešení problému této práce.

### 2.3.2 Pražce

Pražce železniční tratě slouží jako podpory, které jsou v klasické konstrukci železniční tratě nejčastěji umístěny napříč kolejím. Hlavní funkcí pražců je zajištění požadovaného rozchodu trati a distribuce zatížení z koleje do zemního tělesa tratě. Distribuci zatížení pomocí pražcových podpor zachycuje obrázek 6.



Obrázek 6: Rozdělení kolové síly na jednotlivé pražce [20]

Z hlediska nejčastěji používaných materiálů pražců rozlišujeme pražce dřevěné, betonové a ocelové. V současné době však probíhá výzkum v oblasti plastových a kompozitních pražců, kterým se zabývají například autoři článku [21].

Dřevěné pražce, které jsou nestarším typem kolejových podpor, mají výhodu v podobě nízkých nároků na výrobu, nicméně jejich použití je vhodné pro linky s rychlostním limitem do 160 km/h. Užití ocelových pražců umožňuje přenos většího zatížení, přináší však také vyšší nároky na údržbu. Obecně nejrozšířenějším typem pražců jsou pražce betonové, které mají nižší nároky na údržbu, dlouhý servisní život a v porovnání se dřevěnými pražci nižší cenu [22].



Obrázek 7: Typy pražců

a) betonové pražce

b) ocelové pražce

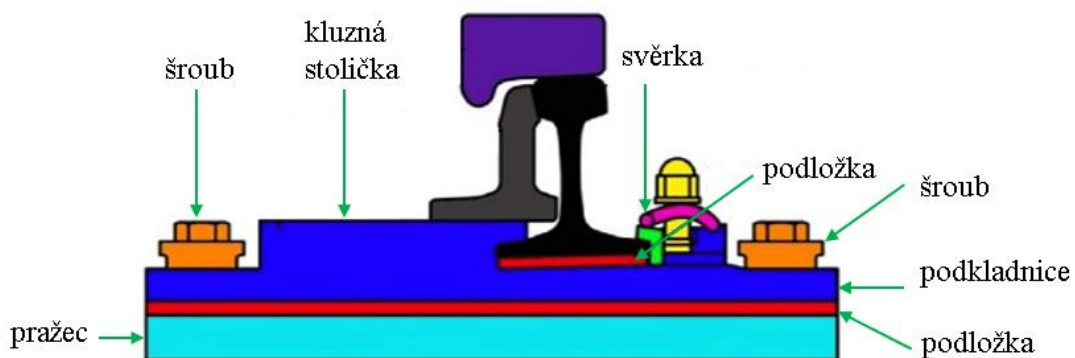
c) dřevěné pražce [12]

Z hlediska výpočtového modelování lze pražcové podpory železniční tratě modelovat několika způsoby, přičemž zvolený model musí odpovídat úrovni řešení konkrétního problému. Například studie *Dynamic modelling of concrete railway sleepers* [23], zkoumající rezonanční frekvence betonových pražců, modeluje tento prvek trati jako Timošenkův prut, definovaný průřezem, délkou, hustotou, modulem pružnosti a Poissonovým poměrem. Podstatně jednodušším modelem pražce je prostý hmotný bod, uvedený například v práci [24].

### 2.3.3 Upevnění kolejnice k pražci

Upevnění kolejnice k pražcové podpoře musí zajišťovat stabilní polohu kolejnice a stálý rozchod kolejí, čímž hraje důležitou roli v celkovém provedení a bezpečnosti železniční dopravy. Aby upevnění kolejnic správně odolávalo vysokým zatížením železniční dopravy, musí být dostatečně tuhé, ale zároveň pružné. Dalším praktickým požadavkem na upevnění je, aby bylo jednoduché a snadno udržovatelné.

Upevnění kolejnic se provádí ve dvou základních variantách – přímé upevnění a nepřímé upevnění. Konkrétní způsoby konstrukce systému upevnění se u jednotlivých výrobců liší, čímž vzniká široká paleta provedení upevnění kolejí. U přímého upevnění je kolejnice upevněna přímo k podpoře, a to nezávisle na tom, jestli je mezi patu kolejnice a pražec vložena podkladnice. Nepřímé upevnění se vyznačuje tím, že je pata kolejnice připevněna k podkladnici jedním typem upevňovadel, typicky svěrkou a podkladnice k pražcové podpoře jiným typem upevňovadel, typicky šroubem [20]. Nepřímé upevnění je typické pro upevnění kolejnic ve výhybkovém uzlu tratě, jak je patrné z obrázku 8.



Obrázek 8: Nepřímé upevnění kolejnice výhybky [25]

Zkoumáním chování upevňovacích systémů se věnuje celá řada výzkumných prací. Například studie [26] se věnuje experimentální modální analýze, která se zabývá určováním vlivu předpětí upevňovacího systému na tlumení a vlastní frekvence. Experimentálním určováním tuhosti a tlumení několika různých upevňovacích systémů se dále věnuje výzkumná práce [27], která zkoumá vliv těchto parametrů na výslednou frekvenční odezvu, protože dynamická odezva upevňovacího systému hraje důležitou roli v produkci hluku železniční dopravy. Charakteristikou upevňovacích systémů v souvislosti s hlukem se dále věnuje například článek [28]. Souběžně s experimentálním výzkumem odezvy upevňovacích systémů kolejí se tomuto tématu věnuje také řada teoretických prací, jako je například studie [29], která se zabývá rozložením sil v upevňovacím systému pomocí metody konečných prvků.

Z experimentálních i teoretických studií vyplývá, že hlavními charakteristikami, které nejvíce ovlivňují výsledné mechanické chování upevňovacího systému koleje jsou jeho tuhost, frekvence zatěžování a velikost předpětí. Tuhost a předpětí jsou hlavní charakteristiky šroubů a svěrek upínacího systému. Svěrky vykazují ve většině případů bilineární tuhost [20]. Podstatný vliv na tuhost, ale hlavně tlumení rázů a vibrací v upínacím mechanismu koleje hrají pryžové podložky pod patu kolejnice (v případě konstrukčního uzlu výhybky se podložky vkládají i mezi podkladnici a pražec (viz obrázek 8). Tuhost těchto podložek je ve skutečnosti nelineárně závislá na rychlosti zatěžování [24]. Detailní analýzou upevňovacího systému, který využívá prostorového MKP modelu celého upevňovacího systému včetně pryžové podložky se věnuje například článek [30].

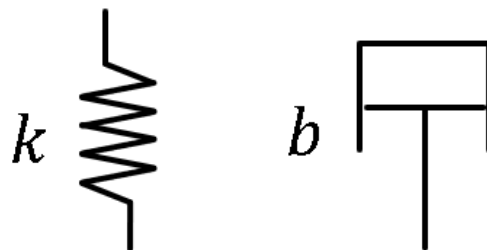


Navzdory tomu, že mnoho experimentálních i teoretických studií prokázalo, že upevňovací systémy kolejí mají ve vertikálním směru nelineární odezvu, tyto systémy se i nadále nejčastěji modelují pomocí prvků s lineární tuhostí a tlumením [31]. Stejně tomu bude i v případě této práce, kde budou podložky, šrouby a svěrky modelovány pomocí lineárních prvků s tuhostí, tlumením a v případě svěrek a šroubů také s předpětím.

#### 2.3.4 Uložení železničního roštu

Železniční rošt se u klasické konstrukce tratě pokládá do kolejového lože, které leží na železničním spodku. Zatímco železniční spodek je tvořen přírodní zeminou a jeho tvar je dán z největší části stavební úpravou terénu [9], železniční lože tvoří částicový nesoudržný materiál. Tento materiál je typicky žulový nebo čedičový štěrk. V literatuře je pro materiál železničního lože užíván pojem balast. Kolejové lože musí zajišťovat funkce, jako je pružné a stabilní uložení kolejového roštu, přenos zatížení z kolejového roštu do železničního spodku nebo odpor proti příčnému a podélnému posunutí kolejí. Aby byla zajištěna tvarová stabilita tratě, musí být materiál kolejového lože dostatečně pevný a tvrdý, protože se nesmí vlivem cyklických účinků projíždějících vozidel drtit. Uvedené materiály těmto požadavkům vyhovují. V případech, kdy kolejové lože není schopno dostatečně tlumit vibrace, je možné mezi lože a spodek vložit antivibrační rohož [20]. Obecně lze konstatovat, že počet vrstev železničního násypu, jejich tloušťky a mechanické vlastnosti se navrhuje s ohledem na konkrétní podmínky, ve kterých bude trať v reálném provozu fungovat.

Pro modelování odezvy železničního podloží lze využít několika přístupů. Nejjednodušším a hojně používaným přístupem je modelování podloží pomocí již dříve zmíněných prvků odpovídajícím viskoelastickému reologickému schématu s tuhostí a tlumením.



Obrázek 9: Pružina s tuhostí  $k$  a tlumič s tlumením  $b$

Tyto charakteristiky lze určit například pomocí matematických přepočtů, které zohledňují geometrické rozložení podloží pod pražcovou podporou a jeho experimentálně získané materiálové charakteristiky. Tento přístup využívají například práce [14], [32]. Tuhost a tlumení lze stanovit pro vertikální i horizontální směr podloží. Obecně je však u kolejového lože schopnost přenášet horizontální zatížení nižší než ve vertikálním směru [20].

Komplexnější modely železničního podloží tvoří prostorové modely, jejichž analýzu provádíme pomocí metody konečných prvků. Modelování podloží s využitím metody konečných prvků jako kontinuální vrstvy je založeno na modelech materiálů, které vhodně reflektují jejich chování. V literatuře se běžně setkáme s lineárně elastickým modelem materiálu, protože ve srovnání s nelineárními modely vyžaduje kratší výpočetní čas [33]. Příkladem využitím prostorového MKP modelu železniční tratě je analýza článku [34], která se zabývá hodnocením provedení tratě na základě odezvy násypu na zatížení při různých konfiguracích vrstev podloží. Výsledkem této analýzy jsou průběhy napětí v daných konfiguracích podloží železniční tratě. Další variantu modelování železničního podloží nabízí práce [35], ve které autoři na základě experimentální jednoosé tlakové a smykové zkoušky vytváří modely dvou různých typů železničního balastu s užitím metody diskretních prvků.

Uvedené prostorové modely podávají podrobný popis chování železničního podloží a jsou tak vhodné pro simulace procesů přímo v zemině.

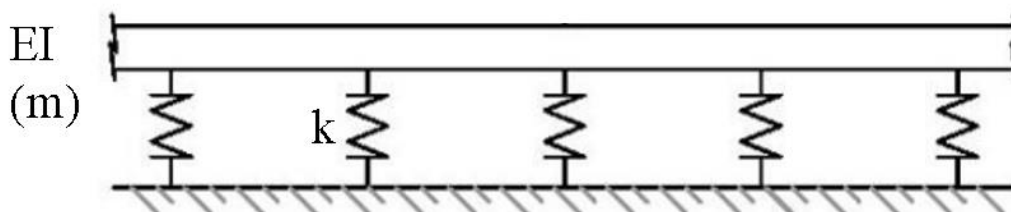
### **2.3.5 Modely tratě**

K modelování mechanického chování železniční tratě rozlišujeme stejně jako v podkapitole 2.3.1 dva přístupy, které se od sebe liší tvarem řešení tohoto problému. První skupinu modelů tvoří modely analytické. Tyto modely popisují mechanické chování jednotlivých elementů tratě na základě diferenciálních rovnic, přičemž stěžejní roli hraje formulace pohybových rovnic. Jedná se především o historicky starší modely, které vznikaly v dobách před nástupem výpočetní techniky. Výpočetní technika nabízí efektivní využití variačního přístupu, který umožňuje komplexnější analýzu železniční tratě jako celku i jednotlivých komponent. Navzdory velkému rozmachu výpočtových softwarů mají analytické modely v popisu železniční tratě stále svoje místo. Mohou sloužit buď jako základní validace výsledků konečnoprvkových analýz nebo jsou

v jednodušších případech vhodnější pro analýzu tratě díky nízkým výpočtovým časům a nízkým nárokům na paměť výpočtových zařízení.

### Spojité model tratě

Nejjednodušší analytický model železniční tratě je Winklerův model, který se skládá z prutu, uloženém na spojitém elastickém podloží (viz obrázek 10). Tento model uvažuje kolejnici jako dlouhý nosník (nejčastěji podle Euler-Bernoulliho nebo Timošenkovi prutové teorie). Vstupními veličinami modelu koleje jsou modul pružnosti  $E$  a kvadratický moment průřezu  $I$ , případně hmotnost koleje. Podloží je modelováno pomocí těsně a rovnoměrně distribuovaných pružin, které jsou definovány konstantní tuhostí  $k$ . Zatížení se aplikuje pouze jako síla působící ve vertikálním směru a pohybující se konstantní rychlostí. Reakce podloží je přímo úměrná průhybu nosníku a nezahrnuje vliv působení zatížení ve vodorovném směru. Reakce podloží modelu je tak omezena pouze na vertikální posuv. Navzdory zjednodušujícím předpokladům se Winklerův model pro svoji jednoduchost často používá pro určování posuvů železniční tratě [14].

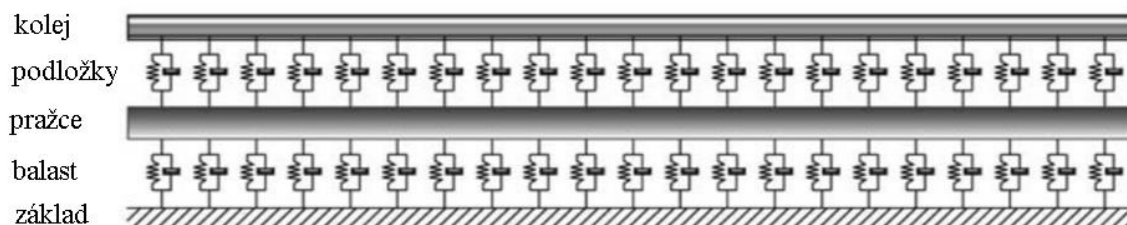


Obrázek 10: Winklerův model tratě – nosník na elastických podporách (převzato a upraveno z [36])

Winklerův model slouží jako základ několika dalších modelů, které jsou jeho rozšiřujícími modifikace. Například Pasternakův model vkládá na horní část pružiny smykovou vrstvu, která zohledňuje interakci mezi sousedními pružinami, čímž rozšiřuje Winklerův model o vliv smykových sil v podloží [36]. Frýba rozšiřuje Winklerův model o účinky tlumení a přidává vliv setrvačnosti, čímž do modelu implementuje dynamickou odezvu [24].

V případě, že je odezva těchto modelů pro konkrétní problém nedostatečně přesná, nabízí se možnost rozšíření Winklerova modelu implementací vrstev, které reprezentují příslušné komponenty železniční tratě (viz obrázek 11). Vznikají tak dvouvrstvé nebo

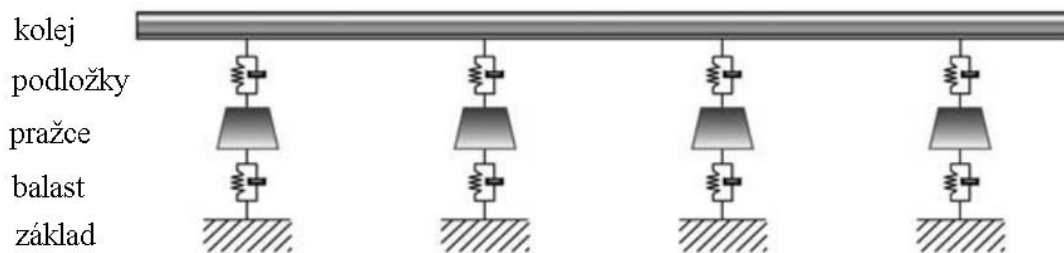
třívrstvé spojité modely železniční tratě. Teoretická studie technické univerzity v Šanghaji [37] například využívá spojité dvouvrstvý model železniční tratě při analýze hluku a zemních vibrací podzemních tunelů.



Obrázek 11: Dvouvrstvý spojité model tratě (převzato a upraveno z [17])

### Diskrétní model tratě

Diskrétní modely železniční tratě jsou charakteristické tím, že uvažují diskrétní periodické rozložení kolejnicových podpor (obrázek 12). I když jsou předchozí uvedené spojité modely pro spoustu aplikací použitelné s dostatečnou přesností, diskrétní modely víc odpovídají reálné konstrukci tratě. Pokud se zatížení pohybuje po trati s periodicky měnícími se vlastnostmi ve směru pohybu, které jsou dány roztečí pražcových podpor, dochází k buzení frekvencí spojených s rychlostí přejezdu. Periodická struktura kolejnicových podpor tak hraje důležitou roli v dynamické odezvě tratě [38]. Diskrétní rozložení podpor má dále významný vliv na maximální průhyb a ohybové napětí kolejnice. Na rozložení napětí v podloží je vliv diskrétních podpor nevýznamný [14]. V globálním pohledu jsou nejmarkantnější odchylky mezi modely se spojitě a diskrétně rozloženými podporami v případě vysokofrekvenčního buzení [17]. Diskrétní modely tratě jsou po stránce modelování podražcových podložek totožné s modely spojitými, jde o reologická schémata s příslušnou tuhostí a tlumením. Rozdíl je v případě pražců a balastu, které lze modelovat například jako hmotný bod vázaný viskoelastickým reologickým prvkem. Tento přístup využívá například práce [39]. Model pražců a podloží jakožto hmotných bodu lze rozšířit na flexibilní těleso, jak je tomu například ve studii zkoumající vibrace balastu [32].

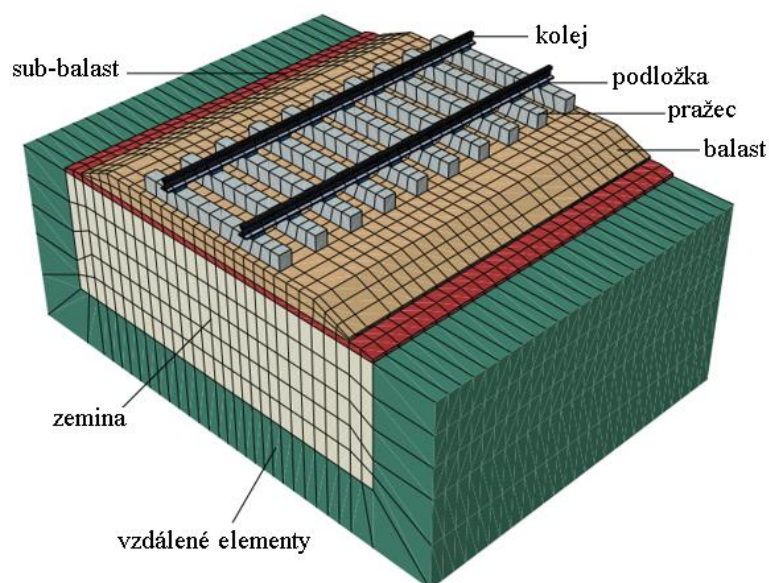


Obrázek 12: Dvouvrstvý diskretní model tratě (převzato a upraveno z [17])

### Model, využívající MKP

Modelování železniční tratě pomocí uvedených analytických modelů s sebou nese určitá omezení. Tyto modely se využívají pro řešení rovinných problémů, což v důsledku znamená stanovení odezvy přímých tratí. Protože je železniční trať poměrně složitá mechanická soustava, často v praxi vznikají požadavky na detailní analýzu dílčích komponent. Nabízí se proto využití metody konečných prvků. S pomocí metody konečných prvků lze řešit rovinné i prostorové modely tratě. Klíčovými parametry modelů, využívajících MKP, jsou materiálové charakteristiky jednotlivých komponent tratě a vhodná volba okrajových podmínek.

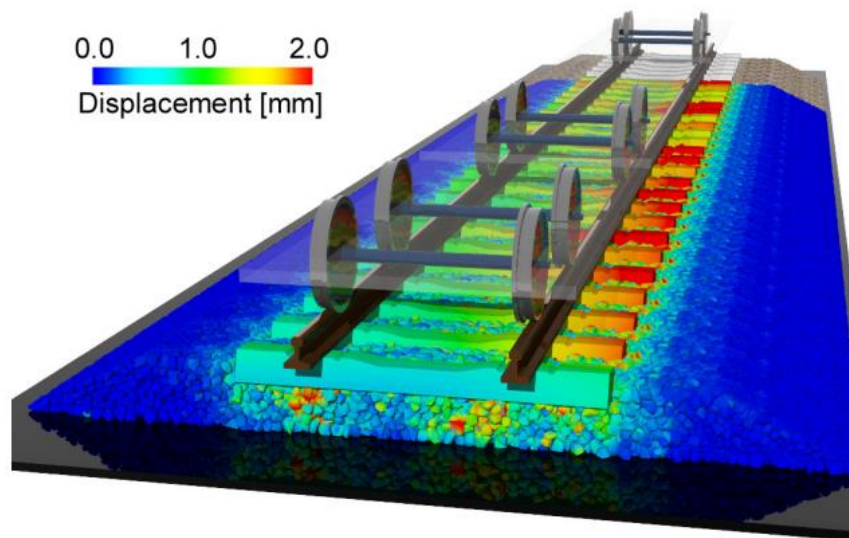
Metoda konečných prvků je silným nástrojem pro statickou a dynamickou analýzu železniční tratě, což dokládají například analýzy [40], [41], [42]. MKP lze dále využít pro simulaci odezvy tratě na cyklické zatěžování, jako je tomu například v článku [43], který predikuje míru sedání železniční tratě při cyklickém zatěžování od přejíždějícího vozidla pomocí určení cyklické plastické deformace násypu. Modely tratě, využívající MKP, jsou vhodné pro analýzu traťových komponent nebo pro odezvu násypu z makroskopického hlediska. Jelikož MKP pracuje s podložím jako s kontinuem, nelze touto metodou popsat mikroskopické jevy, které se v podloží realizují vlivem zatěžování.



Obrázek 13: Příklad MKP modelu železniční tratě v násypu (převzato a upraveno z [44])

### Metoda diskrétních prvků

Pokud v rámci analýzy železniční tratě řešíme problémy spojené s procesy na mikroskopické úrovni, lze využít metody diskrétních prvků, o která již byla zmínka v podkapitole 2.3.4. S využitím metody diskrétních prvků potom lze simulovat například objemové změny balastu, posuvy jednotlivých částic nebo porušování částic. Dále lze například určovat vlivy tvaru, velikosti a distribuce částic na výsledné mechanické vlastnosti balastu, jako je například jeho pevnost v tlaku [33]. Příkladem využití metody diskrétních prvků je dynamická simulace železniční tratě v násypu [45], jejíž odezvu zachycuje obrázek 14. Metoda diskrétních prvků je pro modelování železniční tratě v násypu nejpřesnější, nicméně je ze všech metod časově nejnáročnější [33].



Obrázek 14: Model železniční tratě, využívající metody diskretních prvků [45]

## 2.4 Interakce kola s kolejnicí

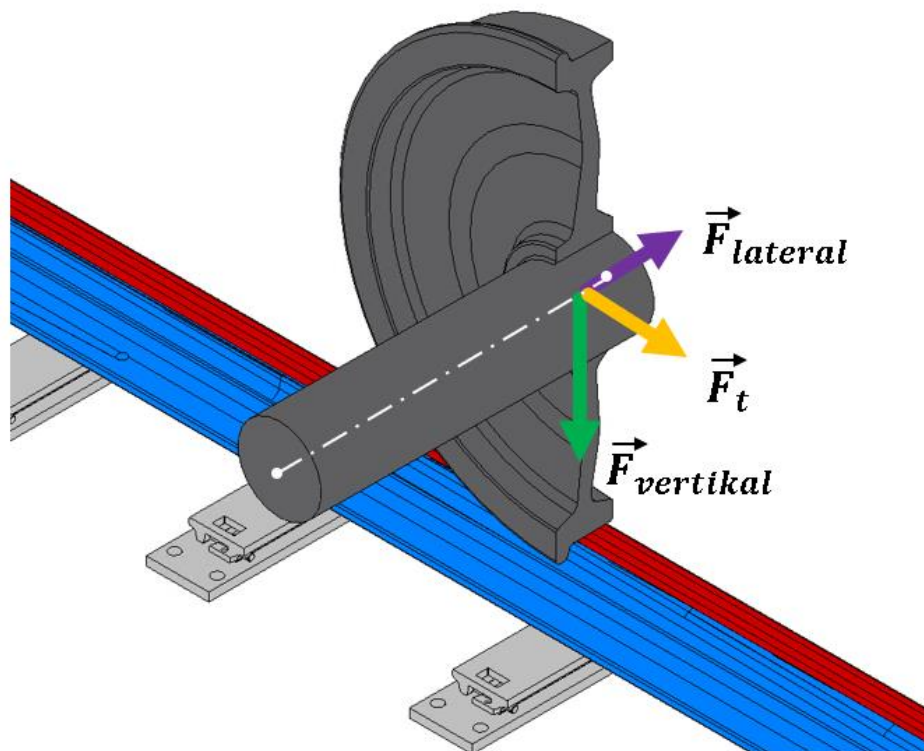
V předchozích podkapitolách byly detailně představeny modely jednotlivých komponent a modely železniční tratě jako celku, přičemž hlavním rysem každého modelu je způsob jeho odezvy na aplikované zatížení. V této kapitole bude věnována pozornost interakci kola železničního vozidla s kolejí, která je klíčovým vstupním parametrem simulace přejezdu vozidla přes kolej. Výsledná interakce kola a koleje hraje důležitou roli pro hodnocení deformačně napěťových stavů a dynamického chování tratě, opotřebení kolejí nebo také při hodnocení rizika vykolejení vozidla [46].

Při interakci kola s kolejnicí dochází v realitě k mnoha jevům, které jsou z hlediska modelování poměrně komplexními problémy a je nutno je řešit samostatně. Z těchto důvodů vzniká celá řada odborných prací a výzkumů, které se těmto jednotlivým problémům věnují.

Například práce [47] se věnuje výpočtovému modelování interakce profilů kol a kolejnic se zahrnutím vlivů nerovností, které vznikají při provozu. Simulovanými nerovnostmi jsou ploška na kole, zvlnění po obvodu kola a jízda po zvlněné kolejnici. Výsledkem analýz je vliv těchto nerovností na rozložení sil, působících v kontaktu. Podobnou problematikou se zabývá také práce [48]. Důležitou oblastí problematiky interakce kola s kolejnicí je kontaktní únava. Hodnocením únavy valivého kontaktu se věnuje například práce [49], přičemž při interakci kola s kolejnicí uvažuje dokonale

čistý kontakt, kontakt s vrstvou vody na povrchu a kontakt znečištěný pískem. Dále v práci [50] pomocí sérií experimentů zkoumán vliv maziva na tření v kontaktu kola s kolejnicí a opotřebení kola. V souvislosti se vznikem třecích sil v kontaktu, které jsou způsobené nedokonalým odvalováním profilu kola může docházet ke šplhání kola po kolejnici. Šplhání může zajít tak daleko, že má za následek vykolejení vozidla. Touto problematikou se podrobněji zabývá například článek [7].

Všechny předešlé problémy, týkající se interakce kola a kolejnice, jsou uvedeny pro představu o tom, jak složitou problematikou tato interakce je. Zároveň se předchozí příklady zaměřují na kontakt obou těles v lokálním měřítku. Pokud však chceme provádět například deformačně napěťovou analýzu koleje jako celku, což je případ této práce, je vhodné přistupovat k interakci kola s kolejnicí z globálnějšího pohledu. V globálním měřítku jsou z hlediska přenosu zatížení přes kontakt podstatné silové účinky, znázorněné na obrázku 15.



Obrázek 15: Síly v kontaktu, působící na kolejnici

Ve vertikálním směru je tímto silovým účinkem kolová síla, tedy síla, odpovídající části tíhy vlakové soupravy, kterou přenáší jedno kolo. Dále v kontaktu působí tečná síla.



Tato síla je příslušná část tažné síly, která je v literatuře označovaná jako trakční síla. V případě že vlak brzdí, tak se nejedná o trakční sílu, ale o sílu brzdnou. V případě pohybu vlaku obloukem dochází v kontaktu k přenosu laterální (boční) síly, kterou na kolejnici působí okolek. Tato síla vyrovnává odstředivé účinky vozidla, které se při pohybu vozidla obloukem generují vlivem dostředivého zrychlení a brání tak vykolejení vozidla. Tyto složky sil působících v kontaktu lze je pro ideální stav deterministicky určit.

### 3 Cíle práce

Pro řešení problému této práce byly stanoveny dílčí cíle:

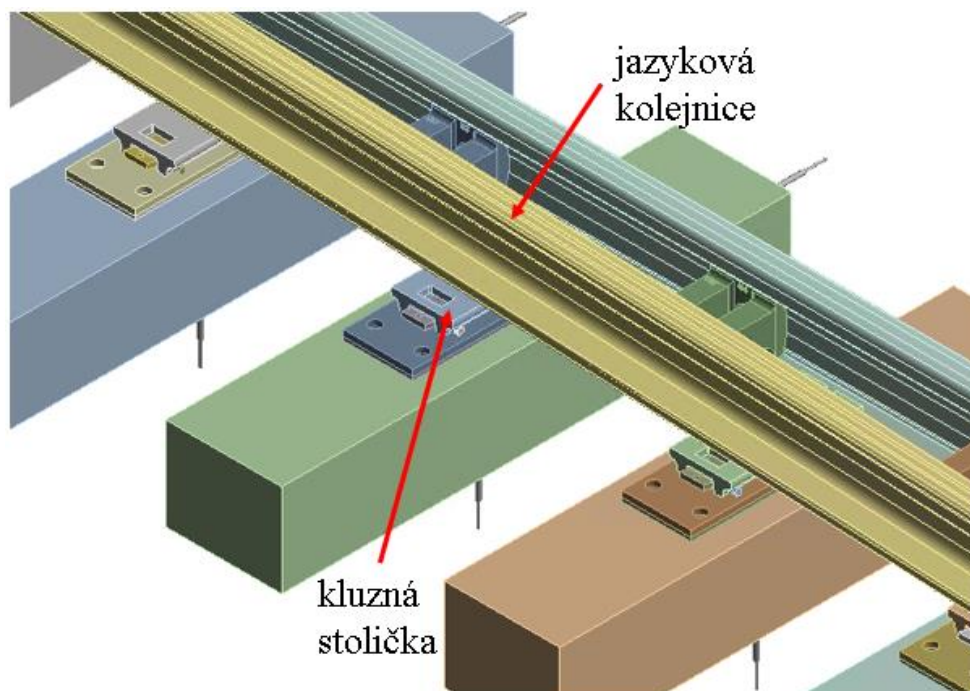
- 1) Popsat různé úrovně modelu železniční tratě v násypu
- 2) Provést simulaci průjezdu kolejového vozidla výhybkou
- 3) Simulovat zvolené chyby podepření jazykové kolejnice výhybky
- 4) Analyzovat vliv chyb na napětí v jazykové kolejnici

V teoretickém přehledu této práce byly představeny různé úrovně modelování klasické konstrukce železniční tratě, tedy železniční tratě v násypu. Pro stanovení odezvy dílčích komponent i tratě jako celku byly představeny modely analytické a modely, které využívají metody konečných prvků.

Pro řešení problému této práce, kterým je simulace přejezdu kolejového vozidla přes jazykovou kolejnici výhybky, byl poskytnut prostorový CAD model výhybkové části tratě. Zpracování tohoto problému tedy bude řešeno pomocí metody konečných prvků, konkrétně s využitím výpočetního softwaru ANSYS. Prostředí ANSYS nabízí poměrně širokou škálu možností, jak lze modelovat okrajové podmínky, přičemž většina z nich se podobá těm, které využívají uvedené analytické modely.

Pro splnění dalších cílů této práce je zapotřebí vytvořit simulaci přejezdu vozidla přes jazyk. Za účelem splnění tohoto cíle byly na poskytnutý model v MKP softwaru aplikovány okrajové podmínky vazeb a zatížení, které budou blíže představeny v následující kapitole.

Pro simulaci byl vytvořen skript, generující zatížení na základě několika vstupních parametrů, které popisují dynamiku projíždějícího vozidla. Protože je analyzována jazyková kolejnice vysoce namáhaná komponenta železniční výhybky, vzniká požadavek nejen na deformačně napěťovou analýzu normálního stavu výhybky, ale i simulace poruchových stavů. Tímto poruchovým stavem může být například ztráta podpory jazyka od kluzné stoličky, na které jazyk leží (viz obrázek 16). Dalším cílem této práce je tedy analýza vlivu chyb v podepření jazyka na jeho výslednou napjatost.

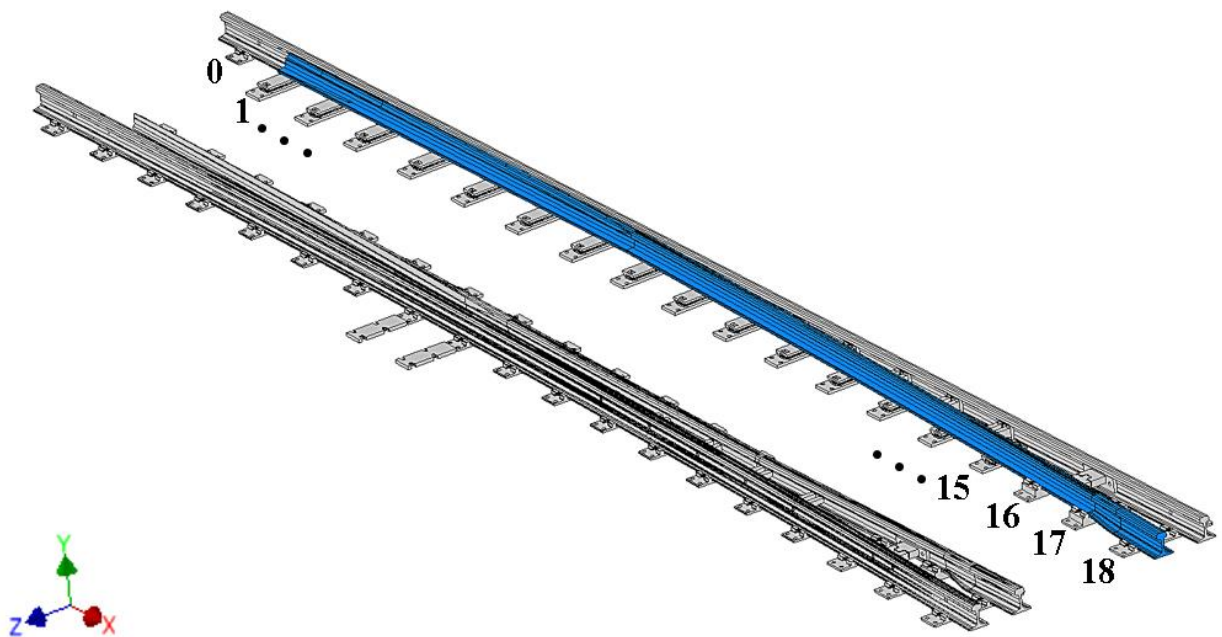


Obrázek 16: Podepření jazykové kolejnice kluznou stoličkou

## 4 Výpočtový model

V následující kapitole je popsáno sestavení výpočtového modelu pro tvorbu simulace přejezdu vozidla přes výhybku a následnou analýzu kritických stavů.

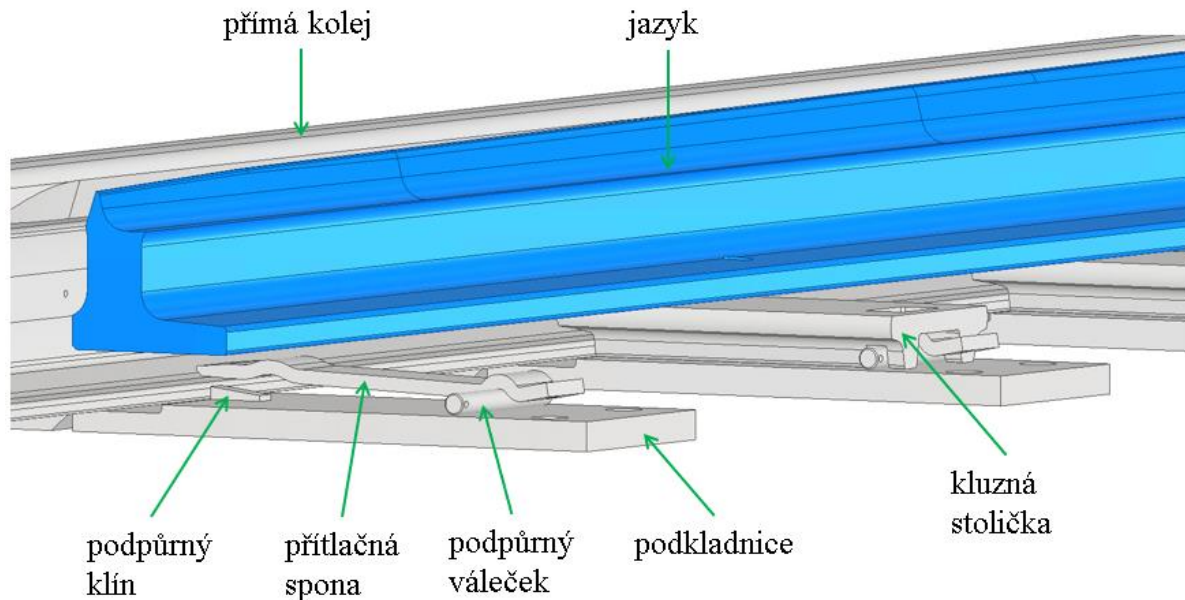
V rámci řešení problému této práce mně byl přidělen model konstrukčního uzlu železniční výhybku, kterou lze vidět na obrázku 17. Jazyková kolejnice, která je předmětem zájmu této práce je modře zvýrazněna. Jedná se o část tratě s normálním rozchodem 1435 mm a celkovou délkou konstrukčního uzlu výhybky 11,5 metrů.



Obrázek 17: Model výhybkového uzlu (s modře zvýrazněnou jazykovou kolejnicí)

Tento model tvoří kromě kolejí také další přídavné komponenty, jako jsou vzpěry mezi přímoú kolejí a jazykem, kolejové podkladnice a kluzné stoličky s upínacím mechanismem koleje. Celkově je model podepřen 19 segmenty, které jsou očíslovány na obrázku 17 čísly 0-18. Jazyková kolejnice leží na kluzné stoličce, po které se může při manipulaci s výhybkou posouvat v příčném směru tratě. Kluzná stolička slouží zároveň jako krytování upínacího mechanismu přímé koleje, jehož hlavní součástí je přítlačná spona přímé koleje. Tento systém je upevněn k podkladnici, která je ve skutečnosti připevněna k pražcové podpoře. Upnutí pomocí tohoto systému (obrázek 18.) je v dodaném modelu pouze na jedné straně přímé koleje, a to mezi segmenty 1-15.

Koleje a upínací systémy z jedné strany jsou defacto vše, co bylo v rámci modelu poskytnuto. S ohledem na teoretickou část této práce proto bylo zapotřebí přidělený model doplnit o chybějící vazby pro následnou simulaci a vyhodnocení analýzy. Vazbám a okrajovým podmínkám se budou věnovat následující podkapitoly této části práce.



Obrázek 18: Detail upínacího mechanismu koleje a podpory jazyka

#### 4.1 Okrajové podmínky vazeb

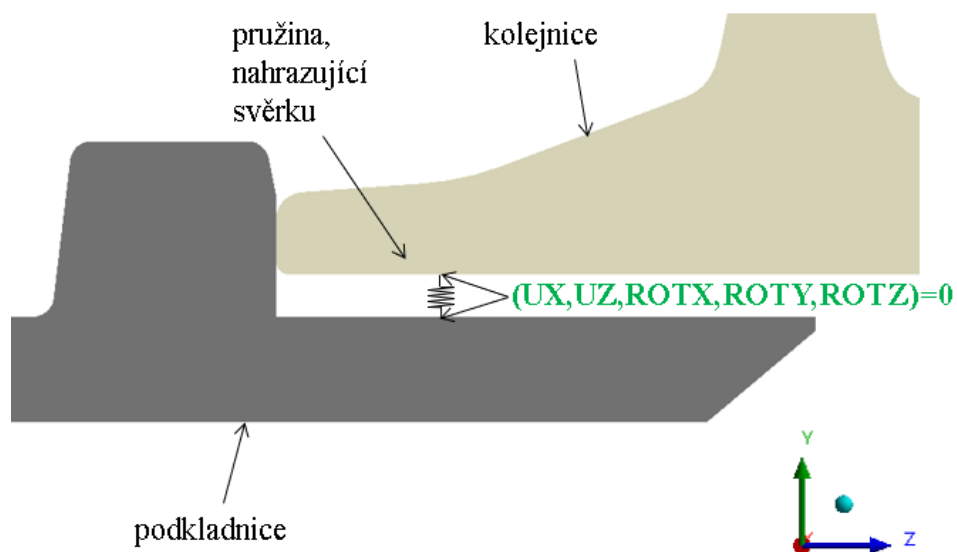
Na úvod je vhodné zmínit, že úpravy na přiděleném modelu byly provedeny tak, aby vedly k efektivnímu výpočtu a zároveň aby model věrohodně reflektoval stavy kolejnice, ke kterým při průjezdu vozidla může docházet. Pro snížení výpočtové náročnosti modelu byla uvažována pouze ta jeho polovina, jejíž součástí je jazyková kolejnice. Tímto zjednodušením redukuje velikost modelu na polovinu. Chyba, které se tímto zjednodušením dopouštíme, souvisí s nezohledněním vazby jedné části tratě na druhou pomocí pražců, čímž dochází ke snížení příčné a podélné tuhosti tratě. Jak bylo uvedeno v rešeršní části, příčná a podélná tuhost tratě je obecně menší než tuhost ve vertikálním směru. Z hlediska řešení problému této práce je tak vliv tohoto zjednodušení nepodstatný.

#### 4.1.1 Vazby mezi kolejemi a podkladnicemi

Jak bylo zmíněno, upnutí přímé koleje k podkladnici je mezi segmenty 1-15 vyřešeno přítláčnou sponou, která je součástí poskytnutého modelu. Dále bylo zapotřebí modelovat vazby koleje k podkladnicím na druhé straně přímé kolejnice a na obou stranách přímé koleje částí 0 a 16-18. Pro zajištění možnosti manipulace s jazykem v příčném směru byla jazyková kolejnice oboustranně uchycena k podkladnici pouze na svém konce, tedy v místě 18.

Všechny tyto uvedené vazby kolejnice k podkladnici jsou v reálné konstrukci tratě svěrky, které tlačí kolej k podkladnici. V prostředí výpočtového programu byly tyto vazby modelovány pomocí pružin, které tělesa spojují dohromady v místě, kde reálná svěrka kolej k podkladnici přitlačuje. Vazba byla definována zjednodušeně dle obrázku č.19. mezi horní plochou podkladnice a spodní plochou kolejnice. Pružina, nahrazující svěrku je definována svojí tuhostí  $300 \frac{N}{mm}$  a předpětím  $20\,000\,N$ . Tyto hodnoty byly v analýze nastaveny na základě zdrojů [9], [24].

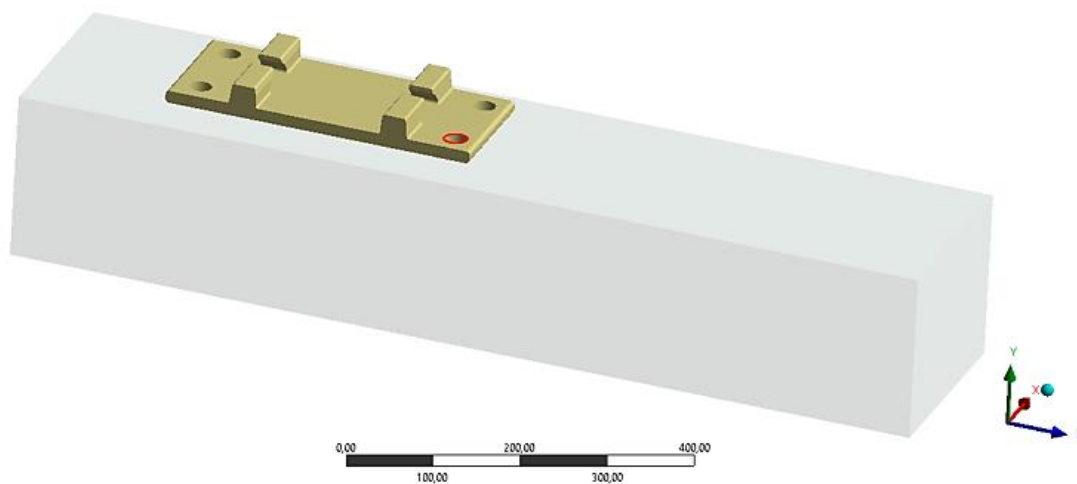
Pružina, tvořící vazbu mezi kolejí a podkladnicí je ve výpočtovém prostředí definována pomocí bodů, umístěných na plochách obou těles. Těmto bodům byly vůči sobě zamezeny dva posuvy a tři rotace, a to tak, že se kolej vůči podkladnici může pohybovat pouze ve vertikálním směru, ve kterém má pružina definovanou tuhost a předpětí. Dochází tak v jisté míře k idealizaci spojení kolejnice s podkladnicí, nicméně z hlediska řešení problému této práce lze toto zjednodušení uplatnit.



Obrázek 19: Nastavení vazby svěrky

#### 4.1.2 Vazby mezi podkladnicemi a pražci

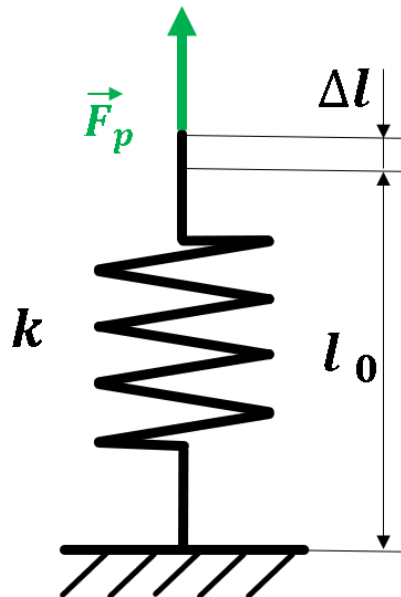
Podkladnice jsou v konstrukci železniční tratě uloženy na pražcových podporách, ke kterým jsou připevněny pomocí šroubových spojů. Protože jsou podkladnice mezi segmenty 1-15 složeny ze dvou částí a mezi podkladnicemi a pražcem jsou navíc vloženy podložky, je nutno modelovat pražcové podpory jako prostorová tělesa, neboť je k nim v prostorovém modelu napojeno mnoho vazeb. Použití jednoduchého modelu pražce jako hmotného bodu (jak bylo uvedeno v přístupech některých prací v řešeršní části) zde není vhodné. Pražce na všech úsecích 0-18 tedy byly modelovány jako hmotná prostorová tělesa, se zvolenou hustotou  $2800 \frac{kg}{m^3}$ . Šrouby, spojující podkladnici s pražcem byly modelovány obdobně jako svěrky v předchozím případě pomocí pružin. Pružina je opět nadefinována mezi dvěma body na spojovaných tělesech, kterým byly zamezeny všechny vzájemné rotace a posuvy až na posuv ve směru osy Y. Bod na podkladnici má jako referenci vrchní červenou hranu, jak lze vidět na obrázku 20. Spodní referenční bod je umístěn na ploše pražce, ve vzdálenosti 21 mm pod vrchním bodem.



Obrázek 20: Nastavení vazby šroubu

Vazby šroubů v modelu jsou tvořeny pružinami, s vlastnostmi tuhost a předpětí. Konkrétní hodnota tuhosti šroubu závisí na mnoha faktorech. V následující části je krátce představen přístup, který byl použit ke stanovení hodnoty tuhosti šroubu v této práci.

Vydeme z hodnoty předpětí šroubu 60 000 N dle zdroje [51], který se zabývá problematikou monitorování stavu šroubových spojů upevňovacích systémů kolejí. Na základě velikosti otvorů v podkladnici bylo uvažováno použití šroubů M24.



Obrázek 21: Schéma pružiny, nahrazující předepjatý šroubový spoj  
Tuhost pružiny je dána poměrem uvedeným níže, kde  $F_p$  značí sílu předpětí a  $\Delta l$  změnu délky pružiny, vyvolané touto silou:

$$k = \frac{F_p}{\Delta l} \quad (3)$$

Napětí působící ve šroubu je dáno vztahem:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (4)$$

což lze přepsat do tvaru

$$\frac{F_p}{S} = E \cdot \frac{\Delta l}{l_0} \quad (5)$$

a vyjádřit velikost stlačení

$$\Delta l = \frac{F_p}{S} \cdot \frac{l_0}{E} = \frac{60000}{\frac{\pi 24^2}{4}} \cdot \frac{21}{2,1 \cdot 10^5} = 0,0133 \text{ mm} \quad (6)$$

Výsledná tuhost použitá pro model šroubového spoje je potom:

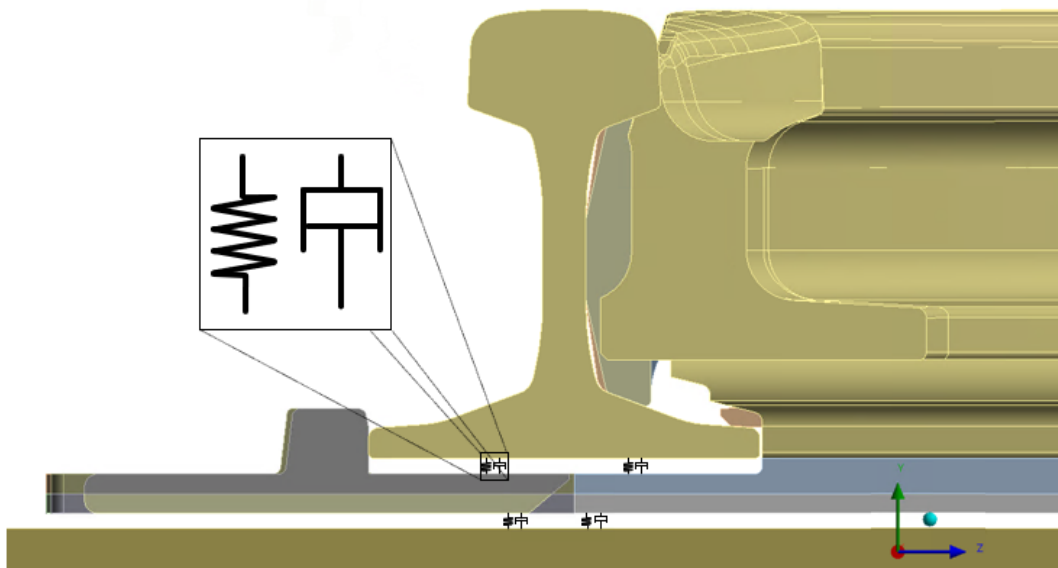
$$k = \frac{60000}{0,0133} = 4,5 \cdot 10^6 \frac{N}{mm} \quad (7)$$



### 4.1.3 Podložky

Velmi důležitou roli v okrajových podmínkách hrají podložky, které jsou v rámci upevňovacího systému kolejí umístěny mezi kolejnicí a podkladnicemi a dále mezi podkladnicemi a jednotlivými pražci. Podložky byly v prostředí výpočtového programu opět modelovány pomocí prvků s tuhostí a tlumením (viz obrázek 22). Tuhost podložky ve vertikálním směru má hodnotu  $2,5 \cdot 10^5 \frac{N}{mm}$  a tlumení  $900 \frac{Ns}{mm}$ , dle zdroje [9].

Podkladnice na úsecích 1-15 se skládají ze dvou částí, byla proto potřeba zajistit příslušnou okrajovou podmínku pro levou i pravou podkladnici. Podložka tedy byla modelována pomocí dvou prvků s tuhostí a tlumením, kterým byly na základě využití paralelního řazení nastaveny poloviční hodnoty, tedy tuhost  $1,25 \cdot 10^5 \frac{N}{mm}$  a tlumení  $450 \frac{Ns}{mm}$ . Tento rozpočet je výhodné použít také pro modelování všech ostatních podložek mezi podkladnicí a kolejí i podkladnicí a pražcem. Je tím zajištěna rovnoměrnější distribuce tuhosti a tlumení, což víc odpovídá reálnému provedení. Pohyb mezi kolejí a podkladnicí, respektive podkladnicí a pražcem je umožněn pouze ve vertikálním směru v důsledku nastavení dříve zmíněných vazeb svěrek a šroubů. Z těchto důvodů byly krajním bodům tvořící spojovací prvek, který nahrazuje podložku, ponechány volné všechny vzájemné stupně volnosti. Podložka totiž hraje důležitou roli při stlačování ve vertikálním směru, ale nezajišťuje stabilitu upevnění v ostatních směrech.



Obrázek 22: Nastavení vazeb podložek

#### 4.1.4 Vazby pražců na podloží

Pražcové podpory jsou v železniční trati uloženy na podloží, které tvoří balast kolejového lože a další přídavné vrstvy železničního násypu. Podloží je charakterizováno pomocí veličin tuhost a tlumení, podobně jako v případě podložek. Výpočtový software ANSYS nabízí v prostředí Workbench možnost modelování podloží pomocí speciální okrajové podmínky, která se nazývá „Elastic support“, tedy elastická podpora. Tuto okrajovou podmínku lze zadat na plochu jako tuhost podkladu s jednotkou  $\left[\frac{N}{mm^3}\right]$ . Tuto jednotku lze také interpretovat ve tvaru  $\left[\frac{MPa}{mm}\right]$ , ve kterém si můžeme tuto tuhost představit jako plošnou tuhost neboli potřebný tlak na vyvolání posuvu.

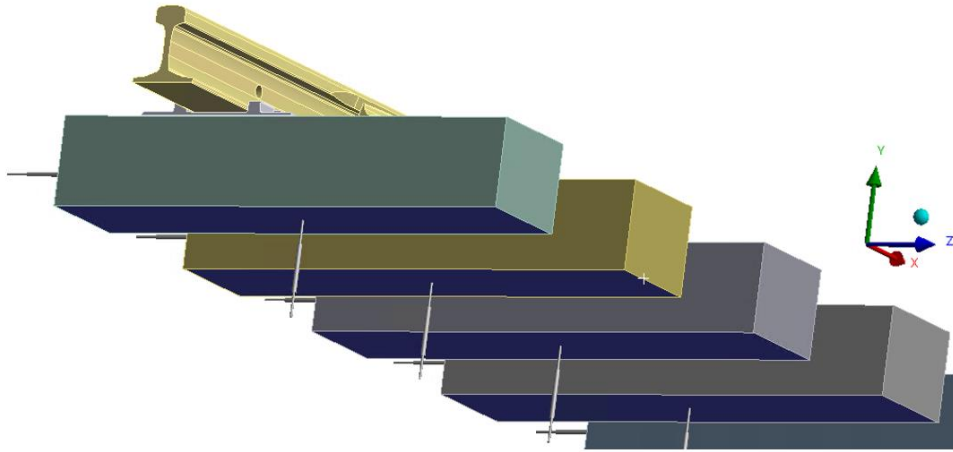
Pro stanovení tuhosti podloží vyjdeme z referenční hodnoty tuhosti podloží v základní jednotce  $\left[\frac{N}{mm}\right]$ , která byla zvolena na základě zdrojů [9], [24] jako  $5 \cdot 10^4 \left[\frac{N}{mm}\right]$ . Pro vyvolání jednotkového posuvu  $u = 1 \text{ mm}$  je zapotřebí síly:

$$F = \frac{k}{u} = \frac{50\,000}{1} = 50\,000 \text{ N} \quad (8)$$

Plošnou tuhost pak určíme rovněž z jednotkového posuvu  $u = 1 \text{ mm}$  s uvažovanou plochou pražce  $275\,000 \text{ mm}^2$  jako:

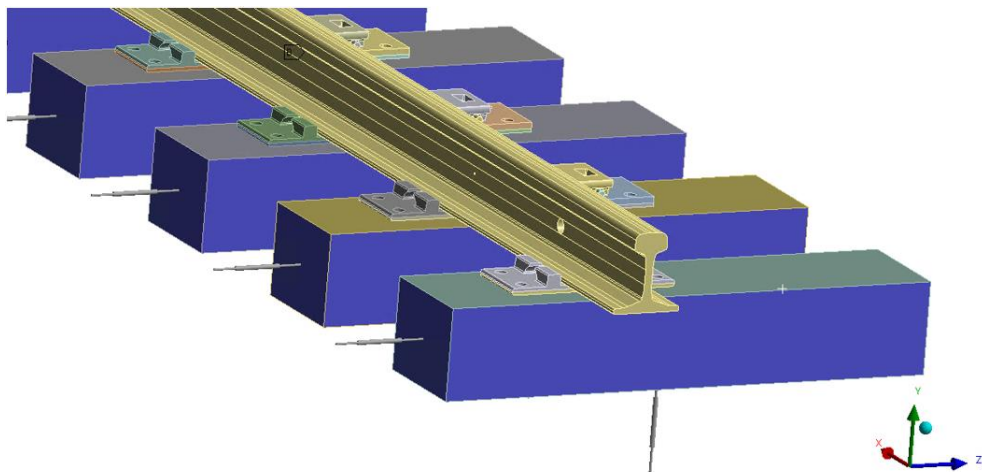
$$k = \frac{F}{S} = \frac{50\,000}{275\,000} = 0,182 \frac{N}{mm^3} \quad (9)$$

Tato hodnota byla nastavena na spodní plochy pražců pro zajištění tuhosti ve vertikálním směru (viz modré plochy na obrázku 23). Prvky napojené na spodní plochy pražců zajišťují tlumení, kterému byla nastavena hodnota  $120 \frac{Ns}{mm}$  na základě zdroje [9].



Obrázek 23: Okrajové podmínky pražce ve vertikálním směru

Jak bylo zmíněno v teoretické části této práce, v horizontálním směru má uložení železniční tratě daleko menší tuhost než ve vertikálním směru. Model ve výpočtovém prostředí však musí být dostatečně zavazben, aby bylo vůbec možné výpočet realizovat. Proto byly na pražcové podpory aplikovány okrajové podmínky na plochy v příčném a podélném směru pomocí elastických podpor a tlumičů, jak lze vidět na obrázku 24.



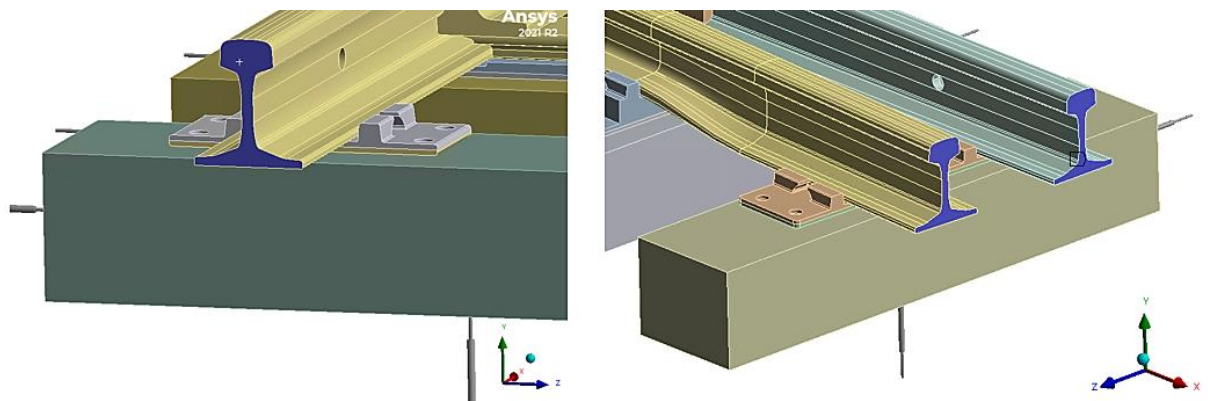
Obrázek 24: Vazby pražců v horizontálním směru

Vůči vertikálnímu směru byly hodnoty v příčném směru nastaveny jako poloviční. Tuhost a tlumení v příčném směru tak jsou  $0,091 \frac{N}{mm^3}$  a  $60 \frac{Ns}{mm}$ , v podélném směru pak

byla nastavena pouze hodnota tuhosti, a to jako  $0,0455 \frac{N}{mm^3}$ , tedy čtvrtinová hodnota vertikální tuhosti. Tlumení v podélném směru nebylo uvažováno.

#### 4.1.5 Okrajové podmínky na začátku a na konci kolejí

Okrajové podmínky na volných koncích kolejí byly zadány pomocí vestavěné okrajové podmínky „Frictionless support“, která omezuje posuv v normálovém směru na plochu, na kterou je zadána. Tato podmínka byla aplikována na modře označené příčné průřezy dle obrázku 25. Průřezy se vlivem této podmínky také nemohou natáčet vůči osám Y a Z. Použitím této okrajové podmínky je do modelu zanesena určitá nepřesnost, protože v reálném případě kolej dál pokračuje a může se v tomto místě posouvat i natáčet. Ponechání volného konce však při aplikaci zatížení vůbec neodpovídá realitě, protože by došlo k obrovskému nárůstu deformace. Takto formulovaná okrajová podmínka byla na volné konce kolejnic použita například při modelování dynamické odezvy výhybky analýzy [52].



Obrázek 25: O. P. a) na počátku přímé koleje      b) na konci přímé koleje a jazyka

#### 4.2 Okrajové podmínky zatížení

S modelováním zatížení úzce souvisí typ analýzy, který byl pro řešení problému využit. Jelikož je simulace přejezdu vozidla přes kolej proces, při kterém se mění poloha zatížení v čase, je vhodné tento problém modelovat s využitím analýzy přechodných dějů. V prostředí ANSYS, které bylo pro řešení této práce využito, se tato analýza označuje jako „Transient structural“, tedy strukturální analýza přechodných dějů. Hlavním rysem

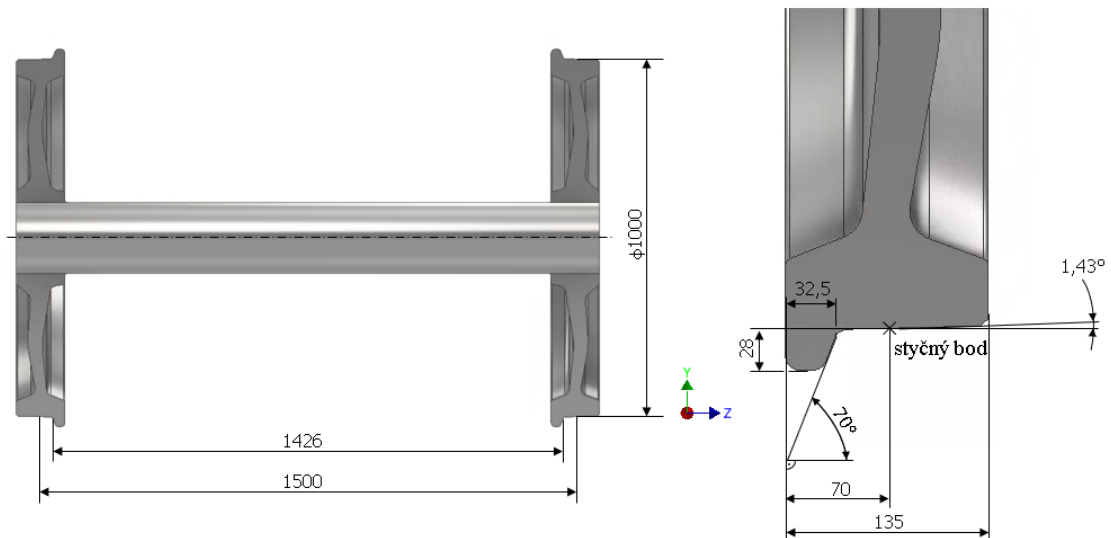
této analýzy je možnost simulování dynamické odezvy v časové oblasti. Dále přechodová analýza zahrnuje vliv setrvačných účinků a efektů tlumení. [53]

#### **4.2.1 Definice trajektorie zatížení**

Pro simulaci přejezdu kolejového vozidla přes kolej bylo nejprve nutno vydefinovat trajektorii, po které se pohybuje železniční dvojkolí. Jak bylo naznačeno v rešeršní části práce, výsledná interakce kola s kolejnicí je závislá na celé řadě faktorů. Zvláště ve výhybce může docházet k rázům, prokluzům nebo šplhání, což jsou faktory, které mají vliv na výslednou trajektorii, po které se kontakt mezi kolem a kolejnicí pohybuje. Pro vydefinování zátěžné cesty byl uvažován idealizovaný stav, ve kterém se kolo ideálně odvaluje po kolejnici a nedochází ke zmíněným přidruženým efektům, které interakci kola s kolejnicí značně komplikují.

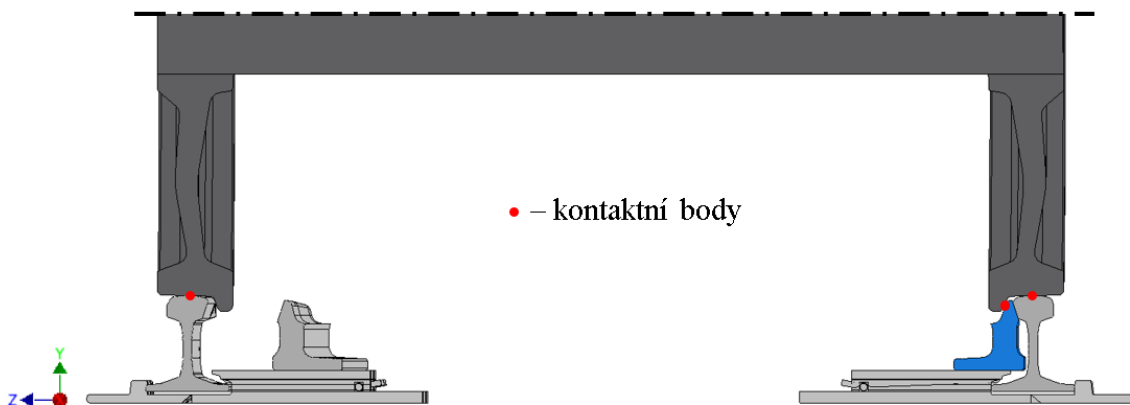
Při definování zátěžné trajektorie byl využit předpoklad jednobodového, respektive dvoubodového kontaktu kola s kolejnicí. Kontakt kola s kolejnicí se ve skutečnosti odehrává na ploše, nicméně pro prvotní určení zátěžné cesty bodový kontakt plně dostačuje. Bodový kontakt kola s kolejnicí je zjednodušený model interakce, který využívají například autoři analýzy kontaktu kola s kolejnicí ve výhybce [7] z Tokyo university of science. Příspěvek zdroje [54] s využitím dvoubodového kontaktu kola s kolejnicí určuje míru opotřebení kolejnice a riziko vykolejení vozidla, přičemž se výsledky tohoto modelování dvoubodového kontaktu shodují s výsledky pokročilejšího prostorového modelu. Další práce, které využívají bodového kontaktu jsou například [48] nebo [55].

Za účelem definování trajektorie pohybu zatížení po kolejnici byl v modeláři Inventor vytvořen model železničního dvojkolí se zjednodušeným profilem kola UIC-ORE dle zdroje [56]. Základní geometrické údaje dvojkolí a kolového profilu zachycuje obrázek 26. Kóta 1000 mm udává průměr styčné kružnice, 1500 mm vzdálenost styčných kružnic a 1426 mm rozchod dvojkolí.



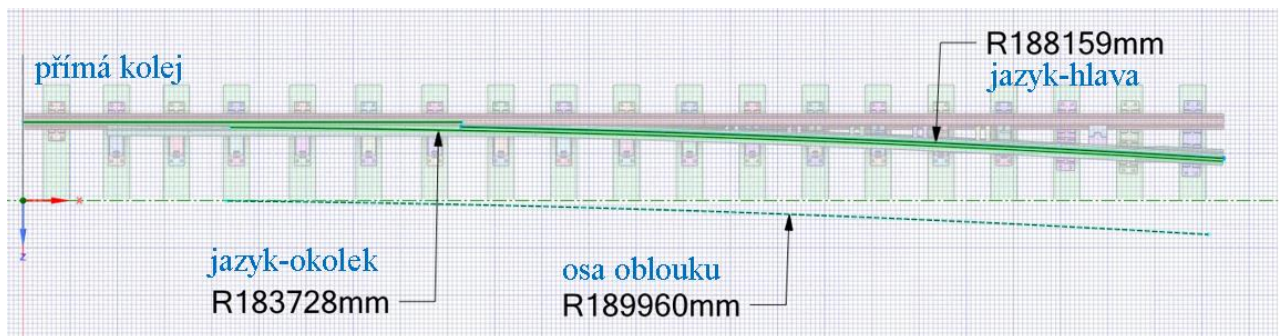
Obrázek 26: Geometrie železničního dvojkolí a zjednodušeného profilu UIC-ORE

Určování trajektorie interakce kol s kolejnicí byla prováděna na plném modelu tratě, rovněž v prostředí CAD modeláře Inventor. Celý způsob určování trajektorie spočíval ve vytvoření dostatečného množství kontaktních bodů, které reprezentují bodový kontakt kola s kolejnicí. Tyto diskrétní body byly chronologicky vytvořeny ve 20 místech po celé délce kolejnice, přičemž byl brán ohled na validní nastavení geometrických vazeb. Příklad určení kontaktních bodů je uveden na obrázku 27. Na příslušné plochy kol a kolejí byly nastaveny tečné geometrické vazby, osa dvojkolí vždy ležela v 500 mm vzdálené rovině, paralelní s rovinou XZ.



Obrázek 27: Kontaktní body dvojkolí s kolejnicemi

Po vytvoření těchto kontaktních bodů bylo zapotřebí určit spojitou křivku, po které se bude zatížení od vozidla pohybovat. V případě přímé koleje je touto trajektorií úsečka. V případě určení zátěžné trajektorie na zakřiveném jazyku byly získané body proloženy dvěma oblouky, přičemž maximální odchylka vzdálenosti bodů od oblouků byla do 1 mm. Taková odchylka je z hlediska řešení problému přijatelná. Takto získané trajektorie zachycuje obrázek 28.



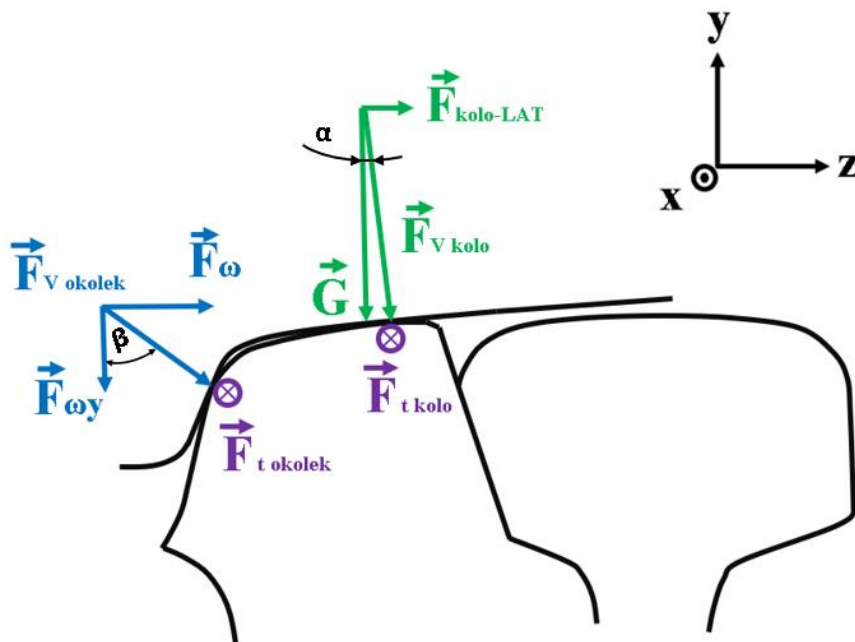
Obrázek 28: Trajektorie kontaktních bodů

Určené trajektorie vychází z předpokladu, že vozidlo jede na počátku ideálně rovně, ve smyslu symetrického umístění dvojkolí na kolejích, kdy se kola odvalují styčnými kružnicemi po hlavách přímých kolejí. V určitém místě (v místě 4. pražce, dle obrázku 28) se profil kola dotkne okolkem jazyka a je s ním v kontaktu až do konce přejezdu. Při interakci kola s kolejnicemi byl v rámci zjednodušení uvažován kontakt maximálně

ve dvou bodech, proto je v místě přechodu mezi hlavou přímé koleje a hlavou jazyka skoková změna.

#### 4.2.2 Síly nahrazující kontakt

Nyní, když byla vydefinována trajektorie zatížení, bude popsáno stanovení silových účinků, které nahrazují působení kola na kolejnici. Uvažované síly působící na kolejnici, které nahrazují kolový kontakt lze vidět na obrázku 29. Tyto síly jsou zakresleny jako akční síly, působící na kolejnici v kontaktních bodech. Silové výslednice byly rozloženy do složek v uvedeném souřadném systému x, y, z. Tyto jednotlivé složky byly stanoveny jako vstupní veličiny pro zadání do výpočtového modelu.



Obrázek 29: Sílové účinky kola na kolejnici

Ve vertikálním směru působí na kolejnici tíha přejíždějícího vozidla  $G$ , která je dána vztahem:

$$G = m_{kolo} \cdot g \quad (10)$$

kde  $m_{kolo}$  je hmotnost vozidla, připadající na jedno kolo a  $g$  je tíhové zrychlení. Díky kuželovému tvaru kola, které zajišťuje stabilitu vozidla na trati a umožňuje hladký



průjezd vozidla obloukem, je generována síla  $\vec{F}_{kolo-LAT}$ , což je síla v laterálním (bočním) směru. Tato síla je dána vztahem:

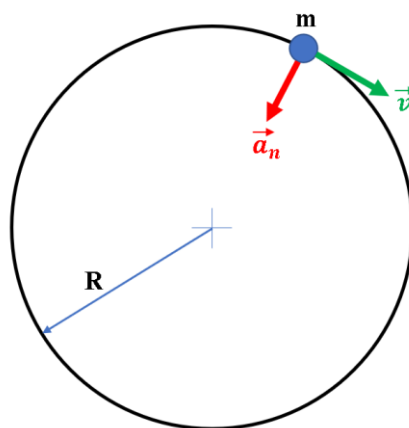
$$F_{kolo-LAT} = G \cdot \tan \alpha \quad (11)$$

Úhel  $\alpha$  má hodnotu  $1,43^\circ$  a je zakótován v obrázku 26. (Tento úhel odpovídá sklonu stoupání profilu kola 1:40, další běžnou hodnotou sklonu profilu je poměr 1:20). Silová výslednice, působící na hlavě koleje, je pak dána vektorem  $\vec{F}_{V\ kolo}$ , který leží na normále povrchů kola a kolejnice.

Dalším silovým účinkem působícím na kolej je síla v místě kontaktu okolků s kolejnicí. Okolek je část kola, která zajišťuje stabilitu vozidla na trati a brání jeho vykolejení. Zvláště důležitou roli hraje okolek v případě průjezdu vozidla obloukem, kdy vyrovnává setrvačné účinky vozidla v radiálním směru. Vozidlo se pohybuje po oblouku díky normálovému zrychlení, které je dáno vztahem:

$$a_n = \frac{v^2}{R} \quad (12)$$

kde  $v$  je rychlost vozidla a  $R$  je poloměr oblouku. Situaci lze zjednodušeně ilustrovat obrázkem 30, na kterém se pohybuje hmotný bod po kružnici.



Obrázek 30: Pohyb hmotného bodu po kružnici

V případě této práce je hodnota normálového zrychlení určována z pohybu těžiště vozidla, které se pohybuje po oblouku s poloměrem  $R = 189,960 \text{ m}$ . Tato hodnota odpovídá poloměru osového oblouku tratě dle obrázku 28. Na kolej potom v důsledku normálového zrychlení působí síla  $F_\omega$  (viz obrázek 29), která je dána vztahem:

$$F_\omega = 2m_{kolo} \cdot a_n = 2m_{kolo} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (13)$$

U síly  $F_\omega$  byla uvažována dvojnásobná hodnota kolové hmotnosti, protože okolek je v oblouku v kontaktu s kolejnicí pouze na jedné straně. Stejně jako v předešlém případě působí výsledná síla  $\vec{F}_{V_{okolek}}$  na normále plochy kola a kolejnice. Vlivem zakřivení profilů kola a kolejnice vzniká vertikální složka síly  $F_{\omega y}$ , která je dána vztahem:

$$F_{\omega y} = \frac{F_\omega}{\tan \beta} \quad (14)$$

Úhel  $\beta$  má hodnotu  $70^\circ$  a je opět zakótován v obrázku 26.

Třetí složkou síly, která nahrazuje interakci kola s kolejnicí je tečná síla. Tato síla vzniká, pokud se vozidlo pohybuje se zrychlením v tečném směru vůči trajektorii pohybu, tedy pokud vozidlo zrychluje nebo brzdí. Tečná síla je pak dána vztahem:

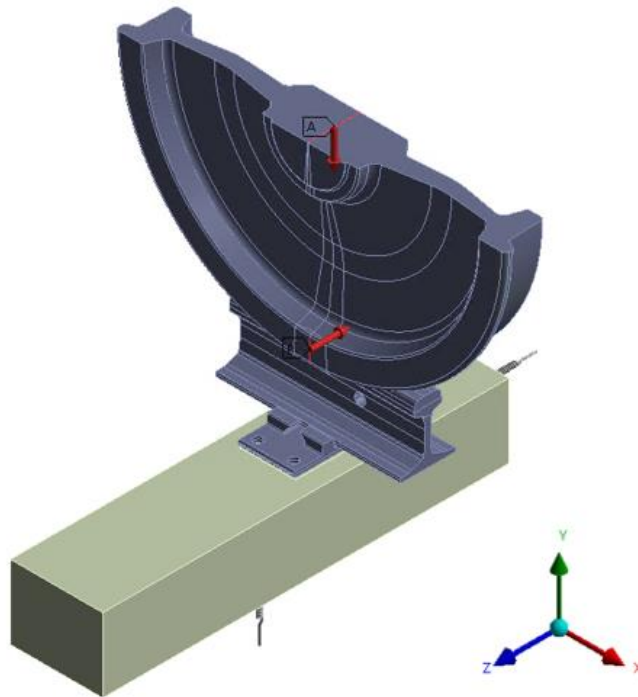
$$F_t = m_{kolo} \cdot a_t \quad (15)$$

Tato síla působí v bodě kontaktu kola s hlavou a bokem kolejnice a má opačný směr vůči směru pohybu vozidla. V případě dvoubodového kontaktu bylo uvažováno, že jedna polovina tečné síly  $F_t$  působí na hlavu ( $F_{t_{kolo}}$ ) a druhá polovina na bok kolejnice ( $F_{t_{okolek}}$ ).

#### 4.2.3 Rozšíření trajektorie zatížení z křivky na plochu

V přechozích částech práce byl popsán způsob, jakým byly určeny křivky, na kterých dochází k interakci kola s kolejnicí a následně byla tato interakce nahrazena silovými účinky na kolej. Zátěžné křivky byly určeny pomocí předpokladu bodového

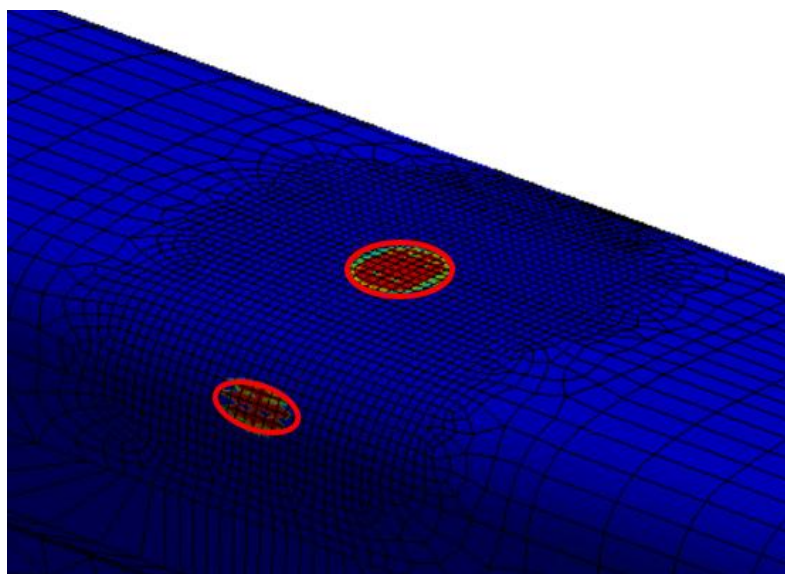
kontaktu. Ve skutečnosti je tímto společným kontaktem plocha, což výpočtový model této práce zohledňuje. Pro určení velikosti kontaktní plochy byl vytvořen pomocný model, který je tvořen polovinou železničního kola se zjednodušeným profilem a částí kolejnice globálního modelu s příslušnými vazbami. Tento model zachycuje obrázek 31.



Obrázek 31: Pomocný model pro určení rozměrů kontaktní plochy

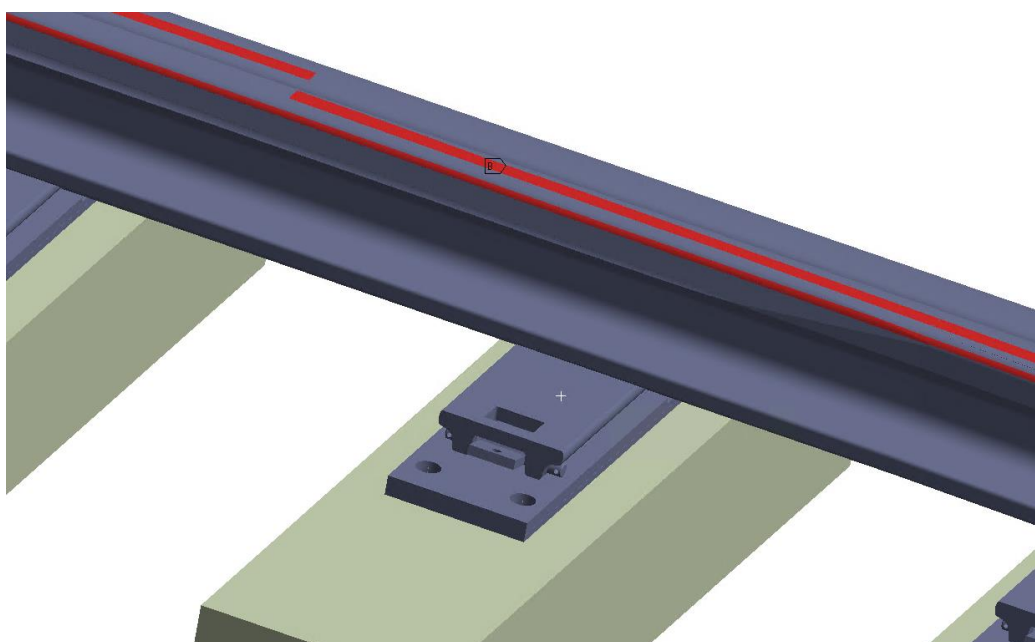
V rámci statické úlohy byly na kolo aplikovány síly ve vertikálním a laterálním směru dle obrázku 31. Hodnota vertikální síly  $78,5 \text{ kN}$  byla určena z uvažované hmotnosti  $8\,000 \text{ kg}$ , připadající na jedno kolo. Síla v laterálním směru měla hodnotu  $10,4 \text{ kN}$  a byla určena na základě referenční rychlosti přejezdu vozidla obloukem  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Hodnota této referenční rychlosti byla stanovena na základě zdroje [57] a vychází z povolené rychlosti pohybu vozidla v oblouku bez převýšení s poloměrem do 190 metrů.

Výsledný kontakt na hlavě kolejnice poměrně přesně odpovídá kruhové plošce s průměrem  $20 \text{ mm}$ . Kontaktní ploška v místě působení okolku s jazykem má eliptický tvar s délkou  $20 \text{ mm}$  a šířkou  $8 \text{ mm}$ .



Obrázek 32: Kontaktní plošky na kolejnici na hlavě a boku

Šířky těchto plošek 20 mm 8 mm byly dále použity pro rozšíření trajektorií pohybu zatížení z křivek na plochy. Zatížení se tedy v modelu pohybuje po plochách, které lze vidět na obrázku 33.



Obrázek 33: Vydefinované plošné cesty pro aplikaci zatížení

#### 4.2.4 Skript zatížení

K modelování okrajových podmínek zatížení byl vytvořen pomocný skript, který vygeneruje zatížení na základě zvolení konkrétních hodnot vstupních parametrů. Těmito parametry jsou například parametry soupravy, mezi které patří:

- délka přejíždějící soupravy,
- počet kol soupravy,
- rozchod mezi koly
- hmotnosti vozidla, připadající na jednotlivá kola.

Dále lze zadávat parametry pohybu vozidla pomocí nastavení parametrů:

- rychlost,
- zrychlení.

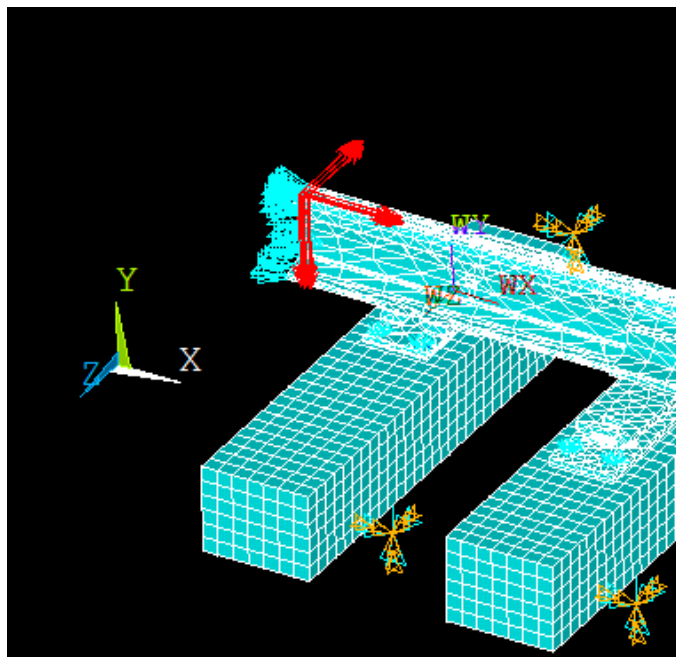
Důležitým vstupním parametrem skriptu je také délka kontaktního parabolického zatížení ve směru jízdy a jeho diskretizace, které ovlivňují velikost plochy zatížení a počet kroků řešení analýzy. Lze také měnit hodnoty úhlů profilu kola, které jsou zakótovány na obrázku 26 a mají vliv na velikosti příslušných složek sil. (Je však potřeba brát v potaz možnou změnu trajektorie vlivem změny těchto úhlů).

Po zadání vstupních parametrů skript vygeneruje složky jednotlivých sil. Pro připomenutí se jedná o síly působící na hlavu kolejí  $G, F_{kolo-LAT}$  a o síly působící z boku koleje  $F_{\omega}, F_{\omega y}$ . V případě pohybu s tečným zrychlením vozidla skript generuje také síly  $F_{t kolo}, F_{t okolek}$ . Tyto síly skript generuje v podobě tabulky (obrázek 34). Tabulka síly disponuje tzv. nulovým řádkem a nulovým sloupcem. Nulový řádek tabulky určuje polohu zatížení a nulový sloupec příslušný čas, ve kterém má zatížení působit. Ve skutečnosti spojitý přejezd tak diskretizujeme pomocí zatížení, které se posouvá v čase a prostoru příslušným časovým a polohovým inkrementem.

TIME	X							
	0	20	40	60	80	100	120	140
0.0001	0	-2943	-3924	-2943	0	0	0	0
0.0018	0	0	-2943	-3924	-2943	0	0	0
0.0036	0	0	0	-2943	-3924	-2943	0	0
0.0054	0	0	0	0	-2943	-3924	-2943	0
0.0072	0	0	0	0	0	-2943	-3924	-2943
0.009	0	0	0	0	0	0	-2943	-3924
0.0108	0	0	0	0	0	0	0	-2943
0.0126	0	0	0	0	0	0	0	0
0.0144	0	0	0	0	0	0	0	0

Obrázek 34: Síla definovaná pomocí tabulky

Tabulky sil pro vertikální a laterální směr skript vyplňuje tak, že členy tabulky tvoří parabolicky rozložené zatížení, které vychází z Hertzovy teorie rozložení kontaktního tlaku dvou těles. V tečném směru pohybu vozidla bylo skript generuje konstantní rozložení zatížení.



Obrázek 35: Síly aplikované na model při průjezdu s bržděním

#### 4.2.5 Ostatní nastavení modelu

Výpočtový model byl tvořen 240 000 uzly a 160 000 prvky. Všechny části modelu byly tvořeny lineárními prvky, kromě analyzovaného jazyka, který byl modelován

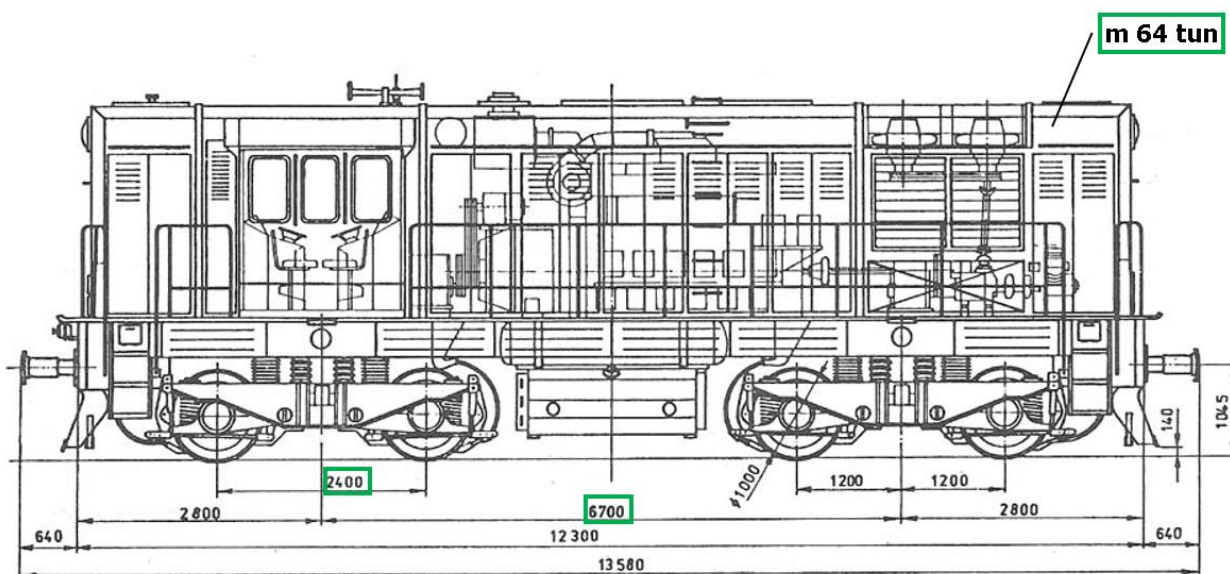
kvadratickými prvky. Čas přejezdu byl s geometrickou konfigurací zvolené soustavy 2 sekundy a analýza byla řešena na 2500 až 2600 kroků.

Materiálem pražců byl zvolen beton, všech ostatních částí modelu ocel. Materiál jazykové kolejnice byl zvolen s ohledem na teoretickou část práce s vyšší pevnostní charakteristikou. Tabulka 1 udává konkrétně nastavené materiálové charakteristiky modelu:

Tabulka 1: Materiálové charakteristiky modelu

materiál	$\rho$ [kgm <sup>-3</sup> ]	E [MPa]	$\mu$ [-]	Re [MPa]	Rm [MPa]
<b>Ocel</b>	7850	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	450	800
<b>Ocel jazyka</b>	7850	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	720	1200
<b>Beton</b>	2800	$3,7 \cdot 10^4$	0,2	-	-

Pro simulaci přejezdu byl zvolen konkrétní typ vozidla s hmotností 64 tun, z čehož vyplývá zatížení 8 000 kg na jedno kolo. Rozchod kol a náprav lze vidět na obrázku 36.



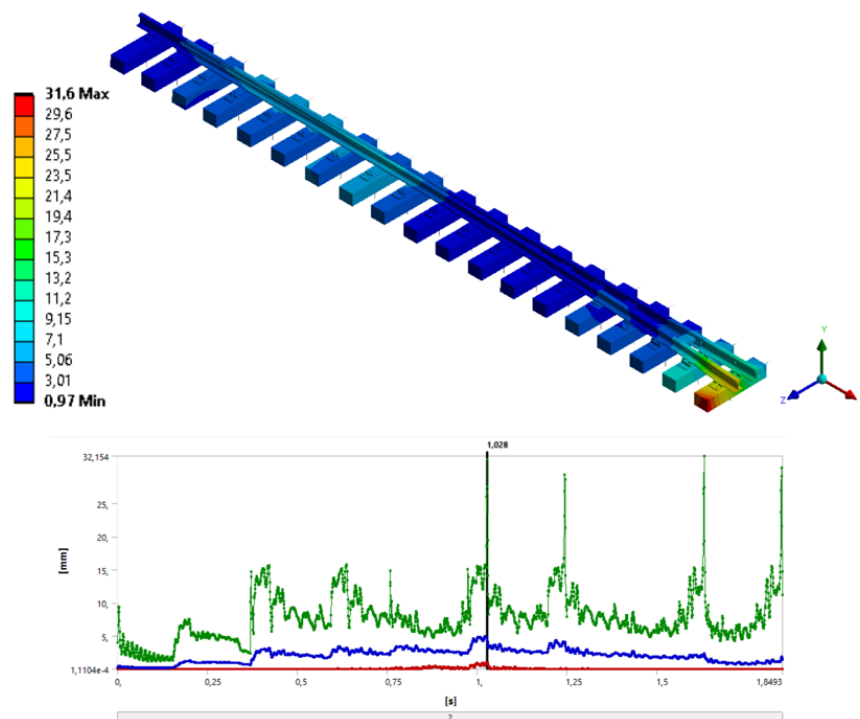
Obrázek 36: Lokomotiva typu 742 zvolená pro simulaci přejezdu

## 5 Výsledky analýz

V rámci simulace přejezdu kolejového vozidla přes jazykovou kolejnici výhybky byly provedeny čtyři analýzy. První dvě se zaměřují na přejezd konstantní rychlostí a přejezd se zrychlením. Zbylé analýzy se zaměřují na simulaci kritických stavů, ke kterým může v reálném provozu docházet. Simulovanými poruchovými stavy jsou ztráta podepření jazykové kolejnice od jedné a následně několika kluzných stoliček, na kterých je jazyková kolejnice uložena.

### 5.1 Simulace přejezdu s konstantní rychlostí

Vozidlo v této simulaci přejíždí referenční rychlostí všech analýz  $40 \frac{km}{h}$ , jak již bylo zmíněno a odůvodněno v podkapitole 4.2.3. V rámci této první simulace bylo zjištěno, že na konci přejezdu kol přes jazyk dochází ke skokovému nárůstu deformace. Tento jev patrný z obrázku 37 na kterém je zobrazena celková maximální deformace (celkové maximální posuvy) tratě v čase. Důvodem těchto skokových nárůstů je modelování okrajové podmínky na konci jazyka. Navzdory nastavení nulových posuvů v podélném směru na koncové průřezy kolejí dochází k výraznému nárůstu deformace v oblasti posledních dvou pražců.



Obrázek 37: Celková deformace modelu v čase (zeleně maximální), přejezd  $40 \frac{km}{h}$

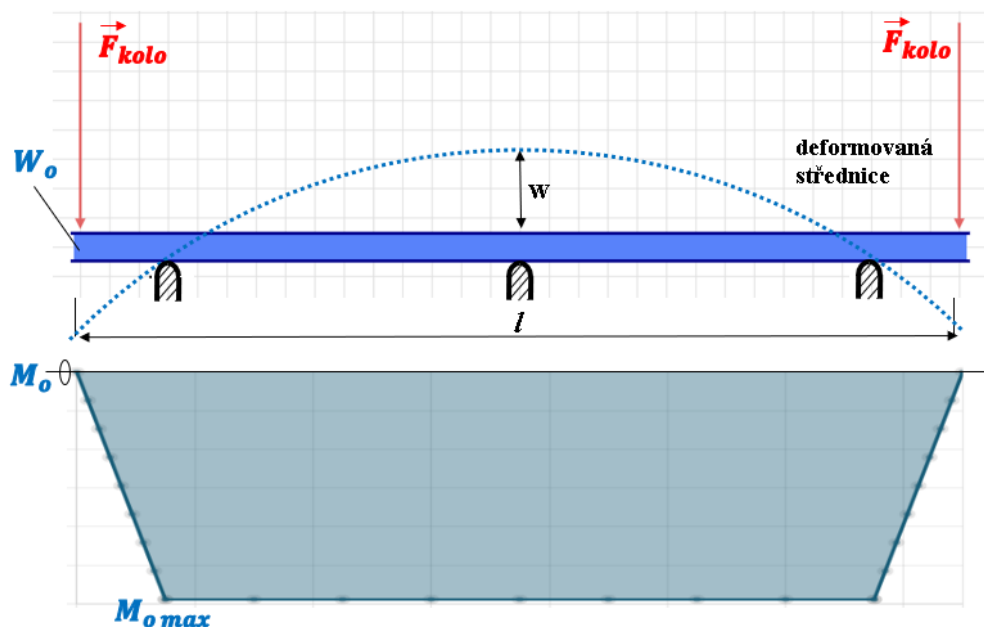


Kolej ve skutečnosti pokračuje dál a v místě, kde je její odezva ovlivněna okrajovou podmínkou už má plný průřez. Vzhledem k těmto okolnostem lze při vyhodnocování deformačně-napěťových stavů kolejnice zmenšit vyšetřovanou oblast o tuto ovlivněnou část.

Tato práce si jako jeden z hlavních cílů klade simulovat chyby v podepření jazykové kolejnice a analyzovat vliv těchto chyb v podepření na výsledné napětí v jazykové kolejnici. Při zvolených vstupních parametrech přejezdu byla věnována pozornost nejkritičtějším stavům, ke kterým při průjezdu vozidla dochází. V rámci první analýzy bylo zapotřebí stanovit polohu nejvíce exponovaného místa jazyka. Z hlediska hodnocení polohy kritických míst je však nutné definovat kritérium, na základě kterého bude poloha kritického místa určena. Nabízí se hodnocení podle kritéria polohy maximální hodnoty napětí, kterého bylo během přejezdu v jazykové kolejnici dosaženo.

Během přejezdu však může dojít například k situaci, kterou zjednodušeně ilustruje obrázek 38 na kterém je přímý prut na podporách, zatížený dvojicí posouvajících sil. Hodnota maximálního napětí je dána vztahem:

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} \quad (16)$$

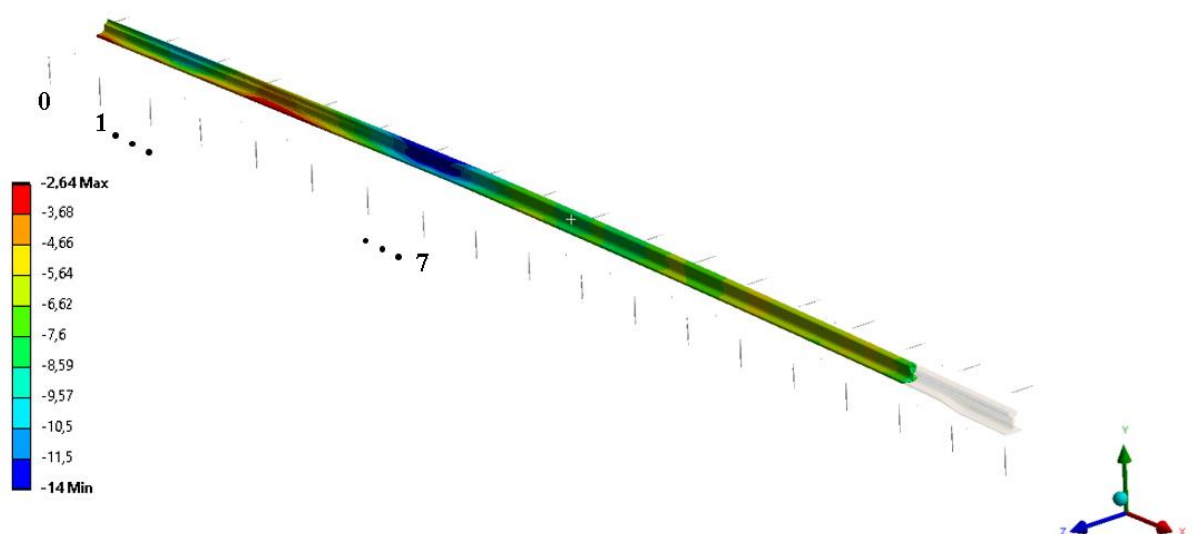


Obrázek 38: Prut na podporách, zatížený dvojicí posouvajících sil

Maximální napětí se pak bude nacházet v krajních vláknech prutu mezi krajními podporami. Polohu maximálního napětí však nijak neovlivňuje přítomnost, respektive nepřítomnost prostřední podpory. Stejná situace může nastat v případě přejezdu jazykové kolejnice, kdy simulujeme ztrátu podepření od kluzné stoličky s jazykem. Hodnota maximálního napětí by pak nemusela nijak souviset se simulovaným poruchovým stavem.

Vhodnějším kritériem pro práci s uvažovanými poruchovými stavy podepření kolejnice je deformační kritérium. Poloha kritického místa se tedy nachází tam, kde při přejezdu dochází k největší deformaci kolejnice ve vertikálním směru. Aby se chyba v podepření projevila, je navíc nutné, aby byla maximální deformace vyvolána ve směru působícím do stoličky. Tímto způsobem pak dostaneme polohu kritického místa na jazykové kolejnici, ve kterém stolička přenáší největší zatížení od projíždějícího vozidla.

Tato situace je zachycena na obrázek 39, který zachycuje minimální Y hodnoty deformace kolejnice v celém časovém úseku přejezdu kolejnice. Y hodnoty deformace byly zvoleny, protože kluzná stolička podpírá jazykovou kolejnici ve směru Y osy globálního souřadného systému. Minimální hodnota Y deformace pak zajišťuje to, že je namáhána tlakově a je tím pádem funkční. Spojíme-li tyto podmínky dohromady, dostáváme kritické místo jazykové kolejnice, které leží v místě pražcové podpory 7, dle obrázku 39. Toto místo je z hlediska možných poruchových stavů kritické, protože i v případě kdy je správně podepřeno, dochází k maximálnímu zatížení stoličky.

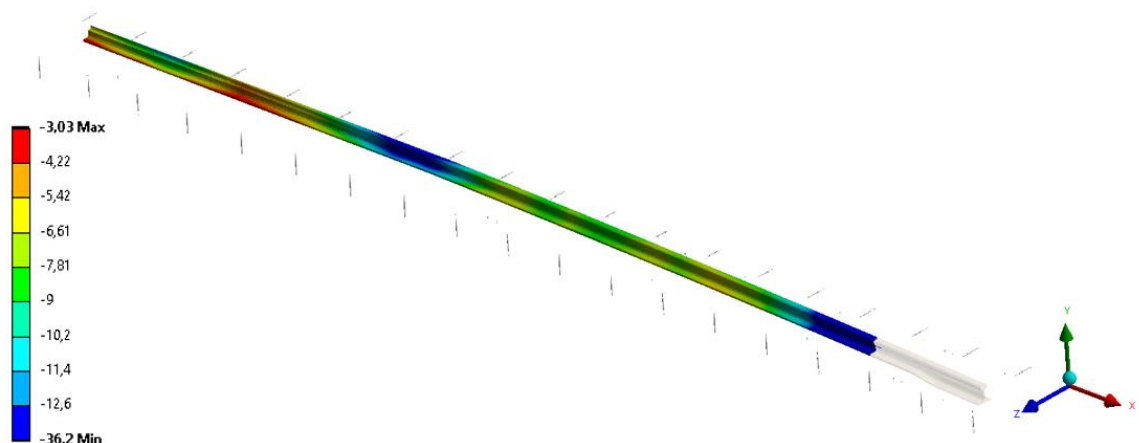


Obrázek 39: Poloha maximálního vertikálního průhybu jazyka pod podporou 7

## 5.2 Simulace přejezdu s bržděním

V rámci druhé simulace byla provedena analýza přejezdu vozidla se zrychlením. Vzhledem k tomu, že je práce zaměřena na kritické stavy, byla pro provedení simulace zvolena záporná hodnota zrychlení, což odpovídá situaci, kdy vozidlo při přejezdu brzdí. Kolejová vozidla totiž mohou při brždění dosahovat větších hodnot zrychlení, než v případě, kdy se rozjíždějí. Na základě zdroje [58], který pojednává o délce brzdné dráhy kolejových vozidel byla zvolena vstupní hodnota zrychlení analýzy  $-1 \frac{m}{s^2}$ .

Na obrázku 40 si lze všimnout celkového nárůstu Y složky deformace, způsobené bržděním vozidla. Poloha nejvíce deformovaného místa jazykové kolejnice zůstává pod podporou 7 jako v případě přejezdu bez zrychlení. Vlivem brždění však dochází k významnějšímu ovlivnění deformace konce jazyka.

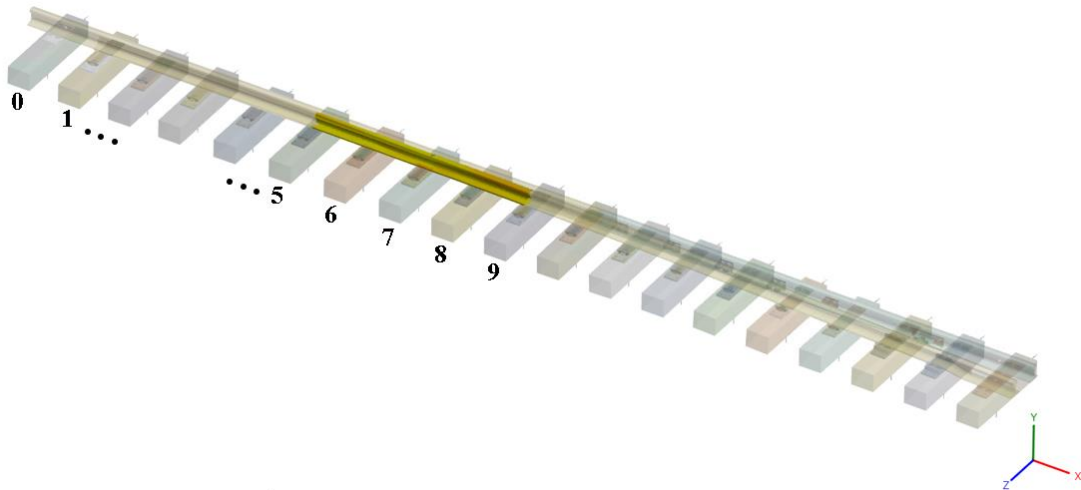


Obrázek 40: Y deformace jazyka při přejezdu vozidla se zrychlením

Pro vyšetřování napjatosti jazykové kolejnice z hlediska poruchového stavu v podepření od kluzné stoličky je zapotřebí podobně jako v případě první analýzy určit kritérium, hodnotící nebezpečnost uvažovaného kritického místa. Pokud by bylo tímto hodnotícím kritériem například redukované napětí, ztratili bychom informaci o charakteru napětí, tzn. jestli je napětí tahové nebo tlakové. Tato informace o charakteru napětí je pro hodnocení kritického místa podstatná, protože v případě vzniku trhliny v jazykové kolejnici tahové napětí trhlinu otevírá a trhlina může růst, což je nežádoucí stav. Tlakové napětí naopak trhlinu zavírá a nepřispívá k jejímu růstu. Hodnotícím

kritériem nebezpečnosti kritického místa z pohledu napětí v jazykové kolejnici bylo na základě těchto okolností zvoleno maximální hlavní napětí  $\sigma_1$ .

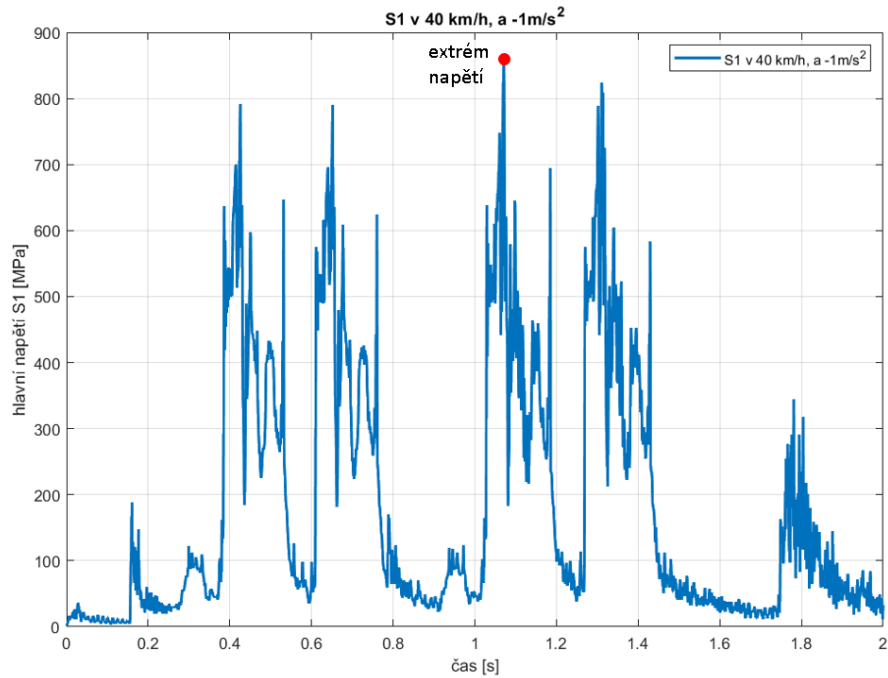
Průběh hlavního napětí  $\sigma_1$  v čase byl pro přehlednost vyšetřován v okolí určeného nebezpečného místa mezi pražci 5-9 dle obrázku 41.



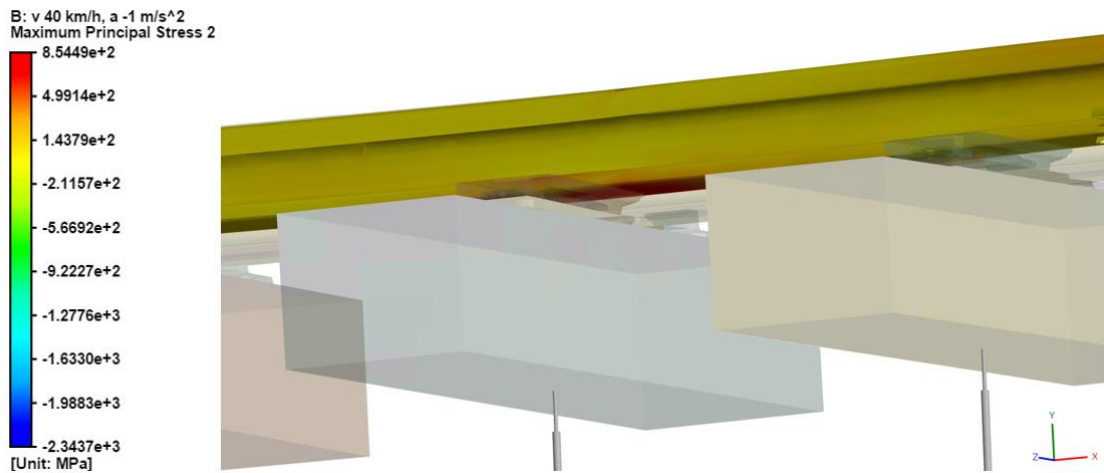
Obrázek 41: Vyšetřovaná oblast jazyka v okolí nebezpečného místa

K vykreslení průběhu napětí a deformace v čase bylo použito obálky maximálních hodnot. Tato obálka představuje maximální hodnotu napětí, respektive deformace, které je v daném časovém okamžiku analýzy dosaženo na celém vyšetřovaném úseku. Extrém těchto maximálních hodnot je tedy maximum ze všech maxim, kterých bylo během analýzy dosaženo. Ve všech analýzách byly extrémní hodnoty napětí a deformace dosaženo v kritickém místě 7. podpory.

Při přejezdu se zrychlením bez poruchy podepření je v kolejnici dosaženo maximální hodnoty hlavního napětí **850 MPa**, a to ve fázi, kdy přes kritické místo přejíždí 3. kolo vozidla. Hodnotu tohoto maxima lze vidět na obrázku 42, který reprezentuje zmiňovanou obálku maximálních hodnot hlavního napětí na vyšetřovaném úseku v čase.

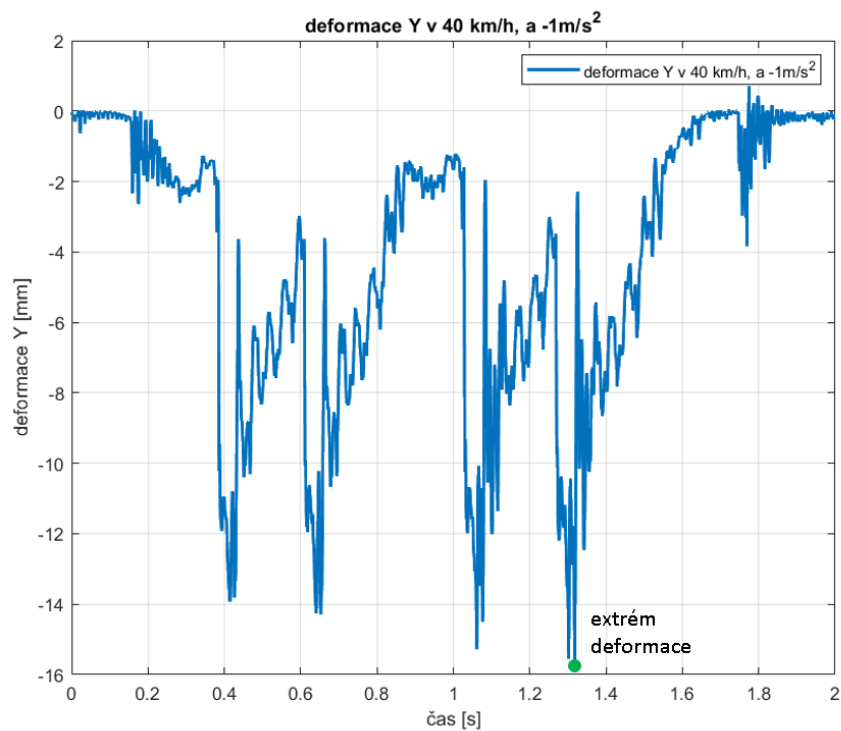


Obrázek 42: Průběh  $\sigma_1$  v čase, přejezd s v  $40 \frac{km}{h}$ , a  $-1 \frac{m}{s^2}$



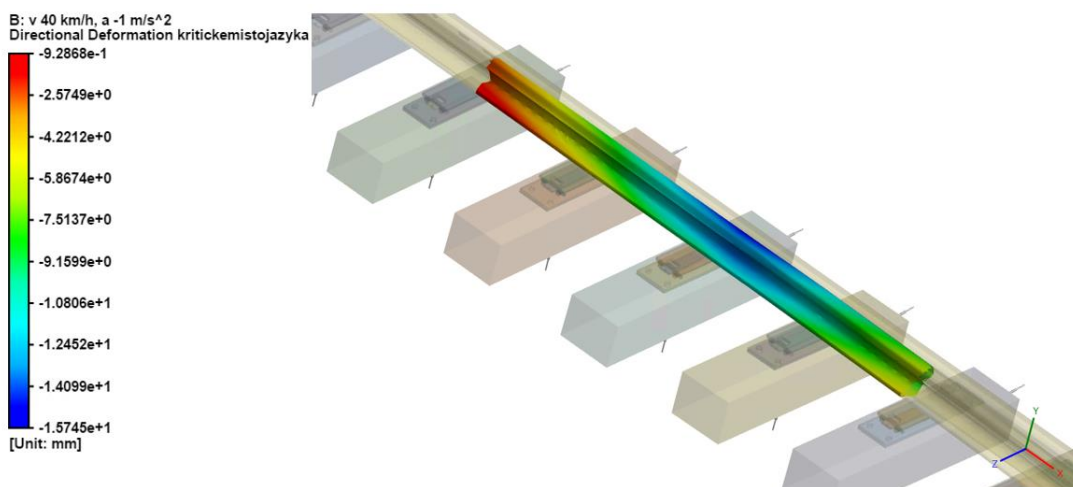
Obrázek 43: Hlavní napětí s maximem v místě 7. stoličky

Během přejezdu dochází k maximálnímu průhybu kritického místa pod třetím kolem, přičemž tato Y deformace nabývá hodnoty **15,7 mm**. Tato hodnota je zaznačena v obrázku 44, který reprezentuje obálku největších hodnot vertikální deformace vyšetřovaného úseku v čase přejezdu.



Obrázek 44: Průběh Y deformace v čase přejezdu s v  $40 \frac{km}{h}$ , a  $-1 \frac{m}{s^2}$

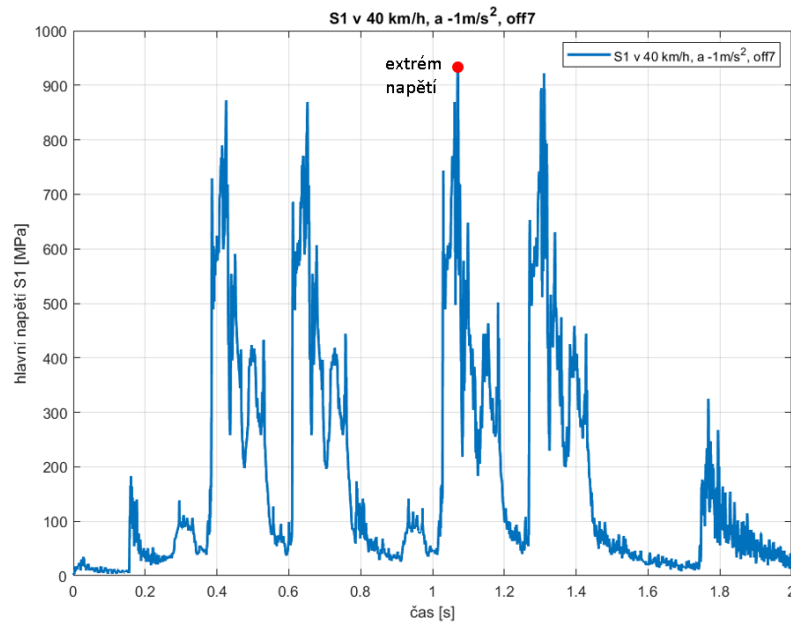
Tuto deformaci na modelu ilustruje obrázek 45.



Obrázek 45: Y deformace s maximem v místě 7. stoličky

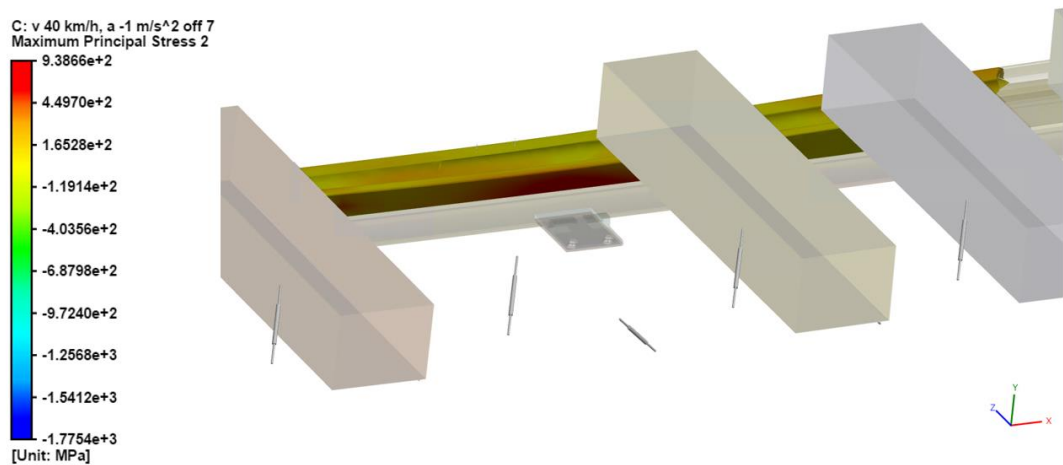
### 5.3 Ztráta kontaktu se 7. stoličkou

V rámci třetí analýzy byl modelován poruchový stav ztráty podepření 7. kluznou stoličkou. Ve výpočtovém modelu byl tento stav dosažen pomocí potlačení kontaktu mezi oběma tělesy. Průběh hlavního napětí v čase na této oblasti zachycuje obrázek 46. Hlavní napětí dosáhne maximální hodnoty **940 MPa** v čase přejezdu třetího kola.



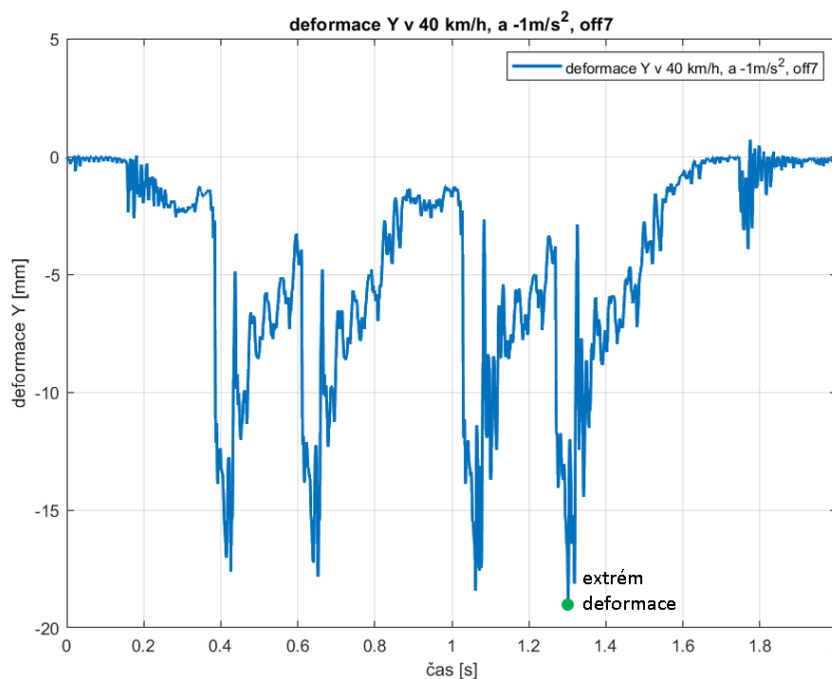
Obrázek 46: Průběh  $\sigma_1$  v čase při ztrátě podpory jazyka 7. stoličkou

Toto maximum hlavního napětí leží ve spodní části jazyka a je zachyceno v obrázku 47.



Obrázek 47: Hlavní napětí s maximem v místě chybějící 7. stoličky

Při ztrátě podpory 7. stoličky dochází k nárůstu hlavního napětí o necelých 100 MPa. Vertikální složka deformace v této oblasti dosáhne během přejezdu maximální hodnoty **18,8 mm** v čase přejezdu 4. kola (viz obrázek 48)

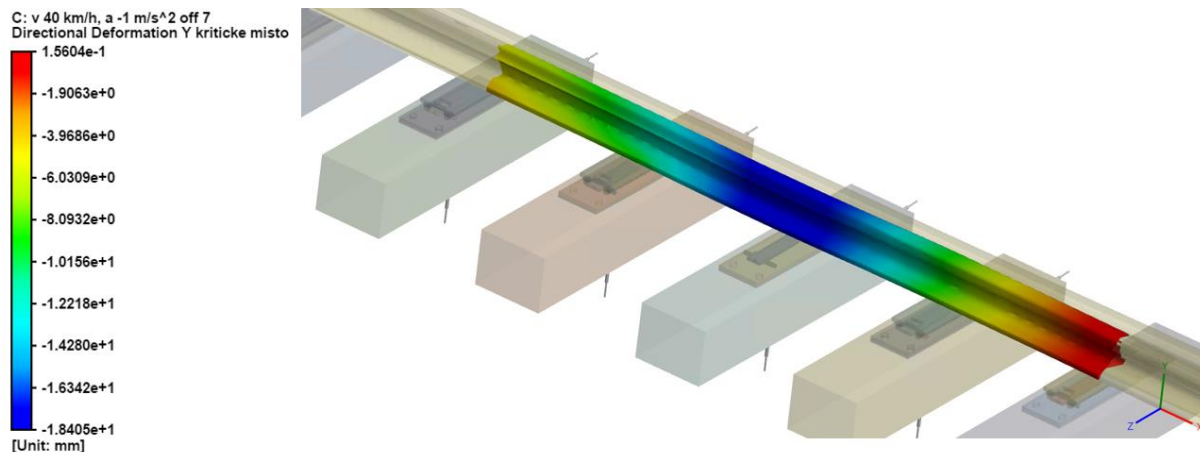


Obrázek 48: Průběh Y deformace v čase při ztrátě podpory jazyka 7. stoličkou

Podepření v tomto místě se může vlivem cyklického zatěžování porušit například tak, že pryžová podložka ztratí schopnost vracet se do původního nedeformovaného stavu nebo může dojít k obroušení vrchní plochy kluzné stoličky. Maximální deformace při tomto poruchovém stavu vzroste o **3 mm** oproti bezporuchovému stavu podepření.

Z toho vyplývá, že pokud je podpora jazyka v tomto místě vymačkána o 3 mm, tak se jazyk deformuje, jako by v tomto místě nebyl vůbec podepřen. Tento stav je nežádoucí, protože se začnou nadměrně zatěžovat i okolní stoličky 6 a 8.

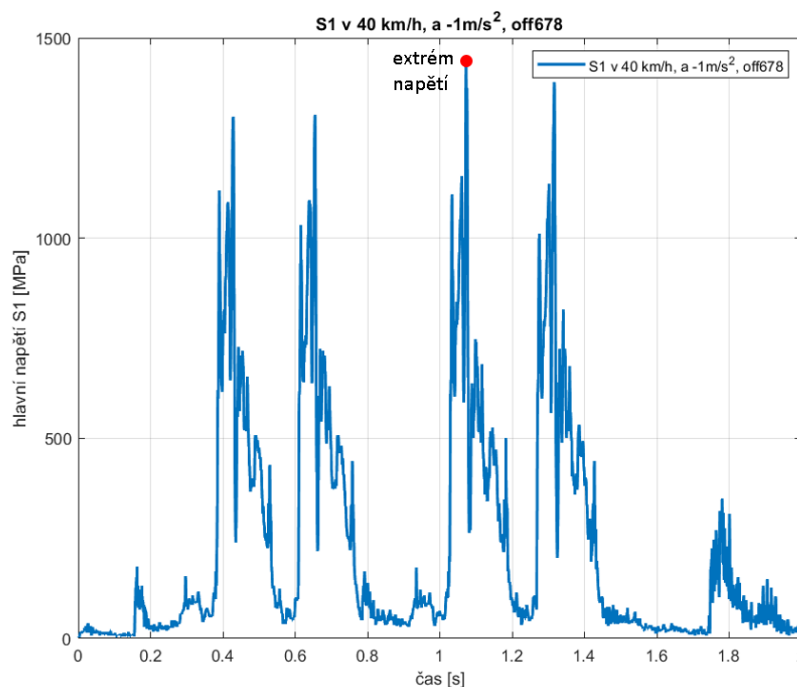




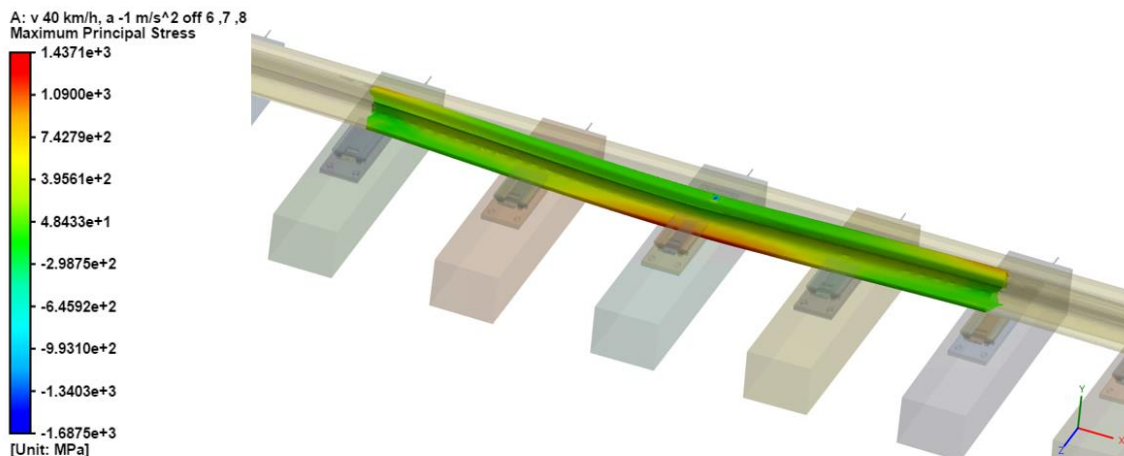
Obrázek 49: Y deformace s maximem v místě chybějící 7. stoličky

## 5.4 Ztráta kontaktu se stoličkami 6, 7 a 8

Poslední analýzou, která byla v rámci této práce provedena, se zabývala ztrátou podepření stoliček 6, 7 a 8. Tato analýza má za cíl simulovat situaci, kdy jsou v důsledku ztráty podepření od 7. stoličky vymačkány i okolní podpory. Jedná se tak o nejkritičtější stav, který byl v této práci simulován. K tomuto stavu může v reálné provozu dojít při hrubém zanedbání technického stavu výhybky. Hlavní napětí v tomto případě vzroste na maximální hodnotu **1440 MPa** při přejezdu třetího kola vozidla.

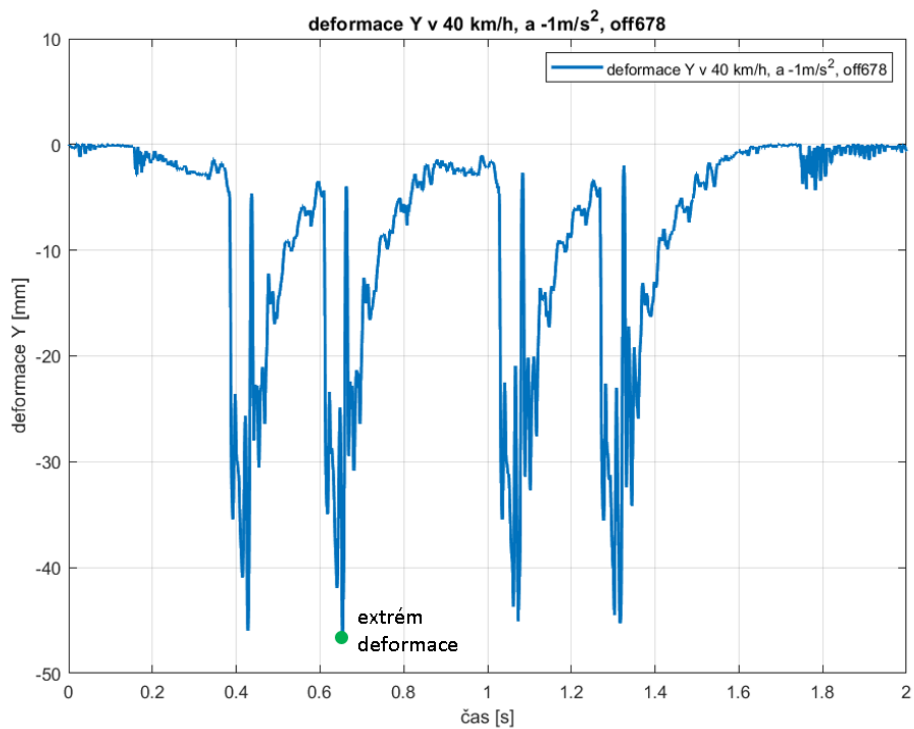


Obrázek 50: Průběh  $\sigma_1$  v čase při ztrátě podpory jazyka 6., 7. 8. stoličky

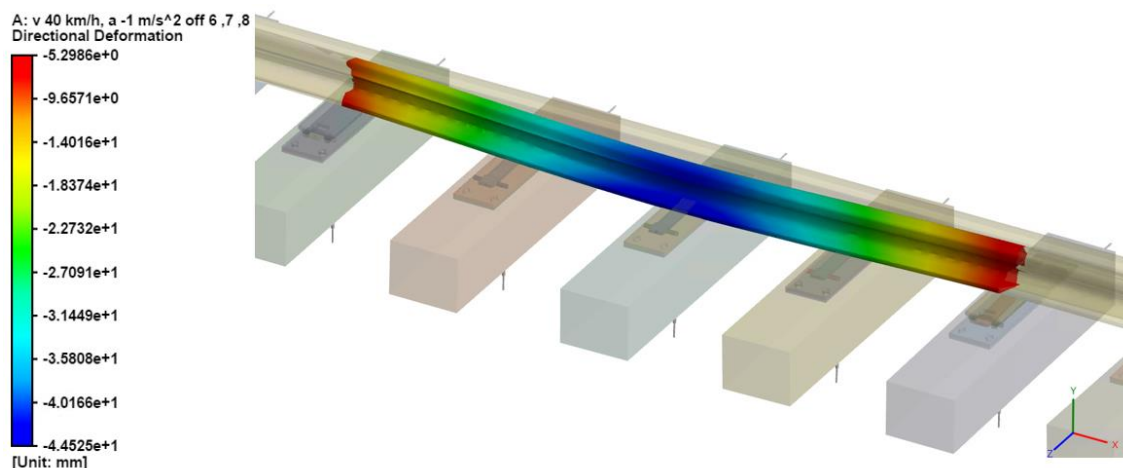


Obrázek 51: Hlavní napětí při ztrátě podpory jazyka 6., 7. a 8. stoličkou

Dochází také k rapidnímu nárůstu deformace, jejíž maximální hodnota během průjezdu dosáhne **44,5 mm**.



Obrázek 52: Průběh Y deformace v čase při ztrátě podpory jazyka 6., 7. a 8. stoličkou

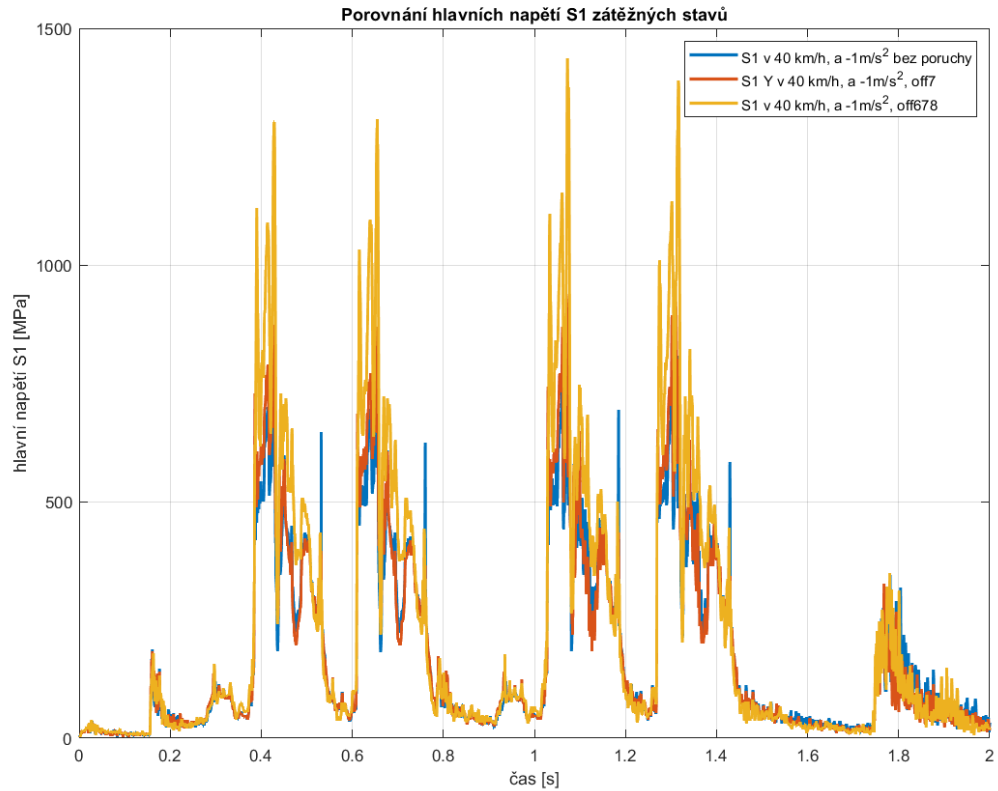


Obrázek 53: Y deformace při ztrátě podpory jazyka 6., 7. a 8. stoličkou

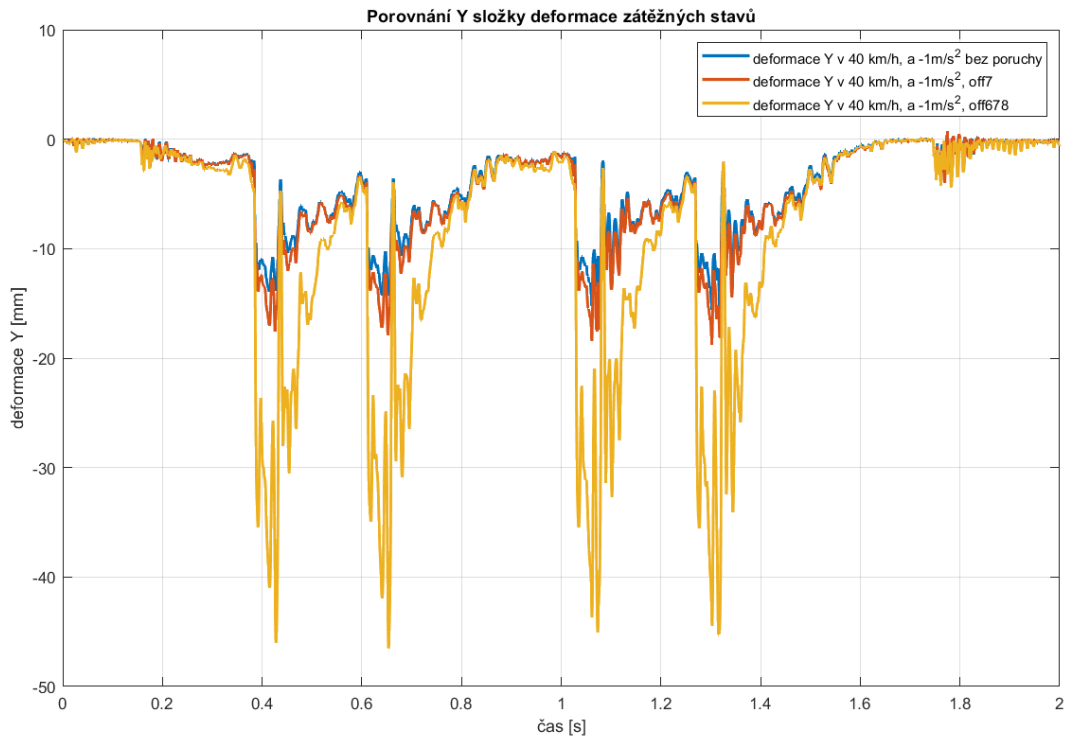
## 5.5 Porovnání přejezdů

Grafy na obrázcích 54 a 55 porovnávají dohromady hlavní napětí  $\sigma_1$  a hodnoty vertikální složky deformace úseku s kritickým místem jazykové kolejnice během průjezdu kolejového vozidla. Referenčním stavem pro porovnání poruchových stavů je přejezd s rychlostí  $40 \frac{km}{h}$ , a zrychlením  $-1 \frac{m}{s^2}$ , kdy je jazyk podepřen všemi kluznými stoličkami. Při poruše 7. stoličky lze u špičkových hodnot pozorovat 10% nárůst hlavního napětí a 20% nárůst vertikální deformace. Pokud dojde ke ztrátě podpor i okolních kluzných stoliček 6 a 8, je nárůst špičkové hodnoty hlavního napětí 70 % a špičkové hodnoty vertikální deformace 180 %. Tato porovnání vůči referenčnímu stavu jazyka shrnuje Tabulka 2.

Maximální hodnoty napětí a deformace analýzy ztráty podpory od stoliček 6, 7, a 8 je potřeba brát s určitou rezervou, protože byl použit lineárně elastický model materiálu s mezí kluzu  $R_e$  720 MPa a mezí pevnosti  $R_m$  1200 MPa. Ve skutečnosti dojde v exponovaném místě k lokální plastizaci, což výpočtový model této práce nebere v úvahu.



Obrázek 54: Porovnání průběhů hlavních napětí úseků jazyka s kritickým místem



Obrázek 55: Porovnání průběhů vertikální deformace úseků jazyka s kritickým místem

Tabulka 2: Porovnání kritických stavů

Stav kritického místa jazyka	$\sigma_1$ [MPa]	nárůst $\sigma_1$ [%]	$def Y$ [mm]	nárůst $def Y$ [%]
<b>Bez poruchy (referenční stav)</b>	850	0	15,7	0
<b>Porucha 7. Stoličky</b>	940	10,6	18,8	19,7
<b>Porucha 6., 7. a 8. stoličky</b>	1440	69,4	44,5	183,4

## Závěr

Tato práce byla zaměřena na tvorbu simulace přejezdu kolejového vozidla přes jazykovou kolejnici železniční výhybky. Pro vytvoření této simulace byla provedena rešerše v oblasti současného stavu modelování jednotlivých komponent tvořící železniční trať. Následně byly představeny různé úrovně modelování železniční tratě v násypu, a to s využitím analytických přístupů, metody konečných prvků nebo okrajově s využitím metody diskretních prvků. Přestože byly simulace přejezdu prováděny v softwarovém prostředí ANSYS, které využívá metody konečných prvků, okrajové podmínky vazeb modelu této práce vychází vesměs z analytických modelů železniční tratě, protože takto modelované vazby snižují výpočtovou náročnost modelu. Jedná se o okrajové podmínky vazeb nahrazující šroubové spoje, svěrky držící koleje a podložky pod paty kolejnice. Tyto uvedené prvky byly modelovány pomocí prvků s tuhostí, tlumením nebo předpětím, což jsou reologické modely vazeb odpovídající analytickým modelům trati. Interakce kola železničního dvojkolí s kolejnicí byla v této práci nahrazena silovým zatížením, které je závislé na poloze na kolejnicích a času simulace. Pro stanovení těchto silových účinků bylo zvoleno vozidlo s celkovou hmotností 64 tun a rozchodem kol 2400 mm a rozchodem náprav 6700 mm.

Celkem byly provedeny čtyři simulace průjezdu vozidla výhybkou. Hlavním cílem těchto analýz byly simulace poruchových stavů. Poruchových stavů může v reálné konstrukci železnice nastat celá řada, tato práce však byla soustředěna na simulování poruchového stavu v podobě podepření jazykové kolejnice od kluzné stoličky.

První simulace se zaměřovala na určení nejvíce nebezpečného místa kolejnice z hlediska uvažovaného poruchového stavu. Pro tuto analýzu byla nastavena rychlost přejezdu vozidla  $40 \frac{km}{h}$ . V rámci první analýzy bylo zjištěno, že dochází ke zvýšenému nárůstu deformace kolejnice na jejím konci vlivem okrajové podmínky v tomto místě. Vyšetřovaná oblast jazyka proto byla zkrácena o tuto ovlivněnou oblast. Z hlediska možné ztráty podpory jazyka od kluzné stoličky pak bylo určeno nejkritičtější místo jazyka v místě 7. pražcové podpory.

V rámci druhé simulace byl proveden přejezd jazyka se zrychlením  $-1 \frac{m}{s^2}$ . Tato simulace ukázala, že dochází k celkovému nárůstu deformace a napětí v jazyku vlivem

brzdných účinků vozidla. Z hlediska polohy nebezpečného místa pro uvažovaný poruchový stav nedochází ke změně, tudíž toto místo leží stejně jako v případě první analýzy v části jazyka, který je podepřen 7. pražcovou podporou.

Třetí simulace už byla zaměřena na ztrátu podepření jazyka s kluznou stoličkou v místě zmíněné 7. podpory. Oproti druhé analýze dochází k 10% nárůstu prvního hlavního napětí a 20 % nárůstu vertikální složky deformace jazyka. Výsledkem třetí simulace bylo také zjištění, že pokud se 7. kluzná stolička vlivem zatěžování vymačká o 3 mm, jazyk v tomto místě už není při průjezdu uvažovaného vozidla podepřen a dochází k nadměrnému zatěžování okolních stoliček.

V poslední simulaci byl uvažován nejkritičtější stav v podobě ztráty podpor jazyka nejen 7.stoličkou, ale i zmíněnými krajními stoličkami 6 a 8. V takovém případě dochází až k 70 % nárůstu hlavního napětí a 180 % nárůstu vertikální složky deformace.

Výpočtový model této práce má určité limity. Jak bylo zmíněno v kapitole 5.5, model využívá lineárně elastický model materiálu a hodnoty hlavních napětí v rámci simulací překračují mez kluzu, v extrémním případě i mez pevnosti materiálu. Pro validaci výsledných hodnot napětí by bylo žádoucí porovnat výsledky uvedených analýz s analýzou využívající elasto-plastický model materiálu.

Zajímavým rozšířením výpočtového modelu této práce by rovněž mohlo být kvantitativní zahrnutí vlivů rázového zatížení jazyka, ke kterému dochází vlivem geometrické konfigurace železniční nápravy vozidla projíždějícího výhybkou.

## Bibliografie

- [1] KISIŁOWSKI, J. a R. KOWALIK. *Railroad turnout wear diagnostics*. 6697. Dostupné z: doi:10.3390/s21206697
- [2] SOL-SÁNCHEZ, M., F. MORENO-NAVARRO a C. RUBIO-GÁMEZ. *The use of elastic elements in railway tracks: A state of the art review: Construction and Building Materials* [online]. 293-305 [cit. 2023-04-29]. ISSN 0950-0618. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2014.11.027>
- [3] KASSA, E. a J. NIELSEN. Dynamic interaction between train and railway turnout: full-scale field test and validation of simulation models. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2008, **46**(1), 521-534 [cit. 2023-05-04]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423110801993144
- [4] *VÝHYBKY A ZHLAVÍ ŽELEZNIČNÍ STANICE* [online]. In: . [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/106112903-Vyhybky-a-zhlavi-zeleznicni-stanice.html>
- [5] *Předpis SŽDC S3: Železniční svršek*. 2019. Dostupné také z: [https://www.spravazeleznic.cz/documents/50004227/64303803/SZDC\\_S3\\_Dil\\_04\\_sezm1az3\\_20190301.pdf/0636412e-5341-4e8a-9bd7-ec31ba17e282?download=true](https://www.spravazeleznic.cz/documents/50004227/64303803/SZDC_S3_Dil_04_sezm1az3_20190301.pdf/0636412e-5341-4e8a-9bd7-ec31ba17e282?download=true)
- [6] *Analýza dynamických účinků v oblasti srdcovky železniční výhybky*. Brno, 2021. Diplomová práce. VUT, Fakulta stavební.
- [7] SUGIYAMA, H., T. SEKIGUCHI, R. MATSUMURA, S. YAMASHITA a Y. SUDA. Wheel/rail contact dynamics in turnout negotiations with combined nodal and non-conformal contact approach. *Multibody System Dynamics* [online]. 2012, **27**(1), 55-74 [cit. 2023-05-02]. ISSN 1384-5640. Dostupné z: doi:10.1007/s11044-011-9252-0
- [8] KISIŁOWSKI, J. a R. KOWALIK. The Vision System for Diagnostics of Railway Turnout Elements. *Management Perspective for Transport Telematics* [online]. Cham: Springer International Publishing, 2018, 221-233 [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-319-97955-7\_15



- [9] *Analýza chování koleje na účinky železničních vozidel*. Brno, 2020. Diplomová práce. VUT, Fakulta stavební. Vedoucí práce Doc. Ing. Vlastislav Salajka, CSc.
- [10] Dynamics of Coupled Systems in High-Speed Railways. In: ZHANG, Weihua. *Dynamics of Coupled Systems in High-Speed Railways* [online]. 2020, s. 598 [cit. 2023-04-29]. ISBN 978-0-12-813375-0. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/C2016-0-00398-4>
- [11] FAROOQ, M., S. NIMBALKAR a B. FATAHI. Three-dimensional finite element analyses of tyre derived aggregates in ballasted and ballastless tracks. *Computers and Geotechnics* [online]. 2021, **136**, 104220 [cit. 2023-05-09]. ISSN 0266-352X. Dostupné z: doi:10.1016/j.compgeo.2021.104220
- [12] FAROOQ, M., S. NIMBALKAR a B. FATAHI. Three-dimensional finite element analyses of tyre derived aggregates in ballasted and ballastless tracks. *Computers and Geotechnics* [online]. 2021, **136**, 24 [cit. 2023-05-01]. Dostupné z: doi:10.1016/j.compgeo.2021.104220
- [13] RAO, S. S. *Vibration of Continuous Systems*. John Wiley & Sons, Inc., 2007. ISBN 9780471771715. Dostupné z: doi:10.1002/9780470117866
- [14] *AGICO Group: Railroad Track For Sale - All Sections & Dimensions Railway Tracks* [online]. [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <https://railroadrails.com>
- [15] BHARDAWAJ, S., R. SHARMA a S. SHARMA. A Survey of Railway Track Modelling. *International Journal of Vehicle Structures & Systems (IJVSS)* [online]. 10 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: doi:10.4273/ijvss.11.5.08.
- [16] SHENG, X. A review on modelling ground vibrations generated by underground trains. *International Journal of Rail Transportation* [online]. 2019, 22 [cit. 2023-05-02]. ISSN 2324-8378. Dostupné z: doi:10.1080/23248378.2019.1591312
- [17] ELISHAKOFF, I., Y. LI, N. CHALLAMEL a J. REDDY. Simplified Timoshenko–Ehrenfest beam equation to analyze metamaterials. *Journal of Applied Physics* [online]. 2022, **131**(10), 13 [cit. 2023-05-03]. ISSN 0021-8979. Dostupné z: doi:10.1063/5.0077001

- [18] BONIN, G. a G. LOPRENCIPE. *Railway traffic vibrations: generation and propagation - theoretical aspects* [online]. 2015, 18 [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: <https://www.researchgate.net/publication/233814573>
- [19] SRIVASTAVA, J., P. SARKAR a V. RANJAN. Contact Stress Analysis in Wheel–Rail by Hertzian Method and Finite Element Method. *Journal of the Institution of Engineers (India) Series C* [online]. India: Springer India, 2014, **95**(4), 319-325 [cit. 2023-05-17]. ISSN 2250-0545. Dostupné z: doi:10.1007/s40032-014-0145-x
- [20] KUKULSKI, J., M. JACYNA a P. GOŁĘBIEWSKI. Finite element method in assessing strength properties of a railway surface and its elements. *Symmetry (Basel)* [online]. 2019, **11**(8), 1014 [cit. 2023-05-17]. ISSN 2073-8994. Dostupné z: doi:10.3390/sym11081014
- [21] PLÁŠEK, O., P. ZVĚŘINA, R. SVOBODA a V. LANGER. *ŽELEZNIČNÍ STAVBY II: Základní součásti železničního svršku*. Brno, 2006.
- [22] FERDOUS, W, A. MANALO, G. VAN ERP, T. ARAVINTHAN, S. KAEWUNRUEN a A. REMENNIKOV. Composite railway sleepers – Recent developments, challenges and future prospects. *Composite Structures* [online]. 11 [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: doi:10.1016/j.compstruct.2015.08.05
- [23] *Railway Technology* [online]. 2023 [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: <https://www.railway-technology.com/contractors/data/pressrailway-sleeper-overview/pressreleases/pressrailway-sleeper-overview/>
- [24] GRASSIE, S. L. DYNAMIC MODELLING OF CONCRETE RAILWAY SLEEPERS. *Journal of Sound and Vibration* [online]. 1995, **187**(5), 799-813 [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: doi:10.1006/jsvi.1995.0564
- [25] *Analýza chování železniční koleje na účinky pojezdu železničního vozidla*. Brno, 2022. Diplomová práce. VUT, Fakulta stavební. Vedoucí práce Doc. Ing. Vlastislav Salajka, CSc.
- [26] MA, X., P. WANG, J. XU a R. CHEN. Effect of the vertical relative motion of stock/switch rails on wheel–rail contact mechanics in switch panel of railway turnout. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2018, **10**(7), 13 [cit. 2023-05-06]. ISSN 1687-8140. Dostupné z: doi:10.1177/1687814018790659

- [27] VALIKHANI, V., Y. DAVOOD, M. VALIKHANI a D. YOUNESIA. Application of an optimal wavelet transformation for rail-fastening system identification in different preloads. *Measurement* [online]. 2016, **82**, 161-175 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: doi:10.1016/j.measurement.2015.12.039
- [28] THOMPSON, D.J. a J.W. VERHEIJ. The dynamic behaviour of rail fasteners at high frequencies: Applied Acoustics. *Applied Acoustics* [online]. 1997, **52**(1), 1-17 [cit. 2023-05-09]. ISSN 0003-682X. Dostupné z: doi:10.1016/S0003-682X(97)00016-9
- [29] MORISON, Ch., A. WANG a O. BEWES. Methods for Measuring the Dynamic Stiffness of Resilient Rail Fastenings for Low Frequency Vibration Isolation of Railways, Their Problems and Possible Solutions. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* [online]. 2005, **24**(2), 107-115 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: doi:10.1260/0263092054530993
- [30] ZHANG, Z., B. ANDRAWES a R.J. EDWARDS. Parametric Study on the Distribution of Longitudinal Load in Railway Track under Dynamic Wheel Loading Using Finite Element Analysis. *International Journal of Civil Engineering* [online]. 2015, **2**(5), 13-27 [cit. 2023-05-09]. ISSN 2348 – 8352. Dostupné z: doi:10.14445/23488352/IJCE-V2I5P106
- [ WANG, P., T. XIN, Y. DING, S. WANG, H. HUO, P. CHEN a M.M.
- 31] NADAKATTI. *Engineering failure analysis* [online]. Elsevier Ltd, 2021, **129**, 105710 [cit. 2023-05-16]. ISSN 1350-6307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2021.105710
- [32] SADEGHI, J., M. SEYEDKAZEMI a A. KHAJEHDEZFULY. Nonlinear simulation of vertical behavior of railway fastening system: Engineering Structures. *Engineering Structures* [online]. 2020, **209**, 13 [cit. 2023-05-09]. ISSN 0141-0296. Dostupné z: doi:10.1016/j.engstruct.2020.110340
- [33] ZHAI, W.M., K.Y. WANG a J.H. LIN. Modelling and experiment of railway ballast vibrations. *Journal of Sound and Vibration* [online]. 2004, **270**(4-5), 673-683 [cit. 2023-05-09]. ISSN 0022-460X. Dostupné z: doi:10.1016/S0022-460X(03)00186-X

- [34] ALABBASI, Y. a M. HUSSEIN. Geomechanical Modelling of Railroad Ballast: A Review. *Archives of computational methods in engineering* [online]. 2021, **28**(3), 815-839 [cit. 2023-05-13]. ISSN 1134-3060. Dostupné z: doi:10.1007/s11831-019-09390-4
- [35] SUHR, B. a K. SIX. Efficient DEM simulations of railway ballast using simple particle shapes. *Granular matter* [online]. 2022, **24**(4), 19 [cit. 2023-05-09]. ISSN 1434-5021. Dostupné z: doi:10.1007/s10035-022-01274-y
- [36] HENDRY, Michael Thomson. *Train-induced dynamic response of railway track and embankments on soft peaty foundations*. Canada, 2007. PhD Thesis. University of Saskatchewan.
- [37] CHAO, H., Z. SHUNHUA, G. PEIJUN, D. HONGGUI, Z. XIAOHUI a Y. FAN. Theoretical modelling of the dynamic interaction between twin tunnels in a multi-layered half-space. *Journal of sound and vibration* [online]. 2019, **456**, 65-85 [cit. 2023-05-11]. ISSN 0022-460X. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsv.2019.05.025
- [38] KOUROUSSIS, G., G. GAZETAS, I. ANASTASOPOULOS, C. CONTI a O. VERLINDEN. Discrete modelling of vertical track–soil coupling for vehicle–track dynamics. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* [online]. 2011, **31**(12), 1711-1723 [cit. 2023-05-12]. ISSN 02677261. Dostupné z: doi:10.1016/j.soildyn.2011.07.007
- [39] ZHAI, W. a Z. CAI. Dynamic interaction between a lumped mass vehicle and a discretely supported continuous rail track. *Computers & structures* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 1997, **63**(5), 987-997 [cit. 2023-05-13]. ISSN 0045-7949. Dostupné z: doi:10.1016/S0045-7949(96)00401-4
- [40] YIQUN, T., X. SIQI a Y. QI. Numerical study of dynamic stress developed in the high speed rail foundation under train loads. *Soil dynamics and earthquake engineering (1984)* [online]. 2019, **123**, 36-47 [cit. 2023-05-13]. ISSN 0267-7261. Dostupné z: doi:10.1016/j.soildyn.2019.04.018
- [41] *Construction & building materials* [online]. Elsevier Ltd, 2021, [cit. 2023-05-13]. ISSN 0950-0618.

- [42] KUMAR, N., N. SANJAY, F. BEHZAD a Y. GUI. Effects of soil arching on behavior of pile-supported railway embankment: 2D FEM approach. *Computers and geotechnics* [online]. 2020, **123**, 103601 [cit. 2023-05-13]. ISSN 0266-352X. Dostupné z: doi:10.1016/j.compgeo.2020.103601
- [43] TATSUYA, I., M. SEIICHI a S. ETSUO. Simple plastic deformation analysis of ballasted track under repeated moving-wheel loads by cumulative damage model. *Transportation Geotechnics* [online]. 2014, **1**(4), 157-170 [cit. 2023-05-13]. ISSN 2214-3912. Dostupné z: doi:10.1016/j.trgeo.2014.06.006
- [44] NGUYEN, K., J.M. GOICOLEA a F. GALBADÓN. Comparison of dynamic effects of high-speed traffic load on ballasted track using a simplified two-dimensional and full three-dimensional model. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* [online]. 2014, , s. 128-142 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: doi:10.1177/0954409712465710
- [45] DAISUKE, N., S. HIDE a A. AKIRA. Development of viscoelastic multi-body simulation and impact response analysis of a ballasted railway track under cyclic loading. *Materials* [online]. 2017, **10**(6), 615 [cit. 2023-05-13]. ISSN 1996-1944. Dostupné z: doi:10.3390/ma10060615
- [46] ONKAR S., R., Y.O. PRAKASH, Z. CHETAN a V. NALINAKSH S. Improved estimation of rail–wheel contact forces from instrumented wheel-set data through higher harmonic cancellation and a back-propagation neural network scheme. *Engineering applications of artificial intelligence* [online]. 2023, **119**, 105811 [cit. 2023-05-14]. ISSN 0952-1976. Dostupné z: doi:10.1016/j.engappai.2022.105811
- [47] JANDORA, R. *Výpočtové modelování dynamických projevů v kontaktu kola a kolejnice s obecnou geometrií kontaktních povrchů*. Brno, 2012.
- [48] JUN, Z., S. SHOUGUANG a J. XUESONG. Numerical Simulation of Two-Point Contact Between Wheel and Rail. *Acta mechanica solida Sinica* [online]. 2009, **22**(4), 352-359 [cit. 2023-05-14]. ISSN 0894-9166. Dostupné z: doi:10.1016/S0894-9166(09)60284-6
- [49] *Wear* [online]. Elsevier, 2022, [cit. 2023-05-14]. ISSN 0043-1648.

- [50] FRÝZA, J. *Experimentální studium mazání okolku kolejových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [51] PAK, D., M. KOPP, M. FELDMANN a G. SEIDL. Condition monitoring of VFT-Rail® slab-track railway bridges. *Steel construction* [online]. 2016, **9**(3), 170-178 [cit. 2023-05-15]. ISSN 1867-0520. Dostupné z: doi:10.1002/stco.201610023
- [52] SALAJKA, V., M. SMOLKA, J. KALA a O. PLÁŠEK. Dynamical response of railway switches and crossings. In: *MATEC Web of Conferences* [online]. Les Ulis: EDP Sciences, 2017, , s. 18 [cit. 2023-05-17]. ISSN 2261-236X. Dostupné z: doi:10.1051/mateconf/201710700018
- [53] *TRIVISTA* [online]. In: . [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://trivista.co.uk/design-and-analysis/fea-overview/dynamic-analysis/transient-structural-analysis/>
- [54] SANTAMARÍA, J., E. VADILLO a J. GÓMEZ. A comprehensive method for the elastic calculation of the two-point wheel-rail contact. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2006, **44**(1), 240-250 [cit. 2023-05-17]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423110600870337
- [55] SANTAMARIA, J., E. VADILLO a J. GOMEZ. Influence of creep forces on the risk of derailment of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2009, **47**(6), 721-752 [cit. 2023-05-17]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423110802368817
- [56] HALÁSEK, J.. *Renovace železničního dvojkolí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2020.
- [57] *Konstrukční uspořádání koleje* [online]. In: . [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/34553493-Konstrukcni-usporadani-koleje.html>
- [58] DRÁBEK, M. *Technologie dopravy a logistika - Železniční osobní doprava*. ČVUT Praha.

## Seznam použitých zkratek, symbolů a veličin

$R_m$	$[MPa]$	Mez pevnosti
$E$	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu
$I$	$[mm^4]$	Kvadratický moment průřezu
$x, y, z$	$[mm]$	Kartézské souřadnice
$\rho$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Hustota materiálu
$A, S$	$[mm^2]$	Plocha průřezu
$t$	$[s]$	Čas
$\partial, \partial^2, \partial^4$		Symbole parciální derivace
$P(x, t)$	$[N]$	Funkce zatížení, závislá na poloze a čase
$K$	$[-]$	Korekční faktor
$k$	$\left[\frac{N}{mm}\right]$	Tuhost
$b$	$\left[\frac{Ns}{mm}\right]$	Tlumení
$F_p$	$[N]$	Předpětí
$UX, UY, UZ$	$[mm]$	Posuvy v souřadnicových osách
$ROTX, ROTY, ROTZ$	$[^\circ]$	Rotace okolo souřadnicových os
$l$	$[mm]$	Délka
$\Delta l$	$[mm]$	Prodloužení
$\sigma$	$[MPa]$	Napětí
$\varepsilon$	$[-]$	Přetvoření
$u$	$[mm]$	Posuv
$G, F_{kolo-LAT}, F_{\omega}, F_{\omega y}, F_t, F_{kolo}$	$[N]$	Složky sil
$\alpha, \beta$	$[^\circ]$	Úhly profilu kola
$\alpha_n$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Normálové zrychlení
$\alpha_t$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Tečné zrychlení
$v$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Rychlost
$R$	$[m]$	Poloměr oblouku

$m_{\text{kolo}}$	$[kg]$	Kolová hmotnost vozidla
$\mu$	$[-]$	Poissonův poměr
$M_0$	$[Nmm]$	Ohybový moment
$w$	$[mm]$	Průhyb
$\sigma_1$	$[MPa]$	Hlavní napětí



## Seznam obrázků

Obrázek 1	Schéma výhybky s jazykem	18
Obrázek 2	Profil přímé kolejnice a profil jazyka, měnící se po délce	18
Obrázek 3	Klasická konstrukce trati	19
Obrázek 4	Pevná konstrukce trati	19
Obrázek 5	Jednotlivé části železniční tratě v násypu	20
Obrázek 6	Rozdělení kolové síly na jednotlivé pražce	22
Obrázek 7	Typy pražců	23
Obrázek 8	Nepřímé upevnění kolejnice výhybky	24
Obrázek 9	Pružina s tuhostí $k$ a tlumič s tlumením $b$	25
Obrázek 10	Winklerův model tratě – nosník na elastických podporách	27
Obrázek 11	Dvouvrstvý spojitý model tratě	28
Obrázek 12	Dvouvrstvý diskretní model tratě	29
Obrázek 13	Příklad MKP modelu železniční tratě v násypu	30
Obrázek 14	Model železniční tratě, využívající metody diskretních prvků	31
Obrázek 15	Síly v kontaktu, působící na kolejnici	32
Obrázek 16	Podpěření jazykové kolejnice kluznou stoličkou	35
Obrázek 17	Model výhybkového uzlu (s modře zvýrazněnou jazykovou kolejnicí)	36
Obrázek 18	Detail upínacího mechanismu koleje a podpory jazyka	37
Obrázek 19	Nastavení vazby svěrky	38
Obrázek 20	Nastavení vazby šroubu	39
Obrázek 21	Schéma pružiny, nahrazující předepjatý šroubový spoj	40
Obrázek 22	Nastavení vazeb podložek	41
Obrázek 23	Okrajové podmínky pražce ve vertikálním směru	43
Obrázek 24	Vazby pražců v horizontálním směru	43
Obrázek 25	O.P. na počátku přímé koleje a na konci přímé koleje a jazyka	44
Obrázek 26	Geometrie železničního dvojkolí a zjednodušeného profilu UIC-ORE	46
Obrázek 27	Kontaktní body dvojkolí s kolejnicemi	47
Obrázek 28	Trajektorie kontaktních bodů	47
Obrázek 29	Sílové účinky kola na kolejnici	48
Obrázek 30	Pohyb hmotného bodu po kružnici	49
Obrázek 31	Pomocný model pro určení rozměrů kontaktní plochy	51
Obrázek 32	Kontaktní plošky na kolejnici na hlavě a boku	52
Obrázek 33	Vydefinované plošné cesty pro aplikaci zatížení	52
Obrázek 34	Síla definovaná pomocí tabulky	54
Obrázek 35	Síly aplikované na model při průjezdu s brzděním	54
Obrázek 36	Lokomotiva typu 742 zvolená pro simulaci přejezdu	55
Obrázek 37	Celková deformace modelu v čase (zeleně maximální), přejezd 40 km/h	56
Obrázek 38	Prut na podporách, zatížený dvojicí posouvajících sil	57
Obrázek 39	Poloha maximálního vertikálního průhybu jazyka pod podporou 7	58
Obrázek 40	Y deformace jazyka při přejezdu vozidla se zrychlením	59
Obrázek 41	Vyšetřovaná oblast jazyka v okolí nebezpečného místa	60

Obrázek 42	Průběh S1 v čase, přejezd se zrychlením	61
Obrázek 43	Hlavní napětí s maximem v místě 7. stoličky	61
Obrázek 44	Průběh Y deformace v čase přejezdu s e zrychlením	62
Obrázek 45	Y deformace s maximem v místě 7. stoličky	62
Obrázek 46	Průběh S1 v čase při ztrátě podpory jazyka 7. stoličkou	63
Obrázek 47	Hlavní napětí s maximem v místě chybějící 7. stoličky	63
Obrázek 48	Průběh Y deformace v čase při ztrátě podpory jazyka 7. stoličkou	64
Obrázek 49	Y deformace s maximem v místě chybějící 7. stoličky	65
Obrázek 50	Průběh S1 v čase při ztrátě podpory jazyka 6., 7. 8. stoličky	65
Obrázek 51	Hlavní napětí při ztrátě podpory jazyka 6., 7. a 8. stoličkou	66
Obrázek 52	Průběh Y deformace v čase při ztrátě podpory jazyka 6., 7. a 8. stoličkou	66
Obrázek 53	Y deformace při ztrátě podpory jazyka 6., 7. a 8. stoličkou	67
Obrázek 54	Porovnání průběhů hlavních napětí úseků jazyka s kritickým místem	68
Obrázek 55	Porovnání průběhů vertikální deformace úseků jazyka s kritickým místem	68

## **Seznam tabulek**

Tabulka 1	Materiálové charakteristiky modelu	55
Tabulka 2	Porovnání kritických stavů	69